

13. MAGDEBURGER MASCHINENBAU-TAGE 2017

AUTONOM – VERNETZT – NACHHALTIG

27. und 28. September 2017

Tagungsband



13. Magdeburger Maschinenbau-Tage 2017

AUTONOM – VERNETZT – NACHHALTIG

Unter der Schirmherrschaft des Ministeriums
für Wirtschaft, Wissenschaft und
Digitalisierung des Landes Sachsen-Anhalt



SACHSEN-ANHALT

13. Magdeburger Maschinenbau-Tage 2017

AUTONOM – VERNETZT – NACHHALTIG

Herausgeber

Prof. Dr.-Ing. Roland Kasper

Prof. Dr.-Ing. Ulrich Gabbert

Prof. Dr.-Ing. Karl-Heinz Grote

Prof. Dr.-Ing. Roberto Leidhold

Prof. Dr.-Ing. Andreas Lindemann

Prof. Dr. rer. nat. Michael Scheffler

Prof. Dr.-Ing. Bertram Schmidt

Dr.-Ing. Michael Klaeger

und 56 Autoren

Die Wiedergabe von Handelsnamen, Gebrauchsnamen, Warenbezeichnungen und dergleichen berechtigt nicht zu der Annahme, dass solche Namen ohne weiteres von jedermann benutzt werden dürfen. Es handelt sich vielmehr oft - auch ohne besondere Kennzeichnung - um gesetzlich eingetragene Warenzeichen.

Das Werk, einschließlich aller seiner Teile, ist urheberrechtlich geschützt. Alle dadurch begründeten Rechte, insbesondere die des vollständigen oder auszugsweisen Nachdrucks, der Übersetzung, aller Arten der Vervielfältigung, der Speicherung und Verarbeitung in elektronischen Systemen, bleiben vorbehalten.

© 2017 Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Fakultät Maschinenbau, Institut für Mobile Systeme – Lehrstuhl Mechatronik

Alle Rechte vorbehalten.

ISBN: 978-3-944722-54-2

DOI: 10.24352/UB.OVGU-2017-085

VORWORT

Digitalisierung, Vernetzung und Mikrotechnologien verleihen Maschinen immer neue Fähigkeiten. Eine Vielzahl verteilter Sensoren versorgen sie mit Informationen, die in leistungsfähigen Prozessoren lokal und/oder zentral verarbeitet und über das Internet und andere Datennetzwerke ausgetauscht, gespeichert und genutzt werden.

In Verbindung mit neuen Werkstoffen und Produktionsprozessen werden äußerst komplexe Aufgaben effizient und ressourcenschonend bearbeitet.

Dank neuer Antriebe, Energiespeicher und Energieübertragungsverfahren werden Maschinen mobil, verhalten sich im Einsatz flexibel und adaptiv und wachsen mit klassischen Transportsystemen zusammen. Diese Eigenschaften werden heutzutage durch einen ganzheitlichen Ansatz über den gesamten Produktlebenszyklus, beginnend bei Forschung & Entwicklung über Herstellung, Verteilung und Nutzung bis zum end-of-life erzielt. Der Mensch ist in unterschiedlichen Rollen als Forscher & Entwickler, als Produzent, Verkäufer sowie Verbraucher und schließlich als Verwerter eingebunden.

Im Herbst 2017 bieten die Magdeburger Maschinenbau-Tage als Treffpunkt von Wissenschaft und Wirtschaft wieder einen gemeinsamen Rahmen für den Austausch neuester wissenschaftlicher Erkenntnisse und aktueller praktischer Erfahrungen, die als Anstoß für künftige Innovationen dienen können.

Wichtige Partner für diesen Austausch sind auch in diesem Jahr der Cluster Sondermaschinen- und Anlagenbau Sachsen-Anhalt, das Institut für Kompetenz in AutoMobilität - IKAM GmbH, der Cluster MAHREG Automotive Sachsen-Anhalts sowie der Forschungs- und Transferschwerpunkt Automotive der Otto-von-Guericke Universität Magdeburg. Die Tagung wendet sich an alle Beteiligten am Produktentstehungsprozess, die in Forschung, Entwicklung und Produktion an Universitäten und Forschungseinrichtungen, als Hersteller oder als Zulieferer tätig sind. Willkommen sind grundlagen- und anwendungsorientierte Beiträge zu umseitig aufgeführten Themen.

Prof. Dr.-Ing. Roland Kasper



Tagungsleitung

Institut für Mobile Systeme, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg

TAGUNGSORT

Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg
Gebäude 40, Zschokkestraße 32, 39104 Magdeburg
Tagungsorganisation
Angela Dörge
Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg
Institut für Mobile Systeme - Lehrstuhl Mechatronik
Universitätsplatz 2, 39106 Magdeburg
Gebäude 10, Raum 141
Telefon 0391 / 67 58600 | mmt@ovgu.de

TAGUNGSLEITUNG

Prof. Dr.-Ing. Roland Kasper
Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg
Institut für Mobile Systeme - Lehrstuhl Mechatronik
Universitätsplatz 2, 39106 Magdeburg
Gebäude 10, Raum 142
Sekretariat: Frauke Heiduk
Telefon: 0391 / 67 58606 | frauke.heiduk@ovgu.de

TAGUNGSSPRACHEN

deutsch, englisch

PROGRAMMAUSSCHUSS

Prof. Rüdiger Bähr	Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg
Prof. Ulrich Gabbert	Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg
Prof. Karl-Heinrich Grote	Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg
Prof. Thorsten Halle	Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg
Prof. Sven Jüttner	Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg
Prof. Bernhard Karpuschewski	Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg
Prof. Roland Kasper	Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg
Jun.-Prof. Manja Krüger	Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg
Prof. Roberto Leidhold	Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg
Prof. Andreas Lindemann	Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg
Prof. Hans-Christian Möhring	Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg
Prof. Hermann Rottengruber	Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg
Prof. Michael Scheffler	Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg
Prof. Bertram Schmidt	Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg
Jun.-Prof. Stephan Schmidt	Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg
Prof. Sandor Vajna	Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg
Prof. Ulrich Jumar	ifak - Institut für Automation und Kommunikation e. V.
Dr. Michael Klaeger	tti Technologietransfer und Innovationsförderung Magdeburg GmbH
Prof. Michael Schenk	Fraunhofer IFF Magdeburg
Prof. Ulrich Schmucker	Fraunhofer IFF Magdeburg
Herr Thomas Rieke	Ministerium für Wirtschaft, Wissenschaft und Digitalisierung des LSA
Dr.-Ing. Gerd Schramm	Ministerium für Wirtschaft, Wissenschaft und Digitalisierung des LSA
Dr.-Ing. Stefan Schünemann	Institut für Kompetenz in AutoMobilität - IKAM GmbH

INHALTSVERZEICHNIS

A1-1	Potentials of lightweight concepts for ultra-lightweight wheel-hub motor Perekopskiy, Sergey; Kasper, Roland; Heintze, Olaf; Falken, Alexander; Lies, Carsten	1
A1-2	Fertigungskonzepte zum Verkleben einer neuartigen Luftspaltwicklung eines Radnabenmotors Stamann, Olena; Jüttner, Sven; Hinzelmann, Ralf; Kasper, Roland	11
A1-3	Bewertung konstruktiver Maßnahmen zur Verbesserung der Vibroakustik eines elektrischen Radnabenmotors Duvigneau, Fabian; Gabbert, Ulrich	21
A2-1	Methodik zur Analyse, Auslegung und Bewertung einer automatisierten Querführung Oschlies, Hendrik; Saust, Falko; Schmidt, Stephan	31
A2-2	Kooperative Automation zur Längsführung im urbanen Straßenverkehr Belz, Jörg; Burmeister, Alexander; Kaschwich, Claus; Löper, Christian; Temme, Gerald; Thomaidis, Georgios; Hesse, Tobias	41
A2-3	Parameteridentifikation der Längs- und Querdynamik des Modulträgers Elektrofahrzeugs „BugEE“ anhand standardisierter Fahrmanöver Heidfeld, Hannes; Schünemann, Martin; Kasper, Roland	53
A3-1	Agentenbasierte Steuerung eines dynamischen Routenzugsystems für die werksinterne Materiallogistik einer Automobil-Endmontage Lüder, Arndt; Zawisza, Jacek; Habermann, Rebecca	64
A3-2	Funktionale Stellgrößenmodellierung in Optimalsteuerungsprozessen und deren Anwendung auf die Manöverplanung autonomer Fahrzeuge Schmidt, Michael; Milz, Gordon; Schmidt, Stephan	74
A3-3	A Calculably Efficient Power Management System for Use in the Battery/Supercapacitor Electric Car with a Range Extender Gonsrang, Sarawut ; Kasper, Roland	84
A4-1	Radlastmessung an einem Elektrofahrzeug bei verschiedenen Fahrbahnbelägen inklusive Sonder- und Missbrauchereignissen Irmischer, Cornelius; Koch, Sebastian; Daniel, Christian; Woschke, Elmar	94
A4-2	Ermittlung nutzbarer Bauräume für Energiespeicher auf Hochvoltebene in Elektrofahrzeugen mit dezentralisierten Antriebssträngen Stefaniak, Tobias; Maiwald, Daniel	105
A4-3	Entwicklung eines elektrisch angetriebenen Leichtstelzenschleppers zur Ausbringung biologischer Pflanzenschutzmittel im Mais Heidfeld, Hannes; Ralf, Hinzelmann; Schaub, Maximilian; Schünemann, Martin; Schmidt, Stephan	117
A5-1	Standardisierung der Messwertaufnahme für eine elektrische Maschine mit Luftspaltwicklung Schmidt, Martin; Hinzelmann, Ralf; Kasper, Roland	127

A5-2	Theoretische Modellierung und experimentelle Validierung der Verlustleistung eines dreiphasigen Abwärtswandlers für die Ansteuerung eines Radnabenmotors mit geringer Induktivität Golovakha, Dmytro; Hadi, Amiri; Kasper, Roland	137
A5-3	Vergleich der Berechnung und Messung der Verluste in Wälzlagern und Dichtungen der Radnabenmotoren der OvGU Zörnig, Andreas ; Hinzelmann, Ralf ; Perekopskiy, Sergey ; Kasper, Roland	148
A6-1	Über die Bewegung der dynamischen imitierten Stands Juschkov, M.P.; Petrova, Victoria Igorevna	158
A6-2	On the stability of an unbalanced rotor with flexible shaft in massive compliant supports Stepanova, Polina Petrovna; Pasynkova, Inna Anatolievna	162
A6-3	Entwicklung und Erprobung eines flexiblen Messverfahrens mithilfe FEM-gestützter Positionierung von Dehnungsmessstreifen Koch, Sebastian; Irmischer, Cornelius; Daniel, Christian; Woschke, Elmar	171
A6-4	Simplified Wheel Hub Bearing Unit for the Finite Element Static Analysis Vittayaphadung, Nitipan ; Zörnig, Andreas ; Perekopskiy, Sergey ; Kasper, Roland	180
B1-2	Prozesskontrolle bei der Extrusion von miniaturisierten Kathetern mit additiven Elementen Hagner Lutz, Torsten Dierker, Frank Trautmann	186
B1-3	Neuartige Methode zur Integration von Elektronikkomponenten in medizinischen Kathetern Wagner, David; Pitschmann, Kai ; Schmidt, Bertram ; Schumann, Ulrich; Freidank, Sebastian; Detert, Markus	195
B2-1	Modifikation und Funktionalisierung von Materialien für Katheter Richter, Sandra; Thormann, Annika; Schulze, Stefan	201
B2-2	Herstellung biokompatibler Grenzflächen, sowie von mikro- und nanoporöser Materialien für Katheter Herbst, Christian; Milosevic, Javorina; Meisel, Hans-Jörg	208
B3-1	Mikrotechnische Sensoren zur Messung der Kontaktnormalkraft Majchereck, Sören	212
B4-1	Anwendungspotenziale additiver Fertigungsverfahren zur beschleunigten Produktentwicklung in der medizintechnischen Forschung Pietras, Jan Patrick ; Kensah, George ; Dahlmann, Julia ; Zardo, Patrick ; Bähr, Rüdiger ; Kutschka, Ingo	219
B4-2	Bonden dünner Polyimidfolien mit eingebetteten Elektrodenstrukturen auf FR-4 Leiterplatten Deckert, Martin ; Lippert, Michael Thomas ; Takagaki, Kentaroh ; Ohl, Frank W. ; Schmidt, Bertram	229
B4-3	Micro-structured Demultiplexer in PMMA for Optical Sensor Systems and Optical WDM Transmission Fischer-Hirchert, Ulrich ; Haupt, Matthias ; Höll, Sebastian ; Joncic, Mladen	240

B5-2	Nachhaltigkeitsorientierte Prozessgestaltung am Beispiel der Wärmebehandlung von Aluminium-Gussteilen Scharf, Stefan ; Schlegel, Ulrich ; Ates, Baris ; Dischinger, Norbert ; Stein, Hagen ; Stein, Norbert	244
B5-3	Untersuchung der Spraycharakteristik für die Effizienzsteigerung von rücklaufgeregelten Dralldruckdüsen Butscher, Daniel; Sauerhering, Jörg; Beyrau, Frank; Schmidt, Jürgen	255
B6-1	Teilintegrierte und direktgekoppelte Generator – Wasserradkombination Schallschmidt, Thomas; Stamann, Mario; Kühn, Hannes; Leidhold, Roberto	265
B6-3	Generator mit Kombinationswicklung zur regenerativen Energiegewinnung aus Wasserkraft Hinzemann, Ralf; Kovacs, Nobert; Borchardt, Norman; Kasper, Roland	273
C1-1	Advanced modeling of NiTi stents used in minimally invasive surgeries Chavalla, Sharath Chandra; Juhre, Daniel	283
C1-2	Simulation des Risswachstums in einer Compact Tension - Probe nach ASTM E399 mit einem spröden Phasenfeldmodell Liu, Zhengkun; Roggel, Julian; Juhre, Daniel	293
C1-3	Entwicklung und Realisierung einer Methodenplattform für die Spannungsanalyse von Al-Druckgussteilen mit Imperfektionen Würkner, Mathias; Duczek, Sascha; Berger, Harald; Köppe, Heinz; Gabbert, Ulrich	303
C2-1	Tragdruck- und Schmierstoffverteilung von Axialgleitlagern unter Berücksichtigung von masseerhaltender Kavitation und Zentrifugalkraft Ziese, Christian; Nitzschke, Steffen; Woschke, Elmar	312
C2-2	Simulation rotordynamischer Systeme mit problemangepasster Modellreduktion und erweiterter Modellierungstiefe für Gleit- und Wälzlager-elemente Daniel, Christian; Woschke, Elmar; Nitzschke, Steffen	324
C2-3	Die Dämpfung der Schwingungen des Containers des Portalkrans Yushkov, Mikhail Petrovich ; Soltakhanov, Shervani Khusainovich ; Shugaylo, Timofey Sergeevich	335
C3-1	Complexity management in production planning processes Rostami Mehr, Mohammad ; Lüder, Arndt	342
C3-2	CPM/PDD based approach for product evaluation in Virtual Reality (VR) Liebal, Andreas; Mahboob, Atif; Weber, Christian; Krömker, Heidi	352
C3-3	Engineering mit VINCENT - Der digitale Zwilling für die Entwicklungsphase Kennel, Matthias; Juhasz, Tamas	361
C3-4	Wirkkettenmodellierung für verteilte und mechatronische Entwicklungsprozesse Schmidt-Colinet, Jakob; Endrass, Ferdinand	370

C4-1	Validierung eines kalibrierten Simulationsmodells des Rotationsreißschweißprozesses mit Hilfe eines experimentellen Prozessabgleichs Körner, Markus ; Schmicker, David ; Rößler, Christoph ; Heppner, Eric ; Jüttner, Sven ; Woschke, Elmar ; Trommer, Frank	380
C4-2	Umwandlungsverhalten von kohlenstoffhaltigen Stählen beim Kurzzeitschweißen Zhuk, Veronika ; Jüttner, Sven ; Zschetzsche, Jörg	392
C4-3	Herstellung Hybridverbindungen aus Stahl und Aluminium mittels neuartiger Füge-technologie Zvorykina, Anastasiia; Holtschke, Niels; Jüttner, Sven	400
C5-1	Regelungsstruktur und Realisierbarkeitsanalyse für den Betrieb eines direktangetriebenen Freikolbenmotors Gerlach, Andreas ; Zeilinga, Stephan ; Rottengruber, Hermann; Leidhold, Roberto	409
C5-2	Ein Modularer Gleichstromsteller zur Regelung des Leistungsflusses zwischen Hochvolt-Bordnetz und Doppelschichtkondensator im Elektrofahrzeug Strauß, Bastian; Lindemann, Andreas	419
C5-3	Modellierung von Verkopplungen im Hochvoltbordnetz eines Elektro- oder Hybridfahrzeugs Magdowski, Mathias ; Vick, Ralf ; Obholz, Martin	428
C6-1	End-of-Life Support for Production Systems Schmidt, Nicole; Lüder, Arndt	438
C6-2	Koexistenzsicherung von Funklösungen für Industrie 4.0 Schulze, Darina ; Krüger, Oliver ; Rauchhaupt, Lutz ; Jumar, Ulrich	445
C6-3	Einheitliche Bewertung der Zuverlässigkeit von Kommunikationslösungen im Maschinen- und Anlagenbau Willmann, Sarah; Gnad, André; Rauchhaupt, Lutz	455
P-1	Ansatz der Topologiegestaltung zur gezielten Nutzung von Eigenschwingzuständen für die Sensorapplikation König, Wolfgang ; Möhring, Hans-Christian	465
P-1 Poster	Topologiegestaltung zur gezielten Nutzung von Eigenschwingzuständen für die Sensorapplikation König, Wolfgang ; Möhring, Hans-Christian	476
P-2	Entwicklung eines neuartigen Werkzeuges für die Frässhleifbearbeitung von ebenen Flächen ohne und mit Nebenformstrukturen – Frässhleifwerkzeug Zelinko, Andrii	477
P-3	Simulation und Anwendung von Ultraschall zur aktiven Gefügebeeinflussung von hochbelastbaren Al-Gussteilen Riedel, Eric	485
P-4	Untersuchungen von Faserverbund- und Hybridstrukturen unter dem Aspekt des späteren Einsatzgebietes Misch, Sandra ; Möhring, Hans-Christian	495

P-6 Poster	Fertigungskonzepte zum Verkleben einer neuartigen Luftspaltwicklung eines Radnabenmotors Stamann, Olena; Jüttner, Sven; Hinzelmann, Ralf; Kasper, Roland	503
Plenar I	Intelligente Fertigungstechnik als Sockel für Industrie 4.0 Möhring, Hans-Christian; Stehle, Thomas	504
Plenar II	Neue Fahrzeugplattformen und Antriebe für die urbane Mobilität Fischer, Raphael	514

Potentials of lightweight concepts for ultra-lightweight wheel-hub motor

M.Sc. Sergey Perekopskiy ¹⁾, Prof. Dr.-Ing. Roland Kasper ¹⁾, Dr. Olaf Heintze ²⁾, Dipl.-Ing. Alexander Falken ²⁾,
Dipl.-Ing. Carsten Lies ³⁾

¹⁾Institute of mobile systems, Otto von Guericke University, Germany, ims.mtk@ovgu.de, +49 0391/6712656

²⁾Invent GmbH, Braunschweig, Germany, info@invent-gmbh.de, +49 531/244660

³⁾Fraunhofer-Institut für Werkzeugmaschinen und Umformtechnik IWU, Chemnitz, Germany,
carsten.lies@iwu.fraunhofer.de, +49 371/53970

Abstract

E-mobility has the target to reduce such negative characteristics like emissions of carbon dioxide, hazardous substances and noise pollution from combustion engine vehicles. One special example of this realization is a wheel-hub motor which provides a powerful, low mass and compact drive solution for electric vehicle. The main disadvantage of such motor is an unsprung wheel weight. That's why a usage of modern lightweight technologies in wheel-hub motors is significant.

The focus of the present paper is the ascertainment of increased potentials for modern lightweight technologies and materials according to their application on the wheel-hub motor. On the one hand, this paper describes a potential application of two modern lightweight technologies – aluminum foam and carbon fiber reinforced polymers in designs for wheel-hub motors, and on the other hand, how this innovation can reduce the weight of motors.

Therefore, development of various designs and the manufacturing of variants of individual assemblies are being analyzed which can very flexibly be assembled to a wheel-hub motor according to the weight and cost requirements.

In addition, such features like quality of innovation, ease of manufacturing, usage, robustness and longevity are also to be considered. Various material combinations are being structurally optimized.

Keywords: e-mobility, lightweight design, air gap winding, BLDC motor, wheel-hub motor, aluminum-foam, carbon fiber reinforced polymers

1. Introduction

Nowadays, with growing public concerns about the rising price of fossil fuel and the greenhouse gas emissions, the protection of environment is a goal and concern for all areas of knowledge. The automotive industry concentrates on the development of more fuel-efficient vehicles but e-mobility offers another ambitious solution for environment protection.

The importance of e-mobility for environment protection is steadily growing, caused by the transport sector. For example, a quarter of greenhouse gas emissions in Europe as the main cause of atmospheric pollution in cities is caused by transport. Nowadays, Europe and many countries, like Japan or the USA, have juridical regulations for the automotive area, aiming to reduce emissions and to prevent environmental pollution and global warming. The answer to such environmental questions, like for instance the most representative case, is the European strategy for low-emission mobility that responds to a challenge — to change the mobility by moving from carbon and air pollutants to the low-emission area. The main target of this strategy is that “until the middle of the century, greenhouse gas emissions must be at least 60% lower than in 1990 and have a clear tendency towards zero. The traffic-related emissions of air pollutants, which affect our health, must be drastically and immediately reduced” [1]. Another case is [2], with a statement of the German Federal Council that provides the increase of the amount of registered electric vehicles in Germany up to one million by the year 2020, and up to six million registered electric vehicles by the year 2030. Another resolution of the German Federal Council says that at the latest in the year 2030 only emission-free passenger cars are going to be permitted [3].

The total amount of passenger vehicles in Germany in 2017 is around 45.8 million of which 10 million are compact, 30 million medium-sized, and 6 million luxury class. The amount of second vehicles is 10 million, private vehicles is 30 million, and the part of company cars is 6 million [13].

Consequently, in the area of small second vehicles, electric vehicles can be applied around 10 million times, and in the area of medium-sized passenger vehicles, this is 30 million times in the form of plug-in.

According to these trends there are plenty electric drive developments and there is a big spectrum of different variants of designs for electric vehicles existing in the world today. Many modern electric vehicles use the same composition of component parts, just as combustion engine vehicles do. But modern market needs a compact, efficient and dynamic solution. That is why direct drives such as wheel-hub motors are in the focus of attention.

Vehicles with electric wheel-hub motors have a number of significant advantages over traditional concepts of electric vehicles, first of all, the deficiency of many complex and heavy transfer mechanisms between the engine and the wheel, like engine clutch, transmission, drive shafts and differentials. This also means there is more room for other components which could be a battery pack, fuel cell or generator or just cargo room. Also, this advantage includes the minimization of energy losses in the transmission of driving power through direct connection of motor and wheels.

Secondly, it is excellent dynamics because compact and light wheel-hub motors are able to develop high values of torque, even at the lowest engine speed.

Thirdly, one of the most important systems for electric vehicles, the braking system, could be much simpler because of an uncomplicated design for the regeneration system of the braking energy. So, such motor can be used as a generator. The electricity, that can be stored and reused, can be produced through the regenerative braking without any losses cause by additional components like gears, differential, etc..

Fourthly, the controlled wheel-hub motor makes the car extremely maneuverable because all wheels can be rotated at different speeds and even into different directions. The vehicle is able to turn and park in the most difficult conditions, and to instantly adapt to the quality of the road pavement.

Fifthly, nothing can compare to the wheel-hub motor in providing active traffic safety. All advanced electromechanical algorithms, such as ABS, ESP, Traction Control, Brake Assist and others, are easy to program into the control software, and then they offer the top benefit by acting on each individual wheel, separately.

All mentioned advantages lead to a rising demand for lightweight wheel-hub motors.

For traditional cars, excess weight in the structural design of the transmission is no critical point. But for the wheels, there is a completely different principle. A large unsprung weight will reduce comfort and handling of any vehicle. It is understood that for every 1 kg of adding rotating mass in a wheel there is an adding 10 kg to the overall vehicle weight [5]. Such weight also could increase the wear of the suspension, and increase vibrations of the transmission to the vehicle body [7]. That is why the major disadvantage of wheel-hub motors is the unsprung weight increased by the electric motors. The optimal weight of the wheel for a medium-sized vehicle is from 10 to 30 kg without taking into account the tire [4]. To fit a wheel-hub motor into these rigid frames is a very difficult task and the major task for developers of wheel-hub motors is to resolve the problem of unsprung weight.

In such instance a patented invention of the Otto-von-Guericke-University Magdeburg and the Elektromotoren und Geraetebau Barleben GmbH can be used, which permits the design of very lightweight direct drives, like wheel-hub motors [6]. This can be made by a toothless stator with a very thin and lightweight back iron in combination with a completely ironless air gap winding consisting of a single very lightweight copper layer, which is mounted directly onto the stator. Due to the design principle, very high specific power and very high torque on the wheel can be achieved.

From another point of view, the use of lightweight materials has the potential to help meet the goal by reducing wheel-hub motor weight and magnitude of its main disadvantage. That's why in case of wheel-hub motors the material selection is the most important point to consider for arriving at the lightweight conditions, and the consistent use of lightweight but rigid and solid materials offer prospects of a significant mass reduction potential and a corresponding high driving dynamics.

From this perspective, the research project Ultra-lightweight wheel-hub motor (LeiRaMo) was born whose main target is the use of new materials and manufacturing methods for the weight optimization of a wheel-hub motor for electromobility. Also, the LeiRaMo project should show for the first time what potential exists for the application of new materials, if the wheel-hub drive is used as a standard drive, beginning with the start of development. In this project lightweight technologies should be used, like carbon fiber reinforced plastics and metal foam (aluminum foam) in a sandwich form, for reducing the weight of wheel-hub motors, while achieving a power level 50% higher than existing prototypes, and with a weight of less than 20 kg.

2. State of the Art

Currently in literature, only a few examples of application of lightweight technologies for wheel-hub motors can be found. Recently in the MEHREN research project, Schaeffler AG is working on the next generation of wheel-hub drives, shown in Figure 1 a, together with Ford and Continental as well as the RWTH Aachen University and the University of Applied Sciences in Regensburg. But the main target of this project rather is the search for an area of a multi-motor electric vehicle with highly efficient use of space and energy, and uncompromising driving safety [14].

There are to be found more projects where the lightweight designs of chassis are the main research trend. Another example is the research project FAIR where BMW Group, Schaeffler AG and DLR develop a concept with axle e-drive and 2-step gear box [15].

The LEICHT project is also more oriented towards a significant weight reduction by integrating the motor in an intelligent way through the development of innovative lightweight chassis systems, taking into account the electrical drives [16].

Via the usage of a carbon fiber reinforced polymer wheel (CFRP) with an integrated electric motor, shown in Figure 1 b, and demonstrated by Fraunhofer LBF during the collaborative research project “Fraunhofer Systemforschung fuer Elektromobilitaet” in the field of electromobility, the reduction of weight and noise emissions is being researched, with the application of high modulus fibers in fiber reinforced plastics, compared to the use of metal instead [17].



Figure 1: a) Wheel-hub motor from Schaeffler AG [14], b) Demonstrator of Fraunhofer LBF [19]

The "ProLeMo" project is addicted to the development of technologies for series production of the electric motor. Karlsruhe Institute of Technology (KIT) is one of the partners in this project and is seeking solutions for the use of fiber reinforced plastics in the electric motor, and the Institute of Vehicle System Technology (FAST) develops components made of fiber composites. In this project it is planned to produce the rotor, stator, and housing with integrating cooling. Use of modern simulation tools will guarantee that these components will meet the operation requirements of the motor [18].

The overview of above introduced concepts shows that there are many possibilities of lightweight solutions for e-mobility, based on the application in wheel-hub motors. But there is a lack of information about the precise use of sandwich structures of carbon fiber reinforced plastics and aluminum foams. Therefore, it seems to be necessary to introduce what potentials carbon fiber reinforced plastics and aluminum foams application have for the lightweight concepts of wheel-hub motors, what is the main goal of this paper.

3. Material Analysis

Material analysis and the following selection is one of the important stages in motor design. Each material has its own unique properties which determine the level of achieving of future tasks, that is the main meaning of the product parts. From another point of view, material selection is aiming at the identification of future manufacturing processes [8].

For applications ranging from satellites, aircraft, ships, automotive, rail cars, wind energy systems and bridge construction the use of sandwich structures increases rapidly. Sandwich constructions have many advantages for the development of parts that were always solid parts and can have a new design in low-weight structures. Sandwich solutions are being extensively and increasingly used in lightweight constructions because they are light in weight, energy efficient, aesthetically attractive and can easily be handled and built [11].

The sandwich structure has always the same basic idea: two facings (skins) which are relatively thin and have high-strength characteristics, enclose a relatively thick and lightweight core with specified stiffness in a direction that is normal to the faces of the structure (Figure 2).



Figure 2: Structure of a typical sandwich

There are many alternative forms of sandwiches known by combining different facings and core materials. The facings can be steel, aluminum, wood, fiber reinforced plastics etc. The core part may be made, for example, of cork, rubber, plastics, synthetic or metal foam materials [9]. The possibility of combining materials to form

sandwiches enables optimum designs to produce particular applications. In such a way the positive properties of individual materials can be combined and the negative properties can be eliminated in sandwich structures [10].

3.1 Carbon and glass fiber reinforced plastics

The use of fiber reinforced composites in vehicles has grown significantly, but mostly through the application of glass fiber reinforced plastics in areas of vehicle body parts [20]. These fiber reinforced plastic composites (FRPs) have a high specific stiffness and strength and excel conventional steel and cast materials in terms of fatigue strength and thermal expansion. Fiber reinforced composites are created by combination of fibers in a matrix. Carbon fibers possess much higher strength than fibers of glass. That is why they rather fit in applications needing high stiffness.

Carbon fiber reinforced plastics (CFRP) have densities of about 1,3 to 1,8 g/cm³, glass fiber reinforced plastics (GFRP) are in a range of about 1,8 to 2,2 g/cm³. However, a high level of engineering costs must be taken into account by replacing conventional materials through fiber reinforced plastic composites. But in prototypes wheel-hub motor could be used to show what kind of potential exists to save weight.

3.2 Metal foams

Metal foams are a new class of materials with low densities and novel physical, mechanic, thermal, electric and acoustic properties [10].

The biggest advantage of metal foams is low density in combination with high stiffness. The cellular structure also allows a very good energy absorption and damping capacity. The first series applications in mechanical engineering as a lightweight construction and damping element and in automotive engineering as crash absorbers have proved this statement.

The sequence for the attached manufacturing method of metal foam sandwich includes six steps shown in Figure 3. The first step – mixing – is combining metal powder and foaming agent. The next step – pre-compacting – is realized through axial pressing of this mix, and as a result of this step – blocks with densities of about 80-90% compare to the solid materials. Extruding follows the pre-compacting step with achieving block densities nearly 100% of solid materials. By the next step – charging – blocks of prime materials are introduced into the foaming mold. There, after that, the pressed blocks are heated above the decomposition point of foaming agent and above the solidus temperature of metal or alloy. As a result, a foam structure appears and fills free space between facings. The last step is cooling with compressed air down to ambient temperature.

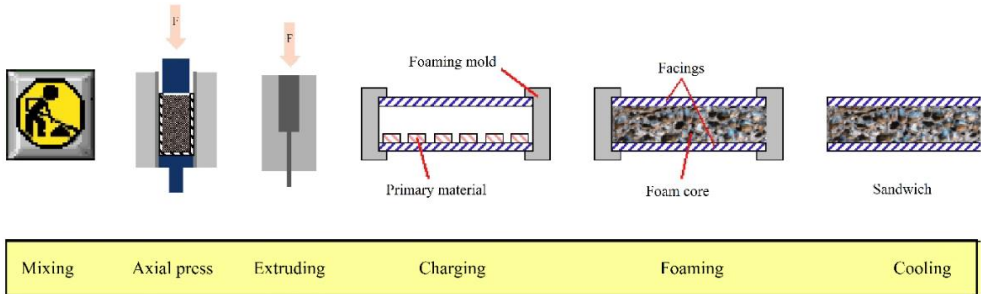


Figure 3: Manufacturing of metal foam sandwich

By manufacturing metal foams, a wide range of variants of forms and parts could be realized. The variety of products based on metal foam sandwich technology shows Figure 4. A goal is to obtain varieties that have suitable forms and shapes for further implementations in lightweight designs for wheel-hub motor parts.



Figure 4: Variety of products based on metal foam sandwich technology

4. Methodology

In the design phase of the project the functional requirements of motor parts should be known to choose the properties of materials like strength, density, corrosion resistance, thermal conductivity and others to satisfy functional requirements caused by the parts. That is why in the first step it was created a list of requirements for the whole wheel-hub motor. According to the requirements of the project, three types of motor should be build:

1st type – carbon-free motor (lightweight design using aluminum foam),

2nd type – carbon motor,

3rd type – hybrid motor.

For the design phase, firstly, standard materials were taken for all parts to clarify the main concept of the wheel-hub motor, and to have a reference for the next analysis.

The biggest parts of the motor are the covers and the housing of the rotor, which are very suitable parts with more potential in the area of weight reducing. They present a thin-walled structure that ideally fits for an implementation of lightweight concepts like aluminum foams or carbon fiber reinforced plastics.

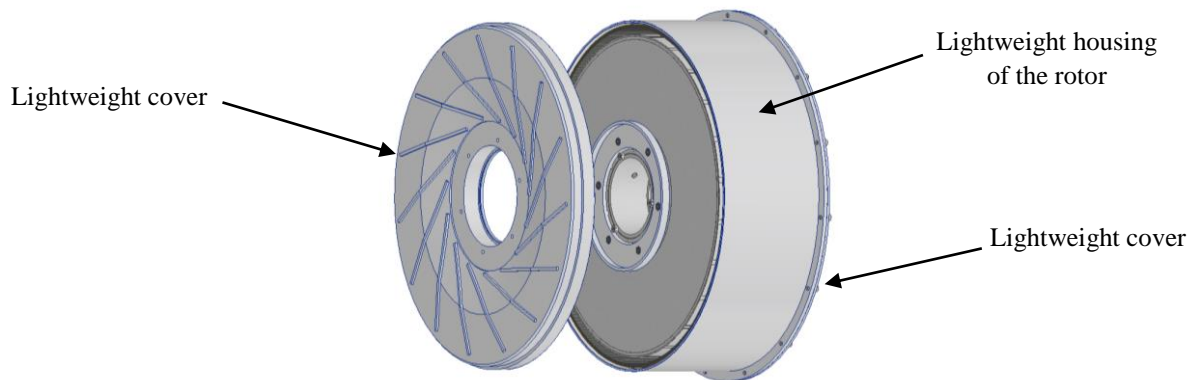


Figure 5: Selected parts of the motor for implementation of lightweight concepts

4.1 Conceptual designs for lightweight wheel-hub motor – aluminum foams

In the first step, in accordance with the requirements profile a new design of rotor housing and cover parts made of aluminum foams (Figure 6) was developed.

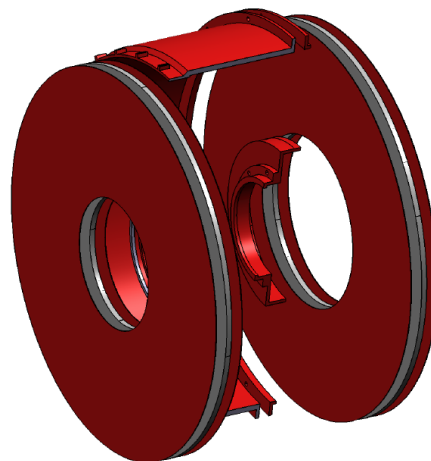


Figure 6: First rotor housing and cover parts concept of aluminum foam

The concept presented in Figure 6 includes two metal foam parts – right and left covers. For both covers SAS-structures were selected which consist of 3 layers: 0.5 mm thick steel facings in this case and 5 mm aluminum foam builds a core.

The use of metal foam reduces weight by circa 50% for the right cover and circa 40% for the left one, comparable to the standard steel solid variant with average thickness of 3 mm. The joining of foam structure components could be realized by using TIG welding, laser or CMT. The main disadvantage of such structure is the requirement of slightly larger space, comparable to the normal steel variant.

Simulating different cases for loading with pressure from above on a seated rotor shows another advantage of this foam implementation – significantly reduced deformation in the cover surfaces (Figure 7).

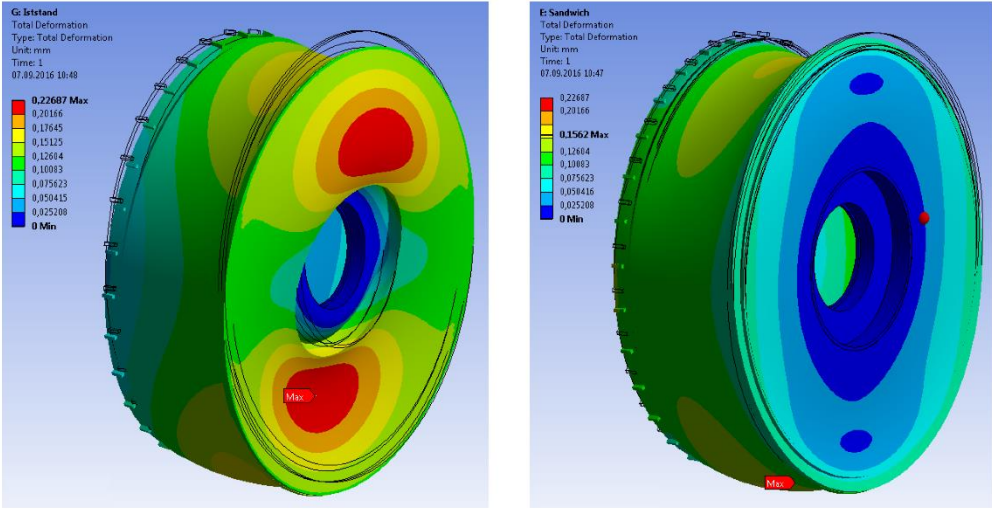


Figure 7: Load case for rotor parts (left – solid steel variant, right – SAS-structure)

For further weight reduction the next generation of metal foam was developed, where the facings are made of aluminum sheet, and foams complete without facings, but covered with varnish.

4.2 Conceptual designs for lightweight wheel-hub motor – CFRP

Development of CFRP-concepts for wheel-hub motor parts includes the same steps as for parts made of aluminum foam. The main difference in case of CFRP application is the material of facings. Both facing sheets, inside and outside, are made of 8 unidirectional layers with quasi-isotropic structure.

For the cover design three concepts have been worked out:

- Sandwich with aluminum core (Figure 8, left)
- Monolithic cover with form fit (Figure 8, middle)
- Monolithic with support (Figure 8, right)

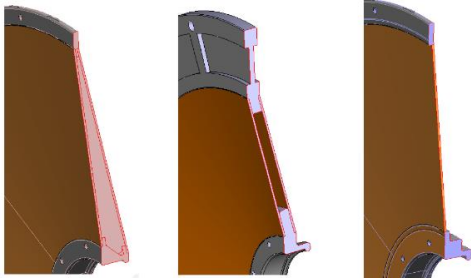


Figure 8: Developed cover designs

Therefore, the stability of rotor housing made only from CFRP is not enough. The use of sandwich structure for the rotor housing consisting of aluminum foam core and CFRP facings increase stability of part. Design also includes a part made of aluminum for bearing mounting from one side and threaded connection from another side. Developed housing of the rotor shows Figure 9.

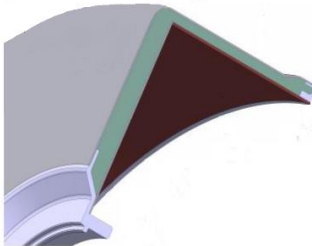


Figure 9: Developed housing of the rotor

5. Results and Discussion

From the whole variety of cores and facings some examples are determined. From manufacturer side that are variants of aluminum foam with CFRP-facing, Al-facing or just coated aluminum foams. Table 1 gives an overview of possible combinations for realization of the project targets.

Table 1: Combinations of possible cores and facings for lightweight motor parts

Component of motor / Variant	CFRP-free	CFRP	Hybrid
- Cover, right	Al-foam + Al-facing / Al-foam coated	Al-foam + CFRP-facing	Al-foam + CFRP-facing / Al-foam coated
- Cover, left	Al-foam + Al-facing / Al-foam coated	Al-foam + CFRP-facing	Al-foam + CFRP-facing / Al-foam coated
- Rotor shell	-	CFRP	CFRP

The original engine concept includes an iron counter plate. For this reason, the aluminum foam sandwich solution shown in AP 4.1 with steel cover sheets for the rotor and the cover was initially preferred for the CFRP-free solution. Due to the adaptation of the engine concept in the project, it is now possible to leave of the iron counter plate. Therefore, the use of a pure aluminum foam solution without metallic cover layers (Figure 10) is preferred for reasons of weight. In order to protect the components against environmental influences, an additional sealing is applied by means of a suitable coating system.



Figure 10: Examples of metal foam structures without cover layers

In the further course of the project, two variants are considered for the metal foam design. In the case of variant 1 (Figure 11), both the engine-side and the rim-side covers of the wheel-hub motor are manufactured in metal foam. Two relatively simple foaming molds are required for this purpose. Analogous to conventional casting processes, negative molds are also required for to the foaming process. Likewise, restrictions such as the prevention of undercutting and a suitable division of the mould must be taken into account. In variant 2 (Figure 12) further weight shall be saved by manufacturing the outer rotor ring together with the lash-side cover as an integral foam part. A disadvantage of this variant is the clearly more complex and multi-part construction of the required foaming mould in order to ensure the demoldability.

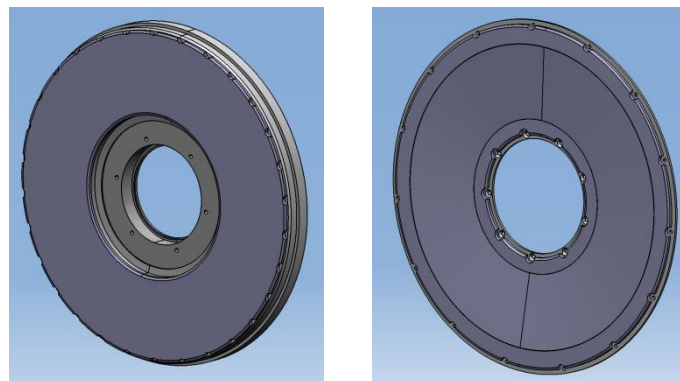


Figure 11: Rim-side and chassis-side cover plates in metal foam design (variant 1)

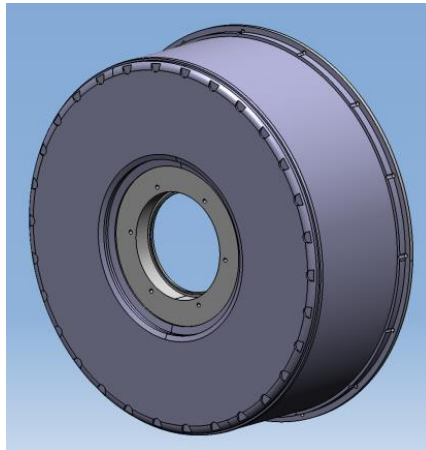


Figure 12: Rotor in metal foam design (variant 2)

Approaching from these new metallic designs a hybrid version is pushed towards the final hardware design. This hybrid version features a sandwich design with composite shells and metallic foam core. The composite shells have to incorporate several functions to be in line with industrial requirements. Contradicting functions such as electrical isolation, good heat transfer from the inside to the outside and electromagnetic compatibility requirements are addressed in the stacking sequence of the composite shells making them multifunctional sandwich skins. The cores which are supplied as block material from project partners offer several complementing functions such as a light weight core material and good thermal performance. This porous core material also offers high potential for future designs with integrated liquid cooling due to variable density/ porosity and high temperature stability. The hybrid design is shown in Figure 13.

In order to provide a comparable and fully composite alternative one variation of the motor without aluminum foam cores is to be build. This model has several advantages of which range from an advanced manufacturing procedure to the potentially best weight ratio of all rotor concepts evaluated in the project. However, since the sandwich design has the greatest potential for stiff and yet light designs a small portion of the rotor is designed using polymeric foam to enable sandwich design.

The cover of the rotor has to incorporate several functionalities such as sealing the inner of the rotor in accordance with automotive regulations or enabling electromagnetic compatibility. Tight sealing is enabled through elastomeric layers within the stacking sequence of the monolithic part. In order to adapt the stiffness of the cover monolithic ribs are used. A hybrid version of the cover (with aluminum foam core) is evaluated in a separate test.

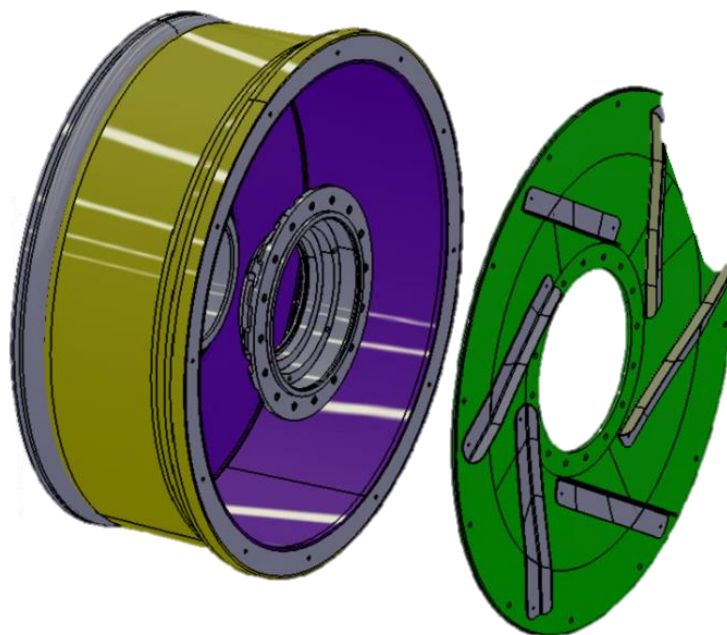


Figure 13: CAD-Design of hybrid rotor variation and car side cover

Comparison of weights of designs for the motor parts using lightweight technologies shows Table 2.

Table 2: Calculated weights of lightweight motor parts

Component / Variant of version	Standard, standard materials	CFRP, $\rho = 1430 \text{ g/cm}^3$	Aluminium foam, $\rho = 760 \text{ g/cm}^3$	Combination, CFRP + aluminium foam
	Weight, kg			
Wheel-hub bearing	2,715	2,715	2,715	2,715
Rotor	10,303	8,84	8,068	8,068
Stator	10,193	10,193	6,423	6,423
Shaft	1,54	0,477	1,54	0,477
Total weight, kg	25,22	22,694	19,215	18,152

According to the results of calculation for lightweight motor parts showed in Table 2, a weight of variant made of standard material is 25.22 kg. That is the biggest value of weight caused using of standard materials. The lowest value of weight deliver a variant made of CFRP and aluminium foam. The weight of the lightest motor is 28% lighter as the heaviest.

6 Conclusion and Outlook

The consistent use of lightweight but rigid and solid materials promises a significant mass reduction potential and a corresponding high driving dynamics. In this work, we obtained a methodology for lightweight parts of wheel-hub motor using modern lightweight concepts. Described methodology is based on the serial analysis of properties of concepts. The weights were obtained using the combination of available lightweight technics. As the methodology result, the total weight of the wheel-hub motor could be reduced at 28% in comparing to the standard material variant. The methodology described in the previous section was applied in the project „LeiRaMo“ for motor parts – cover and rotor housing.

The lightweight variants developed in the project (Figure 14), from very low-cost standard aluminum solutions to extremely light CFRP solutions, allows a fine-tuned weight-benefit for each application. On the contrary, the lightweight solutions are cost-intensive, but this additional costs disadvantage could be justifying by reducing the total motor weight but also by reducing unsprung and accelerated masses for this drive concept.

By structures made of metal foam (aluminum foam) the mass reducing is also possible. Although this does not reach the level of lightweight, which can be achieved with a CFRP solution, but it brings less expected manufacturing costs and offers the advantages of an established metallic construction.

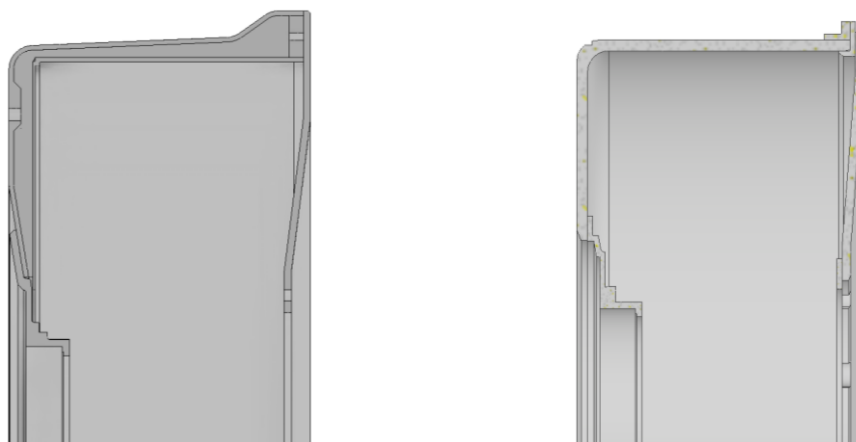


Figure 14: Final versions of lightweight parts designs: left – sandwich structure of CFRP and aluminum foam, right – coated aluminum foam

References

- [1] MITTEILUNG DER KOMMISSION AN DAS EUROPÄISCHE PARLAMENT, DEN RAT, DEN EUROPÄISCHEN WIRTSCHAFTS- UND SOZIALAUSSCHUSS UND DEN AUSSCHUSS DER REGIONEN - Eine europäische Strategie für emissionsarme Mobilität {SWD (2016) 244 final}. Brüssel, den 20.7.2016 COM (2016) 501 final
- [2] <https://www.bundesregierung.de>
- [3] Entwurf eines Gesetzes zur Änderung des Wohnungseigentumsgesetzes und des Bürgerlichen Gesetzbuchs zur Förderung der Barrierefreiheit und Elektromobilität, Bundesrat, Drucksache 340/16 (Beschluss), 23.09.16
- [4] V.A.W. Hillier, P. Coombes: Hillier's Fundamentals of Motor Vehicle Technology, 5th edition, Nelson Thornes LTD, 2004
- [5] <http://www.machinedesign.com/automotive/hub-motors-all-electric-vehicles-still-have-some-technological-challenges-overcome>
- [6] R. Kasper, N. Borchartd u. W. Heinemann: Elektromotor mit eisenloser Wicklung. DE 10201111352 A1 (29.08.2011), EP 2751906 A2 (16.02.2012), WO 2013029579 A2 (16.02.2012), CN 103931085 A (16.02.2012), US 20140217846 A1 (26.02.2014)
- [7] R. Haefner: The car care book, 4th edition, Delmar, Cengage Learning, 2010
- [8] Ermolaeva NS, Kaveline KG, Spoomaker JL. Material selection combined with optimal structural design: concept and some results. Mater Des 2002; 23:459–70
- [9] J.M. Davies: Lightweight sandwich construction. The University of Manchester, UK, Blackwell Science Ltd, 2001
- [10] M.F. Ashby, A. Evans, N.A. Fleck, L.J. Gibson, J.W. Hutchinson, H.N.G. Wadley: Metal Foams. A Design Guide. Butterworth-Heinemann, 2000
- [11] O.T. Thomsen, E. Bozhevolnaya, A. Lyckegaard: Sandwich Structures 7: Advancing with Sandwich Structures and Materials. Proceedings of the 7th International Conference on Sandwich Structures, Aalborg University, Aalborg, Denmark, 29–31 August 2005
- [12] https://www.kba.de/DE/Statistik/Fahrzeuge/Bestand/bestand_node.html
- [13] P. Gauss: E-Mobility: Chancen und Potenziale auf dem Weltmarkt. Hamburg, Diplomica Verlag GmbH 2014
- [14] S. Wielgos, R., N. Depner, R. Graaf: Research Project MEHREN: Potentials of Highly-Integrated Wheel Hub Drives for New Vehicle Concepts. 22nd Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology, 2013
- [15] Pruckner, A., Davy, E., Schlichte, D., & Kaspar, S. (03 2014). Elektrischer Einzelradantrieb: Optimierter Bauraum bei Maximaler Fahrdynamik. ATZ- Automobiltechnische Zeitschrift, S. 46-50.
- [16] A. Höfer, H.E. Friedrich: Methodical conception and development of innovative lightweight chassis systems, illustrated by the example of the “LEICHT“ concept. 5th International Munich Chassis Symposium 2014, Proceedings, Springer Fachmedien Wiesbaden 2014
- [17] <https://www.lbf.fraunhofer.de/en/projects-products/carbon-fiber-reinforced-polymer-wheel.html>
- [18] <https://phys.org/news/2013-07-efficient-lightweight-motors-electric-vehicles.html>
- [19] <https://schaeffler.de>
- [20] Mallick P.K.: Materials, design and manufacturing for lightweight vehicles, Woodhead Publishing Limited, 2010

Fertigungskonzepte zum Verkleben einer neuartigen Luftspaltwicklung eines Radnabenmotors

M. Sc. Olena Stamann ¹⁾, Prof. Dr.-Ing. Sven Jüttner ²⁾, Dipl.-Ing. Ralf Hinzelmann ³⁾, Prof. Dr.-Ing. R. Kasper ⁴⁾

¹⁾ IWF, Otto-von-Guericke Universität Magdeburg, Deutschland, olena.stamann@ovgu.de, 0391 67 11683

²⁾ IWF, Otto-von-Guericke Universität Magdeburg, Deutschland, sven.juettner@ovgu.de, 0391 67 58741

³⁾ IMS, Otto-von-Guericke Universität Magdeburg, Deutschland, ralf.hinzelmann@ovgu.de, 0391 67 51712

⁴⁾ IMS, Otto-von-Guericke Universität Magdeburg, Deutschland, roland.kasper@ovgu.de, 0391 67 58607

Zusammenfassung

Durch das Bestreben, den Radnabenmotor hochleistungsfähig und gewichtsoptimiert zu gestalten, ist die Entwicklung und Erprobung neuer Technologien zur Herstellung seiner Komponenten von großer Bedeutung. Eine Herausforderung besteht in der Befestigung der neuartigen Kupferdraht-Luftspaltwicklung auf der Statoroberfläche. Dabei wird nach einem Kompromiss zwischen dem gestellten Anforderungsprofil, der Wirtschaftlichkeit und einer technischen Realisierbarkeit gesucht. Während die flüssigen Reaktionsklebstoffe eine sofortige Anfangsfestigkeit und eine Möglichkeit, der feinsten Schichtdickeneinstellung bieten, sind nur wenige von ihnen hochtemperaturbeständig und/oder elektrisch isolierend. Im Gegensatz dazu sind die meisten für den Elektronikbereich entwickelten Klebebänder für höhere Temperaturklassen geeignet und mit isolierenden Eigenschaften ausgestattet. Im folgenden Beitrag wurden neue mögliche Lösungsansätze zum Befestigen der Kupferlackdrähte auf der Statoroberfläche mithilfe spezieller Klebstoffprodukte sowie Elektroindustrieklebebändern beschrieben.

Schlüsselwörter: Radnabenmotor, Kupferlackdraht, Klebekonzept, Reaktionsklebstoff, Klebeband

1. Einleitung

Dank der progressiv fortschreitenden Entwicklung der Elektromobilität entstehen immer neue Möglichkeiten und Konzepte, deren Umsetzung völlig neue Potenziale zur Neugestaltung eines Personenkraftwagens bieten. Der Wegfall von mechanischen Antriebsstrangkomponenten durch Entstehung neuer leichter und energieeffizienterer Lösungen eröffnen neue Aussichten (Entwicklungsszenarien) für die Zukunft der Elektromobilität.

Das Verbundvorhaben Competence in MObility – COMO III basiert auf der interfakultativen Zusammenarbeit und Bündelung der Aktivitäten und Kompetenzen auf dem Gebiet der Kraftfahrzeugtechnik und legt die Strategieschwerpunkte auf die Erforschung neuartiger Komponenten (Radnabenmotor), Baugruppen (Antriebsstrang) und Gesamtsystemlösungen (Integration in Fahrzeugplattformen) für E-Fahrzeuge bzw. für die Gestaltung zukünftiger Mobilitätsbedürfnisse. Besondere Beachtung gilt der Entwicklung neuer Antriebskomponenten sowie der Methoden und der Prozesse ihrer Herstellung. [1*] Das Teilprojekt „Fügetechnik, Wicklung“ ist für das Forschungsvorhaben COMO III von wesentlicher Bedeutung und beschäftigt sich in erster Linie mit der Entwicklung und Erprobung unterschiedlicher serienreifer Klebekonzepte zum Fügen der Kupferlackdrahtwicklung für die neuartige Luftspaltwicklung des Radnabenmotors in unterschiedlichen Generationen. Zu den wichtigsten Fragestellungen sowie Herausforderungen, gehören die Erstellung eines Modells für unterschiedliche Klebsysteme mit entsprechenden Kennwerten und Fertigungsabläufen sowie die Erarbeitung der Prüfmethodik. Über die bisher im Forschungsprojekt gewonnenen Untersuchungsergebnisse hinsichtlich der Technologieentwicklung zur Befestigung der Luftspaltwicklung wird im folgenden Beitrag berichtet.

2. Ausgangssituation

Mit dem Ziel, einen Leichtbau-Radnabenantrieb mit hoher Leistungsdichte (ein weltweit führendes Leistungsgewicht von 2 kW/kg) zu realisieren, wurde am Lehrstuhl für Mechatronik der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg eine innovative nutzenlose Luftspaltwicklung mit permanenter Felderregung entwickelt

[2]. Der grundsätzliche Unterschied zu den bisherigen Radnabenantrieben mit einem Luftspaltprinzip [3, 4] liegt in der möglichst flach gestalteten Kupferdrahtwicklung, die mäanderförmig auf sehr dünnen und damit leichten nutzenlosen ringförmigen Eisenrückschluss des Stators entlang des Luftspalts aufgebracht wird. Das Motorkonzept zeichnet sich durch ein hohes Drehmoment und einen hohen Wirkungsgrad aus. Durch eine mäanderförmige Struktur der gewickelten Kupferleiter reduziert sich die Kupfermasse und somit die Gesamtmasse und Größe des Radnabenmotors. Der erheblich geringere Eisenanteil und die dementsprechend geringere Eisenverlustleistung sind ebenfalls vorteilhaft. [5, 6]



Bild 1: Prototyp mit Felge „Elisa Radnabenmotor“ (links) sowie Stator mit der Luftspaltwicklung und Rotor mit Magneten (rechts)

Das Fügen stellt jedoch eine wesentliche Herausforderung bei der Umsetzung der Kupferlackdrähte auf dem Stator dar, bei der sehr enge Fertigungstoleranzen einzuhalten sind. Neben den mechanischen Verbindungseigenschaften müssen weitere Anforderungen wie thermische Beständigkeit sowie elektrische Isolation und Durchschlagsfestigkeit beachtet werden. Dabei steht der Anspruch im Vordergrund, die Produktion für den neuartigen Antrieb zuverlässig und serientauglich mit möglichst kurzen Taktzeiten sowie kostengünstig zu realisieren. Dank der Entwicklung neuer Klebtechnologien bieten sich für die Erfüllung einer solcher fügetechnischen Aufgabenstellungen eine Vielfalt neuer Möglichkeiten an. Diese wurden für den beschriebenen Anwendungsfall erarbeitet und im Folgenden vorgestellt.

3. Kleben von Elektronikkomponenten

3.1 Klebetechnische Anwendungen

Klebstoffe werden zunehmend in der industriellen Fertigung von Elektronikkomponenten eingesetzt. Durch das Kleben werden verschiedenste Materialien mithilfe eines Zusatzstoffs spannungsarm und ohne Beschädigung der Oberfläche stoffschlüssig miteinander verbunden. Zugleich sollen oftmals eine hohe Temperatur- und Temperaturwechselbeständigkeit, Leifähigkeit oder Isoliereigenschaften, Gewichtsersparnis sowie konstruktive und designtechnische Flexibilität der Verbindung ermöglicht werden. [7] Zu den verbreiteten Klebaufgaben im Elektronikbereich gehören z.B. Vergussanwendungen von Komponenten und Steckern, elektrisch- und wärmeleitfähige Verbindungen, Einkleben von Ferritmagneten mit metallischen Substraten, Verklebung von Elektronikkomponenten auf Kunststoffe und Metall (leitend oder isolierend) [8, 9].

Oftmals erfordern neue Anwendungsfelder den Einsatz eines spezifischen Klebstoffproduktes, um den technischen Anforderungen gerecht zu werden und eine wirtschaftliche Lösung anzubieten. Dies wird durch eine ständige Weiterentwicklung des modernen Klebstoffmarkts und seine Anpassung an die immer wachsenden Herausforderungen und neuartigen spezifischen Anwendungen in der Fahrzeugelektronik sowie Leichtbau unterstützt. Durch eine umfangreiche Marktrecherche konnte ermittelt werden, dass die führenden Klebstoffhersteller bei der Entwicklung neuer Klebstoffprodukte für die Elektrotechnik-, die Luftfahrt- und Automobilindustrie ihr Hauptaugenmerk auf Reaktionsklebstoffe und Haftklebepbänder legen. Demzufolge werden im Folgenden die Eigenschaften dieser Klebstoffapplikationsvarianten näher betrachtet und ihre Wirtschaftlichkeit und Eignung für die Klebetechnologie eines Radnabenmotors bewertet.

3.2 Geeignete Klebstoffe und Verarbeitungsvarianten

Das Abbinden der Reaktionsklebstoffe erfolgt durch das Einwirken äußerer Einflüsse wie z.B. Feuchtigkeit (Cyanacrylate), UV-Strahlung (lichthärtende Klebstoffe), Ausschluss von Sauerstoff (anaerob härtende Klebstoffe) oder auch durch eine definierte Temperaturerhöhung. Die Cyanacrylate, die sogenannten

Sekundenkleber, beziehen die Feuchtigkeit aus der Umgebungsluft (empfohlene relative Luftfeuchtigkeit von 40 bis 60 %) und ermöglichen somit eine schnelle Fixierung innerhalb von wenigen Sekunden. Sie weisen eine sehr hohe Scher- und Zugfestigkeiten auf und eignen sich für praktisch alle Werkstoffe und besitzen eine gute Alterungsbeständigkeit. Nachteilig ist aber eine meist begrenzte Temperaturbeständigkeit bis ca. 120 °C. Extrem kurze Aushärtezeiten (insbesondere durch eine Zugabe von Aktivatoren) machen Cyanacrylate besonders für die Serienproduktion interessant. [7]

Eine Alternative zum Verkleben des Drahtpakets mit Klebstoff stellt der Einsatz von doppelseitigen Klebebändern mit Haftklebstoffbasis dar. Gerade im Hinblick auf konstante Schichtdickeneinstellung und der Sauberkeit des Klebeprozesses bietet diese Technologie Vorteile. [10] Typische Klebstoffkaschierungen (Oberflächenbeschichtungen eines Trägermaterials mit definierter Schichtdicke) erfolgen mit einem Synthese- oder Naturkautschuk, Reinacrylaten oder modifizierten Acrylaten, die je nach Aufbau und Verwendungszweck des Klebebandes ein- oder doppelseitig ausgeführt werden können. Entsprechend der zu erzielenden Funktionseigenschaften des Klebebandes, wie z.B. mechanische Stabilität, elektrische Isolation oder chemische Resistenz, wird als Klebstoffträger Gewebe, Papier, Folien, Metalle, Schaumstoff oder Transferschicht (trägerloser Klebstofffilm) ausgewählt. Ein wichtiger Vorteil der Haftklebstoffe besteht in der so genannten Soforthaftung. Das bedeutet das sofort nach der Aufbringung des Klebebandes eine handfeste Verbindung ($0,3 \text{ N/mm}^2$ der Scherfestigkeit wird erreicht) entstanden ist. Deren Beständigkeit ist jedoch von der chemischen Klebstoffbasis abhängig und steht mit der „offenen Verarbeitungszeit“ im Zusammenhang. Die Endklebekraft von einigen Klebstoffen wird zum Teil erst nach 24 h bzw. 72 h erreicht. Die Haftklebstoffklebebänder sind den „flüssigen“ Klebstoffen dank der konstanten Klebstoffschichtdicke, die je nach Klebstoffbasis von ca. 15 μm bis mehreren hundert μm eingestellt werden kann, sowie der einfacheren und saubereren Verarbeitung vorzuziehen. Trotz eines immer breiteren Angebots an anwendungsorientierten Klebeprodukten auf dem Klebstoffmarkt liegen jedoch bisher unzureichend wissenschaftliche Erkenntnisse zum Verkleben von lackisolierten Kupferdrähten vor. Im Rahmen dieses Beitrages werden deshalb die erprobten Klebekonzepte zur Befestigung der Kupferdraht-Luftspaltwicklung am Beispiel des am Institut für Mobile Systeme der Otto-von-Guericke Universität entwickelten „Elisa Radnabenmotors“ sowie ausgewählte Ergebnisse aus dem Prüfprogramm der Klebstoffverbindungen vorgestellt.

4. Experimentelles

Für die Befestigung der Kupferlackdrähte außen auf der ringförmigen Oberfläche des Stators (Eisenruckschluss) soll eine neue Klebetechnologie entwickelt werden (siehe Bild 1 rechts). Dafür wurden zunächst die Fügepartner der Klebeverbindung und der in den bisherigen Forschungsarbeiten erarbeitete Wickelprozess analysiert. Um die Klebetechnologie konstruktionsgerecht und serientauglich zu gestalten, wurde für diese und weitere technologische Kriterien ein Anforderungsprofil erstellt. Dementsprechend wurden weiterhin verschiedene Klebekonzepte vorgeschlagen und anhand von Klebemuster erprobt. Der Vergleich und die Analyse der Konzepte erfolgten mittels mechanisch-technologischer Prüfungen und des Wickeltests an einer speziell für die Aufgabe entwickelten Wickelmaschine.

4.1 Fügepartner der Klebeverbindung

Die Kupferleiter lagen in Form eines Flachlackdrahtes mit den Maßen von 0,6 x 0,4 mm (H x B) und einer Isolierlackschicht (Wärmeklasse 220 °C) vor. Im Bild 3 sind der Quer- und Längsschliff des Wickeldrahtes dargestellt.

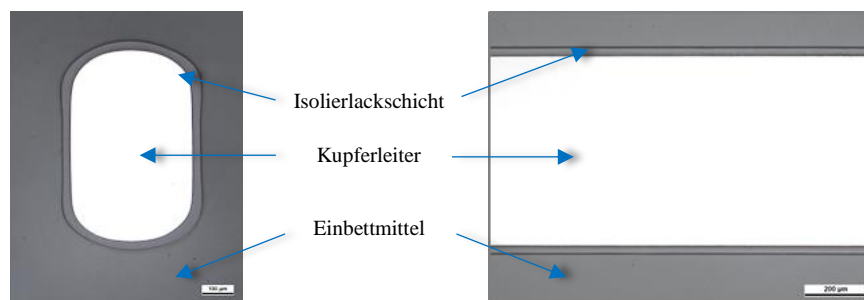


Bild 3: Quer- (links) und Längsschliff (rechts) des verwendeten Kupferlackdrahtes

Der abgebildete Drahtquerschnitt verfügte im Moment der Untersuchungen über einen geeigneten, jedoch nicht idealisierten, Querschnitt für die oben erwähnten erforderlichen geringen Abmessungen. Die Schichtdicke der Lackisolierung ist als konstant über der Drahtlänge anzusehen und variiert zwischen ca. 27 μm in der Drahthöhe und 27-37 μm in der Drahtbreite. Eine Phase besteht aus sechs Kupferdrähten, die im Wickelprozess zu einem sogenannten Drahtpaket kompaktiert werden. Das Drahtpaket einer Phase wird im Folgenden Fügepartner 1 genannt.

Die Kupferlackdrähte werden im Luftspalt verlegt und auf die nutenlose ringförmige Oberfläche des statorseitigen Eisenrückschlusses mit einem Durchmesser von 300 mm und einer Breite von 100 mm geklebt (Fügepartner 2). Das auf einem Gusssteg befestigte Eisenblechpaket ist ca. 4,0 mm hoch und wird für die Einhaltung der Fertigungstoleranzen des Luftspaltes um ca. 1,0 mm abgedreht. Während der Rauheitsmessung des periodischen Oberflächenprofils im abgedrehten Zustand wurden folgende Messwerte ermittelt: $R_a = 1,35 \mu\text{m}$, $R_t = 5,47 \mu\text{m}$. Diese Rauheitswerte wurden bei experimenteller Anfertigung der Klebemuster reproduziert. Seitlich ist das Blechpaket mit einem Biegeradius von ca. 2 mm versehen. Es ist ein Mindestbiegeradius von ca. 3- bis 4-mal der Höhe des Drahtes in Biegerichtung einzuhalten. Nur dann ist gewährleistet, dass die Isolierung in Takt bleibt.



Bild 4: Eisenrückschluss des Stators: Schematische Darstellung (links) und Originaldarstellung (rechts)

4.2 Wickelprozess und verwendete Anlagentechnik

Basierend auf den in den manuellen Wickelversuchen gewonnenen Erfahrungen wurde zur Realisierung des Wickelprozesses eine Wickelmaschine aufgebaut. Nachdem sich das Wickelprinzip und der dazugehörige Prozessablauf etabliert hatten, konnte die Wickelmaschine konstruiert und gebaut werden. Dabei wurde die Maschine in drei Hauptbaugruppen untergliedert: die Spulenaufnahme (Coil-carrier), die Drahtzufuhrvorrichtung (Wire-feed) und das Wickelportal [11]. Zur Applikation des Reaktionsklebstoffes auf der Statoroberfläche wurde zusätzlich ein 2-Achs-Klebmodul entwickelt, welches ein am Markt erhältliches Dosiergerät mit einer 2-Achs-Steuerung kombiniert. Bei der Inbetriebnahme des Moduls wurden verschiedene Parameterkombinationen eingestellt, um die optimale Filmdicke und Filmbreite für die Aufbringung der Wicklung zu realisieren. Eine Applikationsvorrichtung zum Aufbringen der Haftklebstoffe ist bisher nicht vorhanden und der Auftrag der Haftklebebänder erfolgte deshalb manuell. Die Wickelmaschine wird permanent weiterentwickelt, um sicherzustellen, dass die Prototypen, die gefertigt werden, dem aktuellen Stand der Technik entsprechen.

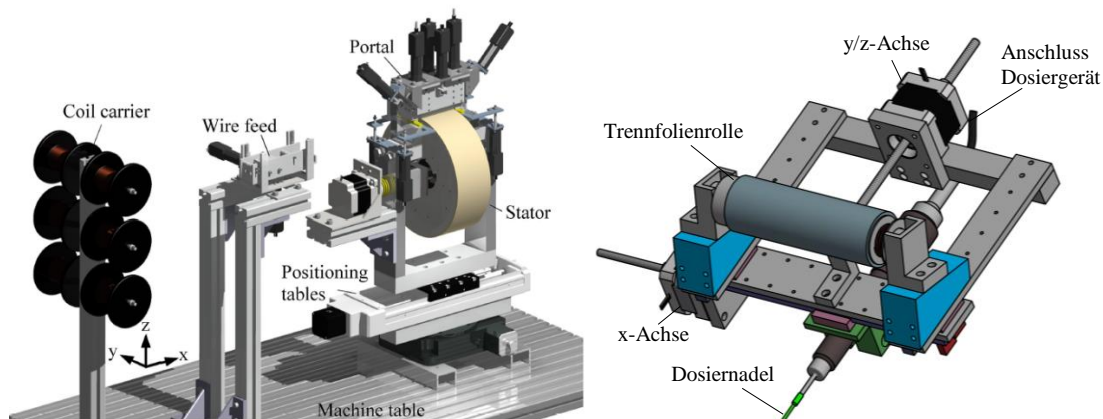


Bild 5: Virtueller Prototyp der ersten entwickelten Wickelmaschine [11] (links), 2-Achs-Klebmodul (rechts)

4.3 Anforderungsprofil an die Luftspaltwicklung

Für die Auslegung möglicher Befestigungsvarianten der Luftspaltwicklung erfolgten im ersten Arbeitsschritt die Ableitung der grundlegenden Kriterien und Anforderung an die Klebeverbindung zwischen den Kupferlackdrähten und der Statoroberfläche. Diese Kriterien beziehen sich auf das Klebsystem selbst (inklusive des Klebstoffs und der Klebebedingungen der Fügepartner), Gebrauchseigenschaften sowie den Wickelprozess und sind in einem Anforderungsprofil an die Luftspaltwicklung zusammengefasst (Bild 6).



Bild 6: Komplexes Anforderungsprofil an die Luftspaltwicklung

Unter der Voraussetzung eines serientauglichen Wickelvorganges werden hohe Anforderungen an die Klebeverbindung gestellt. Der verwendete Klebstoff soll eine Soforthaftung zwischen den Fügepartnern realisieren. Die Beständigkeit bei hohen (bis 130-150 °C) und niedrigen (bis -30 °C) Temperaturen sowie eine erforderliche Endfestigkeit muss gegeben sein. Die Anfangshaftung des Klebstoffes soll eine genügend hohe Festigkeit der Klebeverbindung aufweisen, um die während des Wickelns in axialer Richtung entstehende Zugkraft von ca. 20 N ertragen zu können. Ein weiteres wichtiges Festigkeitskriterium für die Konzipierung der Klebeverbindung lässt sich anhand der für die Rotation des Rotors verantwortlichen Lorentzkraft bestimmen. Die Lorentzkraft wirkt tangential auf die stromdurchgeflossenen elektrischen Leiter im magnetischen Feld. Die Gleichung (1) beschreibt den funktionalen Zusammenhang der Lorentzkraft F_L für einen auf die Breite des Stators aufgeklebten mit dem Strom I_{max} bis zu 250 A (Sicherheitsfaktor 2,5) durchflossenen elektrischen Leiter der Länge $l = 100 \text{ mm}$ im magnetischen Feld der Flussdichte $B = 1,28 \text{ T}$:

$$F_{L,max} = \hat{B}_{max} \cdot l \cdot I_{max} = 1,28 \text{ T} \cdot 0,1 \text{ m} \cdot 250 \text{ A} = 32 \text{ N} \quad (1)$$

Daraus folgt, dass die maximale Scherspannung der Klebeverbindung $\tau_{a,max}$ aufgrund der Wirkung der maximalen Lorentzkraft $F_{L,max}$ auf ein Phasendrahtpaket entsprechend der Gleichung (2) berechnet werden kann:

$$\tau_{a,max} = F_{L,max}/A = 32 \text{ N}/(2,7 \text{ mm} \cdot 100 \text{ mm}) \approx 0,12 \text{ N/mm}^2 \quad (2)$$

4.4 Gewählte Prüfmethode

Für die qualitative Bewertung und den Vergleich der Klebeverbindungen einzelner Klebekonzepte untereinander wurden im Rahmen des vorliegenden Beitrags Zugscherversuche bei Raumtemperatur sowie Warmzugscherversuche bei der maximal zulässigen Betriebstemperatur von 150 °C in Anlehnung an DIN EN 1465 durchgeführt. Für die experimentellen Versuche bei Raumtemperatur kam die Prüfanlage

TIRAtest 28100 und für die Warmzugscherversuche die Prüfanlage Zwick/Roell Z100 mit einem integrierten Hochtemperaturofen HTO09/2 zum Einsatz.

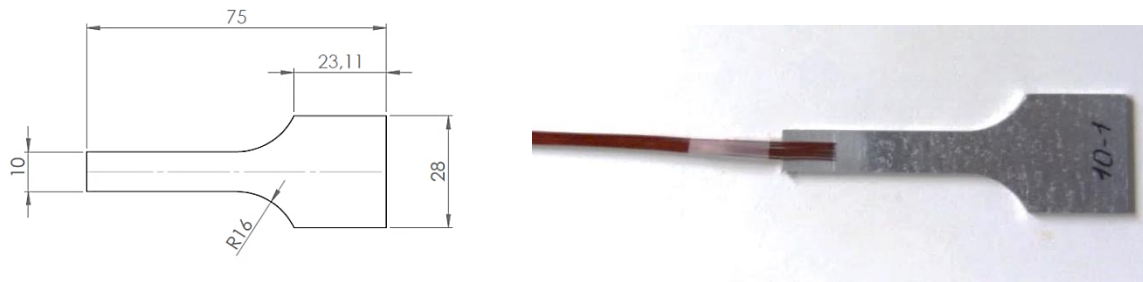


Bild 7: Geometrie der Zugscherprobe für den Raum- und Warmzugversuch (links) sowie beispielhafte Klebprobe (rechts)

Die Probengeometrie einer Klebprobe ist im Bild 7 dargestellt. Der Fügepartner 1, wie bereits beschrieben, ist ein Drahtpaket aus sechs paketierte Kupferlackdrähten. Die Blechprobe ist der Fügepartner 2 und soll die Oberfläche des Stators abbilden. Die beiden Fügepartner wurden mit einer Überlapplänge von 12,5 mm mittels eines Klebesystems manuell miteinander verklebt. Die Oberflächenvorbereitung erfolgte in folgender Reihenfolge: Reinigen – Anrauen bis zur Rauheit von $R_a = 1,0 \mu\text{m}$ – Reinigen. Die Anpresskraft auf die Klebeverbindung wurde entsprechend den Wickelbedingungen an der Wickelmaschine eingestellt und betrug 50 N. Die Kraft wirkte ca. 15 Sekunden auf die Fügepartner ein. Im Bild 8 sind die entwickelte Drahtaufnahme für die Zugscherproben sowie eine in der Wärmekammer eingespannte exemplarische Klebprobe aufgeführt.

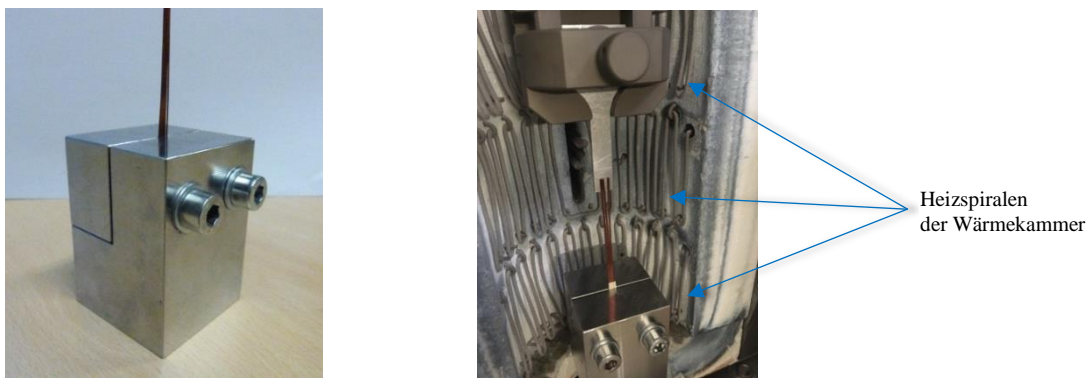


Bild 8: Drahtaufnahme (links) und eine Klebeverbindung während des Warmzugversuches (rechts)

Entsprechend zu den in Kapitel 4.3 angegebenen Gleichungen (1) und (2) ergibt sich für die oben dargestellte Probengeometrie eine Festigkeitsanforderung F_{erf} von 4 N an die Klebeverbindung. Diese soll mit diversen Probekörpern bis zum Versagen im Zugscherversuch nachweisen werden (3):

$$F_{erf} = \tau_{a,max} \cdot A = 0,12 \text{ N/mm}^2 \cdot (2,7 \text{ mm} \cdot 12,5 \text{ mm}) \approx 4 \text{ N} \quad (3)$$

Im Falle eines positiven Ergebnisses in der mechanischen Prüfung, erfolgte anschließend die Erprobung der Klebetechnologie in einem Wickeltest unter realen Wickelbedingungen an der Wickelmaschine.

5. Ergebnisse und Diskussion

5.1 Klebstoffauswahl und die Klebekonzepte

Gemäß dem in Kapitel 4.3 erstellten Anforderungsprofil an die Fertigungstechnologie der Luftspaltwicklung wurde eine Marktrecherche geeigneter Klebstoffprodukte durchgeführt. Besondere Aufmerksamkeit wurde dabei auf die folgenden präzisierten Anforderungen an die Eigenschaften der Klebeverbindung gerichtet:

- Möglichst dünne, reproduzierbare und gleichmäßige Klebstoffschicht (angestrebte Gesamtschichtdicke der Klebeverbindung $50 \mu\text{m} \leq t \leq 100 \mu\text{m}$);

- schnell erreichbare Anfangsfestigkeit (Handfest) innerhalb von wenigen Sekunden ($\leq 15-20$ s);
- hohe Temperaturbeständigkeit des Klebstoffes (bis 150 °C im Dauerbetrieb);
- Isolation der Kupferleiter über die Klebeverbindung zum Eisenrückschluss mit einer Durchschlagsfestigkeit von mindestens 2500 kV (Nennspannung der Maschine mal 2 +1000);
- Erforderliche Zugscherkraft von mindestens $F_{erf} = 4$ N.

Für jede der aufgezählten Anforderungen existieren Spezialklebstoffe, die genau diese Anforderung erfüllen. Die Kombination aus den Anforderungen machte es jedoch schwierig, einen passenden Klebstoff zu finden. Deshalb mussten die Anforderungen unterschiedlich gewichtet werden. Die Auswahl fiel dabei auf die Cyanacrylate und die Urethanmethacrylatklebstoffe sowie doppelseitige Haftklebebänder diverser Anbieter. Die ausgewählten Versuchsklebstoffe und ihre Charakteristika sind in der Tabelle 2 aufgelistet. Das Versuchsprogramm bestand aus der Erprobung von zwei Reaktionsklebstoffen mit unterschiedlicher chemischer Basis (KS I und KS II), einem Transferklebeband (TKB) und der zwei doppelseitigen, elektrisch isolierenden Klebebändern unterschiedlicher Hersteller und unterschiedlicher Gesamtstärken.

Die beiden Klebstoffe KS I und KS II sind niedrigviskose Klebstoffe, die speziell aufgrund ihrer Hochtemperatureignung und einer ausgezeichneten Haftstärke für die meisten Oberflächen gewählt wurden. Die Schichtdicke konnte mit dem gesteuertem 2-Achs-Klebemodul variabel und reproduzierbar eingestellt werden. Um den Aushärteprozess bis auf wenigen Sekunden zu verkürzen, wurde ein passender Aktivator vom Hersteller der Klebstoffe empfohlen.

Der Klebstoff KS II gehört zu den anaerob härtenden Reaktionsklebstoffen, deren Aushärteleistung vom Luftabschluss und vom Vorhandensein von Metallionen zwischen den Fügepartnern abhängig ist. Da bei den oben beschriebenen Fügepartnern keine Metallionen vorhanden waren, wurde für den Einsatz vom Klebstoff KS II ebenfalls die Verwendung des Aktivators notwendig.

Ausgehend von der Tatsache, dass die reinen Klebstoffschichten über geringe elektrisch isolierende Eigenschaften verfügen, wurde für die Gestaltung einer Klebeverbindung eine zusätzliche Isolierung des Stators benötigt, die durch eine Oberflächensprühlackierung mit handelsüblichen Lacken realisiert wurde. Eine weitere technische Möglichkeit sind einseitig klebende Isolierfolien. Die beiden Isoliervarianten sind in der Tabelle 3 aufgeführt.

Tabelle 2: Verwendete Versuchsklebstoffe und ihre wichtigsten Funktionseigenschaften

Versuchsklebstoff	Kürzel	Chemische Basis	Trägermaterial	Dicke insg.	Temperaturbeständigkeit	Durchschlagsfestigkeit
<u>Klebstoff I</u> + Aktivator	KS I	Cyanacrylat	-	flexibel	bis 150 °C ^{1,2}	k. A.
<u>Klebstoff II</u> + Aktivator	KS II	Urethanmethacrylat	-	flexibel	bis 200 °C ^{1,2}	k. A.
<u>Transferklebeband</u>	TKB	Acrylat	-	50 µm	150 °C (200 °C) ²	0,5 kV/ 25 µm
<u>doppelseit. Klebeband I</u>	KB I	Polysiloxan	Kapton®	100 µm	200 °C (250 °C) ²	7000 V/ 25 µm
<u>doppelseit. Klebeband II</u>	KB II	Polysiloxan	Kapton®	140 µm	180 °C (350 °C) ²	7000 V/ 25 µm

Tabelle 3: Verwendete Isolierstoffe und ihre wichtigsten Funktionseigenschaften

Isolierstoff	Kürzel	Chemische Basis	Trägermaterial	Dicke insg.	Temperaturbeständigkeit	Durchschlagsfestigkeit
<u>Elektro-Isolierlack</u>	IL	Polyurethan	-	flexibel	150 °C (180°C) ²	80 kV/mm
<u>einseit. Isolierklebeband</u>	IKB	Polysiloxan	PEEK™	58 µm	bis 145 °C	6,75 kV/mm

¹ die Angaben zur Temperaturbeständigkeit beziehen sich auf 40 % der Restfestigkeit

² Temperaturbeständigkeit bei geringen kurzzeitigen Belastungen

Im Zusammenhang mit ausgewählten Klebstoffen und Isolierungen wurden insgesamt vier Klebekonzepte A, B, C und D erarbeitet und getestet (Bild 9).

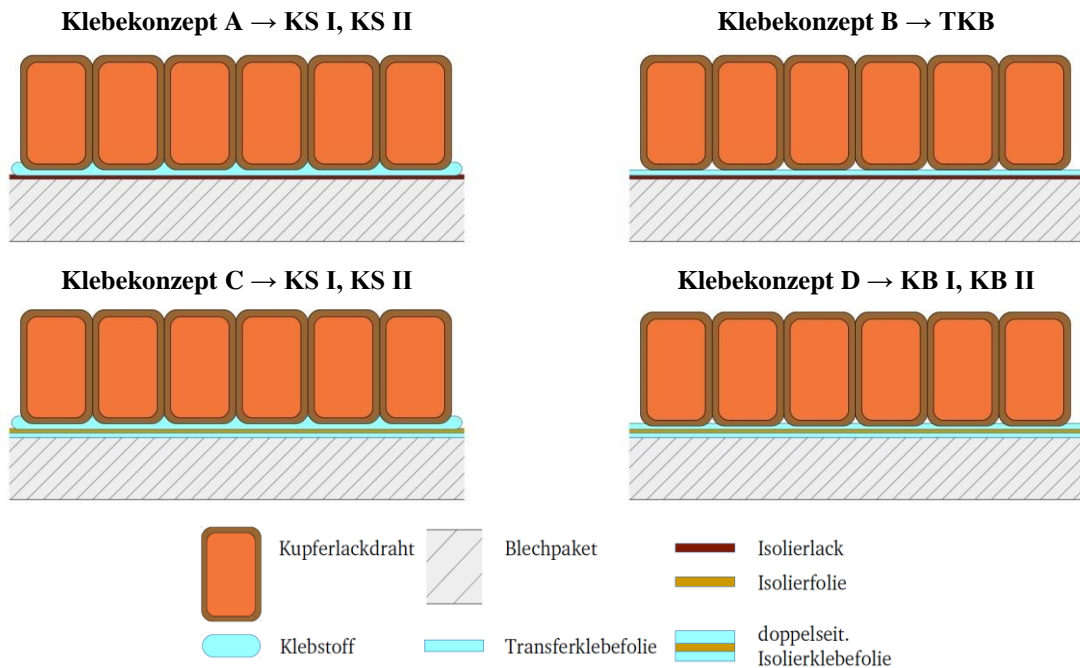


Bild 9: Klebkonzepte zum Befestigen der Luftspaltwicklung

Das **Klebkonzept A** setzt voraus, dass die Luftspaltwicklung auf eine bereits lackisierte Oberfläche des Eisenrückschlusses mittels eines Reaktionsklebstoffes KS I oder KS II fixiert wird. Dies hat zur Folge, dass für die Realisierung der Klebeverbindung zwei technologisch getrennte Prozessschritte benötigt werden: Das Lackieren der Statoroberfläche und anschließend der Klebstoffauftrag. Sowohl der Lackierprozess, als auch der Klebstoffauftrag benötigen eine eigene Technologieentwicklung, die zu dem Zeitpunkt der Untersuchungen noch nicht näher betrachtet wurden. Daher erfolgte die Lackierung der Oberfläche manuell durch Spritzlackieren mit einem Silikonharzlack (siehe Tabelle 3) bei gleichförmiger Rotationsbewegung des Stators. Der Klebstoff wurde durch Tröpfchendosierung aus der Klebstofftube aufgetragen. Der Auftrag fand separat auf der Statorbreite zum Verkleben der Drahtpakete und an den Stirnflächen des Eisenrückschlusses zum Fixieren der Wickelköpfe statt.

Der grundlegende Unterschied beim **Klebkonzept B** im Vergleich zum Klebkonzept A besteht in einer fest einstellbaren Klebstoffdicke, welche durch die Gesamtstärke des Transferklebebandes TKB definiert ist. Dabei erfolgt der Klebstoffauftrag über die Statorbreite und im Wickelkopfbereich (der Bereich, in dem der Richtungswechsel einer Phasenwicklung außerhalb der Statorbreite erfolgt) in einem Prozessschritt, wobei die Breite des Klebebandes um die Länge des Wickelkopfs auf der Stirnfläche vergrößert ist. Beim Aufbringen des Klebebandes wird das Klebeband zuerst mittig auf die Statorfläche gelegt und danach seitlich umgebogen und an die Stirnflächen angedrückt. Das Klebeband muss dabei unter Spannung gehalten werden. Soll dieses Konzept weiterverfolgt werden, muss eine Möglichkeit der automatisierten Klebebandapplikation entwickelt werden. Das Klebkonzept B zeichnet sich durch eine vereinfachte und saubere Verarbeitung des Klebstoffes selbst im Falle der manuellen Applikation aus.

Das **Klebkonzept C** soll eine weitere Modifikation der Klebetechnologie zum Klebkonzept A darstellen, wobei der manuelle und somit schwer reproduzierbare Lackierprozess durch das Auftragen einer selbstklebenden PEEKTM-Isierfolie ersetzt wird. Als Klebstoff werden flüssig dosierbare Klebstoffe KS I und KS II appliziert.

Das **Klebkonzept D** vereint in sich die Vorteile der Konzepte C und B und ermöglicht einen vereinfachten Klebeprozess durch die Applikation einer Folie mit fest definierter Klebstoffschichtdicke auf beiden Seiten des Trägermaterials (doppelseitig kaschiertes Klebeband). Es gewährleistet zugleich die elektrische Isolation zum Stator durch die Trägerfolie des Klebebandes. Die meist extra für die Elektroindustrie entwickelten doppelseitigen Klebebander nutzen als Träger eine Polyamide- bzw. Polyesterfolie, welche je Folienstärke die Durchschlagfestigkeiten bis zu einigen Tausend kV anbieten (Kapton[®]). Nachteilig beim Klebkonzept D sind die hohen Gesamtstärken der handelsüblichen Konfigurationen der doppelseitigen Elektroklebebander. Die zurzeit handelsüblichen Elektroklebebander sind ab einer geringsten Gesamtstärke von ca. 100 µm erhältlich. Je nach vorgegebenen Gebrauchseigenschaften des zu klebenden Produktes ist auf die Auswahl der Klebstoffkaschierung und damit erreichbare Klebekraft im Zusammenhang mit der aufgetragenen Klebstoffstärke zu achten.

5.2 Festigkeitsuntersuchungen der Klebeverbindungen

Ein Vergleich der vorgeschlagenen Klebekonzepte wurde auf Basis der durchgeführten Scherzugversuche vorgenommen (Bild 10).

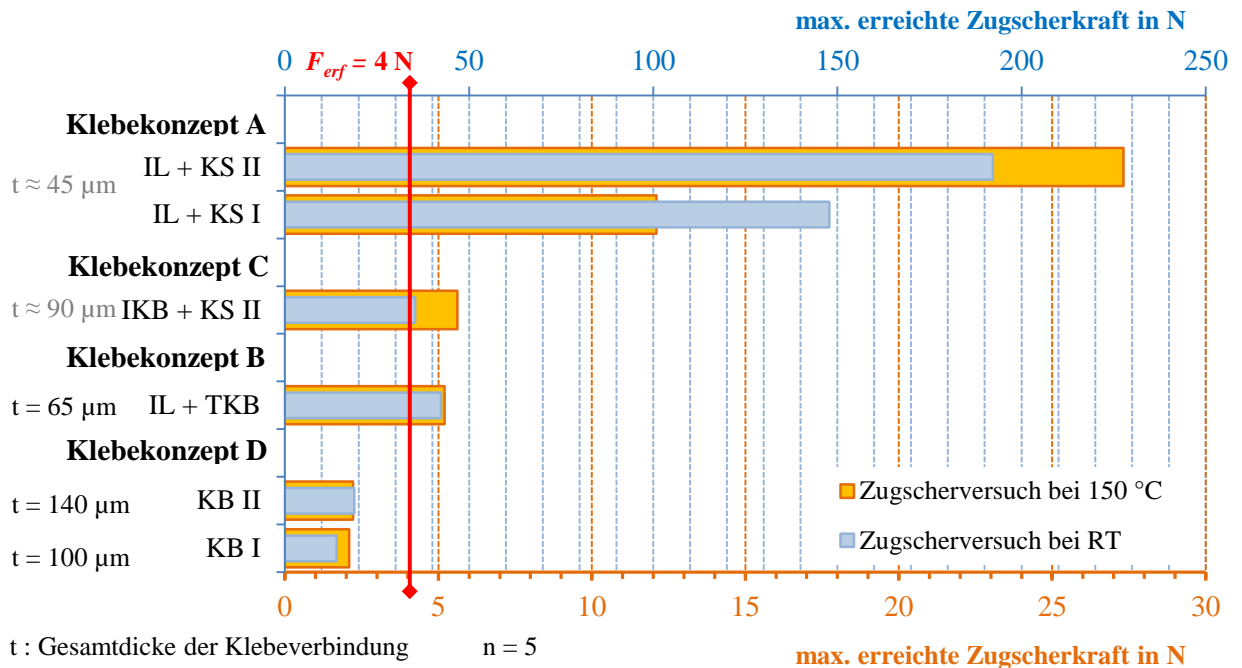


Bild 10: Vergleich der Ergebnisse des Zugscherversuchs bei Raumtemperatur (RT) und bei Betriebstemperatur (150 °C)

Dabei wurden die Klebeverbindungen auf ihre Festigkeit und zugleich auf die Temperaturbeständigkeit bei 150 °C geprüft. Die Festigkeit der Klebeverbindung ist das wichtigste Kriterium und stellt damit die Hauptbezugsgröße dar. Weitere wichtige Eigenschaften wie Durchschlagsfestigkeit und thermische Alterung konnten noch nicht getestet werden. Dazu müssen noch Prüfrutinen recherchiert und entwickelt werden.

Es ist ersichtlich, dass durch den Einsatz von flüssigen Reaktionsklebstoffen deutlich höhere Klebekräfte der Verbindung erreicht werden können als mit den Klebefolien. Die Klebeverbindungen des Konzepts A sind stabil im Betrieb und unsensibel gegen die hohen auftretenden Temperaturen. Jedoch ist es anzumerken, dass ein anaerob härtender Klebstoff KS II dem Cyanacrylat KS I aufgrund der höheren Temperaturfestigkeit vorzuziehen ist. Die Gesamtschichtdicken der vollständigen Klebeverbindung waren schwierig reproduzierbar, denn sowohl der Lack- als auch Klebstoffauftrag erfolgte bisher manuell. Nach gemittelten Messungen sollten die Klebeverbindungen mit einer Gesamtschichtdicke von ca. 45 µm die dünnsten sein.

Die Verbindungen des Klebekonzepts B genügen bedingt der gestellten Anforderung an die Klebefestigkeit. Die Folie kann deutlich schlechter durch den Klebstoff benetzt werden und die Klebeverbindung ist nur unter dem Einsatz eines bestimmten Aktivators realisierbar. Die Gesamtdicke der Klebeverbindung verdoppelt sich aufgrund der zusätzlichen Klebstoffschicht der Isolierfolie zur Statoroberfläche.

Wird der Reaktionsklebstoff durch das Haftklebeband ersetzt, sind ebenfalls eine hinreichende Klebe- und Temperaturfestigkeit bei vergleichbar geringer Gesamtschichtdicke (ca. 65 µm) erreichbar. Der Acrylatklebstoff genügt somit den gestellten Anforderungen an die Klebeverbindung. Außerdem kann durch die grundsätzliche Durchschlagsfestigkeit der Acrylatschicht die Lackschichtdicke verringert werden.

Die Klebeverbindungen auf den Polysiloxan-Klebebändern im Klebekonzept D erreichten nur die Hälfte der angeforderten Klebekraft und würden höchstwahrscheinlich bei einem Betriebsstrom von 250 A und einer Temperatur von 150 °C versagen. Dabei kann eine geringe Beeinflussung der Klebekraft durch die Klebstoffschichtdicken beobachtet werden sowie ein nahezu identisches Klebstoffversagen unter der Einwirkung erhöhter Temperatur. Der Einsatz von Klebebändern ermöglicht eine Vereinfachung des Klebeprozesses, liefert jedoch aufgrund der hohen Schichtdicken im Vergleich zu den anderen Konzepten keine optimale Lösung.

6. Zusammenfassung und Ausblick

Vorgestellt wurden vier mögliche Technologien zur Fertigung einer neuartigen Luftspaltwicklung für Radnaben-Elektromotoren. Zu den wichtigsten Herausforderungen bei der Gestaltung der Klebeverbindung gehören der Querschnitt und die Oberflächeneigenschaften des lackisolierten Kupferflachdrahtes, hohe Temperaturfestigkeit sowie technologische Anforderungen wie Klebstoffschichtdickenreduzierung bei verkürzten Taktzeiten und hoher Automatisierbarkeit des Fertigungsprozesses. Ein Modul für die automatische Applikation des Reaktionsklebstoffes wurde vorgestellt. Der Einsatz von Reaktionsklebstoffen ist mit einem großen technischen Aufwand verbunden, ermöglicht jedoch die Herstellung anforderungsgerechter Klebeverbindungen mit geringen Gesamtschichtdicken. Demgegenüber bieten die Haftklebebänder ein hohes Potenzial für die Serienfertigung und sind aber hinsichtlich der Klebstoffauswahl und Schichtdickeneinstellung zu optimieren. Des Weiteren muss der Einfluss einer zusätzlichen äußeren Bandagierung der Wicklung geprüft werden.

Literaturverzeichnis

- [1*] Kasper, R.: COmpetence in MObility – COMO III. Antriebsstrang & Radnabenmotoren. Gesamtfahrzeug & spezielle Anwendungsfälle. Kompetenzerhaltung Verbrennungskraftmotoren. Sachbericht Leistungen und Ergebnisse 01.01.2016 - 31.12.2016, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Institut für Mobile Systeme, 2017
- [2] Kasper, R.; Heinemann, W.; Borchardt, N.: Elektromotor mit eisenloser Wicklung. WO 2013/029579 A2. Internationales Veröffentlichungsdatum: 07.03.2013
- [3] Becker, B. et al.: Serienflexible Technologien für elektrische Antriebe von Fahrzeugen. Abschlussbericht des Forschungsprojektes Serienfähige, hocheffiziente Radnabenmotoren mit integrierter Leistungselektronik, SeRiel, Schönau, 2016
- [4] Pautzke, F.; Hain, Ch.: SepeD – Serienproduktion permanenterregter Direktantriebe. Abschlussbericht, Hochschule Bochum, Institut für Elektromobilität, Bochum, 2016
- [5] Borchardt, N.: Modellierung, elektromechanische Auslegung und Validierung eines Radnabenmotors mit nutenloser Luftspaltwicklung und hoher gravimetrischer Leistungsdichte. Hochschulschrift, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, 2014
- [6] Zörnig, A.; Kasper, R.: Konstruktion elektrischer Radnabenmotoren mit Luftspaltwicklung für Kraftfahrzeuge, Konstruktion, Zeitschrift für Produktentwicklung und Ingenieur-Werkstoffe, Springer, VDI-Verlag, 6/2015
- [7] Habenicht, G.: Kleben – erfolgreich und fehlerfrei. Springer Fachmedien Wiesbaden, Wiesbaden, 2016
- [8] Imhof, S.; Veit, J.: Klebtechnische Herausforderungen bei Elektromotoren im Automobilbau, DVS-Berichte Band 327, 2016
- [9] Dörfler, R.; Böttcher, M.: Anforderungen an Klebstoffe zum Fixieren, Kontaktieren oder Vergiessen von Bauteilen, <http://elektronikpraxis.vogel.de/mst/articles/121259/>, Zugriff: 03.07.2017
- [10] Börner, T.; Kalich, J.: Entwicklung einer Klebtechnologie mit Klebebändern auf Pulverbeschichtungen für kurze Taktzeiten, Schlussbericht zu dem IGF-Vorhaben, Dresden, 2016
- [11] Borchardt, N.; Hinzemann, R.; Pucula, D. S.; Heinemann, W.; Kasper, R.: Winding Machine for Automated Production of an Innovative Air-Gap Winding for Lightweight Electric Machines, IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, Vol. 21, No. 3, June 2016

* Das Leitvorhaben Competence in MObility - COMO III wird im Rahmen des Operationellen Programm aus Mitteln des europäischen Fonds für regionale Entwicklung (EFRE) und des Landes Sachsen-Anhalts gefördert.

Bewertung konstruktiver Maßnahmen zur Verbesserung der Vibroakustik eines elektrischen Radnabenmotors

Dr.-Ing. Fabian Duvigneau ¹⁾, Prof. Dr.-Ing. habil. Dr. h. c. Ulrich Gabbert

¹⁾ Institut für Mechanik, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Germany, fabian.duvigneau@ovgu.de

Zusammenfassung

Die Elektrifizierung von Kraftfahrzeugen ist ein hochaktuelles Thema. In diesem Zusammenhang sind elektrische Radnabenmotoren eine innovative Möglichkeit, die Fahrdynamik in Kombination mit einer hohen Leistungsdichte zu verbessern. Allerdings stellen die für Elektromaschinen charakteristischen hochfrequenten Geräuschemissionen für Passagiere und Passanten im Straßenverkehr eine ungewohnte Geräuschquelle dar. Aus diesem Grund werden die entstehenden akustischen Emissionen deutlicher wahrgenommen als die gewohnten Geräusche eines Verbrennungsmotors. Außerdem fehlt im Falle eines Radnabenmotors im Vergleich zu einem im Fahrzeug positionierten Motor die abschirmende Wirkung der Karosserie sowie die Möglichkeit, allseitig Dämmmaterialien einzusetzen, wie es bei modernen Automobilen heutzutage üblich ist. Aus den genannten Gründen ist die akustische Auslegung von Radnabenmotoren von besonderer Bedeutung. Im vorliegenden Beitrag werden verschiedene konstruktive Maßnahmen zur Verbesserung des vibroakustischen Verhaltens eines elektrischen Radnabenmotors untersucht und diese vergleichend bewertet. Neben der erreichbaren Pegelreduktion steht dabei insbesondere der Leichtbau im Fokus. Es ist das Ziel, konstruktive Maßnahmen zu identifizieren, die nicht nur effektiv sondern auch fertigbar sind, keine hohen zusätzlichen Kosten verursachen und das Gesamtgewicht der Konstruktion nicht signifikant erhöhen. Ein Schwerpunkt des Beitrags ist die rechnerische Bewertung unterschiedlicher Rippenkonfigurationen, wofür die Finite-Element-Methode (FEM) eingesetzt wird. Im Fokus steht die äußere Geometrie des Rotors, der aus einem zylindrischen Mittelteil und kreisförmigen Seitendeckeln besteht. Ein weiterer Schwerpunkt ist die experimentelle Untersuchung alternativer Materialien. Das Ziel ist es, herauszufinden, ob einige der massiven metallischen Komponenten des Radnabenmotors durch andere Materialsysteme substituiert werden können. Im Fokus der noch ausstehenden Untersuchung stehen dabei Faserverbundwerkstoffe und Sandwichstrukturen mit einer Kernschicht aus Aluminiumschaum. Für den Vergleich der unterschiedlichen Materialsysteme werden akustische Messungen genutzt, die mit Hilfe eines Mikrofonarrays in einem Vollfreifeldraum durchgeführt werden.

Schlüsselwörter: elektrischer Radnabenmotor, Vibroakustik, FEM, numerische und experimentelle Schwingungsanalyse, Derotator

1. Einleitung

In den nachfolgenden Abschnitten werden zunächst Simulationsmodelle von elektrischen Radnabenmotoren vorgestellt, die bereits mit Hilfe von Prototypen validiert wurden, um die Prognosefähigkeit der genutzten Berechnungsmethoden nachzuweisen. Anschließend werden diese Methoden auf die Konstruktionsentwürfe des aktuellen Radnabenmotors angewendet, für den noch kein Prototyp vorliegt, um vorab eine akustisch günstige Auslegung realisieren zu können. Dazu werden verschiedenste Designkonfigurationen auf der Basis von FE-Modellen hinsichtlich ihres vibroakustischen Verhaltens bewertet. Im Fokus der akustischen Analysen steht die Variation der äußeren Geometrie des Rotors. Auf diesem Wege werden mögliche Zielkonflikte vermieden, da der Bauraum im Inneren des Motors für die anderen Entwicklungsschwerpunkte, wie der Auslegung des Kühlkreislaufes, der Leistungselektronik oder des Magnetkreises, von zentraler Bedeutung ist. Im vorliegenden Beitrag werden die untersuchten Konstruktionsvarianten nicht nur hinsichtlich der resultierenden Schwingungen sowie Geräuschemissionen bewertet, auch die zusätzlich erforderliche Masse wird betrachtet. Es ist das Ziel, einerseits so wenig Zusatzmasse wie möglich zu verwenden, um größtmögliche Pegelreduktionen zu erreichen und andererseits ein Design zu entwickeln, das hinsichtlich der Produzierbarkeit im Vergleich zur Ausgangskonfiguration keinen erheblichen Mehraufwand verursacht und somit die Produktionskosten nicht signifikant erhöht.

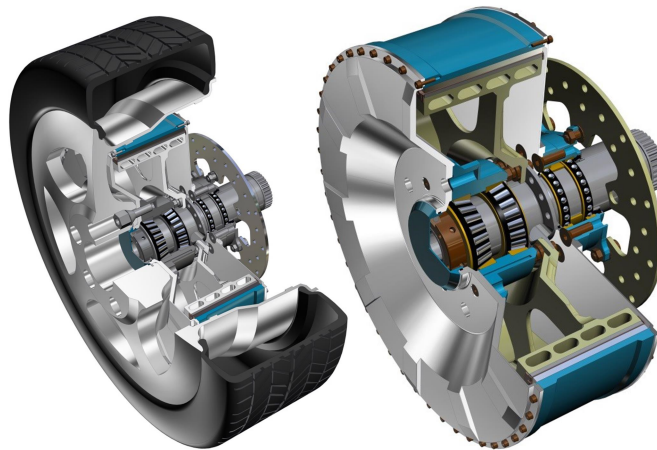


Bild 1: Bereits als Prototyp realisierte Version des elektrischen Radnabenmotors

Darüber hinaus wird in diesem Beitrag ein ganzheitlicher Simulationsansatz vorgestellt, der in [1] entwickelt wurde. Abschließend werden einige Ergebnisse einer experimentellen Schwingungsanalyse der Ausgangskonfiguration des prototypischen Radnabenmotors gezeigt, die mit Hilfe eines Derotators (spezielle Erweiterung eines Laservibrometers) im rotierenden System durchgeführt wurde. Um das vibroakustische Verhalten zu bewerten, werden derartige Messungen neben Mikrofonarraymessungen in einem Freifeldraum auch für den aktuellen Radnabenmotorentwurf durchgeführt werden, sobald dieser als Prototyp vorliegt.

2. Modellierung der Ausgangskonfiguration des prototypischen Radnabenmotors

Das innovative Konzept eines Radnabenmotors ist eine attraktive Möglichkeit, im Rahmen der Elektrifizierung von Kraftfahrzeugen eine verbesserte Fahrdynamik in Kombination mit einer hohen Leistungsdichte zu erreichen. Das Bild 1 zeigt einen elektrischen Radnabenmotor, der durch seine Luftspaltwicklung als Außenläufer eine geringere Masse als die Konkurrenz aufweist [2]. Durch die Kombination der Luftspaltwicklung mit einer zusätzlichen Nutenwicklung wird außerdem eine hohe Leistung erreicht [3]. Aus diesen Gründen besitzt dieser Radnabenmotor im Vergleich zu anderen Wettbewerbern eine besonders hohe Leistungsdichte.

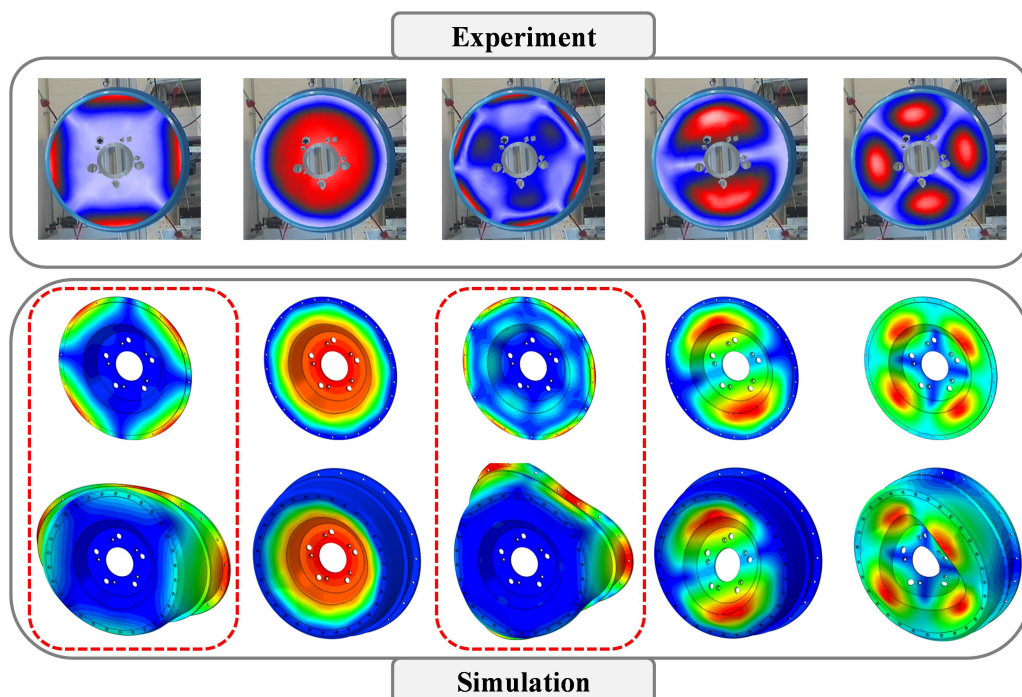


Bild 2: Validierungsergebnis des Simulationsmodells für den elektrischen Radnabenmotor aus Bild 1

Das Bild 2 zeigt für fünf verschiedene Eigenfrequenzen den Vergleich der im Experiment gemessenen (obere Zeile Bild 2) mit den numerisch berechneten Eigenschwingungsformen (mittlere Zeile in Bild 2). Der Vergleich der Eigenformen erfolgt bezüglich der Messfläche des Laservibrometers, also der äußeren Seitenfläche des Rotors. Es ist deutlich zu erkennen, dass das Simulationsmodell sehr gut in der Lage ist, das resultierende Schwingungsverhalten des komplexen Gesamtsystems, das unter anderem mehrere Fügestellen aufweist, vorherzusagen.

In der unteren Zeile in Bild 2 sind zusätzlich die Eigenformen des gesamten Rotors dargestellt, um zu zeigen, dass die numerische Analyse im Vergleich zur Laservibrometermessung die Möglichkeit bietet, einen besseren Eindruck vom Schwingungsverhalten des Gesamtsystems zu erhalten. Die erste und dritte Spalte des Bildes 2 verdeutlichen, dass die Betrachtung der Seitenfläche in diesen Fällen nicht repräsentativ für die Eigenform des Gesamtsystems ist und die kritischen Schwingungsregionen nicht erfasst werden. Die Messung mittels Laservibrometer ist hinsichtlich der erfassbaren Flächen eines Messobjektes begrenzt. Es können ausschließlich Oberflächen vermessen werden, die für den Laserstrahl zugänglich sind. Außerdem stellen stark gekrümmte Flächen ein Problem dar. Dies verdeutlicht den Mehrwert einer numerischen Schwingungsanalyse, die Informationen über alle Bereiche der untersuchten Struktur liefert. Trotzdem sind Validierungsmessungen stets empfehlenswert, um die Prognosefähigkeit der Modellierung nachzuweisen.

3. Ganzheitlicher Simulationsansatz

In diesem Abschnitt wird der ganzheitliche Simulationsansatz zur Berechnung einer elektrischen Maschine am Beispiel eines modernen Radnabenmotors vorgestellt. Der ganzheitliche Simulationsansatz wurde in [5] entwickelt und ist in Bild 3 dargestellt.

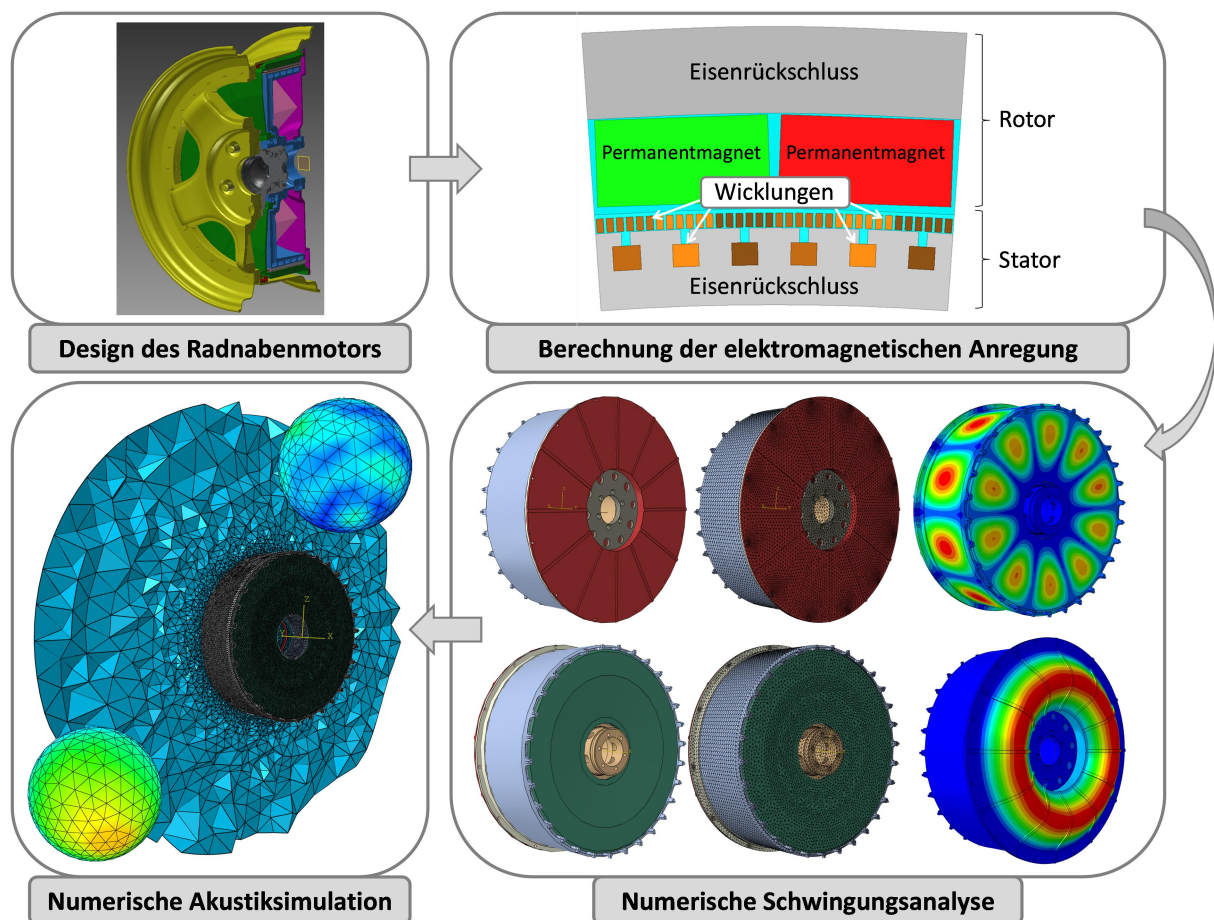


Bild 3: Ganzheitlicher Simulationsworkflow zur akustischen Berechnung einer elektrischen Maschine

Diese ganzheitliche Methodik beinhaltet die Berechnung des Magnetkreises unter Berücksichtigung der jeweiligen Lastzustände des zugehörigen Betriebspunktes. Daraus ergeben sich die resultierenden Anregungskräfte, die genutzt werden, um die Strukturschwingungen des elektrischen Radnabenmotors zu berechnen [6]. Im Anschluss können die berechneten Oberflächenschwingungen der Motorstruktur verwendet werden, um in einer nachgeschalteten Akustiksimulation die Schallabstrahlung in das umgebende Luftvolumen zu berechnen. Als Ergebnis liegt der komplexe Schalldruck im gesamten diskretisierten Fluidgebiet vor. Dieser kann auralisiert werden, um die Simulationsergebnisse hörbar zu machen [7] oder als Input für psychoakustische Analysen zu diesen [8]. Dabei spielt auch die Richtungscharakteristik der abgestrahlten Geräuschemissionen eine wesentliche Rolle [9].

4. Bewertung unterschiedlicher Designvarianten von Versteifungselementen

In diesem Abschnitt werden für die aktuelle Version des elektrischen Radnabenmotors auf der Basis der entwickelten Simulationsmodelle unterschiedliche Verrippungsstrategien hinsichtlich ihrer Auswirkung auf das vibroakustische Verhalten verglichen. In Bild 4 wird der Nutzen von Versteifungselementen demonstriert. Auf der linken Seite ist der Summenpegel der Oberflächenschnelle des Seitendeckels des Radnabenmotorrotors ohne Versteifungselemente dargestellt (Version 0) und auf der rechten Seite befindet sich das entsprechende Ergebnis für den Deckel mit einer einfachen Rippenkonfiguration (Version 1). Es ist klar ersichtlich, dass der resultierende Summenpegel durch die angewendete Geometriemodifikation signifikant gesenkt werden kann. Für die Berechnung des Summenpegels wird die Oberflächenschnelle im Frequenzbereich von 0 bis 5 kHz ausgewertet. Dieser Frequenzbereich repräsentiert zwar nicht den gesamten Hörbereich des Menschen, beinhaltet aber die Frequenzbereiche, die sich bei der experimentellen Untersuchung der Vorgängerversionen des elektrischen Radnabenmotors als besonders auffällig erwiesen. Wie später in Bild 11 und 12 zu erkennen, liegen die kritischsten Frequenzen, die die Geräuschemission des Radnabenmotors klar dominieren, im Bereich von 3,5 bis 4 kHz.

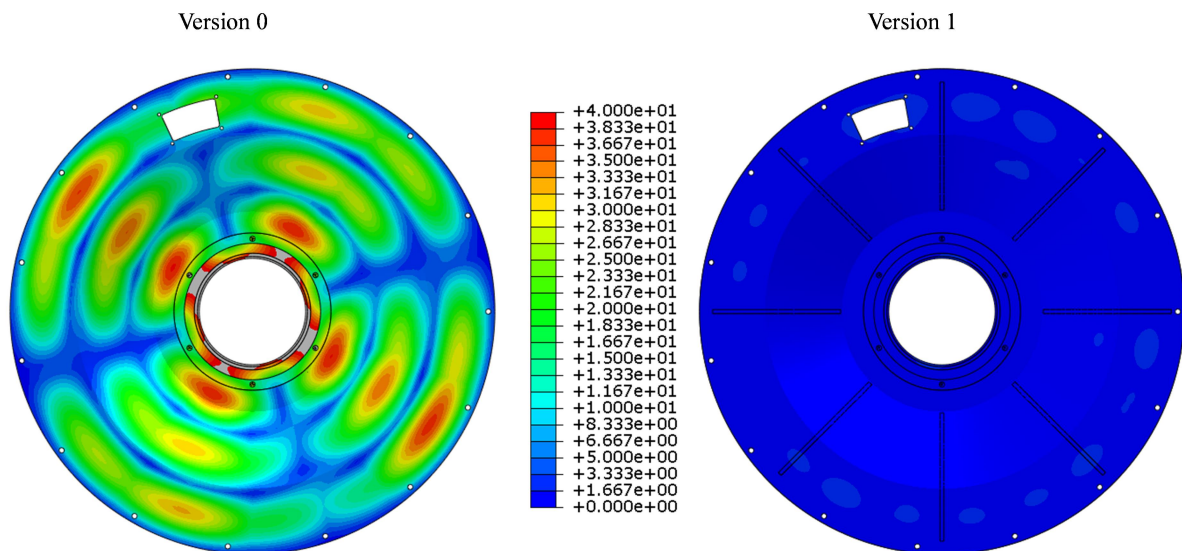


Bild 4: Seitendeckel des Rotors des elektrischen Radnabenmotors ohne und mit Versteifungsrippen

In Bild 5 sind unterschiedliche Rippenkonfigurationen zu erkennen, die sich in Form, Höhe und Anzahl unterscheiden. Alle Maßnahmen werden, wie in der Einleitung erörtert, ausschließlich auf der Außenseite des Rotors erprobt, da dort der einzige Spielraum für konstruktive Änderungen gegeben ist, ohne andere Funktionalitäten zu beeinträchtigen.

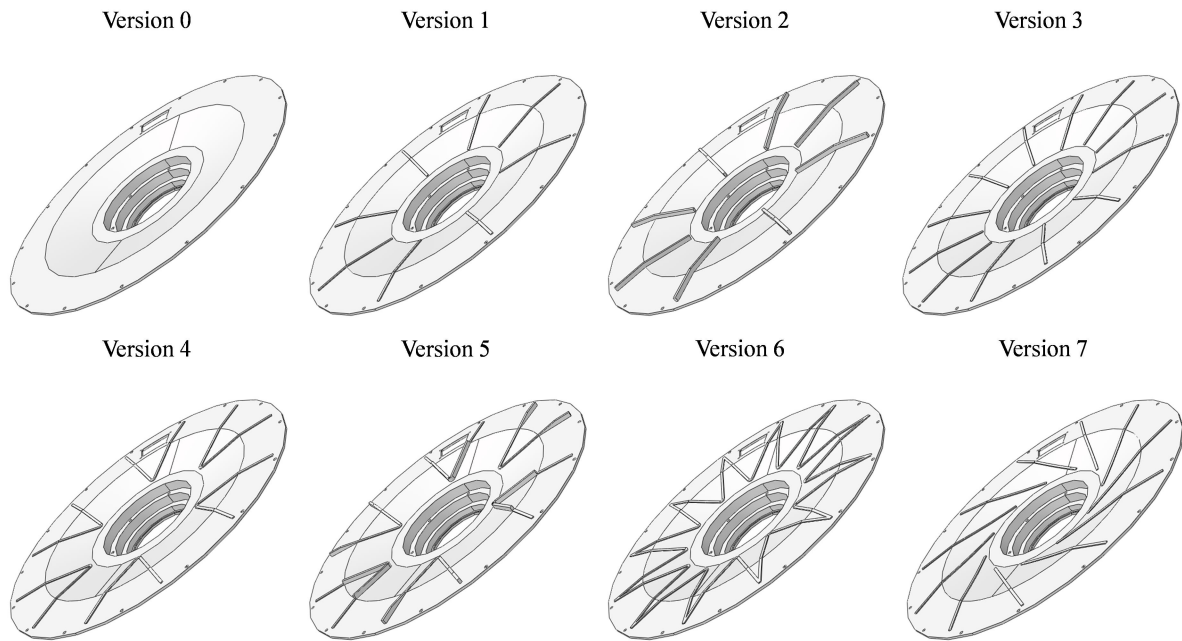


Bild 5: Unterschiedliche Rippenkonfigurationen des Rotorseitendeckels

Die Ergebnisse für die in Bild 5 vorgestellten Designvarianten sind in Bild 6 zu sehen. Es ist klar zu erkennen, dass zwischen den unterschiedlichen Rippenkonfigurationen signifikante Unterschiede im resultierenden Schwingungsverhalten des Gesamtsystems bestehen. Die Version 7 weist insgesamt den niedrigsten Summenpegel der Schallschnelle auf. Zudem ist die erforderliche Zusatzmasse von Version 7 mit nur wenigen Gramm sehr gering. Die Idee dieser Variante ist, mit minimalem Materialeinsatz möglichst kleinflächige Gebiete zu erzeugen, die als einheitliche schallabstrahlende Fläche wirken können. Aus diesem Grund wurde versucht, symmetrische Flächen zu vermeiden. Auch in vorangegangenen Studien zu Verbrennungsmotoren [10] wurde beobachtet, dass asymmetrische Teilflächen akustisch günstiger sind.

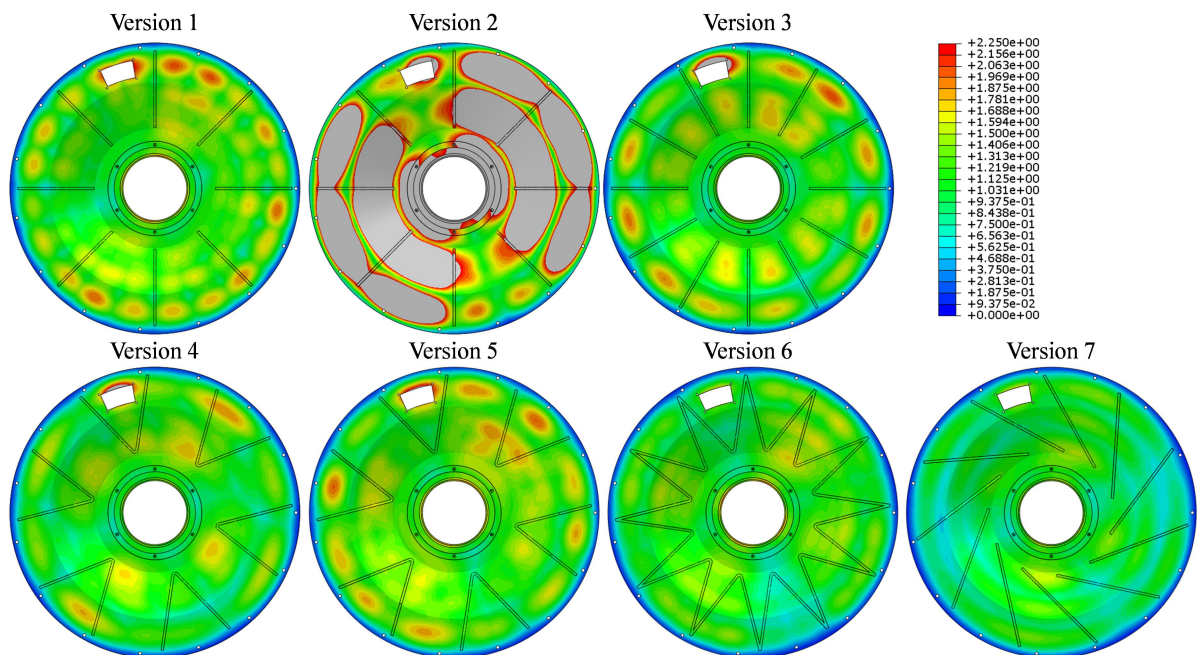


Bild 6: Resultierender Summenpegel der Oberflächenschnelle der verschiedenen Seitendeckeldesigns

Im Anschluss wurde ein Simulationsmodell des gesamten Rotors aufgebaut (siehe Bild 7). Dieses enthält bereits die Seitendeckel gemäß Version 7, die zuvor als am besten geeignete Variante bestimmt wurde. Mit diesem FE-Modell wurden nun verschiedene Versteifungsmöglichkeiten des Zylinders untersucht. Die Rippen müssen dabei als radiale Ringe ausgeführt sein, da andere Formen nicht ohne immensen Mehraufwand fertigbar sind, der im Rahmen des zugrunde liegenden Forschungsprojektes nicht gerechtfertigt ist. Die entwickelten Modellvarianten sind in Bild 8 zu sehen. Sie unterscheiden sich in der Rippenanzahl, deren Position sowie den einzelnen Höhen.

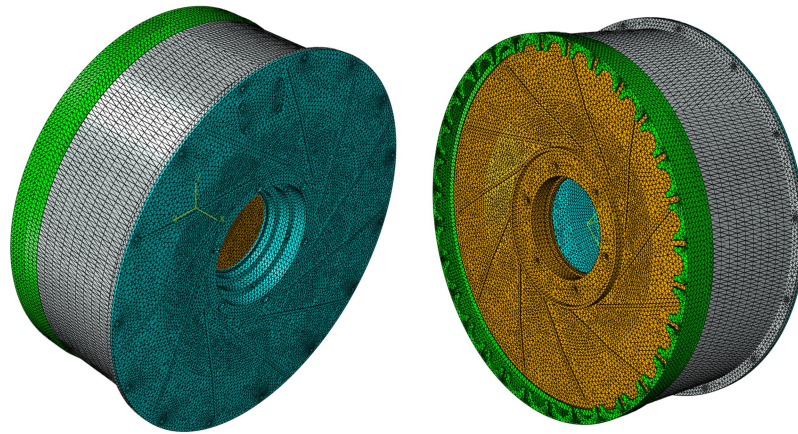


Bild 7: FE-Modell des gesamten Radnabenmotorrotors mit Seitendeckelverrippung

In Bild 9 sind die resultierenden Summenpegel der Schallschnelle der Konstruktionsvarianten mit den unterschiedlichen Zylinderverrippungen dargestellt. Die zugehörigen Zusatzmassen der jeweiligen Rippenvariante sind in Bild 8 mit angegeben. Es wird deutlich, dass sich die zusätzliche Versteifung des Zylinders negativ auswirkt, indem sie die Schwingungsenergie wieder in schwächere Strukturbereiche, in diesem Fall die Seitendeckel des Rotors, zurück zwingt. Demzufolge schwingen die Seitendeckel mehr als im Fall ohne Zylinderverrippung und emittieren somit auch mehr Schall. Die Seitendeckel sind aus akustischer Sicht durch ihre großflächige Struktur und ihre Normalenrichtung direkt in Richtung Passanten als der wesentlich kritischere akustische Strahler zu betrachten. Aus diesem Grund ist eine Versteifung des Zylinders für den vorliegenden Anwendungsfall nicht empfehlenswert.

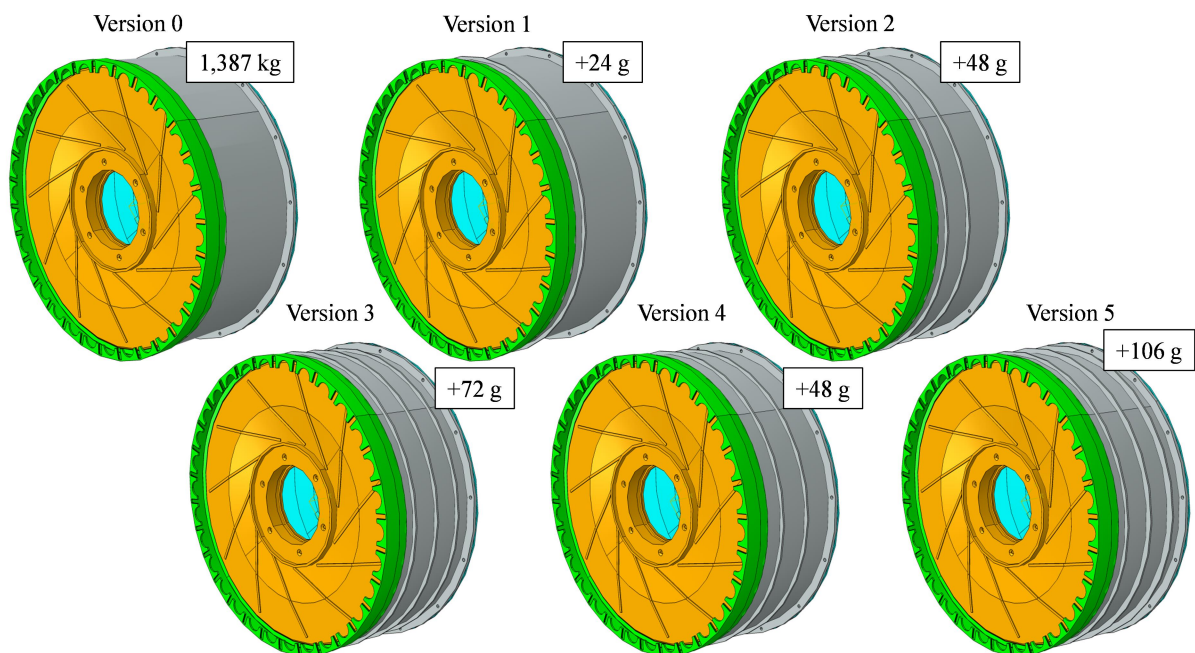


Bild 8: Untersuchte Rippenkonfigurationen des Rotorzylinders

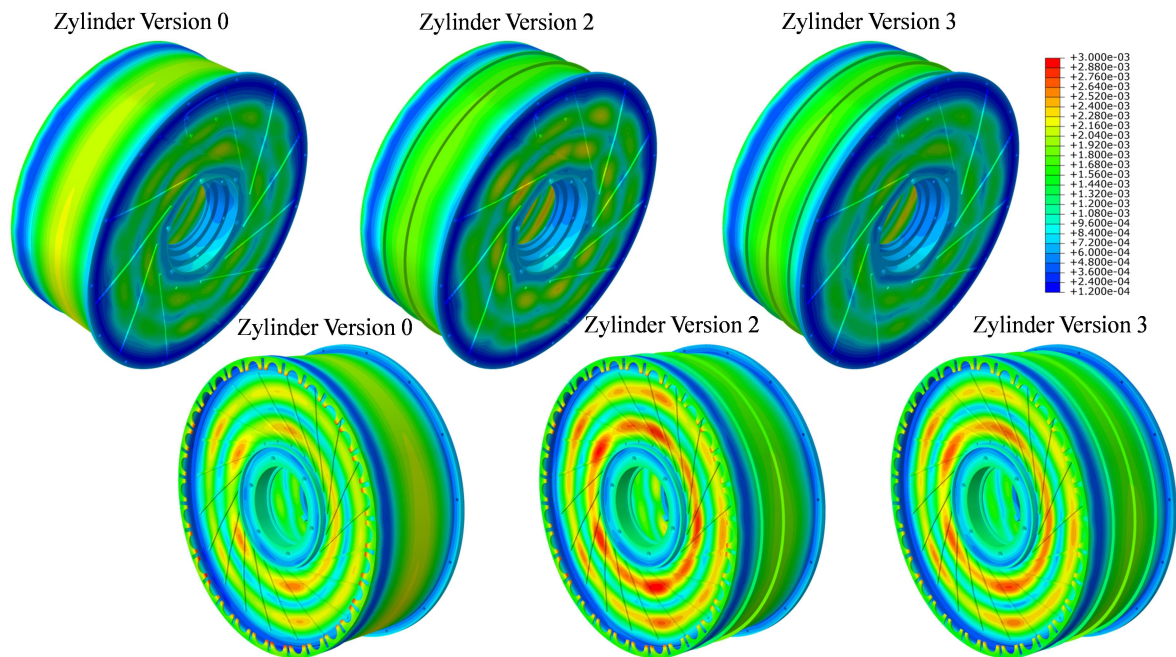


Bild 9: Resultierender Summenpegel der Oberflächenschnelle der verschiedenen Zylinderverrippungen

In Bild 9 ist zu erkennen, dass die beiden Seitendeckel mit einer unterschiedlichen Anzahl von Rippen versehen sind (20 auf der Felgenseite und 10 auf der Fahrwerkseite). Die genaue Anzahl und Höhe der Rippen für den jeweiligen Rotorseitendeckel wurde in weiteren numerischen Studien bestimmt. Dafür wurde das Gesamtmodell des Rotors ohne Zylinderversteifung genutzt. Der minimale Summenpegel wurde für den vorliegenden Anwendungsfall mit 15 Rippen (2 mm hoch) auf der Felgenseite und 15 Rippen (1 mm hoch) auf der Fahrwerkseite erzielt.

Eine weitere Idee in [4] zur Verbesserung des akustischen Verhaltens des Radnabenmotors war, die Seitendeckel des Rotorgehäuses mit Hohlräumen zu versehen und diese mit absorbierenden Materialien zu füllen, um den resultierenden Pegel der Oberflächenschwingungen bzw. des abgestrahlten Schalldrucks zu reduzieren. Außerdem wird durch diese Hohlräume, die zuvor aus Vollaluminium bestanden, Masse eingespart. Durch ein geschicktes Design kann die Steifigkeit des Gesamtsystems dennoch nahezu unbeeinflusst bleiben. Somit lassen sich durch diese Maßnahme die beiden Ziele, Leichtbau und akustische Optimierung, vereinen, ohne sich negativ auf andere wesentliche Eigenschaften des Gesamtsystems auszuwirken. Für die Füllung der Kavitäten wurden verschiedene Materialien, wie zum Beispiel verschiedene Schaumstoffe, Faservliese und imprägnierte Schaumstoffe, die bereits in [11] bezüglich ihrer akustischen Dämpfungseigenschaften analysiert wurden, untersucht. Außerdem wurde zum Vergleich das in [12] vorgestellte Dämpfungskonzept an den Seitendeckeln des Radnabenmotors erprobt. Das Konzept beruht auf der Dissipation von Schwingungsenergie aufgrund von Reibung und wechselseitigen Stößen zwischen den einzelnen Körnern eines Granulates. In [13] wurde gezeigt, dass eine Konstruktion mit innen liegenden Kavitäten eine ideale Ausgangsbasis für den Einsatz granularer Medien zur Schwingungsreduktion darstellt. In [4] zeigten die imprägnierten Schäume und das untersuchte Granulat die größte Schwingungsdämpfung. Allerdings verursachte das verwendete Granulat aufgrund der wesentlich höheren Dichte eine sehr viel größere Zusatzmasse. Demzufolge wurde in [4] die Anwendung der imprägnierten Schäume mit hohem Flächengewicht empfohlen. Als Weiterentwicklung zu den in [4] veröffentlichten Ergebnissen sind in diesem Zusammenhang die Resultate einer aktuellen Studie [14] zu nennen, bei der ein Granulat aus einem Gummiwerkstoff sehr große Pegelreduktionen bei vergleichsweise geringer Zusatzmasse erzielte. Durch die geringe Dichte und die guten Dämpfungseigenschaften stellt dieses Material eine echte Alternative zu den imprägnierten Schaumstoffen dar, die beim Vergleich in [4] am besten abgeschnitten haben. Es ist jedoch anzumerken, dass die Assemblierung der Seitendeckel wesentlich einfacher ist, wenn die Kavitäten mit zugeschnittenen Schaumhalbzügen gefüllt werden. Eine saubere und reproduzierbare Herstellung bei einer Füllung mit Granulat ist wesentlich schwieriger.

5. Experimentelle Schwingungsanalyse des Radnabenmotors im rotierenden System

Neben den numerischen Studien werden die vorhandenen Prototypen der Vorgängerversionen des elektrischen Radnabenmotors natürlich auch experimentell untersucht. Für die Schwingungsmessung werden Laser-Scanning-Vibrometer eingesetzt. Die experimentellen Analysen können sowohl im stehenden als auch im rotierenden System durchgeführt werden. Für die Schwingungsmessung des laufenden Motors unter Last sind neben dem Laservibrometer noch ein Derotator, ein zusätzlicher Referenzlaser sowie eine sehr genaue Drehzahlerfassung erforderlich. Der entsprechende Versuchsaufbau ist in Bild 10 dargestellt.

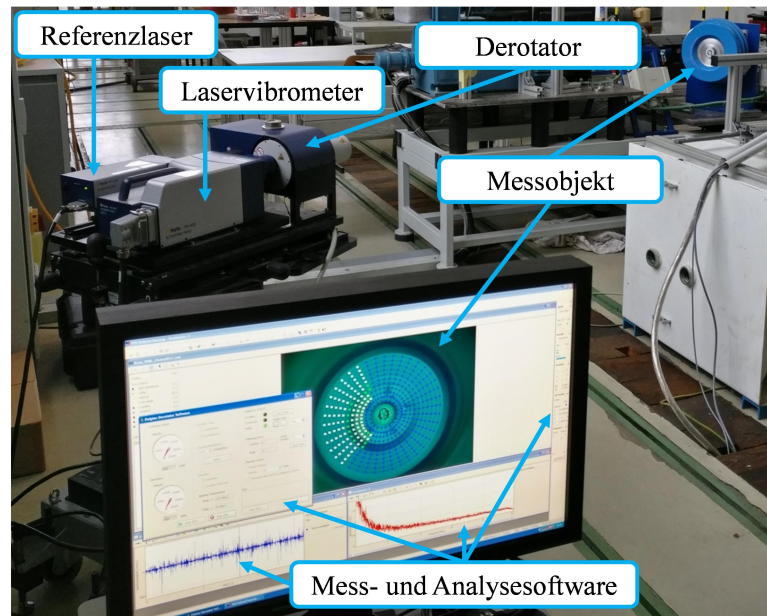


Bild 10: Schwingungsmessung im rotierenden System mittels Laservibrometer mit Derotator

Das Bild 11 zeigt ein beispielhaftes Ergebnis der Schwingungsmessung des Radnabenmotors für einen speziellen Betriebspunkt. Hier ist das gemittelte Frequenzspektrum der Schwingungsantwort aller Messpunkte des Messgitters (siehe Bild 10) dargestellt. Zusätzlich sind die Schwingungsformen der auffälligsten Frequenzen zu erkennen.

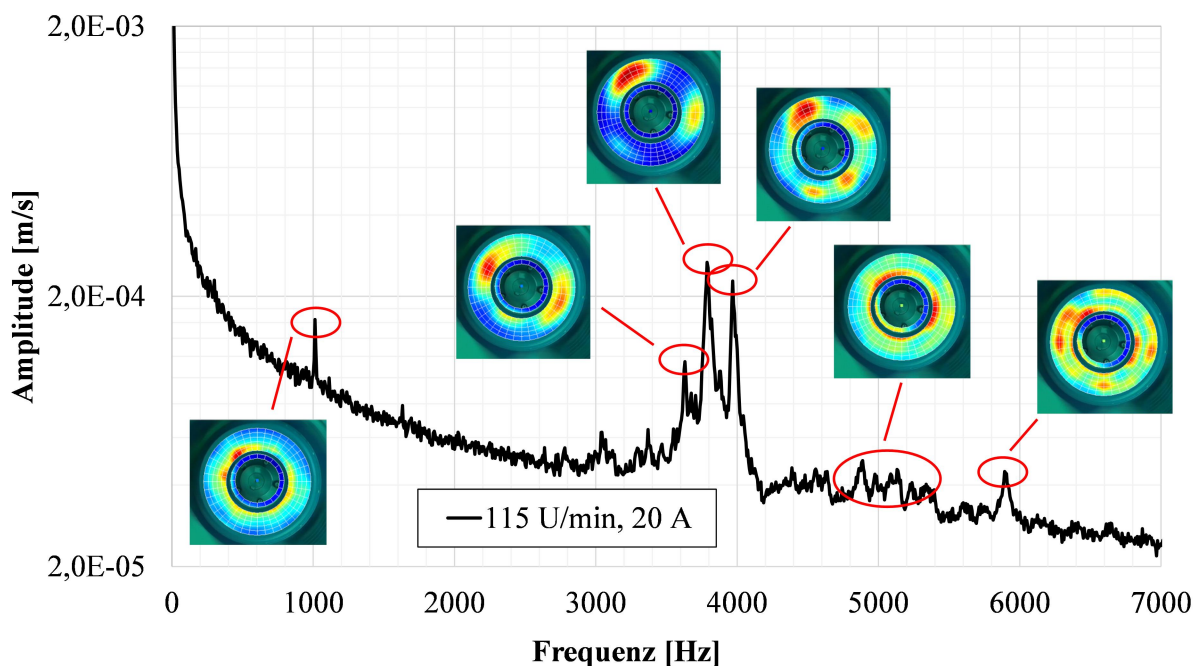


Bild 11: Beispielergebnis der Derotatormessung für einen stationären Betriebspunkt

Im Rahmen der Derotormessungen wurden stationäre Betriebspunkte mit unterschiedlichen Drehzahlen und unterschiedlichen Lasten untersucht. In Bild 12 sind die Ergebnisse zusammengefasst. Wie erwartet, führen sowohl höhere Lasten als höhere Drehzahlen zu einem akustisch auffälligeren Verhalten.

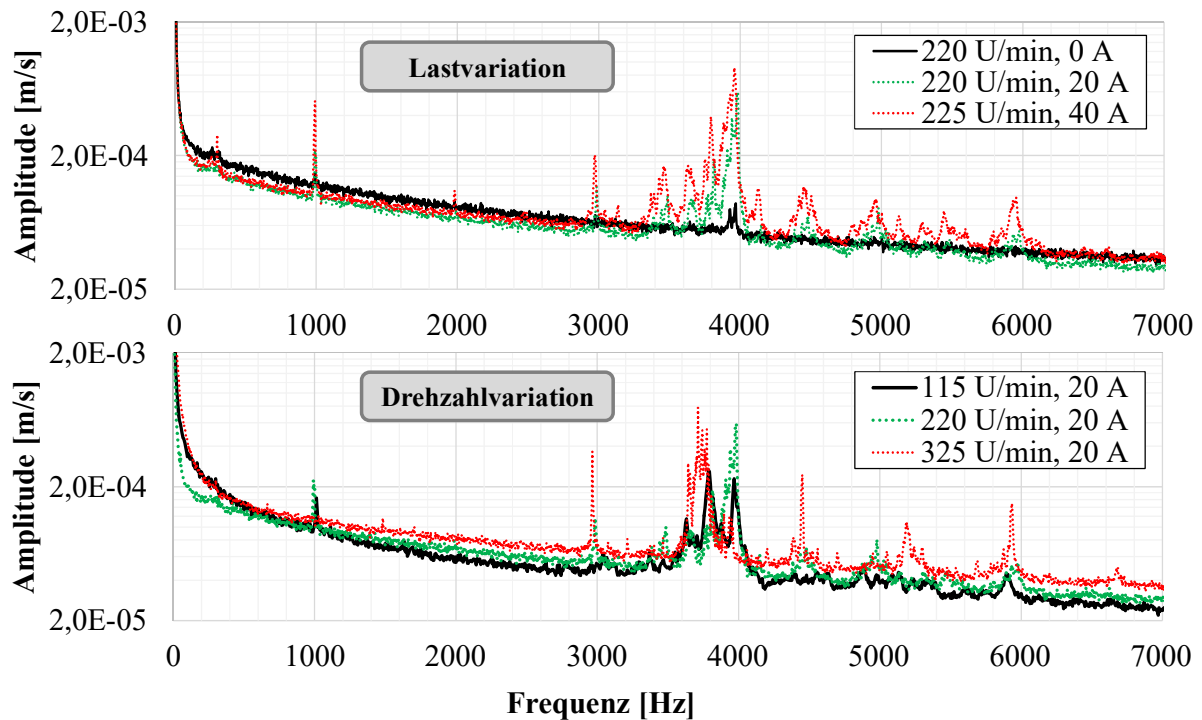


Bild 12: Ergebnisse der Derotormessung für Last- und Drehzahlvariationen

Detaillierte Analysen des Schwingungsverhaltens des aktuellen Radnabenmotors unter Last mittels Derotator werden durchgeführt, sobald dieser als Prototyp verfügbar ist. Neben den experimentellen Schwingungsanalysen werden natürlich auch akustische Untersuchungen mit Mikrofonarrays im Nahfeld und Einzelmikrofonen im Fernfeld durchgeführt. Dazu kommt auch ein Freifeldraum zum Einsatz.

6. Zusammenfassung

Im vorliegenden Beitrag wurde am Beispiel eines modernen Radnabenmotors gezeigt, wie das akustische Verhalten einer elektrischen Maschine auf Basis virtueller Konstruktionsdaten verbessert werden kann, bevor reale Prototypen verfügbar sind. Dazu wurde zum einen eine ganzheitliche Simulationethodik vorgestellt. Zum anderen wurde gezeigt, wie durch schrittweise Geometriemodifikationen und numerische Parameterstudien auf rein virtueller Basis ein Design entwickelt werden kann, das ein wesentlich besseres vibroakustisches Verhalten als die zugrunde liegende Ausgangskonfiguration aufweist. Dabei wurde neben der erreichbaren Pegelreduktion und Masseersparnis auch die Produzierbarkeit betrachtet. Außerdem wurde eine Möglichkeit präsentiert, sowohl die Masse als auch die Lärmemission des Radnabenmotors zu reduzieren, indem Dämpfungsmaterial in dafür eingefügte innere Kavitäten der Rotorseitendeckel platziert wird. Neben den numerischen Analysen der entwickelten Konstruktionsvarianten wurden auch experimentelle Untersuchungen durchgeführt. Diese wurden einerseits genutzt, um die verwendeten Simulationsmodelle zu validieren und andererseits wurden durch die intensiven experimentellen Studien an den Prototypen der Vorgängerversionen des Radnabenmotors wertvolle Erfahrungen zum prinzipiellen Verhalten dieser speziellen elektrischen Maschine gesammelt. Diese Erfahrungen sind in die Entwicklung der zu untersuchenden Konstruktionsalternativen mit eingeflossen.

Ein zukünftiger Schwerpunkt ist die experimentelle Untersuchung alternativer Materialien für den Rotor des elektrischen Radnabenmotors. Es ist das Ziel, einige der massiven metallischen Komponenten durch andere Materialsysteme zu ersetzen. Im Fokus stehen dabei Faserverbundwerkstoffe und Sandwichstrukturen mit einer Kernschicht aus Aluminiumschaum. Für den Vergleich der unterschiedlichen Materialsysteme sollen akustische Messungen genutzt werden, die mit Hilfe eines Mikrofonarrays in einem Vollfreifeldraum durchgeführt werden.

7. Danksagung

Die Autoren bedanken sich für die Förderung der Arbeiten im Rahmen des Verbundprojektes „COMpetence in MObility III – COMO III“. Das Leitvorhaben „COMpetence in MObility - COMO III“ wird im Rahmen des Operationellen Programms aus Mitteln des europäischen Fonds für regionale Entwicklung (EFRE) und des Landes Sachsen-Anhalts gefördert. Darüber hinaus möchten sich die Autoren bei ihren Projektpartnern des Lehrstuhls für Mechatronik der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, insbesondere Herrn Sergey Perekopskiy, für die Bereitstellung der Konstruktionsdaten bedanken. Außerdem gilt Herrn Dr. Christian Daniel und Herrn Sebastian Koch Dank für die tatkräftige Unterstützung bei den Derotator-Messungen.

Literaturverzeichnis

- [1] F. Duvigneau, S. Perekopskiy, R. Kasper, U. Gabbert, „A holistic simulation workflow to design an acoustically optimized electric wheel hub motor“, *Design, Modelling and Experiments of Advanced Structures and Smart Systems – DeMEASS VIII*, 2017
- [2] A. Zörnig, R. Hinzemann, R. Kasper, „Methodische Konstruktion eines Radnabenmotors mit Radialfluss-Luftspaltwicklung für Kleinwagen,“ in *14. Gemeinsames Kolloquium Konstruktionstechnik*, 2016
- [3] R. Kasper and N. Borchardt, “Boosting Power Density of Electric Machines by Combining Two Different Winding Types”, in *7th IFAC Symposium on Mechatronic Systems*, 2016
- [4] F. Duvigneau, U. Gabbert, „Numerische und experimentelle Schwingungsanalyse eines Radnabenmotors zur Entwicklung akustischer Maßnahmen“, *43. Jahrestagung für Akustik - DAGA*, Kiel, 2017, ISBN 978-3-939296-12-6
- [5] F. Duvigneau, “Ganzheitliche simulationsbasierte Bewertung der Akustik von automobilen Antrieben”, *Fortschritt-Berichte VDI*, Reihe 20, Nummer 467, VDI-Verlag GmbH Düsseldorf, 2017, ISBN 978-3-18-346720-4
- [6] F. Duvigneau, S. Liefold, U. Gabbert, “Ganzheitliche Virtual Engineering Ansätze für die akustische Optimierung von Elektro- und Verbrennungsmotoren”, *Fachtagung: Digital Engineering technischer Systeme*, Magdeburg, 21.-22. Juni 2017, ISSN 2196-7601
- [7] S. Liefold, F. Duvigneau, M. Höchstetter, “Geräuschqualität von Motorkapselungen”, *ATZ – Automobiltechnische Zeitschrift*, June 2015, Volume 117, Issue 6, pp 42-47. DOI: 10.1007/s35148-015-0047-0
- [8] F. Duvigneau, S. Liefold, M. Höchstetter, J. L. Verhey, U. Gabbert, “Analysis of simulated engine sounds using a psychoacoustic model”, *Journal of Sound and Vibration*, Volume 366, 2016, pp. 544-555. DOI: 10.1016/j.jsv.2015.11.034
- [9] F. Duvigneau, S. Liefold, M. Höchstetter, R. Orszulik, “Richtungscharakteristische Bewertung der Geräuschqualität”, *ATZ – Automobiltechnische Zeitschrift*, September 2016, Volume 118, Issue 9, pp 42-47. DOI:10.1007/s35148-016-0088-z
- [10] P. Schrader, F. Duvigneau, T. Luft, U. Gabbert, H. Rottengruber, “Development, Simulation and Experimental Investigation of a Function-Integrated and Foam Damped Oil Pan for a Two Cylinder Diesel Engine”, *44th International Congress and Exposition on Noise Control Engineering – InterNoise 2015*, San Francisco, 2015
- [11] P. Schrader, F. Duvigneau, R. Orszulik, H. Rottengruber, U. Gabbert, “A Numerical and Experimental Study on the Noise Absorption Behavior of Functionally Graded Materials Considering Geometrical and Material Influences”, *45th International Congress and Exposition on Noise Control Engineering – InterNoise 2016*, Hamburg, 2016
- [12] F. Duvigneau, S. Koch, E. Woschke, U. Gabbert, “An effective vibration reduction concept for automotive applications based on granular-filled cavities”, *Journal of Vibration and Control*, DOI: 10.1177/1077546316632932
- [13] S. Koch, F. Duvigneau, R. Orszulik, U. Gabbert, E. Woschke, „Partial Filling of a Honeycomb Structure by Granular Materials for Vibration and Noise Reduction”, *Journal of Sound and Vibration*, Volume 393, 2017, pp. 30-40. DOI: 10.1016/j.jsv.2016.11.024
- [14] S. Koch, F. Duvigneau, S. Duczek, E. Woschke, “Vibration reduction in automotive applications based on the damping effect of granular material”, *Automotive Acoustics Conference 2017, 4. Internationale ATZ-Fachtagung Fahrzeugakustik*, Zürich, 2017

Methodik zur Analyse, Auslegung und Bewertung einer automatisierten Querführung

M. Sc. Hendrik Oschlies¹⁾, Dipl.-Ing. Falko Saust¹⁾,

Jun.-Prof. Stephan Schmidt²⁾

¹⁾ Volkswagen AG, Wolfsburg, hendrik.oschlies@volkswagen.de, 05361-9-74778

²⁾ Institut für Mobile Systeme, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg

Zusammenfassung

Aktuelle Fahrerassistenzsysteme unterstützen den Fahrer sowohl in der Längs- als auch in der Querführung in definierten Geschwindigkeitsbereichen. Im Bezug auf zukünftige Herausforderungen für das automatische Fahren wird eine Methodik zur Analyse, Auslegung und Bewertung einer automatisierten Querführung vorgestellt. Die Ziele der Methodik sind die Beschreibung wesentlicher Effekte und die Abbildung des Verhaltens mit wenigen physikalischen Parametern. Hierdurch soll die Robustheit erhöht und der Applikationsaufwand einer automatisierten Querführung minimiert werden. Dazu werden auf Basis von subjektiven und objektiven Daten, die im Rahmen einer Probandenstudie erhoben wurden, Objektivnotenmodelle erstellt. Mit den Objektivnotenmodellen besteht ein mathematischer Zusammenhang zwischen den subjektiven Noten und den objektiven Messgrößen. Eine weitere Eigenschaft der Objektivnotenmodelle ist, dass die Modelle die äquivalente Skala zur Subjektivbewertung auf Basis der Kennparameter verwenden. Darüber hinaus wird ein modellprädiktiver Regler für eine automatisierte Querführung entworfen, der in einer Optimierungsumgebung appliziert wird. Die Optimierung verwendet als Zielfunktion die erstellten Objektivnotenmodelle.

Schlüsselwörter: Automatisiertes Fahren, Objektivierung, Modellprädiktive Regelung, virtuelle Methoden

1. Motivation

Heutige Fahrerassistenzsysteme ermöglichen eine wesentliche Komfortsteigerung und können einen großen Anteil zur Erhöhung der Sicherheit leisten, weshalb sie sich immer größer werdender Kundenbeliebtheit erfreuen.

Das nächste Level der Automatisierungsstufen befindet sich mit den hoch automatisierten Funktionen bereits in der Entwicklung [1]. Da bei den hoch automatisierten Funktionen zum einen die Anforderungen an Komfort und Sicherheit steigen und zum anderen der Umfang der Funktionen deutlich zunimmt, soll mit Hilfe eines neuen Regelungsverfahrens und mittels virtueller Methoden in diesem Beitrag gezeigt werden, dass der notwendige Applikationsaufwand reduziert werden kann.

Die Objektivierung wird am Beispiel einer Querführungsassistenz, die das Fahrzeug durch kontinuierliche Lenkeingriffe in der Spurmitte halten kann, erläutert. Aufgrund der kontinuierlichen Eingriffe ist ein für den Kunden möglichst „angenehmes“ Lenkverhalten erforderlich. Im Rahmen einer Probandenstudie wird die Querführungsassistenz sowohl subjektiv als auch objektiv mit speziell ausgewähltem Messequipment bewertet. Hierzu werden unterschiedliche Systemauslegungen der Fahrzeugquerführung auf verschiedenen Teststrecken analysiert. Anschließend wird mittels einer Korrelations- und Regressionsanalyse ein Gütekriterium zur Beschreibung der menschlichen Wahrnehmung der Fahrzeugquerführung realisiert. Mit diesem Gütekriterium kann eine auf die Kundenbedürfnisse zugeschnittene Applikation gezielt und objektiv entwickelt werden.

In Bezug auf die zukünftigen Herausforderungen für das automatische Fahren wird ein modellprädiktives Reglerkonzept für eine echtzeitfähige Anwendung im Fahrzeug entwickelt und umgesetzt. Mittels einer Streckenvorausschau ermöglicht das Reglerkonzept auch das Durchfahren komplexerer Straßenverläufe. Eine frühzeitige Applikation des Reglers ist mit Hilfe der Objektivierung möglich. Durch Nutzung einer Simulationsumgebung sowie einer Optimierung unter Verwendung des objektiven Gütekriteriums kann eine erste frühzeitige Reglerapplikation erfolgen.

2. Stand der Technik

Durch die Demokratisierung von Fahrerassistenzsystemen rücken diese zunehmend auch in das Interesse von Fachzeitschriften. Beispielsweise haben die Zeitschrift „Auto, Motor und Sport“ im Jahr 2014 und der Allgemeine Deutsche Automobil-Club e. V. (ADAC) im Jahr 2015 Spurhalteassistenten von verschiedenen Herstellern getestet. Die Zeitschrift „Auto, Motor und Sport“ hat sechs Probanden auf ausgewählten Überlandstrecken die Systeme bewerten lassen. Die Probanden mussten nach einer Fahrt jeweils einen Fragebogen zu den Themen Lenkeingriff, Intensität der Warnungen und Bedienung ausfüllen. Der Test vom ADAC wurde mit 15 Probanden auf der Autobahn bei 130km/h und auf der Landstraße mit 100km/h durchgeführt. Die Strecken beinhalteten gerade und kurvige Abschnitte sowie Unterführungen. Die Probanden bewerteten die Warnung/Eingriff des Systems, den Zeitpunkt der Warnung oder des Eingriffs, sowie die Anzahl der Fehlwarnungen. Im Anschluss gaben die Probanden an, ob sie sich ein solches System im eignen Fahrzeug wünschen würden. Beide Tests sind als subjektiv zu bewerten, da wenig physikalische Größen für eine Objektivierung erhoben wurden.

Eine wissenschaftliche Methodik zur Objektivierung von automatischen Fahrfunktionen und des Fahrerassistenzsystems zur automatischen Distanzregelung (ACC) werden erstmals in [2] und [3] vorgestellt. Darüber hinaus wird erstmalig eine „automatisierte Funktionsoptimierung von Adaptive Cruise Control“ in [4] vorgenommen. In [4] wird eine Toolkette entwickelt, die die Optimierung von Reglerparametern innerhalb einer Model-in-the-Loop (MiL)-Umgebung auf Basis von Objektivnotenmodellen ermöglicht. Die Simulation der Längsdynamik wird mit der Software IPG CarMaker realisiert. Die Funktion ACC liegt in Simulink vor. Die Optimierung wurde mit einem zweistufigen Verfahren, bestehend aus einem Suchalgorithmus zum Finden des globalen Optimums und einem lokalen optimierenden Verfahren nach [5] zum Nachoptimieren umgesetzt. Die Basis für die Methodik stellt die automatisierte Funktionsauslegung für Antriebsstränge nach [6] und [7] dar.

3. Konzeptbeschreibung

Eine Anwendung der vorgestellten Ansätze in [2, 4] für eine Querführung ist nicht bekannt, daher wird eine ganzheitliche Methodik zur virtuellen Applikation für einen Spurhalteassistenten und für eine automatisierte Querführung entworfen, die den Kundenwunsch sowie die Änderung von Modellparametern zur Laufzeit berücksichtigt. Im Folgenden wird daher ein Überblick über das neu erstellte Konzept gegeben. In Abbildung 1 sind die vier wesentlichen Komponenten dargestellt.

Zu Beginn wird eine Probandenstudie zur Identifikation des Kundenwunsches durchgeführt, bei der sowohl objektive als auch subjektive Daten erhoben werden. Für die Erhebung der objektiven Daten wird ein Versuchsträger mit einem Prototypensteuergerät, einem Fahrdynamikmesssystem und einer Multifunktionskamera ausgestattet. Für die Erhebung der subjektiven Daten wird gezielt ein Fragebogen entworfen. Der erste Teil des Fragebogens beinhaltet personenbezogene Fragen, Fragen zum Fahrstil und zu den Vorerfahrungen mit Fahrerassistenzsystemen. Über die Versuchsdauer verteilt werden außerdem die Leistungsfähigkeit und die mentale Fitness der Probanden erhoben. Während des Versuches bewerten die Probanden in einem weiteren Fragebogen anhand von Bewertungskriterien wie Komfort, Spurführung und Sicherheit die automatisierte Querführung. Abschließend bewerten die Probanden die einzelnen Varianten in Paarvergleichen.

Im Rahmen der Objektivierung werden aus den objektiven Messgrößen, wie Querablage, Querschleunigung und Reglermoment, Kennparameter extrahiert. Mit Hilfe von diesen Kennparametern ist eine Beschreibung der Messgrößen möglich. Des Weiteren werden die subjektiven Daten und die Kennparameter statistisch aufbereitet. Für die spätere Regressionanalyse wird eine Dimensionsreduktion in Form einer Faktorenanalyse durchgeführt. Bei der Faktorenanalyse werden mehrere Kennparameter zu einem Faktor zusammengefasst. Anschließend wird das Korrelationsmaß der Faktoren zu den Bewertungskriterien berechnet. Abschließend wird mithilfe einer Regressionsanalyse für jedes Bewertungskriterium ein Objektivnotenmodell erstellt. Das Objektivnotenmodell basiert dabei auf den einzelnen Faktoren, die jeweils mehrere Kennparameter zusammenfassen.

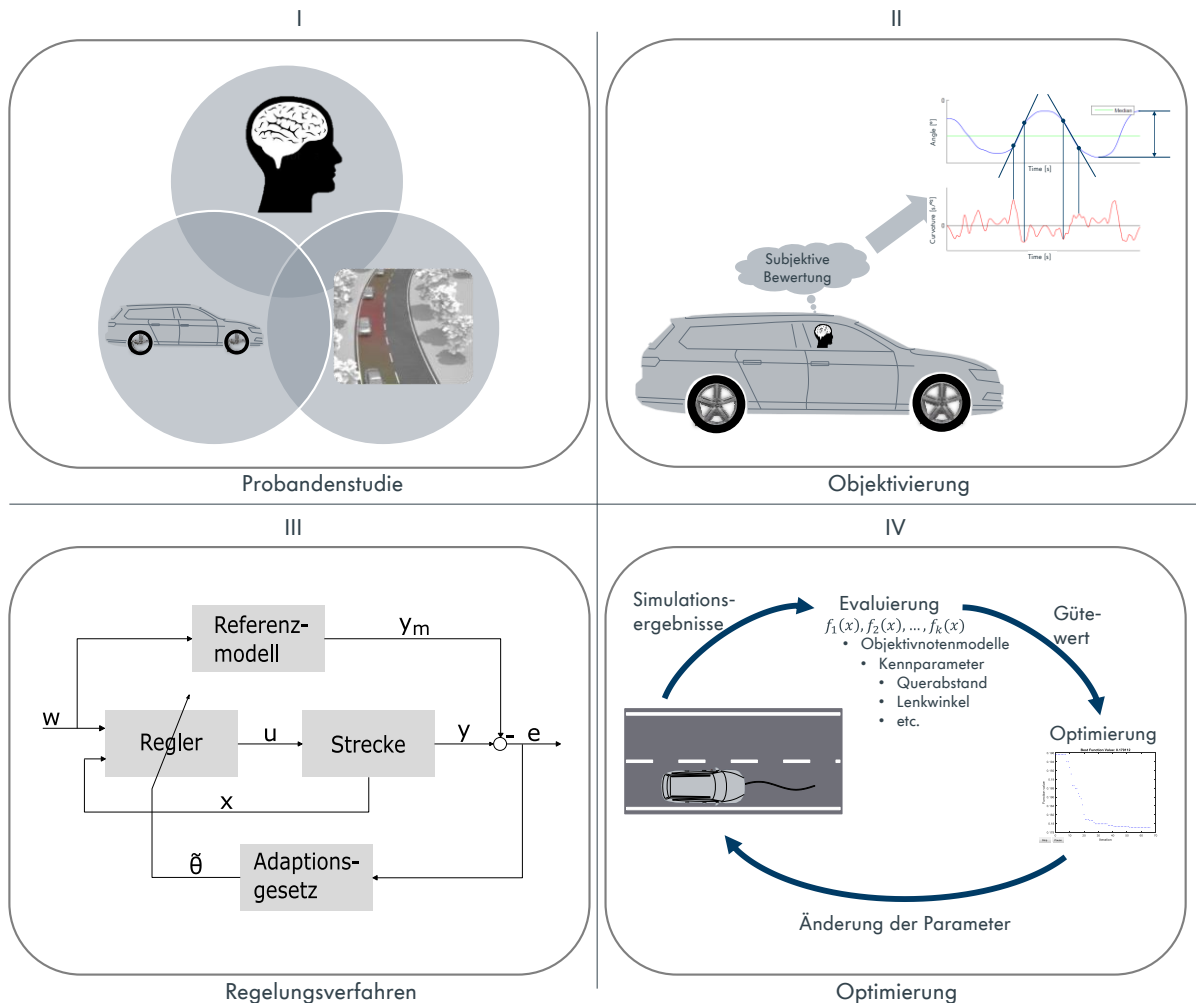


Abbildung 1: Methodik zur Analyse, Bewertung und Auslegung einer automatisierten Querführung

Die gewonnenen Erkenntnisse aus der Objektivierung werden genutzt, um einen Regler für eine automatisierte Querführung zu entwickeln. Als Regelalgorithmus wird ein modellbasierter prädiktiver Regler (MPC) ausgewählt. Vorteile dieses Verfahrens sind die einfache Handhabung von Mehrgrößensystemen, die Betrachtung von zukünftigen Sollwerten und die Berücksichtigung von Grenzen in den Eingängen, Ausgängen und den Zuständen. Ein weiterer Vorteil ist, dass die Reglereigenschaften direkt über das hinterlegte Gütemaß beeinflusst werden. Der Regler wird sowohl in einer Simulationsumgebung sowie im Fahrzeug auf einem Prototypensteuerggerät im Rapid-Control-Prototyping (RCP)-Verfahren in Betrieb genommen. Als Modell wird ein Einspurmodell (ESM) verwendet. Dies hat gegenüber einem genaueren Zweispurmodell die Vorteile, dass ein MPC auf Basis eines ESM online und mit einem vergleichsweise geringem Rechenaufwand betrieben werden kann. Zudem werden mit dem Regler nur Querbeschleunigungen im Gültigkeitsbereich des ESM aufgebaut, da im MPC eine Stellgrößenbeschränkung mit modelliert wurde.

Die Parametrierung des entwickelten modellprädiktiven Reglers soll mit Hilfe der erarbeiteten Objektivnotenmodelle durchgeführt werden. Dafür werden eine Simulationsumgebung und eine Optimierungsumgebung für eine automatisierte Querführung entwickelt und umgesetzt. Für die Simulationsumgebung wird ein Fahrzeugmodell auf Basis von nichtlinearen Übertragungsfunktionen und ein Kameramodell auf Basis von realen Spurdaten implementiert. Die nichtlinearen Übertragungsfunktionen werden nach dem Ansatz von Hammerstein-Wiener-Modellen erstellt. Dabei handelt es sich um eine Reihenschaltung von zwei statischen Nichtlinearitäten, wobei sich zwischen den beiden Nichtlinearitäten ein lineares System befindet. Die Optimierung basiert auf einer Partikel-Schwarm-Optimierung. Dieser gewählte Algorithmus hat den Vorteil, dass der Suchraum gut erkundet werden kann. Zudem weist er eine gute Parallelisierbarkeit und eine geringe Rechenzeit gegenüber einem evolutionären Algorithmus, wie z. B. dem Differential Evolution auf. Die Zielfunktion basiert auf den Objektivnotenmodellen.

4. Probandenstudie und Objektivierung

Zur Erhebung der objektiven Daten wird als Versuchsträger ein VW Passat B8 2.0 TDI SCR 4Motion mit 176kW aus dem Baujahr 2014 verwendet. Das Fahrzeug verfügt über eine Multifunktionskamera (MFK) und einen Radarsensor. Die Multifunktionskamera ist an den Fahrzeug-CAN angeschlossen. In dem Versuchsträger ist eine Kreiselpattform des Herstellers GeneSys vom Typ ADMA-G verbaut. Die Plattform stellt alle sechs Freiheitsgrade des Fahrzeuges hochgenau bereit. Zusätzlich werden die Positionsinformationen, unter Zuhilfenahme eines DGPS-Moduls, mit bis zu einer Genauigkeit von 2cm erfasst.

Um im Rahmen der Probandenstudie und zur Funktionsentwicklung prototypisch neue Regelungskonzepte zu überprüfen, ist in dem Versuchsträger ein Prototypensteuergerät der Firma dSpace vom Typ MicroAutoBox II verbaut. Durch den Einsatz eines Prototypensteuergerätes kann eine Funktion im realen Fahrzeug in Echtzeit getestet werden.

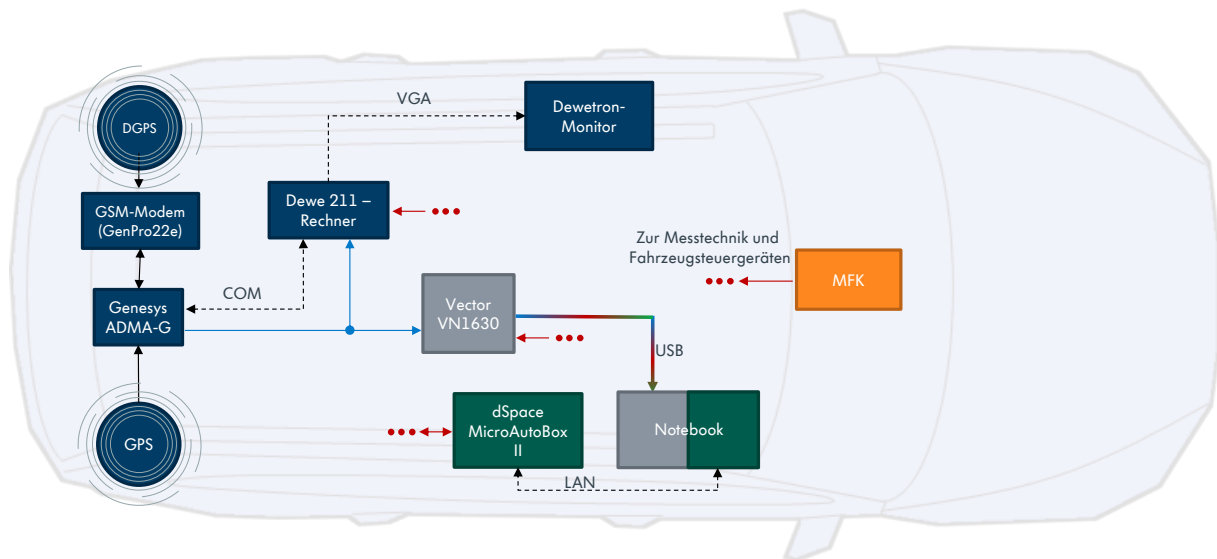


Abbildung 2: Messtechnik Aufbau im Versuchsträger

Die Probandenstudie wird auf einem geraden Autobahnabschnitt und einem kurvigen Teilstück durchgeführt. Die Geradeausfahrt findet auf der Schnellbahn auf dem VW Prüfgelände in Ehra-Lessien statt. Die Kurvenfahrt wird hingegen auf einem Teilstück der Bundesautobahn (BAB) A39 bei Wolfsburg durchgeführt.

Im Rahmen der vorbereitenden Applikationsarbeit werden Systeme verschiedener Hersteller untersucht. Dabei werden die Wettbewerbsfahrzeuge (WBA) mit einer Kreiselpattform und einem DGPS-System ausgestattet. Über eine WLAN-Verbindung werden zwischen dem Versuchsträger und dem zu untersuchenden Fahrzeug relevante Informationen ausgetauscht.

In Abbildung 3 sind die physikalischen Messgrößen der beiden Versuchsfahrzeuge dargestellt. Alle Messgrößen werden anhand der GPS-Zeit synchronisiert. Mit Hilfe der im Versuchsträger verbauten Multifunktionskamera können die Fahrspurdaten aufgezeichnet werden. Anhand der DGPS-Daten werden die Spurdaten im Weltkoordinatensystem abgelegt. In dem selben Koordinatensystem liegt auch die gefahrene Trajektorie des zu untersuchenden Fahrzeuges vor. Von diesem kann z. B. eine mittlere Spurabweichung berechnet werden. Die Wettbewerbsanalyse wird genutzt, um die relevanten Reglerapplikationen zu erarbeiten. Die Reglerapplikationen, die während der Probandenstudie untersucht werden, sollen die wesentlichen Merkmale der Applikationen in den zu untersuchenden Fahrzeugen aufweisen. Auf Basis der Untersuchungen werden in Vorversuchen mit Expertenfahrern vier Reglerapplikationen erarbeitet.

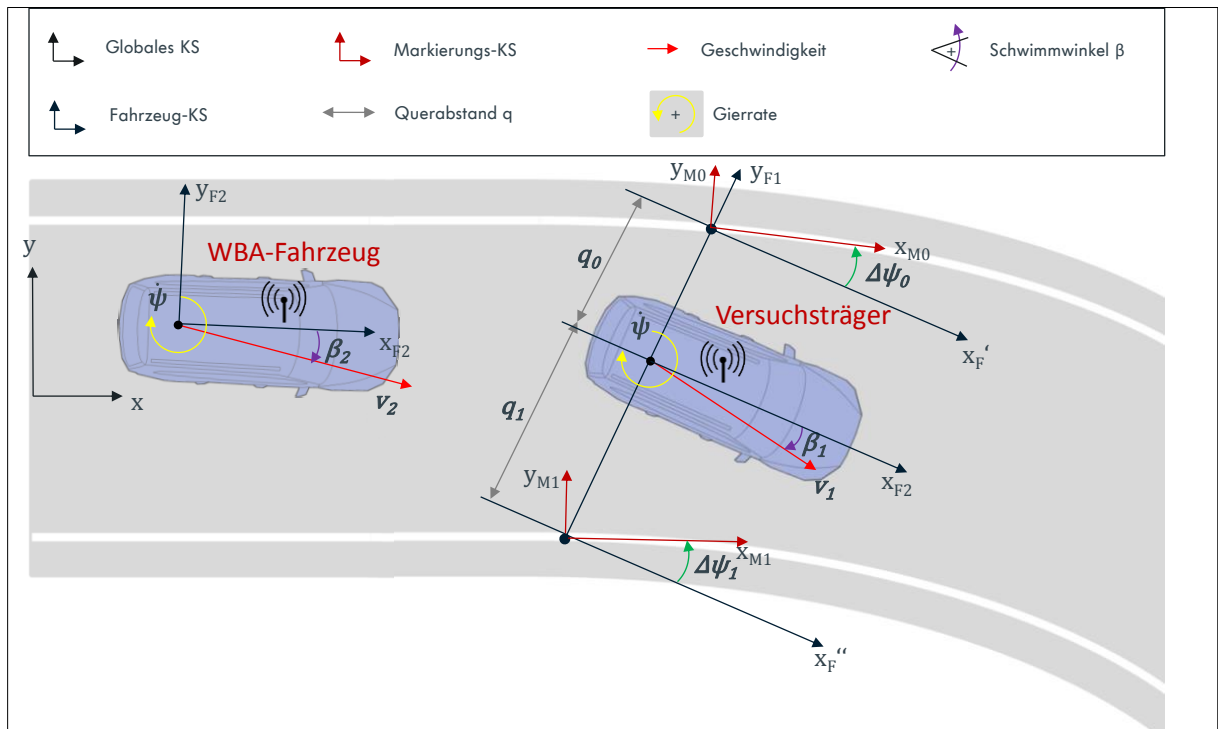


Abbildung 3: Physikalische Größen bei einer Wettbewerbsanalyse (WBA)

In Abbildung 4 sind exemplarisch die Verläufe der Spurabweichungen von den drei untersuchten Wettbewerbsfahrzeugen für den Streckenabschnitt auf der Bundesautobahn A39 dargestellt. Das Fahrzeug 3 durchfährt die Kurven spurmittig. Lediglich bei dem Wegpunkt von 1550m tritt eine starke Spurabweichung auf. An dieser Stelle findet der Wechsel von einer Links- in eine Rechtskurve statt. Die Fahrbahnneigung unterstützt nur das Durchfahren der Linkskurve. Bei der Rechtskurve ist die Fahrbahnneigung zum äußeren Fahrbahnrand abschüssig. Das Fahrzeug 1 fährt in der Regel dicht am äußeren Fahrbahnrand und neigt dazu, die Spurführung stark zu korrigieren. Die starken Korrekturen treten auf, sobald sich das Fahrzeug dicht an der kurvenäußeren Spurmarkierung befindet. Die Amplitude erreicht dabei Spitzenwerte von bis zu 55cm. Das Fahrzeug 2 schneidet in unterschiedlich starken Ausprägungen die Kurven.

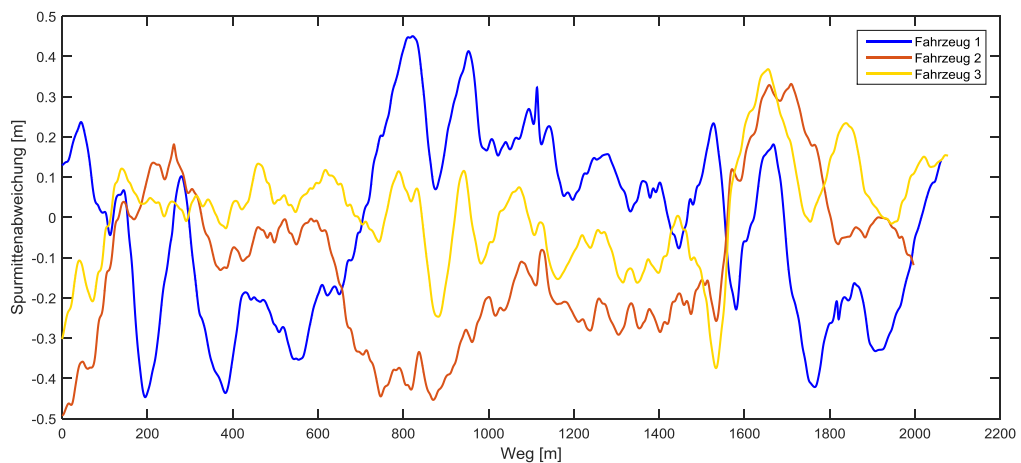


Abbildung 4: Ergebnis WBA-Analyse für den Streckenabschnitt auf der BAB A39

Im Rahmen der Probandenstudie werden verschiedene Reglerapplikationen von den Probanden subjektiv bewertet. In Abbildung 5 sind die vier finalen Reglerapplikationen am Beispiel der Spurmittenabweichung für die Strecke auf der Bundesautobahn A39 dargestellt. Reglervariante A fährt in den Kurven, ähnlich zu Fahrzeug 1, weiter am äußeren Fahrbahnrand. Die Reglervariante C durchfährt die Kurve sehr mittig. Die Reglervariante B und D schneiden die Kurven mit unterschiedlichen Ausprägungen.

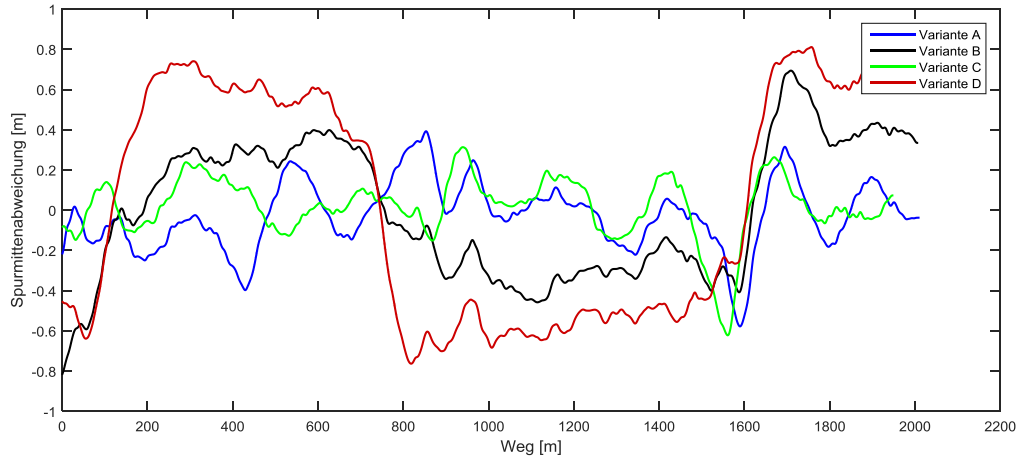


Abbildung 5: Reglerapplikationen für den Streckenabschnitt auf der BAB A39

4.1 Fragebogendesign

Für die Erhebung der subjektiven Daten wird ein Fragebogen entwickelt. Ein Teil des Fragebogens enthält personenbezogene Fragen, wie Geschlecht, Altersgruppe und jährliche Fahrleistung. Darüber hinaus werden Fragen zur bevorzugten Fahrweise nach [8] erhoben. Des Weiteren werden die Vorerfahrung, die eigenen Erfahrungen im Umgang mit Fahrerassistenzsystemen sowie die technische Affinität nach [9] abgefragt. Über die Versuchsdauer gleichmäßig verteilt werden die aktuelle Anspannung, die Leistungsfähigkeit und die mentale Fitness der Probanden abgefragt, um Einflüsse z. B. von der Versuchsdauer auf das aktuelle Befinden zu kontrollieren. Ein weiterer Teil des Fragebogens wird in einem mehrstufigen Verfahren in Anlehnung an [10] entwickelt. Dazu werden Bewertungskriterien, beispielsweise die Qualität der Spurführung definiert. Zum besseren Verständnis werden für alle Bewertungskriterium gegensätzliche (bipolare) Adjektive formuliert. Die Adjektive werden mit Hilfe von Experten in die Kategorie „geeignet“ und „ungeeignet“ für die Bewertung des jeweiligen Kriteriums unterteilt. Im Rahmen von Vorversuchen werden die Bewertungskriterien mit den dazu passenden bipolaren Adjektiven angewendet und validiert. Während der Durchführung der Probandenstudie werden die bipolaren Adjektive auf einer siebenstufigen Skala bewertet. Die passenden Bewertungskriterien werden auf einer 10er-Skala bewertet (siehe Tabelle 1).

Tabelle 1: ATZ –Skala nach [11]

völlig ungenügend	sehr schlecht	schlecht	mangelhaft	genügend	befriedigend	noch gut	gut	sehr gut	derzeit optimal
○	○	○	○	○	○	○	○	○	○

4.2 Objektivierung einer automatisierten Querführung

Auf Basis der subjektiven Bewertungen der Probanden wird mittels einer Korrelationsanalyse eine Beziehung zu den objektiven Kennparametern hergestellt. Mit einer Regression kann zwischen den Subjektivnoten und den objektiven Kennparametern ein mathematischer Zusammenhang hergestellt werden. Ziel der Regressionsanalyse ist es, ein Modell zu erstellen, welches zur Einordnung die Skalen zur Subjektivbewertung nutzt. Das Modell berechnet eine äquivalente Benotung der Fahrzeuge auf Basis der Kennparameter. Der Regressand ist dabei die Subjektivnote (kurz: SN). Die geschätzte deterministische Komponente von SN_i wird als Objektivnote (kurz: ON) wie folgt ausgedrückt:[7, 12, 13]

$$ON_i = b_0 + \sum_{j=1}^k b_j * x_{ij}$$

Das Gütekriterium für ein Regressionsmodell ist das Bestimmtheitsmaß R^2 . Für eine Definition wird die Varianz der Subjektivnote, der Objektivnote und des Störterms benötigt. [7, 12, 13]

$$Var(SN) = Var(ON) + Var(u)$$

Das Bestimmtheitsmaß ist dann wie folgt definiert:

$$R^2 = \frac{Var(ON)}{Var(SN)} = \frac{\text{erklärte Varianz}}{\text{beobachtete Varianz}}$$

Für einen Wert von $R^2 = 1$ besteht ein vollkommen linearer Zusammenhang zwischen dem Regressoren (objektive Kennparameter) und Regressanden (Subjektivnote). Wenn $R^2 = 0$ ist kein Zusammenhang herstellbar.

Bei einer multiplen Regressionsanalyse wird mehr als eine unabhängige Variable x (objektive Kennparameter) mit in das Modell aufgenommen. Daher wird zusätzlich das bereinigte Bestimmtheitsmaß berechnet. Der Grund dafür ist, dass keine unabhängigen Variablen x mit in das Modell aufgenommen werden, die keinen Beitrag zur Erklärung der abhängigen Variablen leisten. Das Bestimmtheitsmaß erhöht sich bei jeder Aufnahme einer unabhängigen Variablen. Das bereinigte Bestimmtheitsmaß R^* berechnet sich zu: [7, 12, 13]

$$R^* = 1 - \frac{n-1}{n-k-1} * (1 - R^2)$$

Die Werte des bereinigten Bestimmtheitsmaßes können auch geringer werden, wenn unrelevante Regressoren berücksichtigt werden. Durch diese Eigenschaft werden solche genau erkannt und ausgeschlossen. [7, 12, 13]

5. Regelungsverfahren und Optimierung

Im Folgenden wird die Umsetzung des Konzeptes für eine automatisierte Querführung beschrieben. Die automatisierte Querführung wird mit einem modellprädiktiven Regler umgesetzt, da dieser eine Streckenvorausschau ermöglicht. Es können durch die Vorgabe der Kostenfunktion große Spurabweichungen sowie die maximale Querschleunigung minimiert und somit ein Fahrverhalten erzeugt werden, welches aus den objektiven Notenmodellen hervorgeht. Im weiteren Verlauf werden die Objektivnotenmodelle, die die Erkenntnisse aus der Probandenstudie zusammenfassen, genutzt, um den entworfenen Regler kundennah in einer Optimierungsumgebung zu applizieren.

5.1 Umsetzung einer modellprädiktiven Querregelung

Nach [14] bezeichnen modellbasierte prädiktive Regelungen (MPC) Algorithmen, die nicht nur in der Entwurfsphase Modelle mit dynamischen Verhalten, sondern diese Modelle auch im laufenden Betrieb der Regelung verwenden. Auf Basis einer zu optimierenden Gütefunktion kann der zukünftige Verlauf der Steuergröße \underline{u} berechnet werden, sodass ein optimales Verhalten der Regelgröße \underline{y} erzielt wird. Durch dieses Verfahren ist eine Anpassung der Stellgröße möglich, bevor eine Änderung in der Regelgröße bemerkbar ist. MPC zeichnen sich demnach durch eine harmonische Regelung bis an die Prozessgrenzen aus. Gegenüber konventionellen Regelungsverfahren bieten MPC's den Vorteil, dass Zustands- und Störgrößenbeschränkungen berücksichtigt werden können. Zusätzlich können über die Vorgabe des Gütemaßes, die gewünschten Eigenschaften der Regelung direkt beeinflusst werden. [14, 15, 16]

Basis der modellprädiktiven Regelung ist ein Zustandsraummodell in der Form:

$$\underline{\dot{x}}_k = \underline{A}\underline{x}_k + \underline{B}\underline{u}_k + \underline{E}\underline{z}_k$$

Mit dem Zustandsvektor \underline{x}_k , der Stellgröße \underline{u}_k und der Störung \underline{z}_k kann die Zustandsänderung bestimmt werden. Die Systemmatrix \underline{A} basiert auf einem Einspurmodell, einem PT1-Verhalten für die Lenkungs-dynamik und einem Term zur Kinematik zwischen Fahrzeug und Fahrbahn. Der Ausgang berechnet sich wie folgt:

$$\underline{y}_k = \underline{C} \underline{x}_k$$

Die Ausgangsgrößen \underline{y}_k sind die Abweichung von der Spurmittle sowie der Gierwinkelfehler. Die Stellgröße \underline{u}_k ist das Lenkmoment. Die messbare Störung stellt hier die Krümmung z_k dar.

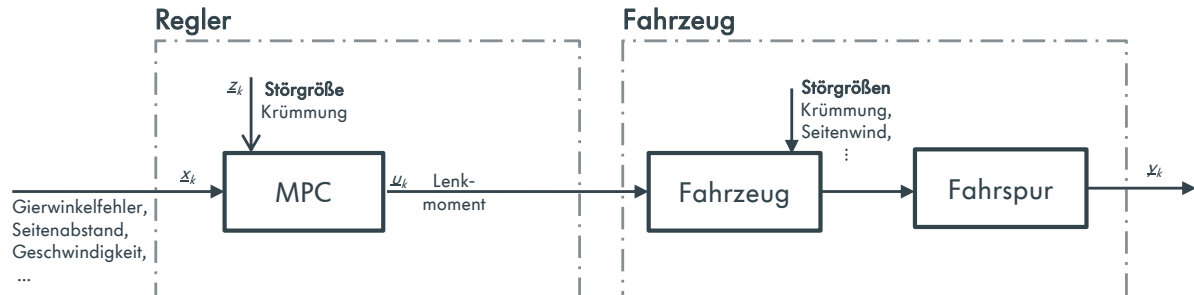


Abbildung 6: Umsetzung MPC

Die Regelung des MPC basiert auf der Optimierung der Ausgangsgrößen über den Prädiktionshorizont. Dabei soll eine möglichst geringe Änderung des Lenkmoments über den Horizont auftreten. Grundlage der Optimierung stellt die freie Prädiktion der Zustandsgrößen über den Prädiktionshorizontes dar. Die Modellparameter der Matrizen \underline{A} und \underline{B} stellen die Achsseitensteifigkeiten, das PT1-Verhalten der Lenkungs-dynamik, die Lenkungssteifigkeit sowie die Strafterme der Querablage und der Gierwinkelfehler in der Kostenfunktion dar.

5.2 Optimierungsumgebung zur Applikation einer automatisierten Querführung

Im Folgenden wird der Aufbau der Optimierungsumgebung für die Applikation einer automatisierten Querführung beschrieben. Die Basis stellt eine Simulationsumgebung zur Funktionsentwicklung und -bewertung einer automatisierten Querführung dar. Die einzelnen Module, wie Kamera und Fahrzeugmodell, werden durch Realfahrten auf ihre Gültigkeit überprüft und verifiziert. In der Umgebung sind die beiden Strecken aus der Probandenstudie als reale Fahrdaten hinterlegt. Durch eine Neuimplementierung der Simulationsumgebung auf einem performanten Linux-Rechner konnte die ursprüngliche Simulationszeit von 150s auf 0.8s gesenkt werden. Erst hierdurch wird ermöglicht, dass die Reglerparameter im Rahmen eines überlagerten Optimierungsverfahrens global bestimmt werden können. Denn in der Regel konvergiert eine Partikel-Schwarmoptimierung erst nach mehreren hundert Generationen. Im Rahmen der Optimierung werden die Parameter der Kostenfunktion vom MPC optimiert. Als Zielfunktion in der Optimierung sind die Objektivnotenmodelle hinterlegt. Mit diesem Vorgehen kann eine automatisierte Querführung effektiv und kostengünstig bereits in der frühen Entwicklungsphase parametrisiert werden.

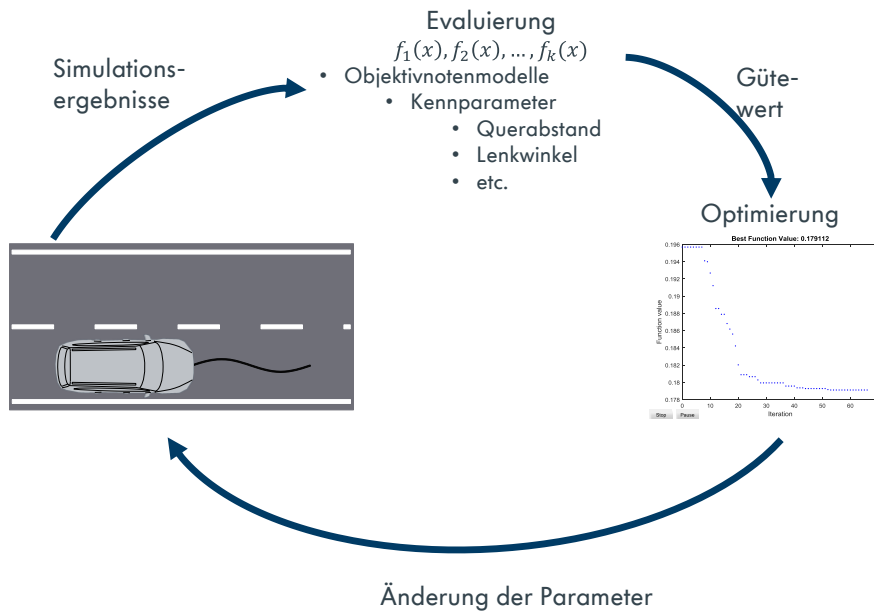


Abbildung 7: Aufbau der Optimierungsumgebung

In Abbildung 8 ist exemplarisch das Ergebnis für die Spurmittenabweichung für den Streckenabschnitt auf der Bundesautobahn A39 dargestellt. Der schwarze Verlauf wird auf Basis der optimierten Reglerapplikation mit der Simulationsumgebung erstellt. Der rote Verlauf stellt das Ergebnis der Realfahrt mit denselben Parametern dar. Zum einen wird gezeigt, dass das Ergebnis der Simulation qualitativ mit der Realfahrt übereinstimmt. Zum anderen wird mit der automatisierten Reglerapplikation ein Verlauf erzeugt, der auf dem kurvigen Autobahnabschnitt nur eine sehr geringe Querablage aufweist.

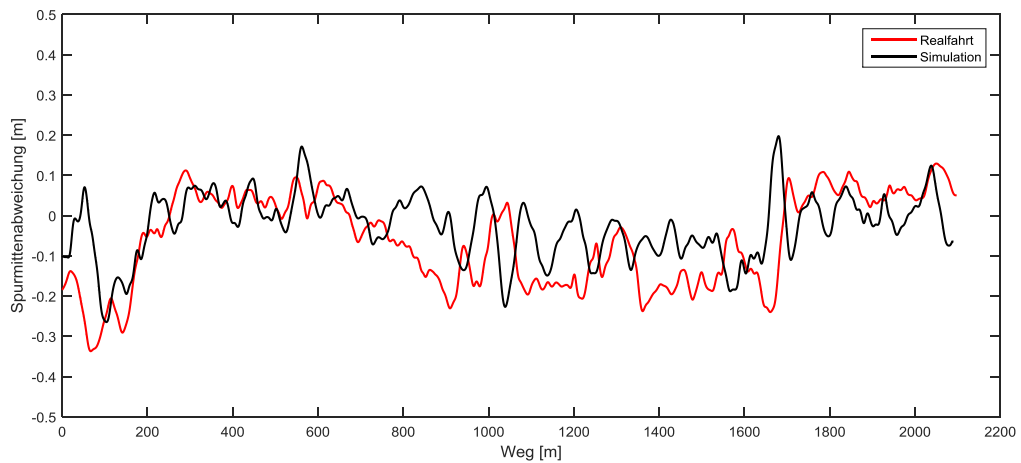


Abbildung 8: Ergebnis der Optimierung für den Streckenabschnitt BAB A39

6. Zusammenfassung und Ausblick

Die hier vorgestellte Methodik ermöglicht eine kundenoptimale Auslegung einer automatisierten Querführung. Es wird gezeigt, dass mit einer subjektiven und objektiven Analyse und Bewertung der Kundenwunsch ermittelt werden kann. Darüber hinaus wird gezeigt, dass mit der Optimierung eine frühzeitige Reglerapplikation möglich ist. Das Ergebnis der Optimierung stellt zudem einen sehr guten Startwert für eine weitere Feinapplikation dar.

Um zukünftigen Herausforderungen für das automatisierte Fahren erfüllen zu können, wird ein modellprädiktiver Regler für die Fahrzeugquerführung entwickelt und prototypisch im Fahrzeug implementiert. Die gewonnenen Erkenntnisse aus der Probandenstudie werden genutzt, um einen modellprädiktiven Regler für eine automatisierte Querführung mittels virtueller Methoden zu applizieren. Durch die Nutzung von virtuellen Methoden erfolgt eine Applikation des Reglers ohne Realfahrversuche.

Zukünftig ist geplant, die verwendeten Modellparameter im Zustandsraummodell des MPC's mittels eines neuronalen Netzes zur Laufzeit weiter zu optimieren, um individuelle Fahrzeugeinflüsse zu kompensieren. Eine Anpassung der Modellparameter erscheint sinnvoll, da die Querführung im gesamten Geschwindigkeitsbereich möglichst komfortoptimal regeln sollte. Zum anderen wirkt sich ein nichtlineares Reifenverhalten bei Kurvenfahrt auf den Regelkomfort negativ aus. Darüber hinaus ist das Lenkverhalten nur einfach modelliert und berücksichtigt keine Nichtlinearitäten. Das neuronale Netz soll die Parametervariation für die auftretenden Zustände generalisieren und infolge dessen eine frühe Parameteränderung ermöglichen. Das neuronale Netz wird als intelligenter und lernender Speicher dienen und damit die Regelqualität über den gesamten Geschwindigkeitsbereich steigern.

Literaturverzeichnis

- [1] GEIGER, T.; AUTO ZEITUNG (Hrsg.): Neuer A8 ab 90600 EURO. <http://www.autozeitung.de/audi/a8/typ-d5#>. – Artikel vom 12.07.2017, Zugriff am 21.07.2017
- [2] HOLZINGER, J.; SCHÖGGL, P.; SCHRAUF, M.; BOGNER, E.: Objektivierung der Fahrbarkeit beim automatisierten Fahren. ATZ 116, 2014
- [3] PAWELLEK, T.; LIESNER, L.; HENZE, R.; KÜÇÜKAY, F.: Objektivierungsverfahren für eine kundenoptimale ACC-Systemauslegung. ATZ 118, 2016
- [4] LIESNER, L.: Automatisierte Funktionsoptimierung von Adaptive Cruise Control. Braunschweig: Institut für Fahrzeugtechnik der TU Braunschweig, 2017
- [5] LESSAK, C.: Erprobung und funktionale Erweiterung eines ACC-Reglers auf einem Iff-Versuchsträger. Braunschweig: Institut für Fahrzeugtechnik der TU Braunschweig, 2015
- [6] ALVERMANN, G.: Virtuelle Getriebeabstimmung. Braunschweig: Institut für Fahrzeugtechnik der TU Braunschweig, 2009
- [7] HAGERODT, A.: Automatisierte Optimierung des Schaltkomforts von Automatikgetrieben. Braunschweig: Institut für Fahrzeugtechnik, TU Braunschweig, 2003
- [8] ASSMANN, E.: Untersuchung über den Einfluss einer Bremsweganzeige auf das Fahrerverhalten. TU München: Dissertation, 1985
- [9] JANNECK, M.: Entwicklung und Validierung eines Fragebogens zum Technikbezogenen Selbstkonzept (TSK): Eine gendersensitive Studie. Lübeck: Springer-Verlag, 2012
- [10] ROTHHÄMMEL, M.: On a Method for Generating a Word Pool for the Description of Steering Feel. Södertälje, 2010
- [11] HEISSING, B.; BRANDL, H. J.: Subjektive Beurteilung des Fahrverhaltens. Würzburg: Vogel Fachbuch Verlag, 2002
- [12] FAHRMEIER, L.; KNEIB, T.; LANG, S.: Regression: Modelle, Methoden und Anwendungen. Berlin: Physica-Verlag, 2009
- [13] HENZE, R.: Vorlesung Handlingsabstimmung und Objektivierung. Braunschweig: Institut für Fahrzeugtechnik, TU Braunschweig, 2013
- [14] DITTMAR, R.; PFEIFFER, B.-M.: Modellbasierte prädiktive Regelung in der industriellen Praxis. In: Automatisierungstechnik 54 (2006), Nr. 12, S. 590–601
- [15] TERWEN, S.: Vorausschauende Längsregelung schwerer Lastkraftwagen. Karlsruhe: KIT Scientific Publishing, 2009
- [16] HALVORSEN, H.-P.: Tutorial: Model Predictive Control in LabVIEW. Porsgrunn: Faculty of Technology, Telemark University College, 2011

Kooperative Automation zur Längsführung im urbanen Straßenverkehr

Jörg Belz¹, Alexander Burmeister², Claus Kaschwich³, Christian Löper⁴, Anna Schieben⁵, Gerald Temme⁶,
Dr. Georgios Thomaidis⁷, Dr. Tobias Hesse⁸

- ¹) Institut für Verkehrssystemtechnik, DLR Braunschweig, joerg.belz@dlr.de
²) Institut für Verkehrssystemtechnik, DLR Braunschweig, alexander.burmeister@dlr.de
³) Institut für Verkehrssystemtechnik, DLR Braunschweig, claus.kaschwich@dlr.de
⁴) Institut für Verkehrssystemtechnik, DLR Braunschweig, christian.loeper@dlr.de
⁵) Institut für Verkehrssystemtechnik, DLR Braunschweig, anna.schieben@dlr.de
⁶) Institut für Verkehrssystemtechnik, DLR Braunschweig, gerald.temme@dlr.de
⁷) Institut für Verkehrssystemtechnik, DLR Braunschweig, georgios.thomaidis@dlr.de
⁸) Institut für Verkehrssystemtechnik, DLR Braunschweig, tobias.hesse@dlr.de

Zusammenfassung

Im Rahmen des DLR Projekts *Next Generation Car* (NGC) verfolgt das Institut für Verkehrssystemtechnik mit dem System urbanDRIVE das Ziel einer kooperativen Automation zur längs- und quergeführten Fahrt im urbanen Straßenraum. Als erster Baustein wurde mit urbanDRIVE 1.0 eine Automationsfunktion zur Längsführung entwickelt, prototypisch umgesetzt und im Testfeld AIM (*Anwendungsplattform intelligente Mobilität*) im öffentlichen Verkehr in Braunschweig getestet. Im Vergleich zu auf dem Markt verfügbaren ACC-Systemen, die nur eingeschränkt für den Stadtverkehr geeignet sind, ist urbanDRIVE 1.0 explizit auf charakteristische Herausforderungen im Stadtverkehr ausgelegt. So können insbesondere Zustände von Lichtsignalanlagen mit Hilfe von V2X-Kommunikation in der Automation berücksichtigt werden. Dieser Beitrag beschreibt das Gesamtsystem und die einzelnen Komponenten.

Schlüsselwörter: Fahrerassistenzfunktion, Automatisiertes Fahren, Stadtverkehr, Fahrzeug, Längsführung

1. Einführung

Fahrerassistenzsysteme (FAS) entlasten den Fahrer zunehmend und tragen so zu einer sichereren und komfortableren Fahrt bei. Auf Autobahnen ist die Entwicklung von solchen Systemen bis hin zur Teilautomation fortgeschritten, bei der das FAS die Quer- und Längsführung übernimmt und dem Fahrer die Rolle des Überwachers zukommt. Ein nächster Schritt in dieser Entwicklung ist die Übertragung der Funktionen auf den urbanen Raum. Hier ereignen sich mit Abstand die meisten Verkehrsunfälle [1] und entsprechend hoch ist das Potenzial zur Erhöhung der Verkehrssicherheit. Ein wesentlicher Grund für die hohe Zahl an Unfällen ist, dass die Umgebung deutlich komplexer ist als auf Autobahnen. Die Straßentopologie ist sehr inhomogen, es herrscht Gegenverkehr, an Kreuzungen schneiden sich die Wege von Verkehrsteilnehmern und es müssen Vorfahrtsregelungen – häufig in Form von Lichtsignalanlagen – beachtet werden. Hinzu kommen Verdeckungen durch Gebäude und Straßeninventar wie Bäume und Straßenbeleuchtung. Nicht zuletzt bewegen sich auf engstem Raum viele verschiedenartige Verkehrsteilnehmer, deren Verhalten deutlich dynamischer ist als das von Fahrzeugen auf Autobahnen. Entsprechend sind Automationssysteme, die für Autobahnen oder autobahnähnliche Verkehrsräume entwickelt wurden, nicht für den Verkehr in der Stadt geeignet. Das im Folgenden näher vorgestellte System erfüllt die Funktion einer automatisierten Längsführung und wurde explizit auf charakteristische Herausforderungen in der Stadt ausgelegt. Abbildung 1 zeigt einen Überblick über die am Gesamtsystem beteiligten Komponenten. Zunächst wird kurz der Versuchsträger erläutert, für den das System entwickelt wurde. Anschließend wird beschrieben, wie mit Hilfe von V2X-Kommunikation Signalzustände von Lichtsignalanlagen an das automatisierte Fahrzeug übermittelt wurden. Der folgende Abschnitt zur Umfelderkennung geht auf die Ortungslösung sowie die Detektion anderer Verkehrsteilnehmer ein. Das Ergebnis ist ein Umfeldmodell, welches neben Objekten und Fahrstreifen auch Lichtsignalinformationen beinhaltet. Dieses wird in der darauffolgend beschriebenen Automationsfunktion genutzt, um die Fahrzeugführung in Längsrichtung zu automatisieren. Da der Fahrer die Querführung ausübt und die Längsführung überwachen muss, werden hohe Anforderungen an die Mensch-Maschine-Interaktion (MMI) gestellt, um beispielsweise Mode Confusion zu vermeiden. Der Abschnitt MMI erläutert, wie die Interaktion mit dem Fahrer abläuft, um solchen Konflikten vorzubeugen. Anschließend wird kurz auf die Erfahrungen von Erprobungen mit dem System im Realverkehr eingegangen. Der Beitrag endet mit einer Zusammenfassung und einem Ausblick auf die weitere geplante Entwicklung des Gesamtsystems.

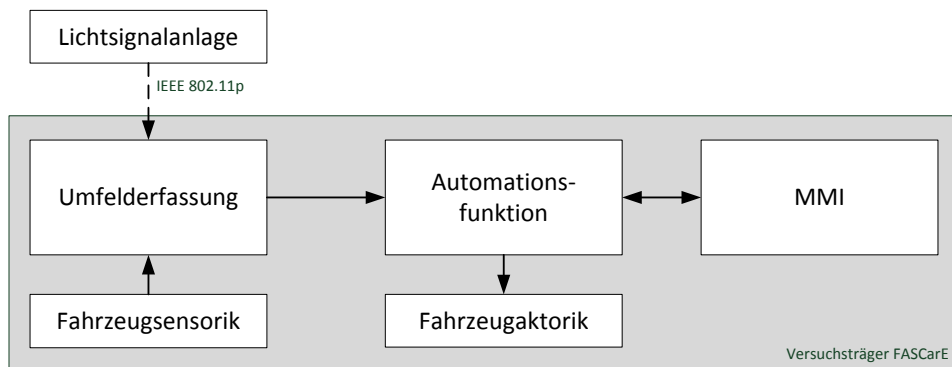


Abbildung 1: Gesamtsystemüberblick

2. Versuchsträger

Das in diesem Szenario verwendete Forschungsfahrzeug FASCarE basiert auf einem rein elektrischen Golf 7 (Abbildung 2). Dieser wurde speziell für die Erforschung kooperativer, teil- und vollautomatisierter Fahrfunktionen umgerüstet. Hierbei wurden zusätzlich zu den serienmäßigen Ultraschall-, Kamera-, und Radarsensoren weitere Sensoren sowie ein neues Mensch-Maschine-Interface (MMI) integriert. Des Weiteren wurden Schnittstellen geschaffen, die eine aktive Quer- und Längsführung des Fahrzeugs ermöglichen.



Abbildung 2: FASCarE

Für die Umfelderfassung des FASCarE sind am Fahrzeug zwei Fahrstreifenenerkennungskameras, vier Laserscanner, drei Long Range Radare sowie zwei Blind Spot Radare verbaut. Zur Eigenlokalisierung dient einerseits eine hochgenaue digitale Karte, mit Spur und Bebauungsinformationen und andererseits eine hochgenaue Ortungsplattform basierend auf einer Inertial Measurement Unit (IMU), die über ein differential GPS (DGPS) gestützt wird. Zusätzlich ist das Fahrzeug mit Vehicle-to-X (V2X) Kommunikation ausgestattet. Alle genannten Sensor- und Kartendaten werden in einer eigenentwickelten Sensordatenfusion zusammengefasst und verarbeitet.

Zur Erprobung neuer MMI-Konzepte für hochautomatisiertes Fahren in urbanen Gebieten wurde das originale Kombiinstrument des FASCarE gegen ein frei konfigurierbares Display ausgetauscht, siehe Abbildung 3.



Abbildung 3: Frei konfigurierbares Display

Das FASCarE kann über ein spezielles CAN Interface in Längs- und Querrichtung gesteuert werden. Für die aktive Längsführung wurde die Schnittstelle des Adaptive Cruise Control (ACC) Steuergerätes so verändert, dass eine Beschleunigung des Fahrzeugs zwischen $+2 \text{ m/s}^2$ bis -3 m/s^2 kommandiert werden kann. Die aktive Querführung erfolgt über die Schnittstellen des Parklenkassistenten (PLA). Gerade diese Nutzung der OEM seitigen Systeme vereinfachte die Erlangung einer Straßenzulassung.

3. Kommunikation und Infrastruktur

Das DLR betreibt im Rahmen der Anwendungsplattform Intelligente Mobilität (AIM) [2] in Braunschweig ein Testfeld zur Verkehrsforschung im urbanen Raum. Die AIM-Referenzstrecke [3] dient dabei der Entwicklung und Erforschung von Anwendungen kooperativer, intelligenter Verkehrssysteme (Cooperative Intelligent Transport Systems, C-ITS). Entlang einer Route aus 35 Kreuzungen zur Verfügung, die mit Vehicle-to-X-Kommunikationssystemen (V2X) ausgestattet sind (siehe Abbildung 4). Insbesondere wird hier die Kommunikation zwischen der Infrastruktur und Fahrzeugen (V2I, I2V) fokussiert.



Abbildung 4: Mastaufbau an der AIM-Referenzstrecke

Die mit V2X-Kommunikationstechnik ausgestatteten Verkehrseinrichtungen werden als Road Side Units (RSU) bezeichnet. Die Anlagen befinden sich an Kreuzungen mit Lichtsignalanlagen (LSA) und verfügen über eine Schnittstelle zum LSA-Steuergerät. Darüber ist es möglich, direkt Informationen über den aktuellen Signalstatus sowie Prognosedaten zu erhalten. Des Weiteren ist eine RSU grundlegend aus einer Application Unit (AU) und einer Communication Control Unit (CCU) aufgebaut (siehe Abbildung 5). Die AU dient insbesondere der Datenvorverarbeitung und der Ausführung projektspezifischer V2X-Anwendungen. Die CCU realisiert die V2X-Kommunikation gemäß des europäischen ITS-G5 Standards, der die drahtlose Kommunikation im 5,9 GHz Bereich über IEEE 802.11p WLAN ermöglicht. Zusätzlich sind an ausgewählten Anlagen weitere Sensoren, wie beispielsweise Kameras zur Verkehrsflussüberwachung, angebunden.

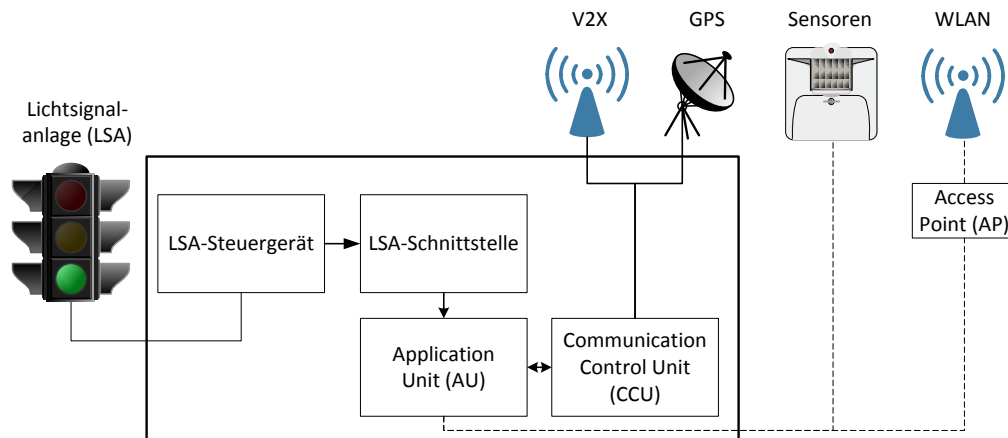


Abbildung 5: Schematischer Aufbau einer RSU

Von der RSU werden unter anderem Signal Phase And Timing (SPAT) Nachrichten verteilt. Diese beinhalten Informationen über den aktuellen Signalstatus und eine Prognose der Restzeiten der Signalphasen für alle Fahrspuren im Kreuzungsbereich. Zusätzlich werden Topology Specification (TOPO)¹ Nachrichten eingesetzt, um Informationen über die Topologie der Verkehrsinfrastruktur zu propagieren, wie beispielsweise Anzahl, Anordnung und Richtung der Fahrspuren oder vorliegende Geschwindigkeitsbegrenzungen.

Die beschriebenen Nachrichten sind dabei an die Standards für C-ITS Infrastrukturdienste von ETSI [4] und ISO/CEN [5] angelehnt, wobei letzterer erst seit März 2017 in einer ersten offiziell veröffentlichten Version verfügbar ist.

Für die Umsetzung von urbanDRIVE werden die zuvor erläuterten V2X-Nachrichten mit einer Sendefrequenz von 1 Hz von den RSUs gesendet. Das mit V2X-Kommunikationstechnik ausgestattete Versuchsfahrzeug FASCarE empfängt und verarbeitet diese Nachrichten und übergibt die relevanten Informationen an die Automationsfunktion. Da sich im urbanen Umfeld und mit einem flächendeckenden Ausbau von RSUs an benachbarten Kreuzungen durchaus der Sendebereich mehrerer RSUs überschneiden kann, wird anhand der Position des Egofahrzeugs und den TOPO-Nachrichten bestimmt, welche SPAT jeweils für den aktuell befahrenen Kreuzungsbereich relevant ist. Die Informationen über den aktuellen Signalstatus und Prognosedaten werden dann neben dem Output der Umfelderkennung Teil des Umfeldmodells.

4. Umfelderkennung

Die in diesem Prototyp realisierte Umfelderkennung lässt sich unterteilen in die Objekterfassung, in der andere Verkehrsteilnehmer erkannt und als Objekte über die Zeit verfolgt werden (Tracking) sowie die Lokalisierung und die Fahrstreifenbestimmung. Beide Bereiche werden im Folgenden näher erläutert.

4.1 Objekterfassung

Ziel der Objekterfassung ist die Erkennung und Verfolgung (Tracking) von Objekten – beispielsweise anderen Verkehrsteilnehmern - in der Umgebung des Fahrzeugs. Grundlage für die Objekterfassung sind die vier am FACarE verbauten Ibeo LUX Laserscanner. Diese liefern basierend auf den Reflektionen eine Liste von Punkten zurück. Diese Punkte werden in einem ersten Verarbeitungsschritt in Cluster gruppiert. Da die Auflösung der Laserscanner mit zunehmender Entfernung abnimmt, ist eine einfache Entfernungsmetrik nicht ausreichend um ein robustes Clustering zu erreichen. Es wurde daher die in [6] vorgestellte Methode verwendet, nach der zwei aufeinander folgende Punkte mit einer Distanz r_k, r_{k+1} zum Laserscanner zum selben Cluster gehören wenn deren euklidische Distanz kleiner gleich

$$D_{th} = C_0 + \frac{C_1 \cdot \min\{r_k, r_{k+1}\}}{\cot(\beta) \cdot [\cos(\Delta\alpha/2) - \sin(\Delta\alpha/2)]}$$

ist, wobei $\Delta\alpha$ die Winkeldifferenz und C_0, C_1 und β Designparameter darstellen.

Nachdem die Punkte in Cluster unterteilt wurden, erfolgt die Merkmalsextraktion zur Bestimmung der Objektgeometrien. Ziel dieses Schritts ist es, Rechtecke aus den Punktwolken zu extrahieren. Wie in [7] beschrieben, werden Fahrzeuge von Laserscannern typischerweise als L-Form oder als Linie erkannt. In [8] wird daher ein Matching der Punktwolke auf eine gerade Linie und eine L-Form mittels der Methode der kleinsten Quadrate vorgeschlagen. Dieser Ansatz wurde im entwickelten System angepasst und nutzt statt zwei separaten Linien den ICP Algorithmus [9] für das Matching der L-Form. Dieser hat den Vorteil, dass direkt ein Matching auf die L-Form erfolgt und die Güte nicht wie in [8] davon abhängt, wie gut der Bereich um den Berührungspunkt beider Linien erkannt wird.

Das Ergebnis der Merkmalsextraktion sind die Positionen, Abmessungen und Ausrichtungen der abgeleiteten Rechtecke. Diese Informationen werden vom Trackingalgorithmus genutzt um Tracks, also Abfolgen von Messungen die von mit hoher Wahrscheinlichkeit von demselben Objekt stammen, zu generieren. Das Tracking weist dazu den Sensormessungen Tracks zu und schätzt basierend auf der Historie dieser Messungen die Güte der einzelnen Tracks. Der Ablauf des Trackings ist in Abbildung 6 dargestellt und basiert auf der in [9] beschriebenen Architektur.

¹ In aktuellen Standards wird ebenfalls die Bezeichnung Map Data (MAP) verwendet.

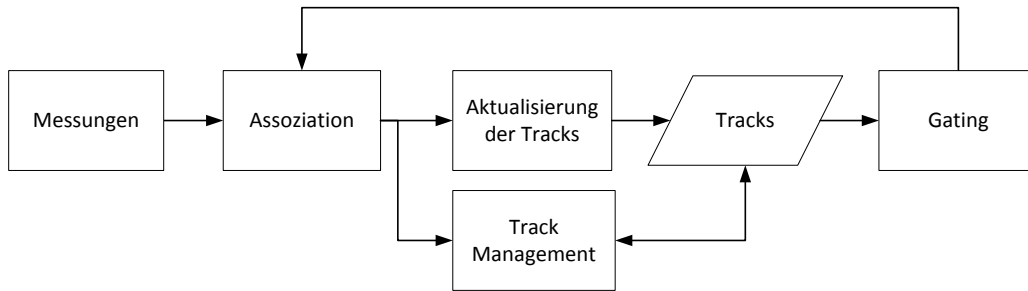


Abbildung 6: Tracking

Bei jedem Scan wird die statistische Distanz zwischen einem existierenden Track und einer Messung berechnet:

$$d_{ij}^2 = \tilde{\mathbf{y}}_{ij} \mathbf{S}^{-1} \tilde{\mathbf{y}}_{ij}$$

mit $\tilde{\mathbf{y}}_{ij} = \mathbf{y}_j - \mathbf{H}_{x_i}$. $\tilde{\mathbf{y}}_{ij}$ bezeichnet die Innovationsnorm und \mathbf{S} die Innovations-Kovarianzmatrix aus dem Kalman Filter. Im Gating-Schritt werden jene Zuordnungen verworfen die unwahrscheinlich sind, d.h. $d_{ij} > G$. G ist ein empirisch ermittelter Wert, der derart eingestellt wird, dass eine hohe Treffergenauigkeit mit einer geringen Falsch-positiv-Rate erreicht wird. Die verbleibenden Zuweisungen lassen sich als ein Kostenminimierungsproblem ausdrücken:

$$\sum_{j=1}^M \sum_{i=1}^N d_{ij} c_{ij}$$

mit

$$c_{ij} = \begin{cases} 1, & \text{measurement } j \text{ is associated to track } i \\ 0 & \text{else} \end{cases}$$

Dieses wird mit einem Auktionsalgorithmus gelöst, der die Paarzuweisungen mit den minimalen Gesamtkosten berechnet [10]. Die Aktualisierung eines Tracks mit den zugewiesenen Messungen erfolgt mittels eines gewöhnlichen Kalman Filters. Das Track-Management ist zuständig für das Entfernen veralteter Tracks, das Erstellen neuer Tracks sowie das Bestätigen von Tracks die bisher nur vorläufig als mögliche Kandidaten aufgenommen wurden. Diese Aufgaben werden regelbasiert [11] abgearbeitet. Wenn ein Track mit einer bestimmten Anzahl aufeinander folgender Scans mit einer Messung belegt wurde, wird er als bestätigt angesehen und ein Objekt daraus für die weitere Verarbeitung in der Automationsfunktion generiert. Konnte hingegen ein Track über einige Scans nicht einer Messung zugeordnet werden, wird er verworfen.

4.2 Lokalisierung und Fahrstreifenbestimmung

Basis für die Lokalisierung und Bestimmung der Fahrstreifen sind die Positionsdaten aus der IMU/DGPS-Einheit welche mit einer hochgenauen digitalen Karte des Braunschweiger Innenstadtrings kombiniert werden. Um das eigene Fahrzeug und andere Objekte zuverlässig auf Fahrstreifen zu verorten, ist die Genauigkeit der DGPS-basierten Positionslösung im urbanen Bereich allerdings nicht ausreichend. Daher werden zusätzlich Fahrstreifeninformationen aus einer Kamera genutzt. Die Kamera liefert Informationen über erkannte Fahrstreifen in Form einer Klothoide [12]. Eine Klothoide ist eine Kurve dessen Krümmung sich linear über die Länge ändert:

$$c(l) = c_0 + c_1 l$$

Eine Klothoide ist eine nicht-algebraische (transzendente) Funktion und wird daher mit der folgenden Polynomgleichung geschätzt [13]:

$$y = y_0 + \tan(\theta) \cdot l + \frac{1}{2} \cdot c_0 \cdot l^2 + \frac{1}{6} \cdot c_1 \cdot l^3$$

c_0 ist die Krümmung am Startpunkt, c_1 die Krümmungsrate, θ ist der Winkel relativ zur Fahrspur und l_s ist die Bogenlänge. Die Kameramessungen werden mit einem Kalman Filter mit der folgenden Zustandsvektor und Übergangsmatrix gefiltert:

$$\mathbf{x} = [y \ \theta \ C_0 \ C_1]$$

$$A = \begin{bmatrix} 1 & dx & dx^2/2 & dx^3/6 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & \sqrt{dx^2 + dy^2} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

wobei (d_x, d_y) die Fahrzeugbewegung entlang der beiden Achsen repräsentiert.

Die so errechneten Fahrstreifeninformationen werden in zweierlei Hinsicht zur Lokalisierung genutzt. Zum einen wird der Offset zu den Fahrstreifenbegrenzungen genutzt, um die Position aus der IMU/DGPS-Einheit zu verbessern und das Fahrzeug innerhalb eines Fahrstreifens genau zu verorten. Zum anderen dient die Fahrstreifeninformation als Rückfallebene, sollte die aus der IMU/DGPS ermittelte Positionslösung zu ungenau sein.

5. Kooperative Automationsfunktion

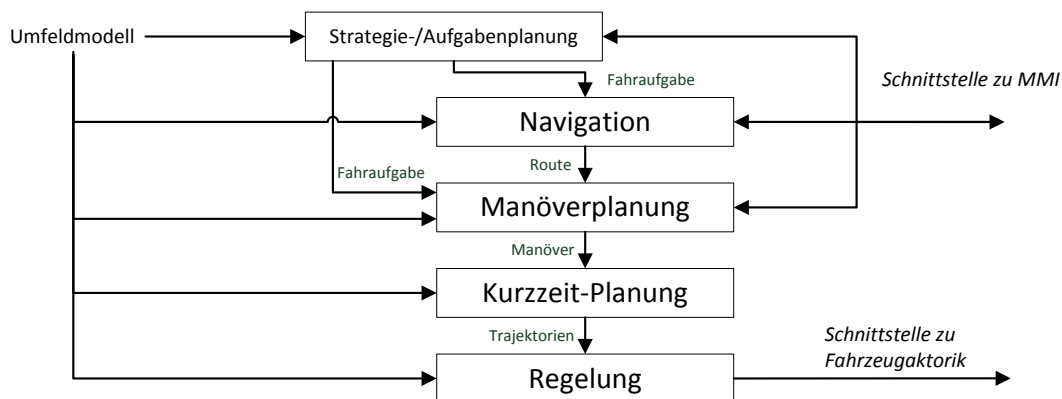


Abbildung 7: Automationsarchitektur

Die Automationsfunktion übernimmt in dem vorgestellten Szenario die Längsführung, die Querführung liegt in der Verantwortung des Fahrers. Die Automationsfunktion ist jedoch so aufgebaut, dass sie prinzipiell sowohl die Längs- als auch der Querführung ausführen kann. Dies wird durch eine hierarchische Struktur erreicht, in der einzelne Module austauschbar sind (siehe Abbildung 7). Schnittstellen der Automationsfunktion bestehen zur Situationserfassung, von der sie das Umfeldmodell bezieht, sowie zum Mensch-Maschine-Interface und schließlich zur Aktorik des Fahrzeugs. Das Umfeldmodell basiert auf der hochgenauen digitalen Karte, den Objekten und Fahrstreifen aus der Umfelderkennung (Abschnitt 4) sowie den Signalinformationen von der nächsten Lichtsignalanlage (Abschnitt 3). Die Schnittstelle zum MMI wird in Abschnitt 7 genauer beschrieben. Die Definition der Ebenen erfolgte basierend auf dem Abstraktionsgrad sowie dem Zeithorizont, der der jeweiligen Aufgabe zugrunde liegt. Die höheren Ebenen sind für Aufgaben verantwortlich, welche auf einer hohen Abstraktionsebene angesiedelt sind und einen großen Zeithorizont umspannen. Die niedrigeren Ebenen brechen diese Aufgaben dann in konkretere Teilaufgaben herunter. Diese Architektur wurde bereits in verschiedenen anderen Szenarien erfolgreich eingesetzt (z.B. Fahren auf der Autobahn [14] und Valet Parking[15]). Die Schichten werden im Folgenden detaillierter erläutert:

In der Strategie-/ Aufgabenplanung wird die grundlegende Aufgabe der Automation festgelegt sowie ob und ggf. wie sie umgesetzt werden kann. In dem vorgestellten Szenario ist dies die automatisierte Längsführung. Damit diese Funktion ausgeführt werden kann, müssen mehrere Bedingungen erfüllt sein. Zum einen muss sich das Fahrzeug grundsätzlich auf einer Straße befinden, in der Lichtsignalanlagen mit V2X Einheiten ausgestattet sind und Signalinformationen senden. Außerdem müssen aus dem Umfeldmodell Fahrstreifeninformationen zur Verfügung stehen. Diese sind erforderlich, um das Egofahrzeug sowie von der Objekterfassung erkannte Objekte auf Fahrstreifen zu verorten. Zusätzlich dient die Angabe des Fahrstreifens zur Ermittlung der relevanten Signalgruppe der Lichtsignalanlage. Nur wenn diese Bedingungen erfüllt sind, kann der Fahrer die Funktion aktivieren. Die Strategie-/ Aufgabenplanung überprüft bei aktivierter Funktion zudem permanent, wie lange diese voraussichtlich noch zur Verfügung steht. Nähert sich das Fahrzeug beispielsweise einer Straße ohne ausgestattete LSA, wird diese Information an das MMI weitergeleitet welches den Fahrer dann entsprechend darauf hinweisen kann.

Die Aufgabe der Navigationsebene ist die Bestimmung einer Route zur Bewältigung der Fahraufgabe. Da die Querführung in diesem Szenario nicht aktiv ist und der Fahrer die Querführung übernimmt, spielt die Route eine

untergeordnete Rolle. Sie wird jedoch dennoch benötigt, um anhand des geplanten Streckenverlaufs eine Vorhersage über die Verfügbarkeit der Funktion treffen zu können.

Die darunterliegenden Ebenen befassen sich mit der Planung und Durchführung von Fahrmanövern. Ein Manöver bezeichnet eine Gruppe von ähnlichen Fahrzeugbewegungen abhängig vom Umgebungskontext. Manöver im dargestellten Szenario sind beispielsweise „Anhalten“, „Fahrzeug folgen“ oder „Kreuzung überqueren“. Die Manöverplanungsebene berechnet zunächst basierend auf dem Umfeldmodell, der Automationsaufgabe und der berechneten Route, welche Manöver durchgeführt werden können. Anschließend wird das tatsächlich durchzuführende Manöver bestimmt, vgl. [15]. Im Sinne einer kooperativen Automation können auch Eingaben vom Fahrer in die Manöverentscheidung einbezogen werden. Im vorliegenden Szenario sind insbesondere die Manöver zum Folgen eines Vorderfahrzeuges sowie zum Überqueren einer signalisierten Kreuzung relevant. Zum Folgen eines Vorderfahrzeuges muss dieses zunächst bestimmt werden. Nicht berücksichtigt werden dürfen hierbei Fahrzeuge, die sich auf anderen Fahrstreifen befinden. Daher wird ein Matching der Fahrzeuge mittels der digitalen Karte oder der Fahrstreifenkamera auf Fahrstreifen durchgeführt. Nur Fahrzeuge, die sich auf demselben Fahrstreifen wie das Egofahrzeug befinden, kommen als Vorderfahrzeuge in Betracht. Dabei werden auch Objekte gefiltert die nur teilweise in den Fahrstreifen des Egofahrzeugs ragen. Dies betrifft insbesondere am Straßenrand parkende Fahrzeuge.

Bei der Annäherung an eine signalisierte Kreuzung muss deren Signalzustand ermittelt werden. Im Umfeldmodell liegen alle Signalzustände der LSA vor. Die relevante Signalgruppe ergibt sich aus dem Signalgeber, welcher dem aktuellen Fahrstreifen zugeordnet ist. Diese Zuordnung ist in der digitalen Karte hinterlegt. Wenn die LSA Prognoseinformationen über den Signalzustand liefert, werden diese berücksichtigt und das Geschwindigkeitsprofil angepasst. Liegt nur der aktuelle Zustand vor, hält das Fahrzeug bei Rot an. Anhaltepunkt ist die Haltelinie aus der digitalen Karte. Die Manöver – das durchzuführende sowie die grundsätzlich möglichen – werden anschließend an die Kurzzeit-Trajektorienplanung weitergeleitet, die kontinuierlich Trajektorien zur Durchführung der Manöver berechnet. Die Regelungsebene ist dafür zuständig, passende Stellgrößen – in diesem Fall für die longitudinale Regelung - an die Aktorik des Fahrzeugs zu senden. Jede Manöverausprägung liefert dazu an das Manöver angepasste Algorithmen.

6. Mensch-Maschine-Interface

Mensch-Maschine-Interface (MMI) Konzepte für Fahrerassistenz und Automation können vor dem Hintergrund der Vielzahl an notwendigen Funktionen zur Bewältigung der Herausforderungen des städtischen Umfeld nicht mehr als separate Einzel-MMI Konzepte entwickelt werden. Vielmehr ist es erforderlich ein ganzheitliches Interaktionskonzept [16,17] zu entwerfen. Eine Zusammenfassung von Funktionen der Fahrzeugautomation wird dabei über Automationsstufen (siehe Abbildung 8) erreicht. In den Stufen bekommt der Fahrer alle relevanten Automationsinformationen priorisiert, zusammenfasst und in einer leicht verständlichen Form über das MMI vermittelt. Die Kommunikation zum Fahrer erfolgt dabei multimodal (visuell, akustisch, haptisch). Der passende Kommunikationskanal wird je nach zu übermittelnden Informationen festgelegt und kann auch redundant ausgeführt werden.

Im Folgenden wird das ganzheitliche Interaktionskonzept des urbanDRIVE Prototypens vorgestellt. Dieses wurde im Rahmen eines mensch-zentrierten Entwicklungsprozess entworfen, bei welchem vor allem Wert auf ein ansprechendes MMI Designs mit guter Usability für den Fahrer gelegt wurde. Der Entwicklungsprozess sowie Entwurfsvarianten wurden in [18,19] vorgestellt.

Für den allgemeinen Entwurf des urbanDRIVE MMIs wurden die darzustellenden Informationen der Automation zunächst in langfristige-, und kurzfristige-Informationen unterteilt. Kurzfristige-Informationen bezeichnen die Informationen die unmittelbar mit der Fahraufgabe zu tun haben (Geschwindigkeit, Automationsstufe, Warnung, etc.). Langfristige Informationen sind weniger kritisch und betreffen einen längeren Zeithorizont (Infotainment, Einstellungen, Navigation etc.). Es wurde entschieden, ausschließlich kurzfristige Informationen mit direktem Bezug zur Fahraufgabe visuell im Kombidisplay des urbanDRIVE Prototyps anzuzeigen.

Der urbanDRIVE Prototyp verfügt über diverse Automationsfunktionen die in drei Automationsstufen zusammengefasst wurden. In der Stufe SAE1 (*Manuell*) steuert der Fahrer das Fahrzeug sowohl in der lateralen als auch in der longitudinalen Richtung manuell, bekommt aber durch die Automation visuelle und akustische informierende Unterstützung. In der Stufe SAE2 (*urbanDRIVE1.0*) steuert der Fahrer das Fahrzeug weiterhin lateral, die Automation übernimmt jedoch die longitudinale Fahrzeugführung. In der Stufe SAE3 (*urbanDRIVE2.0*) steuert die Automation das Fahrzeug sowohl lateral als auch longitudinal, der Fahrer überwacht nur noch die Fahrzeugführung durch die Automation.

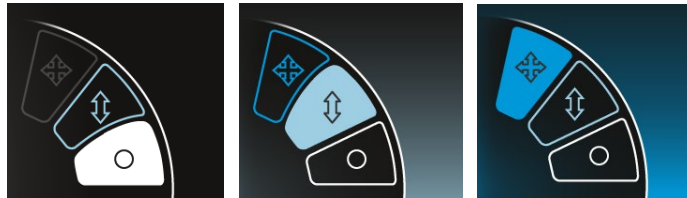


Abbildung 8: Automationsstufen: SAE1, SAE2, SAE3 (von links nach rechts)

Der ganzheitliche urbanDRIVE Prototyp Displayentwurf (Abbildung 9) basiert auf dem am DLR entworfenen „Neuner-Schema“. Dieses zeigt das Egofahrzeug im Zentrum des Displays innerhalb einer Tachoanzeige und erlaubt Informationen über das Umfeld des Egofahrzeugs in den acht umgebenden Feldern darzustellen. Dort können Informationen, welche die direkte Fahrzeugumgebung betreffen, wie Fahrstreifenverlassenswarnungen, Fahrstreifenwechselempfehlungen, Parklücken, Einsatzfahrzeuge, Hindernisse, etc. angezeigt werden. Durch die schematische, räumliche Projektion der realen Umwelt auf das Neuner-Schema in der visuellen Anzeige erhält der Betrachter eine schnelle Orientierung hinsichtlich der räumlichen Ausrichtung von Meldungen und kann daher schnell ein mentales Modell der Umwelt bilden. Des Weiteren werden dringende Informationen der Fahrzeugautomation wie Handlungsempfehlungen oder Entscheidungen einheitlich als „Sprechblasen“ (siehe Abbildung 10) über dem Egofahrzeug dargestellt. Diese Sprechblasen können sowohl Textmeldungen als auch visuelle Darstellungen enthalten. Zeitlich gleichzeitig auftretende Informationen werden von einem Interaction Controller (IC) als MMI-Manager priorisiert und nach Relevanz, Dringlichkeit, Anzeigezeitpunkt, Anzeigedauer, usw. verwaltet. Die Darstellung der Dringlichkeit einer Nachricht kann über die Größe der „Sprechblase“ und der enthaltenden Anzeigeelemente realisiert werden. Dringliche Nachrichten werden als einfache Sprechblasen dargestellt (siehe Abbildung 10 und Abbildung 13). Dringliche Nachrichten füllen den gesamten inneren Bereich des Tachos, wodurch eine Verdeckung von dahinterliegenden, ablenkenden visuellen Elementen erfolgt. Sehr dringliche, kritische Nachrichten füllen das Kombidisplay vollständig aus. Der Einsatz von zusätzlichen visuellen Effekten wie Farbveränderungen, Animationen oder einem Pulsen der Nachrichten zur Lenkung der Fahreraufmerksamkeit sind ebenfalls möglich.



Abbildung 9: Generischer Aufbau des urbanDRIVE Kombidisplays mit Neuner-Schema in der Mitte

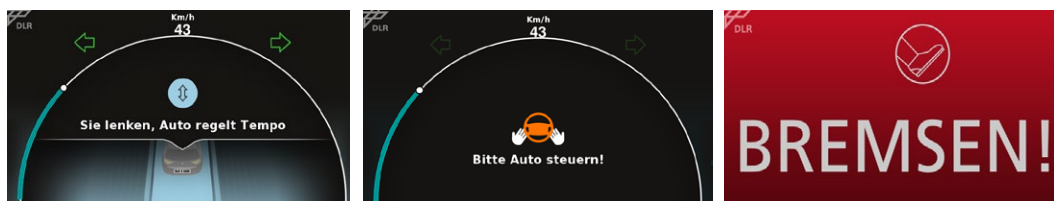


Abbildung 10: Normale Nachricht (links); Dringliche Nachricht (Mitte); Sehr dringliche Nachricht (rechts)

Links des Tachos in Abbildung 9 befindet sich ein Bereich mit klassischen Fahrzeugstatusinformationen (Licht, Handbremse, Batteriestand usw.) Auf der rechten Seite des Tachos werden die im Fahrzeug verfügbaren Automationsstufen anhand einer Skala dargestellt. Über die Farbe der Stufensymbole wird die Verfügbarkeit, der drei Stufen angezeigt (nicht verfügbar – grau; verfügbar – farbig). Hintergrundfarbe und ausgefülltes Symbol zeigen die Aktivierung einer Automationsstufe an. Formveränderungen der Stufensymbole informieren über Stufenwechselempfehlungen der Automation (siehe Abbildung 8).

Als Ergebnis der Festlegung auf ein drei Stufen Design entstand die in Abbildung 11 gezeigte (an UML angelehnte) State Machine, die über den IC die Transitionen zwischen den Automationsstufen regelt. Transitionen werden als durch den Fahrer oder die Fahrzeugautomation initiierte Übergänge zwischen zwei

Szenarien wurden dann die relevanten Interaktionsstrategien designt. Abbildung 12 zeigt exemplarisch die grundsätzlichen Design Überlegungen für den Main Flow (fehlerfreie Funktion) der Funktion als angepasstes UML Sequenzdiagramm. In dem Diagramm befinden sich auf der linken Seite die für das Szenario relevanten Teilnehmer, hier Automation (drittes Icon von oben) und Fahrer (ganz unten). Zwischen diesen befinden sich die verfügbaren MMI Schnittstellen zur Gestaltung der Mensch-Maschine Kommunikation. Zusätzlich wurden das Fahrzeug und die Umgebung als weitere relevante Elemente für die Szenariosequenz in das Diagramm aufgenommen. Von links nach rechts in dem Diagramm erstrecken sich die Lebenslinien der gewählten Elemente. Diese spiegeln von links nach rechts auch einen zeitlichen Verlauf der Sequenz wieder. Aktivitäten werden als grau schraffierte Boxen auf den Lebenslinien dargestellt, Nachrichten als schwarze Pfeile die vom Sender auf den Empfänger zeigen. Der Gegenstand der Nachricht wird in Form von weißen Boxen beschrieben.

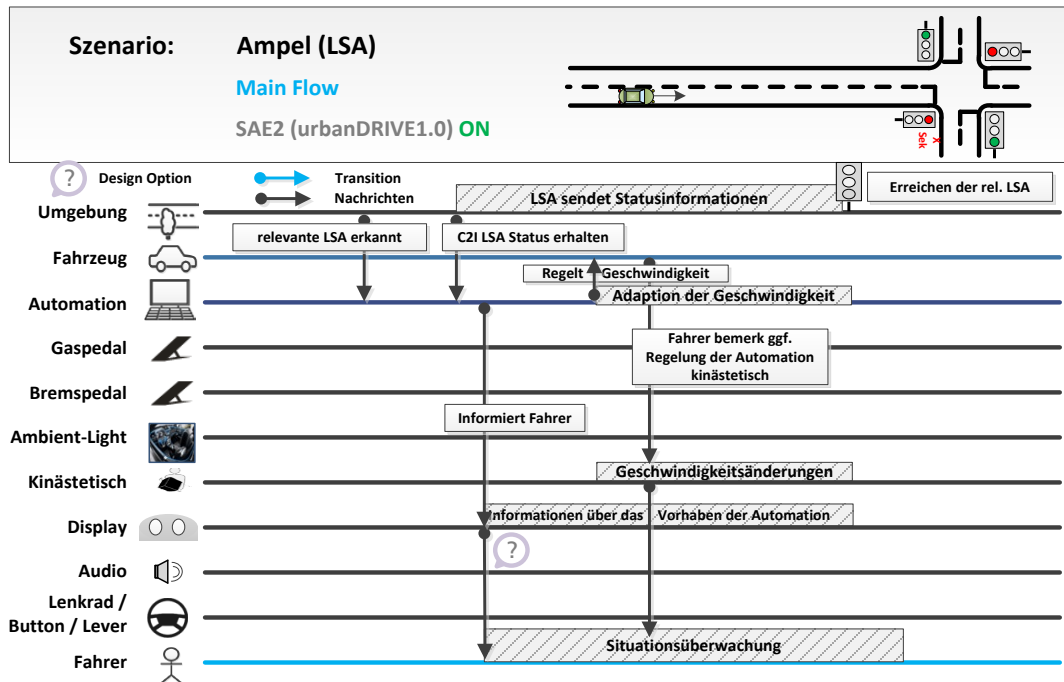


Abbildung 12: Szenariosequenz LSA, MainFlow für Automationstufe SAE2

Die Szenariosequenz in Abbildung 12 beschreibt damit die Interaktion bei der Annäherung an eine LSA. Die Automation erkennt hier anhand der Umgebung, dass sie sich einer relevanten LSA nähert. Kurz nach dem Zeitpunkt, zu dem die Automation über die V2X Sendeanlage der LSA den Phasenstatus ermitteln konnte, teilt die Automation den Fahrer über das Kombidisplay mit, worauf sie regelt (*Grün bei Erreichen* oder, *Rot bei Erreichen*). Die Information wird dem Fahrer zur Überwachung der Automation bis zum Erreichen der LSA zur Verfügung gestellt. Wenig später beginnt die Automation auch mit der Adaption der Fahrzeuggeschwindigkeit zum Erreichen des angekündigten Ziels. Diese Adaptionen kann der Fahrer auch kinästhetisch wahrnehmen und zur Überwachung der Automation nutzen. Beim Erreichen der LSA kann das Fahrzeug seine Fahrt über die Kreuzung fortsetzen (*Erreichen bei Grün*) oder hat ressourcenschonend angehalten (*Erreichen bei Rot*). Im letzteren Fall würde sich eine weitere Szenariosequenz anschließen, in welcher die Interaktion beschrieben wird, wie der Fahrer über die verbleibende Wartezeit an der LSA informiert wird.

Abbildung 13 zeigt Auszüge aus dem resultierenden MMI. Die LSA Sequenzen wurden in Form von Egofahrzeug Nachrichten (Sprechblasen) in das ganzheitliche urbanDRIVE Interaktionsdesign integriert [18,19].

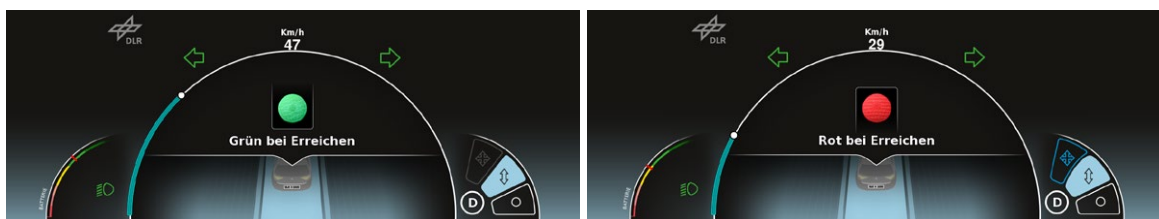


Abbildung 13: urbanDRIVE 1.0 Nachrichten in Form von Sprechblasen, integriert in das ganzheitliche Interaktionskonzept des urbanDRIVE Prototypen

7. Evaluation

Die Erprobung von urbanDRIVE 1.0 im Realverkehr fand auf einem Testgelände des DLR sowie der Referenzstrecke der Anwendungsplattform Intelligente Mobilität (AIM) in Braunschweig statt. Das System wurde außerdem im Februar 2017 erfolgreich der Öffentlichkeit auf einem Teilabschnitt der Referenzstrecke zwischen der Stadthalle Braunschweig und der Jasperallee demonstriert. Es zeigte sich, dass das System auch im Realverkehr seine Aufgabe erfüllt und zahlreiche Verkehrssituationen bewältigen kann. Insbesondere die Reaktion auf Lichtsignalanlagen funktionierte sicher und zuverlässig. Auch wurden andere Fahrzeuge, Fahrradfahrer und Fußgänger mit Hilfe der Laserscanner zuverlässig erkannt und die Geschwindigkeit entsprechend angepasst. Schwierigkeiten bereiteten allerdings sporadisch auftretende Ungenauigkeiten in der Ortungslösung. Diese konnten nicht immer durch die Zuhilfenahme der kamerabasierten Fahrstreifenerkennung ausgeglichen werden, da die Fahrstreifenmarkierungen zum Teil durch andere Fahrzeuge verdeckt oder – wie im Kreuzungsbereich – nicht vorhanden waren. Dies führte dazu, dass das Matching der Fahrzeuge auf Fahrstreifen abschnittsweise nicht möglich war. Diese Situation wurde im MMI Konzept berücksichtigt. Der Fahrer wurde durch das MMI informiert und dazu aufgefordert, die Kontrolle zu übernehmen so dass eine potentiell kritische Situation vermieden werden konnte. Ferner machte die Begrenzung der vom Fahrzeug umsetzbaren maximalen Verzögerung auf -3 m/s^2 in einigen seltenen Fällen aus Sicherheitsgründen einen manuellen Bremsengriff erforderlich. Dies stellt allerdings eine durch die Erlangung einer Straßenzulassung bedingte Einschränkung des Versuchsträgers und keine grundsätzliche Unzulänglichkeit des Systems dar.

8. Zusammenfassung und Ausblick

In diesem Beitrag wurde ein System zur kooperativen Längsführung im urbanen Straßenverkehr beschrieben. Es konnte gezeigt werden, dass das System auch im Realverkehr funktioniert und viele Verkehrssituationen bewältigen kann. Das durch ein derartiges System erreichbare Entlastungspotential des Fahrers im beanspruchenden Stadtverkehr konnte bei den Testfahrten aufgezeigt werden. Das System urbanDRIVE wird in Zukunft kontinuierlich weiterentwickelt werden mit dem Ziel, bestehende Funktionen robuster zu gestalten und neue Funktionalitäten hinzuzufügen. Einer der nächsten Schritte dazu ist die Erweiterung um eine automatisierte Querführung. Dies stellt nochmals höhere Anforderungen an das Umfeldmodell, insbesondere in Situationen mit Verdeckungen wie beispielsweise beim Abbiegen. Informationen aus Infrastruktursensorik können dabei das Fahrzeug unterstützen, um die automatisierte Fahrt noch sicherer und komfortabler zu gestalten. Ein weiteres Forschungsthema, welches zukünftig stärker in den urbanDRIVE Prototypen einfließen wird, ist die Interaktion mit anderen Verkehrsteilnehmern.

Literaturverzeichnis

- [1] Statistisches Bundesamt (Destatis), polizeilich erfasste Unfälle 2016
- [2] <http://www.dlr.de/ts/aim>
- [3] DLR Institute of Transportation Systems. "AIM reference track - test site for V2X communication systems and cooperative ITS services", Journal of large-scale research facilities, 3, A106, <http://dx.doi.org/10.17815/jlsrf-3-145>, 2017
- [4] ETSI: ETSI TS 103 301. "Intelligent Transport Systems (ITS); Vehicular Communications; Basic Set of Applications; Facilities layer protocols and communication requirements for infrastructure services", 2016
- [5] ISO: ISO/TS 19091:2017. "Intelligent transport systems -- Cooperative ITS -- Using V2I and I2V communications for applications related to signalized intersections", 2017
- [6] Santos, S., J.E. Faria, F. Soares, R. Araujo and U. Nunes (2003). Tracking of Multi-Obstacles with Laser Range Data for Autonomous Vehicles. In: Proc. 3rd National Festival of Robotics Scientific Meeting (ROBOTICA), pp. 59-65, Lisbon, Portugal.
- [7] "Pedestrian Recognition and Tracking of Vehicles using a vehicle based Multilayer Laserscanner" Proceedings of ITS World Congress on Intelligent Transport Systems, ITS 2003 Madrid
- [8] R. MacLachlan and C. Mertz, "Tracking of Moving Objects from a Moving Vehicle Using a Scanning Laser Rangefinder," 2006 IEEE Intelligent Transportation Systems Conference, Toronto, Ont., 2006, pp. 301-306.
- [9] P. J. Besl and N. D. McKay, "A method for registration of 3-D shapes," in IEEE Transactions on Pattern Analysis and Machine Intelligence, vol. 14, no. 2, pp. 239-256, Feb. 1992.
- [10] Bertsekas, D.P.: 'Linear Network Optimization: Algorithms and Codes', The MIT Press, Cambridge, Mass., 1991.
- [11] S.S. Blackman, Multiple Target Tracking with Radar Applications, Norwood, MA: Artech House, 1986
- [12] C. Gackstatter, P. Heinemann, S. Thomas, G. Klinker, Stable Road Lane Model Based on Clothoids, Advanced Microsystems for Automotive Applications Springer, 2010, Part 3, 133-143
- [13] E. D. Dickmanns, B. D. Mysliwetz, 'Recursive 3-D road and relative ego-state recognition', IEEE Transactions on pattern analysis and machine intelligence, 1992, 14, (2), pp. 199-213.
- [14] Löper, Christian; Flemisch, Frank O. (2009): Ein Baustein für hochautomatisiertes Fahren: Kooperative, manöverbasierte Automation in den Projekten H-Mode und HAVEit. In: Christoph Stiller und Markus Maurer (Hg.): 6. Workshop Fahrerassistenzsysteme. Karlsruhe: Freundeskreis Mess- und Regelungstechnik Karlsruhe e.V., S. 136-146.
- [15] C. Löper et al., "Automated valet parking as part of an integrated travel assistance," 16th International IEEE Conference on Intelligent Transportation Systems (ITSC 2013), The Hague, 2013, pp. 2341-2348.

- [16] Flemisch, Frank und Heesen, Matthias und Hesse, Tobias und Kelsch, Johann und Schieben, Anna und Beller, Johannes (2012) Towards a dynamic balance between humans and automation: authority, ability, responsibility and control in shared and cooperative control situations. *Cognition, Technology and Work*. Volltext nicht online.
- [17] Flemisch, Frank und Schieben, Anna und Strauss, Matthias und Lüke, Stefan und Heyden, Anna (2011) Design of human-machine interfaces for highly automated vehicles in the EU-project HAVEit. In: *Proceedings 14th International Conference on Human-Computer Interaction*. Springer. 14th International Conference on Human-Computer Interaction, 9.-14.7.2011, Orlando
- [18] Haus, Raphael und Kettwich, Carmen und Temme, Gerald und Schieben, Anna (2016) Grün oder Rot – wann werde ich ankommen? *AAET 2016*, 10.2-11.12.16, Braunschweig, Deutschland.
- [19] Kettwich, Carmen und Haus, Raphael und Temme, Gerald und Schieben, Anna (2016) Validation of an interaction concept indicating the status of the traffic light signal in the context of automated driving in urban environment. 2016 IEEE Intelligent Vehicles Symposium, 99.-22. Juni 2016, Göteborg, Schweden.
- [20] Schieben, Anna und Flemisch, Frank und Temme, Gerald und Köster, Frank (2011) What happens when I push the accelerator pedal? Exploration and proposal for the design of driver-initiated transitions between different automation modes in a highly automated vehicle. In: *VDI Berichte 2134*, Seiten 1-21. VDI Verlag GmbH. *Der Fahrer im 21. Jahrhundert*, 8.11.-9.11.2011, Braunschweig. ISBN 978-3-18-092134-1 ISSN 0083-5560

Parameteridentifikation der Längs- und Querdynamik des Modulträgers Elektrofahrzeugs „BugEE“ anhand standardisierter Fahrmanöver

M.Sc. Hannes Heidfeld ¹⁾, Dr.-Ing. Martin Schünemann ²⁾, Prof. Dr.-Ing. Roland Kasper ³⁾

¹⁾ Institut für Mobile Systeme, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Deutschland, hannes.heidfeld@ovgu.de, +49 391 67 52668

²⁾ Institut für Mobile Systeme, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Deutschland, martin.schuenemann@ovgu.de, +49 391 67 52952

³⁾ Institut für Mobile Systeme, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Deutschland, roland.kasper@ovgu.de, +49 391 67 58606

Zusammenfassung

Die Verwendung modellgestützter Methoden und Simulationswerkzeuge bei der Entwicklung neuer Systeme und Funktionen ist in der Automobilbranche heute weit verbreitet. Dem Zeit- und Kostenaufwand für die Modellierung und Parametrierung stehen potenzielle Einsparungen insbesondere während der Funktionstests gegenüber. Zur Durchführung einer modellgestützten Funktionsentwicklung und prototypischen Implementierung einer Fahrzustandsbeobachtung und Fahrdynamikregelung am Modulträger Elektrofahrzeug „BugEE“ sind Modelle der Längs- und/oder Querdynamik erforderlich. Neben der eigentlichen mathematischen Modellierung kommt der Identifikation dieser Modelle eine große Bedeutung zu. In diesem Beitrag wird die Vorgehensweise zur Ermittlung der Parameter für die Modellierung der Längs- und Querdynamik des Modulträgers „BugEE“ mit Hilfe mathematischer Optimierungsverfahren vorgestellt. Auf die Beschreibung der zugrundeliegenden Modelle und deren Parameter folgt die Erläuterung der durchgeführten Fahrversuche, die auf standardisierten und synthetischen Fahrmanövern basieren. Die hierbei erfassten Messwerte werden in der Parameteroptimierung als Referenzgrößen zur Quantifizierung des Modellfehlers im Kostenfunktional herangezogen, in der die quadratischen Abweichungen zwischen den gemessenen und modellbasiert ermittelten Werten aufsummiert werden. Anhand weiterer Messreihen erfolgt abschließend der Validierung der identifizierten Modelle.

Schlüsselwörter: Fahrdynamik, Längsdynamik, lineares Einspurmodell, Parameteridentifikation

1. Einleitung

Bei der Entwicklung neuer Produkte und Funktionen ist heute die Verwendung modellgestützter Methoden und Simulationswerkzeuge in der Automobilindustrie weit verbreitet. Die zu Beginn erforderliche Modellierung und Parametrierung ist zwar mit einem erhöhten Zeit- und Kostenaufwand verbunden, bringt jedoch im Verlauf der Entwicklung und insbesondere während der Funktionstests wesentliche Vorteile mit sich. Neben dem Einsatz des Modells in simulationsgestützten Auslegungsverfahren werden beispielsweise Hardware-in-the-Loop (HiL) Tests ermöglicht, die weitaus zeit- und kosteneffizienter als vollständige Prototypentests dargestellt werden können. Gleichzeitig wird der Aufwand zur Vorbereitung und Durchführung der Versuche reduziert und eine zuverlässige Reproduzierbarkeit der Testbedingungen ermöglicht, was vor Allem für Fahrversuche bzw. Funktionstests im Fahrzeug zutrifft.

Ein interessanter Anwendungsfall ist die Funktionsentwicklung und prototypische Implementierung am Modulträger Elektrofahrzeug „BugEE“ [1]. Das Fahrzeug ist mit elektrischen Einzelradantrieben in Form von Radnabenmotoren [1] ausgestattet, wodurch eine präzise, hochdynamische und energieeffiziente Regelung des Drehmoments individuell an jedem Rad ermöglicht wird [2]. Aufgrund der höheren Messwertauflösung im Vergleich zu konventionellen Raddrehzahlsensoren und einer genauen Kenntnis des Antriebsmomentes am Rad werden neue Konzepte und Methoden der Fahrzustandsbeobachtung und Fahrdynamikregelung realisierbar [2], [3], [4], [5]. Hierzu sind je nach Anwendungsfall Modelle der Längs- und/oder Querdynamik des Modulträgers „BugEE“ mit unterschiedlichen Detailgraden erforderlich. Neben der eigentlichen mathematischen Modellierung der Fahrzeugdynamik ist die Identifikation der Modellparameter notwendig.

Für häufig verwendete Fahrzeugmodelle mit wenigen Freiheitsgraden, bspw. dem linearen Einspurmodell, werden in der Literatur Methoden zur Parameteridentifikation bereits ausreichend diskutiert [6], [7]. Damit einhergehend wird die Durchführung standardisierter Fahrmanöver zur Ermittlung der erforderlichen Messwerte vorgeschlagen, um den Prozess der Parameteridentifikation möglichst effizient und zuverlässig zu gestalten, da eine einheitliche Datenbasis für verschiedene Fahrzeuge bereitgestellt wird. Darüber hinaus können z.B. aus den Messwerten Querbeschleunigung, Gierrate, Lenkwinkel sowie Längs- und Quergeschwindigkeit während einer

Konstantkreisfahrt die relative Schwerpunktlage und Schräglaufsteifigkeiten des linearen Einspurmodells ermittelt werden [6].

Im vorliegenden Beitrag wird die Parameteridentifikation der Längs- und Querdynamik des Modulträgers „BugEE“ unter Verwendung standardisierter und synthetischer Fahrmanöver vorgestellt. Zunächst werden die zu parametrierenden Modelle der Fahrdynamik und deren Verwendungszweck zusammenfassend beschrieben sowie die durchzuführenden Fahrversuche und dabei zu erfassenden Messwerte diskutiert. Daraufhin werden das Vorgehen bei der Ermittlung der Modellparameter mit Hilfe der Parameteroptimierung und die anschließende Validierung anhand weiterer Fahrmanöver bzw. Kenngrößen, z.B. der Gierversärkung, dargestellt.

2. Modellierung der Fahrzeugdynamik

2.1 Rad- und Reifenmodell

Abgeleitet von der Drehimpulsbilanz um die Radnabe ergibt sich die Bewegungsdynamik des Rades (Abbildung 1a). Diese wird mittels der Raddrehzahl $\omega_{w,i}$, dem Massenträgheitsmoment J_w , Antriebsmoment $M_{w,i}$, dem Bremsmoment $M_{B,i}$ und der Rollwiderstandkraft $F_{R,i}$ [8] nach Gleichung (1) und (2) modelliert. An der Kontaktfläche des Reifens mit der Fahrbahn wird die Reifenkraft $F_{wx,i}$ übertragen.

$$J_w \dot{\omega}_{w,i} = M_{M,i} - M_{B,i} - r_{dyn} F_{wx,i} - r_{dyn} F_{R,i} \quad i: \{fl, fr, rl, rr\} \quad (1)$$

$$F_{R,i} = (f_{Rw0} - f_{Rw1} v_x) \cdot F_{wz,i} \quad (2)$$

$$r_{dyn} \approx \frac{2}{3} r_0 + \frac{1}{3} r_{stat} \quad (3)$$

Für die Reibung werden ein statischer und ein linear geschwindigkeitsabhängiger Anteil mit jeweils konstanten Parametern berücksichtigt. Dies ist ein Näherungsmodell, da die Rollreibung von weiteren Größen, wie Reifeninnendruck und -temperatur, sowie der Radlast abhängig ist [9]. Ein quasistatischer Ansatz wird zur

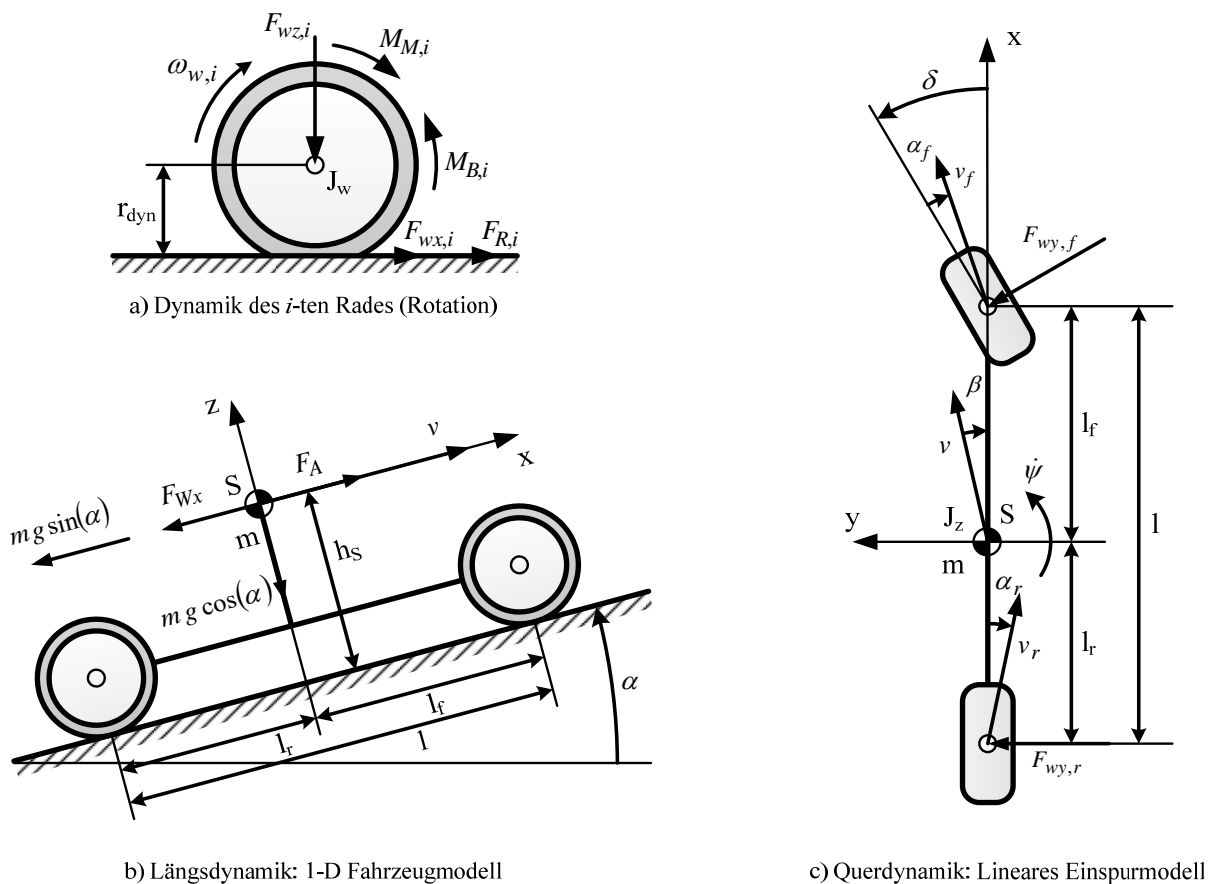


Abbildung 1: Raddynamik (a) sowie Längsdynamik (b) und Querdynamik (c) des Fahrzeuges

Berechnung der Radlasten verwendet [5], [10], [4]. Der Radius des rollenden Rades wird durch den dynamischen Reifenrollradius r_{dyn} abgebildet, der sich näherungsweise aus dem unbelasteten Reifenradius r_0 und dem statisch belasteten Radradius r_{stat} berechnet (siehe Gleichung (3)).

2.2 Fahrzeuglängsdynamik

Als Grundlage für das verwendete Längsdynamikmodell dient die aus der Impulsbilanz abgeleitete Bewegungsgleichung des Fahrzeugs entlang der x-Achse entsprechend (4), wobei angenommen wird, dass das Fahrzeug geradeaus fährt und somit Lenkwinkel und Gierrate gleich Null sind (Abbildung 1b). Zudem werden die Nick- und Wankbewegungen des Fahrzeugs als vernachlässigbar klein angenommen. Mit F_{Wx} wird die von der Fahrzeuglängsgeschwindigkeit v_x , der Windgeschwindigkeit v_W und dem Anströmwinkel τ_W abhängige Luftwiderstandskraft bezeichnet ((5), (6) und (7)) [11]. Weiterhin greift die vom Fahrbahnsteigungswinkel α , der Fahrzeugmasse m und der Fallbeschleunigung g abhängige Hangabtriebskraft am Fahrzeug an. Es wird weiterhin angenommen, dass die Räder starr am Fahrzeug befestigt und über die Reifenlängskräfte \underline{F}_{wx} mit der Aufbaudynamik gekoppelt sind (siehe Gl. (8)).

$$m\dot{v}_x = F_A - F_{Wx} + \sin(\alpha) mg \quad (4)$$

$$v_R = \sqrt{v_x^2 + v_W^2 + 2v_x v_W \cos(\tau_W)} \quad (5)$$

$$\tau_R = \arcsin\left(\frac{v_W}{v_R} \sin(\tau_W)\right) \quad (6)$$

$$F_{Wx} = \frac{\rho}{2} c_x(\tau_R) A_W v_R^2 \quad (7)$$

$$F_A = F_{wx,fl} + F_{wx,fr} + F_{wx,rl} + F_{wx,rr} \quad (8)$$

2.3 Fahrzeugquerdynamik

Das lineare Einspurmodell beschreibt die physikalischen Zusammenhänge der Querdynamik eines Kraftfahrzeuges unter der Annahme, dass die Räder einer Achse zu einem Rad in der Achsmittle zusammengefasst werden. Zudem werden die Fahrzeuggesamtmasse im Schwerpunkt konzentriert und die Schwerpunktlängsgeschwindigkeit als konstant betrachtet. Hieraus folgt, dass die Hub-, Nick- und Wankbewegungen des Fahrzeugaufbaus vernachlässigt werden und eine konstante Verteilung der Radlasten angenommen wird, weshalb dieses Modell nur für Querbewegungen unterhalb von 4 m/s^2 gültig ist [6], [8], [11]. Trotzdem findet das lineare Einspurmodell eine breite Anwendung, insbesondere wenn hohe Echtzeitanforderungen gestellt werden, da der Modellierungs- und Parametrierungsaufwand verglichen mit komplexeren Zweispurmodellen geringer ausfällt. Gleichzeitig können aus den Modellgleichungen grundlegende Aussagen zum Fahrverhalten des Fahrzeuges bei Kurvenfahrten abgeleitet werden. Zur Beschreibung der Querdynamik werden die Differentialgleichung des Schwimmwinkels β und der Gierrate $\dot{\psi}$ gemäß der Skizze in Abbildung 1c abgeleitet:

$$m v \cdot \dot{\beta} = c_{\alpha_f} \cdot \delta - (m v^2 + c_{\alpha_f} l_f - c_{\alpha_r} l_r) \cdot \frac{\dot{\psi}}{v} - (c_{\alpha_f} + c_{\alpha_r}) \cdot \beta \quad (9)$$

$$J_z \cdot \dot{\psi} = c_{\alpha_f} l_f \cdot \delta - (c_{\alpha_f} l_f^2 + c_{\alpha_r} l_r^2) \cdot \frac{\dot{\psi}}{v} - (c_{\alpha_f} l_f - c_{\alpha_r} l_r) \cdot \beta \quad (10)$$

Die Herleitung der linearen Differentialgleichungen wird durch die Einführung eines linearen Reifenmodells für die Querkraft mit den Schräglauflastigkeiten c_{α_f} und c_{α_r} als Proportionalitätskonstanten sowie das Anwenden der Kleinwinkelnäherung für die Schräglauflastigkeiten α_f und α_r ermöglicht. Da die Fahrzeuggeschwindigkeit v konstant ist, stellt der Lenkwinkel δ die Eingangsgröße des dynamischen Systems dar. Zusätzlich zu den Zustandsgrößen Schwimmwinkel und Gierrate wird die Querbewegung a_y als Ausgangsgröße bestimmt, wobei ein Durchgriff des Lenkwinkels vorliegt.

$$a_y = \frac{c_{\alpha_f}}{m} \cdot \delta - \frac{c_{\alpha_r} l_r - c_{\alpha_f} l_f}{m} \cdot \frac{\dot{\psi}}{v} - \frac{c_{\alpha_f} + c_{\alpha_r}}{m} \cdot \beta \quad (11)$$

Die linearen Systemgleichungen in den Gleichungen (9), (10) und (11) können zur weiteren Verwendung in die Zustandsraumdarstellung überführt werden. Weitere Information und eine Analyse der Systemdynamik kann beispielsweise [8] entnommen werden.

3. Fahrversuche

3.1 Standardisierte und synthetische Fahrmanöver

Zur Erfassung der erforderlichen Messdaten für die Durchführung einer Parameteridentifikation von Fahrzeugmodellen eignen sich standardisierte und synthetische Fahrmanöver, da eine zielgerichtete Anregung der Längs- oder der Querdynamik des Fahrzeuges ohne deren gegenseitige Beeinflussung vorgenommen wird. Im Falle der Fahrzeuglängsdynamik wurden neben Ausrollversuchen zur Ermittlung der Fahrwiderstände Hochlaufversuche der Antriebe durchgeführt, um das dynamische Modell des Antriebsstrangs zu parametrieren (vgl. [12]). Vorrangig querdynamische Anregungen des Fahrzeuges wurden mittels Konstantkreisfahrt und Slalomfahrten erzielt. Dabei musste hauptsächlich durch eine Reduzierung der Geschwindigkeit von den standardisierten Vorgaben abgewichen werden, da für die Versuchsfahrten kein ausgebildeter Testfahrer und keine abgegrenzte und entsprechend große Fahrdynamikfläche zur Verfügung standen. Die zur Parameteroptimierung herangezogenen Fahrmanöver werden im Folgenden kurz erläutert, die zusammen mit den hierbei erfassten Messwerten in Tabelle 1 nochmals aufgelistet sind.

Hochlaufversuch

Für die später durchgeführte Identifikation des Längsdynamikmodells ist die Kenntnis der Massenträgheitsmomente der rotierenden Antriebskomponenten notwendig. Diese rotierenden Komponenten sind das Rad, der Rotor des Radnabenmotors und die Bremsscheibe. Ziel des Hochlaufversuchs ist es, die Summe der Massenträgheitsmomente der genannten Komponenten für jedes Rad am Fahrzeug zu bestimmen. Zu diesem Zweck wird das entlastete Rad beschleunigt und der Verlauf der Raddrehzahl gemessen. Nach dem Wegfallen des Antriebsmoments verringert sich die Raddrehzahl aufgrund der Lagerreibung und der Restreibung der Betriebsbremse bis zum Stillstand. Aufgrund der Tatsache, dass das Rad entlastet ist, sind die Radlasten $F_{wz,i}$ und somit die Rollreibungskräfte $F_{R,i}$ gleich Null. Um die Reibung von Radlagern und Bremse abzubilden, wird Gleichung (1) modifiziert und für diesen Versuch ein raddrehzahlabhängiges Reibmoment eingeführt. Damit ergibt sich das Raddynamikmodell nach Gleichung (12). Da vorne und hinten jeweils unterschiedliche Radnabenmotoren verbaut sind und die Reibungseigenschaften der Betriebsbremse an jedem Rad unterschiedlich sein können, wird für jedes Rad ein separater Satz an Parametern $[J_{w,i}; f_{L0,i}; f_{L1,i}]$ geschätzt.

$$J_{w,i}\dot{\omega}_{w,i} = M_{M,i} - f_{L0,i} - f_{L1,i}\omega_{w,i} \quad (12)$$

Ausrollversuch

Die bestimmenden Parameter der Fahrzeuglängsdynamik sind die Fahrzeugmasse m , die Massenträgheitsmomente des Antriebs und der Räder J_w , der dynamische Radrollradius r_{dyn} , der Luftwiderstandsbeiwert c_w , die Fahrzeugstirnfläche A_w und die Rollreibungskoeffizienten f_{Rw0} und f_{Rw1} . Um einen Teil dieser Parameter zu ermitteln, wird ein Ausrollversuch genutzt, bei dem das Fahrzeug von einer Startgeschwindigkeit aus ohne Antriebs- und Bremsmoment auf gerader, ebener Strecke bis zum Stillstand ausrollt. Weiterhin ist eine minimale Windgeschwindigkeit erforderlich. Bei dem Versuch werden die Fahrzeuglängsgeschwindigkeit und – beschleunigung gemessen. Aufgrund der Geradeausfahrt ist die Gierrate gleich Null und die gemessene Längsbeschleunigung a_x setzt sich entsprechend Gleichung (13) zusammen. Dabei muss berücksichtigt werden, dass der Beschleunigungssensor einem während des Versuchs als konstant angenommenen Messfehler $a_{x,offset}$ unterliegt, welcher aus den Sensoreigenschaften und möglichen Einbaulagefehlern resultiert. Mit den Annahmen nach Gleichung (14), sowie (1), (4), (5), (7), (8) und (13) kann eine einzige Längsdynamikgleichung nach (15) hergeleitet werden. Zwar sind am Versuchsfahrzeug vier identische Reifen verbaut, allerdings können analog zu den Reibungseigenschaften der Antriebe die Rollreibungsparameter und der dynamische Rollradius an jedem Rad unterschiedlich sein. Im Ausrollversuch wird allerdings nur die Summe der Rollwiderstandskräfte aller Räder ermittelt, da diese gleichzeitig auf die Fahrzeuglängsdynamik wirken. Um genauere Aussagen zu den radindividuellen Rollwiderstandskräften zu erhalten, kann ein Versuch auf einem Reifentrommelprüfstand durchgeführt werden [9]. Weitere Verfahren zur experimentellen Bestimmung des Reifenrollwiderstands sind in [13] und [14] beschrieben. Im Vorfeld des Ausrollversuchs lassen sich die Parameter m , r_{dyn} und J_w bestimmen. Während die Fahrzeuggesamtmasse durch Wiegen ermittelt werden kann, berechnet sich der dynamische Radrollradius r_{dyn} näherungsweise entsprechend Gleichung (3). Der Wert für J_w ist aus dem zuvor durchgeführten Hochlaufversuch bekannt. Im Ausrollversuch sind dann noch die Fahrwiderstandsparameter f_0 , f_1 , f_2 und der Sensoroffset $a_{x,offset}$ zu bestimmen.

$$a_x = \dot{v}_x - \sin(\alpha)g + a_{x,offset} \quad (13)$$

$$M_{w,i} = 0; M_{B,i} = 0; v_w \approx 0; v_x \geq 0; v_x \approx r_{dyn}\omega_{w,i}; c_x = c_w; \alpha = 0; \sum F_{wz,i} = mg \quad (14)$$

$$\left(m + \frac{\sum J_{w,i}}{r_{dyn}^2}\right)(a_x - a_{x,offset}) = -f_0 - f_1 v_x - f_2 v_x^2 \quad (15)$$

$$f_0 = f_{Rw0}mg; f_1 = f_{Rw1}mg; f_2 = \frac{\rho}{2}c_w A_w$$

Konstantkreisfahrt

Bei der Konstantkreisfahrt handelt es sich um ein querdynamisches Fahrmanöver zur Bewertung des Kurvenfahrverhaltens, welches auf der „Stationären Kreisfahrt“ gemäß ISO 4138 basiert. Das Fahrzeug wird ebenfalls auf einer Kreisbahn mit konstantem Radius bewegt, während die Fahrgeschwindigkeit sukzessiv bis zum Erreichen der Fahrzeuginstabilität erhöht wird [5]. Um die hierfür nötige Geschwindigkeit unterhalb von 60 km/h zu halten, wurde im Gegensatz zur ISO 4138 ein geringerer Kurvenradius von 20 m gewählt. Durch das vorsichtige Herantasten an die Stabilitätsgrenze werden die Zustandsgrößen des linearen Einspurmodells über den gesamten Bereich der Querbeschleunigungen abgefahren. Da die zeitlichen Änderungen der Gierrate und des Schwimmwinkels dabei gering ausfallen, können stationäre Kenngrößen, beispielsweise die Gierverstärkung K_ψ , ermittelt werden [6].

$$K_\psi = \left. \frac{\dot{\psi}}{\delta} \right|_{stat} = \frac{v}{1 + \frac{m(c_{ar}l_r - c_{af}l_f)}{c_{af}c_{ar}l} v^2} \quad (16)$$

Aus den Modellgleichungen des linearen Einspurmodells in (9) bis (11) sowie Gleichung (16) können die messtechnisch zu erfassenden Eingangs- und Ausgangsgrößen ermittelt werden (vgl. Tabelle 1). Hieraus lassen sich verschiedene Parametersätze abhängig von den bekannten Größen ermitteln [6], wobei die Fahrzeugmasse m aus den vorherigen Versuchen bekannt ist. Folglich werden die Schräglaufsteifigkeiten c_{af} und c_{ar} sowie die relative Lage des Schwerpunktes durch die Identifikation von l_f oder l_r bestimmt, wenn der Radstand l aus Messungen bekannt ist [6].

Slalom

Für einen Slalom werden in einer Reihe stehende Pylonen mit gleichmäßigem Abstand bei möglichst konstanter Geschwindigkeit wechselseitig umfahren. Zwar existiert für den Versuchsaufbau und die Durchführung der Versuchsfahrt keine international standardisierte Norm, jedoch kann sich an das Vorgehen des Sinuswedeltests nach ISO 7401 angelehnt werden. Gewöhnlich wird ein Abstand von 18 m zwischen den Pylonen gewählt [9]. Damit die resultierenden Querbeschleunigungen bei Geschwindigkeiten um 60 km/h nicht zu hoch werden, wurde im vorliegenden Fall der Abstand auf 25 m erhöht. Das Fahren eines Slaloms bewirkt im Gegensatz zur Konstantkreisfahrt eine instationäre Anregung der Querdynamik und erhöht die Empfindlichkeit der Modellparameter in der Zeitantwort, die die Eigenwerte des Systems bestimmen. Im Falle der Gierdynamik des linearen Einspurmodells betrifft dies hauptsächlich die Fahrzeugmasse m und das Massenträgheitsmoment J um die Hochachse, wobei erneut m bekannt vorausgesetzt wird. Gemäß den Differentialgleichungen des linearen Einspurmodells in (9) bis (11) sind ebenfalls die Parameter c_{af} , c_{ar} sowie l_f oder l_r bei bekanntem Radstand l im Rahmen der Identifikation bestimmbar. Hierfür sind während des Fahrmanövers die gleichen Messwerte wie bei der Konstantkreisfahrt aufzuzeichnen (vgl. Tabelle 1).

3.2 Versuchsfahrzeug und Sensorik

Im Rahmen der Projektaktivitäten des Forschungs- und Transferschwerpunktes Automotive werden an der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg innovative Fahrzeug- und Antriebskonzepte sowie Fahrzeugkomponenten erforscht. Zusammen mit dem Institut für Kompetenz in AutoMobilität (IKAM GmbH) wurde zusätzlich der Modulträger Elektrofahrzeug „BugEE“ für den Einsatz in Forschung und Lehre entwickelt, wodurch ein leicht erweiterbarer Versuchsträger zum Entwickeln und Testen unter realen Einsatzbedingungen zur Verfügung steht.

Tabelle 1: Übersicht der Fahrmanöver mit den dabei aufgenommenen Messsignalen

Messwert	Hochlauf	Ausrollen	Kreis	Slalom
Längsbeschleunigung		X		
Querbeschleunigung			X	X
Längsgeschwindigkeit		X	X	X
Quergeschwindigkeit			X	X
Gierrate			X	X
Schwimmwinkel			X	X
Lenkradwinkel			X	X
Raddrehzahlen	X			
Antriebsdrehmomente	X			

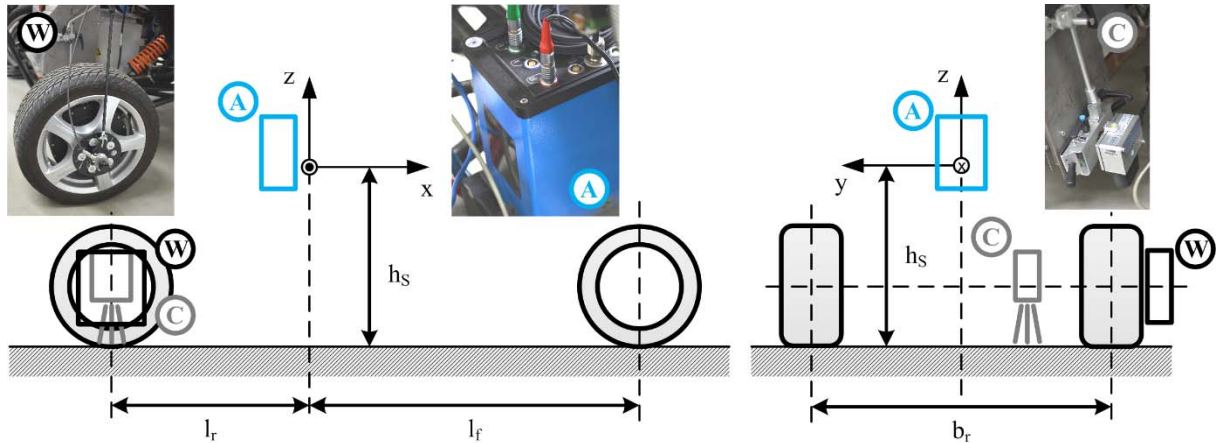


Abbildung 2: Schematische Darstellung der Einbaulage der Referenzsensoren im Modulträger „BugEE“ ADMA-G EntryLevel (A), Correvit® S350 (C) und WPT-Raddrehzahlsensor (W) [5]

Die Besonderheit des Fahrzeuges stellt der elektrische Einzelradantrieb mit vier individuell steuerbaren Radnabenmotoren dar, der die Untersuchung neuer Konzepte zur Fahrzustandsschätzung und Fahrdynamikregelung ermöglicht. Weitere Informationen zum grundlegenden Aufbau des Fahrzeuges und den verbauten Komponenten kann [1] entnommen werden. Zur Erfassung bzw. Schätzung des Fahrzustandes ist der Modulträger „BugEE“ mit einer Vielzahl Sensoren ausgestattet. Hierzu zählen serienmäßig in Fahrzeugen eingesetzte Sensoren zur Erfassung des Lenkradwinkels (*Bosch LWS3.1*) als auch der Längs-, Quer- und Vertikalbeschleunigung sowie der Wank- und Gierrate (*Bosch Sensorcluster DRS-MM5*). Darüber hinaus stellen die Motorcontroller der Radnabenantriebe (*Sevcon Gen4*) mittels CAN-Bus die Drehzahl und das Drehmoment an jedem Rad bereit. Zusätzlich werden zur Referenzwerterfassung Sensorsysteme mit vergleichsweise höherer Genauigkeit eingesetzt. Diese sind eine GPS-gestützte Kreismessplattform (*Genesys Elektronik GmbH ADMA-G-EntryLevel*), ein zweiachsiger optischer Geschwindigkeitssensor (*Kistler Correvit® S350*) und ein Raddrehzahlsensor (*Kistler WPT*). Die schematische Darstellung der Einbaulagen ist in Abbildung 2 dargestellt. Mit Hilfe der Referenzsensoren werden die translatorischen Beschleunigungen, Geschwindigkeiten und die Position des Fahrzeugschwerpunktes sowie die Winkelgeschwindigkeiten um alle drei Raumachsen und die Kardanwinkel erfasst. Bei der optischen Messung der Geschwindigkeit in Längs- und Querrichtung mit Hilfe des *Correvit® S350* ist zu beachten, dass das System erst Geschwindigkeitswerte ab einer Längsgeschwindigkeit von 0,5 km/h liefert. Aufgrund der relativen Lage des *Correvit* zum Schwerpunkt des Fahrzeuges muss die gemessene Geschwindigkeit in den Schwerpunkt transformiert werden. Sämtliche Fahrzeugsensoren und die Referenzsensoren sind mit einer CAN-Schnittstelle ausgestattet, wodurch die Messwerterfassung und Auswertung mit einem ebenfalls am CAN-Bus angeschlossenen frei programmierbaren Steuergerät (*dSpace GmbH MicroAutoBox II*) mit einer Abtastzeit von 1 ms durchgeführt werden können.

4. Parameteridentifikation

Die Identifikation der Parameter statischer und dynamischer Systeme kann durch die Methode der kleinsten Quadrate erfolgen. Dabei handelt es sich um ein Optimierungsproblem, bei dem die Kostenfunktion der Residuen w_j über die Anzahl der Zeitschritte m

$$f(\underline{x}) = \frac{1}{2} \|\underline{w}(\underline{x})\|^2 = \frac{1}{2} \sum_{j=1}^m w_j^2(\underline{x}) \quad (17)$$

minimiert wird [15]. Der gesuchte Parametervektor wird mit \underline{x} bezeichnet und die Residuen berechnen sich aus der Differenz von Mess- und den Modellwerten am Zeitpunkt j entsprechend Gleichung (18).

$$w_j(\underline{x}) = y_{\text{Messung},i} - y_{\text{Modell},i} \quad (18)$$

Zur Lösung des nichtlinearen Optimierungsproblems kann das Gauß-Newton-Verfahren verwendet werden [15], welches in der *Matlab/Simulink Parameter Estimation Toolbox* des Herstellers Mathworks implementiert ist. Bei der Durchführung der Optimierung ist es, neben der Erstellung des Simulationsmodells, notwendig die Startlösung und die Nebenbedingungen für die gesuchten Parameter anzugeben. Da das Verfahren lokale Minima ermittelt, ist das Ergebnis von der Wahl der Startlösung abhängig [15]. Deshalb werden die Startwerte der Parameter und deren Wertebereich in den Nebenbedingungen auf der Basis physikalischer und technischer Vorkenntnisse gewählt und schränken den Lösungsraum ein.

Hochlaufversuch

Während der Durchführung des Hochlaufversuchs wurden die entlasteten Räder mit 10% des Motornennmoments, was 15 Nm an den Vorderrädern und 29,1 Nm an den Hinterrädern entspricht, für eine Dauer von ca. 5 s beschleunigt. Dabei erreichen die Vorderräder Drehzahlen zwischen 450 und 500 U/min und die Hinterräder zwischen 880 und 920 U/min. Die Maximaldrehzahl der Motoren liegt bei 1300 U/min, was einer Fahrzeuggeschwindigkeit von 135 km/h entspricht. Im Anschluss drehte sich das Rad frei bis zum Stillstand.

Als Startlösung für die Parameterschätzung wurde $J_{w,i} = 1 \text{ kgm}^2$ (basierend auf Kenntnis des Massenträgheitsmoments eines ähnlichen PKW-Rades), $f_{L0,i} = 1 \text{ Nm}$ und $f_{L1,i} = 0,1 \text{ Nms}$ (beliebig gewählt) festgelegt. Nach der Optimierung lagen die in Tabelle 2 aufgeführten Werte für die Parameter vor. Weiterhin sind in der Tabelle jeweils der Mittelwert und die Standardabweichung der Parameter für die Vorder- und Hinterachse aufgeführt. Einzig der statische Reibanteil zeigt eine größere Abweichung zwischen den linken und rechten Rädern, was im unterschiedlichen Reibverhalten der Betriebsbremsen begründet sein kann. Da die Motoren paarweise baugleich sind, sind auch die geschätzten Massenträgheitsmomente achsweise nahezu identisch. Die ermittelten Werte wurden anschließend mit einer weiteren Messung validiert. Abbildung 3 zeigt exemplarisch den Verlauf der Mess- und Modellwerte für das vordere rechte Rad, sowie die tiefpassgefilterten, auf die jeweiligen Maximaldrehzahlen normierten Residuen. Das Beschleunigungs- und Ausrollverhalten des Rades wird mit einem relativen Fehler unterhalb von 2% abgebildet.

Tabelle 2: Ergebnisse Parameterschätzung Hochlaufversuch

Parameter	fl	fr	rl	rr	\bar{x} vorne/hinten	σ vorne/hinten
f_{L0} [Nm]	2,41	3,52	2,14	3,17	2,97/2,66	0,79/0,73
f_{L1} [Nms]	0,13	0,12	0,09	0,09	0,13/0,09	0,01/0,00
J_w [kgm ²]	0,89	0,87	1,14	1,14	0,88/1,14	0,01/0,00

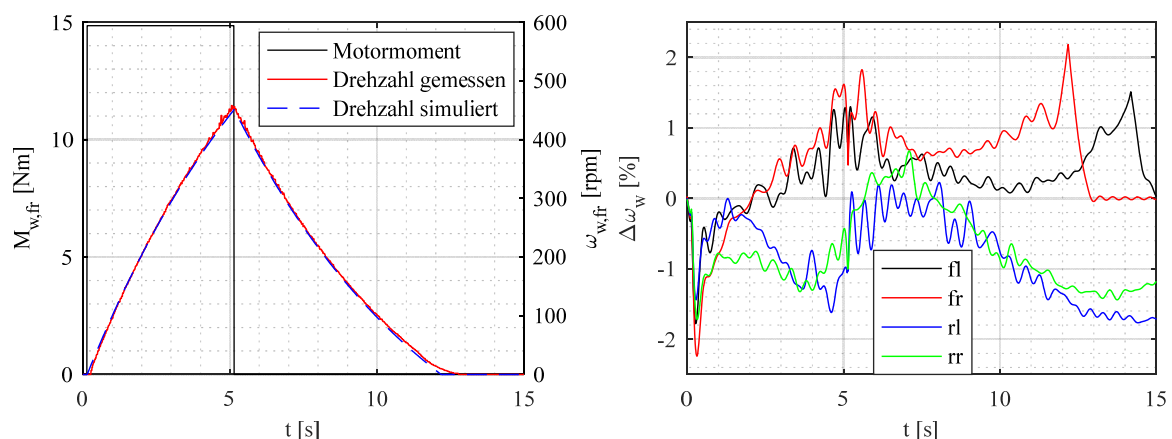


Abbildung 3: Ergebnisse Hochlaufversuch – Mess- und Simulationsgrößen (links), Modellfehler (rechts)

Ausrollversuch

Der Ausrollversuch wurde nach einer Reifenaufwärmphase mit Startgeschwindigkeiten zwischen 50 und 75 km/h auf einer ebenen, asphaltierten Fahrbahn bei ca. 21°C Außentemperatur und Windgeschwindigkeiten <5 km/h wiederholt durchgeführt. Höhere Startgeschwindigkeiten waren aufgrund der längeren Ausrollwege auf dem genutzten Testareal nicht möglich. Wie zuvor erwähnt, wurden die Fahrzeugmasse und der dynamische Rollradius vor der Parameterschätzung ermittelt. Weiterhin wurden Schätzwerte für die Luftdichte und die Frontalfläche des Fahrzeugs ermittelt (siehe Tabelle 3). Aufgrund der Ausführung der Karosserie des Versuchsfahrzeugs als teilweise verkleideter Gitterrohrrahmen wurde ein vergleichsweise hoher Startwert für den Luftwiderstandbeiwert $c_w = 0,8$ gewählt. Aus der Quelle [9] wurde als Startwert für $f_{Rw0} = 0,01$ übernommen. Die Startwerte für den Sensoroffset und den linearen Rollwiderstandskraftanteil wurden gleich Null festgelegt. Entsprechend Gleichung (15) ergeben sich dann $a_{x,offset} = 0g$, $f_0 = 75 \text{ N}$, $f_1 = 0 \text{ Ns/m}$ und $f_2 = 0,77 \text{ Ns}^2/\text{m}^2$ als Startwerte für die Parameterschätzung. Für die Parameter der Fahrwiderstandskraft wurde als Nebenbedingung festgelegt, dass diese größer als Null sind. Da die Messungen auf gleicher Strecke unter gleichen Bedingungen kurz hintereinander durchgeführt wurden, werden die Parameter gemeinsam optimiert.

Tabelle 3: Bekannte Parameter Ausrollversuch

Parameter	Wert
m [kg]	760
r_{dyn} [m]	0,275
ρ [kg/m ³]	1,2
A_w [m ²]	1,6

In Tabelle 4 sind die geschätzten Parameter dargestellt. Der Sensoroffset liegt im vom Hersteller angegebenen Bereich von $\pm 0,05$ g und für den Luftwiderstandsbeiwert ergibt sich aus der Schätzung für f_2 mit Gleichung (15) ein plausibler Wert von $c_w = 0,61$. Dieser liegt, wie erwartet, deutlich höher als bei Fahrzeugen mit geschlossener Karosserie [9]. Auch der aus dem geschätzten f_0 berechnete Rollwiderstandsbeiwert liegt mit $f_{Rw0} = 0,02$ über dem Wert aus der Literatur [9]. Dies ist möglicherweise mit einer nicht optimalen Einstellung der Lenkgeometrie zu begründen. In Abbildung 4 ist die Validierung des Modells mit den geschätzten Parametern an einer weiteren Messung zusammen mit den tiefpassgefilterten, auf die jeweiligen Maximalwerte normierten Fehlern dargestellt. Zur Verbesserung der Sichtbarkeit wurde das gemessene Beschleunigungssignal tiefpassgefiltert. Der zeitliche Verlauf der Längsgeschwindigkeit wird vom Modell mit maximal 1% und die Längsbeschleunigung mit maximal 2% relativer Abweichung abgebildet, wobei das Rauschen der Messwerte diese Werte stark beeinflusst. Im Mittel beträgt der Geschwindigkeitsfehler -0,05% mit einer Standardabweichung von 0,33% und der Beschleunigungsfehler 0,0003% mit einer Standardabweichung von 0,02%.

Tabelle 4: Ergebnisse der Parameterschätzung Ausrollversuch

Parameter	Wert
$a_{x,offset}$ [g]	-0,011
f_0 [N]	165,11
f_1 [Ns/m]	10,14
f_2 [Ns ² /m ²]	0,59

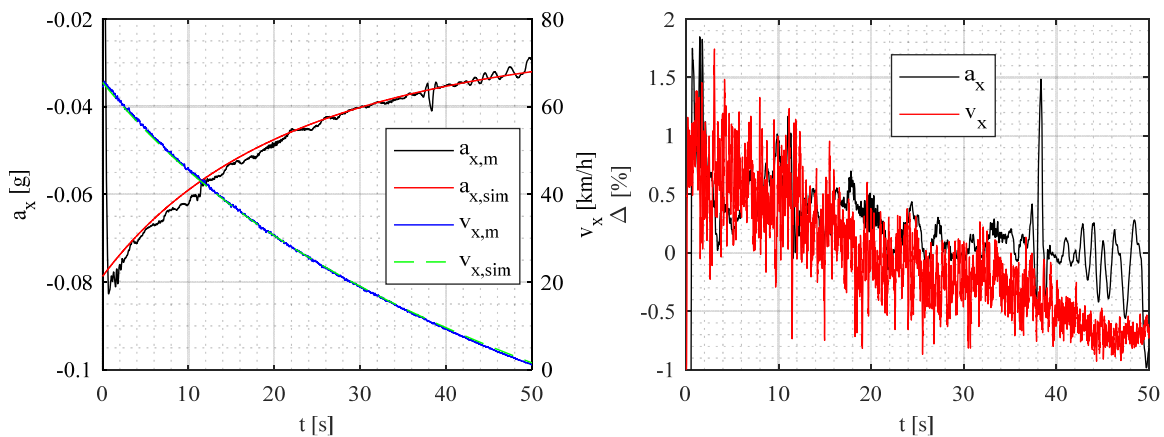


Abbildung 4 Ergebnisse Ausrollversuch – Mess- und Simulationsgrößen (links), Modellfehler (rechts)

Konstantkreisfahrt und Slalom

Gemäß den Erläuterungen in Abschnitt 3.1 wurden mehrere Versuche von Konstantkreisfahrten für beide Kurvenrichtungen sowie Slalomfahrten durchgeführt. Für die Parameteroptimierung werden die Anteile der Messreihen mit Beträgen der Querbewegungen über 5 m/s^2 ausgeblendet, da das lineare Einspurmodell in diesem Bereich nicht mehr gültig ist. Würden in der Optimierung Messwerte für höhere Querbewegungen in die Berechnung der Kostenfunktion einbezogen werden, würde das Ergebnis verfälscht werden, da das Modell trotzdem für diesen Bereich an den Messungen angenähert wird. Um gleichzeitig die Schräglaufsteifigkeiten, die Schwerpunktlage und das Massenträgheitsmoment um die Hochachse zu identifizieren, wurden die Messungen zweier Kreisfahrten und zweier Slalomfahrten verwendet.

Die Startwerte der Schräglaufsteifigkeiten wurden auf $c_{af} = 20 \text{ kN/rad}$ und $c_{ar} = 40 \text{ kN/rad}$ nach Richtwerten aus der Literatur und unter Berücksichtigung der vergleichsweise geringen Masse des Fahrzeuges festgelegt [6]. Durch Ersetzen des Abstandes der Vorderachse zum Schwerpunkt l_f in den Modellgleichungen durch die Beziehung $l_f = 1 - l_r$ und eines gemessenen Radstandes von 2,25 m muss lediglich der Abstand zur Hinterachse l_r bestimmt werden [6], der mit Hilfe der gemessenen Verteilung der Achslasten auf 0,99 m bestimmt wurde. Eine Abschätzung des Massenträgheitsmoments erfolgte über die empirische Näherungsformel aus [16] unter Verwendung des Radstandes sowie der Masse und Länge des Fahrzeuges und beträgt ca. 600 kgm^2 .

Die Werte des Schwerpunktabstandes zur Hinterachse und des Massenträgheitsmoments betragen nach der Parameteroptimierung $l_r = 0,953 \text{ m}$ beziehungsweise $J = 532 \text{ kgm}^2$. Eine Verschiebung des Schwerpunktes gegenüber der im Vorfeld gemessenen Achslasten kann auf die zusätzlichen Massen von Fahrer und Beifahrer zurückgeführt werden. Die Verringerung des Massenträgheitsmomentes gegenüber dem Startwert lässt sich anhand der Tatsache plausibilisieren, dass die empirische Näherungsformel in [16] auf Daten gewöhnlicher PKW basiert, deren Massenverteilung aufgrund des konventionellen Antriebsstrangs und dem Aufbau der Karosserie von der des „BugEE“ abweicht. Im Gegensatz dazu wurden die Schräglaufsteifigkeiten etwa um den Faktor 1,5 auf $c_{af} = 32,23 \text{ kN/rad}$ und $c_{ar} = 59,66 \text{ kN/rad}$ nach oben korrigiert.

Zur Validierung der optimierten Modellparameter werden die Messungen einer weiteren Konstantkreisfahrt und zweier Slalomfahrten genutzt, wobei diesmal der gesamte Querschleunigungsbereich abgefahren wird. Als Eingangsgrößen für das lineare Einspurmodell werden die Verläufe von Lenkwinkel und Geschwindigkeit des Fahrzeuges verwendet. Die Simulationsergebnisse einer Slalomfahrt sind mit den dazugehörigen Messungen in den Graphen in Abbildung 5 dargestellt. Hierbei ist erkennbar, dass die Modellwerte den Verlauf der Messungen im Mittel gut abbilden. Eine Auswertung der ermittelten absoluten Abweichungen ergaben Modellfehler von $0,09 \pm 0,30^\circ$ für den Schwimmwinkel, $-0,71 \pm 2,19^\circ/\text{s}$ für die Gierrate und $-0,43 \pm 0,65 \text{ m/s}^2$ für die Querschleunigung. Während die mittleren Abweichungen gering ausfallen, sind die hohen Werte der Standardabweichungen dem Messrauschen geschuldet, was insbesondere am Verlauf des Schwimmwinkels deutlich wird.

Abbildung 6 zeigt sowohl die Messwerte als auch die modellbasiert ermittelten Werte für die Gierverschärkung und den Schwimmwinkel in Abhängigkeit der Querschleunigung aus einer Konstantkreisfahrt. Beide Kenngrößen

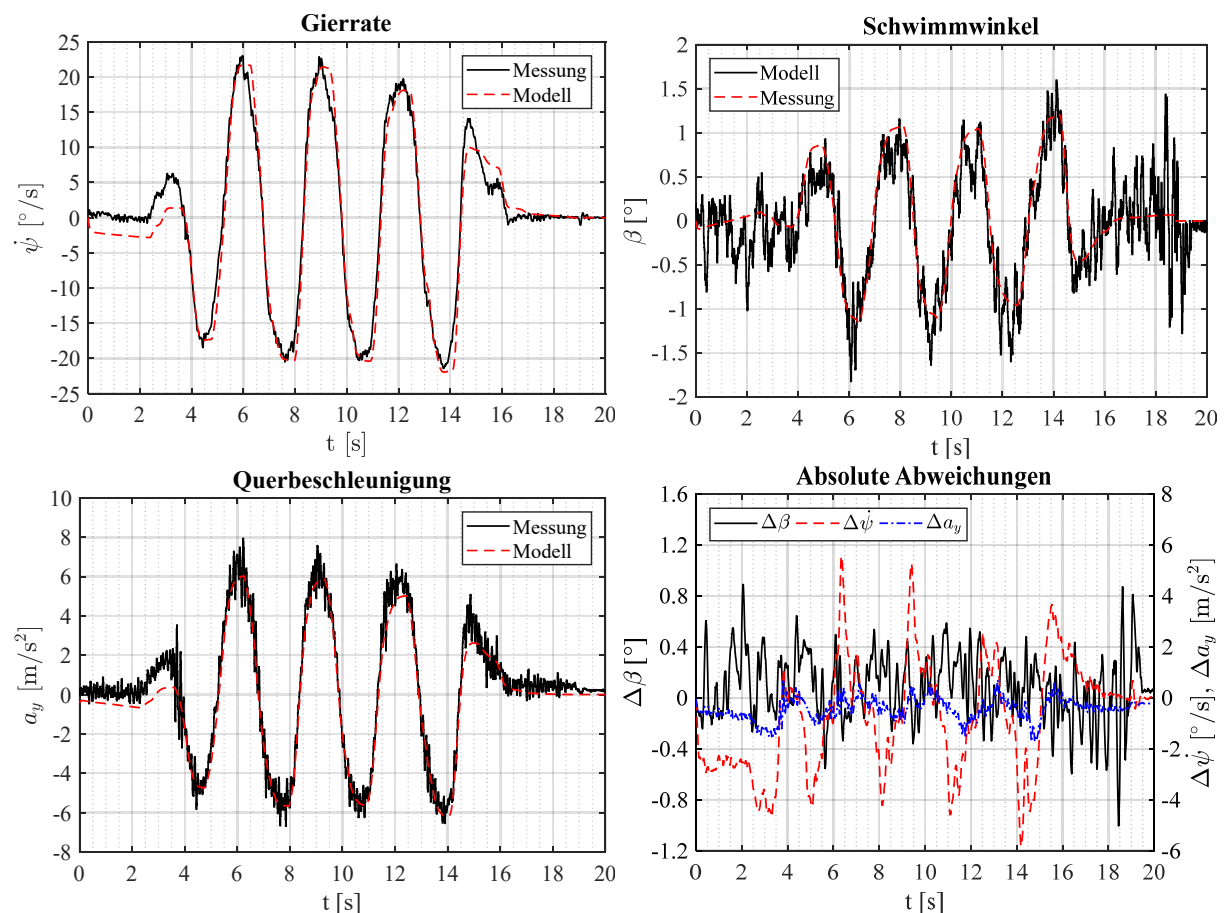


Abbildung 5: Ergebnisse Slalomfahrt – Mess- und Simulationsgrößen, Modellfehler (unten rechts)

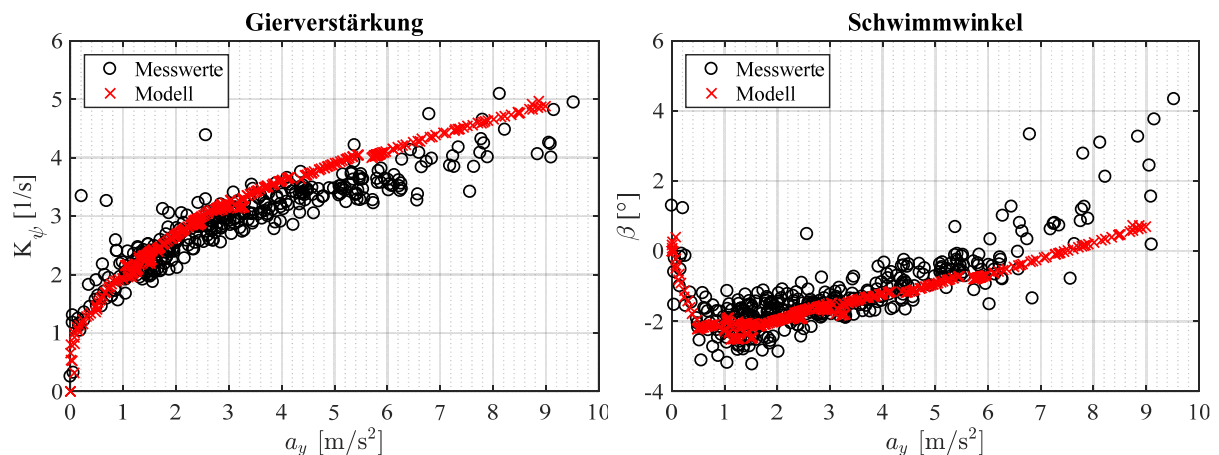


Abbildung 6: Ergebnisse Konstantkreisfahrt – Kenngrößen aus Messung und Simulation

werden innerhalb des Gültigkeitsbereiches des linearen Einspurmodells gut abgebildet, was der Mittelwert und die Standardabweichungen der absoluten Abweichungen zwischen Messung und Modell von $0,23 \pm 0,31$ 1/s für die Gierverstärkung und $-0,23 \pm 0,51^\circ$ für den Schwimmwinkel dokumentieren. Ab einer Querbeschleunigung von 4 m/s^2 steigt die mittlere absolute Abweichung der Gierverstärkung aufgrund der nicht mehr gegebenen Gültigkeit des Modells wie erwartet an. Während das reale Fahrzeug hier in den Bereich nichtlinearen Fahrverhaltens übergeht und die Zunahme der Gierverstärkung für höhere Querbeschleunigungen geringer ausfällt, steigt bei gleichem Lenkwinkel die modellbasiert ermittelte Gierverstärkung stärker an. Dieser Effekt spiegelt sich folglich in der Abweichung zwischen Messung und modellbasierter Bestimmung der Gierrate wider, wodurch das nichtlineare Fahrverhalten erkannt und beispielsweise von Systemen zur Fahrdynamikregelung als Regelabweichung eingesetzt werden kann [5], [8], [10].

5. Fazit

Dieser Beitrag stellt die Vorgehensweise zur Identifikation der Längs- und Querdynamik eines Fahrzeuges am Beispiel des Modulträgers „BugEE“ vor. Zunächst werden die verwendeten Modelle für Rad-, Längs- und Querdynamik sowie deren Parameter dargelegt. Anschließend werden geeignete standardisierte und synthetische Fahrmanöver ausgewählt, die eine gezielte Anregung der einzelnen Modelle ermöglichen. Hierdurch wird ein zielgerichtetes und effizientes Vorgehen für die Parameteridentifikation erreicht, da die Anzahl der zu identifizierenden Parameter auf die jeweiligen Modellanregungen reduziert werden kann. Die Modellparameter werden mit Hilfe der mathematischen Optimierung nun derart angepasst, dass die Summe der quadratischen Residuen zwischen Modell- und Messwerten minimiert werden. Dazu wird das in der *Parameter Estimation Toolbox* für *Matlab/Simulink* vorimplementierte Gauß-Newton-Verfahren eingesetzt. Zur Erfassung der benötigten Referenzmessungen sind spezielle Sensorsysteme mit vergleichsweise hoher Genauigkeit eingesetzt worden. Im Rahmen der Validierung anhand weiterer Messwertverläufe ist eine Reduzierung der Modellfehler von unter 2% für die Längsdynamik und unter 8% für die Querdynamik erreicht worden, wobei die Modellparameter auch nach der Optimierung physikalisch plausible Wertebereiche aufweisen.

Die vorgestellten Fahrdynamikmodelle und die ermittelten physikalischen Parameterwerte können nun in ihren jeweiligen dominierenden Freiheitsgraden bei der modellgestützten Entwicklung von Fahrzustandsbeobachtern und Fahrdynamikregelungen eingesetzt werden. Das lineare Einspurmodell ist unter Anderem zur Vorgabe des Referenzverhaltens zur Regelung der Fahrzeugquerdynamik geeignet [5]. Eine Validierung der Modellparameter anhand weiterer Fahrmanöver, zum Beispiel eines ISO 7401 Lenkwinkelsprungs, ist ebenfalls zu erwägen. Die bisher ermittelten physikalischen Modellparameter können im Rahmen einer Identifikation komplexerer Fahrzeugmodelle mit gekoppelter Längs- und Querdynamik als Startwerte verwendet werden. Beispielsweise ist die Parameteridentifikation eines Zweispurmolls für den Einsatz in der modellbasierten Funktionsentwicklung von Interesse. Hierzu sind entsprechende Fahrmanöver zur simultanen Anregung der Längs- und Querdynamik mit entsprechenden Messungen durchzuführen, zu denen eine Bremsung während der Kurvenfahrt nach ISO 7975 oder eine Freifahrt gehören.

Literatur

- [1] Schönemann, M.; Kasper, R.: *Elektrofahrzeug "BugEE" - Modulträger für Forschung und Lehre*. In: Effizienz, Präzision, Qualität - 11. Magdeburger Maschinenbau-Tage ; 25. und 26. September 2013 an der OVGU. Magdeburg: Otto-von-Guericke-Universität, 2013.
- [2] Kasper, R.; Leidhold, R.; Lindemann, A.; Schönemann, M.: *Potenziale elektrischer Einzelradantriebe*. In: Tschöke, H. (Hrsg.): *Die Elektrifizierung des Antriebsstrangs*. Wiesbaden: Springer Fachmedien, 2015, S. 42-49.
- [3] Schönemann, M.; Kasper, R.: *Neuartige Methoden zur Regelung der Fahrzeuglängsdynamik für Elektrofahrzeuge mit radindividuellen Direktantrieben*. In: VDI Fachtagung Mechatronik, Aachen, 2013.
- [4] Heidfeld H.; Schönemann, M.; Kasper, R.: *Beobachtung fahrdynamischer Zustände zur Antriebschlupfregelung eines Elektrofahrzeugs mit radindividuellen Antrieben*. In: Smart, effizient, mobil - 12. Magdeburger Maschinenbau-Tage; 30. September und 1. Oktober 2015. Magdeburg: Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, 2015.
- [5] Schönemann, M.: *Konzeption, Entwicklung und Umsetzung einer Fahrdynamikregelung für Kraftfahrzeuge mit elektrischen Einzelradantrieben*. Dissertation, Magdeburg: Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, 2017.
- [6] Wesemeier, D.; Isermann, R.: *Identification of vehicle parameters using stationary driving maneuvers*. In: *Control Engineering Practice*, Nr. 17, S. 1426-1431, 2009.
- [7] Russo, M.; Russo, R.; Volpe, A.: *Car Parameter Identification by Handling Manoeuvres*. In: *Vehicle Systems Dynamics*, Nr. 34, S. 423-436, 2000.

- [8] Isermann, R. (Hrsg.): *Fahrdynamik-Regelung*. Wiesbaden: Vieweg, 2006.
- [9] Heißing, B.; Ersoy, M.; Gies, S. (Hrsg.): *Fahrwerkhandbuch. Grundlagen, Fahrdynamik, Komponenten, Systeme, Mechatronik, Perspektiven*. 4., überarb. und ergänzte Auflage, Wiesbaden: Springer Vieweg, 2013.
- [10] Kiencke, U.; Nielsen, L.: *Automotive Control Systems*. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 2005.
- [11] Schramm, D.; Hiller, M.; Bardini, R.: *Modellbildung und Simulation der Dynamik von Kraftfahrzeugen*. Heidelberg: Springer-Verlag, 2010.
- [12] Schünemann, M.; Heidfeld, H.; Kasper, R.: *Modellierung und Parametrierung des Antriebsstrangs einzelradantriebener Elektrofahrzeuge am Beispiel des Modulträgers BugEE*. In: Smart, effizient, mobil - 12. Magdeburger Maschinenbau-Tage; 30. September und 1. Oktober 2015. Magdeburg: Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, 2015.
- [13] ISO 18164:2005-07: *Nutzfahrzeug-, Bus-, Personenkraftwagen- und Motorradreifen - Verfahren zur Messung des Rollwiderstandes*. Beuth Verlag, 2005.
- [14] SAE J2452_201707: *Stepwise Coastdown Methodology for Measuring Tire Rolling Resistance*. SAE International, 2017.
- [15] Papageorgiou, M.; Leibold, M.; Buss, M.: *Optimierung: Statische, dynamische, stochastische Verfahren für die Anwendung*. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 2012.
- [16] Burg H.: *Approximation von Trägheitsmomenten bei Personenkraftwagen*. In: Verkehrsunfall und Fahrzeugtechnik, Nr. 3 (20), S. 61-63, 1982.

Agentenbasierte Steuerung eines Routenzugsystems für die werksinterne Materiallogistik einer Automobilendmontage

Dipl.-Wirtsch.-Ing. Jacek Zawisza¹⁾, M.Sc. Wirt.-Ing. Rebecca Habermann²⁾,
apl. Prof. Dr.-Ing. habil. Arndt Lüder¹⁾

¹⁾ Institut für Arbeitswissenschaft, Fabrikautomatisierung und Fabrikbetrieb (IAF)
Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Universitätsplatz 2, 39106 Magdeburg
{arndt.lueder, jacek.zawisza}@ovgu.de, Telefon +49 391 6751826

²⁾ Volkswagen AG, Berliner Ring 2, 38440 Wolfsburg
rebecca.habermann@volkswagen.de, +49 5361 921932

Zusammenfassung

Vor dem Hintergrund der Vision von Industrie 4.0 sind Agentensysteme eine mögliche Technologie zur Vernetzung und Steuerung von Wertschöpfungsnetzwerken. Ein Einsatzgebiet, das potenziell einen großen Nutzen daraus ziehen könnte, ist die werksinterne Materiallogistik. Im Rahmen dieses Beitrags wurde der spezielle Fall eines Routenzugsystems zur bedarfsgerechten Materialversorgung in der Automobilindustrie betrachtet. Gängige Routenzugsysteme können derzeit meist nur statische Routen bedienen, womit Einschränkungen hinsichtlich Flexibilität und Robustheit verbunden sind. In der vorliegenden Arbeit wird eine agentenbasierte Steuerung eines Routenzugsystems entwickelt, welches die Schwachstellen derzeitiger Systeme überwinden soll. Das System ermöglicht durch dynamische Routenplanung eine höhere Produktivität, Flexibilität und Robustheit und stellt somit eine adäquate Antwort auf stetig zunehmende Produktsegmentierung, Variantenanzahl und Kundenanforderungen dar.

Schlüsselwörter: Industrie 4.0, Multi-Agenten-Systeme, Produktionssteuerung, Inhouse-Logistik, Routenzüge

1. Motivation und Zielsetzung

Industrie 4.0 verspricht einen Produktivitätssprung durch **neue Formen von Organisation und Steuerung** gesamter Wertschöpfungsketten [1]. Wichtige Ziele dieser nächsten Stufe der industriellen Produktion sind die **Vernetzung** relevanter Teilnehmer der Wertschöpfungsprozesse und die Schaffung **autonom, wandelbarer und in Echtzeit optimierter Netzwerke** [2]. Mit der Entwicklung der **Referenzarchitektur Industrie 4.0 (RAMI 4.0)**, auf deren Basis industrielle Anwendungen entstehen sollen, wurde eine der wesentlichen Voraussetzungen dafür bereits geschaffen [3][4].

Domänen, die potenziell stark von einer solchen Architektur profitieren können, sind u.a. stark fragmentierte, voneinander abhängige Prozesse, wie sie z.B. in der **Inhouse-Logistik** vorliegen. Es ist jedoch offen, wie und mit welchen Technologien solche Systeme in der industriellen Praxis umgesetzt und wie eine Menge solcher autonomen Subsysteme in sog. „System of Systems“ [5] miteinander vernetzt werden soll.

Die **werksinterne Materiallogistik** in der Automobilindustrie, bei der die Steuerung einer Vielzahl von parallelen, miteinander vernetzten Prozessen eine wesentliche Herausforderung darstellt [6], ist ein **repräsentatives Anwendungsszenario** für Industrie 4.0. Vor diesem Hintergrund wurde ein typisches **Routenzugsystem einer Automobilendmontage** ausgewählt, um eine verteilte Steuerungsarchitektur auf Basis eines **Multi-Agenten-Systems** zu implementieren und die erwarteten Produktivitätspotenziale zu heben.

Die zentrale Frage dabei lautet: Wie muss ein Multi-Agenten-System konzipiert sein, um eine flexible Belieferung von Bedarfsorten durch Routenzüge wirtschaftlich zu realisieren?

Um diese Frage zu beantworten, wurde ein Agentensystem zur Steuerung eines Routenzugsystems mit dynamischen Routen entwickelt und der industrielle Einsatz unter Verwendung von realen Daten simuliert. Im vorliegenden Beitrag werden die dabei gewonnenen Erkenntnisse in sechs Abschnitten vorgestellt. Nach der Einleitung gibt Abschnitt 2 einen Überblick über den **Stand der Forschung** zu industriellen Agentensystemen in der Intra-Logistik. Im Anschluss erfolgt in Abschnitt 3 die Erläuterung der **Problemstellung** anhand eines realen Beispiels aus einem Fahrzeugwerk eines großen Automobilherstellers. Im darauffolgenden vierten Abschnitt erfolgt die **Vorstellung des konzipierten Multi-Agenten-Systems** für diesen Anwendungsfall. Die **Simulation des Agentensystems** und die Diskussion der **Ergebnisse** findet in Abschnitt 5 statt. Der Beitrag schließt mit einer **Zusammenfassung** und einem **Ausblick** auf zukünftige Einsatzmöglichkeiten und Forschungsaufgaben.

2. Industrielle Agentensysteme in der Intra-Logistik

Multi-Agenten-Systeme (MAS) sind eine vielversprechende Technologie zur Umsetzung von Industrie 4.0, da sie Vernetzung und Autonomie ermöglichen und damit die Grundlage für interagierende, dynamische Systeme liefern [7]. Besondere Eigenschaften von MAS sind ein hoher Grad an Flexibilität, Adaptivität, Rekonfigurierbarkeit und folglich Robustheit gegenüber unvorhergesehenen Einflüssen [8][9]. Diese Fähigkeiten verdanken MAS ihrer Architektur: Sie bestehen aus einer Vielzahl autonomer Software-Agenten, die miteinander kommunizieren.

Software-Agenten sind je nach Domäne und Autoren sehr unterschiedlich definiert, es herrscht in der Wissenschaft jedoch Konsens über deren Kerneigenschaften. Dazu zählen **Autonomie** (Fähigkeit, ohne externe Eingriffe zu agieren), **soziales Verhalten** (Fähigkeit, mit anderen Agenten zu kommunizieren), **Reaktivität** (Fähigkeit, die Umgebung wahrzunehmen und auf Veränderungen zu reagieren) und **Proaktivität** (Fähigkeit, die Initiative zu übernehmen, um Ziele zu erreichen) [10][11][8].

MAS gehören zum Bereich Künstliche Intelligenz und haben eine ähnliche Entwicklung vollzogen wie das Themenfeld insgesamt. Sie erlangten in den 90er-Jahren Popularität [12], konnten sich zu dieser Zeit jedoch nicht im industriellen Umfeld durchsetzen. Gründe dafür lassen sich vor allem auf drei Faktoren zurückführen. Erstens mangelte es an **technischer Realisierbarkeit**, da Agentensysteme noch nicht ausgereift und mobile Endgeräte teuer und leistungsschwach waren. Zweitens war der **Flexibilitätsbedarf** in der Industrie deutlich geringer als heute, weshalb einfachere monolithische IT-Systeme ausreichten, um die geforderte Komplexität zu beherrschen. Drittens sind agentenbasierte Steuerungssysteme **nicht vollständig vorhersagbar**. Diese Faktoren sind heute nicht mehr zutreffend, da Agentensysteme einen **Reifegrad erreicht** haben, der den Einsatz im industriellen Umfeld ermöglicht [8], Rechenleistung sowie Speicherkapazität preiswert verfügbar sind und neue Modellierungsmethoden die Bewertung von Systementwürfen vereinfachen. Ferner lässt der zunehmende Wunsch nach **kundenindividuellen Produkten** die Anzahl an Derivaten und Varianten rasant steigen, sodass MAS heute ein geeignetes Mittel sind, um Autonomie und Vernetzung zu erhöhen und industrielle Anwendungen auf ein **neues Produktivitäts-Niveau** zu heben. Beispiele aus Forschungsprojekten, wie sie z.B. in den Konferenzserien HoloMAS und MATES dokumentiert sind, zeigen die Potenziale von MAS auf und bereiten den Weg für die Anwendung in der Wirtschaft. Im Rahmen dieser Arbeit wurde eine Literaturrecherche zu Forschungsprojekten durchgeführt, die sich mit MAS in der Intra-Logistik beschäftigen. Sechs von ihnen werden im Folgenden kurz beschrieben, um anschließend auf Stärken und Schwächen einzugehen und die resultierende Forschungslücke zu umreißen.

Als Erstes sei auf das **Depalettiersystem** der TU München (TUM) eingegangen, bei dem die Zellsteuerung von Robotern über ein Agentensystem erfolgt [13]. Mit Hilfe von RFID wird Transportgut klassifiziert und die passende Greiftechnik ausgewählt, sodass der Roboter Ware von Ladungsträgern depalettieren und einzeln kann. Bei einem weiteren Projekt der TU München handelt es sich um ein **Elektrohängebahnsystem**, welches die Lay-outflexibilität und die Erreichbarkeit von Lager- und Produktionseinrichtungen verbessert [14]. Dafür sind in dem System zwei Transportkatzen enthalten, welche über die Handhabung der eingehenden Aufträge verhandeln, um die bestmögliche Lösung (den kürzesten Weg) zu finden und sie über angebundene Rollenförderer auszulagern. Das **Gepäck-Transport-System** der Siemens AG beinhaltet ebenfalls Rollenförderer, ist jedoch deutlich größer, denn es dient der dezentralen Steuerung von Gepäckförderanlagen an Flughäfen [15]. Gepäckstücke werden als Agenten abgebildet, die mit Fördertechnik-Agenten kommunizieren, um die optimale Route zu ermitteln und den Transport zu steuern. Dafür werden Faktoren wie Streckenauslastung und Dringlichkeit einbezogen sowie Dienste wie Check-In, Gepäck-Scan und Durchleitungen zu Anschlussflügen über Auktionen zugewiesen.

Im Bereich Produktion hat die viastore systems GmbH ein **Kommissionierlagersystem** entwickelt, das über ein dezentral gesteuertes Kommissionierlager verfügt und als Puffer zwischen Produktion und Versand fungiert [16]. Das System bedient drei Lager mit unterschiedlichen Restriktionen. Transporteinheiten entscheiden an Kreuzungen von Förderstrecken je nach Auslastung selbstständig über ihre weitere Transportstrecke.

Im Rahmen eines weiteren Forschungsprojekts wurde ein ähnliches System von der PSI Logistics GmbH entwickelt, mit dem Gabelstapler in einem Lager koordiniert werden [17]. In diesem **Staplerleitsystem** verwalten zwei zentrale Auftragsmanager-Agenten sämtliche Aufträge und Stellplätze in Listen und vergeben Transportaufträge an Ressourcen (Gabelstapler). Der Ressourcen-Manager-Agent priorisiert diese Aufträge und teilt sie Staplern zu, die mit den Transport-Auftrag-Agenten kommunizieren und die Aufträge operativ ausführen.

Als letztes Beispiel sei das **bedarfsorientierte Milkrun-System** der WITTENSTEIN bastian GmbH aufgeführt, in dem ein manuell betriebenes, zyklisches Transportsystem mit vordefinierten Routen und Fahrplänen umgesetzt wurde [18]. Darin werden dezentral generierte Transportaufträge in einer zentralen Tourenplanung verwaltet und statischen Routen zugeordnet. Eine systeminterne Kommunikation zwischen Teilnehmern ist zwar möglich, das System an sich ist jedoch geschlossen, sodass z.B. kein Lager direkt angebunden ist.

Die beschriebenen Beispiele zeigen bereits hohes Potenzial auf, denn die Systeme erhöhen die Flexibilität und Leistungsfähigkeit in den für sie relevanten Bereichen. Sie gehen jedoch nach Auffassung der Autoren an einigen Stellen nicht weit genug. So sind in obigem Milkrun-System nur statische Routen abgebildet, obwohl die Implementierung von dynamischen Routen weitere Vorteile wie Erhöhung der Ressourcen-Auslastung und Verkürzung von Fahrzeiten realisieren könnte. Auch das Staplerleitsystem hat keine Funktion zur Bestimmung des kürzesten

Weges. Weiterhin ist der Fokus teilweise auf einzelne Funktionen wie z.B. beim Depalettieren beschränkt oder an feste Förderbänder gebunden wie das Elektrohängebahnsystem und das Gepäck-Transport-System. Schließlich beziehen sich Systeme wie das Kommissionierlagersystem oder das Milkrunsystem auf verhältnismäßig überschaubare Bereiche. Es ist jedoch offen, wie frei bewegliche Transportfahrzeuge auf sehr weitläufigen Flächen mit hunderten Prozessschritten und tausenden Einzelteilen, wie sie im Automobilbau existieren, gesteuert werden können. Die vorliegende Arbeit versucht diese Lücken zu schließen, indem die Anwendbarkeit von MAS zur Steuerung von komplexen Routenzugsystemen im Umfeld Automobilbau untersucht wird. Die Autoren möchten damit einen Beitrag zur Adaption der Technologie leisten sowie deren Entwicklungsstand vorantreiben.

3. Routenzugsysteme in der Automobilendmontage

Routenzüge gehören neben Gabelstaplern und Fahrerlosen Transport-Fahrzeugen (FTF) zu den wichtigsten **flur-gebundenen Fördersystemen** im innerbetrieblichen Werksverkehr. Sie werden üblicherweise für die Anlieferung von Klein-, Groß- und Spezial-Ladungsträgern an den Ort der Wertschöpfung bzw. unterstützender Prozesse verwendet. Durch eine schnelle, **bedarfsgerechte Anlieferung** verhindern sie, dass Material direkt am Fließband vorgehalten werden muss und sind deshalb essentiell für die Umsetzung von **Lean Production** Prinzipien.

Das im vorliegenden Beitrag behandelte Routenzugsystem dient der Belieferung **zweier Endmontage-Linien** in einem großen Automobilwerk. Es hat Zugriff auf ein **Materiallager**, das von externen Lieferanten mit Bauteilen versorgt wird und verfügt über einem **Routenzugbahnhof**, in dem die Beladung stattfindet (siehe Bild 1). Auf den vordefinierten, statischen Routen bewegen sich 15 Routenzüge, die über jeweils vier Trailer verfügen.

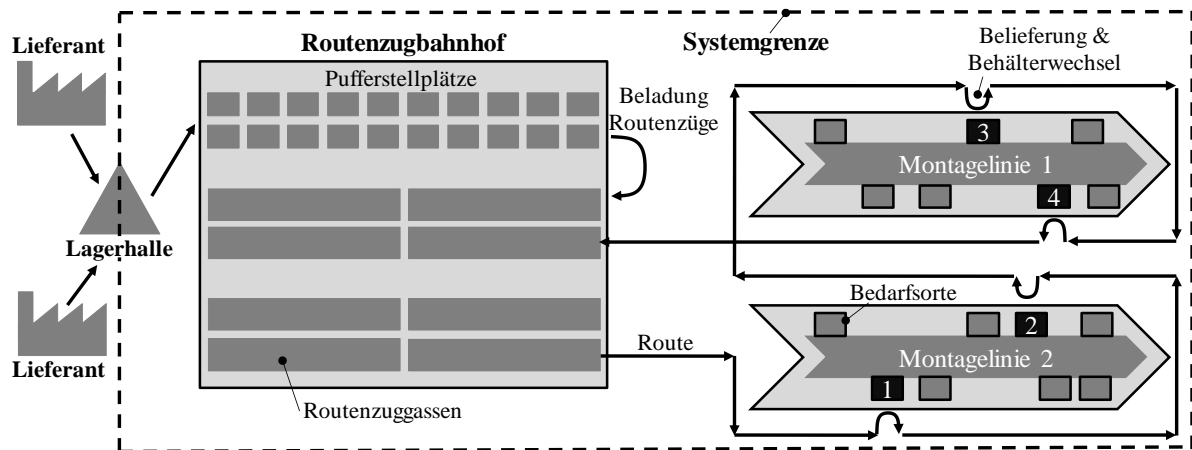


Bild 1: Layout eines typischen Routenzugsystems mit externer Belieferung in der Automobilendmontage

Der Belieferungsprozess ist in die vier Hauptschritte Bedarfsermittlung, Materialauslagerung, Tourenbildung und Belieferung der Bedarfsorte eingeteilt, die physisch im Lager, auf dem Routenzugbahnhof sowie in der Montagehalle stattfinden. Fährt eine Karosse über den Erfassungspunkt des Montageeinlaufs, wird der **Bedarf für den Auftrag ermittelt** und mit dem Bestand abgeglichen. Falls notwendig wird ein **Abruf aus dem Lager** ausgelöst. Die Lager werden entweder durch Facharbeiter bedient oder automatisch gesteuert. In konventionellen Lagern wird das Ein- und Auslagern von Ware über Gabelstapler durchgeführt. Automatische Lager verfügen über eine Fördertechnikbindung, sodass Behälter selbstständig ausgelagert und zum Routenzugbahnhof befördert werden können. Dort angekommen werden die Behälter mit Gabelstaplern von der Fördertechnik oder von Palettenwagen genommen und auf freien Stellplätzen zwischengelagert. Im nächsten Schritt findet die **Tourenbildung** statt. Diese wird im Status Quo abgeschlossen, wenn entweder vier Behälter eingeplant sind (max. Kapazität erreicht) oder wenn der Wunschzeitpunkt eines Auftrags in weniger als 25 Minuten erreicht ist. Daraufhin findet die Beladung der Routenzüge ebenfalls über Gabelstapler statt. Für den eigentlichen Transport werden zwei Typen von Routenzügen verwendet: Routenzüge, die nur zur linken Seite entladen können (Linksentlader) und welche, die nur zur rechten Seite entladen können (Rechtsentlader). Materialien, die in Einbahnstraßen auf einer bestimmten Seite angeliefert werden müssen, werden automatisch dem jeweiligen Routenzugtyp zugeordnet. Schließlich erfolgt der **Tourenstart** bei dem der Routenzug durch einen Fahrer über die statische Route zu den jeweiligen Entladepunkten gefahren und die Ware entladen wird. Nach der Rückkehr zum Bahnhof wird dem Routenzug eine neue Tour zugewiesen, die entlang jeder der verfügbaren Routen führen kann.

Die Steuerungsarchitektur des Systems baut im Ausgangszustand auf einer zentralen Struktur auf. Für die vier Hauptschritte sind drei **separate, zentrale IT-Systeme** verantwortlich (Bedarfs-, Lagerverwaltungs- und Routen-

zug-System). Diese Struktur ist jedoch nicht für die Dynamik und Komplexität ausgelegt, mit der sich die Automobilindustrie zunehmend konfrontiert sieht. Die steigende Anzahl kundenindividueller Fahrzeugausstattungen und technischer Innovationen verbunden mit dem wachsenden globalen Wettbewerb auf volatilen Märkten wird diesen Trend noch weiter bestärken und führt zu einem erhöhten Flexibilitätsbedarf [19]. Durch statische Routen können jedoch nur Aufträge eines einzelnen Fahrkreises kombiniert werden, was die Flexibilität einschränkt und dazu führt, dass Routenzüge häufig starten, ohne dass sie voll beladen sind. Da die tatsächliche Ankunftszeit mit dem hinterlegten Algorithmus zudem nur grob determiniert werden kann, sind hohe Sicherheitszeiten notwendig, um einer verspäteten Anlieferung von Material vorzubeugen.

Das dahinterstehende **Zuweisungsproblem** wird als **Vehicle Routing Problem (VRP)** bezeichnet – ein Optimierungsproblem des Operations Research [20]. Im Standardfall des VRP erfolgt die Zuordnung von Aufträgen zwischen einem Depot und mehreren Knoten unter einer Kapazitätsbeschränkung der Transportfahrzeuge [21]. Es handelt sich dabei um ein **NP-schweres** Problem [22], dessen Lösungsverfahren in drei Kategorien eingeteilt werden können: exakte Verfahren, problemspezifische Heuristiken und Meta-Heuristiken [23]. Da das Routenzugsystem einer Vielzahl interner und externer Störungen ausgesetzt ist (z.B. fehlendes Material, Anlagen-/Routenzugstörung), sind auch heuristische Lösungen wegen ihrer Instabilität für eine **dynamische Echtzeit-Tourenplanung** nur beschränkt geeignet. Folglich rückt die Dynamisierung von der Steuerung in den Vordergrund [24].

Agentensysteme bieten durch Dezentralität, Autonomie und Robustheit ein passendes Werkzeug zum Umgang mit Komplexität und unvorhergesehenen Ereignissen und haben daher das Potenzial, die Flexibilität und Wirtschaftlichkeit in der internen Logistik deutlich zu erhöhen [25]. Routenzugsysteme bieten darüber hinaus ein optimales Umfeld für den Einsatz verteilter Steuerungen, denn sie erfüllen dafür die fünf Voraussetzungen nach Parunak: Sie sind modular aufgebaut, können dezentral gesteuert werden, sind variabel, unstrukturiert und komplex [26]. Vor diesem Hintergrund sollen folgende konzeptionelle Eigenschaften zur dynamischen Steuerung des Routenzugsystems in dem MAS realisiert werden:

- 1) Die zentralistische und statische **Tourenbildung** soll durch eine dezentral und dynamisch in Echtzeit stattfindende Tourenplanung ersetzt werden, die Wunschzeit und Fahrzeit berücksichtigt.
- 2) Der **Tourenbildungszeitraum**, der im Status Quo mit der Bedarfsermittlung beginnt und mit dem Tourenstart endet, soll im MAS erst bei Ankunft des Routenzuges am Bahnhof stattfinden – sofern genügend Aufträge vorliegen.
- 3) Der **Tourenstart** erfolgt im Status Quo, wenn der Routenzug voll beladen ist oder ein Auftrag in weniger als 25 Minuten angeliefert werden soll. Im MAS soll der Tourenstart zu einer festgelegten Zeit vor der mittleren Wunschzeit der Aufträge stattfinden.
- 4) Während im Status Quo keine Regeln zum **Umgang mit fehlendem Material** bestehen, soll das MAS eine automatische Nachbestellung bei externen Dienstleistern durchführen können.

Die Entwicklung des MAS auf Basis der beschriebenen Eigenschaften wird im nächsten Abschnitt erläutert.

4. Entwicklung eines Multi-Agenten-Systems zur Steuerung eines Routenzugsystems

4.1 Zielgrößen

Um die Leistungsfähigkeit und Wirtschaftlichkeit des MAS bewerten zu können, wurden Kennzahlen als Indikatoren ausgewählt, die es zu optimieren gilt. Für das betrachtete Routenzugsystem wurden dabei die folgenden drei Kennzahlen identifiziert: 1) Reduzierung der **Fahrzeit je Auftrag**, 2) Minimierung der **Terminabweichung** (Differenz aus Wartezeit und tatsächlicher Anlieferungszeit der Behälter) und 3) Verringerung der **Wartezeit** von Routenzügen im Bahnhof (Zeitspanne zwischen Ankunft und Beginn der Beladung).

Diese Zielgrößen wurden in einer Zielfunktion zusammengefasst, mit der sich für jeden Bedarf Scoring-Werte ergeben, auf deren Basis das MAS Entscheidungen trifft. Da zwischen diesen Kennzahlen Zielkonflikte bestehen, wurden die Gewichtungsfaktoren a, b und c eingeführt, sodass folgende Zielfunktion entsteht:

$$\text{Minimiere } a \cdot \frac{\text{Fahrzeit}}{\text{Anzahl Aufträge}} + b \cdot \text{Terminabweichung} + c \cdot \text{Wartezeit} \text{ mit } \{a, b, c \in \mathbb{R} \mid 0 \leq a, b, c \leq 1\} \quad (1)$$

Die Gewichtungsfaktoren wurden in Simulationsexperimenten ermittelt und optimiert (vgl. Abschnitt 5.1).

4.2 System-Architektur

Für den Entwurf des Agentensystems wurde nach der „Designing Agent-based Control Systems“-Methode (DACs) [27] vorgegangen. DACs setzt sich aus den drei Schritten Analyse von Steuerungsentscheidungen, Identifikation geeigneter Agenten und Auswahl von Interaktionsprotokollen zusammen. Die Methode ist auf viele Anwendungsszenarien übertragbar, unabhängig von der Implementierungstechnologie und einfach in der Anwendung. Folglich hat sie sich bei der Entwicklung von Agentensystemen etabliert [28].

Die Abhängigkeit A7 spielt schließlich eine wichtige Rolle bei der zeitlichen Abfolge der Entscheidungen des Agenten. Damit ergeben sich die in Tabelle 1 dargestellten vier Agenten und ihre Aufgaben.

Tabelle 1: Analyse der Steuerungsentscheidungen und Zuordnung von Software-Agenten

Agent	Steuerungsinterfaces	Entscheidungsaufgaben
Bedarfsort-agent (BOA)	MAS	Auftragsgenerierung (E1)
Lageragent (LA)	MAS & Handdatenterminal des Staplerfahrers	Überprüfung Materialverfügbarkeit & ggf. Nachbestellung (E2), Auslagerung Material (E3), Routenzugbeladung (E7)
Directory Facilitator (DF)	MAS	Auftragssammlung (E4)
Routenzug-agent (RA)	MAS & Handdatenterminal des Routenzugfahrers	Tourenbildung aus den Aufträgen (E5), Bestimmung des Tourenstarts (E6), Auslieferung der Behälter auf der Tourenfahrt (E8), Rückmeldung am Bahnhof (E9)

Auf dieser Grundlage können im dritten Schritt des Entwurfsprozesses die Interaktionsprotokolle der Agenten untereinander entworfen werden.

4.3 Agenten-Interaktion

Zur Auswahl adäquater Interaktionsprotokolle bedarf es zunächst einer Analyse der **Abhängigkeiten zwischen beteiligten Agenten**. Diese werden nach den folgenden **neun Auswahlkriterien** bewertet: 1) Anzahl involvierter Agenten, 2) Kompatibilität der Beschränkungen und Präferenzen, 3) globale Beschränkungen und Präferenzen, 4) Anzahl der gemeinsamen Verpflichtungen, 5) Größe der gemeinsamen Verpflichtungen, 6) Beziehungen zwischen den gemeinsamen Verpflichtungen, 7) Rollenzuweisung, 8) Informationsverfügbarkeit und 9) Delegation der Entscheidungskompetenz [27]. Auf Basis der Ausprägungen können im nächsten Schritt jeder Interaktion passende Interaktionsprotokolle zugewiesen werden. Diese können aus **Bibliotheken** wie z.B. [27] ausgewählt und durch weitere Protokolle ergänzt werden. Erfüllen die Protokolle nicht die Kommunikationsanforderungen, ist darüber hinaus eine fallspezifische Anpassung der Protokolle möglich. Im vorliegenden Anwendungsfall des Routenzugsystems sind die Abhängigkeiten A4, A6 und A7 jeweils einem einzigen Agenten zugeordnet. Sie bedürfen **keiner Interaktion** und können deswegen bei der Betrachtung der Interaktionen vernachlässigt werden.

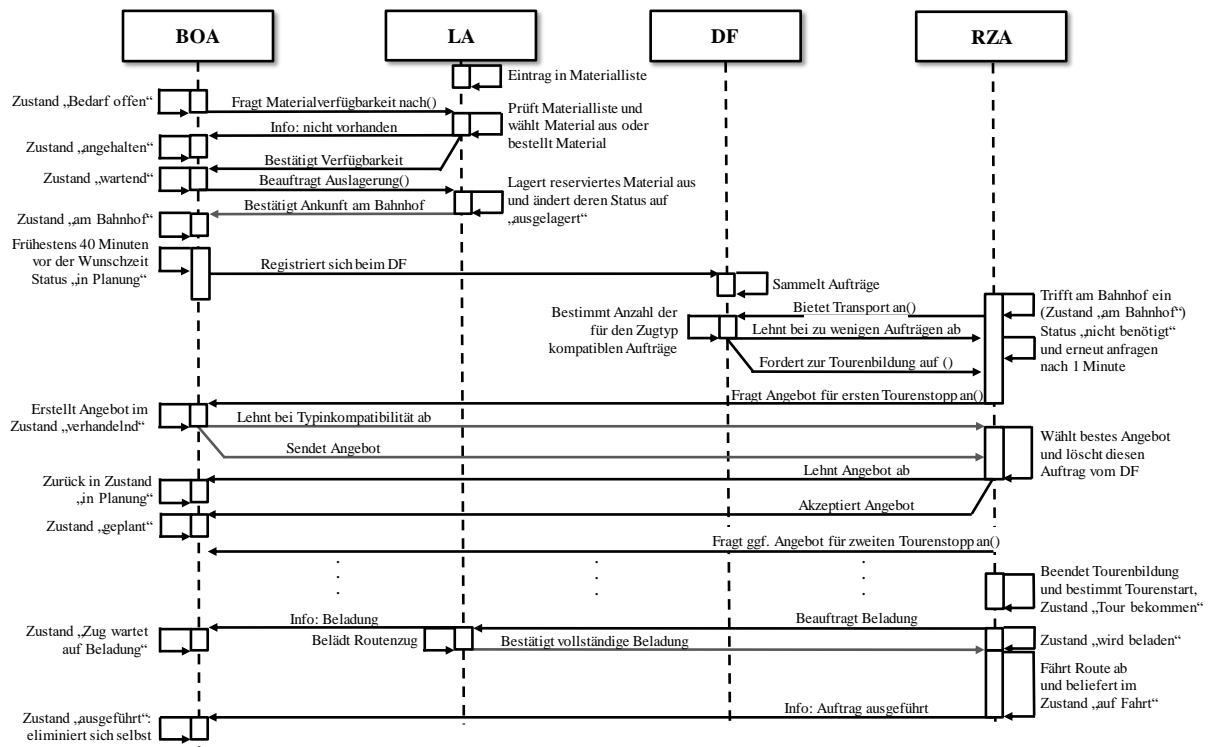


Bild 3: Sequenzdiagramm der Kommunikationsabläufe im Agentensystem

Die verbleibenden Abhängigkeiten benötigen Interaktions-Protokolle und lassen sich in zwei Kategorien einteilen. Die **erste Kategorie** ist durch **bilaterale Kommunikation** zwischen zwei Agenten charakterisiert, wie sie bei den Abhängigkeiten A1, A2 und A5 stattfindet. So muss z.B. der BOA mit dem LA interagieren, um eine Bestellung zu platzieren und der RZA muss mit dem LA kommunizieren, um einen Beladungszeitpunkt festzulegen. Für solche Interaktionen eignet sich das **Requesting Action Protocol**, da es mit Ausnahme der Delegation von Entscheidungskompetenz alle Auswahlkriterien erfüllt. Durch Weglassen einer finalen Zustimmung kann das Protokoll so angepasst werden, dass es den Anforderungen gerecht wird.

Die **zweite Kategorie** von Abhängigkeiten ist durch eine **komplexe Kommunikation zwischen mehreren Agenten** charakterisiert und trifft auf die Abhängigkeit A3 „Auftragskonkurrenz“ zu. Hier erfolgt die Bildung von Touren, bei denen ein RZA und bis zu vier BOA zu einer Tour zugewiesen werden. Prinzipiell ist dafür die Verwendung der **Blackboard-Technik** geeignet. Da aber jeweils mehrere Aufträge um einen Platz auf einem Routenzug konkurrieren, findet die Zuordnung jedoch nur bilateral statt und bedarf deswegen einer sequentiellen Vorgehensweise. Durch eine Kombination des Blackboard-Ansatzes mit dem gängigen **Contract Net Protocol (CNP)** kann die Qualität des Ergebnisses verbessert werden. Das CNP ermöglicht eine fixe Anzahl von Agenten mit kompatiblen Präferenzen in die Interaktion einzubeziehen, obwohl sich jeweils nur genau zwei Agenten in einer gemeinsamen Verpflichtung binden.

Damit sind allen Interaktionen passende Protokolle zugewiesen, die im zeitlichen Ablauf durch die Agenten verwendet werden. Das Endergebnis des Entwurfsprozesses ist als Sequenzdiagramm in Bild 3 dargestellt.

Das Sequenzdiagramm umfasst alle Entscheidungen, die durch Agenten getroffen werden müssen, die Abhängigkeiten zwischen diesen Entscheidungen und die Interaktionen, die zu ihrer Ausführung notwendig sind. Damit enthält es alle drei Teilergebnisse der DACS-Methode und bietet die Grundlage für ein funktionsfähiges Agentensystem. Nach der Software-technischen Umsetzung des Agentensystems wurde eine Reihe von Simulationen zur Evaluation des Systems durchgeführt, die im Folgenden beschrieben wird.

5. Simulationsstudie

Zur Validierung des Systemverhaltens und zur Leistungsmessung wurde eine Simulation der Agentensteuerung aufgebaut. Eine Simulation ist häufig ein wichtiger erster Schritt hin zur Realisierung in der Praxis. Die Realisierung kann auf Grundlage der Simulation z.B. mit Hilfe eines gängigen Frameworks wie Java Agent Development Framework (JADE) [29], JaCoMo [30] oder ähnlichen implementiert werden. Die Vorteile einer Simulation liegen in der hohen Flexibilität, der einfachen Handhabung von variablen Strukturen und der direkten und intuitiven Modellierung lokaler und flexibler Interaktionen zwischen aktiven Entitäten [31]. Vor diesem Hintergrund wurde für die Simulation die kommerzielle Simulationssoftware AnyLogic ausgewählt, bei der auf eine breite Bibliothek von vorprogrammierten Objekten zurückgegriffen werden kann.

5.1 Aufbau, Parametrisierung und Durchführung

Das konzipierte MAS benötigt zur Tourenbildung drei unterschiedliche **Eingangsgrößen** für die Realdaten verwendet wurden: Lagerbestand, Bedarf an der Montagelinie und Fahrzeiten. Diese Daten wurden dem System in Form von Tabellen zur Verfügung gestellt, auf welche die jeweiligen Agenten zugreifen können. Zur Bewertung der Systemleistung wurde das MAS so konzipiert, dass es als **Ausgangsgrößen** mehrere Log-Dateien generiert. Darin enthalten sind Bedarfsdaten (Bedarfsort, Sachnummer des Materials, Wunschzeit), Routenzug- und Touren-daten (Routenzug-ID, Modellzeit, Anzahl Aufträge, Start/Ende Zugbeladung, Tourenplanungszeitpunkt, Tourenstartzeitpunkt, Fahrzeit, Anlieferungszeitpunkt, Abweichung zum Wunschtermin für jeden Auftrag, Wartezeit der Routenzüge am Bahnhof) sowie eine chronologische Auflistung aller Prozessschritte.

Zur Sicherstellung der ordnungsgemäßen Funktionalität wurden mehrere Regeln implementiert. Das Material wird nach **FIFO-Prinzip** ausgelagert, sodass zuerst eingelagerte Behälter als erstes wieder ausgelagert werden. Jeder Routenzug erhält für die nächste Tourenbildung Zugriff auf alle registrierten Aufträge und fordert diese auf, ein **Angebot abzugeben**. Im Angebot wird die gewichtete Fahrzeit und die gewichtete Zeit bis zum Wunschtermin berücksichtigt. Der Auftrag mit dem niedrigsten Wert wird dem hintersten freien Trailer zugewiesen, da die Züge von hinten nach vorne entladen werden. Anschließend werden zuvor **abgelehnte Aufträge** erneut zur **Abgabe eines Angebots** aufgefordert und der Prozess wird so lange wiederholt, bis alle Trailer ausgenutzt sind. Als Nächstes erfolgt die Berechnung des **Tourenstarts**, der als eine vorzugebene Zeit vor der mittleren Wunschzeit definiert ist, und es wird die Beladung beim Lageragenten veranlasst. Die Beladung dauert 2 Minuten pro Behälter und wird in der Startzeit berücksichtigt. Nach dem Start steuert ein Fahrer den Routenzug zu den designierten Bedarfsorten und tauscht den leeren Behälter am Bedarfsort gegen einen vollen aus. Dieser Prozess dauert 1 Minute. Nach jeder Anlieferung erfolgt eine **Benachrichtigung an den BOA**, woraufhin dieser terminiert wird.

Es wurden für die Simulation drei **Annahmen** getroffen: 1) die Bereitstellung von Behältern am Bahnhof dauert max. 60 Minuten, 2) Staplerfahrer zur Auslagerung sind jederzeit verfügbar, 3) es kommt zu keinen Staus auf den

Fahrwegen der Routenzüge. Diese Annahmen dienen der Vereinfachung der Modellierung und werden im Regelfall nicht verletzt, sodass sie im Rahmen dieser Betrachtung zulässig sind.

Für die Durchführung und Auswertung der Simulationen wurden drei Versuchsreihen entworfen, um das Modellverhalten zu untersuchen und Handlungsempfehlungen abzuleiten.

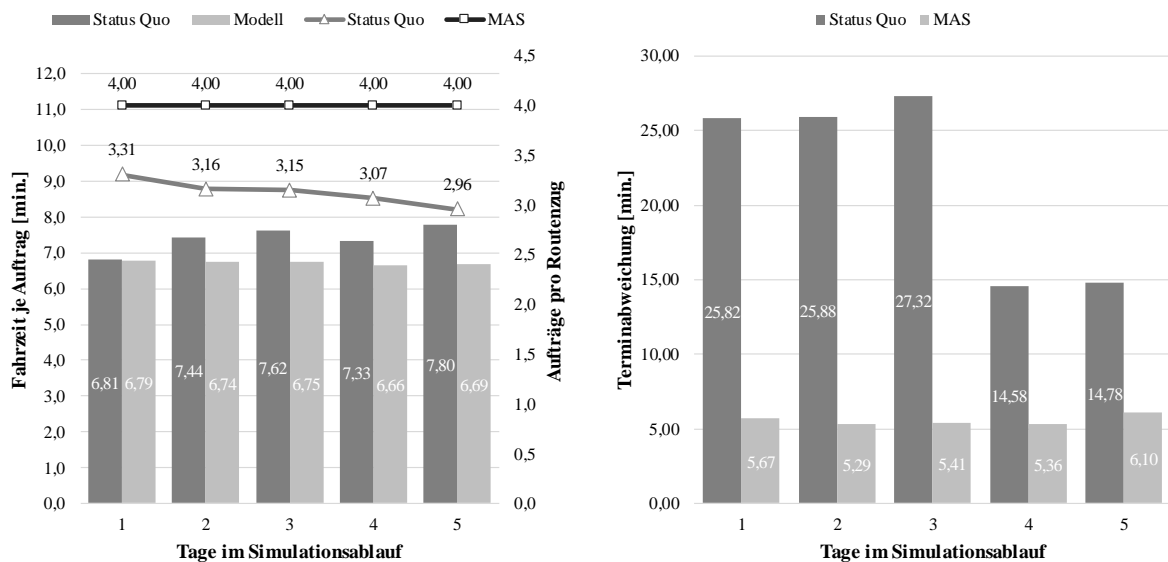
In der ersten Versuchsreihe wurde eine **Effektanalyse** ausgewählter Einflussparameter durchgeführt, um Effekte und Wechselwirkungen kritischer Faktoren zu identifizieren. Dabei stellte sich heraus, dass die Faktoren „Startzeit“ und „Auftragsanzahl pro Routenzug“ einen stärkeren Einfluss auf die Systemleistung haben als die Gewichtungsfaktoren von Fahrzeit und Terminabweichung bei der Angebotserstellung der BOA.

In der zweiten Versuchsreihe wurde für die Gewichtungsfaktoren eine **Faktorstufenkombination** gesucht, welche für ein beliebiges Produktionsprogramm bestmögliche Zielwerte liefert. Die Fahrzeit wird im Modell vor dem Hintergrund der Auslastungsoptimierung höher priorisiert als die Wartezeit, da letztere keinen Auftragsbezug hat. Die höchste Priorität erhält die Terminabweichung, da von ihr nicht nur die Produktivität des Routenzugsystems selbst, sondern auch die der Produktionsbänder abhängig ist. Dies führt zu den Gewichtungsfaktoren $a = 0,3$ (für Fahrzeit), $b = 0,6$ (für Terminabweichung) und $c = 0,1$ (für Wartezeit). Um die geringste Fahrzeit je Auftrag zu erhalten, lautet die einzuhaltende Nebenbedingung dabei: Mindestanzahl Aufträge pro Tour = 4. Die optimale Startzeit als wichtiger Faktor für Termintreue erreicht mit 10 Minuten vor der mittleren Wunschzeit die besten Ergebnisse.

In der dritten Versuchsreihe wurde schließlich die **Leistungsmessung** des eigentlichen Agentensystems durchgeführt. Dafür wurden Simulationsläufe mit realen Bedarfs- und Lagerdaten von fünf unterschiedlichen Tagen durchgeführt. Jeder Tag hat dabei ein anderes Fahrzeug-Produktionsprogramm, unterschiedlichen Bedarf und Lagerbestände. Die Ergebnisse der Simulationsläufe des MAS wurden dem Status Quo gegenübergestellt und werden im Folgenden näher betrachtet.

5.2 Ergebnisse und Evaluation

Die Gegenüberstellung der Leistungskennzahlen zeigt, dass das MAS mit allen fünf Produktionsprogrammen bessere Ergebnisse als im Status Quo erreicht (vgl. Bild 4). Bei der Betrachtung der Fahrzeit fällt auf, dass das MAS nicht nur weniger Zeit als im Status Quo benötigt (Faktor 1,1), sondern auch eine größere Konstanz der Fahrzeiten aufweist. Das ist darin begründet, dass im Status Quo kürzere Touren gebildet werden (im Mittel 3,13 Aufträge pro Tour), während die Routenzüge im MAS zu jeder Zeit voll ausgelastet werden (4 Aufträge).



	Fahrzeit je Auftrag [min.]			Terminabweichung [min.]			Mittl. Auftragsanzahl [Stk.]		
	Status Quo	MAS	Δ	Status Quo	MAS	Δ	Status Quo	MAS	Δ
\bar{x}	7,40 min.	6,73 min.	-0,67 min. (x 1,1)	21,68 min.	5,57 min.	-16,11 min. (x 3,9)	3,13 Stk.	4,00 Stk.	+0,87 Stk. (x 1,3)
σ (abs.)	0,34 min.	0,04 min.	-0,29 min. (x 7,5)	5,74 min.	0,30 min.	-5,44 min. (x 19,2)	0,12 min.	0,00 min.	-0,12 min. (x ∞)
σ (rel.)	4,54%	0,66%	-3,87% (x 6,8)	26,46%	5,35%	-21,11% (x 4,9)	3,68%	0,00%	-3,68% (x ∞)

Bild 4: Gegenüberstellung des Agentensystems und des im Realbetrieb eingesetzten Systems

Noch stärker ist die Verbesserung bei der mittleren Terminabweichung (Faktor 3,9). Da die Bedarfsorte im Status Quo nur in der Reihenfolge beliefert werden können, in der sie auf einem statischen Fahrkreis liegen, sind hohe Terminabweichungen unausweichlich. Das MAS kann hier mit dynamischen Routen besser auf den tatsächlichen Bedarf reagieren. Zur Betrachtung der **Robustheit** des Systems wurde die **Standardabweichung σ** als Maß herangezogen. Auch in dieser Kategorie kann das MAS bessere Kennzahlen vorweisen. Die konstante Auftragsanzahl führt dazu, dass sowohl die Fahrzeit als auch die Terminabweichung im Vergleich zum Status Quo wesentlich konstanter ausfallen (Faktor 6,8 bzw. Faktor 4,9).

Trotz der Stärken des Systems sind auch **Schwachpunkte** identifiziert worden. So werden vereinzelt Behälter erst nach dem Wunschtermin angeliefert, was prinzipiell zu vermeiden ist. Vor dem Hintergrund, dass die Montage aktuell nach dem Zwei-Behälter-Prinzip betrieben wird, führte dies aber nicht zum Produktionsabbruch. Um Verspätungen vorzubeugen, könnte zudem ein freigewordener Routenzug verwendet werden, um kritische Aufträge zu transportieren. Dies wäre ein akzeptabler Trade-off, der eine niedrigere Auslastung zugunsten einer verbesserten Termintreue bevorzugt. Des Weiteren fehlen in dem System bislang die Implementierung des Staplerleitsystems sowie die Berücksichtigung von Staus. Diese sollten im nächsten Schritt ergänzt werden.

Neben der **Produktivitätserhöhung** des Systems im Betrieb ist ein entscheidender Vorteil des MAS der **Wegfall** eines Großteils der für die Entwicklung notwendigen **Planungsleistung**. Im Gegensatz zu herkömmlichen Systemen passt sich das MAS der Situation auf dem Shopfloor an, d.h. Veränderungen in der Entfernung von Bedarfsorten, Vergrößerung oder Verkleinerung des Hallenlayouts, Anzahl zur Verfügung stehender Routenzüge und viele weitere Faktoren müssen nicht mehr explizit durch Spezialisten ausgeplant werden. Das System adaptiert sich größtenteils von selbst entsprechend der Situation vor Ort. Darüber hinaus bietet das Agentensystem Vorteile bei der Umsetzung in der Praxis, denn es kann ohne hohe Anschaffungskosten realisiert werden. Der Einsatz neuer Technologien wie z.B. RFID ist nicht notwendig.

6. Zusammenfassung und Ausblick

Im vorliegenden Beitrag wurde ein Agentensystem zur dezentralen Steuerung von Routenzügen entwickelt, das es ermöglicht, den zunehmenden Kunden- und Marktanforderungen gerecht zu werden. Das Agentensystem realisiert eine dynamische Tourenbildung auf Basis von vier Agententypen und hat im Rahmen einer Simulationsstudie gezeigt, dass es im Vergleich zum Status Quo eine deutliche Leistungssteigerung erbringt. So wurde die Fahrzeit pro Auftrag um etwa 10% reduziert, die Terminabweichungen um den Faktor 3,9 gesenkt und gleichzeitig die Robustheit des Systems erhöht (Faktor 6,8 bei Fahrzeit und 4,9 bei Terminabweichung).

Trotz dieser Verbesserungen können verspätete Materialanlieferungen nicht vollkommen vermieden werden. Im nächsten Schritt sollen daher Wege untersucht werden, die Systemleistung weiter zu erhöhen und das System im Rahmen eines Pilotprojektes umzusetzen. Ferner kann die Performance weiter erhöht und das System den realen Bedingungen weiter angepasst werden, z.B. durch Einführung von Strafzeiten/-kosten für stark befahrene Strecken und durch Implementierung von Echtzeit-Positionsdaten (z.B. über Warehouse-GPS). Damit könnte die Genauigkeit erhöht und eine Verbesserung der geschätzten Ankunftszeit von Material an Bedarfsorten sowie Routenzügen am Bahnhof erreicht werden. Eine Realisierung des Konzeptes als Laufzeitsystem kann auf Basis gängiger Frameworks wie JADE erfolgen. Sie sollte zunächst in kleinerem Rahmen geschehen und eine Notfallstrategie beinhalten. Dafür kommen kleinere, selbstständig belieferte Bandabschnitte bzw. Kleinserien-Montagen in Frage. Auf einer höheren Betrachtungsebene ist zudem die Frage unbeantwortet, wie ein solches System als Teil eines größeren Meta-Systems wie einer gesamten Fabrik oder eines Produktionsnetzwerks eingebunden werden kann. Damit verbunden ist die Frage, wie Sub-Systeme miteinander kooperieren müssen, um ein Gesamtoptimum anstatt eines individuellen Optimums zu erreichen. Diese Fragen spannen aus Sicht der Autoren ein wichtiges Forschungsfeld auf, das im Rahmen zukünftiger Projekte von ihnen bearbeitet werden wird.

Literaturverzeichnis

- [1] VDI/VDE-Gesellschaft Mess- und Automatisierungstechnik (Hrsg.): Industrie 4.0 Statusreport – Wertschöpfungsketten, Düsseldorf, 2014
- [2] VDI/VDE-Gesellschaft Mess- und Automatisierungstechnik (Hrsg.): Statusreport Industrie 4.0 – Technical Assets. Grundlegende Begriffe, Konzepte, Lebenszyklen und Verwaltung. VDI/VDE-Gesellschaft Mess- und Automatisierungstechnik, Düsseldorf, 2015
- [3] VDI/VDE – GMA - Fachausschuss 7.21 „Industrie 4.0“: Referenzarchitekturmodell Industrie 4.0 (RAMI4.0), April 2015, https://www.vdi.de/fileadmin/user_upload/VDIGMA_Statusreport_Referenzarchitekturmodell-Industrie40.pdf, letzter Zugriff: März 2016
- [4] DIN SPEC 91345:2016-04: Referenzarchitekturmodell Industrie 4.0 (RAMI4.0), 2016

- [5] Samad, T., Parisini, T.: Systems of Systems, in: T. Samad and A.M. Annaswamy (Hrsg.): The Impact of Control Technology, 2011, <http://ieeecss.org/sites/ieeecss.org/files/documents/loCTPart3-04System-OfSystems.pdf>, letzter Zugriff: Oktober 2016
- [6] Meißner, S.: Logistische Stabilität in der automobilen Variantenfließfertigung, Diss., Technische Universität München, Fakultät für Maschinenwesen, München, 2009
- [7] Colombo, A.W., Karnouskos, S., Mendes, J.M., Leitão, P.: Industrial Agents in the Era of Service-Oriented Architectures and Cloud-Based Industrial Infrastructures. in: Leitão, P., Karnouskos, S. (Hrsg.): Industrial Agents: Emerging Applications of Software Agents in Industry. Amsterdam, Oxford, Waltham: Elsevier, S. 67–87, 2015
- [8] Unland, R.: Software Agent Systems, in: Leitão, P., Karnouskos, S. (eds.): Industrial Agents: Emerging Applications of Software Agents in Industry, Elsevier, pp. 3–22, Amsterdam, Oxford, Waltham, 2015
- [9] Roidl, M.: Kooperation und Autonomie in selbststeuernden Systemen, in: Günthner, W., ten Hompel, M. (eds.), Internet der Dinge in der Intralogistik, Springer-Verlag, Berlin, S. 65-78, 2010
- [10] Wooldridge M, Jennings N.R.: Intelligent Agents – Theories, Architectures, and Languages, Vol. LNCS 890, Springer-Verlag, Berlin, 1995
- [11] Botti, V., Giret, A.: ANEMONA. A Multi-agent Methodology for Holonic Manufacturing Systems, 1. ed., Springer Verlag, London, 2008
- [12] Wooldridge, M.J., Jennings, N.R.: Intelligent agents: theory and practices, in: The Knowledge Engineering Review (10:2), S. 115–152, 1995
- [13] Schaaf, W., Chisu, R.: Hochflexible, RFID-gesteuerte Handhabung von Stückgut, in: W. Günthner, M. ten Hompel (Hrsg.), Internet der Dinge in der Intralogistik, Berlin: Springer, S. 329-344, 2010
- [14] Chisu, R., Kuzmany, F., Günthner, W. A.: Realisierung einer agentenbasierten Steuerung für Elektrohängebahnsysteme, in: W. Günthner, M. ten Hompel (Hrsg.), Internet der Dinge in der Intralogistik, Berlin: Springer, S. 263-274, 2010
- [15] Elger, J., Haußner, C., Hofmeister, M., Baier, G.: Chancen und Herausforderungen von dezentral gesteuerten Flughafen-Gepäckförderanlagen, in: W. Günthner, M. ten Hompel (Hrsg.), Internet der Dinge in der Intralogistik, Berlin: Springer, S. 275-294, 2010
- [16] Kugler, W., Gehlich, D.: Einsatz von Agentensystemen in der Intralogistik, in: P. Göhner (Hrsg.), Agentensysteme in der Automatisierungstechnik, Berlin: Springer, S. 113-128, 2013
- [17] Göhring, S., Lorenz, T.: Agentenbasierte Staplerleitsysteme, in: W. Günthner, M. ten Hompel (Hrsg.), Internet der Dinge in der Intralogistik, Berlin: Springer, S. 313-328, 2010
- [18] Schlick, J., Stephan, P., Loskyll, M., Lappe, D.: Industrie 4.0 in der praktischen Anwendung, in: T. Bauernhansl, M. ten Hompel, B. Vogel-Heuser (Hrsg.), Industrie 4.0 in Produktion, Automatisierung und Logistik - Anwendung, Technologien, Migration, Wiesbaden: Springer Fachmedien, S. 57-84, 2014
- [19] Krause, A., Müller, E., Strauch, J.: Routenzüge in der variantenreichen Großserienfertigung - Wandlungsfähigkeit als Schlüssel zur Effizienz, in M. Schenk, H. Zadek, G. Müller, K. Richter, H. Seidel (Hrsg.): 20. Magdeburger Logistiktage - Sichere und nachhaltige Logistik, Magdeburg: Fraunhofer Institut für Fabrikbetrieb und -automatisierung, S. 97-103, 2015
- [20] Dewitz, M., Günthner, W. A., Arlt, T.: Fahrplanoptimierung für innerbetriebliche Routenverkehre, in: Logistics Journal - Proceedings, Jg. 2014, S. 1-14
- [21] Dantzig, G. B., Ramser, J. H.: The Truck Dispatching Problem, in: Management Science, Jg. 6, Nr. 1, 1959, S. 80-91
- [22] Toth, P., Vigo, D. (Hrsg.): The vehicle routing problem, Society for Industrial and Applied Mathematics (SIAM monographs on discrete mathematics and applications), Philadelphia, Pa., 2002
- [23] Domschke, W., Scholl, A.: Logistik – Rundreisen und Touren, 5. Aufl., Oldenbourg-Verlag, München, 2010
- [24] Klenk, E., Galka, S.: Das Hauptziel - Dynamische und flexible Systeme, in: Hebezeuge Fördermittel, Jg. 53, 2013, S. 7-8
- [25] Günthner, W., Hompel, M. ten: Internet der Dinge in der Intralogistik, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg (VDI-Buch), 2010
- [26] Parunak, H. V. D.: Industrial and Practical Applications of DAI, in: G. Weiss (Hrsg.), *Multiagent Systems*, Cambridge: MIT Press, 1999, S. 377-421
- [27] Bussmann, S., Jennings, N. R.; Wooldridge, M.: Multiagent Systems for Manufacturing Control. A Design Methodology. Berlin, Heidelberg, Springer-Verlag, 2004
- [28] Lüder, A., Vogel-Heuser, B., Göhner, P.: Elektronische Datenverarbeitung - Agentenbasiertes Steuern, in: Grote, K.-H., Feldhusen, J. (Hrsg.): Dubbel, 24. Auflage, Berlin: Springer, S. 1924-1928, 2014
- [29] <http://jade.tilab.com/>, letzter Zugriff: 30.07.2017
- [30] <http://jacamo.sourceforge.net/>, letzter Zugriff: 30.07.2017
- [31] Jung, H.: Konzept einer agentenbasierten Transportsteuerung für komplexe, dynamische und multimodale Logistiknetzwerke, Karlsruhe: KIT Scientific Publishing, 2015

Funktionale Stellgrößenmodellierung in Optimalsteuerungsprozessen und deren Anwendung auf die Manöverplanung autonomer Fahrzeuge

M. Sc. Michael Schmidt ¹⁾, Jun.-Prof. Dr.-Ing. Stephan Schmidt ²⁾

¹⁾ Institut für Mobile Systeme, Otto-von-Guericke Universität Magdeburg, michael.schmidt@ovgu.de, 0391-67-52725

²⁾ Institut für Mobile Systeme, Otto-von-Guericke Universität Magdeburg, stephan.schmidt@ovgu.de, 0391-67-52084

Zusammenfassung

Dieser Beitrag präsentiert eine Methodik, die Anzahl der Optimierungsvariablen in einem Optimalsteuerungsproblem mittels funktionaler Beschreibung der Stellgrößen zu reduzieren. Hierzu werden die Stellgrößen des Systems mit Hilfe geeigneter Funktionstypen im Optimierungsintervall beschrieben. In einem ersten Schritt werden zunächst die qualitativen Stellgrößenverläufe verschiedener elementarer Fahrmanöver analysiert, um Anforderungen an die Funktionsklasse hinsichtlich einer möglichst allgemeingültigen Stellgrößenmodellierung abzuleiten. Hier werden vor allem Stetigkeit und stetige Differenzierbarkeit der beschreibenden Funktion an den zeitlichen Stützstellen sowie über die Iterationen des Optimierungsprozesses hinweg gefordert.

Im Weiteren werden sowohl funktionale Beschreibungen der Stellgrößenverläufe über dem gesamten Optimierungsintervall als auch abschnittsweise definierte Funktionen betrachtet. Als Optimierungsvariablen stehen einerseits die Koeffizienten der funktionalen Beschreibung zur Verfügung. Alternativ können die gegebenen Funktionale vollständig durch fest gewählte Stützstellen definiert werden, welche dann als Freiheitsgrad der Optimierung dienen. Abschließend wird ein Optimierungsframework vorgestellt, das die erarbeiteten Stellgrößenmodelle nutzt, um optimale Zustandstrajektorien für die verschiedenen Elementarmanöver zu definieren. Das längs- und querdynamische Fahrverhalten wird hierbei mittels eines physikalischen Fahrzeugmodells berücksichtigt. Die Bewertung der Lösungsgüte der verschiedenen Funktionsklassen erfolgt über die Gegenüberstellung der zur Lösungsfindung erforderlichen Iterationen sowie dem Wert des Gütefunktional nach abgeschlossener Optimierung. Als Referenz dient jeweils die Problemformulierung mit maximaler Anzahl an Freiheitsgraden.

Schlüsselwörter: autonomes Fahren, Optimalsteuerung, Stellgrößenmodellierung

1. Einleitung

Basierend auf Daten des statistischen Bundesamtes [1] und weiterer internationaler Untersuchungen [2],[3] lässt sich zeigen, dass menschliches Versagen in 94% aller Verkehrsunfälle mit Sach- oder Personenschaden zumindest mitverantwortlich und in bis zu 74% [4] aller Fälle als alleinige Ursache benannt werden kann. Die flächendeckende Einführung von teil- und vollautomatischen Fahrfunktionen, die den Fahrer ganz oder teilweise aus dem Fahrprozess herausnimmt und damit als Fehlerquelle ausschließt, birgt somit erhebliches Potential zur Reduzierung von Verkehrsunfällen und deren Folgen.

Neben der sensorischen Wahrnehmung des Umfeldes und der Stabilisierung des Fahrzeuges gegenüber externen Störungen wie etwa Seitenwind oder Reibbeiwert-Änderungen ist die Trajektorienplanung ein wesentliches Element in einem ganzheitlichen Steuerungs- und Regelungsansatz für automatisierte Fahrfunktionen. Trajektorien- bzw. Pfadplanung bedeutet die Vorgabe einer zeitlichen Abfolge von Zustandstransitionen zwischen zwei diskreten Zustandspunkten. Im Kontext des automatischen Fahrens bedeutet dies, die Definition eines Bewegungsablaufs zwischen einem gegebenen Startpunkt und einem gewünschten Zielpunkte. Zur Definition dieser Trajektorie existieren vor allem auf dem Gebiet der mobilen Robotik verschiedenste Methoden [5]. Diese basieren beispielsweise auf stochastischen Explorationsverfahren (RRT), der shortest-path-Suche in definierten Suchräumen (A^* , D^* , ...), der Zusammensetzung von komplexen Gesamtmanövern aus Manöverprimitiven, etwa über polynomiale Beschreibungen der Zustandsübergänge [6] bzw. der Kombination der verschiedenen Ansätze. Gemein ist diesen Verfahren, dass sie in der Regel auf einem komplexen Regelapparat zurückgreifen, der entsprechend der gegebenen Fahrsituation eine Suchrichtung definiert bzw. Manöverprimitive auswählt und parametrisiert. Besonders im definierten Kontext, beispielsweise bei Parkmanövern oder der Freifahrt auf Autobahnen, haben sich diese Verfahren bewährt. Deutliche Schwächen zeigen sich hingegen hinsichtlich der Möglichkeit des Regelapparates auf unbekannte Fahrsituationen bzw. unstrukturierte Umgebungen zu reagieren. Eine Alternative zu den genannten Suchverfahren stellen optimierungsbasierte Planungsverfahren auf Basis der optimalen Steuerung dar. Diese implementieren ein der Modellprädiktiven Regelung (MPC) ähnelndes

Lösungsframework, allerdings mit deutlich längeren Prädiktions- und Kontrollhorizont [7],[8]. Ein wesentlicher Vorteil dieser Verfahren ist, dass diese die Fahrdynamik des Fahrzeuges explizit über ein komplexes Fahrzeugmodell berücksichtigen und damit Zustandstrajektorien und zugehörige Stellgrößen berechnen, welche physikalisch plausibel und damit fahrbar sind. Reine Grafensuchverfahren stellen dies in der Regel über eine aufwändige nachgelagerte Suche nach dem krümmungsminimalen Pfad sicher, ohne die Fahrbarkeit in fahrdynamischen Grenzfällen wirklich garantieren zu können. Ein weiterer wesentlicher Vorteil der optimierungsbasierten Verfahren besteht darin, dass diese in der Lage sind eine Trajektorie zu generieren, ohne das explizit ein komplexer Regelapparat hinterlegt werden muss. Der befahrbare Bereich der Straße, statische und dynamische Hindernisse sowie deren prädierte Zustandstrajektorien werden im Optimierungsverfahren als Nebenbedingungen hinterlegt. Der Lösungsalgorithmus sucht daraufhin selbstständig eine geeignete kollisionsfreie Trajektorie und ist damit in der Lage auch unbekannte Fahrscenarien mathematisch reproduzierbar zu meistern, solange diese vollständig abgebildet werden können. Über die Definition geeigneter Zielfunktionen sind zudem die Darstellung von komfort- oder energieoptimalen Trajektorien sowie die Repräsentation von unsicherem Umfeldwissen möglich. Ein wesentlicher Nachteil der optimierungsbasierten Verfahren ist ihr vergleichsweise hoher Rechenaufwand. Dieser resultiert aus der Diskretisierung des kontinuierlichen Problems über einen definierten Zeithorizont. Mit steigender Horizontweite steigen die Zahl der notwendigen Stützstellen und damit je nach verwendeter Funktionsapproximation auch die Anzahl der freien Optimierungsvariablen, siehe hierzu Abschnitt 2 und 3.2. Die Verwendung von Integrationsverfahren höherer Ordnung erlaubt zwar prinzipiell die Vergrößerung der Diskretisierungsschrittweite, damit wird das Problem allerdings nur zu marginal größeren Horizontweiten verschoben und nicht vollständig gelöst.

Die Approximation der Stellgrößenverläufe über mehrere Stützstellen hinweg, bietet hingegen erhebliches Potential zur Reduktion der freien Variablen und damit des Rechenzeitbedarfs. Einfache Beispiele hierfür sind das stückweise konstant halten der Eingangsgrößen über mehrere Zeitschritte bzw. die lineare Stellgrößeninterpolation [9]. Delsart et al. verwenden für die Berechnung von Trajektorien, welche in einem gitterbasierten Planungsansatz für autonome Fahrzeuge definierte Start- und Zielpunkte verbinden, eine polynomiale Approximation höherer Ordnung und erreichen damit physikalisch plausible Trajektorien bei verringertem Rechenaufwand [10]. Dieser Beitrag überträgt den Ansatz der Approximation höherer Ordnung wieder auf die Beschreibung der Stellgrößen. Untersucht werden verschiedene abschnittsweise definierte Funktionen, sowie funktionale Approximationen über den gesamten Horizont hinweg. Hierzu wird im Kapitel 2 zunächst das optimierungsbasierte Pfadplanungsproblem allgemein und der Ansatz der funktionalen Stellgrößenapproximation im Speziellen vorgestellt. Kapitel 3 definiert ausgehend von bekannten Manöverprimitiven geeignete Kandidaten für die funktionale Approximation und vergleicht diese hinsichtlich ihrer Eignung für die Approximation. Im Kapitel 4 wird daraufhin die Simulationsumgebung sowie die Methodik zur Aufnahme und Analyse von Simulationsergebnissen vorgestellt. Im Folgenden analysiert Kapitel 5 die Ergebnisse und stellt die verschiedenen Funktionsklassen gegenüber. Der Beitrag schließt mit einer Zusammenfassung und einem Ausblick auf weitere potentielle Untersuchungen.

2. Optimierungsbasierte Planungsverfahren

Den Kern des im Folgenden verwendeten Bahnplanungsalgorithmus bildet die Lösung eines nichtlinearen Optimalsteuerungsproblems. Dieses steht jedoch nicht allein, sondern bettet sich in ein hierarchisch gegliedertes Gesamtkonzept ein. So steht etwa aus einer übergeordneten Planungsebene ein grober geometrischer Streckenverlauf zur Verfügung, welcher Start- und Zielpunkt geeignet verbindet. Dieser definiert einen zulässigen Fahrkorridor sowie die zugehörigen initialen Stellgrößen die geeignet sind, diesem Fahrkorridor annähernd zu folgen. Die Aufgabe des Bahnplanungsalgorithmus ist, wie bereits ausgeführt, die Generierung einer Referenztrajektorie mit den zugehörigen Stellgrößen innerhalb des zulässigen Bereichs und unter Berücksichtigung weiterer statischer und dynamischer Hindernisse zur Weitergabe an eine unterlagerte Regelungsebene. Diese stellt die Verfolgung der Referenztrajektorie auch bei äußeren Störungen sicher. Die Lösung des Bahnplanungsproblems erfolgt im Rahmen eines Moving-Horizon-Verfahrens mit kontinuierlichem Update und Neustart des Problems. Für weiterführende Informationen sei auf [7] und [11] verwiesen.

Die Referenztrajektorie ist im Folgenden die numerische Lösung eines Optimalsteuerungsproblems, wobei ein automatischer Fahrer, modelliert als Zielfunktion (1), sich mit seinem Fahrzeug, gegeben als das dynamische System (4), innerhalb der Fahrbahngrenzen und weiterer Nebenbedingungen (6) sowie Zustands- (3) und Stellgrößenbegrenzungen (5) bewegt.

Das allgemeine nichtlineare Optimalsteuerungsproblem ist hierbei gegeben als:

$$\arg \min_{\underline{p}} J(\underline{x}, \underline{u}) \quad (1)$$

mit

$$\underline{u} = w(\underline{p}) \quad (2)$$

$$\dot{\underline{x}} = f(\underline{x}, \underline{u}) \quad (4)$$

$$\underline{g}_u \leq g(\underline{x}, \underline{u}) \leq \underline{g}_o \quad (6)$$

und

$$\underline{x}_u \leq \underline{x} \leq \underline{x}_o \quad (3)$$

$$\underline{u}_u \leq \underline{u} \leq \underline{u}_o \quad (5)$$

Ein wesentliches Kernelement ist die Beschreibung des Fahrverhaltens des Fahrzeuges mit Hilfe der Bewegungsgleichungen des dynamischen Systems (4). Je detaillierter das Fahrverhalten modelliert wird, umso realistischer sind auch die erzeugten Referenztrajektorien. In diesem Beitrag wird das bekannte Einspurmodell nach Rieckert und Schunk in der Notation nach Mayer verwendet [12]. Das Fahrzeug wird hierbei als starrer Körper betrachtet der sich in der X-Y-Ebene bewegt. Die Räder einer Achse werden zu jeweils einem Rad, welches die kombinierten Reifenlängs- und Querkräfte überträgt, zusammengefasst. Die Modellierung der Reifenquerkraft erfolgt als lineare Funktion in Abhängigkeit der Schräglaufrinkel unter Berücksichtigung der maximal fährbaren Reifenkraft über den Kammschen Kreis. Im Einspurmodell werden Nick- und Wankbewegungen und damit Radlastschwankungen vernachlässigt. Die verschiedenen Vereinfachungen resultieren in einer zulässigen reinen Längsbeschleunigung von $a_x = \pm 1g$ und einer kombinierten maximalen Querbeschleunigung von $a_y = \pm 0,4g$.

Der Zustandsvektor \underline{x} und der Eingangsvektor \underline{u} sind definiert als:

$$\underline{x} = [x_E \quad y_E \quad \psi \quad \dot{\psi} \quad \beta \quad \delta \quad v] \quad (7)$$

$$\underline{u} = [\dot{\delta} \quad F_x] \quad (8)$$

Zustandsgrößen sind der Schwimmwinkel β , die Gierrate $\dot{\psi}$ sowie der Gierwinkel ψ , die Fahrgeschwindigkeit v , die Position im globalen Koordinatensystem x_E und y_E sowie der Lenkwinkel δ . Eingangsgrößen in das System sind die Lenkrate $\dot{\delta}$ und die aufzubringende Längskraft F_x . Zu weiteren Details des verwendeten Fahrzeugmodells und dessen Beschränkungen sei auf [12] verwiesen.

Die Definition des gewünschten Fahrverhaltens erfolgt über die Wahl der Zielfunktion (1). Über die Bewertung geeigneter fahrdynamischer Kenngrößen lässt sich das gewünschte Fahrverhalten, etwa eine komfort- oder energieoptimale Fahrweise einstellen. Um den Einfluss der verschiedenen Funktionsapproximationen möglichst rückwirkungsfrei untersuchen zu können, implementiert dieser Beitrag eine einfache Zielfunktion mit den Komponenten, Ablage von der Fahrspurmitte Δd , Lenkrate $\dot{\delta}$, Lenkwinkelbeschleunigung $\ddot{\delta}$, aufgebrauchte Längskraft F_x sowie deren Gradient \dot{F}_x , welcher proportional zum Längsruck ist, und Abweichung von der Zielgeschwindigkeit $\Delta v = v - v_{soll}$ in der Form:

$$J(\underline{x}, \underline{u}) = \sum_{k=1}^{n_s} \underline{y}_k^T * R * \underline{y}_k \quad (9) \quad , \text{ mit } \underline{y}_k = [\Delta d_k \quad \dot{\delta}_k \quad \ddot{\delta}_k \quad F_{x,k} \quad \dot{F}_{x,k} \quad \Delta v_k] \quad (10)$$

Bei der Matrix R handelt es sich um eine Gewichtungsmatrix in Diagonalform.

Nichtlineare Nebenbedingungen, wie etwa die Einhaltung der Fahrbahnbegrenzungen oder die Berücksichtigung der maximal zulässigen Querbeschleunigung, werden mittels (6) abgebildet. Reine Zustandsbegrenzungen, wie etwa die zulässige Höchstgeschwindigkeit, werden mittels (3) und Stellgrößenbegrenzungen mittels (5) modelliert. Das resultierende Problem wird mittels eines Runge-Kutta-Integrators vierter Ordnung über einem Horizont der Länge $\tau = n_s * \Delta T$ diskretisiert, wobei n_s die Anzahl der Diskretisierungsschritte und ΔT deren Schrittweite angibt.

Gleichung (2) erweitert das ursprüngliche Standardproblem (siehe [7]) um das Konzept der funktionalen Stellgrößenbeschreibung. Da die Stellgröße im Verlauf der Diskretisierung des kontinuierlichen Problems ebenfalls diskretisiert wird, findet hier für gewöhnlich ein Halteglied nullter oder erster Ordnung Verwendung. In diesem Beitrag wird dieses Vorgehen auf Halteglieder höherer Ordnung, wie sie z.B. in [13] beschrieben sind, erweitert. Die Stellgrößenbeschreibung (2) bildet die freien Parameter \underline{p} auf den Stellgrößenvektor \underline{u} ab. Als Approximationsfunktion $w(\underline{p})$ ist jede beliebige lineare oder nichtlineare Funktion geeignet, welche die in Kapitel 3 beschriebenen prinzipiellen Anforderungen an die Approximationscharakteristik erfüllt. In Abbildung 1 (siehe Kapitel 3) ist das Verhalten der vorgeschlagenen Stellgrößenfunktionale exemplarisch dargestellt. Ziel ist es den Verlauf der Eingangsgrößen über mehrere diskrete Stützstellen des Optimierungshorizontes hinweg durchgängig funktional zu beschreiben. Verschiedene Funktionale unterscheiden sich in Ihrer Eigenschaft ein verschieden großes Approximationsintervall abzubilden sowie in den hierzu notwendigen freien Parametern.

Die Funktionsapproximation ist dann numerisch von Vorteil, wenn (11) gilt, da sich dann die Anzahl der Freiheitsgrade des Optimierungsproblemess verringert.

$$\frac{\tau}{\Delta T} = n_s \gg n_{inter} * n_{DOF} \quad (11)$$

mit

τ ... Horizontlänge in [s]	n_{inter} ... Anzahl der Approximationsintervalle
ΔT ... Diskretisierungsschrittweite	n_{DOF} ... Anzahl der freien Parameter der Approximation
n_s ... Anzahl der Stützstellen	

Zusätzlich zur offensichtlichen Reduzierung der Rechenkomplexität, bietet die funktionale Stellgrößenmodellierung die Möglichkeit die Stetigkeit und stetige Differenzierbarkeit der Stellgrößen an den Intervallgrenzen zu garantieren. Somit können Sollwertsprünge vermieden und den nachgelagerten Stellgliedern und Reglern deutlich glattere Referenzgrößen zur Verfügung gestellt werden. Die hier zu erwartenden positiven Auswirkungen auf die Regelperformance lassen sich simulativ nicht vollständig quantifizieren und sind daher nicht Teil der Untersuchungen dieses Beitrages.

Neben den genannten positiven Eigenschaften bringt die funktionale Stellgrößenmodellierung allerdings auch eine Steigerung der numerischen Komplexität des Gesamtproblems mit sich. Stellgrößenbeschränkungen lassen sich nicht mehr einfach als „box constraints“ modellieren, sondern verlangen ggf. nach zusätzlichen Nebenbedingungen die das Einhalten der Stellgrößenbeschränkungen an allen Stützstellen n_s des Optimierungshorizontes sicherstellen, siehe Abbildung 1. Des Weiteren bringt die Funktion $w(p)$ ggf. eine zusätzliche Nichtlinearität in das System ein. Die Zustandsgrößen sind nunmehr nicht nur über das nichtlineare Fahrzeugmodell mit den Optimierungsparametern verknüpft, sondern hängen zusätzlich vom Stellgrößenfunktional ab. Diese Eigenschaft ist dazu geeignet das Konvergenzverhalten des Lösungsalgorithmus negativ zu beeinflussen und vergrößert im Falle analytisch berechneter Gradienten den Rechenaufwand zur Bestimmung dieser.

Welche Funktionsklassen prinzipiell geeignet sind und wie sich die genannten numerischen Eigenschaften auf die Performance des Gesamtsystems auswirken ist Gegenstand der folgenden Betrachtungen. Untersucht werden sowohl abschnittsweise definierte Approximationen, als auch funktionale Beschreibungen über den gesamten Optimierungshorizont hinweg.

3. Anforderungen an die Definition der funktionalen Stellgrößenmodellierung

In diesem Abschnitt wird zunächst das Konzept der Manöverprimitive vorgestellt. Anhand dieser lassen sich Charakteristiken für prinzipielle Stellgrößenverläufe ableiten, um daraus Anforderungen an geeignete Kandidaten für eine funktionale Beschreibung abzuleiten. Im Folgenden werden diese Kandidaten dann vorgestellt.

3.1 Manöverprimitive

Nagel und Enkelmann konnten zeigen, dass sich jede beliebige Fahrmission über eine Aneinanderreihung von elementaren Fahrmanövern darstellen lässt [14]. Durch entsprechende Parametrierung und Kombination dieser Elementarmanöver lässt sich das Fahrzeug von jedem beliebigen Systemzustand in einen anderen überführen. Aktuelle manöverbasierte Planungsansätze verfolgen dieses Konzept mit veränderter Manöverbeschreibung bis heute. Ursprünglich wurden von Nagel und Enkelmann 18 verschiedene Elementarmanöver identifiziert. Bereinigt um den Spezialfall „Parken“, die ihm zugeordneten Manöver und einigen aus anderen Manövern ableitbarer Spezialfälle lässt sich die Gesamtzahl auf die in Tabelle 1 dargestellten 8 Manöverprimitive reduzieren. Diese decken alle möglichen Fahrsituationen im Szenario Freifahrt ab.

Tabelle 1: Ausgewählte Elementarmanöver nach [14]

Anfahren/Beschleunigen	Anhalten/Verzögern
Straßenzug folgen	Annähern an einen Gegenstand
Fahrspurwechsel links/rechts	Folgefahrt
Konstantfahrt	Stillstand

Aus den Positions- bzw. Zustandsverläufen dieser Manöverprimitive lassen sich wiederum prinzipielle Verläufe für die Stellgrößen Lenkrate und Antriebskraft ableiten.

Querdynamisch besonders anspruchsvoll ist der „Fahrspurwechsel links/rechts“. Dieser besteht im Falle eines Notausweichmanövers aus einem stoßweisen Auf- bzw. Abbau von Lenkwinkel, ggf. mit zwischenzeitlichen Phasen in denen der anliegende Lenkwinkel konstant gehalten wird. Ein geeigneter Kandidat für die funktionale

Stellgrößenmodellierung muss in der Lage sein, diesen rechteckförmigen Verlauf möglichst scharf und zur Stabilisierung des Fahrzeuges am Ende des Optimierungshorizontes sowie im Falle des Doppelspurwechsels auch mehrmals abzubilden. Das Manöver „Straßenzug folgen“ erfordert hingegen einen möglichst kontinuierlichen Lenkratenverlauf mit deutlich verringerter Amplitude. Ein geeigneter Funktionskandidat muss in der Lage sein kurzzeitig Lenkrate zur Verfügung zu stellen und im weiteren Verlauf eine konstante Stellgröße gleich bzw. nahe Null zu erlauben. Dieses Verhalten entspricht dem Lenkverhalten eines menschlichen Fahrers bei der Kurven Ein- bzw. Ausfahrt.

Längsdynamisch stellt sich die Situation ähnlich dar. Das Szenario „Anhalten/Verzögern“ erfordert im Falle eines Notbremsmanövers einen möglichst schnellen Aufbau der maximal möglichen verzögernden Längskraft bis in den Stillstand des Fahrzeuges. Eine periodische Wiederholung des „Bang-Bang-Verlaufes“, wie im Falle der Querdynamik, ist allerdings weder aus sicherheitstechnischen noch komfortbedingten Erwägungen sinnvoll. Fahrdynamisch unkritische Fahrmanöver wie etwa die „Folgefahrt“ oder „Annähern an einen Gegenstand“ erfordern jeweils einen sich möglichst ruckfreien Auf- bzw. Abbau der Längskraft bis zum Erreichen der Wunschgeschwindigkeit.

3.2 Kandidaten für funktionale Beschreibungen

Ein geeigneter Kandidat für die funktionale Stellgrößenmodellierung muss sich so variabel formen lassen, dass er in der Lage ist, die stark rechteckförmigen Stellgrößenverläufe möglichst verzögerungsfrei abzubilden und gleichzeitig möglichst kontinuierliche Verläufe erlaubt. Im Sinne des iterativen Berechnungsschemas innerhalb des Moving-Horizon Verfahrens ist zudem die Stetigkeit und stetige Differenzierbarkeit an den Intervallgrenzen sowie zur vorherigen Lösung gefordert. Diese Kriterien werden beispielsweise durch Halteglieder höherer Ordnung erfüllt. Weiterhin ist bekannt, dass gemäß des Approximationsatzes von Weierstraß jede stetige und stetig differenzierbare Funktion auf einem kompakten Intervall beliebig genau durch Polynome approximiert werden kann, sodass auch eine funktionale Beschreibung der Stellgröße durch ein auf dem gesamten Optimierungshorizont definiertes Polynom den genannten Kriterien genügt. Darüber hinaus kann die Stellgröße o.b.d.A. als τ oder 2τ -periodisches Signal angenommen und entsprechend mittels einer Fourierreihe über dem gesamten Optimierungshorizont τ beschrieben werden. Sämtliche Kandidaten sind in Tabelle 2 zusammengefasst. Alle aufgeführten Beschreibungen zeichnen sich dadurch aus, dass die repräsentierte Stellgröße linear von den freien Parametern abhängt. Hierdurch soll eine Verschlechterung des Konvergenzverhaltens durch zusätzliche Nichtlinearität im Optimierungsproblem vermieden werden. Abbildung 1 zeigt die zugehörigen prinzipiellen Verläufe der einzelnen Funktionale bei Annäherung einer Punktefolge $cp(k)$.

Tabelle 2: Kandidaten geeigneter Funktionsklassen

Bezeichnung Kürzel	Funktionale Beschreibung	Anzahl der freien Parameter n_{DOF}	Anzahl zusätzlicher Nebenbedingungen
Lokale Stellgrößenfunktionale		Gesamtzahl freier Parameter pro Optimierung: $n_{DOF} * (n_{inter} - 1)$	
Stückweise konstant (<i>zoh</i>)	$u_i = p_i$	1	keine
Stückweise linear (<i>foh</i>)	$u_i(t) = p_i + \frac{(p_{i+1} - p_i)}{\Delta T} * \Delta t_i$	1	keine
Stückweise Polynomial quadratisch (<i>soh</i>)	$u_i(t) = p_0 + p_1 * \Delta t_i + p_{2i} * \Delta t_i^2$	1	n_s
Stückweise Polynomial Kubisch (<i>toh</i>)	$u_i(t) = p_0 + p_1 * \Delta t_i + p_{2i} * \Delta t_i^2 + p_{3i} * \Delta t_i^3$	1	n_s
Globale Stellgrößenfunktionale		Gesamtzahl freier Parameter pro Optimierung: n_{DOF}	
Polynomial (<i>pn</i>)	$u(t) = \sum_{j=0}^{n_{Deg}} p_j * t^j$	$n_{Deg} - 2$	n_s
Fourier (<i>fn</i>)	$u(t) = p_0 + \sum_{j=1}^{n_{Deg}} (p_{1j} * \sin(t * j) + p_{2j} * \cos(t * j))$	$n_{Deg} * 2 + 1$	$n_s + 2$

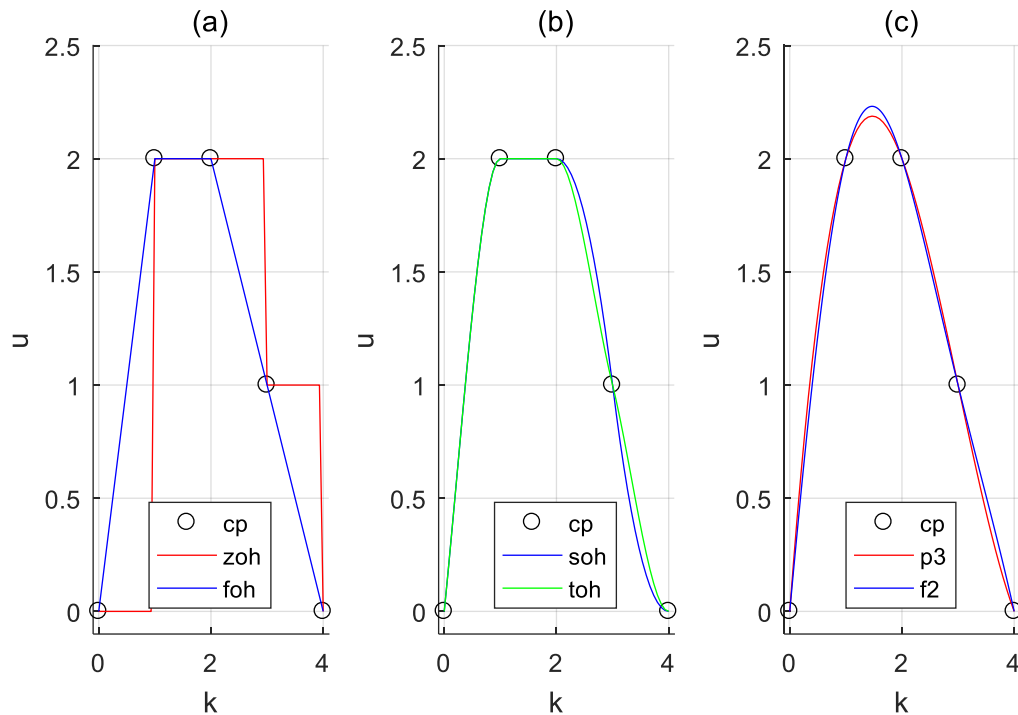


Abbildung 1: prinzipielle Verläufe der ausgewählten Funktionale mit Bezeichnung gemäß Tabelle 2

Lokale Stellgrößenfunktionale approximieren die Stellgrößenverlauf jeweils nur stückweise, die Gesamtzahl der freien Parameter im Optimierungsproblem entspricht damit der Anzahl der Freiheitsgrade des jeweiligen Wrappers n_{DOF} multipliziert mit der Zahl der zur Beschreibung notwendigen Funktionsintervalle n_{inter} . Der Einfluss von n_{inter} auf die Performance des Optimierungsproblems ist Gegenstand der Untersuchungen in Kapitel 5. Für globale Stellgrößenfunktionale gilt $n_{inter} = 1$, da diese jeweils über den gesamten Horizont definiert sind. Eine ausreichende Approximationsgüte erfordert hier ggf. einen deutlich höheren Freiheitsgrad sodass zum Vergleich die Gesamtzahl an Freiheitsgraden $n_{DOF} * n_{inter}$ der lokalen Funktionsbeschreibungen herangezogen wird.

Für sämtliche polynominalen Stellgrößenbeschreibungen reduziert sich die Anzahl der Freiheitsgrade durch die Forderung nach Stetigkeit und stetiger Differenzierbarkeit an Intervallgrenzen um jeweils zwei. Die stückweisen Polynome zweiter Ordnung werden somit durch nur einen zusätzlichen Punkt definiert. Um die Zahl der benötigten Freiheitsgrade für die stückweise Beschreibung durch kubische Polynome gleich zu halten, werden diese zusätzlich durch den jeweils folgenden Wert des nächsten Intervalls definiert. So kann der Wert der Stellgröße am Beginn jedes Intervalles für alle stückweise definierten Beschreibungen als Freiheitsgrad in der Optimierung verwendet werden. Im Falle der globalen Stellgrößenbeschreibungen wurden direkt die Koeffizienten der Funktionale als Freiheitsgrade der Optimierung verwendet.

Für lokale Stellgrößenfunktionale ergibt sich neben dem der Parametrierung des Stellgrößenverlaufs im Intervall zusätzlich die Möglichkeit der zeitlichen Verschiebung der Intervallgrenzen, d.h. die Einführung eines variablen lokalen Approximationshorizontes. Voruntersuchungen haben allerdings gezeigt, dass sich durch dieses Vorgehen die Konvergenzeigenschaften drastisch verschlechtern. Daher wird dieser Ansatz nicht weiter verfolgt.

4. Simulationsframework

Zum Test wird ein prototypisches Optimalsteuerungsframework in Matlab implementiert. Hierbei wird das bereits erwähnte Einspurmodell in der Notation nach Mayr zusammen mit einem Runge-Kutta-Integrator 4.Ordnung verwendet um die Trajektorien im Prädiktionshorizont zu berechnen. Zwischen dem matlab-eigenen Optimierer *fmincon* und dem so diskretisierten System wandeln die unter 3.2 beschriebenen Funktionen die Optimierungsgrößen in Stellgrößen für die numerische Integration um. Die resultierenden Trajektorien werden anschließend durch die Kostenfunktion (9) ausgewertet und der Optimierung zugeführt. Verwendet wird der in *fmincon* implementierte SQP-Algorithmus. Als Optimierungshorizont werden in Anlehnung an [7] $n_s = 60$ Schritte zu jeweils $\Delta T = 3,3 \cdot 10^{-2} \text{s}$ gewählt. Die Gradienten des Optimierungsproblem wurden mittels zentraler finiter Differenzen berechnet.

Für einen systematischen Test werden nun sämtliche funktionale Beschreibungen an einem Beispielszenario angewendet und hierbei die Anzahl der Intervalle bzw. die Anzahl der Freiheitsgrade der Optimierung variiert. Die Anzahl der Freiheitsgrade ergibt sich für die abschnittswiseen Stellgrößenfunktionale direkt aus der Anzahl der Intervalle n_{inter} . Für die globalen Funktionale wird der jeweilige Grad der Funktion entsprechend so gewählt, dass die Anzahl der Freiheitsgrade möglichst gut übereinstimmt. Folgende Werte wurden verwendet:

$$\begin{aligned}\bar{n}_{inter} &= [60, 30, 20, 15, 12, 10, 6, 5, 4] \\ \bar{n}_{DOF} &= 2 * [59, 29, 19, 14, 11, 9, 5, 4, 3]\end{aligned}$$

Für jede berechnete Lösung wird der finale Wert der Kostenfunktion J sowie die Zahl der vom Löser benötigten Iterationen n_{iter} und Funktionsaufrufe n_f gespeichert. Um die Auswahl der möglichen Kombinationsmöglichkeiten der funktionalen Beschreibungen aus Tabelle 2 einzuschränken wird zunächst anhand eines einfachen Ausweichmanövers geprüft, ob die Stellgrößenfunktionale grundsätzlich in der Lage sind, die anspruchsvolleren Manöverprimitive aus 3.1 abzubilden und gleichzeitig strenge Endbedingungen in der Optimierung einzuhalten. Ausgewählt werden diejenigen Kombinationen, welche bei gleicher oder geringerer Anzahl an Iterationen ein valides Ergebnis erzielen, wobei ein Ergebnis valide ist, wenn sämtliche Nebenbedingungen eingehalten werden. Dieses Vorgehen soll sicherstellen, dass die Komplexitätsreduktion im regulären Betriebszustand keine Verschlechterung von Notmanövern (Ausweichen, Notbremsung, vgl. Abschnitt 3.1) bewirkt. Dies ist notwendig, da sich die Echtzeitfähigkeit eines Planungsverfahrens jeweils am „Worst-Case-Szenario“ bemisst.

Anschließend werden die übrigen Kombinationen wie beschrieben an einem einfachen Slalom bewertet. Hier soll der normale Fahrbetrieb eines automatischen Fahrzeuges (Straßenzug folgen, Verzögern) abgebildet werden. Die Testfälle sowie Details zum Streckenverlauf und den Nebenbedingungen sind in Tabelle 3 angegeben.

Tabelle 3: Verwendete Testfälle

Testfall	Streckenverlauf	Nebenbedingungen
(1) Ausweichen	Linearer Streckenverlauf	$v_0 = 18 \frac{m}{s}$, $v_{soll} = 15 \frac{m}{s}$, $y_0 = -1m$, $y_{end} = 0$, $\delta_{end} = 0$ $\omega_{end} = 0$, $\beta_{end} = 0$ Hindernis bei $[x_o, y_o] = [25, -1.5]m$ Geforderter Sicherheitsabstand: 0.35m
(2) Slalom	10m lineare Strecke gefolgt von einfachem Slalom mit 20m Pylonabstand	$v_0 = 18 m/s$, $v_{soll} = 15 m/s$

5. Auswertung

Als Referenz wird die Lösung des Problems unter Verwendung eines Haltegliedes nullter Ordnung mit maximaler Anzahl an Freiheitsgraden genutzt. Zur Bewertung werden die Änderung in der Anzahl der benötigten Iterationen der Optimierung gemäß (13) sowie die Verschlechterung der Kostenfunktion in Relation zu dieser Referenzlösung gemäß (12) verwendet. Diese Kenngrößen werden nach (14) in einer Auswertemetrik zusammengefasst.

$$\Delta J_{rel} = \frac{J - J_{ref}}{J_{ref}} \quad (12) \quad \Delta n_{iter,rel} = \frac{n_{iter,ref} - n_{iter}}{n_{iter,ref}} \quad (13)$$

$$M = \frac{1 + \Delta n_{iter,rel}}{1 + \Delta J_{rel}} \quad (14) \quad n_{iter} \leq n_{iter,ref} \quad (15)$$

Wie bereits in Abschnitt 4 erläutert werden zunächst anhand von Testfall 1 aus Tabelle 3 diejenigen Kombinationen von Stellgrößenfunktionalen und Anzahl an Freiheitsgraden ermittelt, welche ein gültiges Ergebnis liefern ohne dass die Anzahl der Iterationen zur Lösung des Optimierungsproblems ansteigt, siehe (15). Die Ergebnisse sind in Tabelle 4 aufgeführt. Es wird deutlich, dass durch diese Vorauswahl ein großer Anteil der potentiellen Kombinationen eliminiert wird. In 62 Fällen wird dies durch ungültige Lösungen bedingt, so z.B. bei allen stückweisen Stellgrößenfunktionalen mit nur 3 Freiheitsgraden pro Stellgröße. In diesen Fällen führt die Komplexitätsreduktion dazu, dass kein geeigneter Stellgrößenverlauf mehr gefunden werden kann, der sämtliche Nebenbedingungen erfüllt. 137 weitere Kombinationen würden zwar valide Lösungen liefern, benötigen dazu jedoch mehr Iterationen in der Optimierung als die Referenzlösung und werden aus diesem Grund verworfen.

Tabelle 4: gültige Kombinationen von Stellgrößenfunktional und Anzahl an Freiheitsgraden pro Funktional gemäß Testfall 1. Spaltenweise ist das Funktional für die Lenkrate angegeben, die Zeilen repräsentieren die Beschreibung der Längskraft

n_{DOF}	zoh	foh	soh	toh	pn	fn
zoh	[59 29 19 14 11 9 5 4]	[59 29 19 14 11 9 5 4]	[19 14 11 9 5 4]	[59 29 19 14 11 9 5 4]	[\emptyset]	[5 4]
foh	[59 29 19 14 11 9 5 4]	[59 29 19 14 11 9 5 4]	[14 11 9 5 4]	[59 29 19 14 11 9 5 4]	[\emptyset]	[5 4]
soh	[19 14 11 9 5 4]	[14 5 4]	[14 11 5 4]	[29 14 11 5 4]	[\emptyset]	[5 4]
toh	[59 29 19 14 11 9 5 4]	[59 29 19 14 11 9 5 4]	[29 19 14 11 9 5 4]	[59 29 19 14 11 9 5 4]	[\emptyset]	[5 4]
pn	[3]	[19 3]	[3]	[3]	[\emptyset]	[3]
fn	[11 9]	[\emptyset]	[\emptyset]	[9]	[\emptyset]	[\emptyset]

Für diese Kombinationen wird nun Testfall 2 ausgewertet. Nach erneuter Auswahl nach (15) verbleiben 63 Kombinationen, welche in einer geringeren Anzahl an Iterationen valide Ergebnisse liefern. Die Ergebnisse sind in Abbildung 2 und Abbildung 3 dargestellt. Die Stellgrößenfunktionale sind hierbei zweifach codiert. Die Form einer Markierung gibt die verwendete Stellgrößenbeschreibung für die Lenkrate an, die Farbe repräsentiert die für die Längskraft verwendete Beschreibung.

Es ist zu erkennen, dass eine Reduktion der Anzahl der Freiheitsgrade und damit der Größe des Optimierungsproblems erhebliches Potential zur Reduktion des Rechenaufwandes bietet, da das Optimierungsproblem für viele der getesteten Kombinationen in weniger Iterationen zu einer gültigen Lösung konvergiert als dies beim Referenzproblem der Fall ist.

Die stückweise Beschreibung von Lenkrate und Längskraft mittels Polynomen zweiten Grades bei jeweils 4 Freiheitsgraden, entsprechend $n_{inter} = 5$ Intervallen stellt sich im Vergleich als beste Lösung heraus: hier können über 50% der benötigten Iterationen eingespart werden, während sich die Lösungsqualität im Vergleich zur Referenzlösung um nur ca. 1,5% verschlechtert. Bei gleicher Anzahl an Freiheitsgraden liefert auch die Kombination mit linearer oder kubischer Beschreibung der Längskraft gute Ergebnisse.

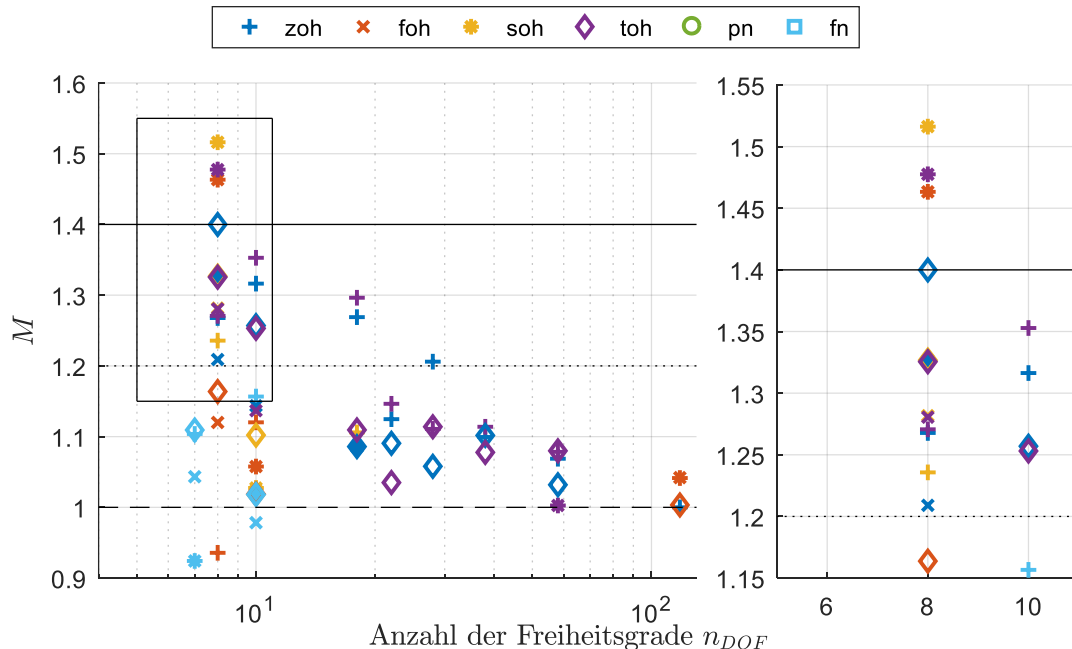


Abbildung 2: Auswertungsmetrik M für alle getesteten Kombinationen der Stellgrößenfunktionale in Abhängigkeit von der Anzahl der Freiheitsgrade der Optimierung. Das Stellgrößenfunktional für die Lenkrate δ ist über die Form der Markierung codiert, während die gewählte Beschreibung der Längskraft F_x über die Farbe angegeben wird.

Herauszustellen ist auch, dass die funktionale Beschreibung beider Stellgrößen durch kubische Polynome über einen großen Bereich von $n_{DOF} = 2 * [29, 19, 14, 11, 9, 5, 4]$ gültige Ergebnisse liefert, bei denen die relative Reduktion der benötigten Iterationen größer ist als die relative Erhöhung der Residualkosten, sodass sich diese Beschreibung anbietet, wenn ein Problem möglichst flexibel skaliert werden soll. Zusätzlich ist anzumerken, dass die gewünschten Effekte auch unter Verwendung eines Haltegliedes nullter Ordnung mit weniger Freiheitsgraden erreicht werden können, die Rechenzeitgewinne gehen hier jedoch mit einer stärkeren Erhöhung der Residualkosten einher. Darüber hinaus erzeugt das Halteglied nullter Ordnung mit sinkender Intervallanzahl stark un stetige Stellgrößenverläufe. Abbildung 4 zeigt exemplarisch die Verläufe der Lenkrate für Testfall 2 unter Verwendung des Haltegliedes nullter Ordnung sowie des Haltegliedes zweiter Ordnung mit angegebener Anzahl an Freiheitsgraden. Mit maximaler Anzahl an Freiheitsgraden erscheint der als Referenz genutzte Verlauf *zoh* noch kontinuierlich, während bei nur noch 9 Freiheitsgraden die Einschränkungen deutlich sichtbar werden. Das Halteglied zweiter Ordnung kann hier mit nur 4 Freiheitsgraden den optimalen Verlauf noch gut annähern und bewahrt dabei Stetigkeit in der Stellgröße und deren Ableitung. Der Unterschied der Verläufe ist vor allem darin begründet, dass das Halteglied zweiter Ordnung kontinuierlich an die Initialwerte $\delta = \dot{\delta} = 0$ anknüpft.

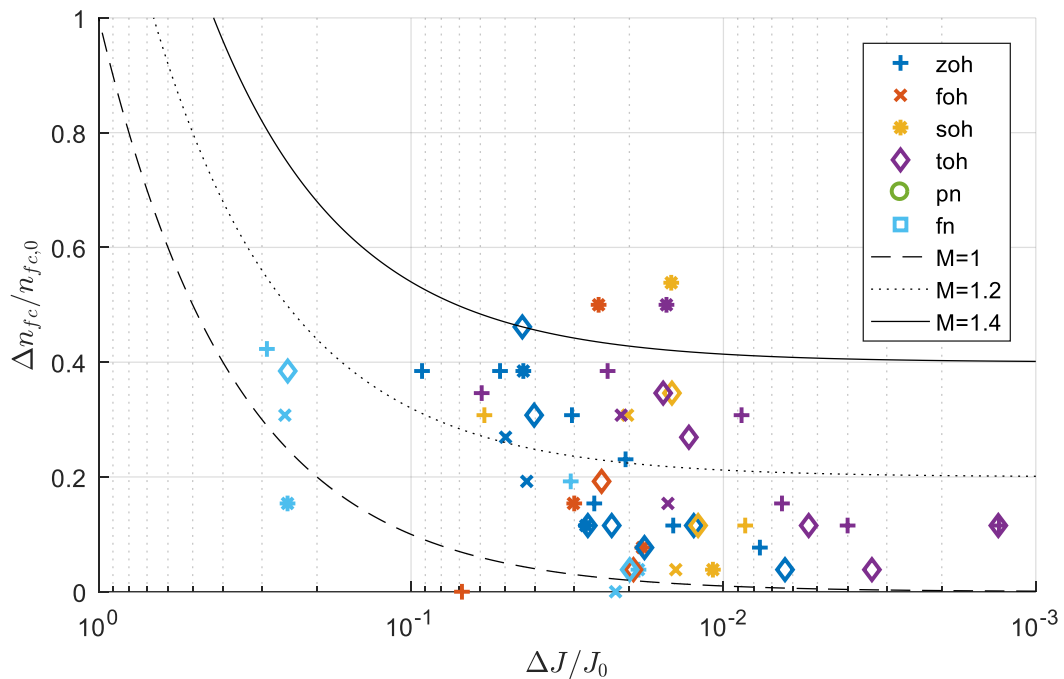


Abbildung 3: Relative Reduktion der benötigten Iterationen n_{iter} in Bezug auf die Verschlechterung der Kostenfunktion J für alle getesteten Kombinationen der Stellgrößenfunktionale mit eingetragenen Äquipotentiallinien der Auswertungsmetrik M

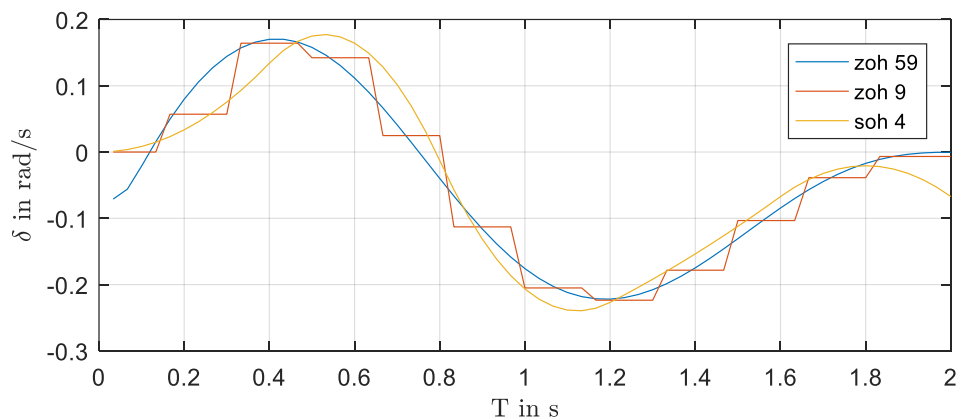


Abbildung 4: Exemplarische Lenkratenverläufe für Testfall 2

6. Zusammenfassung und Ausblick

Dieser Beitrag stellt eine Methodik zur Reduktion des Rechenzeitbedarfs von Planungsverfahren für autonome Fahrzeuge auf Basis der Optimalen Steuerung mittels funktionaler Beschreibung der Stellgrößen vor. Ausgehend von einer Analyse verschiedener Manöverprimitive wurden Anforderungen an potentielle Manöverkandidaten extrahiert und geeignete funktionale Beschreibungsformen definiert. Diese wurden im Rahmen eines Matlab-Frameworks implementiert und anhand zweier repräsentativer Manöver gegeneinander getestet. Gegenstand der Untersuchung waren sowohl lokale als auch globale Funktionsapproximationen. Es konnte nachgewiesen werden, dass die Approximation höherer Ordnung erhebliches Potential zu Reduktion des Rechenzeitbedarfs über die Reduktion der resultierenden Freiheitsgrade bietet.

In weiteren Arbeiten werden die in diesem Beitrag dargestellten Ergebnisse am vollständigen Manöverkatalog sowie im Rahmen des Moving-Horizon-Verfahrens über mehrere Iterationen des globalen Problems hinweg evaluiert. Abschließend erfolgt eine Überführung des hier dargestellten Konzeptes in das am Institut für Mobile Systeme erarbeitete Steuerungs- und Regelungskonzept für autonome Fahrzeuge und dessen Evaluierung im Fahrversuch. Von besonderem Interesse sind hier die Auswirkungen der stetigen und stetig differenzierbaren Stellgrößenverläufe auf die realen Stellglieder sowie die resultierende Regelgüte im geschlossenen Regelkreis.

Literaturverzeichnis

- [1] Destatis, „Traffic Fatalities vs. Safety Technologies in Germany,“ 2009.
- [2] Eurostat, „Straßenverkehrstodesopfer,“ 2015.
- [3] „A brief statistical summary. Critical reasons for crashes investigated in the national motor vehicle crash causation survey“ National Highway Traffic safety administration, February 2015.
- [4] Gerlau, Christian; Gasser, Tom Michael; Seeck, Andre. "Fahrerassistenz und Verkehrssicherheit" in Handbuch Fahrerassistenzsysteme. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2015. 24-32.
- [5] Khan, Amna; Iram Noreen and Zulfiqar Habib. "On Complete Coverage Path Planning Algorithms for Non-holonomic Mobile Robots: Survey and Challenges." Journal of Information Science & Engineering 33.1 (2017).
- [6] Werling, Moritz. "Ein neues Konzept für die Trajektoriengenerierung und-stabilisierung in zeitkritischen Verkehrsszenarien." at-Automatisierungstechnik Methoden und Anwendungen der Steuerungs-, Regelungs-und Informationstechnik 60.1 (2012): 53-54.
- [7] Schmidt, Stephan. "Ein optimales Steuerungs- und Regelungskonzept für autonome Elektrofahrzeuge". Magdeburg, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Dissertation, 2013.
- [8] Gerdts, Mathias. : "Optimal Control of Ordinary Differential Equations and Differential-Algebraic Equations". Bayreuth, University of Bayreuth, Habilitation, 2007
- [9] Camacho, Eduardo F., and Carlos Bordons Alba. "Model predictive control". Springer Science & Business Media, 2013.
- [10] Delsart, Vivien; Fraichard, Thierry; Martinez-Gomez, Luis. "Real-Time Trajectory Generation for Car-like Vehicles Navigating Dynamic Environments". IEEE Int. Conf. on Robotics and Automation, May 2009, Kobe, Japan. 2009
- [11] Dariani, Reza; Schmidt, Stephan and Kasper, Roland. "Optimal control based approach for autonomous driving." Emerging Technologies and Factory Automation (ETFA), 2016 IEEE 21st International Conference on. IEEE, 2016.
- [12] Mayr, Robert.: „Verfahren zur Bahnfolgeregelung für ein autonom geführtes Fahrzeug“. Dortmund, Universität Dortmund, Dissertation, 1991
- [13] Santana, Mohammed S. and Allen R. Stubberud. "Discrete-time equivalents to continuous-time systems." Control systems robotics and automation—2009 11 (2009): 176-217.
- [14] Nagel, Hans.-Helmut.& Enkelmann,Wilfried. 1991. Generic Road Traffic Situations and Driver Support Systems. In: Contribution to the 5th PROMETHEUS Workshop. 76-85.

A Calculably Efficient Power Management System for Use in a Battery/Supercapacitor Electric Car with a Range Extender

Mr. Sarawut Gonsrang^{1), 2)}, Prof. Dr. -Ing Roland Kasper³⁾

¹⁾ Institut für Mobile Systeme, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Germany, gonsrangs@st.ovgu.de, +49-391-67-12668

²⁾ Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Prince of Songkla University, Thailand, gsarawut@eng.psu.ac.th

³⁾ Institut für Mobile Systeme, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Germany, roland.kasper@ovgu.de, +49-391-67-18606

Abstract

Computation time is major concern in optimizing driving effort of electric vehicles (EV). Optimization procedure should be sufficiently fast to allow for real-time implementations. This paper presents a power management system (PMS) for an EV built with a battery pack, supercapacitor bank, and range extender. The proposed PMS has a hierarchical structure, consisting of an optimization-based master controller and component level. The master control system deals with power allocation of a hybrid energy storage system to cause the car to run at a correct speed with trade-off use of available energy on board. Local controllers at the component level, in turn, implement desired set values imposed by the master controller. The problem of power demand allocation in the studied car was formulated as a convex quadratic optimization program (QP), and it was solved only over a controlled horizon of one sampling period for optimal control inputs that minimize energy consumption and speed deviation of the car. By doing so, knowledge about the entire trip becomes unnecessary, and the formulated program can be solved rapidly using a specialized optimization solver. Results from simulation study revealed that the proposed QP-based PMS optimally distributed an electrical power load to the car components appropriately, without violating any physical constraints.

Keywords: Electric vehicle, Hybrid energy storage system, Power management system, Convex quadratic program

1. Introduction

1.1 Literature Survey

Electric vehicles (EV) are the future of the transportation sector that will not heavily depend on imported oil and severely contribute to climate change. EVs can be charged using electricity derived from sustainable energy sources, such as solar, geothermal, and wind power. Moreover, these vehicles do not emit tailpipe gases, and ICE-based range extenders employed by extended-range EVs can operate at some appropriate working points, at which fuel expenditure, emission, and so on are compromised. Consequently, air pollution in metropolises and their vicinities due to gaseous emission and particulate matter from transportation activities will be improved. According to a report published in www.fueleconomy.gov (online: Mars 3rd, 2017), EVs run more efficient than conventional and hybrid electric cars. EVs achieve power-to-wheel efficiency higher than 65%, and energy recuperation makes EV efficiency increase by 18-25%. Thus, overall power-to-wheel efficiency of EVs is greater than 90%.

Li-ion batteries with battery management systems are an advancement in energy storage technology for automotive applications. Nevertheless, all kinds of batteries cannot outlast internal combustion engines (ICE) in terms of total mileage, refueling time and additional vehicle weight. Furthermore, the survey in Ref. [1] suggests that a lithium content in batteries should be decreased since lithium resources are not sustainable. Thus, EVs should be equipped with multiple energy storage sources to allow battery downsizing.

Supercapacitors (SCs) are an ideal choice for increasing power density and overall efficiency of EVs [2], [3]. However, the energy content of SCs is minute; thus, an appropriate strategy for manipulating SC electrical charge is essential. One method is to couple the SC electricity level to the car's kinetic energy; this approach resulted in an improvement of energy economy [4], [5].

ICE-based generators are a potential candidate for extending mileage and enhancing power capability of EVs. Carbon dioxide emission is declined, and a traction motor can draw higher power when a battery, supercapacitor bank, and ICE-based range extender coordinate to empower a vehicle [6]. From an economic point of view, extended-range EVs cost slightly higher than pure EVs, but their total costs of ownership and maintenance and

repair expenses were cheaper by 11.5% and 9%, respectively [7]. However, sophisticated power management system (PMS) is necessary for coordinating multiple energy storage devices.

Rule-based energy management strategies are widely realized in EVs with hybrid energy storage systems (HESS) [6], [8]–[10]. These approaches are robust and computationally efficient but do not guarantee optimal energy conservation. Manual parameterization and engineering knowledge are crucial for devising applicable rules. Governing rules can be extracted from optimal solutions of other optimization algorithms, such as dynamic programming (DP) [11], [12], or genetic algorithm-based optimization [13]; however, these rules have driving pattern dependency.

Convex optimization is useful in automotive applications, such as component sizing [14], [15], energy management [16]–[18], etc. Convex optimization algorithms can be integrated with other algorithms, e.g., heuristic decision making, deterministic DP, for dealing with some optimization problems involving discrete-value decision variables, such as engine on-off and gear-shift problems. A combined algorithm proposed in Ref. [16] yields a near-optimal solution and surpasses DP in computation time. Simulation results reveal that quadratic programming integrated with other decision-making programs enhance the energy efficiency of plug-in hybrid EVs [17], [18].

1.2 Contribution

This paper presents a PMS for an electric car with a HESS, which avoids a high computational burden and allows for real-time implementations. The proposed PMS consists of an optimization-based master controller and component level. The master controller provides the lower level with decent set points, causing the car to run at the desired speed with minimum use of driving effort. Then, these preferred set values were implemented by local controllers at the component level. The power management problem of the studied car was formulated as a convex quadratic optimization problem (QP), and it was periodically solved over a limited control horizon of one sampling period to attain the set points.

2. Power Management System

2.1 Vehicle Modeling

The car under study is equipped with a battery pack, supercapacitor bank, and range extender (RE) (Figure 1). The battery pack is a primary energy storage source. The SC bank is a secondary energy storage device rendering a battery electrical load less intensive and enabling the electric traction motor to regenerate more power while decelerating or coasting downhill. The range extender is engaged in generating electricity when the car demands peak power and producing electricity for battery charging.

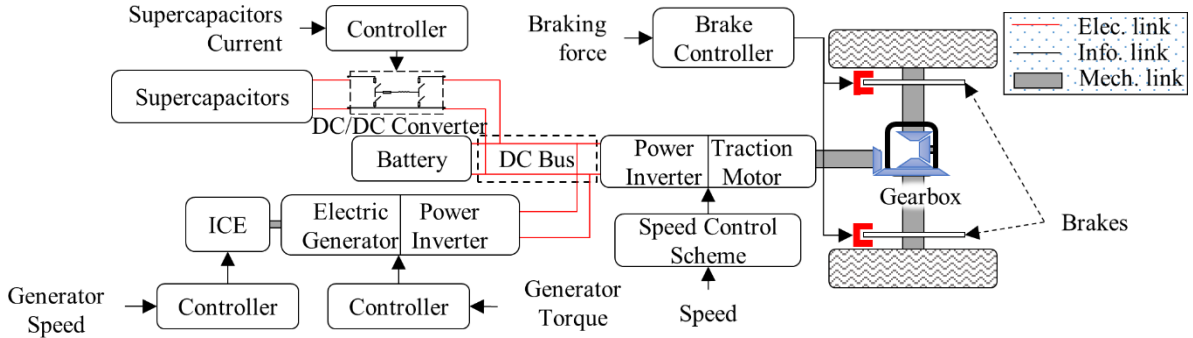


Figure 1. The vehicular topology of the studied electric car.

- Vehicle and Traction Motor

Longitudinal motion in a forward direction of the car with a mass m_V is described by

$$\dot{v} = \frac{1}{m_V} (F_M(I_M, v) - F_{Brk} - F_g - F_W - f_s) \quad (1)$$

where F_M is the propulsive motor force, F_{Brk} is the braking force, F_g is the car's weight component parallel to an incline, F_W is the aerodynamic drag, f_s is the car static friction, v is the linear speed, and \dot{v} is the vehicle acceleration rate. The force F_M and the applied voltage, U_M , obey the following equations:

$$F_M(I_M, v) = \frac{G}{r_W} \left(k_M I_M - \frac{J_V G}{r_W} \dot{v} - \frac{(d_V + d_M) G}{r_W} v \right) \quad (2)$$

$$U_M = R_M I_M + \frac{G k_M}{r_W} v \quad (3)$$

where d_V is the drivetrain damping, G is the net gear ratio, I_M is the motor current, J_V is the car inertia, k_M is the motor torque constant, L_M is the motor inductance R_M is the motor resistance, and r_W is the effective wheel radius. Losses caused by utilizing this voltage regulator are approximated as a heat dissipated by an equivalent resistor $R_{Inv,M}$. Motor power, P_M , is calculated using

$$P_M(I_M, v) = \left(\frac{G k_M}{r_W} v \right) I_M + (R_{Inv,M} + R_M) I_M^2 \quad (4)$$

Maximum electrical torque, M_M , produced by the traction motor, obeys an equation adapted from Ref. [19]:

$$M_{M,lim}(v) = \begin{cases} \frac{P_{M,max} r_W}{G} \frac{1}{v} - 68.2 \left(1 - 500 \frac{r_W}{G} \frac{1}{v} \right) \frac{G}{r_W} v > v_{base} \\ M_{M,max}, \text{ Otherwise} \end{cases} \quad (5)$$

where $M_{M,max}$ is the peak output torque, and $P_{M,max}$ is the maximum output power, and v_{base} is the base speed.

- Battery

An estimation of the battery voltage is achievable by employing the following equation:

$$U_B = E_B + I_B R_B = E_B + \dot{Q}_B R_B \quad (6)$$

where I_B is the battery current, Q_B is the stored electric charge, E_B is the open-circuit voltage, R_B is the internal battery resistance. A derivative of the state of charge, $\dot{S}oC_B$, and the discharged power, P_B , are approximated using the following equations:

$$\dot{S}oC_B(I_B) = \frac{I_B}{Q_{B,max}} \quad (7)$$

$$P_B(I_B) = E_B I_B + R_B I_B^2 \quad (8)$$

- Supercapacitors

Figure 2 presents a simplified circuit that emulates the dynamics of the SC bank. Relationship between the energy level, U_C , the current, I_{SC} , and the terminal voltage, U_{SC} , corresponding to Figure 2, are described by

$$I_{SC} = C_{SC} \dot{U}_C + \frac{U_C}{R_{SC,p}} \quad (9)$$

$$U_{SC}(I_{SC}) = U_C + R_{SC,s} I_{SC} \quad (10)$$

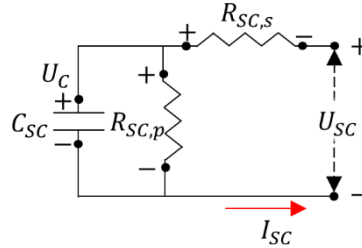


Figure 2. The simplified model of supercapacitors.

Reference energy level of the SC bank, $U_{C,KE}$, is determined using

$$U_{C,KE}(v) = \sqrt{U_{C,max}^2 - \frac{k_{SC,KE} m_V}{C_{SC}} \max(0, v^2 - v_{off}^2)} \quad (11)$$

where $k_{SC,KE}$ is the ratio of the car's KE at the maximum velocity, v_{max} , to total energy that the SC bank can accept. If the vehicle runs slower than the offset speed v_{off} , the SCs should be kept fully charged. The coefficient $k_{SC,KE}$ is acquired by solving the right-hand side of Equation (11) after substituting v by v_{max} .

A DC/DC converter is employed to decouple the SC voltage from that of the battery pack; the resistance R_{Conv} is defined for approximating converter losses. Power flows from the SC bank, P_{SC} , is described by:

$$P_{SC}(I_{SC}) = U_C I_{SC} + (R_{SC,s} + R_{Conv}) I_{SC}^2 \quad (12)$$

- Range Extender

A nonlinear transient behavior of an engine was not modeled explicitly in the optimization problem for simplicity and because transition phases were very short. Instead, the range extender was regarded as an energy storage device, supplying electric power promptly to the DC bus if the ICE was running and at least in idle mode. This

unit can produce electricity at five rates, presented in Table 1. These load points were chosen from the fuel-consumption map of the 2-L, 4-stroke Volkswagen engine [20]. The alternative $n_{RE,2}$ is the lowest output power operation that the optimizer can select instead of shutting down the onboard generator, while the other points were selected concerning fuel efficiency and rotational inertia effect.

Table 1. The range extender load points. P_{RE} takes a minus sign as flowing to the DC bus.

	N_{RE} (rad/s)	M_{RE} (Nm)	\dot{m}_{RE}^{fuel} (g/s)	P_{RE} (kW)	η_{RE} (%)
$n_{RE,1}$	0	0	0	0	0
$n_{RE,2}$	125.7	22	0.262	02.70	24.08
$n_{RE,3}$	219.9	72	1.064	15.21	33.33
$n_{RE,4}$	219.9	90	1.249	18.81	35.12
$n_{RE,5}$	251.3	94	1.478	22.56	35.59
$n_{RE,6}$	251.3	118	1.812	27.98	36.01

Six binary variables: $\mathbf{n}_{RE} = [n_{RE,1}, \dots, n_{RE,6}]$, were exploited for representing on-off states of the load points. Since the range extender only works at one point at a time, the selection of the operation points obeys:

$$\sum_{i=1}^6 n_{RE,i} = 1, n_{RE,i} \in \{0,1\} \quad (13)$$

The range extender output power, denoted by P_{RE} , is described by

$$P_{RE}(\mathbf{n}_{RE}) = \sum_{i=1}^6 \left(\frac{R_{Inv,RE}}{k_{RE}^2} M_{RE,i}^2 - M_{RE,i} N_{RE,i} \right) n_{RE,i} \quad (14)$$

where M_{RE} is the generator torque produced against the ICE movement, N_{RE} is the synchronized speed, k_{RE} is the torque constant of the generator, and $R_{Inv,RE}$ is the inverter's resistance. The rate of energy dissipated by the ICE, q_{ICE} , is quantified by

$$q_{ICE}(\mathbf{n}_{RE}) = \sum_{i=1}^6 (H^{fuel} \dot{m}_{RE,i}^{fuel} - M_{RE,i} N_{RE,i}) n_{RE,i} \quad (15)$$

where H^{fuel} is the fuel-oil heating value. The rate of fuel usage of the onboard generator, \dot{m}_{RE}^{fuel} , is

$$\dot{m}_{RE}^{fuel}(\mathbf{n}_{RE}) = \sum_{i=1}^6 \dot{m}_{RE,i}^{fuel} n_{RE,i} \quad (16)$$

where $\dot{m}_{RE,i}^{fuel}$ is the fuel consumption rate at the given operation.

- DC bus

The algebraic sum of electric power at the DC bus is

$$P_B + P_M + P_{SC} + P_{RE} + P_{aux} + P_{the} = 0 \quad (17)$$

Power consumed by auxiliary equipment, P_{aux} , is at a constant rate of 580 W, and the atmospheric conditioning system consumes a 1200-W power denoted by P_{the} ; these parameters are adopted from Ref. [21].

2.2 Optimization-based Power Management Problem

A PMS proposed in this work is for achieving several objectives. Firstly, the car should follow a requested speed with trade-off use of driving effort without violating any physical constraints of the components. Secondly, the SC energy level should follow its reference value imposed using Equation (11). Thirdly, the range extender should be exploited for assisting other power sources and charging the battery. These multiple goals are achievable by utilizing cost function consisting of multi-weighted terms as successfully realized in Ref. [22], [23].

A power allocation problem among the car components is considered only over a period ΔT to make the optimization problem independent of a driving cycle altogether. The following parameters are assigned to be decision variables of the problem under investigation: $\mathbf{y}_d = [I_B, I_M, I_{SC}, F_{Brk}, v, U_C, \mathbf{n}_{RE}]^T$. The penalty function for the optimization problem is imposed as follows:

$$J(\mathbf{y}_d) = \frac{1}{2\Delta T} \left(w_v m_v (v - v_{ref})^2 + w_{U_C} C_{SC} (U_C - U_{C,KE})^2 \right) + w_{I_M} R_M I_M^2 + w_{I_{SC}} R_{SC,s} I_{SC}^2 + w_{F_{Brk}} F_{Brk} v_{ref} + w_{q_{ICE}} q_{ICE}(\mathbf{n}_{RE}) \quad (18)$$

The above cost function is designed for accomplishing the following goals:

- minimizing energy losses due to onboard electricity production,
- keeping v and U_C varying around v_{ref} and $U_{C,KE}$, respectively,
- maintaining the motor and the SC current from exhibiting an overshoot,
- reducing losses due to the motor and the SC resistance, and

- maximizing a regenerative power.

Function (18) subject to constraints given in Section 2.1 can be formulated as a mixed integer quadratic quadratically constrained quadratic problem (MIQCQP) after substituting $(v_{k+1} - v_k)/\Delta T$ for \dot{v} in (1); $v_k + (v_{ref,k+1} - v_{ref,k})$ for v_{k+1} in (4); $U_{B,k} - R_B I_{B,k}$ for E_B in (8); and $U_{C,k}$ for $U_{C,k+1}$ in (12). Note that the last three substitutions render Equation (17) convex. The MIQCQP can be minimized using an optimization solver SCIP [24]. However, it is time-consuming to handle such an issue in real-time applications. Thus, the considered problem is reformulated as a quadratic optimization problem to diminish computational burden.

Equation (17) is made of Functions (4), (8), (12), and (14), but the first three expressions are quadratic, which need to be linearized using the following approximation

$$P_{k+1} \approx U_{k+1} I_k + U_k I_{k+1} - U_k I_k \quad (19)$$

The above linear approximation is achieved by applying a product rule for derivatives and the implicit Euler method. Besides Quadratic (17), six binary variables cannot be involved in a quadratic optimization problem. Thus, the optimization problem is split out on the alternatives of the range extender load points. In other words, only one load point is fixed as a constant in Equation (17) and all the decision variables except the binary variables: $\Phi_d = [I_B, I_M, I_{SC}, F_{Brk}, v, U_C]^T$, are optimized accordingly. By doing so, the MIQCQP will break up into six convex quadratic problems. Since these subproblems are independent of each other, they can be combined as a single optimization problem and minimized simultaneously. Decision variables of the combined optimization problem are given as follows:

$$\Phi_d = \begin{bmatrix} \Phi_{d,xRE,1} \\ \vdots \\ \Phi_{d,xRE,6} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} I_{B,xRE,1}, I_{M,xRE,1}, I_{SC,xRE,1}, F_{Brk,xRE,1}, v_{xRE,1}, U_{C,xRE,1} \\ \vdots \\ I_{B,xRE,6}, I_{M,xRE,6}, I_{SC,xRE,6}, F_{Brk,xRE,6}, v_{xRE,6}, U_{C,xRE,6} \end{bmatrix}^T \quad (20)$$

For better readability, $j \in \{1, 2, \dots, 6\}$ are utilized instead of $x_{RE,m}$, $m \in \{1, 2, \dots, 6\}$. The combined cost function regarding (20) is

$$J(\Phi_d) = \sum_{j=1}^6 \frac{1}{2\Delta T} (w_v m_V (v_j - v_{ref})^2 + w_{U_C} C_{SC} (U_{C,j} - U_{C,KE})^2) + w_{I_M} R_M I_{M,j}^2 + w_{I_{SC}} R_{SC,s} I_{SC,j}^2 + w_{F_{Brk}} F_{Brk,j} v_{ref} \quad (21)$$

The convex quadratic power management problem is written in the following form:

$$\begin{aligned} J_{k+1}^* &= \min_{\mathbf{y}_{d,k+1}} J_{k+1}(\Phi_{d,k+1}) \Delta T = \min_{\mathbf{y}_{d,k+1}} \frac{1}{2} \Phi_{d,k+1}^T \mathcal{H} \Phi_{d,k+1} + \mathcal{F}^T \Phi_{d,k+1} \\ \text{s. t. } &\mathcal{A} \Phi_{d,k+1} \leq \mathcal{B}, \quad \mathcal{A}_{eq} \Phi_{d,k+1} = \mathcal{B}_{eq}, \quad \Phi^{lb} \leq \Phi_{d,k+1} \leq \Phi^{ub} \end{aligned} \quad (22)$$

where \mathcal{H} and \mathcal{F} contain the combined penalty function $J(\Phi_d)$ (Function (21)), \mathcal{A} and \mathcal{B} contain six repeated sets of inequalities, \mathcal{A}_{eq} and \mathcal{B}_{eq} carry six repeated sets of equalities, and Φ^{lb} and Φ^{ub} are lower and upper bounds of the decision variables, respectively.

Besides SCIP, the opti-toolbox package also includes other solvers, such as *CLP* and *OOQP* [25]. The CLP stands for *Coin-or Linear Programming*. The solver CLP implements a *Dual Simplex method* for solving quadratic problems. The solver CLP is distributed on www.coin-or.org for operations research. The OOQP is an open source solver for dealing with quadratic programming as well. The acronym OOQP abbreviates *an Object Orientated Quadratic Programming*. The solver OOQP applies the *Gondzio Predictor-Corrector method* for optimizing quadratic programs [26]. Another optimization solver, studied in this paper, is the function *quadprog*, a Matlab® optimization routine [27]. This study investigated and compared the performance of these three optimization solvers for solving the combined QP (22).

After optimization, the combined minimizer $\Phi_{d,k+1}^*$ that contains six minimizers of the subproblems: $\Phi_{d,1,k+1}^*, \dots, \Phi_{d,6,k+1}^*$, is achieved. The next task is to select the most appropriate minimizer out of $\Phi_{d,k+1}^*$ for implementation.

$$J_{xRE} = \begin{bmatrix} J_{k+1}^*(\Phi_{d,1,k+1}^*) + Q_{RE,1} \\ \vdots \\ J_{k+1}^*(\Phi_{d,6,k+1}^*) + Q_{RE,6} \end{bmatrix} \quad (23)$$

where $Q_{RE,1\dots 6}$ are average losses at the selected operation points of the range extender. The Matlab function for selecting the lowest cost from J_{xRE} is $[M, j] = \min(J_{xRE})$, where M is the smallest penalty value, and j indicates a relative position of the smallest entry of J_{xRE} . The column vector that contains the global minimizer is

$$\Phi_{d,k+1}^* = \Phi_{d,k+1}^*(j-1) \times n_C + 1:j \times n_C = [I_{B,j}, I_{M,j}, I_{SC,j}, F_{Brk,j}, v_j, U_{C,j}]^T \quad (24)$$

where n_C is the number of the continuous variables in the combined QP.

2.3 Weighting Factor Tuning and Adaptation

The combined QP needs to be tuned to accomplish the goals set in the last section. All values of the weight factors could be one at the beginning. The factor w_v should be large enough so that the car keeps pace with the reference speed accurately. The car accelerates forcefully, provided that the factor w_{I_M} becomes small in its magnitude. The

simulation study suggests that w_{I_M} should not be nonzero, and the $w_{F_{Brk}}$ -to- w_{I_M} ratio should be around 0.5-0.7 to maximize regenerative power. The factor w_{U_C} should be around one to force U_C to follow $U_{C,KE}$ closely. The SC energy level U_C will convert to $U_{C,KE}$ rapidly if $w_{I_{SC}}$ is lower than one. However, the factor $w_{I_{SC}}$ and w_{I_M} should be greater than 0.1; otherwise, the SC and the motor current will exhibit an overshoot. The factor $w_{q_{ICE}}$ should be between $0.1-1 \times 10^{-2}$ to start the onboard generator when power demand outnumbers the rated battery power. The default values, used in this study, are shown in Table 2.

Table 2. Default values of the weight factors.

w_v	w_{I_M}	$w_{F_{Brk}}$	$w_{I_{SC}}$	w_{U_C}	$w_{q_{ICE}}$
60	0.2	0.1	0.2	1	3×10^{-3}

Besides the penalties existing in Function (18), the following costs are occasionally taken into consideration:

$$J_{extra} := \begin{cases} J_{I_B} = w_{I_B} I_{B,k+1}^2 R_B \\ J_{SoC_B} = w_{SoC_B} \frac{Q_{B,max}^2}{C_B} \left(\left(SoC_{B,k} + \frac{I_{B,k+1} \Delta T}{Q_{B,max}} \right) - 1 \right)^2 \end{cases} \quad (25)$$

The strategies for modifying Function (18) for different consequence are explained below.

- 1) If $SoC_B \geq 30\%$ and $N_{RE} \geq 100$ rpm (the range extender is at rest), then the weight factors in Table 2 are applied, and w_{I_B} and w_{SoC_B} are zero.
- 2) The SC bank is forced to absorb only regenerative power during a sudden slowdown by applying the following rule: if $(v_{ref,k+1} - v_k)/\Delta T \leq -3$ and $U_{C,k} - U_{C,KE}(v_{k-1}) \leq -2$, then $w_{I_B} = 5$ and $w_{U_C} = 0.1$. After a deceleration event has passed, the strategy 1) is applied again.
- 3) The weight w_{SoC_B} will be increased from zero to 0.005 to start the range extender if the following conditions are met:
 - (a) $SoC_{B,k} \leq 30\%$, $v_k \geq 10$ m/s, $m_{RE,k}^{fuel} > 0.1$ and
 - (b) $SoC_{B,k} \leq 35\%$, $v_k \geq 8$ m/s, $m_{RE,k}^{fuel} > 0.1$, $N_{RE,k} \geq 100$ rad/s.
- 4) The last rules, which is as follows: if $SoC_B \geq 100$, then $w_{F_{Brk}} = 0.05w_{I_M}$, maintains decent balance of braking effort between the traction motor and friction brakes when the battery is fully charged.

It is worth mentioning that the range extender is restricted to operate when $v_k \geq 10$ m/s to avoid noise or vibration that the driver and the passengers might perceive while the onboard generator is working. The battery state of charge is maintained around 30-35% to protect the primary energy source from deeply discharging.

2.4 Power Management System

The PMS shown in Figure 3 comprises an optimization-based master controller and component level. The master controller provides decent set points to the component level, and local controllers at the component level regulate the car's devices so that all components always keep track of the optimized inputs.

The optimization level consists of the optimization program, signal interface, finite state machine, and demand predictor (Figure 3). The Kalman-filter-based power demand predictor estimates traction power demand and SC power for half a second ahead, and generate starting command for the range extender if the sum of the motor and the SC power outweighs the maximum battery output power. The finite state machine combines startup command from the optimizer and the predictor and operates the onboard generator accordingly.

A vehicle speed, brake, range extender angular speed, and range extender torque controller produce control signals that keep relating devices following their desired set points, namely \tilde{v}^* , F_{Brk}^* , N_{RE}^* , and M_{RE}^* , respectively. These controllers are closed loop, except the feed-forward brake controller. The SC bank is an auxiliary component dealing with all additional power demands caused by a system's model mismatch and imprecise information about road conditions and weather. This auxiliary device is regulated by a closed-loop controller as well. The SC current setpoint is determined regarding \tilde{I}_B^* , \tilde{U}_C^* , and other parameters as follows:

$$I_{SC} = \frac{1}{2R_{Conv}} \left(-U_{SC} + \sqrt{U_{SC}^2 + 4(U_B \tilde{I}_B^* + P_M + P_{RE} + P_{Aux} + P_{the})R_{Conv}} \right) + \frac{C_{SC}}{T_{SC}} (\tilde{U}_C^* - U_C) + \frac{U_C}{R_{SC,p}} \quad (26)$$

where T_{SC} is the compensation time constant. The first huge term in Equation (26) defines a major part of the SC current, while the second one figures out a makeup current needed for fractional deviation of the SC charge level from \tilde{U}_C^* . The last term approximates an SC leakage current. Because of Equation (26), all miscalculations due to simplified mathematic expressions in the optimization problem will be compensated immediately, and a mismatch between U_C and $U_{C,KE}$ will be abating gradually.

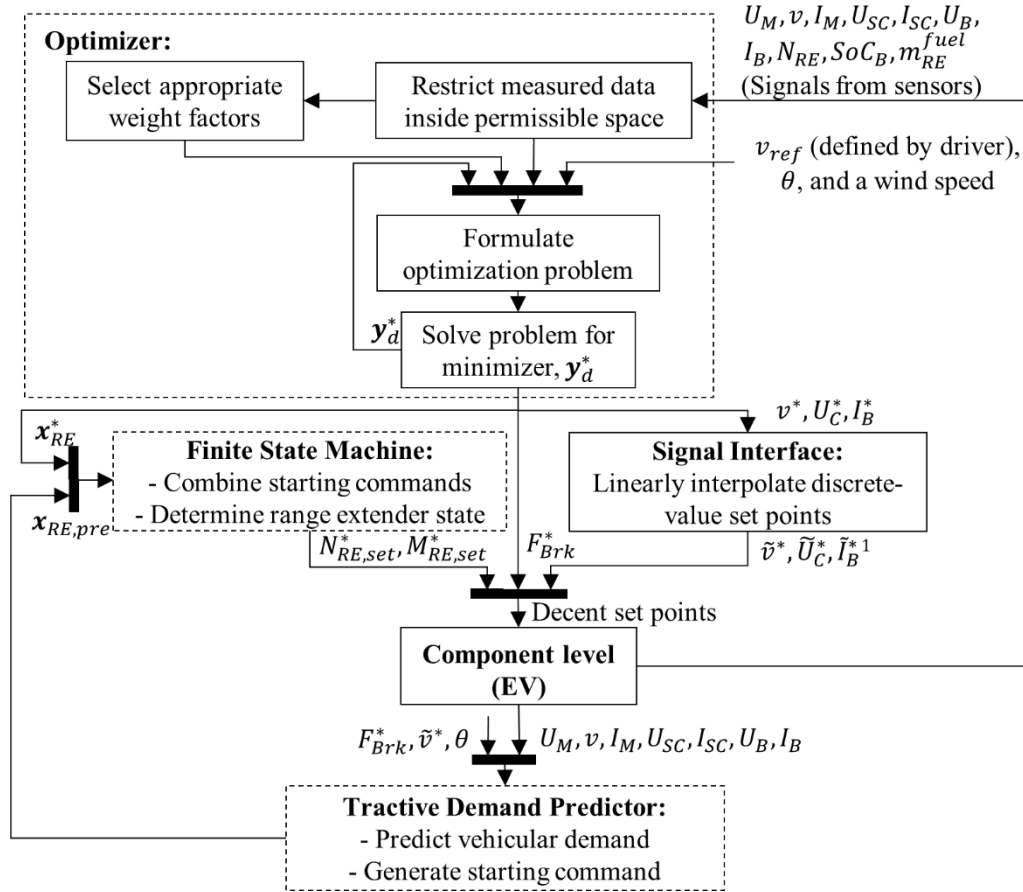


Figure 3. The structure of the proposed PMS. The systems enclosed in dashed boxes are discrete time, while the others in solid boxes are continuous time. ¹ The tilde (\sim) over the variable shows that the signal interface has linearly interpolated that variable.

3. Results and Discussion

The proposed PMS was coupled to the Matlab/Simulink® model representing dynamics of the studied electric car. The studied car was based on the *BMW i3 REx* with a 64-Ah battery pack [19] in a performance study; the SC bank on the *Maxwell 125V* heavy transportation supercapacitor module [28]. Table 3 presents technical information about the vehicle and its components.

This section presents simulation results for two objectives: (1) recruiting the fastest and most robust optimization solver for solving the proposed QP, and (2) analyzing a performance of the QP-based PMS. Note that the sampling time in this work was to 0.1 s: $\Delta T = 0.1$ s, and information about driving cycles appearing in this paper can be found in Ref. [29].

Table 3. Technical data of the *BMW i3 REx* [19] and the *Maxwell 125V* heavy transportation module [28].

Vehicle	Total mass (m_V)	1415 kg	Maximum speed (v_{max})	150 km/h
	Wheel radius (r_W)	0.3463 m	Gear ratio (G)	9.665
Battery	Available / Total capacity	18.8/22.1 kWh	Nominal voltage ($U_{B,nom}$)	360 V
Motor	Peak power ($P_{M,max}$)	125 kW	Peak torque ($M_{M,max}$)	250 Nm
SCs	Capacity (C_{SC})	63 F	Parallel resistor ($R_{SC,p}$)	12,500 Ω
	Rated applied voltage ($U_{SC,max}$)	125 V	Series resistor ($R_{SC,s}$)	0.018 Ω

3.1 Computational Comparison for Recruiting Optimization Solver

The battery of the studied car was relatively large and could provide sufficient power to the traction motor for most maneuvers. Extra power from the range extender became unnecessary during normal driving because a vehicle electrical load did not outnumber the maximum battery current, and electricity stored in the battery was still abundant. Thus, the solver SCIP only had to handle a quadratic constraint in the MIQCQP. As shown in Figure

4, solving such a complicated optimization problem using SCIP is not suitable for real-time applications with a high sampling rate. This solver was not the right option for the QP reformulated in this work either since many decision variables defined this optimization problem.

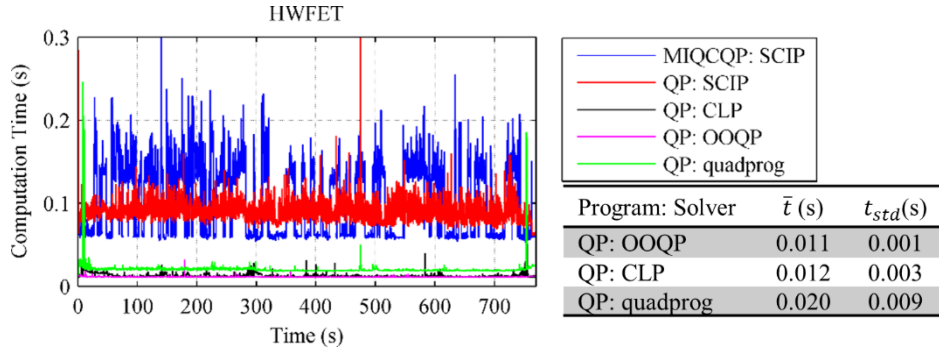


Figure 4. Computation time that differing optimization solvers consumed for solving an optimization problem during EPA Highway Fuel Economy Test (HWFET), adopted from Ref. [29].

Unlike SCIP; CLP, OOQP, and quadprog could solve the combined QP rapidly because they were developed for dealing with convex quadratic optimization problems. Figure 4 reveals that OOQP is the fastest solver among all the optimization solver, and CLP and quadprog come into the second and the third place, respectively. OOQP and CLP requires a few iterations to approach a globally optimal solution to each optimization problem instance. The solver quadprog is a commercial product and, as such, expected to have a better ability than those of OOQP and CLP. However, quadprog was slower and was reported to exceed the maximum allowable iterations more often than OOQP and CLP. Thus, the function quadprog was not suitable for real-time application of the QP.

Table 4. Average computational time that the optimization solver OOQP consumed for solving the QP.

Cycles	\bar{t} (s)	t_{std} (s)	% cumulative at $t \leq 25$ ms	% cumulative at $t \leq 50$ ms	% cumulative at $t \leq 100$ ms
NYCC	0.012	0.001	99.9	100.0	100.0
ArtLoURB	0.013	0.001	99.9	100.0	100.0
UDDS	0.013	0.001	99.9	100.0	100.0
HWFET	0.020	0.009	98.1	99.6	100.0
ArtLoMWY	0.011	0.0005	100.0	100.0	100.0

OOQP managed to attain solutions faster than CLP. In addition, data in Table 4 reveals that OOQP can solve 99.9% of optimization problem instances successfully in differing driving cycles in less than 25 ms. Thus, OOQP became the QP solver in the subsequent study.

3.2 Linearization Error

As described in the problem formulation, linearization of Equation (17) is crucial to make the system's constraints agree with the standardized form of quadratic optimization programs given in Ref. [25]. Although linear approximation enables the formulated optimization problem to be manageable by the solvers OOQP, CLP, and quadprog, it results in a linearization error as shown in Figure 5.

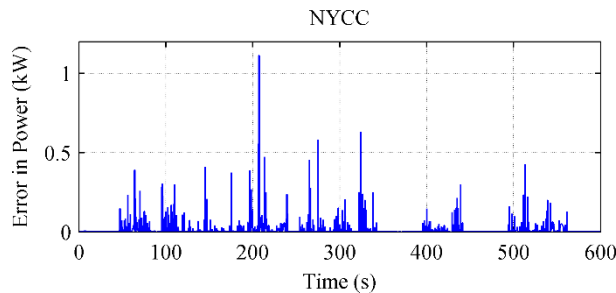


Figure 5. Absolute linearization errors in NYCC, when OOQP was adapted to solve the formulated QP.

The calculation error was 1.2 kW in HWFET test; this peak emerged when the electric traction machine was immediately changing its operation from braking to motoring. Miscalculation due to linearization caused the optimization program to fail to allocate a vehicle power load correctly although the motor voltage and motor current were figured out appropriately. Nevertheless, power miscalculation did not affect the car operation because the SC bank provided sufficient electricity to the traction motor and absorbed a regenerative power. As a result, the car kept pace with the requested speed without interruption.

3.3 Performance of QP-based PMS

Figure 6 evidences that the combined QP retained abilities to determine proper operation of the range extender and manage driving effort concerning physical constraints of the car components. Although the MIQCQP and QP started and stopped the power generator at a slightly different time, operating patterns of the range extender were similar as presented in Figure 6 (a) and (b). The QP regulated the car components properly when the vehicle was traveling down an 8% inclined plane with a fully-charged battery (Figure 6 (c) and (d)). Although power flow profiles in Figure 6 (c) and (d) are different, both the MIQCQP and QP could control the traction motor to recuperate just enough power for supplying other miscellaneous electric loads when the battery and the SC bank cannot absorb electric charge anymore. The battery state of charge at the end of ECE 15 was 99.986% for the MIQCQP and 99.976% for the QP.

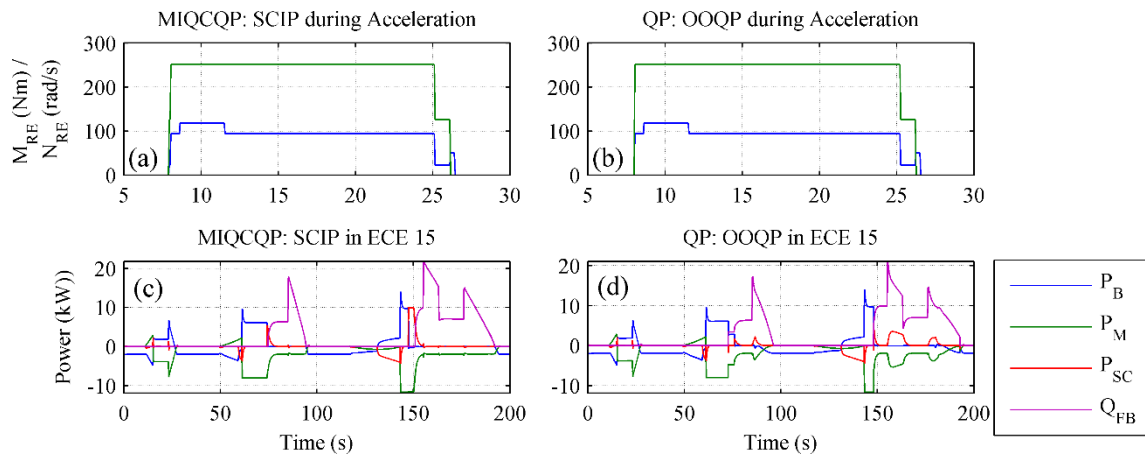


Figure 6. Figures (a) and (b) show an angular speed and produced torque trajectory defined by SCIP and OOQP during acceleration, and Figures (c) and (d) present power flow among components in ECE 15 when the car was regulated by SCIP and OOQP, respectively.

4. Conclusions and Outlook

This paper presents an optimization program, formulated as a convex quadratic optimization problem for use as a master controller of the PMS. Results from simulation study lead to the following conclusions.

- 1) The QP could be solved within 25 ms using the optimization solver OOQP, which allowed for real-time implementations.
- 2) The QP-based PMS optimally allocated a power load among the car components without violating any physical constraints.
- 3) The SC bank could supply extra power, which occurred due to a linear approximation of an electrical power expression. Thus, the battery could follow optimal operation imposed by the QP-based PMS, and the traction motor was always provided with sufficient power during driving.
- 4) Notwithstanding being simplified, the QP still maintained its ability to define decent operation for the range extender.

Further study is still necessary for improving a performance of the QP-based PMS, such as an ability to anticipate future dynamics to determine the suitable operation of the range extender. Calculation error due to the linearization of nonlinear mathematic expressions may be lessened by recalculating a solution to an optimization problem a few times. However, recalculation should be made concerning computational burden to compromise between computational effort and an optimization performance. Calculation time for optimization was neglected in this study. However, this assumption is not valid in real-world applications. Computation time consumed for each sampling time needs to be compensated for appropriate implementation of the optimization program.

References

- [1] A. Mahmoudzadeh Andwari, A. Pesiridis, S. Rajoo, R. Martinez-Botas, and V. Esfahanian, "A review of Battery Electric Vehicle technology and readiness levels," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 78, pp. 414–430, Oct. 2017.
- [2] Y. Chuan, C. Mi, and M. Zhang, "Comparative Study of a Passive Hybrid Energy Storage System Using Lithium Ion Battery and Ultracapacitor," in *EVS26 International Battery, Hybrid and Fuel Cell Electric Vehicle Symposium*, California, 2012, vol. 5, pp. 83–90.
- [3] P. G. Pereirinha and J. P. Trovão, "Multiple Energy Sources Hybridization: The Future of Electric Vehicles?," 2012.
- [4] J. Armenta, C. Núñez, N. Visairo, and I. Lázaro, "An advanced energy management system for controlling the ultracapacitor discharge and improving the electric vehicle range," *J. Power Sources*, vol. 284, pp. 452–458, Jun. 2015.
- [5] A. M. Jarushi and N. Schofield, "Battery and supercapacitor combination for a series hybrid electric vehicle," in *5th IET International Conference on Power Electronics, Machines and Drives (PEMD 2010)*, 2010, pp. 1–6.
- [6] F. J. Jiménez-Espadafor, D. P. Guerrero, E. C. Trujillo, M. T. García, and J. Wideberg, "Fully optimized energy management for propulsion, thermal cooling and auxiliaries of a serial hybrid electric vehicle," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 91, pp. 694–705, Dec. 2015.
- [7] B. Propfe, M. Redelbach, D. J. Santini, and H. Friedrich, "Cost analysis of Plug-in Hybrid Electric Vehicles including Maintenance & Repair Costs and Resale Values," in *EVS26 International Battery, Hybrid and Fuel Cell Electric Vehicle Symposium*, California, 2012, pp. 1–10.
- [8] C. Sandoval, V. M. Alvarado, J.-C. Carmona, G. Lopez Lopez, and J. F. Gomez-Aguilar, "Energy management control strategy to improve the FC/SC dynamic behavior on hybrid electric vehicles: A frequency based distribution," *Renew. Energy*, vol. 105, pp. 407–418, May 2017.
- [9] J.-J. Hwang, Y.-J. Chen, and J.-K. Kuo, "The study on the power management system in a fuel cell hybrid vehicle," *Int. J. Hydrog. Energy*, vol. 37, no. 5, pp. 4476–4489, Mar. 2012.
- [10] M. A. Hannan, F. A. Azidin, and A. Mohamed, "Multi-sources model and control algorithm of an energy management system for light electric vehicles," *Energy Convers. Manag.*, vol. 62, pp. 123–130, Oct. 2012.
- [11] B.-C. Chen, Y.-Y. Wu, and H.-C. Tsai, "Design and analysis of power management strategy for range extended electric vehicle using dynamic programming," *Appl. Energy*, vol. 113, pp. 1764–1774, Jan. 2014.
- [12] S. Zhang and R. Xiong, "Adaptive energy management of a plug-in hybrid electric vehicle based on driving pattern recognition and dynamic programming," *Appl. Energy*, vol. 155, pp. 68–78, Oct. 2015.
- [13] M. Sorrentino, G. Rizzo, and I. Arsie, "Analysis of a rule-based control strategy for on-board energy management of series hybrid vehicles," *Control Eng. Pract.*, vol. 19, no. 12, pp. 1433–1441, Dec. 2011.
- [14] N. Murgovski, L. Johannesson, J. Sjöberg, and B. Egardt, "Component sizing of a plug-in hybrid electric powertrain via convex optimization," *Mechatronics*, vol. 22, no. 1, pp. 106–120, Feb. 2012.
- [15] X. Hu, L. Johannesson, N. Murgovski, and B. Egardt, "Longevity-conscious dimensioning and power management of the hybrid energy storage system in a fuel cell hybrid electric bus," *Appl. Energy*, vol. 137, pp. 913–924, Jan. 2015.
- [16] T. Nüesch, P. Elbert, M. Flankl, C. Onder, and L. Guzzella, "Convex Optimization for the Energy Management of Hybrid Electric Vehicles Considering Engine Start and Gearshift Costs," *Energies*, vol. 7, no. 2, pp. 834–856, Feb. 2014.
- [17] Z. Chen, B. Xia, C. You, and C. C. Mi, "A novel energy management method for series plug-in hybrid electric vehicles," *Appl. Energy*, vol. 145, pp. 172–179, May 2015.
- [18] Z. Chen, C. C. Mi, R. Xiong, J. Xu, and C. You, "Energy management of a power-split plug-in hybrid electric vehicle based on genetic algorithm and quadratic programming," *J. Power Sources*, vol. 248, pp. 416–426, Feb. 2014.
- [19] BMW i3, "BMW i3 : Technical data." [Online]. Available: <http://www.bmw.com/>. [Accessed: 31-May-2016].
- [20] D.-I. J. Hadler, D.-I. F. Rudolph, D.-I. H.-J. Engler, and D.-I. S. Röpke, "Der neue 2,0-l-4V-TDI-Motor mit Common-Rail-Einspritzung," *MTZ - Mot. Z.*, vol. 68, no. 11, pp. 914–923, Nov. 2007.
- [21] J. Gissing, T. Lichius, S. Baltzer, D. Hemkemeyer, and L. Eckstein, "Predictive Energy Management of Range-Extended Electric Vehicles Considering Cabin Heat Demand and Acoustics," *IFAC-Pap.*, vol. 48, no. 15, pp. 209–216, Jan. 2015.
- [22] S. Kelouwani, K. Agbossou, Y. Dubé, and L. Boulon, "Fuel cell Plug-in Hybrid Electric Vehicle anticipatory and real-time blended-mode energy management for battery life preservation," *J. Power Sources*, vol. 221, pp. 406–418, Jan. 2013.
- [23] C. Xiang, F. Ding, W. Wang, and W. He, "Energy management of a dual-mode power-split hybrid electric vehicle based on velocity prediction and nonlinear model predictive control," *Appl. Energy*, vol. 189, pp. 640–653, Mar. 2017.
- [24] T. Achterberg, "SCIP: solving constraint integer programs," *Math. Program. Comput.*, vol. 1, no. 1, pp. 1–41, Jan. 2009.
- [25] OPTI Toolbox, "OPTI Toolbox Main/OPTI Toolbox Wiki." [Online]. Available: <http://www.i2c2.aut.ac.nz/Wiki/OPTI/>. [Accessed: 13-Jun-2016].
- [26] E. M. Gertz and S. J. Wright, "Object Orientated Software for Quadratic Programming," *ACM Trans. Math. Softw.*, vol. 29, pp. 58–81, 2003.
- [27] "Quadratic programming - MATLAB quadprog - MathWorks Deutschland." [Online]. Available: <https://de.mathworks.com/help/optim/ug/quadprog.html>. [Accessed: 25-Apr-2017].
- [28] Maxwell, "Maxwell Technologies 125 Volt Transportation Modules Ultracapacitors Application Specific Modules," *Maxwell Technologies*. [Online]. Available: <http://www.maxwell.com>. [Accessed: 19-Jan-2017].
- [29] T. J. Barlow, S. Latham, I. S. McCrae, and P. G. Boulter, "A reference book of driving cycles for use in the measurement of road vehicle emissions," *TRL Publ. Proj. Rep.*, 2009.

Radlastmessung an einem Elektrofahrzeug bei verschiedenen Fahrbahnbelägen inklusive Sonder- und Missbrauchereignissen

Cornelius Irmischer ¹⁾, Sebastian Koch ¹⁾, Dr.-Ing. Christian Daniel ¹⁾, Jun.-Prof. Dr.-Ing. Elmar Woschke ¹⁾

¹⁾ Institut für Mechanik, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Deutschland, cornelius.irmischer@ovgu.de, 0391 67 52885

Zusammenfassung

In dieser Arbeit werden Vergleichsmessungen der Radlasten an einem herkömmlich motorisierten Smart Fortwo und einem mit radnahen Motoren auf Elektroantrieb umgerüsteten Smart Fortwo „Editha 1“ vorgestellt. Ziel der Untersuchungen ist es, eine Aussage über die Erhöhung der Radlasten durch den Anstieg der ungefederten Masse des umgerüsteten Fahrzeugs zu treffen. Die Messungen werden mit einem 6-Komponenten-Messrad auf verschiedenen Untergründen durchgeführt, wobei auch Sonderereignisse wie Schwellen- oder Schlaglochüberfahrten untersucht werden. Die Messdatenauswertung erfolgt in Form von Lastkollektiven, die für die unterschiedlichen Lastfälle ermittelt und anschließend überlagert werden. Extrapolationen werden herangezogen, um Aussagen über die zu erwartenden Belastungen in der gesamten Lebensdauer der Fahrzeuge zu treffen. Es zeigt sich, dass die Radlasten des umgerüsteten Fahrzeugs deutlich höher sind. Allerdings ist es schwierig, diesen Anstieg allein auf die Erhöhung der ungefederten Masse zurückzuführen, da das umgerüstete Fahrzeug insgesamt deutlich schwerer ist.

Schlüsselwörter: Elektromobilität, radnaher Antrieb, Radlasten, Fahrwerksauslegung, Messrad, Belastungskollektive, Betriebsfestigkeit

1. Einleitung

Im Zuge strengerer Abgasvorschriften und der Diskussion um Fahrverbote für Dieselfahrzeuge ist das Interesse an einem Ausbau der Elektromobilität nach wie vor sehr groß. Die vielfältigen Forschungsarbeiten zu diesem Thema an der OvGU Magdeburg sind im Projekt Competence in Mobility (CoMo, [1]) gebündelt und beinhalten unter anderem die Weiterentwicklung und Applikation eines kompakten Radnabenmotors. Durch die Montage des Antriebs direkt am Rad lässt sich einerseits der Raumbedarf der Komponenten des elektrischen Antriebs im Fahrzeug weiter reduzieren, andererseits wird jedoch die für Fahrkomfort und Fahrwerksbeanspruchung maßgebliche ungefederte bzw. nur durch den Reifen gefederte Masse erhöht. Das Ziel der vorliegenden Arbeit ist es, den Einfluss dieser Massenerhöhung zu quantifizieren.



Bild 1: (a) Elektrosmart „Editha 1“ mit montiertem Messrad, (b) Detailaufnahme Messrad

Daher werden im Teilprojekt CoMo – Fahrdynamik und Radlasten am IFME Messungen zur Untersuchung des Belastungsanstiegs am Rad durchgeführt. Diese Messungen erfolgen an dem in Bild 1(a) gezeigten Smart Fortwo

„Editha 1“¹ mithilfe des in Bild 1(b) dargestellten Messrads, das eine Ermittlung der wirkenden Kräfte und Momente in allen drei Raumrichtungen ermöglicht. Die sehr robuste Messtechnik erlaubt Messungen auf verschiedenen Untergründen. Durch Zusammenfassung verschiedener Messungen in Belastungskollektiven und deren Extrapolation ist die Ableitung repräsentativer Aussagen für die Belastung in der gesamten Lebensdauer des Fahrzeugs möglich.

Letztendlich ist durch diese Arbeit die Abschätzung der zusätzlichen Fahrwerksbeanspruchung möglich und sie erlaubt es, deutlich präzisere Lastannahmen zu treffen. Damit wird dem Konstrukteur ein wichtiges Hilfsmittel für den Produktentwicklungsprozess zur Verfügung gestellt.

2. Messungen

2.1 Messtechnik

Die Messungen wurden mit einem Messrad der Firma CAEMAX durchgeführt. Das wesentliche Bauteil dieses Messrades ist ein Messwertaufnehmer (Wheel force transducer – WFT), in dem die wirkenden Kräfte und Momente mit Dehnungsmessstreifen aufgenommen werden. Die Messdaten werden direkt im Messwertaufnehmer digitalisiert und zunächst mit einer maximalen Samplingrate von 5000 Hz an ein Datenerfassungssystem übertragen, von dem aus sie in Echtzeit auf einem Laptop angezeigt werden können. Mit einem passenden Adapter wird der Messdatenaufnehmer an der Nabe des Fahrzeugs montiert. Zur Vorbereitung der Messung müssen lediglich das Rad gewechselt und die Vorrichtung zur Datenübertragung montiert werden. Das Messrad ist wasserdicht, hat einen Messbereich von $F_x, F_z = \pm 45 \text{ kN}$; $F_y = \pm 25 \text{ kN}$, $M_x, M_z, M_y = \pm 8.75 \text{ kNm}^2$ und ist stoßfest bis 50 g [3]. Per Knopfdruck am Messdatenerfassungssystem wird das Rad kalibriert, wofür lediglich wenige Radumdrehungen bei langsamer, nicht angetriebener Fahrt erforderlich sind. Somit handelt es sich bei dem Messrad um ein einfach zu bedienendes und gleichzeitig sehr robustes Messwerkzeug, das auch für die Erfassung von Sonder- und Missbrauchereignissen geeignet ist.

2.2 Messfahrzeuge

Mit Editha 1 als hauptsächlichem Untersuchungsgegenstand wurde die Mehrzahl der Messungen durchgeführt. Es handelt sich um einen Smart Fortwo der Baureihe 450, in den statt des Verbrennungsmotor-Antriebsstrangs ein elektrischer Antriebsstrang mit einer Leistung von $2 \times 10.25 \text{ kW}$ (Dauerleistung) und einer Batteriekapazität von 15.6 kWh eingebaut wurde. Die zwei Elektromotoren wurden mithilfe zweier modifizierter Radträger direkt an der Hinterachse montiert [4]. Dadurch erhöht sich die ungefederte Masse pro Rad um ca. 22 kg.

Zum Vergleich wurden Messfahrten mit einem baugleichen Smart Fortwo mit dem originalen Dieselantrieb durchgeführt. Das Mehrgewicht von Editha gegenüber diesem Fahrzeug beträgt 220 kg. Abgesehen von diesen Unterschieden sind die beiden Fahrzeuge baugleich, weshalb auch derselbe Adapter zur Montage des Messwertaufnehmers an der Radnabe verwendet werden konnte.

2.3 Durchgeführte Messungen

Ziel der Messungen war es, einen möglichst breiten Betriebsbereich des Fahrzeugs abzudecken. Deshalb wurden Messungen unter den in Tab. 1 angegebenen Bedingungen durchgeführt.

Tab. 1: Messzeiten der verschiedenen Fahrzustände

Lastfall	Messzeit Editha I	Messzeit Original-Smart
Stadtverkehr Gute Straße (50 km/h)	5000 s	2500 s
Stadtverkehr Schlechte Straße (30-50 km/h)	1560 s	1450 s
Kurvige Landstraße (60-80 km/h)	1100 s	300 s
Sehr gute Landstraße o. Kurven, autobahnähnlich (90 km/h)	900 s	950 s
Sonderereignisse (nur relevante Messdatenabschnitte)	230 s	210 s

¹ Forschungsfahrzeug für Elektromobilität der OvGU, auf Elektroantrieb mit radnahen Motoren umgerüstet [2]

² Standard-Fahrzeug-Koordinatensystem: x = Fahrzeuglängsachse, y = Raddrehachse, z = Vertikale Achse

Messungen, bei denen Kalibrierungsprobleme oder sonstige Fehler auftraten, sind in dieser Tabelle nicht angegeben. Bis auf eine lange Einzelfahrt auf guter Landstraße wurde jede Strecke mindestens fünfmal abgefahren, um statistische Abweichungen zu erfassen und eine valide Ausgangsbasis für die Extrapolationen zu schaffen (siehe Abschnitt 4.1). Da Anregungen des Fahrzeugs durch die Fahrbahn in einem Frequenzbereich bis etwa 30 Hz auftreten [5], ist die für die Messungen gewählte Abtastrate von 1000 Hz ausreichend. Die Auswertung der aufgezeichneten Messdaten erfolgt mithilfe eines MATLAB-Programms und besteht im Wesentlichen aus einer Rainflow-Zählung, der Darstellung der Messung als Lastkollektiv und der Berechnung einer Interpolationsfunktion. Die Interpolationsfunktion kann anschließend auf längere Fahrzeiten umgerechnet werden. Im folgenden Kapitel werden die Grundlagen der einzelnen Schritte dargestellt.

3. Theoretische Hintergründe zur Messdatenauswertung

3.1 Zählverfahren

Die Messungen werden als Belastungs-Zeit-Funktionen (BZF) für Kräfte und Momente in den drei Raumrichtungen aufgezeichnet. In diesem Format ist ein qualitativer Vergleich und eine Aussage über den Schädigungsinhalt eines Belastungszustandes jedoch sehr schwierig. Da weniger die Schwingungsfrequenz als vielmehr die Anzahl und Höhe der auftretenden Amplituden für die Bauteilschädigung entscheidend sind [6], spielen Zählverfahren auf dem Gebiet der Betriebsfestigkeit eine große Rolle. Dabei werden die auftretenden Belastungen bzw. Beanspruchungen nach Höhe und Häufigkeit der Schwingspiele geordnet, es erfolgt also ein Übergang vom Zeitbereich in den Häufigkeitsbereich. Eine Übersicht über die große Anzahl der unterschiedlichen Zählverfahren kann Köhler et al. [6] entnommen werden, worin dazu folgende Aussage getroffen wird: „Die Rainflow-Zählung [...] wird heute als das Zählverfahren angesehen, mit dem der Schädigungsinhalt einer BZF am besten erfasst wird“. Dieses Zählverfahren wird daher für die Auswertung der Messungen verwendet und im folgenden Abschnitt genauer erläutert.

3.2 Rainflow-Zählung

Die Beschreibung der Rainflow-Zählung erfolgt sehr häufig mithilfe der Analogie von Regen, der an Pagodendächern entlang fließt bzw. an ihnen herabtröpft. Zur besseren Anschaulichkeit wird die BZF gedreht, sodass die Zeitachse von oben nach unten läuft. Für den Verlauf des Regens entlang dieser Funktion existieren mehrere Regeln [7]

- Der Regenfluss beginnt am Anfang der Messung und der Regen fließt immer an der Innenseite jedes lokalen Extremums entlang
- Der Regen tropft von den Zacken im Verlauf nach unten und läuft dort und entlang der Flanke hinter dieser Zacke weiter, bis er im weiteren Verlauf auf ein Maximum (Minimum) trifft, das größer (kleiner) ist als der Wert, von dem er gestartet ist
- Der Fluss stoppt auch, wenn er auf den Regenfluss eines Dachs darüber trifft
- Die horizontale Länge jedes Flusses wird als halber Zyklus gezählt.
- Jeder Abschnitt der BZF wird nur ein einziges Mal gezählt.

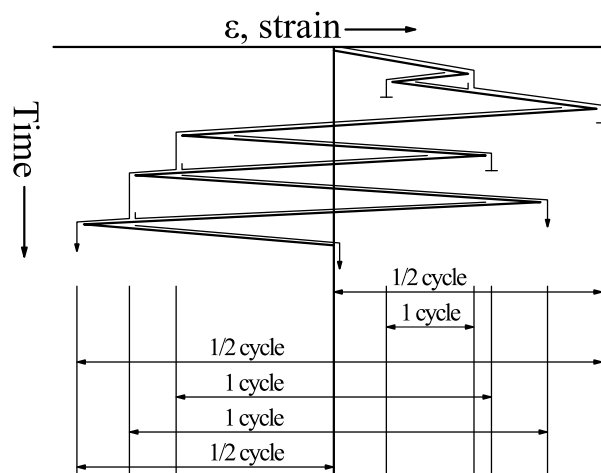


Bild 2: Beispiel-BZF Rainflow-Zählung [7]

Bild 2 zeigt ein Beispiel für dieses Verfahren. Ergebnis der Zählung sind vollständige Zyklen und einige halbe Zyklen, die als Residuum bezeichnet werden. Das Residuum hat bei kurzen BZF einen nicht vernachlässigbaren Einfluss. Köhler et al. [6] geben einen Grenzwert von 100 000 vollständigen Schwingungen an, oberhalb dessen das Residuum in der Regel vernachlässigt werden kann. Dieser Grenzwert wurde bei den durchgeführten Messungen in der Regel nicht überschritten. In den vorgestellten Messauswertungen werden die halben Zyklen daher mitberücksichtigt und zur Sicherheit so behandelt, als ob sie vollständige Schwingungen wären. Für die Schwingungen werden Amplitude, Mittelwert, Beginn der Schwingung sowie die Periodendauer gespeichert. Aus diesen Daten lassen sich auch die Ergebnisse einiger anderer Zählverfahren ableiten.

In der praktischen Anwendung zeigt sich, dass eine große Anzahl von Schwingungen mit sehr geringen Amplituden auftritt. Diese stammen in der Mehrzahl aus hochfrequenten Schwingungen, die für das Fahrwerk keine wesentliche Bedeutung haben. Da Schwingungen deutlich unterhalb der Dauerfestigkeitsgrenze zudem kaum Schädigung im Körper hervorrufen, ist es zulässig, bspw. zur Angleichung der Schwingungszahl von Vergleichsmessungen kleine Amplituden zu vernachlässigen.

3.3 Belastungskollektive

Nach der Zählung lassen sich die Ergebnisse der einzelnen Messfahrten sehr übersichtlich in Form von Lastkollektiven darstellen. Insbesondere die absteigende Auftragung der Maximalamplitude über der Summenhäufigkeit der Schwingungen ist für weitere Untersuchungen hilfreich. Da in diesem Fall der Mittelwert der Schwingung nicht sichtbar ist, lässt sich auch eine Umrechnung aller Amplituden auf denselben Mittelwert vorschalten. Diese Amplitudentransformation erfolgt mithilfe des Haigh-Diagramms [8], wurde aber in den im Folgenden gezeigten Darstellungen nicht vorgenommen.

Kollektive lassen sich im Wesentlichen durch drei Größen beschreiben, anhand derer ein sehr einfacher Vergleich verschiedener Messungen möglich wird: Kollektivhöchstwert A_{\max} , Kollektivumfang H_0 und Kollektivform [6]. Insbesondere die Form des Kollektivs birgt eine wichtige Information, die aus der BZF in der Regel nicht abgelesen werden kann: Je voller das Rechteck aus A_{\max} und H_0 im Koordinatensystem ausgefüllt ist (Fläche unter der Kurve), desto größer ist die zu erwartende Bauteilschädigung durch dieses Kollektiv, da prozentual mehr Amplituden in der Nähe des Höchstwertes auftreten.

Bild 3(a) zeigt ein Beispiel, bei dem die Messergebnisse der Vertikalkraft F_z einer Fahrt auf Kopfsteinpflaster und einer Fahrt auf einer guten Straße in halblogarithmischer Auftragung gegenübergestellt sind. Die Maximalwerte der beiden Fahrten unterscheiden sich lediglich um 10%. Zusätzlich dazu ist aus der Form der Kollektive erkennbar, dass die Messfahrt auf der Kopfsteinpflasterstrecke trotz der etwa ein Drittel kürzeren Fahrzeit einen höheren Schädigungsinhalt aufweist.

Lastkollektive bieten weitere wesentliche Vorteile. Sie lassen sich einfach extrapolieren, wodurch ein Vergleich unterschiedlicher Belastungszustände gleicher Dauer möglich wird. Das in dieser Arbeit gewählte Vorgehen wird im Abschnitt 3.5 vorgestellt. Außerdem können unterschiedliche Kollektive zusammengefasst werden, indem ihre Schwingungsamplituden aneinandergereiht und in absteigender Amplitudenreihenfolge sortiert werden. In einer anschließenden Extrapolation lassen sich „Lebensdauerkollektive“ ableiten, die zum Beispiel im Bereich der Fahrzeugauslegung aus einer beliebigen Wichtung verschiedener Fahrzustände und einer definierten erwarteten Gesamtfahrzeit berechnet werden können, siehe Abschnitt 4.4. Das ist ein wesentlicher Vorteil für Untersuchungen der Betriebsfestigkeit. Ferner lassen sich aus solchen kombinierten Kollektiven wiederum repräsentative, kurze BZF ableiten, die Bauteilversuche mit großer zeitlicher Raffung ermöglichen. Demgegenüber wären bei einer Untersuchung der BZF im Frequenzbereich keine Lebensdaueruntersuchungen möglich, weil die Anzahl der Schwingungen nicht betrachtet wird.

3.4 Verwendung von Lastkollektiven in der Betriebsfestigkeit

Die rechnerische Lebensdauerabschätzung ist ein wichtiger Teil des Produktentwicklungsprozesses. Die Verwendung von Kollektiven aus Messdaten ist in diesem Zusammenhang sehr nützlich, weil sie mit starker Unsicherheit belegte Lastannahmen ersetzen. Grundlage der rechnerischen Lebensdauerabschätzung ist ein Vergleich der Beanspruchung mit der Beanspruchbarkeit. Zur Beurteilung der Beanspruchbarkeit kann beispielsweise eine Bauteilwöhlerlinie herangezogen werden.

In der Regel basiert die rechnerische Lebensdauerabschätzung auf der Berechnung einer Schadensakkumulation, bei der die Anzahl der zu erwartenden Schwingungen einer bestimmten Amplitude mit der angenommenen maximal möglichen Schwingungszahl dieser Amplitude gemäß der Wöhlerlinie ins Verhältnis gesetzt wird. Dieses Verhältnis ergibt die Bauteilschädigung für die jeweilige Amplitude. Eine Summierung der einzelnen Bauteilschädigungen für alle in einem Kollektiv enthaltenen Amplituden ermöglicht die Berechnung der Gesamtschädigung des Bauteils und eine Abschätzung der Lebensdauer. Für die Definition des Grenzwertes der Schädigung, bei dem ein Bruch erwartet wird, und für die Berücksichtigung kleiner Schwingungen existieren verschiedene Regeln. Dazu wird auf die einschlägige Literatur verwiesen [6, 8, 9].

Grundlage der Lebensdauerabschätzungen sind Beanspruchungen, nicht Kräfte oder Momente. Aus diesem Grund ist vor der Lebensdauerberechnung eine Umrechnung der gemessenen Lasten in Beanspruchungen erforderlich. Im Bereich der Fahrwerksentwicklung kann diese Umrechnung beispielsweise mithilfe von Mehrkörpermodellen durchgeführt werden [5].

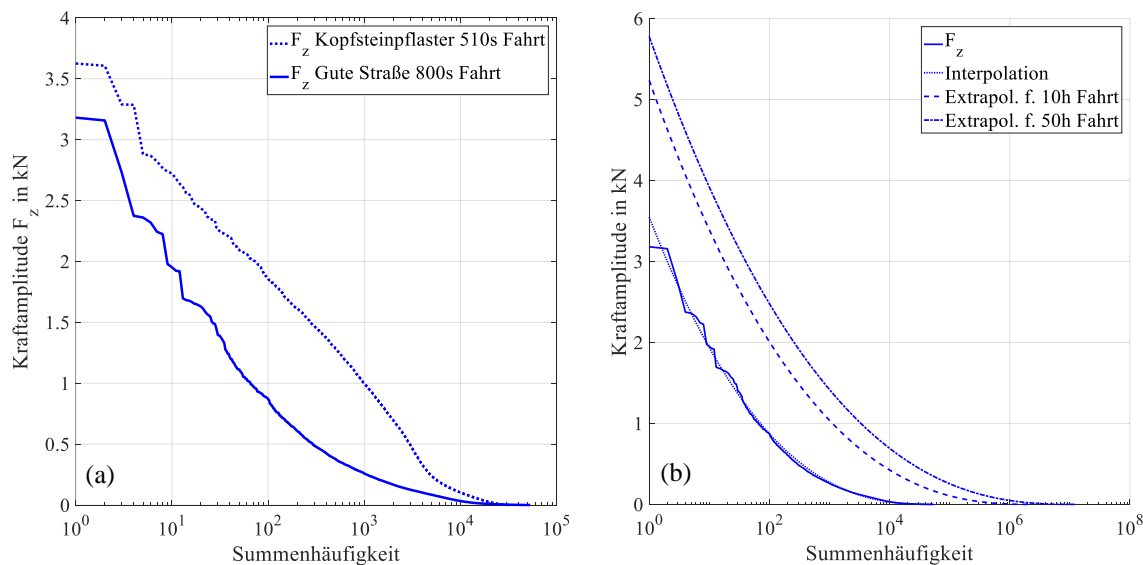


Bild 3: (a) Beispielkollektive für zwei unterschiedliche Fahrzustände, (b) Interpolation und Extrapolation auf unterschiedliche Fahrzeiten

3.5 Extrapolation der Messergebnisse auf längere Fahrzeiten

Interpolation

Für eine Umrechnung des Lastkollektivs auf längere oder kürzere Fahrzeiten ist zunächst die Beschreibung durch eine analytische Funktion sinnvoll. Dafür eignet sich nach [6] eine an die Gauß'sche Normalverteilung angelehnte Funktion³

$$H(x) = H_0 \cdot \exp(-\ln(H_0) \cdot x^2), \quad (\text{Gl. 1})$$

mit dem Kollektivumfang H_0 , also der Anzahl der vollständigen Schwingspiele. Um die bei qualitativen Untersuchungen entscheidende Form der gemessenen Kollektive korrekt annähern zu können, wird ferner der Exponent als veränderlich betrachtet

$$H(x) = H_0 \cdot \exp(-\ln(H_0) \cdot x^\nu). \quad (\text{Gl. 2})$$

Dieser Exponent ν wird als Formparameter bezeichnet [6]. Gl. 2 entspricht, von -1 bis 0 dargestellt, annähernd einem um 90° gedrehten Lastkollektiv mit einer normierten Maximalamplitude. In Anlehnung an Gl. 2 wurde ein Ansatz abgeleitet, mit dem die Interpolation in Form der in der Literatur üblichen Darstellungsweise wie bei dem Beispielkollektiv in Bild 3(a) angegeben werden kann. Dabei wurde ein Skalierungsfaktor μ für die korrekte Abbildung der gemessenen Maximalamplituden eingefügt und die Kurve um den Wert des kleinsten nach einer eventuellen Kollektivreduktion noch vorhandenen Datenpunkts a vertikal verschoben, damit die interpolierte Funktion und das (reduzierte) Kollektiv bei $x = H_0$ genau übereinanderliegen. Dementsprechend ergibt sich folgende Formel für die Interpolation

$$f(x) = \sqrt[\nu]{1 - \ln\left(\frac{e \cdot x}{H_0}\right)} \cdot \mu + a. \quad (\text{Gl. 3})$$

Diese Funktion wird mithilfe der Parameter ν und μ so an die Messdaten angepasst, dass die quadratischen Abweichungen zwischen Interpolation und Messung minimiert werden, siehe Bild 3(b).

³ Gleichung der Gauß'schen Normalverteilung: $f(x) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \cdot \exp\left(-\frac{1}{2} \cdot \left(\frac{x-\mu}{\sigma}\right)^2\right)$

Extrapolation

Die Extrapolation erfolgt bezogen auf die Fahrzeit mit der Annahme, dass die Anzahl der Schwingspiele (Kollektivumfang) proportional zur Fahrzeitverlängerung steigt. Dabei muss die Tatsache, dass die höchsten zu erwartenden Belastungen bei relativ kurzen Messungen in der Regel nicht auftreten, berücksichtigt werden. Aus diesem Grund wurde eine Extrapolationsfunktion konstruiert, bei der die maximale Vergrößerung der Amplitude auf einen vorgegebenen Wert begrenzt wird. Demnach gibt es zwei Größen, die eingearbeitet werden müssen: Einen Extrapolationsfaktor f (Erhöhung des Kollektivumfangs) und einen Erhöhungsfaktor der Maximalamplitude E .

Die Maximalamplitude ($x = 1$) soll allein durch E beeinflusst werden, sie darf sich also bei einer Erhöhung des Kollektivumfangs nicht verändern. Das wird durch die Bedingung

$$\sqrt[\nu]{1 - \ln\left(\frac{e}{H_0}\right)} \cdot \mu + a = \sqrt[\nu]{1 - \ln\left(\frac{e}{H_0 \cdot f}\right)} \cdot \mu + a \rightarrow \sqrt[\nu]{\ln(H_0)} = \sqrt[\nu]{\ln(H_0 \cdot f)} \quad (\text{Gl. 4})$$

erreicht, aus der sich ein Vorfaktor der Extrapolationsfunktion $\frac{\sqrt[\nu]{\ln(H_0)}}{\sqrt[\nu]{\ln(f \cdot H_0)}}$ ergibt. Die extrapolierte Funktion $G(x)$ lautet somit

$$G(x) = E \cdot \sqrt[\nu]{\left(1 - \ln\left(\frac{e \cdot x}{f \cdot H_0}\right)\right)} \cdot \frac{\ln(H_0)}{\ln(f \cdot H_0)}. \quad (\text{Gl. 5})$$

Ferner wird der Erhöhungsfaktor E so definiert, dass er sich dem vorgegebenen Wert in Abhängigkeit des Extrapolationsfaktors f erst allmählich nähert, da das Auftreten der Maximalamplitude A_{max} über alle Zeiten bspw. bei Annahme einer doppelt so langen Messzeit noch nicht zu erwarten ist. Hierfür wurde eine geeignete von f abhängige Funktion in der Form

$$E = A_{max} - \frac{A_{max}^{-1}}{\sqrt[10]{f}}. \quad (\text{Gl. 6})$$

formuliert, die für $f = 1$ den Wert 1 annimmt und für $f \rightarrow \infty$ den Grenzwert A_{max} hat. Durch die Wurzelfunktion wird ein langsames Wachstum der Vergrößerungsfunktion E gewährleistet. Die Wahl des Wertes A_{max} erfolgt durch den Anwender und ist mit großen Unsicherheiten behaftet, da sowohl unerwartete Ereignisse als auch Messergebnisse für höhere Geschwindigkeiten abgedeckt werden müssen. Die gewählten Werte sind in den Abschnitten 4.2 und 4.3 angegeben.

4. Auswertung der Messungen

4.1 Untersuchung statistischer Abweichungen

Mithilfe der Rainflow-Zählung werden zuerst Einzelmessungen für die verschiedenen Fahrzustände getrennt ausgewertet, um Mittelwerte und Standardabweichungen im Häufigkeitsbereich zu berechnen. In Bild 4 sind exemplarisch für die Fahrzustände Stadtverkehr, schlechte Straße bei 30 km/h (oben) und Stadtverkehr, gute Straße bei 50 km/h (unten) die Kollektive der einzelnen Messungen mit Editha der statistischen Auswertung gegenübergestellt. Die eingefärbten Bereiche zeigen ein Konfidenzintervall von $\pm 1.64\sigma$, das bei Annahme einer normalverteilten Größe 90% aller zu erwartenden Messwerte enthält. Die statistische Wiederholgenauigkeit ist als sehr gut zu bewerten, insbesondere ab einer Summenhäufigkeit von 10. Alle Ereignisse unterhalb dieser Schwelle finden so selten statt, dass große Streubreiten zu erwarten sind. Messungen weiterer Fahrzustände zeigen ähnliche Ergebnisse.

Im folgenden Abschnitt wird die Auswertung der Straßen-Messfahrten beschrieben. Anschließend wird auf die Sonderereignisse eingegangen, bevor schließlich im Abschnitt 4.4 die Ableitung von Lebensdauerkollektiven aus den Messdaten vorgestellt wird.

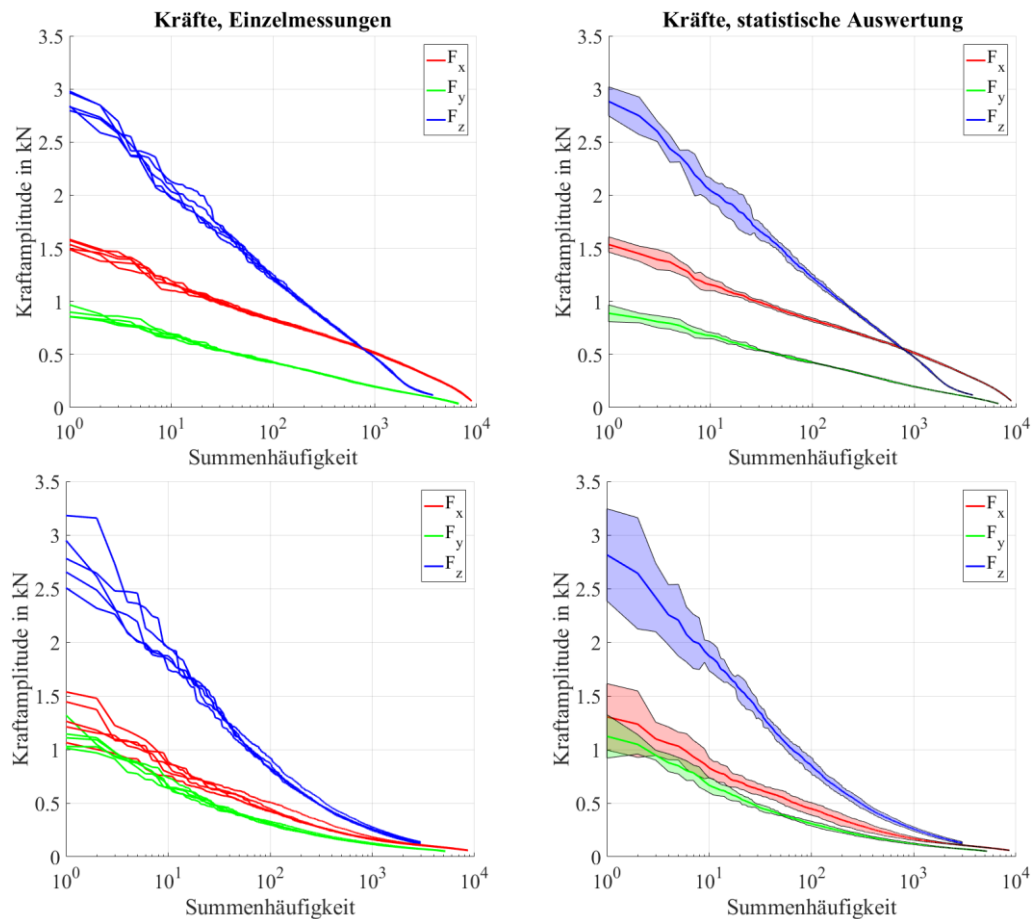


Bild 4: Statistische Abweichungen von Mehrfachmessungen. Oben: Stadtfahrt auf schlechter Straße, unten: Stadtfahrt auf guter Straße

4.2 Darstellung der Messergebnisse

Für weitere Analysen und die grafische Darstellung werden die Messungen vergleichbar gemacht, indem die aus den Mehrfachmessungen berechneten Mittelwerte für jeden Fahrzustand zunächst auf zwei Stunden extrapoliert werden. Durch dieses Vorgehen lassen sich Daten unterschiedlicher Fahrzustände und unterschiedlicher Fahrzeuge direkt vergleichen. Da die durchgeführten Messungen der Straßenfahrten eine statistisch abgesicherte Datenbasis darstellen, wird es als ausreichend angesehen, die maximale Amplitudenvergrößerung A_{\max} auf das 2,5-fache der gemessenen Werte festzulegen. Bild 5 zeigt einen Vergleich der Messergebnisse zwischen den Fahrten mit Editha (durchgezogene Linie) und den Fahrten mit dem herkömmlich motorisierten Smart (Strichlinie) für die verschiedenen Fahrzustände.

Die Fahrten auf Kopfsteinpflaster (a) sind die einzigen, bei denen die Belastungskollektive eine geradlinige oder konvexe Form haben. Je stärker diese Form ausgeprägt ist, desto größer ist der Anteil hoher Amplituden in der aufgenommenen BZF. Ferner weisen diese Kollektive auch die höchsten Amplituden aller Fahrzustände auf, womit die Messdaten eindeutig zeigen, dass bei der Fahrt auf schlechter Straße die größten Belastungen auftraten. Im Gegensatz dazu traten bei den Überlandfahrten (d) weder große Straßenunebenheiten noch Kurven oder Abschnitte mit starker Beschleunigung auf. Dementsprechend wurden hier die geringsten Belastungsamplituden aufgezeichnet. Die in (a) und (c) dargestellten Messergebnisse für die Stadtfahrt auf guter Straße und die Fahrt auf kurviger Landstraße unterscheiden sich nicht wesentlich. Allgemein lässt sich die Aussage ableiten, dass Straßenzustand und Streckenführung einen größeren Einfluss auf die auftretenden Belastungen haben als die gefahrene Geschwindigkeit.

Die Reihenfolge der Kraftamplituden ist bei allen Fahrzuständen gleich. Die vertikale Kraft F_z (blau) zeigt die höchsten Amplituden, gefolgt von der von Beschleunigungs- und Abbremsvorgängen dominierten Fahrzeuglängskraft F_x (rot). Die niedrigsten Amplituden wurden während der durchgeführten Messfahrten bei der Fahrzeugquerkraft F_y erfasst. Selbst bei den Messungen auf kurviger Landstraße ist die Reihung unverändert, der Effekt von Beschleunigungs- und Bremsvorgängen ist demnach größer.

Aus den Kollektiven ist klar erkennbar, dass Editha die höheren Radlasten aufweist. Das trifft insbesondere auf die Vertikalkraft F_z und die Querkraft F_y zu. Bei der Längskraft F_x werden aufgrund der höheren Motorleistung

des Standard-Smarts in einem Fall etwas höhere Maximalamplituden gemessen, bei einer Mittelung der Amplituden zeigt sich jedoch auch hier eine geringfügige Tendenz zu höheren Radlasten bei höherer Fahrzeugmasse (siehe Tab. 2). Da die Vertikalkraft auf Straßenunebenheiten am stärksten reagiert, zeigen sich hier die höchsten Amplituden.

Für einen quantitativen Vergleich werden die Mittelwerte der gezeigten Lastkollektive berechnet und in Tab. 2 zusammen mit den relativen Abweichungen der Messungen bezogen auf den herkömmlichen Smart dargestellt. Damit geringe Amplituden in diesem Mittelwert nicht überrepräsentiert sind, werden die in Bild 5 gezeigten Verläufe mit einer definierten Anzahl von Punkten in logarithmischem Abstand versehen, anhand derer die Kollektivmittelwerte berechnet werden. Folgende Unterschiede ergeben sich: Die Längskraft erhöht sich bis zu 14% im Vergleich zu den Messwerten mit dem konventionellen Smart, die Querkraft um 24%-41% und die Vertikalkraft um 18%-51%. Bei den Fahrten auf schlechten Untergründen sind die Unterschiede zwischen herkömmlichem und umgerüstetem Smart größer. Sowohl Tab. 2 als auch Bild 5 bestätigen damit eindeutig, dass die Umrüstung auf Elektroantrieb zu einer deutlichen Erhöhung der Radlasten führt. Da jedoch sowohl die ungefederte Masse als auch die gefederte Masse bei Editha im Vergleich zu dem originalen Smart erhöht sind, kann allein aufgrund der vorliegenden Messdaten ohne zusätzliche Untersuchungen der jeweilige Einfluss auf die Erhöhung der Radlasten nicht bestimmt werden.

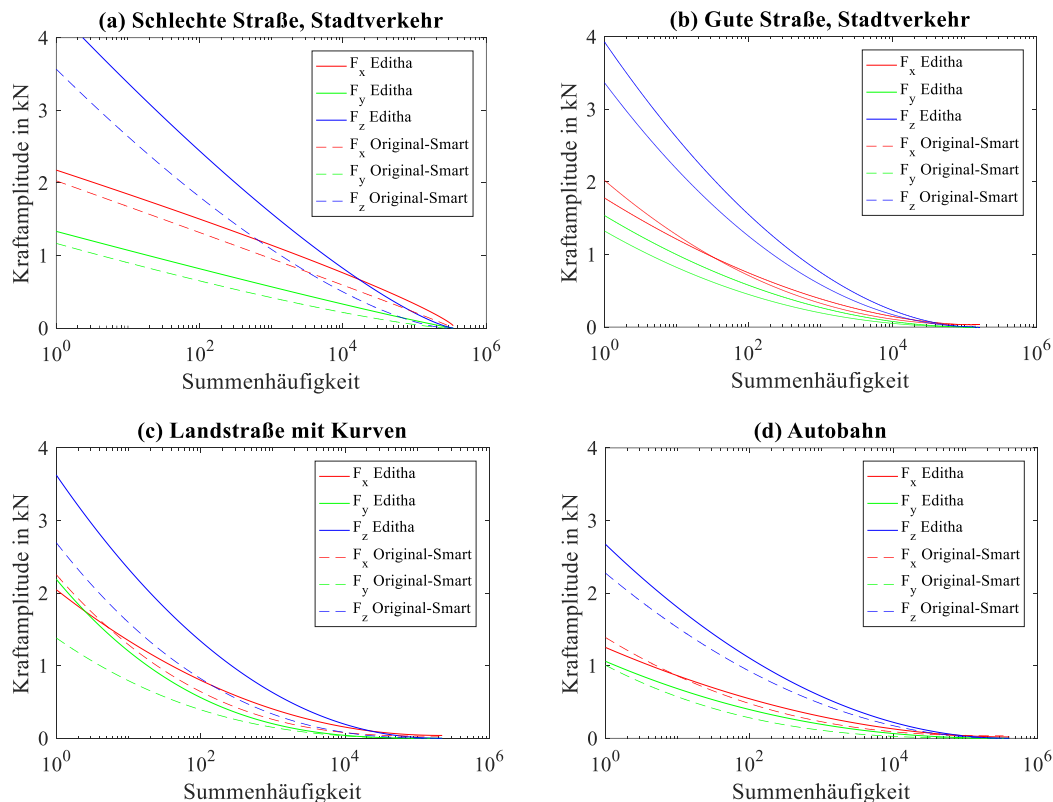


Bild 5: Auf 2 h extrapolierte Lastkollektive für die unterschiedlichen Fahrzustände

Tab. 2: Vergleich der Mittelwerte der von den in Bild 5 dargestellten extrapolierten Lastkollektive

Fahrbahn		F_x	F_y	F_z
Stadtverkehr, gute Str.	Mittelwert Originalsmart	0.650	0.410	1.108
	Mittelwert Editha	0.652	0.514	1.360
	Relative Abweichung	+0.3%	+25.2%	+22.7%
Stadtverkehr, schlechte Str.	Mittelwert Originalsmart	1.049	0.512	1.434
	Mittelwert Editha	1.196	0.638	1.900
	Relative Abweichung	+14.0%	+24.5%	+32.5%
Landstraße mit Kurven	Mittelwert Originalsmart	0.628	0.378	0.769
	Mittelwert Editha	0.693	0.532	1.161
	Relative Abweichung	+10.4%	+40.5%	+51.0%
Autobahn	Mittelwert Originalsmart	0.423	0.263	0.758
	Mittelwert Editha	0.439	0.328	0.891
	Relative Abweichung	+3.7%	+24.7%	+17.6%

4.3 Sonder- und Missbrauchereignisse

Eine besondere Belastung für Fahrzeuge stellen selten auftretende Sonder- und Missbrauchereignisse dar. Es ist sehr wichtig, diese in der Auslegung zu berücksichtigen, um generell sicheres Fahrverhalten und im Notfall ein Bauteilversagen ohne Insassengefährdung zu gewährleisten. Gleichzeitig ist es jedoch selbst mit Zugriff auf sehr robuste und zuverlässige Messtechnik nicht möglich, alle Sonderereignisse mit vertretbarem Materialeinsatz zu messen. Nicht jede Fahrsituation lässt sich künstlich herbeiführen und vor allem ist das Versagen einzelner Bauteile nach mehrmaligen extremen Belastungen sehr wahrscheinlich. Aus diesem Grund muss das Messprogramm an dieser Stelle eingeschränkt werden. Es ist jedoch möglich, Referenzmessungen bei langsamen Geschwindigkeiten durchzuführen und als Basis weiterer Untersuchungen zu verwenden. Eine Möglichkeit ist es, zu diesem Zweck Lastkollektive zu verwenden, die mit einem höheren Grenzwert der Amplituden A_{\max} (vgl. Gl. 6) extrapoliert werden.

Dafür wurde die Überfahrt folgender Unebenheiten erfasst:

- Zwei verschiedene Bodenwellen (Länge: 55 cm, Höhe 6 cm bzw. 10 cm); 10 km/h, 15 km/h, 20 km/h
- Bordstein (Höhe: 8 cm), 10 km/h
- Schlagloch (Länge ca. 70 cm, Tiefe ca. 5 cm), 10 km/h

Es wurden Mehrfachmessungen durchgeführt, ferner wurden die Messstellen mit unterschiedlichen Geschwindigkeiten überfahren. Analog zu den vorherigen Auswertungen erfolgt die Darstellung in Form von Lastkollektiven. Dafür wurden aus den Mehrfachmessungen Mittelwertkollektive gebildet und für die Auswertung aneinandergereiht⁴. Die dafür verwendeten BZF enthalten nur die Messdaten für die Sonderereignisse selbst, irrelevante Fahranteile wurden entfernt. Da bei der Betrachtung von Sonderereignissen nur große Kraftauschläge von Bedeutung sind, wurden bei der Interpolation alle Amplituden vernachlässigt, die kleiner als 33% des Maximalwertes sind. Die so erzeugten Kollektive sind in Bild 6(a) und (b) dargestellt.

Eine Extrapolation auf 2 h wie bei den im vorangegangenen Abschnitt gezeigten Messungen ist bei der Untersuchung der Sonderereignisse nicht sinnvoll, da die gemessenen Kollektive lediglich eine Fahrtzeit von etwa 30 s repräsentieren. Stattdessen wurde ein konstanter Faktor $f = 100$ für die Extrapolation gewählt, deren Ergebnisse in Bild 6(c) dargestellt sind. In weiteren Messungen wurde beobachtet, dass bei der Überfahrt von Unebenheiten mit steigenden Geschwindigkeiten aufgrund der Reifenverformung ein Maximum erreicht wird und keine höheren Vertikalkräfte mehr auftreten. Demnach existiert eine Grenze für die maximale Amplitudenvergrößerung, weshalb es als ausreichend erachtet wird, die maximale Vergrößerung der Amplituden auf $A_{\max} = 4$ festzulegen. Es sei jedoch erneut darauf hingewiesen, dass dieser Vergrößerungsfaktor mit Unsicherheit belegt ist, insbesondere, wenn sämtliche Missbrauchereignisse abgedeckt werden sollen, die teilweise deutlich andere Belastungen hervorrufen.

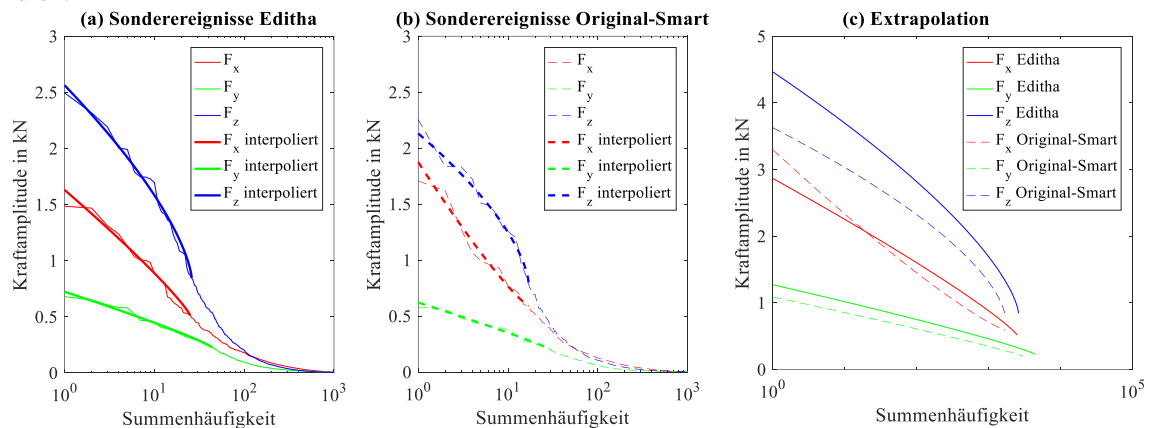


Bild 6: Gemessene und interpolierte Kollektive der Sonderereignisse, (a) Editha, (b) Original-Smart, (c) Extrapolation für $F = 100$

In Bild 6 ist zu erkennen, dass die Fahrzeuglängskraft F_x bei dem nicht umgerüsteten Smart 13% größere Maximalauschläge als bei Editha aufweist. Das ist unerwartet, weil die zugrundeliegenden Messdaten kein Abbremsen oder Beschleunigen des Fahrzeugs enthalten. Bei einer genaueren Analyse der Messdaten zeigt sich, dass diese Unterschiede auf die Messungen der Bordsteinüberfahrt zurückzuführen sind. Bei den Fahrten mit dem originalen Smart wurde dabei mit geringfügig höheren Geschwindigkeiten gefahren als bei den Messungen mit Editha. Of-

⁴ Insgesamt fünf Ereignisse: Schwelle bei versch. Geschwindigkeiten, Bordstein- und Schlaglochüberfahrt.

fenbar reagiert die Fahrzeuglängskraft beim Überfahren von senkrechten Hindernissen stärker auf die Fahrzeuggeschwindigkeit als die Fahrzeugvertikalkraft. Generell ist zu konstatieren, dass sich im Vergleich zu den Messfahrten aus Abschnitt 4.2 im Bereich der Fahrzeuglängskraft die größten Unterschiede der Kollektive zeigen. Weder Quer- noch Vertikalkraft zeigen in diesem Vergleich deutlich unterschiedliche Verläufe oder Maximalauschläge.

4.4 Ableitung repräsentativer Lebensdauerkollektive

Zur Abschätzung der zu erwartenden Belastungen während der gesamten Fahrzeuglebensdauer werden die durchgeführten Messungen im Folgenden kombiniert. Es wird eine Gesamtlebensdauer von 250 000 km zugrunde gelegt, was bei einer durchschnittlichen Geschwindigkeit von 50 km/h einer Fahrzeit von 5000 h entspricht. Die Aufteilung dieser Fahrzeit auf die unterschiedlichen Fahrzustände erfolgt gemäß dem im Car Loading Standard (CARLOS, [10]) festgelegten Einsatzprofil, das in einer Zusammenarbeit mehrerer Fahrzeughersteller mit dem Fraunhofer-Institut für Betriebsfestigkeit Darmstadt entstand. Dieses Profil sieht die im Folgenden angegebene Aufteilung vor, die auf Basis der vorliegenden Datenbasis modifiziert wurde.

-	30% Autobahn	30% gute Landstraße ohne Kurven	1500 h
-	29% Gute Landstraße	14.5% Landstraße mit Kurven, 14.5% Landstraße ohne Kurven	725 h 725 h
-	23% Stadtverkehr	23% Stadtverkehr, gute Straße	1150 h
-	14% Schlechte Landstraße	14% Stadtverkehr, schlechte Straße	700 h
-	4% Schlechtwegstrecke	Sonderereignisse	400 h

Diesen Angaben entsprechend wurden die Messungen der verschiedenen Fahrzustände extrapoliert und zusammengeführt. Das Ergebnis dieser Berechnungen zeigt Bild 7. Aufgrund der langen angenommenen Fahrzeit ergeben sich sehr hohe Gesamtschwingungszahlen im Bereich $H_0 = 1,5 \cdot 10^8 - 5 \cdot 10^8$. Der qualitative Verlauf der Lastkollektive ähnelt den Ergebnissen in Bild 5. Abgesehen von wenigen Einzelereignissen der Längskraft F_x sind nach der Umrüstung durchgängig höhere Schwingungspielamplituden zu erwarten. Die Vertikalkraft F_z ist absolut dominierend und wird stark durch die Fahrten auf schlechter Straße beeinflusst, sodass sich für beide Fahrzeuge bei dieser Kraft eine Geradlinienverteilung einstellt.

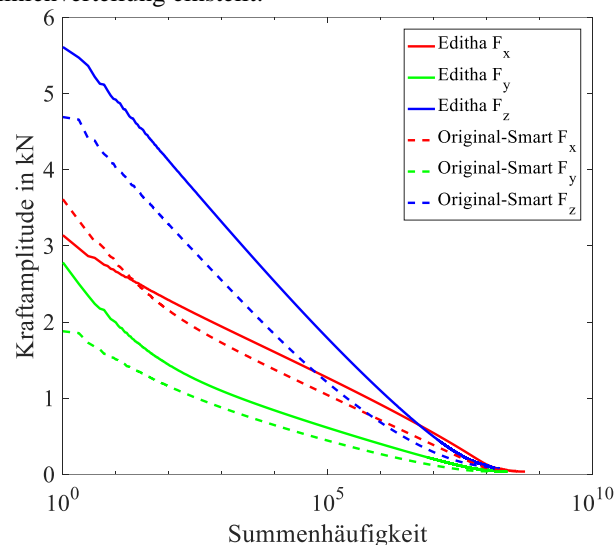


Bild 7: Darstellung der angenommenen Gesamtlebensdauerkollektive für Editha und den originalen Smart.

5. Diskussion und Fazit

Die in diesem Artikel gezeigten Auswertungen basieren bis auf zwei Ausnahmen auf Messungen, die mindestens fünfmal wiederholt wurden und daher statistisch ausreichend abgesichert sind. Die Ausnahmen sind die Überlandfahrt auf gerader Strecke mit Editha, bei der nur eine Messung aufgezeichnet wurde, die allerdings mit 900 s Messzeit deutlich länger als jede andere Einzelmessung ist. Außerdem wurde die Fahrt auf kurviger Landstraße mit dem originalen Smart nur einmal durchgeführt. Das ist eine mögliche Begründung für die starken Abweichungen zwischen den beiden Fahrzeugen, die bei diesem Fahrzustand registriert wurden und in Bild 5(c) dokumentiert

sind. Insbesondere hinsichtlich der Fahrzeugquerkraft F_y wären bei Mehrfachmessungen eventuell kleinere Abweichungen aufgetreten, was auch eine Änderung der in Bild 7 gezeigten Lebensdauerkollektive bewirkt hätte. Bei den Lebensdauerkollektiven hat insbesondere der Faktor A_{\max} für die Amplitudenvergrößerung einen sehr großen Einfluss auf die Ergebnisse. Für eine bessere Absicherung der gewählten Werte wäre ein deutlich umfangreicheres Messprogramm mit längeren Messzeiten und einer stärkeren Variation der Geschwindigkeiten notwendig. Die Sonderereignisse sollten durch gezielte Beschleunigungs- und vor allem Bremsvorgänge erweitert werden. Bei Sonder- und Missbrauchereignissen besteht das grundsätzliche Problem, dass nicht jeder Fahrzustand mit vertretbarem Materialaufwand gemessen werden kann. Dadurch ergeben sich weitere Unwägbarkeiten hinsichtlich der Lebensdauerkollektive. Die mit der Rainflow-Zählung ermittelten Schwingungszyklen, aus denen die Darstellung der Lastkollektive abgeleitet wird, wurden nicht auf gleiche Mittelwerte umgerechnet. Beispielsweise für eine spätere Ableitung von repräsentativen BZF wäre das allerdings sinnvoll.

Der Vergleich der Messdaten zeigt dennoch zweifelsfrei, dass bei Editha höhere Radlasten auftreten. Es ist daher mit einer Verkürzung der Gesamtlebensdauer der Fahrwerkskomponenten zu rechnen. Wesentliche Unsicherheit besteht in der Frage, wie groß der Anteil der Erhöhung der Radlasten aufgrund des Anstiegs der ungefederten Masse ist. Angesichts der Leergewichtszunahme im Zuge der Umrüstung um etwa 220 kg kann von einem signifikanten Einfluss der erhöhten gefederten Masse ausgegangen werden. Dennoch bedeutet diese Arbeit einen Erkenntnisgewinn für die Weiterentwicklung und präzisere Auslegung des Radnabenmotors im Projekt CoMo. Auf Basis der Messdaten lassen sich deutlich genauere Lastannahmen treffen, wodurch die Wahrscheinlichkeit eines vorzeitigen Ausfalls entscheidend reduziert wird.

Eine Ergänzung der Messungen durch Mehrkörpersimulationen wäre sinnvoll, um einerseits auch Aussagen über nicht messbare Lastfälle, beispielsweise die Überfahrt von Hindernissen bei hohen Geschwindigkeiten, oder Variationen der Lastkollektive für unterschiedliche ungefederte Massen und Gesamtfahrzeugmassen zu treffen. Ferner ist eine Abbildung der Fahrwerkskinematik in einem Berechnungsprogramm sinnvoll, um aus den gemessenen Lastkollektiven konkrete Beanspruchungskollektive für die einzelnen Fahrwerkslenker zu bestimmen, die die Basis für Lebensdauerberechnungen darstellen. Eine Kombination von Messfahrten mit derartigen Berechnungen ermöglicht sehr detaillierte Untersuchungen sowohl hinsichtlich der rechnerischen Lebensdauerabschätzung als auch der experimentellen Lebensdauerbestimmung, indem aus den berechneten Lastkollektiven BZF mit einer größtmöglichen zeitlichen Raffung abgeleitet werden. Mithilfe der flexiblen und robusten Messtechnik sind darüber hinaus auch Untersuchungen in anderen Forschungs- und Produktentwicklungsgebieten möglich.

6. Danksagung

Das Leitvorhaben Competence in MObility - COMO III wird im Rahmen des Operationellen Programms aus Mitteln des europäischen Fonds für regionale Entwicklung (EFRE) und des Landes Sachsen-Anhalts (ZS/2016/04/78118) gefördert.

Literaturverzeichnis

- [1] <http://www.automotive.ovgu.de/Projekte/Competence+in+Mobility.html>, zul. aufgerufen am 21.06.2017
- [2] http://www.editha.ovgu.de/Projekte/Editha+1_0-p-38.html, zuletzt aufgerufen am 21.06.2017
- [3] CAEmax WFT Datenblatt, http://www.caemax.de/download/prod-de/sensoren/wft/Datenblatt_CAE-MAX_Messrad_WFT-Cx.pdf, zuletzt aufgerufen am 07.07.2017
- [4] Daniel, C. et. al.: Konstruktion, Berechnung und experimentelle Belastungsmessung des Antriebsstranges von „Editha“, 2013, Tagungsband 10. Magdeburger Maschinenbau-Tage
- [5] Heißing, B., Ersoy, M., Gies, S.: Fahrwerkhandbuch – Grundlagen, Fahrdynamik, Komponenten, Systeme, Mechatronik, Perspektiven, SpringerVieweg Wiesbaden, 2013
- [6] Köhler, M., Jenne, S., Pötter, K., & Zenner, H.: Zählverfahren und Lastannahme in der Betriebsfestigkeit, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2012
- [7] Dowling, M.E.: Fatigue failure predictions for complicated stress-strain-histories. J. of Mats. 7 (JMLSA), 71–87 (1972)
- [8] Haibach, E.: Betriebsfestigkeit, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2013
- [9] Buxbaum, O.: Betriebsfestigkeit – Sichere und wirtschaftliche Bemessung schwingbruchgefährdeter Bauteile, Verlag Stahleisen mbH Düsseldorf, 1992
- [10] Schütz, D., et al.: Standardisierte Lastabläufe für Bauteile von PKW Radaufhängungen, LBF-Bericht 191, 1990

Ermittlung nutzbarer Bauräume für Energiespeicher auf Hochvoltebene in Elektrofahrzeugen mit dezentralisierten Antriebssträngen

M.Sc. Tobias Stefaniak ¹⁾, B.Sc. Daniel Maiwald ¹⁾

¹⁾ Institut für Maschinenkonstruktion – Lehrstuhl für Konstruktionstechnik, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Deutschland, tobias.stefaniak@ovgu.de, daniel.maiwald@ovgu.de, 0391/6757008

Abstract

Die Elektromobilität hat in den letzten Jahren zunehmend an Bedeutung gewonnen und ist mittlerweile ein elementarer Bestandteil in der Automobilindustrie. Die Chancen, die sich aus der Elektrifizierung des Antriebes von Fahrzeugen ergeben, sind unter anderem die Reduktion von Emissionen und die steigende Unabhängigkeit von fossilen Brennstoffen. Dazu verabschiedete die Bundesregierung im Jahr 2009 den Nationalen Entwicklungsplan Elektromobilität, um die Entwicklung von Elektrofahrzeugen voranzubringen und diese Chancen zu nutzen.

Ein wichtiger Baustein des elektrifizierten Antriebes der Fahrzeuge sind leistungsfähige Energiespeicher auf Hochvoltebene. Dazu gehört die technologische Weiterentwicklung der Batteriezellen aber auch die optimale Integration des Energiespeichers in das Fahrzeug, um den vorhandenen Bauraum möglichst effizient nutzen zu können. Um die Batterien bestmöglich im Fahrzeug anzuordnen, ist die Analyse des potentiellen Bauraumes bereits in den frühen Phasen des Produktentwicklungsprozesses nötig. Dies kann durch Digital Mock-Ups (DMU) realisiert werden und ist Gegenstand dieses Beitrages.

Es wird ein Grobkonzeptmodell batterieelektrischer Fahrzeuge zur Personenbeförderung vorgestellt, das universell auf unterschiedliche Fahrzeugklassen anwendbar ist und dessen Fokus auf dem nutzbaren Bauraum des Energiespeichers auf Hochvoltebene liegt. Hierbei werden innovative dezentrale Antriebskonzepte berücksichtigt. Zu diesen Konzepten gehören Antriebe mit sowohl Radnabenmotoren als auch radnahen und radfernen Elektromotoren, die die jeweiligen Räder separat antreiben. Ziel dieses Modelles ist es, effizient Fahrzeugkonfigurationen zu erstellen, die anschließend hinsichtlich ihrer Batteriebauräume untersucht werden können. Es dient somit als Grundlage für eine Packageoptimierung der Batteriezellen innerhalb der erzeugten Batteriebauräume, sodass die Potentiale der Fahrzeugkonfigurationen hinsichtlich der gestellten Anforderungen an das Fahrzeug frühzeitig abgeschätzt werden können. Aus dem Vergleich unterschiedlicher Fahrzeugkonfigurationen mit jeweils optimierten Packages sollen in Zukunft bestmögliche Fahrzeugkonfigurationen mit dezentralisierten Antriebssträngen identifiziert werden.

Schlüsselwörter: *Elektromobilität, Produktentwicklung, Hochvolt, Energiespeicher, Traktionsbatterie, Fahrzeuggrobgestaltung, Digital Mock-Up (DMU), Purpose Design, Bauraumanalyse, dezentralisierter Antriebsstrang, Radnabenantrieb*

1. Einleitung

Die Elektromobilität hält bereits seit einigen Jahren Einzug in die Automobilindustrie und gewinnt zunehmend an Bedeutung. Angetrieben von den Zielen, die Emissionen der Fahrzeuge und die Abhängigkeit von fossilen Brennstoffen zu minimieren, gibt es große Bestrebungen, diese Entwicklung weiterhin sicherzustellen. So ist die Elektromobilität ein wichtiger Bestandteil des integrierten Energie- und Klimaprogramms der Bundesregierung [1, 2].

Eine wesentliche Komponente für den Erfolg der Elektromobilität ist die Entwicklung effizienter Batteriesysteme, die einen maßgeblichen Einfluss auf die Fahrzeugreichweite sowie auf das Fahrzeuggewicht und -volumen haben. Die Weiterentwicklung der Batteriezellen selbst, aber auch die bestmögliche Integration der Batteriezellen in das Fahrzeug ist für ein leistungsfähiges Batteriesystem essentiell.

In dem vorliegenden Beitrag soll ein Modell in Form eines Digital Mock-Up (DMU) vorgestellt werden, das den Prozess zur räumlichen Anordnung des Packages von Batteriesystemen in Fahrzeugen mit einem elektrifizierten Antriebsstrang unterstützen soll. Ein DMU ist ein digitales Versuchsmodell, das den Aufbau eines physischen Versuchsmodells, welches im Vergleich kosten- und zeitintensiv ist, in den frühen Phasen des Produktentwicklungsprozesses ersetzt. Die virtuelle Erprobung des DMUs mittels Berechnungs- und Simulationssoftware lässt valide Aussagen über das Produkt zu, sodass der Einsatz eines physischen Versuchsmodells erst wesentlich später nötig ist. Gleichzeitig können durch die einfache Anpassbarkeit und Erweiterbarkeit des DMUs Iterationszyklen zwischen den Entwicklungsständen des Produktes verkürzt werden [3, 4]. Die Zeitersparnis im Produktentwicklungsprozess durch das DMU ist in Abbildung 1 veranschaulicht.

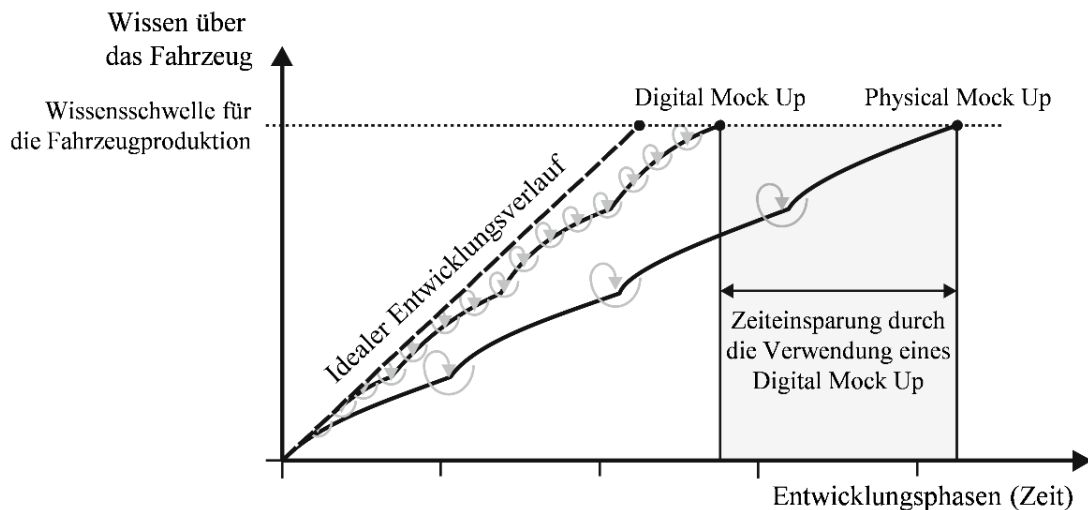


Abbildung 1: Reduzierung der Entwicklungszeiten durch DMU [3]

Es ist erkennbar, dass durch die kürzeren Iterationszyklen des DMUs der Wissenszuwachs erhöht wird, wodurch sich die Entwicklungszeit insgesamt verkürzt. Der höhere Wissenszuwachs ist damit begründet, dass die Weiterentwicklung und Änderung des Produktes virtuell schneller umgesetzt und bewertet werden kann. Das in dem Beitrag vorgestellte DMU soll diese Vorteile für die Entwicklung eines Elektrofahrzeugs ausnutzen. Bei der Entwicklung des DMUs sollen die gängigen Gestaltungsansätze für Elektrofahrzeuge sowie innovative dezentrale Antriebskonzepte berücksichtigt und im Folgenden erläutert werden.

Für Elektrofahrzeuge existieren aktuell zwei wesentliche Gestaltungsansätze: Das Conversion Design und das Purpose Design. Das Conversion Design ist eine Anpassungskonstruktion, bei dem Fahrzeuge, die primär für einen Verbrennungsmotor als Antrieb vorgesehen sind, mit einem elektrifizierten Antriebsstrang ausgestattet werden. Dieses Vorgehen bietet den Automobilherstellern gerade in dem aktuell stattfindenden Umbruch vom konventionellen Antrieb hin zum elektrifizierten Antrieb Vorteile hinsichtlich der Produkterstellungskosten. Das Gesamtprodukt liegt zum größten Teil bereits vollentwickelt vor und die Produktionslinien dafür sind bereits vorhanden. Dadurch werden allerdings Potentiale, die durch den Einsatz eines elektrifizierten Antriebs entstehen, nicht vollständig ausgeschöpft. Neuartige Antriebskonzepte, Packagevorteile oder neue Ergonomie- und Bedienkonzepte können nur begrenzt umgesetzt werden. Beim Vorgehen nach dem Purpose Design kann das Fahrzeug nach den Ansprüchen und Möglichkeiten des elektrifizierten Antriebsstranges von Grund auf abgestimmt werden [5]. Das DMU soll sowohl Elektrofahrzeuge nach dem Conversion Design als auch nach dem Purpose Design abbilden können, wobei Letzteres als der langfristig erfolgreichere Ansatz erachtet wird [6]. Bei der Entwicklung des DMUs sollen neue, innovative Antriebskonzepte berücksichtigt werden. Das Konzept der Dezentralisierung des Antriebsstranges ist besonders erfolgsversprechend, das sich in erster Linie durch separat angetriebene Räder auszeichnet. Dazu zählt unter anderem der Antrieb durch Radnaben-, oder radnahe Motoren. Diese Antriebe bieten hohe Potentiale hinsichtlich des Wirkungsgrades, da beispielweise auf Differentialgetriebe oder Kardanwellen verzichtet werden kann. Gleichzeitig können fahrdynamische Systeme, wie das Elektronische Stabilitätsprogramm oder das Antiblockiersystem direkt durch den Antrieb unterstützt werden. Weiterhin bieten dezentrale Antriebe große Vorteile in der Raumnutzung des Fahrzeugs. Durch den großen zentralen Antriebsmotor mit seinem Antriebsstrang, der meist mit einem Mittelunnel einhergeht, ist der Innenraum wesentlich beschränkt. Mit kleineren, dezentralen Antriebsmotoren hingegen, wird die Gestaltungsfreiheit des Fahrzeuginnenraumes deutlich gesteigert [5].

Bisher befinden sich diese Antriebsarten noch überwiegend in der Konzeptphase, da Problemstellungen aufgrund einer höheren Exposition der Motoren für Umwelteinflüsse und größerer, ungefederter Massen an den Rädern gelöst werden müssen [4, 6]. Die Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg untersucht im Rahmen des Projekts „Competence in Mobility“ diese Problematik und entwickelt diese neuen Antriebskonzepte weiter und lotet deren Potentiale aus. Das DMU soll dazu beitragen, die durch die Dezentralisierung entstehenden Bauräume zu analysieren und zu bewerten.

2. Grundlagen zur Generierung des Digital Mock-Ups

Das DMU ist in den frühen Phasen des Entwicklungsprozesses einzugliedern. Die Ansprüche an die Modelle hinsichtlich der Aussagefähigkeit in diesem Entwicklungsstadium sind in den letzten Jahren enorm gestiegen, da spätere Konzeptänderungen meist mit einem hohen technischen Risiko und finanziellem Mehraufwand verbunden sind [7]. Gleichzeitig werden in dieser Phase bereits ein Großteil der Produktentstehungskosten festgelegt [8]. Es soll dabei helfen, die Aussagefähigkeit zum Package eines Fahrzeuges mit elektrifiziertem und dezentralisiertem Antriebsstrang zu verbessern. Durch das digitale Fahrzeugmodell sollen Variationen schnell und mit verhältnismäßig geringem Aufwand erstellt werden, sodass frühzeitig Potentiale abgeschätzt und Konzepte abgesichert werden können.

Wesentliche Herausforderungen bei der Entwicklung des DMUs bestehen zunächst darin, gängige Fahrzeugkonzepte in dem Abstraktionsgrad eines Grobkonzeptmodells universell abbilden zu können. Gleichzeitig sollen dabei die dezentralen Antriebskonzepte integriert und aus dem so definierten Packagemodell anschließend potentielle Batteriebauräume abgeleitet werden. Die Erstellung und Visualisierung des DMUs soll mit der CAD-Software CATIA-V5 in Verbindung mit dem Tabellenkalkulationsprogramm Microsoft Excel, das zur Steuerung des DMUs dienen soll, erfolgen. Abbildung 2 werden diese Einflussgrößen, Anforderungen sowie Ziel des DMUs skizziert, die im Folgenden erläutert werden.

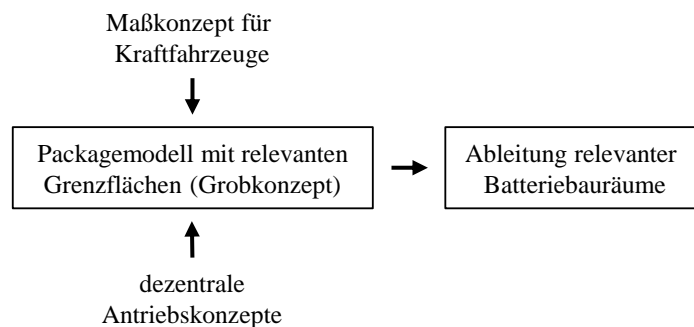


Abbildung 2: DMU – Einflussgrößen, Anforderungen und Ziele

Das DMU soll assoziativ und konsistent über Eingabeparameter gesteuert werden. Die Komplexität des Grobkonzeptmodells sollte dabei so gering wie möglich gehalten werden, um eine schnelle Erstellung und effizienten Vergleich der Modellvarianten zu ermöglichen, weshalb es sich auf wenige Parameter beschränken muss. Für die abzubildenden Personenkraftwagen der Klasse M_1 sind bereits einige wesentliche Eigenschaften festgelegt. So sind sie zur Personenbeförderung ausgelegt, besitzen mindestens vier Räder, höchstens acht Sitzplätze außer dem Fahrersitz und Weisen in Länge, Höhe und Breite definierte Höchstabmessungen auf [9, 10].

Zu diesen Personenkraftwagen existiert in der Automobilindustrie ein Maßkonzept, welches herstellerübergreifend die wesentlichen charakteristischen Maße eines Personenkraftwagens beschreibt [11].

Über das Maßkonzept können die gängigen Personenkraftwagen mit vier Rädern und einer oder zwei Sitzreihen in einem geometrischen Packagemodell abgebildet werden. Es bildet somit die Grundlage für die Fahrzeuggesamtgeometrie innerhalb des DMUs. In Abbildung 3 sind wesentliche Parameter nach dem Maßkonzept dargestellt, die zur Modellierung der batteriebauraumbegrenzenden Geometrien im DMU verwendet werden sollen.

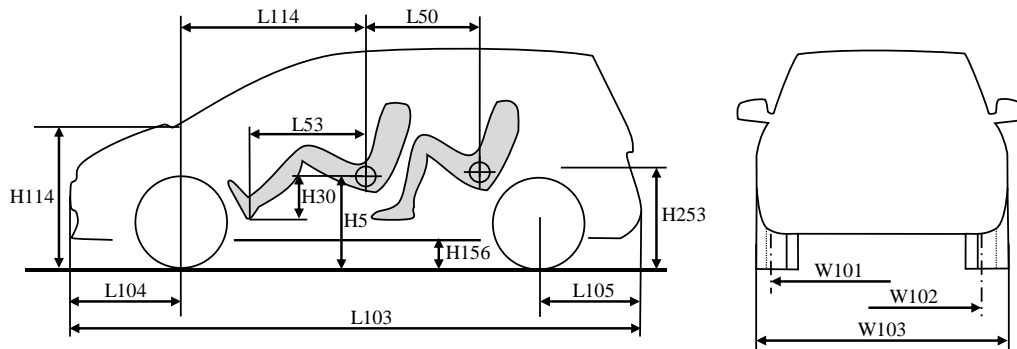


Abbildung 3: Universelles Maßkonzept, nach [11] (Parameterbeschreibung vgl. Abbildung 6)

Das Maßkonzept enthält beispielsweise die Fahrzeuggesamtlänge (L103), die Fahrzeugesamtbreite (W103), oder die Überhänge vorne (L104) und hinten (L105). Weiterhin werden einige Maße am Hüftbeuger der Fahrzeuginsassen referenziert. Das betrifft unter anderem die Sitzhöhe (H5), Befreiheit in horizontaler Richtung der vorderen Sitzreihe (L53) bzw. hinteren Sitzreihe (L50). Hierdurch lässt sich die Ergonomie der Fahrzeuginsassen berücksichtigen. In Kapitel 3 werden die Parameter vollständig beschrieben.

Das dezentrale Antriebskonzept wird im DMU durch zwei wesentliche Antriebsvarianten realisiert. Zum einen durch den Radnabenantrieb und zum anderen durch den Hinterradantrieb durch zwei Elektromotoren, die die beiden Hinterräder separat antreiben. Aus diesen beiden Varianten ergeben sich verschiedene Konfigurationen, die im DMU auswählbar sein sollen (siehe Abbildung 4).

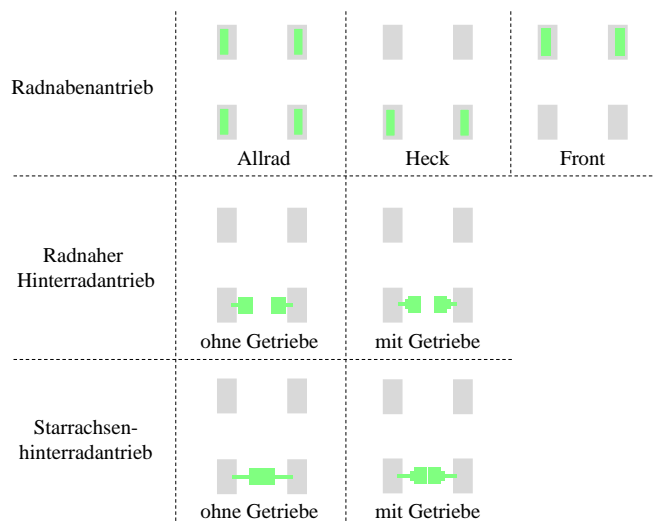


Abbildung 4: Dezentrale Antriebskonzepte

Für den Radnabenantrieb ergeben sich drei Konfigurationen: Der Vorderradantrieb, der Hinterradantrieb und der Allradantrieb. Für den Hinterradantrieb mit separaten Elektromotoren ergeben sich vier Konfigurationen: Der radnahe Antrieb und der radferne Antrieb, bei dem die Elektromotoren miteinander verbunden sind, die mit oder ohne axial angeordneten Getrieben konfiguriert werden können.

Der Antrieb der Vorderachse mittels radnahen Elektromotoren, bzw. starr verbundenen Elektromotoren wird bei der Entwicklung des Modells vernachlässigt. Im Allgemeinen wird über die Vorderachse bei Kraftfahrzeugen die Lenkung realisiert. Die Integration dieser Antriebskonzepte würde einen deutlich größeren Bauraum aufgrund der Einlenkung der Vorderräder erfordern, wenn die Elektromotoren axial angeordnet werden müssen. Dieser Antrieb wird deshalb im vorliegenden Modell nicht berücksichtigt, wobei eine spätere Integration dieses Antriebes dennoch analog zum Hinterradantrieb möglich ist. Zur Integration der Antriebskonzepte wird sich im DMU auf die wesentlichen Komponenten E-Maschine, sowie einem optionalen Getriebe beschränkt. Die Komponenten sollen mit möglichst einfachen Geometrien umgesetzt werden und mit wenigen Parametern steuerbar sein. So werden sie als einfache Zylinder dargestellt, die durch deren Tiefe und Durchmesser festgelegt werden. Durch diese Einflussgrößen wird ein DMU erzeugt, in dem wesentliche Grenzflächen definiert sind, die

den Batteriebauräum im unteren Bereich des Fahrzeuges einschließen. Zur Ableitung des Batteriebauräumes müssen weiterhin Abstände zu diesen Grenzflächen definiert werden, beispielsweise um notwendige Fahrzeugstrukturen, wie Komponenten der Karosserie, oder sicherheitsrelevante Bereiche, im Falle eines Crashes, berücksichtigen zu können.

Zur Optimierung des Packages der Traktionsbatterie eines Elektrofahrzeuges existieren bereits Modelle und Prozesse, von denen einige vorgestellt werden. In der Arbeit von Kuchenbuch wird ein eigenschaftsorientiertes Konzeptmodell entwickelt, das wesentliche Eigenschaften eines Elektrofahrzeuges, wie die Fahrleistung, den Verbrauch, die Achslastverteilung, die Verschaltung der Batteriezellen oder die Ergonomie der Insassen unter Einbeziehung des Maßkonzeptes berücksichtigt [12]. Das Modell bietet eine umfassende Betrachtung des Gesamtfahrzeugkonzeptes, die mit einem Prozess zur Optimierung des Packages verknüpft ist. Das DMU soll ebenfalls in einen Optimierungsprozess für das Package der Traktionsbatterie integrierbar sein. Neben der visuellen Darstellung mit wesentlichen Maßen der Konzeptvarianten werden ebenfalls Angaben zur Traktionsbatterie, wie Zellanzahl, Energiegehalt, Kapazität und Spannungslage sowie zum Gesamtenergieverbrauch und Reichweite des Fahrzeugs gemacht. Es findet eine Nutzung des Boden- und Tunnelbereiches und des Bereiches hinter der Rückenlehne der zweiten Sitzreihe statt. Die Nutzung des Bodenbereiches nach dem Sandwichkonzept bietet sich bei dem dezentralen Antrieb an, weshalb die Bauräume auch im hier vorgestellten DMU genutzt werden sollen. Ried stellt in [13] Untersuchungen zum Package der Traktionsbatterie in Plug-In Hybridfahrzeugen an. Als potentielle Bauräume im PHEV werden hier der Tunnel- und Treibstofftankbereich des Fahrzeugs identifiziert. Das DMU soll jedoch auch die Möglichkeit bieten weitere Bauräume im Front- und Heckbereich sowie im gesamten Bodenbereich nutzen zu können.

Die Modelle und Prozesse stellen für die Entwicklung des DMUs eine wichtige Grundlage dar. Eine explizite Berücksichtigung einer Auslegung der Traktionsbatterie in Verbindung mit dem dezentralen Antriebsstrang findet jedoch nicht statt. Ausgehend von den vorgestellten bestehenden Modellen wird deshalb ein Konzeptmodell zum Batteriebauräum entwickelt, das diese Dezentralisierung des elektrifizierten Antriebsstranges berücksichtigt. Dabei soll insbesondere die Modularität der Batteriebauräume berücksichtigt werden.

3. Aufbau des Digital Mock-Ups

Das DMU besteht im Wesentlichen aus vier Komponenten: Das Gesamtfahrzeug, der dezentrale Antrieb, der potentielle Batteriebauräum und die auswählbaren Batteriebauräummodule (effektiv nutzbare Bauräume), die zur Anordnung von Batteriezellen genutzt werden. Sämtliche Komponenten sind durch Parameter steuerbar, deren Werte vom Anwender in einem Excel Dokument eingegeben werden. Die anschließende Erzeugung des visuellen Modells erfolgt automatisiert in CATIA-V5. Zum Parameterübergabe vom Excel Dokument nach CATIA-V5 wird das Feature „Konstruktionstabelle“ von CATIA-V5 genutzt. Die Generierung einer Modellvariante aus dem DMU, um die nutzbaren Batteriebauräume eines Fahrzeugkonzeptes zu erhalten, erfolgt iterativ. In Abbildung 5 wird der iterative Prozess zur Erzeugung des DMUs dargestellt. Im Folgenden wird der Aufbau der jeweiligen Komponenten zur Generierung des effektiv nutzbaren Batteriebauräum durch eine fortlaufende Nummerierung erläutert.

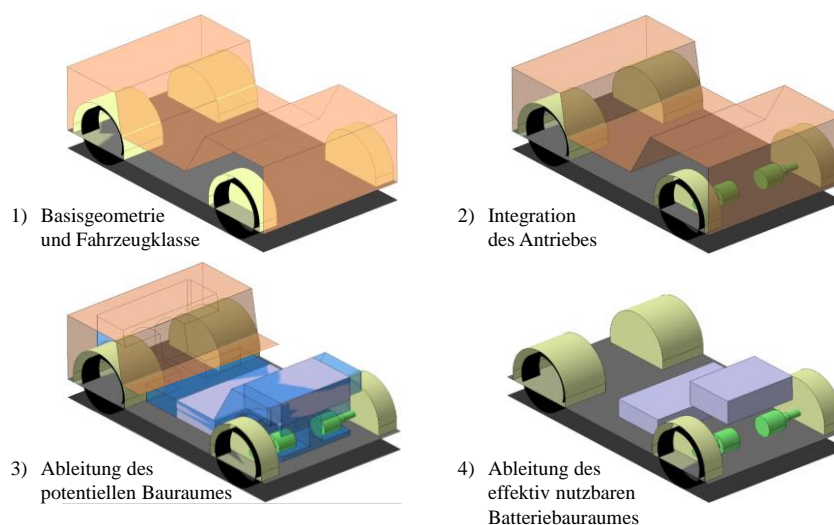


Abbildung 5: DMU und Ablauf zur Ableitung des effektiv nutzbaren Batteriebauräum

Basisgeometrie und Fahrzeugklasse (1)

Zur Erstellung des DMUs kann zum größten Teil auf die Maße des Maßkonzeptmodells zurückgegriffen werden. Wesentliche Komponenten, die vom Maßkonzept abhängen, sind der Unterboden, die Karosserie- und die Innenraumflächen. Weiterhin begrenzen die Räder und Radkästen den Bauraum. Diese Komponenten werden im Folgenden näher erläutert.

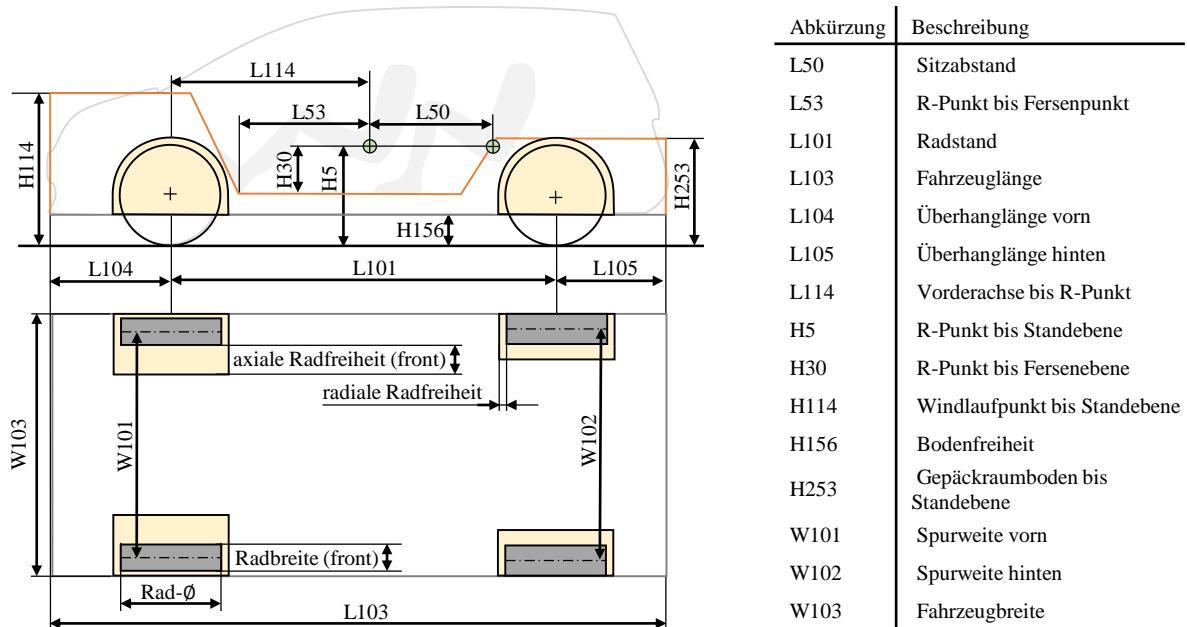


Abbildung 6: Aufbau der Basisgeometrie des Gesamtfahrzeugs im DMU

In Abbildung 6 ist die Basisgeometrie des DMUs, bestehend aus dem Unterboden, aus Flächen des Innenraums und der Karosserie, sowie Rädern und Radkästen, dargestellt. Der Unterboden wird durch die Fahrzeugbreite (W103), der Fahrzeuglänge (L103) und der Bodenfreiheit (H156) definiert. Die Fahrzeuggesamtlänge setzt sich aus dem Überhang vorne und hinten sowie dem Radstand zusammen und wird im Modell als abhängiger Parameter definiert. Die Räder sind durch den Durchmesser und der Breite der Vorder- und Hinterräder definiert. Die Positionen der Räder ist durch die Spurweite der Vorderachse (W101) und Hinterachse (W102), dem Radstand (L101) und den Überhängen vorne (L104) und hinten (L105) festgelegt. Die Maße der Radkästen sind durch radiale und axiale Offsets zu den Rädern definiert. Die axialen Offsets sind für die Radkästen der Vorder- und Hinterachse jeweils separat auswählbar, um den zusätzlichen Platzbedarf der lenkenden Räder berücksichtigen zu können. Die Maße der Begrenzungsflächen des Innenraumes beziehen sich auf den ergonomischen Referenzpunkt (R-Punkt), der in der Seitenansicht im Hüftgelenk der Insassen der ersten Sitzreihe liegt. Über diesen Punkt werden Sitzhöhe (H5), Beinfreiheit horizontal (L53) und vertikal (H30) sowie Sitzabstand zur Vorderachse (L114) der vorderen Sitzreihe definiert. Über den Abstand der Sitzreihen (L50) kann die Beinfreiheit der zweiten Sitzreihe in horizontaler Richtung vorgegeben werden. Die Begrenzungsflächen der Karosserie sind im Frontbereich von der Höhe des Windlaufpunktes (H114) und im Heckbereich von der Höhe des Kofferraumbodens (H253) abhängig. Die Schrägen im Front- und Heckbereich sind durch Winkelmaße steuerbar. Der Basisaufbau wird bei jeder erzeugten Ausprägung des DMUs genutzt. Weitere Komponenten, wie der Fahrzeugantrieb oder die Ableitung der Batteriebau Räume, die im Folgenden erläutert werden, werden darauf aufbauend erzeugt.

Dezentraler Antrieb (2)

Die im DMU berücksichtigten Antriebstopologien sind in Abbildung 4 bereits dargelegt und erläutert. Die E-Maschinen bzw. die optional zuschaltbaren Getriebe werden im DMU jeweils als Zylinder definiert, deren Mittelachse auf der jeweiligen Antriebsachse liegt. Die axialen Positionen sind parametrisch definiert. Ebenso werden die Radnabenmotoren im DMU abgebildet und geometrisch durch deren Durchmesser und Tiefe definiert. Deren Einfluss auf den Batteriebau Raum wird nicht berücksichtigt, da sie in den Rädern des Fahrzeuges verbaut sind. Die Komponentengeometrie sowie deren Positionierung im DMU werden in Abbildung 7 veranschaulicht.

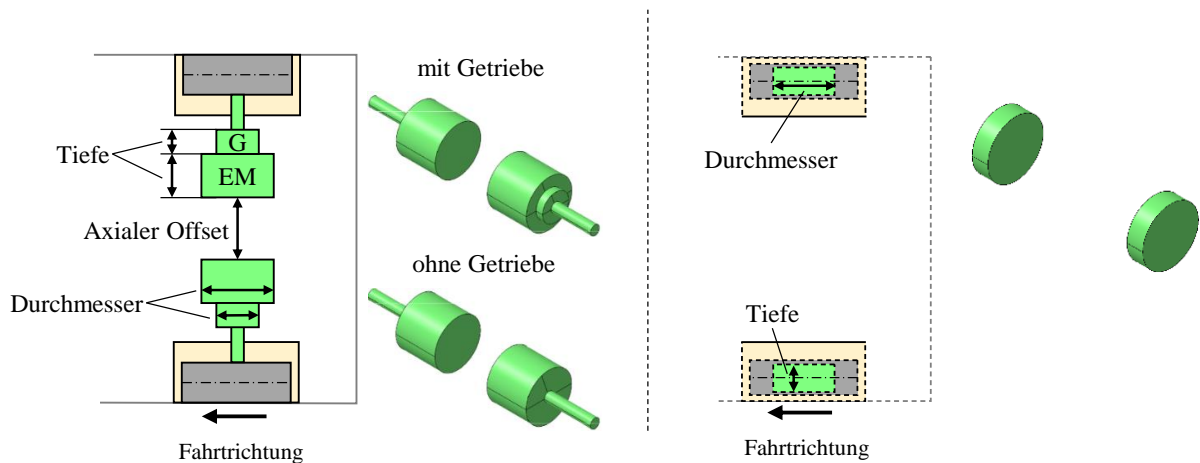


Abbildung 7: Antriebskonfigurationen im DMU (links: E-Maschine, rechts: Radnabenmotor)

Potentieller Batteriebaurraum (3)

Aus dem zuvor beschriebenen Basisaufbau und der Antriebskonfiguration des DMUs ergeben sich die Grenzflächen, von denen der Batteriebaurraum abgeleitet wird. Der potentielle Bauraum, in dem die Traktionsbatterie angeordnet werden kann, wird weiterhin durch Abstände zu diesen Grenzflächen zum Inneren des Modells abgeleitet. In Abbildung 8 ist der potentielle Batteriebaurraum innerhalb der Grenzflächen des DMUs und dessen Abstände zu den Grenzflächen dargestellt. Die eingezeichneten Pfeile repräsentieren separat einstellbare Abstände.

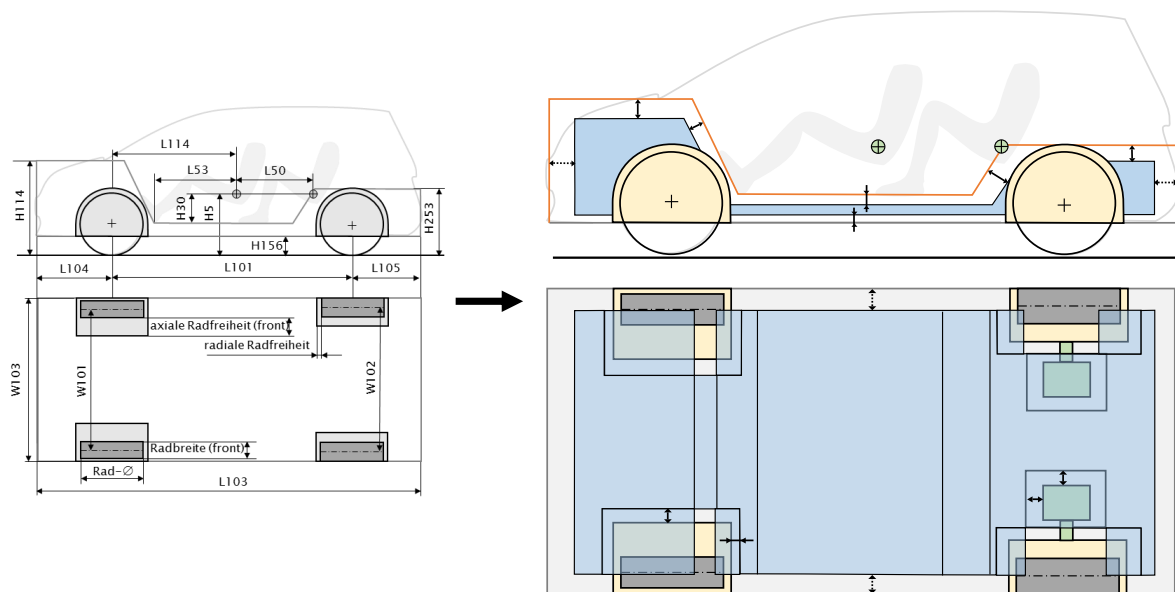


Abbildung 8: Potentieller Batteriebaurraum im DMU

Durch die Abstände können beispielsweise karosseriebedingte Einschränkungen aufgrund von Schwellern oder Säulen sowie durch die Radkästen berücksichtigt werden. Weiterhin lassen sich dadurch auch Crashzonen, in denen die Traktionsbatterie nicht angeordnet werden sollte, definieren. Durch die Definition der geometrischen Parameter lässt sich die Sicherheit der Fahrzeugpackages beeinflussen. Sie können durch Abstände zu Front-, Heck- und Seitenflächen berücksichtigt werden. Zu den Radkästen ist ein axialer und radialer Abstand einstellbar. Der R-Punkt liegt im Hüftbeuger der Fahrzeuginsassen der jeweiligen Sitzreihe. Da die Fläche der Rücklehne durch den R-Punkt der Insassen der zweiten Sitzreihe verläuft, muss hier neben der Karosserie auch die Sitzdicke und der Fahrzeuginsasse bei der Definition des Abstandes der hinteren Schräge der Innenraumflächen berücksichtigt werden. Die radnahen bzw. radfernen Elektromotoren sind mit den Rädern direkt verbunden. Aufgrund möglicher Schwingungen um die Ruhelage des Motors werden hier Offsets über und seitlich von den Motoren vorgesehen. Der seitliche Abstand zum Elektromotor ist dabei halb so groß wie der

Offset über den Elektromotoren, da vertikale Auslenkungen der Motoren größer als horizontale Auslenkungen angenommen werden.

Effektiv nutzbarer Batteriebaurraum (4)

Im nächsten Schritt wird der potentielle Bauraum für eine konkrete Integration der Traktionsbatterie aufbereitet. Diese Aufbereitung umfasst eine Vereinfachung und Aufteilung des Bauraumes in Quader, die entsprechend der Möglichkeiten zur Anordnung von Traktionsbatterien in Fahrzeugen angewählt und kombiniert werden können. Quader besitzen eine verhältnismäßig einfache Topologie und eignen sich deshalb gut für den Modularen Einsatz und für die Skalierung der Bauräume. Die Einbaupositionen sind im Modell separat anwählbar und miteinander kombinierbar. In Abbildung 9 sind diese separat auswählbaren Bauraummodule innerhalb des potentiellen Batteriebauräum dargestellt.

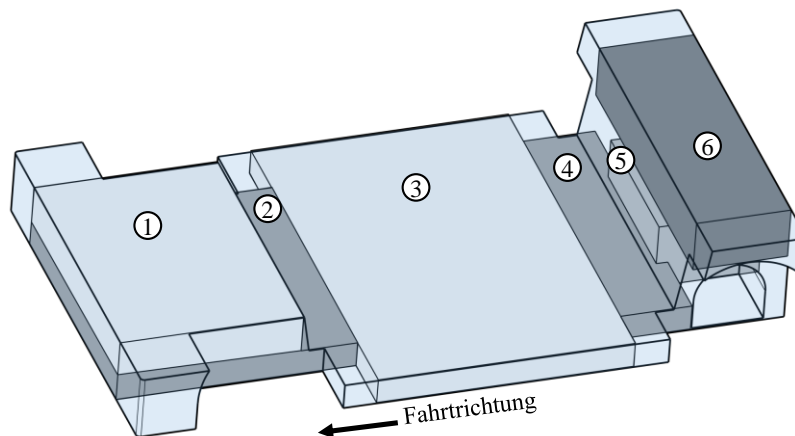


Abbildung 9: Auswählbare Bauraummodule im potentiell nutzbaren Batteriebauräum

Wesentliche Bauräume bestehen zum einen im Boden des Fahrzeuges, die sich in die Sektionen zwischen den Achsen, vor der Vorderachse und hinter der Hinterachse aufteilen (3). Weiterhin sind Bauräume auswählbar, die im Frontbereich bis zur Windlaufebene (1, 2) und im Heckbereich bis zur unteren Begrenzung des Kofferraums (4, 5, 6) reichen. Bei der Antriebskonfiguration mit Radnabenmotoren ist der gesamte Heckbereich für die Traktionsbatterie theoretisch nutzbar. Bei der Antriebskonfiguration mit radnahen, bzw. radfernen Elektromotoren auf der Hinterachse wird der Bauraum entsprechend reduziert. So ergeben sich Bauräume zwischen den Elektromotoren (5) und zwischen der unteren Begrenzung des Kofferraums und den Elektromotoren (6).

Welche der einzelnen Batteriebauräume ausgewählt werden, hängt von deren Eignung für die spezifischen Alternative des Konzeptes ab und wird vom Anwender des DMUs entschieden. Einige Anforderungen können bereits vor der Erstellung einer Alternative durch das DMU festgelegt werden. Dazu gehören beispielsweise geometrische Mindestmaße, die zur Anordnung der Batteriezellen im jeweiligen Bauraum nötig sind. Weiterhin können durch Sicherheitsanforderungen im Falle eines Crashes einzelne Batteriebauräume bereits vorher ausgeschlossen werden. Das betrifft insbesondere die Bauräume vor der Vorderachse und hinter der Hinterachse. Im Frontbereich kann außerdem eine Lenkungseinheit durch entsprechendes Verkleinern oder durch Deaktivieren des Bauraums berücksichtigt werden.

Steuerung des DMUs und Schnittstellen

Die Steuerung des DMUs wird durch Microsoft Excel umgesetzt. Das Excel-Dokument dient im Prozess als Schnittstelle für den Anwender des DMUs. Es werden Dokumente in Excel erstellt, die sich im Wesentlichen drei Typen, dem Dokument zur Parameterübergabe an CATIA-V5, zur Anwenderinteraktion, sowie Datenbanken, zuordnen lassen (siehe Abbildung 10).

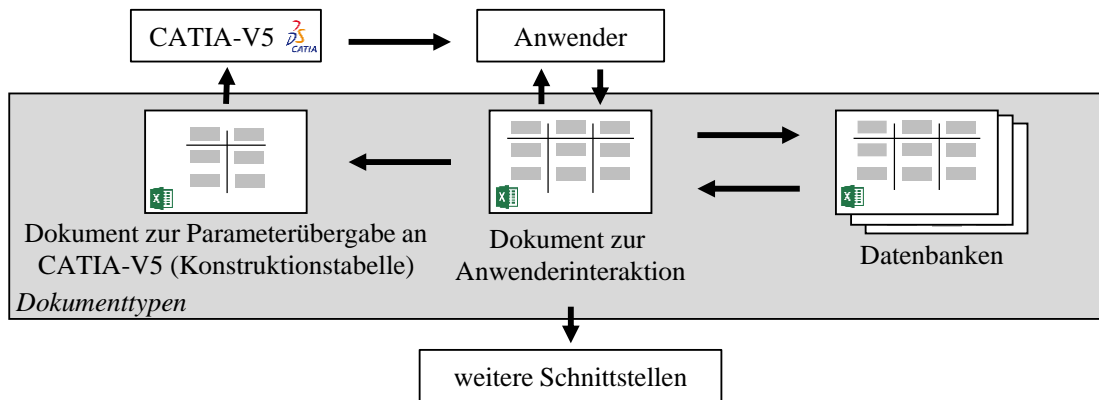


Abbildung 10: Dokumenttypen in Excel und deren Integration zur Steuerung des DMUs in den Erstellungsprozess

Über das *Dokument zur Anwenderinteraktion* werden Parameter vom Anwender eingegeben. Gleichzeitig dient das Dokument zur Informationsrückgabe, die die Eigenschaften der ausgewählten Elemente wie Antriebsmotoren oder Orientierungshilfen zur Dimensionierung des Modells für eine bestimmte Fahrzeugklasse betrifft. Diese Informationen sind in *Datenbanken* im Excel-Dokument abgelegt und werden über das Dokument zur Anwenderinteraktion abgerufen. Die Werte, die im Dokument zur Anwenderinteraktion definiert sind, werden anschließend durch Verknüpfungen in das *Dokument zur Parameterübergabe an CATIA-V5* geschrieben. Die Parameterwerte, die durch den Anwender eingegeben wurden, werden über das Feature „Konstruktionstabelle“ an CATIA-V5 übergeben, sodass die Parameterwerte vom DMU vollautomatisch übernommen werden. Die Rückkopplung des DMUs in CATIA-V5 zum Anwender erfolgt durch Betrachtung des Modells, das durch geeignete Zeichnungen in CATIA-V5 zur geometrischen Analyse aufbereitet ist.

4. Anwendung und Validierung des Digital Mock-Ups

Um die Anwendbarkeit des DMUs auf ein reales Fahrzeug zu überprüfen, wird das DMU auf das Funktionsmuster EDITHA I der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg angewendet. Hierbei handelt es sich um einen Smart Fortwo der Baureihe 451, dessen konventioneller Antrieb mit einem Verbrennungsmotor durch einen dezentralen elektrifizierten Antriebsstrang umgerüstet wurde. Die OVGU Magdeburg verfolgt das dezentrale Antriebskonzept. Dementsprechend befinden sich in EDITHA I zwei Elektromotoren, die jeweils die beiden Hinterräder separat antreiben. Nach der Umrüstung von EDITHA I auf den elektrifizierten Antriebsstrang stehen im Wesentlichen zwei Bereiche zur Verfügung, in denen die Traktionsbatterie angeordnet werden kann: Der Bodenbereich zwischen Vorder- und Hinterachse (1 - vgl. Abbildung 11) und der Bereich über den Elektromotoren im Heckbereich (2 - vgl. Abbildung 11). Das entspricht einer typischen Einschränkung der Bauräume für den elektrifizierten Antrieb, die beim Conversion Design auftritt. Im Bodenbereich ist bereits eine Traktionsbatterie verbaut. Dort befindet sich bei einem Smart Fortwo mit konventionellem Antriebsstrang der Kraftstofftank. Die Batteriezellen der Traktionsbatterie sind in einem quaderförmigen Gehäuse verbaut. Die Quadergeometrie wird ebenfalls für die modulare Bauweise der Traktionsbatterie im DMU verwendet (siehe Abbildung 9).

Die zur Verfügung stehenden und tatsächlich genutzten Batteriebau Räume sollen im DMU abgebildet werden. Anhand der Maße aus dem Maßkonzept des Smart Fortwo sowie aus direkten Messungen am Fahrzeug wird dessen Basisgeometrie sowie Antriebsstrang definiert und daraus die effektiv nutzbaren Batteriebau Räume abgeleitet. Auch die Fahrzeugstrukturbedingten Abstände zu den Grenzflächen sind direkt am Fahrzeug gemessen. Zur Validierung soll folglich die korrekte Darstellung des Fahrzeuges im DMU betrachtet werden, sowie geometrische Abweichungen zwischen den effektiv nutzbaren Batteriebau Räumen im Realfahrzeug und dem DMU. Die Maße der Bauräume, die im Realfahrzeug zur Verfügung stehen, wurden direkt am Fahrzeug gemessen. Durch den Vergleich der Geometrien wird eine Bewertung der Darstellungsgüte durchgeführt. In Abbildung 11 sind die Basisgeometrie und die effektiv nutzbaren Batteriebau Räume im DMU von EDITHA I dargestellt.

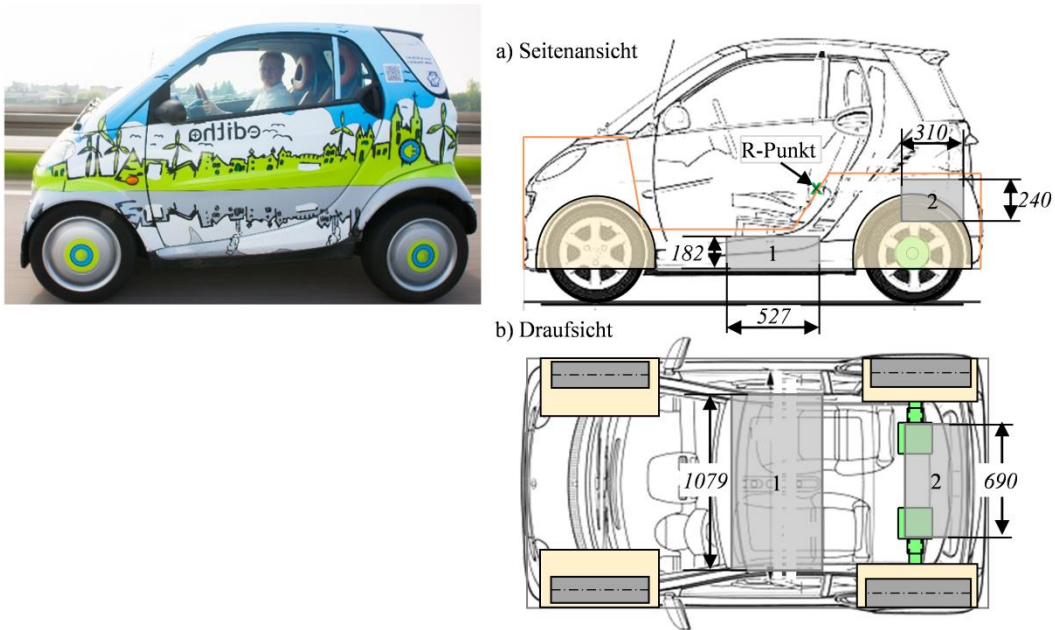


Abbildung 11: Integration der nutzbaren Batteriebauräume im DMU von EDITHA I

Insgesamt müssen Einschränkungen hinsichtlich der geometrischen Detaillierung des Modells gemacht werden. Detailkomponenten, wie Karosseriesäulen, die Lenkungseinheit oder Kabelstränge, werden im Modell nicht direkt abgebildet, sondern können über entsprechende Anpassungen des Packages indirekt mit Einschränkungen im Modell mitberücksichtigt werden. Weiterhin können Abweichungen an der Front- und Heckebene des Modells identifiziert werden. Die aerodynamisch angepasste Front des Fahrzeugs besitzt eine komplexere geometrische Form als die im DMU repräsentierte senkrechte Ebene. In dem Einsatzgebiet der Grobkonzeptmodellierung ist dieser Abstraktionsgrad jedoch notwendig, sodass diese Abweichung hinnehmbar ist.

Durch die Festlegung der Parameterwerte aus dem Maßkonzept des Fahrzeuges und durch das direkte Messen am Fahrzeug selbst, kann eine hohe Ähnlichkeit zwischen dem Realfahrzeug und dem DMU festgestellt werden (siehe Tabelle 1). Das DMU kann den im Bodenbereich verwendeten Bauraum für die Traktionsbatterie von EDITHA I somit in einer hohen Genauigkeit abbilden.

Tabelle 1: Abmessungen und relativer Vergleich des Batteriebauräummoduls im Bodenbereich des Fahrzeugs im Realfahrzeug und im DMU

	Realfahrzeug	DMU	relative Abweichung
Länge	520 mm	527 mm	0,013
Breite	1050 mm	1079 mm	0,028
Höhe	190 mm	182 mm	0,042
Mittelwert der Abweichung:			0,028

Der nutzbare Batteriebauräum im Heckbereich von EDITHA kann im DMU mit den gemessenen Werten am realfahrzeug übereinstimmend dargestellt werden. Die Validierung des DMU anhand der Bauräume des Realfahrzeugs EDITHA I kann somit als Erfolgreich bewertet werden.

5. Zusammenfassung und Ausblick

In dem vorliegenden Beitrag wurde gezeigt, wie aus dem Maßkonzept und weiteren notwendigen geometrischen Komponenten, ein parametrisches, konsistentes Digital Mock-Up eines Elektrofahrzeugs erzeugt werden kann. Ziel des DMUs ist es, Bauräume im Fahrzeug abzuleiten, die zur Integration der Traktionsbatterie genutzt werden können. Insbesondere bei dem Package der Traktionsbatterie besteht die Notwendigkeit, eine möglichst effiziente Lösung zu finden, da sie hinsichtlich ihres Volumens als auch ihres Gewichts einen wesentlichen

Anteil am Gesamtfahrzeug ausmacht. Das DMU bietet gegenüber dem physischen Gegenstück den entscheidenden Vorteil, mit deutlich geringerem Aufwand und in kürzerer Zeit geeignete Konzeptmodelle bereitzustellen. Der Vergleich dieser Modelle untereinander soll zu einer höheren Validität in den frühen Phasen der methodischen Produktentwicklung führen.

Mithilfe des DMUs lassen sich Personenkraftwagen abbilden, die durch ein genormtes Maßkonzept beschrieben werden. Hierbei soll das DMU insbesondere die Entwicklung von elektrifizierten Fahrzeugen nach dem Purpose Design ermöglichen. Dieser Gestaltungsansatz kann die großen Packagevorteile von dezentralen Antriebskonzepten ausnutzen und wird deshalb langfristig Erfolgsversprechender als das Conversion Design angesehen. Das DMU besteht aus wesentlichen Grenzflächen, die den Bauraum der Traktionsbatterie einschließen. Zu diesen Grenzflächen können flexible Abstände definiert werden, um beispielsweise die Karosseriestruktur oder die Sicherheit des Fahrzeuges, durch Festlegung von Crashzonen, berücksichtigen zu können. Weiterhin wird der Batteriebaurraum in modulare Batteriesegmente unterteilt, die durch einfache geometrische Formen beschreibbar sind und in anschließenden Optimierungsprozessen für die Anordnung von Batteriezellen verwendet werden sollen.

Die Steuerung des Modells erfolgt über das Tabellenkalkulationsprogramm Microsoft Excel, in dem der Anwender alle notwendigen Informationen eingeben kann. Aus diesen Informationen wird in einem automatisierten Prozess das Konzeptmodell im CAD-System CATIA-V5 visualisiert. Die Erstellung des DMUs erfolgt hierbei iterativ von der Definition des Maßkonzeptes über die des Antriebsstranges bis zur Auswahl der einzelnen modularen Batteriesegmente. Die visuelle Rückkopplung ermöglicht dem Anwender eine sofortige Bewertung und Anpassung des DMUs.

Hinsichtlich des Abbildungsumfanges des DMUs und des Prozesses zur Erstellung und Verarbeitung der Daten können Erweiterungen vorgenommen werden. Insbesondere sollte die Integration in einem Optimierungsprozess für die Anordnung der Batteriezellen im zur Verfügung stehenden Bauraum realisiert werden. Er kann innerhalb des Excel-Dokumentes des DMUs erfolgen oder auch zu anderer Software wie MATLAB ausgelagert werden (siehe Abbildung 12).

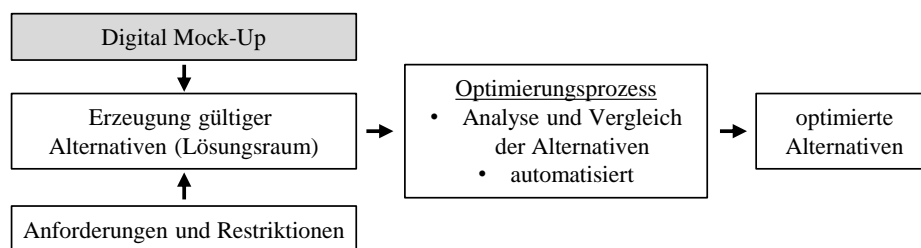


Abbildung 12: Integration des DMUs in einen Optimierungsprozess für das Package der Traktionsbatterie

Ein Export der relevanten Parameter für die Position und Abmessungen der Batteriebaurraummodule nach universellen Dateiformaten ist möglich. Für die Anordnung der Batteriezellen ist unter anderem deren geometrische Form relevant, die bereits im DMU berücksichtigt werden kann. Weitere Eigenschaften, wie die Abstände der Zellen zueinander aufgrund der Wärmeausdehnung oder zur Polkontaktierung der Batteriezellen, sollten hier integriert werden. Die Erzeugung von unterschiedlichen Konzeptmodellen mit jeweils packageoptimierten Batteriemodulen sollen dem Anwender dabei helfen, eine zuverlässigere Auswahl des Fahrzeuggrobkonzeptes für die weitere Entwicklung treffen zu können.

Hinsichtlich des Abbildungsumfanges des DMUs können beispielsweise Erweiterungen zur Ergonomie der Fahrzeuginsassen, zur Aufbaustruktur oder zu Fahrleistung und Verbrauch vorgenommen werden. Bezüglich der Ergonomie des Fahrzeuges sind im Modell zwar wesentliche Maße, wie R-Punkt, Sitzhöhe oder Sitzabstand berücksichtigt, eine ergonomische Bewertung wird jedoch nicht durchgeführt. Über die Integration einer Aufbaustruktur der Karosserie können Aussagen zur Fahrzeugsteifigkeit und -sicherheit getroffen werden. Zur Bewertung der Fahrleistung und dem Verbrauch sind aerodynamische Modelle und leistungs- sowie verbrauchsrelevante Eigenschaften des Antriebsstranges notwendig, wie die zur Verfügung stehende Kapazität der Traktionsbatterie, Leistungsdaten der Antriebsmotoren oder der Wirkungsgrad des Gesamtsystems. Um darüber Aussagen treffen zu können, müssen die im DMU vorhandenen Parameter verknüpft und mit geometrischen bzw. nichtgeometrischen Parametern erweitert werden.

Literaturverzeichnis

- [1] Deutsche Bundesregierung: Nationaler Entwicklungsplan Elektromobilität der Bundesregierung, 2009.
- [2] Deutsche Bundesregierung: Das Integrierte Energie- und Klimaprogramm der Bundesregierung, Meseberg, 2007.
- [3] Eigner, M.; Stelzer, R.: Product Lifecycle Management: Ein Leitfaden für Product Development und Life Cycle Management, 2. Aufl., VDI, Springer, Dordrecht, 2013.
- [4] Pahl, G.; Beitz, W.; Feldhusen, J.; Grote, K.-H.: Konstruktionslehre: Methoden und Anwendung erfolgreicher Produktentwicklung, 8. Aufl., Springer Vieweg, Berlin, Heidelberg, 2013.
- [5] Wallentowitz, H.; Freialdenhoven, A.: Strategien zur Elektrifizierung des Antriebsstranges: Technologien, Märkte und Implikationen, 2. Aufl., ATZ/MTZ-Fachbuch, Vieweg+Teubner Verlag / Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH Wiesbaden, Wiesbaden, 2011.
- [6] Karle, A.: Elektromobilität: Grundlagen und Praxis, 1. Aufl., Fachbuchverl. Leipzig im Hanser-Verl., München, 2015.
- [7] Braess, H.-H.; Seiffert, U.: Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik, 7. Aufl., ATZ / MTZ-Fachbuch, Springer Fachmedien Wiesbaden, Wiesbaden, 2013.
- [8] International Federation of Automotive Engineering Societies: Encyclopedia of automotive engineering, Wiley, Chichester, 2015.
- [9] Richtlinie 95/48/EG der Kommission über Massen und Abmessungen von Kraftfahrzeugen der Klasse M1. Europäische Gemeinschaft, 1995.
- [10] Richtlinie 2007/46/EG des europäischen Parlamentes und des Rates. Europäische Gemeinschaft, 2007.
- [11] DIN 70020: Allgemeine Begriffe im Fahrzeugbau, Beuth Verlag. Deutsches Institut für Normung, 1972.
- [12] Kuchenbuch, K.: Methodik zur Identifikation und zum Entwurf packageoptimierter Elektrofahrzeuge, Dissertation, AutoUni, Wolfsburg, 2012.
- [13] Ried, M.: Lösungsraumanalyse für Plug-In-Hybridfahrzeuge hinsichtlich Wirtschaftlichkeit und Bauraumkonzept, Dissertation, Universität Duisburg-Essen, Duisburg, Essen, 2014.

Entwicklung eines elektrisch angetriebenen Leichtstelzenschleppers zur Ausbringung biologischer Pflanzenschutzmittel im Mais

M. Sc. Hannes Heidfeld ¹⁾, Dipl.-Ing. Ralf Hinzelmann ¹⁾, M. Sc. Maximilian Schaub ¹⁾,
Dr.-Ing. Martin Schünemann ¹⁾, Jun.-Prof. Dr.-Ing. Stephan Schmidt ¹⁾

¹⁾Institut für Mobile Systeme, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, stephan.schmidt@ovgu.de, 0391-67-52084

Zusammenfassung

Biologische Pflanzenschutzmittel finden in der konventionellen Landwirtschaft stetig wachsende Verbreitung, da sie verglichen mit chemischen Konkurrenzprodukten einige bedeutende Vorteile aufweisen. Diese sind beispielsweise die bessere biologische Verträglichkeit und das Vermeiden einer Resistenzentwicklung bei vergleichbarer Wirksamkeit. Im ökologischen Landbau, wo der Einsatz chemischer Pflanzenschutzmittel gesetzlich verboten ist, stellen sie zudem die einzige wirksame Möglichkeit zur Bekämpfung von Schädlingen dar. Ein wichtiges Anwendungsgebiet ist die Bekämpfung des Maiszünslers (*Ostrinia nubilalis*) durch den Nützling *Trichogramma brassicae*, die in Deutschland seit 1980 mit wachsender Tendenz und mittlerweile jährlich auf einer Fläche von ca. 7000 ha durchgeführt wird [1]. Die Ausbringung von *Trichogramma* erfolgt in der Regel bei einer Bestandshöhe des Maises von ca. 1,80 m entweder manuell oder durch schwere, teure und nicht überall verfügbare Spezialfahrzeuge. Hinzu kommt, dass die auszubringende Wirkmenge mit ca. 100 g/ha im Vergleich zum Eigengewicht der verwendeten Fahrzeuge äußerst gering ist. Gerade im Bereich des biologischen Pflanzenschutzes besteht demnach großer Bedarf nach einem leichten, effizienten Ersatz für die bisher verwendeten schweren Spezialmaschinen.

Aufgrund der geringen Nutzlast wird es möglich ein landwirtschaftliches Fahrzeug zu entwickeln, dessen benötigte Fahrleistungen soweit reduziert sind, dass dafür der elektromechanische Antrieb als eine Alternative zum heute etablierten hydraulischen Antrieb in Frage kommt. Durch die daraus resultierende Leistungsreduktion des Verbrennungsmotors, welcher bei diesem Antriebskonzept als Range Extender für den Elektroantrieb fungiert, kann gegenüber einer hydraulischen Antriebslösung das Gewicht durch eine Reduktion der Anzahl der Bauteile im Antriebsstrang verringert und gleichzeitig die Leistungsverteilung einfacher realisiert werden. In der Summe ermöglichen diese Effekte eine Steigerung der Effizienz des Gesamtsystems.

Dieser Beitrag stellt ein Konzept für einen Leichtstelzenschlepper mit seriell-hybridem Elektroantrieb vor. Zunächst werden die aus dem konkreten Anwendungsszenario resultierenden Anforderungen herausgearbeitet, um dann ein geeignetes Antriebskonzept zu definieren. Dieses besteht aus zwei separaten radnahen Antriebsmotoren, die über zwei Übersetzungsstufen, bestehend aus einem Planetengetriebe und einem Kettentrieb mit dem jeweiligen Antriebsrad verbunden sind. Als Pufferspeicher zur Abdeckung von Leistungsspitzen und für die kurzzeitige rein elektrische Fahrt dient eine 48V-Batterie. Die Energie zur Reichweitenverlängerung des Fahrzeuges wird von zwei Stromerzeugungsaggregaten, welche die Funktion des Range-Extenders übernehmen, geliefert.

Konstruktiv herausfordernd sind vor allem die aus dem Anwendungsfall resultierende lichte Durchfahrts Höhe von 1,80 m, die an den jeweiligen Abstand der Maisreihe anzupassende Fahrzeugbreite und die Position der Fahrerkabine oberhalb der Maisreihen. Weiterhin soll das Fahrzeug auf einem Standard-PKW-Transportanhänger zum jeweiligen Einsatzort transportiert werden. Aufgrund dieser Anforderungen resultiert die Notwendigkeit einer variablen Höhen- und Breitenverstellung bei gleichzeitiger Sicherstellung der Stabilität des Fahrzeuges.

Schlüsselwörter: Elektroantrieb, Leichtstelzenschlepper, Serieller Hybrid, landwirtschaftliches Nutzfahrzeug

1. Einleitung

In der modernen konventionellen Landwirtschaft sind Pflanzenschutzmittel ein unverzichtbares Element zur Sicherstellung des Ertrages und zur Erhaltung der Qualität der Ernte. Insbesondere die weit verbreiteten chemischen Pflanzenschutzmittel können allerdings problematisch hinsichtlich Umweltverträglichkeit bzw. Resistenzentwicklung sein. Beim Bekämpfen von Schädlingen bietet sich daher der Einsatz biologischer Pflanzenschutzmittel an. Hierbei wird ein gegen den spezifischen Schädling wirkender Nützling ausgebracht. Es handelt sich hierbei um einen biologischen Mechanismus, gegen den keine Resistenzentwicklung möglich ist. Im ökologischen Landbau, wo der Einsatz chemischer Pflanzenschutzmittel gesetzlich verboten ist, stellen biologische Pflanzenschutzmittel zudem die einzige wirksame Möglichkeit zur Bekämpfung von Schädlingen dar.

Ein wichtiges Anwendungsgebiet ist die Bekämpfung des Maiszünslers (*Ostrinia nubilalis*) durch den Nützling *Trichogramma brassicae*. Hierbei handelt es sich um eine Schlupfwespe, welche die Eier des Maiszünslers parasitiert und dadurch den Maiszünsler im Ei abtötet. Aus diesen parasitierten Eiern schlüpft nach ca. 12 Tagen eine neue Generation *Trichogramma*, die neue Eigelege aufsucht und parasitiert. Der Befallsdruck und die Ausbreitung des Zünslers werden so deutlich gesenkt¹.

Im Jahr 2014 wurde in Deutschland Mais auf einer Fläche von 2,6 Mio ha angebaut², man geht aktuell davon aus, dass der Maiszünsler auf ca. 25% der Anbaufläche vorhanden ist und jährlich Schäden von ca. 11-12 Mio € verursacht. Derzeit konzentriert sich das Verbreitungsgebiet auf den Süden und Osten Deutschlands, wobei mittelfristig mit einer Ausbreitung auf ganz Deutschland zu rechnen ist³. Schätzungen zufolge vernichtet der Maiszünsler ca. 4% der weltweiten Maisernte⁴.

Eine effektive Bekämpfung des Maiszünslers mit *Trichogramma* ist nur gesichert, wenn die Applikation kurz vor der Eiablage erfolgt. Daher muss die *Trichogramma*-Applikation innerhalb eines Zeitfensters von 5 Tagen erfolgen. Der konkrete Applikationszeitpunkt ist regional unterschiedlich. Zu dieser Zeit hat der Mais eine Wuchshöhe von ca. 1,80 m erreicht. Um relativ kurzfristig große Flächen applizieren zu können, erfolgt die Ausbringung von *Trichogramma* entweder unter hohem Personalaufwand von Hand oder mit speziellen Wurfeinrichtungen auf teurer Stelzentechnik, welche auf die Ausbringungen von chemischen Spritzmitteln mit deutlich höheren Wirkmengen pro ha optimiert ist. Aufgrund der vergleichsweise sehr geringen Wirkmenge von ca. 100 g/ha werden aktuell alternative Ausbringungsmethoden diskutiert. So laufen etwa Versuche zur Verteilung von *Trichogramma* mittels Flugdrohne, Hubschrauber oder Flugzeug. Diese Verfahren haben allerdings den Nachteil, dass die Verteilung nicht spezifisch gesteuert werden kann, Flächenleistungen nicht erreicht werden oder die Kosten pro ha eine Anwendung unwirtschaftlich machen⁵.

Dieser Beitrag stellt die Entwicklung einer Spezialmaschine zur Ausbringung von *Trichogramma* am Boden vor. Hierzu wird zunächst das Anforderungsprofil und das daraus abgeleitete Fahrzeugkonzept vorgestellt. Im nächsten Schritt erfolgen die Dimensionierung von Antrieb und Lenkung und daran anschließend die Vorstellung von Lösungsvorschlägen für die Konstruktion der verschiedenen mechanischen Komponenten. Den Abschluss des Beitrages bilden eine Vorstellung des Gesamtfahrzeugkonzeptes sowie ein Ausblick auf verschiedene Automatisierungsmöglichkeiten.

2. Anforderungsprofil und Fahrzeugkonzept

Um in Konkurrenz mit etablierten und alternativen Ausbringungsmethoden treten zu können, ist die Entwicklung einer möglichst leichten, effizienten und kostengünstigen Spezialmaschine erforderlich. Im Gegensatz zu den in der Landwirtschaft etablierten Antriebskonzepten, wie etwa rein verbrennungsmotorischen oder kombinierten mit hydraulischem Antrieb, bietet die Elektrifizierung des Antriebsstranges hierbei besonders bei leichten Fahrzeugen enormes Entwicklungspotential [6]. So lässt sich etwa die Komplexität des Antriebsstranges deutlich verringern, gleichzeitig Gewicht einsparen sowie der Gesamtwirkungsgrad deutlich steigern. Eine vorrangige Zielstellung war daher von Anfang an die Entwicklung eines elektrisch angetriebenen Fahrzeuges.

Aus dem eingangs kurz beschriebenen Anwendungsszenario ergeben sich einige wichtige technische Randbedingungen. Die Applikation mit *Trichogramma* muss während des äußerst kurzen Zeitpunktes der Eiablage des Maiszünslers erfolgen. Während dieser Zeit hat der Mais bereits eine Bestandshöhe von ca. 1,80 m erreicht. Um die Pflanzen nicht zu beschädigen, muss sich der Fahrzeugaufbau mit Fahrersitz und weiteren Komponenten daher oberhalb der Maisreihen befinden. Mais wird in Reihen in einem Abstand von ca. 0,75 m gelegt. Es bilden sich damit Fahrgassen in entsprechendem Abstand aus, innerhalb derer sich die Räder des Fahrzeuges bewegen können. Die Spurweite des Fahrzeuges ist daher auf Vielfache des Reihenabstandes beschränkt und muss anpassbar an verschiedene Reihenabstände variabel gestaltet werden. Die maximale Fahrzeugbreite ergibt sich aus der zu garantierenden Kippstabilität bei einem Einsatz in hügeligem Gelände mit ca. 4 m. Um das Fahrzeug während der Anwendungsperiode möglichst effektiv einsetzen zu können und schnell zwischen den einzelnen Schlägen transportieren zu können, ist die Verwendung eines Standardfahrzeuganhängers geplant. Das Fahrzeug muss sich daher auf die Transportmaße 3,5 x 2,0 x 3,0 m reduzieren lassen.

Um die nötigen Flächenleistungen zu erbringen, ist eine Fahrgeschwindigkeit von 12 km/h bei einer täglichen Betriebsdauer von bis zu 16 h vorgesehen. Da der daraus resultierende Gesamtenergiebedarf durch ein rein elektrisch getriebenes Fahrzeug mit der verfügbaren Batterietechnologie nicht sinnvoll darstellbar ist, soll die Energieversorgung über ein oder mehrere verbrennungsmotorische Range-Extender erfolgen. Diese sind ebenso

¹ <http://www.biocare.de>, abgerufen am 11.08.2017

² Statistisches Bundesamt, Stand 2014

³ <http://www.biosicherheit.de/basisinfo/126.raffinierter-schaedling.html>, abgerufen am 11.08.2017

⁴ <http://www.agrarheute.com>, abgerufen am 11.08.2017

⁵ <http://www.zg-raiffeisen.de/agrar/pflanzliche-produktion/ackerbau/pflanzenschutz/natuerliche-bekaempfung-des-maiszuenzlers/das-multikopter-projekt-2013-trichogramma-aus-der-luft/>, abgerufen am 11.08.2017

wie die zu verwendende Pufferbatterie abnehmbar zu gestalten. Die eigentliche Ausbringung erfolgt mit Hilfe eines von der Firma Biocare entwickelten druckluftbetriebenen Kugelstreuers, der eine Arbeitsbreite von ca. 30 m realisiert [1]. Vor der eigentlichen Entwicklung des Fahrzeuges wurde zunächst eine Machbarkeitsstudie durchgeführt [2]. Ziel war es die fahrdynamischen und kinematischen Randbedingungen zu untersuchen, grobe geometrische Abmessungen des Fahrzeuges zu fixieren sowie den Energie- und Leistungsbedarf des Fahrzeuges

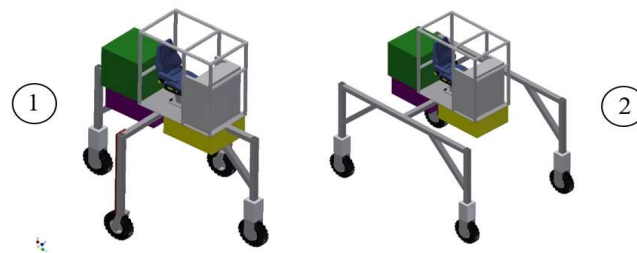


Abbildung 1: Variante 1 – Einzelradlenkung und Antrieb hinten und vorne einspurig mittig (links), Variante 2- Einzelradlenkung vorne Antrieb hinten zweiseitig (rechts)

abzuschätzen. Im Rahmen der Vorarbeiten wurden hierbei die in Abbildung 2 dargestellten zwei Hauptvarianten mit einer groben Zuordnung der Komponenten entwickelt. Um einen möglichst mittigen und tiefen Schwerpunkt zu erreichen ist die Wurfeinrichtung (grün) hinter, der Range-Extender (lila) und das Batterie-Pack jeweils unter der Fahrerkabine angeordnet. Beide Varianten besitzen eine Einzelradlenkung sowie einen Einzelradantrieb. Variante 1 zeichnet sich dadurch aus, dass sie einen möglichst kleinen Wenderadius ermöglicht und damit wenig Beschädigung beim Manövrieren im Maisfeld verursacht. Variante 2 hat hingegen Vorteile hinsichtlich der Kippstabilität und ermöglicht eine Trennung von gelenkter und angetriebener Achse, was die Konstruktion erleichtert. In Absprache mit dem ausführenden Projektpartner, der ein eher konventionell gestaltetes Fahrzeug bevorzugte, wurde im weiteren Projektverlauf Variante 2 als Vorzugsvariante weiterentwickelt.

3. Antriebsstrang und Lenkung

Vor der Detaillierung des Entwurfs erfolgen zunächst die Dimensionierung und Auswahl geeigneter Komponenten für Antrieb und Lenkung. Gemäß den Vorbetrachtungen wird die Umsetzung eines Einzelradantriebs der Hinterräder sowie einer Einzelradlenkung der Vorderräder angestrebt. Mit Hilfe eines eigens entwickelten Antriebsstrangmodells werden die erforderliche Antriebsleistung sowie eine Prognose des zu erwartenden Energiebedarfs für eine Betriebsdauer von 16 Stunden anhand abgeschätzter Fahrwiderstände ermittelt. Anschließend werden die Vorgaben zur Dimensionierung der Lenkungseinheit dargelegt und die schließlich verwendeten Komponenten vorgestellt.

3.1 Antriebsstrang

Aufgrund der, im Vergleich zu asphaltierten Straßen, hohen Fahrwiderstände auf Ackerböden [5] und der niedrigen Fahrgeschwindigkeit muss ein Antrieb mit hohem Drehmoment bei niedriger Drehzahl realisiert werden. Für diese Anwendung können beispielsweise Raddirektantriebe verwendet werden. Um jedoch eine preisgünstige und schnell verfügbare Lösung zu erhalten, wird eine Synchronmaschine mit einem zweistufigen Getriebe (Abbildung 2), bestehend aus Planetengetriebe und Kettengertriebe, verwendet. Neben der Drehzahl- und Drehmomentanpassung ermöglicht das Kettengertriebe eine einfache Integration der Antriebseinheiten in den begrenzten Bauraum an den Stelzen des Fahrzeuges. Zum Abbremsen und Sichern des Fahrzeuges bei Stillstand ist eine Scheibenbremse an jedem Hinterrad vorgesehen. Weiterhin ist es möglich mit den elektrischen Antriebsmotoren regenerativ zu bremsen.

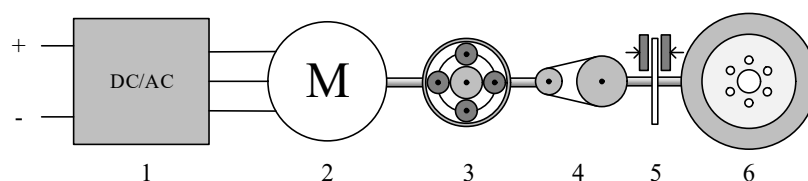


Abbildung 2: Antriebsarchitektur; 1 Motorcontroller, 2 Synchronmotor, 3 Planetengetriebe, 4 Kettengertriebe, 5 Bremse, 6 Rad

Da am Markt zahlreiche Standardantriebsmotoren mit einer Nenndrehzahl von 3000-3500 U/min zur Auswahl stehen, wurde dieser Drehzahlbereich als Zielbereich für die Getriebeeingangsstufe definiert. Für eine angestrebte Fahrgeschwindigkeit von $v = 12$ km/h und einen Radradius von $r = 0,3$ m wurde die Gesamtübersetzung mit $i = 30$ gewählt, was eine Motordrehzahl von 3180 U/min ergibt. Für ein niedriges Fahrzeuggewicht und kompakte Abmessungen des Antriebs ist es günstig den Kettenraddurchmesser der zweiten Getriebestufe möglichst klein zu halten, weshalb die Übersetzung des Kettengetriebes mit $i_{KG} = 3$ gewählt wird. Dementsprechend muss ein Planetengetriebe mit der Übersetzung $i_{PG} = 10$ eingesetzt werden, um die geforderte Gesamtübersetzung zu erreichen. Die Tatsache, dass diese Übersetzung mit einem einstufigen Planetengetriebe erreichbar ist, wirkt sich günstig auf Gewicht, Bauraumbedarf und Wirkungsgrad aus.

Für die Auslegung des Antriebs wurde der Leistungsbedarf des Fahrzeugs simulativ mit einem eindimensionalen Fahrzeugmodell ermittelt. Aufgrund der geringen Fahrgeschwindigkeit und des Anwendungsprofils, kann die Querdynamik des Fahrzeugs vernachlässigt werden. Die Differentialgleichung der Fahrzeuglängsgeschwindigkeit v lautet

$$\left(m + \frac{4 \cdot J_R}{r^2}\right) \cdot \dot{v} = \frac{2 \cdot M_A}{r} - F_R - F_W - F_H. \quad (1)$$

Die Massen der Räder werden mit der Aufbaumasse m zusammengefasst und es wird angenommen, dass die Räder aufgrund ihres grobstolligen Reifenprofils auf dem Ackerboden nahezu schlupffrei abrollen. In Gleichung (1) bezeichnet J_R das Massenträgheitsmoment der Räder, M_A das Antriebsmoment an der Hinterachse, F_R die Rollwiderstandskraft, F_W die Luftwiderstandskraft und F_H die Hangabtriebskraft. Die genannten Widerstandskräfte berechnen sich entsprechend der Formeln (2), (3) und (4), wobei α den Steigungswinkel der Fahrbahn, v_w die Windgeschwindigkeit, μ den Rollreibungsbeiwert, A die Fahrzeugstirnfläche, ρ die Luftdichte und c_w den Luftwiderstandsbeiwert bezeichnet.

$$F_R = \mu_R \cdot m \cdot g \cdot \cos(\alpha) \quad (2) \quad F_W = \frac{1}{2} \cdot A \cdot \rho \cdot c_w \cdot |v - v_w| \cdot (v - v_w) \quad (3) \quad F_H = m \cdot g \cdot \sin(\alpha) \quad (4)$$

Die Antriebsmomente M_A der Hinterräder des Fahrzeugs werden in der Simulation mit einem Modell entsprechend Gleichung (5) und (6) abgebildet. Dabei bezeichnen J_M und J_G die Massenträgheitsmomente des Elektromotors und der Getriebe, η_G den Wirkungsgrad der Getriebe und i_{PG} sowie i_{KG} die Übersetzungsverhältnisse von Planeten- sowie Kettengetriebe.

$$M_A = (M_M - (J_M + J_G) \cdot \dot{\omega}_M) \cdot i_{KG} \cdot i_{PG} \cdot \eta_G \quad (5) \quad \dot{\omega}_M = \frac{\dot{v}}{r} \cdot i_{PG} \cdot i_{KG} \quad (6)$$

Mit Hilfe des eingesetzten Längsdynamikmodells kann ermittelt werden, dass mit einem Gesamtmotormoment von $M_M = 40$ Nm ein Beschleunigungsvorgang aus dem Stillstand auf die Zielgeschwindigkeit $v = 12$ km/h bei einer Fahrbahnsteigung von $s = 5\%$ innerhalb von $t = 2$ s möglich ist. Bei einem Gesamtwirkungsgrad von Motor und Motorumrichter von $\eta_A = 0,85$ beträgt die dafür benötigte elektrische Antriebsleistung $P_{motor} = 11,6$ kW, was insofern günstig ist, weil in diesem Leistungsbereich Standardmotoren verfügbar sind, die gleichzeitig auch die zuvor genannten Nenndrehzahlenanforderungen erfüllen.

Für einen stationären Betriebspunkt bei $v = 12$ km/h, $v_w = 0$ km/h und $s = 0\%$ beträgt die erforderliche elektrische Gesamtantriebsleistung $P_{el} = 2,6$ kW. Diese soll durch einen Range-Extender-Verbund, bestehend aus zwei Benzengeneratoren mit jeweils 2,6/2,8 kW elektrischer Dauer-/Maximalleistung und zwei 48V-Ladegeräten mit jeweils 3 kW Maximalleistung, sowie einer 48V-Batterie bereitgestellt werden. In Fahrsituationen mit hohem Leistungsbedarf liefert die Batterie zusätzliche Antriebsleistung und bei geringem Leistungsbedarf wird diese von den Range-Extendern geladen. Aus der Forderung einen Standardantriebsmotor und leicht verfügbare Batteriezellen zu verbauen, wurde eine Bordnetzspannung von 48 V abgeleitet, was bei einer Batteriespitzenleistung im Beschleunigungsfall von $P_{Batt} \approx 6$ kW einen maximalen Batteriestrom von 125 A ergibt. Entsprechend dieser Anforderungen wurden Lithium-Eisenphosphat-Batteriezellen mit einer Nennkapazität von $Q_N = 40$ Ah in der Konfiguration 16S1P ausgewählt, wodurch sich eine Batterienennspannung von $u_{Bn} = 51,2$ V ergibt. Eine Batterie mit diesen Zellen ist für eine Dauerstrombelastung von bis zu 120 A, eine kurzzeitige Spitzenstrombelastung von bis zu 400 A sowie einen Dauerladestrom von 20 A freigegeben [9].

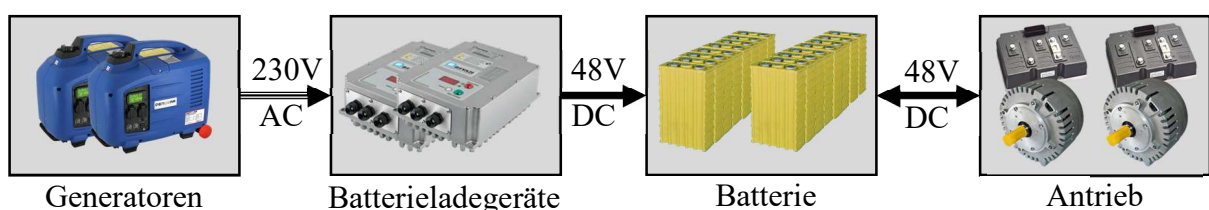


Abbildung 3: Energieversorgung Antriebsstrang [9], [10], [11], [12], [13]

Um sowohl die Auslegung der Batterie und der Range-Extender zu überprüfen, als auch Prognosen für den Energieverbrauch zu geben, wurde das Simulationsmodell um die elektrische Energieversorgung erweitert. Die für den Antrieb benötigte elektrische Leistung wird aus der mechanischen Antriebsleistung und dem Wirkungsgrad η_A der Motorumrichter und der Antriebsmotoren entsprechend Gleichung (7) berechnet. Daraus lässt sich mit Kenntnis der Batteriespannung u_B der sich einstellende Laststrom i_A berechnen, welcher bis zu einem Wert von $i_{LG,max}$ von den Ladegeräten bereitgestellt wird. Der darüber hinaus gehende Stromverbrauch wird aus dem Batteriestrom i_B gedeckt, welcher zusammen mit der Batteriespannung u_B das Antriebsmodell mit dem Batteriemodell entsprechend Gleichung (7) koppelt. Weiterhin wird der Energieverbrauch der Steuerungselektronik und der Lenkung durch einen konstanten Laststrom i_V näherungsweise abgebildet.

$$P_{el} = \frac{M_M \cdot \omega_M}{\eta_A} = u_B \cdot i_A \quad (7) \quad u_B = u_{B0} + R_i \cdot i_B \quad (8) \quad u_{B0} = u_{B,max} \left[1 - \left(\frac{\alpha \left(1 - \frac{Q_B}{Q_N} \right)}{1 - \beta \left(1 - \frac{Q_B}{Q_N} \right)} \right) \right] \quad (9)$$

$$P_{RE} = \frac{P_{LG}}{\eta_{LG}} = \frac{u_B \cdot i_{LG}}{\eta_{LG}} = \frac{u \cdot (i_A + i_V - i_B)}{\eta_{LG}}, \quad 0 \leq i_{LG} \leq i_{LG,max} \quad (10)$$

Das Batterieverhalten wird durch die Reihenschaltung einer Spannungsquelle u_{B0} und eines Innenwiderstands R_i entsprechend Gleichung (8) abgebildet, wobei durch Integration des Batteriestroms i_B auf die entnommene Energiemenge Q geschlossen werden kann. Die Batterieladung Q_B und die Batterieerleerlaufspannung u_{B0} werden mit einer Kennlinie entsprechend Gleichung (9) mit der Batterienennkapazität Q_N und der Ladeschlussspannung $u_{B,max}$ in Zusammenhang gesetzt [3]. Zur Abbildung des Verhaltens der Ladegeräte wird ein PI-Spannungsregler mit einem begrenzten Ladestrom i_{LG} als Stellgröße genutzt, der als Spannungssollwert die Ladeschlussspannung $u_{B,max}$ der Batterie erhält. Der maximale Ladestrom $i_{LG,max}$ ergibt sich näherungsweise aus der elektrischen Maximalleistung der Benzingeneratoren, dem Wirkungsgrad der Ladegeräte und der Batterienennspannung. Die aufzubringende elektrische Leistung der beiden Range-Extender P_{RE} wird gemeinsam betrachtet und ergibt sich aus der elektrischen Leistung der beiden Ladegeräte P_{LG} und deren Wirkungsgraden η_{LG} entsprechend Gleichung (10). Durch zeitliche Integration der elektrischen Leistung P_{RE} kann unter Berücksichtigung des Gesamtwirkungsgrads η_{RE} der Range Extender und des Heizwertes des Brennstoffs Benzin auf den Kraftstoffverbrauch $V_{Kraftstoff}$ geschlossen werden. Analog dazu kann mit Hilfe des Batteriewirkungsgrads η_{Batt} und durch Integration des Batteriestroms die aus der Batterie entnommene Ladungsmenge berechnet werden. Der Fahrer des Fahrzeugs wird durch einen PI-Geschwindigkeitsregler abgebildet.

Das für die Simulation gewählte Fahrprofil soll die Fahrt auf einem leicht hügeligen Feld abbilden. Es erfolgt eine Geradeausfahrt über eine Strecke von 1000 m mit einer anfänglichen Beschleunigung des Fahrzeugs auf 12 km/h innerhalb von 2 s und dem Abbremsen auf 2 km/h am Ende der Strecke um das Fahrzeug zu wenden. Während der ersten 500 m hat die Strecke eine Steigung von 5%, danach fällt sie auf -5% ab. Auf dem Teilstück von 250 bis 750 m herrscht ein frontaler Gegenwind von 30 km/h. Dieses Fahrmanöver wird während einer Betriebsdauer von 16 h fortlaufend wiederholt, wobei die Batterie zu Beginn der Simulation voll aufgeladen ist. Weiterhin werden alle Bremsvorgänge rekuperativ ausgeführt, da die mechanische Bremse nur als Feststell- und Notbremse konzipiert ist. In Abbildung 4 sind die ersten 300 s des Fahrprofils dargestellt. Der Einfluss der wechselnden Fahrwiderstände auf den Leistungsbedarf ist dort leicht zu erkennen, als auch die aufgrund des anfänglich hohen Ladezustands der Batterie niedrige Ladeleistung. Tabelle 1 enthält neben den Spitzen- und Durchschnittswerten der Leistungen und Ströme (Grenzwerte der Komponenten in Klammern) auch auf eine Betriebsdauer von 16 h bezogene Werte für den elektrischen und chemischen Energieverbrauch Q_{el} und V_{Benzin} , sowie den Kraftstoffverbrauch pro Stunde B . Anhand dieser in der Simulation ermittelten Energieverbrauchsschätzung kann die Vorauslegung von Antrieb, Range-Extender und Batterie bestätigt werden, da die Belastungsgrenzen der Range-Extender und Ladegeräte nur unwesentlich überschritten werden. In der realen Anwendung würde dies lediglich in einer geringen Mehrbelastung der Batterie gegenüber der Simulation resultieren. Ebenso ist in Tabelle 1 der Energieverbrauch des Fahrzeugs mit Betrieb des Kugelstreuers, dessen Leistung mit $P_{Ks} = 300$ W approximiert wurde, zum Vergleich dargestellt. Hier ist festzustellen, dass die Komponenten der Energieversorgung im Testszenario ausreichend groß dimensioniert sind.

Leistungen und Ströme				Verbrauch o. Kugelstr.			Verbrauch m. Kugelstr.				
$P_{RE,max}$	[kW]	5,63 (5,6)	$I_{Batt,max}$	[A]	125,5 (400)	$Q_{el,16h}$	[Ah]	9,7	$Q_{el,16h,Ks}$	[Ah]	12,9
$P_{RE,RMS}$	[kW]	3,92 (5,2)	$I_{Batt,min}$	[A]	-29,9 (120)	$V_{Benzin,16h}$	[l]	22,5	$V_{Benzin,16h,Ks}$	[l]	24,7
$P_{LG,max}$	[kW]	6,05 (6)	$I_{Batt,RMS}$	[A]	12,2 (120)	B_{Benzin}	[l/h]	1,4	$B_{Benzin,Ks}$	[l/h]	1,54
$P_{LG,RMS}$	[kW]	4,22 (-)									

Tabelle 1: Simulationsergebnisse

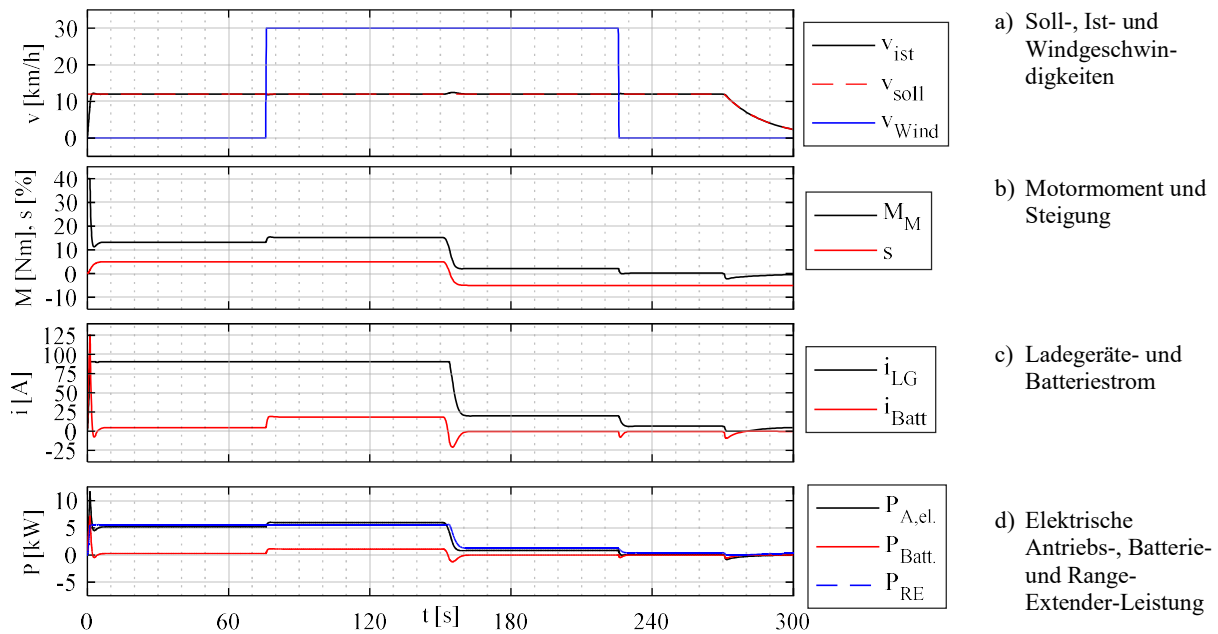


Abbildung 4: Simulationsergebnisse

3.2 Lenkung

Damit der Leichtstzulenschlepper zwischen verschiedenen Maisreihen und innerhalb einer Reihe möglichst intuitiv manövriert werden kann, wird ähnlich zu konventionellen Fahrzeugen eine Lenkung der Vorderachse umgesetzt. Da die Forderungen nach Höhen- und Breitenverstellung eine komplexe Kinematik des Lenkgestänges bedingen würde, ist die Verwendung einer Einzelradlenkung obligatorisch. Gleichzeitig ergeben sich analog zur Antriebseinheit verschiedene Möglichkeiten zur konstruktiven Integration der Lenkung in die Stelzen und mehr Freiheiten bei der Ansteuerung. Dies erlaubt beispielsweise die Kinematik einer ACKERMANN-Lenkung mittels elektronischer Ansteuerung umzusetzen.

Für die Realisierung einer Lenkbewegung sind nur relativ kleine Geschwindigkeiten, aber insbesondere im Stillstand hohe Drehmomente für den Radeinschlag erforderlich. Die erforderliche mechanische Leistung der Lenkung $P_{L,mech,max}$ kann mittels gewünschter Winkelgeschwindigkeit $\omega_{L,max}$ und zu diesem Zeitpunkt geschätztem Bohrmoment M_{Bohr} des Rades überschlagen werden.

$$P_{L,mech,max} = M_{Bohr} \cdot \omega_{L,max} \approx \frac{1}{4} \cdot \mu \cdot F_{RN} \cdot l_{RB} \cdot \omega_{L,max} \quad (11)$$

Für eine angenommene Normalkraft F_{RN} von 4000 N, einem Reibbeiwert μ von 1 und einer Latschlänge l_{RB} von 20 cm kann für eine gewünschte Lenkwinkelgeschwindigkeit von $45^\circ/s$ eine erforderlichen mechanische Leistung der Lenkung von 320 W mit 200 Nm Lenkdrehmoment erwartet werden. Eine kompakte Bauform der Lenkung lässt sich bei diesen mechanischen Kenndaten nur mit Hilfe eines getriebeübersetzten Elektromotors realisieren. Um eigene Entwicklungsleistungen zu reduzieren, wurden eine Lenkungseinheit, bestehend aus Asynchronmaschine (48 V, 400 W, 1,06 Nm, 2750 U/min), Stirnradschneckengetriebe ($i = 433,33$) und Lenkungssteuerung sowie robustem Sensor zur Erfassung des Radeinschlagwinkels, von der Firma Atech Antriebstechnik bezogen. Das sich ergebene Drehmoment liegt zwar weit über den berechneten Anforderungen, jedoch fehlen einerseits Erfahrungswerte zu den sich tatsächlich ergebenden Radnormalkräften bzw. Reibbeiwerten auf losem Untergrund, andererseits sind die Komponenten bereits entwickelt und können direkt bezogen werden. In nachfolgenden Entwicklungsschritten kann ausgehend von der Lösung des hier beschriebenen Prototyps eine optimierte Lenkungseinheit dargestellt werden.

4. Konstruktion

Die Konstruktion des Rahmens und der mechanischen Komponenten sowie des Fahrwerks wurde gemäß VDI-Richtlinie 2221 in vier Entwicklungs- bzw. Konstruktionsphasen aufgeteilt [4]. Phase I und II wurde von einem aus dem Fachbereich Mechatronik betreuten studentischen Projektteam durchgeführt. In der ersten Phase wurde gemäß externer und interner Forderungen eine Anforderungsliste erstellt. Diese Anforderungsliste wurde während

des Entwicklungsablaufs stetig angepasst und zu einem späteren Zeitpunkt schließlich „eingefroren“. In der zweiten Phase, der Konzeptphase, wurden als erstes die Gesamt- und die Teilstrukturen festgelegt, für welche im nächsten Schritt Lösungsprinzipien gesucht und in Prinzipskizzen festgehalten wurden. Basierend auf den Prinzipskizzen wurden verschiedene Fahrzeugkonzepte und deren Grobdimensionierung erarbeitet. Hierbei wurden verschiedene Varianten eines Stelzenschleppers entworfen und berechnet, siehe Abschnitt 2. Ziel war es, die fahrdynamischen und kinematischen Randbedingungen sowie die grobe geometrische Ausprägung des Fahrzeugs zu fixieren und mit dem Projektpartner abzustimmen. Dabei wurde die Anforderungsliste im Dialog mit dem Auftraggeber iterativ angepasst und kommuniziert. Auf Basis dessen konnten die verschiedenen Fahrzeugkonzepte als Vorentwürfe aufgestellt werden. Es entstanden letztlich zwei Hauptvarianten, wovon eine nach externer und interner Absprache weiter detailliert wurde. In der dritten Phase, der Entwurfsphase, wurden die zuvor aufgestellten Konzepte weiter detailliert und in Baugruppen unterteilt, dabei wurde das CAD-Programm Autodesk Inventor verwendet. Zunächst wurde der Rahmen konstruiert und im Folgenden der Einzelradantrieb an den hinteren Rädern entworfen sowie die Einzelradlenkung an den vorderen Rädern detailliert. Parallel konnte der Antriebsstrang ausgelegt werden. Die Komponentenanordnung, wie sie in Kapitel 2 beschrieben wurde, wurde dahingehend vereinfacht, dass alle Module auf einer pritschenartigen Plattform hinter der Fahrerkabine angeordnet sind (siehe Abbildung 5). Die Fahrerkabine und die Befestigung der einzelnen Module (Range-Extender, Ladegeräte, Batterien, usw.) auf der Plattform wurden in dieser Phase noch nicht detailliert ausgearbeitet. In der vierten Phase, der Ausarbeitungsphase, wurden letztlich Teil- und Gesamtzeichnungen des Stelzenschleppers inklusive Stücklisten und Montagehinweisen erstellt.

4.1 Konstruktion des Fahrgestells / Rahmen

Bei der Konstruktion des Rahmens mussten die Anforderungen, wie sie in Kapitel 2 erläutert sind, umgesetzt werden. Um die Konstruktion zu vereinfachen wurde auf Normteile zurückgegriffen, zusätzlich wurde, dem Charakter als Versuchsfahrzeug entsprechend, entschieden zum Aufbau des Fahrzeuges Aluminium-Profile zu nutzen. Eine Stahl-Schweißkonstruktion bietet Vorteile hinsichtlich Festigkeit und Haltbarkeit, ist aber vergleichsweise unflexibel und aufwändig. Zur zeitsparenden Umsetzung wurde der Gestell-Editor benutzt, ein in Autodesk-Inventor 2016 vorhandenes Konstruktionsfeature. Um Gewicht zu sparen und trotzdem eine hohe Festigkeit zu erzielen, wurde die tragende Struktur aus 90 x 90 mm-Aluminiumprofil in der leichten Ausführung erstellt. Für die Stützstrukturen und die Fahrerkabine wurden hingegen leichtere 45 x 45 mm-Aluminiumprofile genutzt. Zum Festigkeitsnachweis diente das integrierte FE-Tool, wobei die Lastannahmen aus der Auslegung des Antriebsstranges übernommen und zusätzlich Lastfälle für Landmaschinen in die Berechnung einbezogen wurden [5].

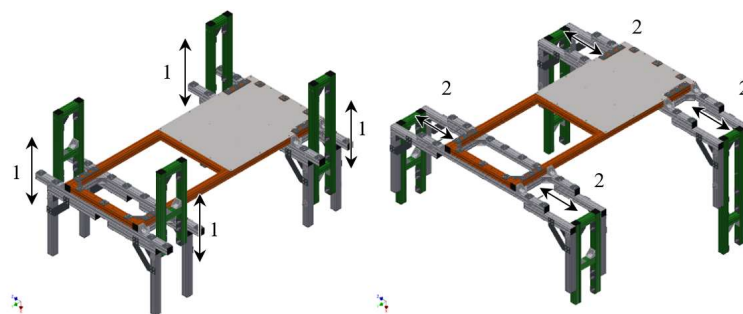


Abbildung 5: Rahmen des Stelzenschleppers in Transportposition (links) und Arbeitsposition (rechts)

Um das Fahrzeug auf einem Fahrzeughänger transportieren zu können, musste der Rahmen mit einer Höhen- und Breitenverstellung ausgerüstet werden. Zur Realisierung der Höhen- und Breitenverstellung gab es mehrere mögliche Lösungen [7]. Für Aluminiumprofile existieren Linearführungseinheiten, die komplett als Zukaufteil erworben werden können. Diese Lösung ist aber sehr kostenintensiv, da pro Stelze mindestens zwei Führungsschlitten benötigt werden. Des Weiteren hätten standardisierte Linearführungseinheiten von SKF oder FAG verwendet werden können. Beide Varianten hätten einen erheblichen Gewichts- und Kostenzuwachs bedeutet. Deshalb wurde eine individuelle Lösung erarbeitet. Zuerst wurden Führungslaschen aus 4-mm-starkem Blech konstruiert. Diese sollen die einzelnen Rahmen führen, sodass diese ineinander abgleiten können. Dazu mussten außen an jeden Rahmen je vier Laschen angeschraubt werden. Diese Lösung ist nicht günstig, da die Laschen beim Verfahren der Rahmen hinderlich sind und das Anbringen von Antriebseinheit und Lenkung erschwert wird. Deshalb wurde eine Variante erarbeitet, welche diese Probleme löst und gleichzeitig Gewicht einspart sowie eine optische Aufwertung darstellt. Es werden Doppelt-T-Führungselemente verwendet, die direkt in die gegenüberliegenden Nuten der Aluminiumprofilkästen eingreifen und so deren geführtes Abgleiten ermöglichen. Außerdem werden diese Elemente so platziert, dass sie jeweils einen Endanschlag in beide Richtungen für die Verfahrbewegung der Rahmen realisieren können. So können bei dem Fixieren in Transport-

bzw. Betriebsposition die Schraubbolzen leicht eingebracht werden. Zusätzlich kann der Rahmen vertikal nicht bis zum Boden durchsacken, sondern bleibt in Höhe der Transportposition stehen, ohne fixiert zu sein. Dabei wurden ein vertikaler Verstellweg (1) von 980 mm und ein horizontaler Verstellweg (2) von 620 mm pro Seite realisiert. Die maximalen Transportmaße, wie sie in Kapitel 2 gefordert wurden, werden so eingehalten. Zur Fixierung der jeweiligen Positionen, werden pro Stelze acht M16-Schraubbolzen verwendet. Das Anheben und Absenken des Fahrzeuges geschieht dabei mit hydraulischen Zylindern, welche separat mitgeführt werden müssen und nicht Teil des Fahrzeugs sind. Die Breitenverstellung wurde aktorisch mit elektrischen Gewindespindleinheiten realisiert [7].

Da der Rahmen die tragende Struktur des Stelzenschleppers ist, musste er so konstruiert werden, dass alle Bauteile angebracht und die Betriebslasten ertragen werden können. Daher wurde die Festigkeit des Rahmens während des gesamten Entwurfsprozesses kontinuierlich überprüft und die Struktur ggf. angepasst.

4.2 Angetriebenes Rad

Wie in Kapitel 3.1 beschrieben, wird ein permanent erregter Synchronmotor mit einem Planetengetriebe und einem Kettengetriebe zum Antrieb des Fahrzeugs verwendet. Damit die frontale Projektionsfläche des Schleppers und damit auch der Schaden an den Maispflanzen so klein wie möglich ist, wurde der Motor über dem angetriebenen Rad des Schleppers angeordnet. Es wurden Halbleche konstruiert, die den Motor samt angeflanschem Getriebe halten und mit dem Rahmen verbinden. Der Motorcontroller wurde direkt über dem Motor angeordnet um große Kabellängen zu vermeiden. Beide Einheiten sind gut erreichbar und damit gut zu montieren und zu warten. Für das Kettengetriebe wurde ein Kettenkasten konstruiert, der die Kette vor Schmutz schützt und einen Berührungsschutz darstellt, wie in Abbildung 6 dargestellt ist. Am fertigen Prototyp wurden zum Schutz der Maispflanzen noch zusätzliche Abweiserbleche montiert.

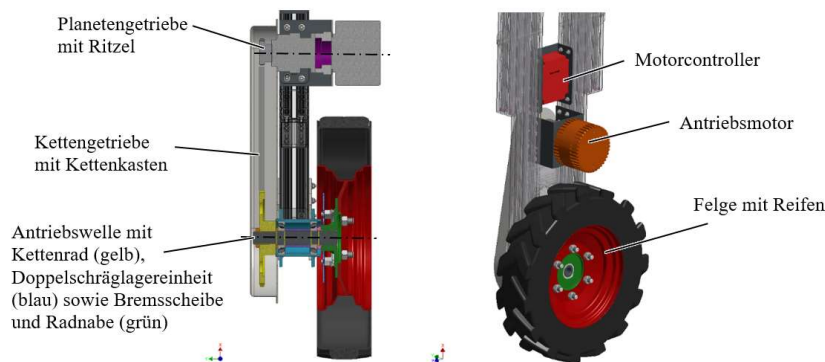


Abbildung 6: Angetriebenes Rad hinten links im Halbschnitt (links), Isometrische Außenansicht (rechts)

Der Reifen und die Felge sind Zukaufteile, die Antriebswelle und der Radflansch hingegen mussten konstruiert und gefertigt werden. Zur Verschraubung der Felge dienen Kegelbundmutter. Die integrierte Bremse dient als Feststell- und Hilfsbremse, da im Betrieb elektrisch gebremst werden kann. Zur Lagerung der Antriebswelle werden zwei Schrägkugellager verwendet, welche leicht vorgespannt werden. Es werden beidseitig abgedichtete und lebensdauergeschmierte Lager verwendet. Zum Schutz vor groben Schmutz wird beidseitig ein mitlaufendes Deckblech auf die Welle gesteckt und verschraubt.

4.3 Lenkeinheit

An den vorderen Stelzen ist jeweils ein separat lenkbares Rad angebracht. Zur Realisierung der Lenkbewegung, wie in Kapitel 3 beschrieben, wird ein Getriebemotor verwendet der für diesen Anwendungsfall zugelassen ist, siehe Abbildung 7. Als Getriebe wird ein Schneckenradsatz verwendet. Die Selbsthemmung des Getriebes führt dazu, dass sich der Lenkwinkel bei Stillstand oder Stromlosigkeit des Motors nicht verändert. Die Maße des Gehäuses machen es schwierig das Getriebe in die Stelze zu integrieren, gleichzeitig wenig Querschnittsflächenzuwachs zu generieren und alle kinematischen Randbedingungen einzuhalten. Insbesondere muss sichergestellt werden, dass das Getriebe in Transportstellung nicht mit dem oberen Rahmen kollidiert. Um Zwangskräfte am Getriebeeingang zu vermeiden, wurde das Getriebe mit einer elastischen aber verdrehsteifen Kupplung von der Steuerwelle entkoppelt. Die verwendete Einarmgabel dient der einfachen Handhabung von Reifen und Felge und wurde mittels FE-Methode auf ausreichende Festigkeit geprüft. Die Radlagerung wurde so gestaltet, dass sie möglichst mittig in der Felge sitzt um Biegemomente zu minimieren. Es kamen wieder beidseitig abgedichtete und lebensdauergeschmierte Lager zum Einsatz. Sturz und Nachlaufwinkel sind hier 0°. Die

Befestigung des Getriebes an dem Rahmen ist wiederum mit Halblechen realisiert die mit Hammerkopfschrauben in den Profilen verschraubt werden.

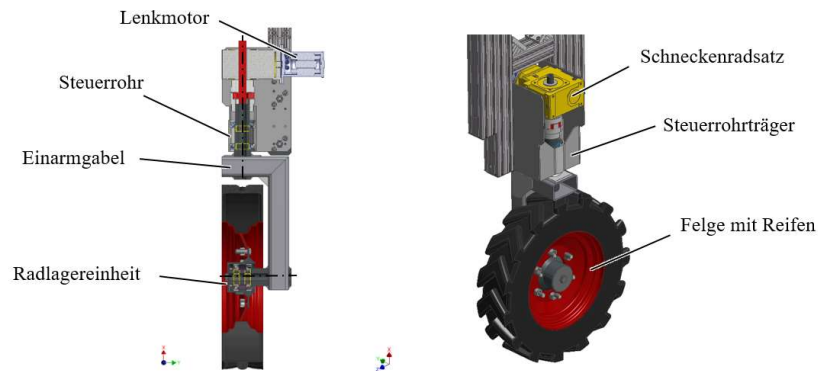


Abbildung 7: Lenkbares Rad an der Vorderachse im Halbschnitt (links), Isometrische Außenansicht (rechts)

4.4 Fahrerkabine und Gesamtfahrzeug

Abbildung 8 zeigt das Gesamtfahrzeug bestehend aus den beschriebenen Komponenten Rahmen, Lenkeinheit (vorn), Antriebseinheit (hinten) sowie der Fahrerkabine. Da die Fahrerkabine nicht zur tragenden Struktur zählt ist diese im Gegensatz zum restlichen Fahrzeug lediglich aus 45 x 45 mm–Aluminiumprofilen aufgebaut. Außerdem verfügt sie über ein Sonnendach und seitlich unten über Makrolon-Scheiben, um den Fahrer zu schützen aber gleichzeitig die Sicht auf die Maisreihen freizuhalten. Im Sichtbereich des Fahrers ist die Kabine offen. Der Einstieg des Fahrers geschieht durch eine Tür (im Bild orange) und über eine Leiter. Der Fahrersitz ist ein Zukaufteil der Firma John-Deere und wird häufig in Landwirtschaftsfahrzeugen verwendet. Zur Steuerung des Fahrzeuges ist eine Konsole seitlich neben dem Fahrersitz angeordnet. Die Steuerung des Fahrzeuges erfolgt zunächst mittels zweiachsigem Joystick, welcher direkt an die Regelmodule für Lenkung und Antrieb angeschlossen ist. Ein Lenkrad sowie ein Fußpedal für die Geschwindigkeitsvorgabe können bei Bedarf nachgerüstet werden. Die Aktivierung der Hilfsbremse erfolgt mechanisch über einen per Hand zu betätigenden Zughebel. Weitere Anbaumodule wie Range Extender, Ladegerät, Batterien usw. finden im hinteren Teil des Fahrzeuges Platz und sind nur schematisch dargestellt. Der pneumatische Kugelstreuer ist ebenfalls am hinteren Ende des Fahrzeuges verbaut, um eine optimale Ausbringung des Pflanzenschutzmittels zu gewährleisten.

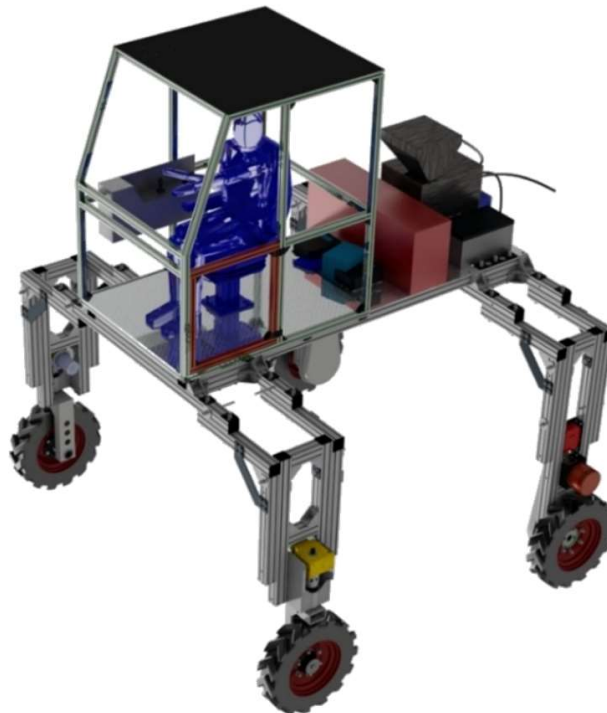


Abbildung 8: Gesamtfahrzeug in Arbeitsposition mit Fahrerkabine und Fahrer sowie Lenk- und Antriebseinheit und Anbaumodulen und Kugelsteuer (hinten)

5. Zusammenfassung und Ausblick

Dieser Beitrag stellt die Entwicklung eines elektrisch angetriebenen Leichtstelzenschleppers zur Ausbringung von biologischen Pflanzenschutzmitteln im Mais vor. Ausgehend von einer Anforderungsanalyse und ersten Entwurfsskizzen erfolgten zunächst die Dimensionierung des elektrischen Antriebsstranges sowie der mechanische Entwurf mit den wichtigen Komponenten Rahmen, Höhen- und Breitenverstellung, Radaufnahmen und Lenkung. Ziel war zunächst die Umsetzung eines Funktionsmusters, welches möglichst leicht und modular aufgebaut sein sollte. Daher erfolgte die Umsetzung mittels Aluminium-Profilen. In einer fortgeschrittenen Version des Fahrzeuges wird es aus Kostengründen notwendig sein auf eine Stahl-Schweißkonstruktion zu wechseln. Nach dem eigentlichen Aufbau des Fahrzeuges, stehen zunächst einige reale Fahrversuche auf Versuchsflächen sowie im Feld an. Insbesondere der elektrische Antriebsstrang, welcher mittels synthetischen Lastannahmen dimensioniert wurde, muss sich in der Anwendung bewähren und ggf. für einen zweiten Prototypen angepasst werden.

Aktuell erfolgt die Steuerung des Fahrzeuges rein manuell. Im Sinne einer zunehmenden Automatisierung der landwirtschaftlichen Produktion ist es das Ziel, den Leichtstelzenschlepper mit assistierten und automatischen Fahrfunktionen auszustatten. Diese sollen den Fahrer bei der schwierigen Navigationsaufgabe (Sitzposition oberhalb der Maisreihen) unterstützen und eine ermüdungsfreie Anwendung über die anvisierte Betriebsdauer von bis zu 16 h ermöglichen. Im nächsten Schritt erfolgt dann die Umsetzung einer Funktionalität zum automatischen Wenden im Vorgewende. Dies erfordert zusätzlich eine exakte Lokalisation des Fahrzeuges im Maisfeld. Den Abschluss der Automatisierungskette bildet das vollautomatische Fahren, mit automatischer Reihenverfolgung, Wendefunktion sowie Mechanismen zum Ausweichen von Hindernissen im Feld. Die Fahrfunktionen werden jeweils mit einer entsprechenden Schnittstelle des Kugelstreuers kombiniert, um eine vollautomatische Ausbringung des Pflanzenschutzmittels zu ermöglichen.

Danksagung

Die vorgestellten Arbeiten wurden finanziert und unterstützt von der Firma Biocare Gesellschaft für biologischen Pflanzenschutz mbH. Gesamt- und Teilergebnisse wurden zum Patent angemeldet [8].

Literaturverzeichnis

- [1] Biocare,.: Informationsblatt mechanische Ausbringung, 2014
- [2] Arnold T.; Diekmann J.; Blasinski T; Kremser K.;Sbrzesny R. Schneider M.: Konzeptionierung eines elektrisch betriebenen Fahrzeuges für die Ausbringung biologischer Pflanzenschutzmittel, Mechatronik Projekt II, Institut für Mobile Systeme, Otto-von-Guericke Universität Magdeburg, 2015
- [3] MATLAB Documentation – Generic Battery, 2016 The MathWorks, Inc.
- [4] Verein Deutscher Ingenieure: VDI 2221 Methodik zum Entwickeln und Konstruieren technischer Systeme und Produkte, VDI-Richtlinien, 1993
- [5] Kritzner B.: Erstellen von Lastannahmen für den Radbereich mobiler Landmaschinen unter Verwendung von Stoßfaktoren, agrartechnik 39 (10), Berlin, 1989
- [6] Schmidt S.; Schünemann M.; Heidfeld H. Hinzelmann R.; Beitzen-Heineke W.; Elektrischer Kugelstreuer, Bauernzeitung 57 (48), 2016
- [7] Dieckmann J; Adaptive Breitenverstellung für einen elektrisch angetriebenen Leichtstelzenschlepper, Bachelorarbeit, Otto-von-Guericke Universität Magdeburg, 2015
- [8] Beitzen-Heineke W.; Schmidt S.; Schünemann M.; Heidfeld H. Hinzelmann R; BIOCARE Gesellschaft für biologische Schutzmittel mbh, Selbstfahrendes zweispuriges Stelzenfahrzeug, Patentantrag, 102016112292.0, 2016
- [9] Thunder Sky Winston: Datenblatt WB-LYP40AHA. http://en.winston-battery.com/index.php/products/power-battery/item/wb-lyp40aha?category_id=176, abgerufen am 25. April 2017
- [10] Denqbar: Digitaler Inverter Stromerzeuger. <http://www.denqbar.com/2-8-kw-digitaler-inverter-stromerzeuger-generator-benzinbetrieben/a-1242/>, abgerufen am 25. April 2017
- [11] Zivan: Zivan SG3 Battery Charger Brochure. Edition 1, Revision 0, Oktober 2014
- [12] Motenergy: Motenergy Brushless DC Motors – ME0907. <http://motenergy.com/me0907.html>, abgerufen am 25. April 2017
- [13] Sevcon: Sevcon Gen4 Controller Flyer. Februar 2013

Standardisierung der Messwertaufnahme

für drehende elektrische Maschinen mit Luftspaltwicklung

M. Sc. Martin Schmidt, Dipl.-Ing. Ralf Hinzelmann, Prof. Dr. Roland Kaspers

Institut für mobile Systeme, Otto-von-Guericke-Universität, Deutschland, roland.kasper@ovgu.de, 0391-67-58606

Zusammenfassung

Am Lehrstuhl für Mechatronik der Otto-von-Guericke Universität wurden bereits zahlreiche Prototypen einer elektrischen Maschine mit Luftspaltwicklung entworfen und gefertigt. Für die Bewertung deren Güte untereinander und für die Modellierung und Optimierung einer solchen Maschine, ist die vollständige und reproduzierbare messtechnische Erfassung der Eigenschaften unabdingbar. Viele elektromechanische Effekte lassen sich erst bei genauerer Untersuchung der Messergebnisse erkennen. Um eine Vergleichbarkeit zwischen den Messungen zu gewährleisten muss eine einheitliche Messumgebung geschaffen werden, die es zudem ermöglicht die Maschinen vollständig zu verstehen.

Anhand eines mathematischen Modells einer elektrischen Maschine mit Luftspaltwicklung wurden Messverfahren definiert und umgesetzt. Dies dient dem Abgleich und der Parametrierung des vorhandenen Modells bzw. der Erweiterung um derzeit nicht modellierte Phänomene. Hierbei wurde primär ein pro-Phase-Ersatzschaltbild angewandt. Für die Aufnahme des Leistungskennfeldes wurden die Leistungsbilanzen für Eingangs- und Ausgangsleistung definiert und darauf aufbauend die entsprechenden Messpunkte festgelegt.

Die Untersuchung der elektrischen Maschine mit Luftspaltwicklung erfolgt im generatorischen Betrieb, um einen Einfluss der Motorsteuerung auszuschließen. Das Mess- und Auswerteverfahren spiegelt somit die Maschine wieder und ermöglicht eine genauere Parametrierung der Ersatzschaltbilder, sowie ein besseres Verständnis des Maschinenverhaltens bei verschiedenen Lastpunkten. Verwendet wurde eine 50 kW Lastmaschine um den vollen Leistungsbereich der elektrischen Maschine abbilden zu können. In dem Beitrag werden der Aufbau des Prüfstandes und die Struktur der Softwarelösung beschrieben.

Mit dieser Standardisierung ist es möglich das Leistungskennfeld einer drehenden elektrischen Maschine mit Luftspaltwicklung reproduzierbar aufzunehmen und schnell zu dokumentieren, indem ein entsprechendes Protokoll abgelegt werden kann. Eine vollständige Parametrierung des Ersatzmodells ist gewährleistet.

Schlüsselwörter: Elektromotor, Luftspaltwicklung, Messverfahren, Modellbildung, Normen

1. Einleitung

Die Elektromobilität ist aufgrund der begrenzten fossilen Brennstoffressourcen ein wichtiger Aspekt für das Ingenieurwesen geworden. Aus diesem Grund werden verschiedene elektrische Antriebssysteme entwickelt, die einen möglichst hohen Wirkungsgrad ermöglichen, um die Energieproblematik zu lösen.

Seit 2011 wird an der Otto-von-Guericke am Institut für mobile Systeme eine permanenterrregte Synchronmaschine mit patentierter Luftspaltwicklung erforscht und gebaut [2],[3]. Die Besonderheit liegt in dem dünnen Eisenrückschluss, was eine Reduzierung des Gewichts und der Eisenverluste zur Folge hat. Die Wicklung ist mäandrierförmig auf dem Blechpaket aufgebracht. Bei einer permanenterrregten Synchronmaschine treten Eisenverluste, Lagerverluste, sowie die ohmschen Verluste im Lastfall auf. Die Positionierung der Wicklung im Luftspalt verursacht zusätzliche Wirbelstromverluste in der Wicklung, welche sich auf den Wirkungsgrad auswirken.

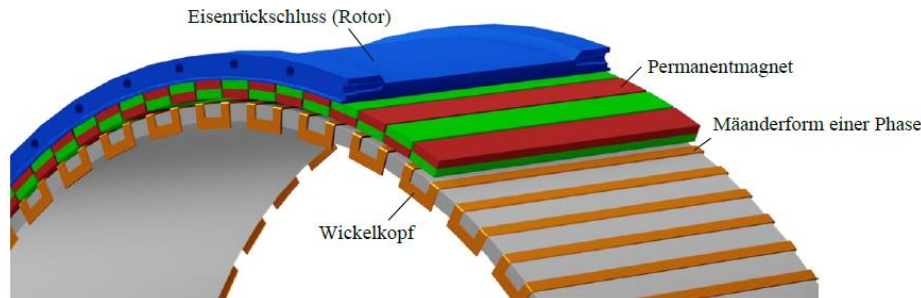


Bild 1: Prinzip der Luftspaltwicklung [3]

Die Bauweise und die Lage der Wicklung im Luftspalt ermöglicht eine hohe Polpaarzahl und daraus resultierend eine große Maschinenkonstante im Vergleich zu herkömmlichen Maschinen [3]. Diese Kompaktheit ermöglicht es ein Leistungsgewicht von 2kW/kg zu erreichen. Die erste Generation dieses Motorprinzips besitzt ein nutzloses Blechpaket. In der zweiten Iteration wurde eine Kombinationswicklung integriert, welche sich aus einer Reihenschaltung einer Nutenwicklung und der Luftspaltwicklung zusammensetzt. Dies steigert das Leistungsgewicht erneut [6].

In diesem Manuskript wird die messtechnische Auswertung und Validierung dieses Motorkonzeptes genauer beschrieben. Dabei wird zunächst auf die gängigen Normen eingegangen, welche sich mit der Vermessung von Elektromotoren mit Permanentmagneten befassen. Diese bilden den Rahmen für den Messablauf. Ziel soll es sein, anhand der Messungen ein vollparametrierbares Modell des Motors aufbauen zu können, welches eine vollständige Interpretation des Motorverhaltens ermöglicht. Aus diesem Grund werden Modellannahmen beschrieben und die entsprechenden Messgrößen definiert. Zudem ist bei Bedarf eine separate Untersuchung der Wicklungsarten mit vorgesehen. Um die Übersichtlichkeit der Messgrößen zu bewahren, wurde eine EXCEL-Datei angelegt, die sämtliche Daten enthalten soll. Dadurch soll es auch möglich sein, genutzte Modelle bei Bedarf zu erweitern.

2. Grundlagen zu DIN-Normen für die Vermessung elektrischer Maschinen

DIN EN 60034 oder auch als VDE 0530 bezeichnet ist die grundlegende Normreihe für drehende elektrische Maschine. Sie enthält 30 Normen die zum Teil aus mehreren Dokumenten bestehen [1],[7]. Teil 1 „Bemessung und Betriebsverhalten“ enthält dabei grundlegende Anforderungen und deren Prüfungen. Außerdem sind in dieser Norm viele Begriffe definiert und Grundlagen erklärt. Zum Beispiel wird definiert wie die Wicklungstemperatur zu messen ist. Die Isolierstoffklassen werden eingeführt (IEC 60085). Eine nach Grenztemperaturen gestufte Temperaturskala die die Temperaturbeständigkeit des verwendeten Isoliersystems angibt. Die hier betrachteten Maschinen sollen mit einer Klasse-H-Isolation ausgestattet werden. Sie können dann eine Maximaltemperatur von 180°C ertragen. Die entsprechende Temperaturklasse ist zum Beispiel bei den Erwärmungsmessungen und Überlastmessungen zu beachten. Verschiedene Betriebsarten werden definiert (S1 bis S10). Es wird hier vom S1-Betrieb ausgegangen, das bedeutet die Maschine läuft im Dauerbetrieb. Die Temperatur darf im Dauerbetrieb nicht mehr als 2 Kelvin pro Stunde ansteigen, dann wird vom thermischen Beharrungszustand gesprochen. Die Außentemperatur darf nicht unter 15°C und nicht über 40°C liegen. Die Kühlwassertemperatur darf nicht unter 5°C liegen. Für die Automotive Anwendung wird ein Temperaturbereich von -40°C bis 80°C gefordert und weitere Normen wie die ISO 26262 müssten berücksichtigt werden. Diese werden aus Gründen der Realisierbarkeit hier noch nicht betrachtet. Laut Norm sind verschiedene Stückprüfungen vorschrieben und weitere optional möglich. Die relevanten Prüfungen sind in Tabelle 1 zusammengefasst. Ein wichtiger Test ist der Stehspannungstest. Dabei

wird die Motorwicklung mit einer hohen Prüfspannung auf Durchschlagsfestigkeit zum Statorblechpaket und die Isolation der Phasen untereinander geprüft.

Tabelle 1: Relevante Stückprüfungen nach DIN EN 60034-1

Nr./Kap.	Prüfung	Synchronmaschine	
		Motoren	Generatoren
1	Wicklungswiderstand (kalt)	ja	
6a	Drehsinn	ja	-
6b	Phasenfolge	-	ja
7	Prüfung der Stehspannung	1000 V + doppelte Bemessungsspannung (min. 1500 V)	
9.3.2/3	Stromüberlastbarkeit (optional)	1,5 fach für 2 min	1,5 für 30 s
9.4.1	Drehmomentüberlastung (optional)	1,6 fach für 15 s	

Im Folgenden wird die DIN EN 60034-2-1 auf ihre Anwendbarkeit für diesen Anwendungsfall untersucht. Diese Norm besteht aus drei Teilen. Teil 1 „Standardverfahren zur Bestimmung der Verluste und des Wirkungsgrades aus Prüfungen (ausgenommen Maschinen für Schienen- und Straßenfahrzeuge)“ ist der Grundlagenteil auf dem die Teile 2 und 3 aufbauen. Der Zusatz „ausgenommen Maschinen für Schienen- und Straßenfahrzeuge“ bedeutet, dass die Norm die Randbedingung die in diesem speziellen Anwendungsfällen auftreten nicht abbildet. Da die Prüfbedingungen aber immer möglichst anwendungsnah sein müssen, wurden diese Spezialanwendungen ausgeschlossen. Trotzdem können Rückschlüsse auf die konventionellen Testverfahren gezogen und diese für den Anwendungsfall adaptiert werden. Im ersten Teil erfolgen die Prüfungen gewöhnlich unter Last und im Nennbetriebspunkt. Ein Kennfeld wird in dieser Norm nicht beschrieben. Es wird aber auf die Norm DIN EN 60034-30 verwiesen, welche die minimalen Anforderungen an den Wirkungsgrad im Nennbetriebspunkt enthält.

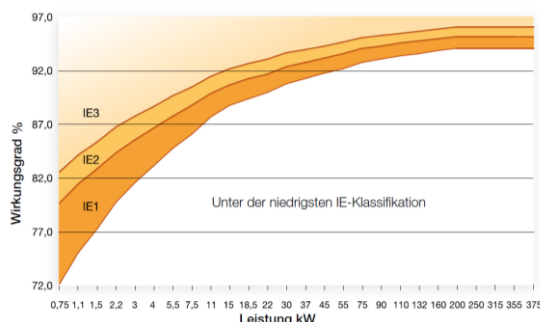


Bild 2: IE-Klassen nach DIN EN 60034-30-1 Beispiel für 4-polige Motoren [ABB]¹

Für die hier betrachtete Maschine müssen die Werte nach IE2 eingehalten werden, da es sich um einen Umrichter gespeisten Motor handelt. Alle anderen Motoren müssen seit dem 1. Januar 2017 in der Klasse IE3 gefertigt werden. Generell werden in der Norm Prüfverfahren und deren Durchführung beschrieben und ihre Eignung für verschiedene Motorentypen erläutert sowie deren Messunsicherheit klassifiziert („niedrig“, „mittel“, „hoch“). Für Motoren mit einem Wirkungsgrad von 95% oder mehr wird die Bestimmung der Einzelverluste empfohlen. Eine Genauigkeit von 0,2 gemäß IEC 60051 wird für die verwendeten elektrischen Messgeräte gefordert. Eine Messwandlergenauigkeit wird mit ± 0,5 Prozent gemäß DIN EN 60044-1 (VDE 0414-44-1) für die allgemeine Prüfung und mit ± 0,3 Prozent für die Bestimmung der Einzelverluste gefordert. Die Einrichtungen zur Drehmomenterfassung müssen eine Genauigkeit von ± 0,2 Prozent aufweisen. Zur Drehzahl und Frequenzmessung wird hier eine Genauigkeit von ± 1/min gefordert. Als Bezugstemperatur für das Kühlmittel wird 25°C angenommen. Der Wirkungsgrad berechnet sich wie folgt:

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_2}{P_2 + P_V} = \frac{P_1 - P_V}{P_1} \quad (1)$$

Mit P_2 abgegebene und P_1 aufgenommene Leistung sowie Gesamtverluste P_V .

¹ https://library.e.abb.com/public/36ef15c7594589a9c12578ab00264f67/TM025%20DE%20RevB%202009_lowres.pdf

In der Norm sind Messverfahren für Gleichstrommaschine, Synchronmaschinen und Mehrphasen-Induktionsmaschinen angegeben. Für die Messung im Generatorbetrieb ist die hier betrachtete Maschine als Synchronmaschine einzuordnen. Soll die Maschine jedoch mit Motorbetrieb mit Umrichterspeisung vermessen werden, muss sie als Gleichstrommaschine klassifiziert werden. Diese Zuordnung ist aber nicht ganz eindeutig und muss je nach Anwendungsfall und Messaufbau geprüft werden. Für die Wirkungsgradmessung von Synchronmaschinen wird zwischen direkter und indirekter Wirkungsgradmessung unterschieden. Als direkte Messungen zählen die Messung des Drehmomentes und die Dynamometermessung, zur Ermittlung der Gesamtverluste. Diese können Anhang ihrer Messunsicherheit als gleichwertig betrachtet werden. Ein weiteres Verfahren ist das Rückarbeitsverfahren, welches zwei baugleiche Maschinen bedingt, weshalb es für diesen Anwendungsfall nicht in Frage kommt. Die vierte Methode ist die Messung mit kalibrierter Maschine. Dieses wird als Verfahren mittlerer Messunsicherheit eingestuft [7]. Die indirekte Messung basiert auf der Messung der Einzelverluste der Maschine. Hier gibt es drei verschiedene Varianten:

- Summation auf Basis einer Lastprüfung ohne Berücksichtigung der lastabhängigen Zusatzverluste
- Summation auf Basis einer Lastprüfung und einer zusätzlichen Kurzschlussprüfung zur Bestimmung der lastabhängigen Zusatzverluste
- rechnerische Bestimmung der Einzelverluste und zusätzliche Kurzschlussprüfung zur Bestimmung der lastabhängigen Zusatzverluste [7] S.46

Für eine motorische Messung müssten außerdem der Teil 2 und 3 der Norm berücksichtigt werden. Im zweiten Teil der Norm (DIN EN 60034-2-2) werden besondere Verfahren zur Bestimmung der Einzelverluste von elektrischen Maschinen beschrieben. Dazu zählen die Prüfung mit kalibrierter Maschine, die Auslaufprüfung und das kalorimetrische Verfahren, welches eine Bestimmung der Verluste über das Kühlmedium beschreibt. In der letzten Norm der Reihe, der E DIN IEC 60034-2-3 werden die Verluste betrachtet die aus den Oberschwingungen der Umrichterspeisung resultieren. Diese wird also nur zur motorischen Messung benötigt und soll hier nicht betrachtet werden. Des Weiteren ist hier die Norm DIN EN 60034-19 (VDE 0530-19:2015-05) zu nennen. Diese enthält Informationen zu besonderen Prüfverfahren für Gleichstrommaschinen welche an gleichrichter gespeisten Leistungsversorgungen oder anderen Gleichstromquellen betrieben werden sollen. Im Folgenden soll der Aufbau einer Messumgebung in Anlehnung an eine in der Norm beschriebene direkte Wirkungsgradmessung per Drehmoment erläutert werden. Außerdem werden über Leerlauf- und Lastmessungen die Einzelverluste bestimmt und modelliert. Dazu wird ein mathematisches Modell der Maschine aufgebaut.

3. Modellierung einer elektrischen Maschine mit Luftspaltwicklung

Durch die Auswahl geeigneter Messwerte ist es möglich ein vollständiges Modell der elektrischen Maschine mit Luftspaltwicklung zu generieren. Dies dient zusätzlich dem besseren Verständnis des Systemverhaltens der Maschine. Aus diesem Grund ist eine Vorüberlegung über die Struktur des Modells unabdingbar. Dabei kann zwischen der Modellierung der mechanischen Komponenten und der elektrischen Komponenten unterschieden werden [1].

3.1 Elektrisches Teilsystem

Die Modellierung des elektrischen Teilsystems ist über ein dreiphasiges Pro-Phase-Ersatzschaltbild möglich [4].

$$\underline{\underline{L}} \cdot p \cdot \omega \cdot \frac{\partial}{\partial \varphi} \underline{I} + \underline{\underline{R}} \cdot \underline{I} + \underline{K} \cdot \omega + \underline{U}_S = \underline{U}_{ph} \quad (2)$$

Mit

$$\underline{\underline{L}} = \begin{pmatrix} L_1 & -M_{1,2} & -M_{1,3} \\ -M_{1,2} & L_2 & -M_{2,3} \\ -M_{1,3} & -M_{2,3} & L_3 \end{pmatrix}, \underline{\underline{R}} = \begin{pmatrix} R_1 & 0 & 0 \\ 0 & R_2 & 0 \\ 0 & 0 & R_3 \end{pmatrix}, \underline{K} = \begin{pmatrix} K(\varphi) \\ K\left(\varphi + \frac{2\pi}{3}\right) \\ K\left(\varphi + \frac{4\pi}{3}\right) \end{pmatrix}, \underline{I} = \begin{pmatrix} i_1(\varphi) \\ i_2(\varphi) \\ i_3(\varphi) \end{pmatrix}$$

Die Formulierung ist möglich, durch das Umschreiben der zeitlichen Ableitung des Stromes, an der Induktivität, als winkelabhängige Größe. Hierbei entspricht p der Polpaarzahl der elektrischen Maschine. Das Modell beinhaltet den Phasenwiderstand R , die Phaseninduktivität L , die Koppelinduktivität M zwischen den einzelnen Phasen und die Maschinenkonstante $K(\varphi)$. Der Widerstand gilt als Maß für die Ohm'schen Verluste. U_S entspricht dem Sternpunktpotential und ω der mechanischen Drehzahl des Motors. Das Produkt aus $K(\varphi)$ und der

Winkelgeschwindigkeit ω wird als Elektromagnetische Kraft (kurz EMK) bezeichnet. Die mathematische Formulierung geht ebenfalls von einer winkelabhängigen Maschinenkonstante aus [1], welche sich als normierte Leerlaufphasenspannung darstellt. Unter Vernachlässigung der Koppelinduktivität ergibt sich die Gleichung für eine Phase, mit der Berücksichtigung des Temperatureinflusses.

$$U(\varphi) = K(\varphi) \cdot \omega + R_{ph} \cdot (1 + \alpha \cdot \Delta\vartheta) \cdot i(\varphi) + L_{ph} \cdot p \cdot \omega \cdot \frac{\partial i(\varphi)}{\partial \varphi} \quad (3)$$

$U(\varphi)$ ist die Differenzspannung aus der Phasenspannung U_{ph} und dem Sternpunktpotential U_S . In FEM Simulationen [3] ergab es sich, dass die EMK einen sinusähnlichen Verlauf besitzt. Mathematisch lässt sich dieser Verlauf durch eine Fourierreihe annähern Gl.(4). Aus diesem Grund können sowohl die Phasenspannung $U(\varphi)$, die Maschinenkonstante $K(\varphi)$, als auch der Strom $i(\varphi)$ als Fourierreihe abgebildet werden. Der Widerstand und die Induktivität sind winkelunabhängig.

$$F(\varphi) = a_0 + \sum_{i=1}^N (a_{(2 \cdot i - 1)} \cdot \cos((2 \cdot i - 1) \cdot p \cdot \varphi) + b_{(2 \cdot i - 1)} \cdot \sin((2 \cdot i - 1) \cdot p \cdot \varphi)) \quad (4)$$

Beim nutenlosen Aufbau besteht eine völlige Winkelunabhängigkeit der Induktivität. Bei der Kombinationswicklung entsteht durch die Nutung eine kleine Winkelabhängigkeit unter 1%, die zunächst vernachlässigt wird [6].

3.2 Mechanisches Teilsystem

Nach [5] lässt sich das mechanische Leerlaufverhalten T_N der elektrischen Maschine mit einem konstanten Drehmoment und einem drehzahlabhängigen Dämpfungsmoment annähern.

$$T_N = T_0 + d \cdot \omega = (T_C + T_{Hyst}) + (d_l + d_{eddy}) \cdot \omega \quad (5)$$

Dabei entspricht T_0 der Summe aus dem Haftmoment des Lagers T_C und dem wirksamen Drehmoment der Hystereseverluste T_{Hyst} . Die Dämpferkonstante d enthält die Dämpfung des Lagers d_l und berücksichtigt das wirkende Drehmoment verursacht durch Wirbelstromverluste d_{eddy} . Aufgrund des Aufbaus der elektrischen Maschine mit Luftspaltwicklung treten in den Kupferwicklungen ebenfalls Wirbelstromverluste auf [3], die zu den Wirbelstromverlusten im Eisenrückschluss des Stators dazukommen.

Im Lastfall wirkt die Lorentzkraft zusätzlich auf die elektrische Maschine. Dies lässt sich als Produkt aus Maschinenkonstante $K(\varphi)$ und dem Strom $i(\varphi)$ beschreiben. Werden alle drei Phasen betrachtet ergibt sich die Gleichung zu

$$T_L = \underline{K}^T \cdot \underline{I} \quad (6)$$

Die Gleichung für die dynamische Betrachtung des mechanischen Teilsystems lautet dann

$$J \cdot \dot{\omega} = T_L - T_N - T_{Last} \quad (7)$$

Mit J als Trägheitsmoment des Rotors und T_{Last} als extern wirkendes Lastmoment.

3.3 Modellierung des Wirkungsgrades

Für die Modellierung des Wirkungsgrades im generatorischen Betrieb in einem Arbeitspunkt ist die Eingangsleistung durch die Mechanik und die Ausgangsleistung durch das elektrische Teilsystem gegeben. Mit der Annahme einer konstanten Motordrehzahl und sinusförmigen elektrischen Größen definiert sich der Wirkungsgrad nach Gl.(8).

$$\eta = \frac{P_{El}}{P_{Mech}} = \frac{\frac{1}{T} \int U \cdot I \, dt}{\frac{1}{T} \int T \cdot \omega \, dt} \approx \frac{U_{Eff} \cdot I_{Eff}}{\bar{T} \cdot \omega} \quad (8)$$

4. Beschreibung des Messaufbaus

Die messtechnische Evaluierung der elektrischen Maschine unterteilt sich in die Untersuchungen der Einflussgrößen auf das Leerlaufdrehmoment, sowie die Untersuchung des Lastverhaltens, zur Wirkungsgradbestimmung. In beiden Fällen wird die Synchronmaschine als Generator betrieben, um Einflüsse der Steuerung auf den Wirkungsgrad nicht mit zu berücksichtigen.

4.1 Untersuchungen des Einflusses von Lager und Blechpaket auf das Leerlaufdrehmoment

Für den Leerlaufversuch wurde ein separater Prüfstand aus Boschprofilen und einer 10 Nm Messwelle aufgebaut. Dies ermöglicht eine hohe Auflösung des gemessenen Drehmomentes, da keine hohen Drehmomente im Leerlauf zu erwarten sind. Für die Aufnahme der Kennlinie ist zudem die Drehzahl der Lastmaschine bzw. des Motors notwendig [8]. Der Messaufbau ist mit der Bild 3 beschrieben.

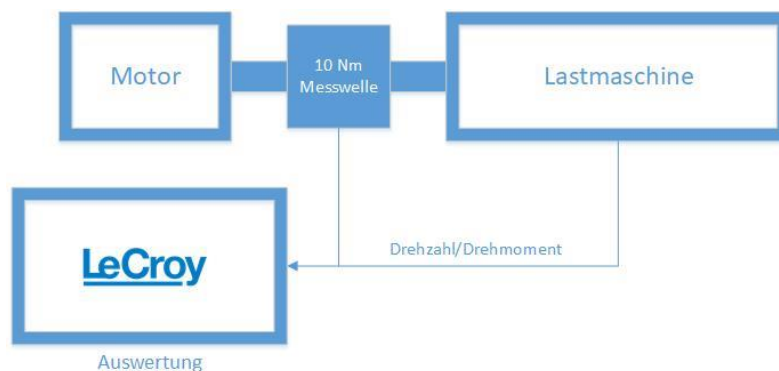


Bild 3: Messaufbau zur Bestimmung des Lager-, der Wicklung und Blechpaketeinflusses

Die Aufnahme des Drehmomentes erfolgt mit einem Oszilloskop der Firma LeCroy. Über ein Spannungssignal der Lastmaschine, welches repräsentativ die Drehzahl darstellt, erfolgt die Auswertung der Drehzahl ebenfalls über dasselbe Oszilloskop. Mit diesem Aufbau ist es möglich den Einfluss des Lagers, des Blechpaketes und der Wicklungen auf das Leerlaufdrehmoment zu bestimmen.

4.2 Elektrische Parameter und Bestimmung des Wirkungsgrades

Die elektrischen Parameter Widerstand, Induktivität und Koppelinduktivität im Kleinsignalbereich werden über eine LCR Messbrücke bestimmt. Die Phaseninduktivität ist durch das Anschließen von Phase und Sternpunkt ermittelbar. Die Koppelinduktivität M ergibt sich bei der Messung über zwei Phasen und der Differenzbildung mit den Induktivitäten.

$$M_{m,n} = \frac{1}{2}(L_{Mess} - (L_m + L_n)) \quad (9)$$

Die Widerstände lassen sich durch das Lösen des folgenden Gleichungssystems bestimmen.

$$\begin{pmatrix} 1 & 1 & 0 \\ 1 & 0 & 1 \\ 0 & 1 & 1 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} R_1 \\ R_2 \\ R_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} R_{1,2} \\ R_{1,3} \\ R_{2,3} \end{pmatrix} \quad (10)$$

Dabei entspricht $R_{m,n}$ dem gemessenen Phasenwiderstand zwischen zwei Phasen.

Die lasttechnische Untersuchung erfolgt an einem 50 kW Prüfstand von WEKA. Da hier im Lastfall gemessen wird, wurde eine Drehmomentmesswelle von Lorenz Messtechnik GmbH verbaut, welche einen Messbereich von ± 500 Nm abdeckt. Zum Motor hin verbaut befindet sich ein Inkrementalgeber mit einer Auflösung von 5000 Inkrementen pro Umdrehung für jedes Signal. Dies ermöglicht eine Winkelauflösung von 20000 digitalen Flanken pro Umlauf. Der Motor wird an einem Haltewinkel montiert. Die Drehzahl des Motors soll über ein LabVIEW Modul gemessen werden, welches den Inkrementalgeber auswertet. In diesem Modul wird auch das Drehmoment-Signal erfasst. Da eine generatorische Messung erfolgt, muss die Drehzahl an der Lastmaschine eingestellt und mit dem LabVIEW Modul überprüft werden.

Der Motor verfügt für die Messung über drei Phasen-Anschlüsse, mindestens einen Temperatur-Sensor an den Wickelköpfen, sowieso Anschlüsse für eine Wasserkühlung. Die drei Phasen werden an eine Gleichrichterbrücke angeschlossen. Die Stromversorgung, welche auf der anderen Seite der Gleichrichterbrücke angeschlossen wird, wird im Q4 Betrieb genutzt und dient als reine Stromsenke. Der Effektivwert des geregelten Stromes wird im Folgenden mit I_{Gleich} bezeichnet. So können für eine Drehzahl mehrere Lastpunkte über die Stromsenke realisiert werden. Die gemessenen Größen sind das gemittelte Drehmoment \bar{T} , die Drehzahl ω , der Strom I_{Gleich} , und die gleichgerichtete Spannung U_{Gleich} am Gleichrichter. Mit Hilfe dieser Messgrößen, und des Messprinzips, ist es möglich ein vollständiges Kennfeld der elektrischen Maschine mit Luftspaltwicklung, entsprechend der selbstgewählten Auflösung von Drehzahl und Strom, mit geringem Aufwand zu bestimmen.

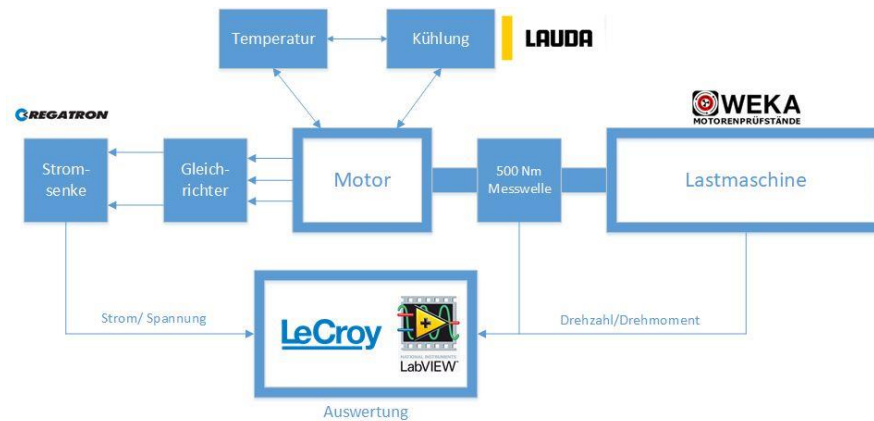


Bild 4: Messaufbau zur Wirkungsgradbestimmung

Um den Normen gerecht zu werden und eine Vergleichbarkeit der Messungen zu garantieren, ist eine Temperaturüberwachung unabdingbar. Der Temperatur-Sensor liefert die Information für eine Kühleinrichtung von LAUDA. Diese ist in der Lage die Temperatur des Motors an den Wickelköpfen, wo die höchste Wärmeentwicklung zu erwarten ist, relativ konstant zu halten. So kann der Temperatureinfluss auf die ohmschen Verluste für sämtliche Messungen gleichgehalten werden. Zudem werden Messverfälschungen aufgrund von Temperaturanstiegen bei höheren Lasten verringert.

5. Aufarbeitung der Messdaten im Messprotokoll

Ein entsprechendes interaktives Messprotokoll wurde in EXCEL implementiert. Die einzelnen Arbeitsmappen können chronologisch abgearbeitet werden. So beginnt das Protokoll mit der Erfassung der geometrischen Parameter des Motors. Dazu gehören der Statordurchmesser d_{st} , Rotordurchmesser d_r , Magnetlänge l_{mag} , die Polpaarzahl p , die Anzahl der Phasen N_p , sowie der mechanische Luftspalt δ . Für jede Wicklung sind die Maße Drahthöhe h und Breite b mit anzugeben. In dem Protokoll wird aus der Anzahl der Drähte pro Phase N_D , der Drahtbreite und der Phasenanzahl die Wickelkopflänge l_w geschätzt. Für beide Wicklungsarten wird zudem der theoretische Widerstand aus der Länge des Drahtes, dem spezifischen Widerstand ρ und dem Drahtquerschnitt ermittelt.

$$R_{theo} = \rho \cdot \frac{2 \cdot p \cdot (l_{mag} + l_w)}{h \cdot b \cdot N_D} \quad (11)$$

Dies dient dem Abgleich der gemessenen Widerstandswerte. Es liegt eine Parallelschaltung der Drähte in einer Phase vor. Bei anderen Konfigurationen ist Gl.(11) entsprechend zu modifizieren. Für das verwendete Blechpaket werden für spätere Modellierungen die Koerzitivfeldstärke H_C , und die Blechdicke d_{Blech} mit eingetragen. Die elektrischen Parameter sind für Luftspalt-, Nuten- und Kombinationswicklung anzugeben. Durch die Kenntnis der geometrischen Parameter des Motors ist es möglich nach [3] das axial mittlere wirksame B-Feld im Luftspalt zu ermitteln.

$$B(\varphi) = \frac{K(\varphi)}{2 \cdot p \cdot r_{Draht} \cdot l_{mag}} \quad (12)$$

Hierbei entspricht r_{Draht} dem Abstand des Mittelpunkts des Drahtes der Luftspaltwicklung von der Motormittelachse. Der Messaufbau ist nicht an die vorgegebenen Messutensilien gebunden. Aus diesem Grund müssen die verwendeten Messutensilien aufgelistet und ihre Messunsicherheit mit dokumentiert sein. Dies dient der nachträglichen Fehleranalyse und der Berücksichtigung der in Kapitel 2 geforderten Messgenauigkeiten. Die Vermessung des Motors im Leerlauf wird durch eine Eingabemaske unterstützt. Bei vorgegebenen Drehzahlen, welche am Prüfstand einzustellen sind, können die Drehmomente eingetragen und abgespeichert werden. Dabei ist es möglich eine neue Messreihe anzulegen oder eine alte Messreihe zu bearbeiten. Die Namen der Messreihen sollten additiv gewählt sein. Tabelle 2 zeigt die Struktur. Wird beim Zusammenbau dem Motor eine Komponente hinzugefügt (z.B. Lager, Dichtung des Lagers, Blechpaket etc.) ist dies zu vermerken und als Messkennlinie mit aufzunehmen.

Tabelle 2: Template Tabelle zur Aufnahme von Drehmomenten

n [1/min]	100	200	300	...
Lager				
+ Blechpaket				
...				

Um Temperatureinflüsse vernachlässigen zu können ist es notwendig vor jeder Messung das Lager ausreichend einlaufen zu lassen. So kann sich das Lagerfett gleichmäßig verteilen und besitzt dieselbe Arbeitspunkttemperatur. Dies führt zu gleichbleibenden Lagerbedingungen und mindert die Messungenauigkeit [5],[8].

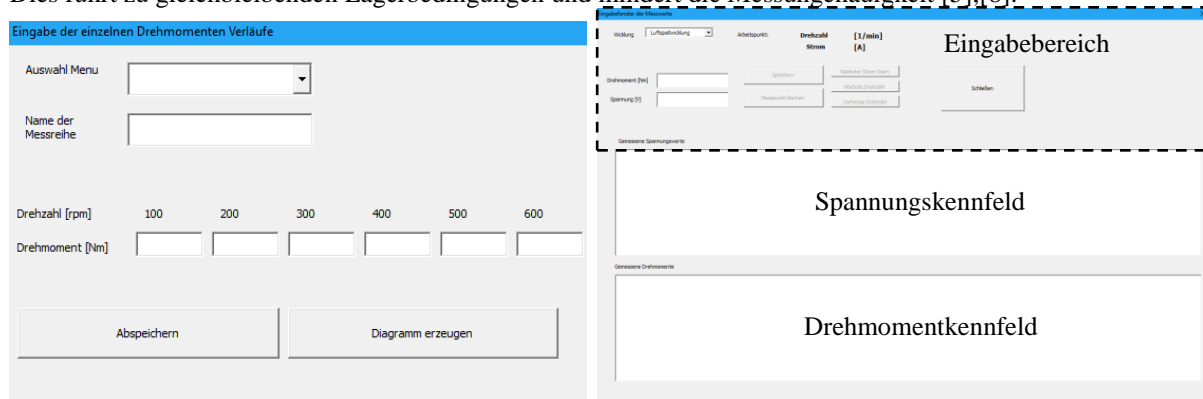


Bild 5: Eingabemaske für die Leerlaufmessung (links), und für Spannungs- sowie Drehmomentmessung (rechts)

Wie in Kapitel 3.1 beschrieben ist die EMK eine winkelabhängige Größe und kann als normierte Leerlaufphasenspannung betrachtet werden [3]. Bei 100 rpm wird für jede Wicklung die Phasen-EMK aufgenommen. Die Auswertung erfolgt über ein LabVIEW Modul, welches das digitale Signal des Inkrementalgebers nutzt, um die EMK bei jeder digitalen Flanke aufzuzeichnen. Dies reduziert zum einen die Datenmenge und garantiert eine winkelbezogene Messung der EMK für einen Umlauf ohne jeden Diskretisierungsfehler. Aufgrund der reduzierten Datenmenge ist es möglich die gemessene Spannung im EXCEL-Tool zu hinterlegen. Das Tool ist in der Lage die Fourierkoeffizienten der Spannung bzw. der normierten Leerlaufphasenspannung numerisch bis zur 7. Ordnung ohne zusätzliches Rechenprogramm zu bestimmen. Das Ermitteln des Wirkungsgrad-Kennfeldes erfolgt, wie oben beschrieben, durch das Einstellen einer konstanten Drehzahl und dem Variieren der Lastpunkte über die Stromsenke. Für jeden Arbeitspunkt können das Drehmoment T der Maschine, die Spannung U_{Gleich} hinter dem Gleichrichter, die Drehzahl ω und der Strom der Stromsenke I_{Gleich} bestimmt werden. Damit ist es möglich den Wirkungsgrad nach Gleichung (8) vollständig zu ermitteln. Um eine ausreichend hohe Genauigkeit zu garantieren wird der Stromlastpunkt I_{Gleich} in 5A Schritten erhöht. Die Drehzahl besitzt eine Auflösung von 100 rpm bis zur maximalen Drehzahl von 1500 rpm. Tabelle 3 zeigt die Struktur einer solchen Messwerttabelle.

Tabelle 3: Template Tabelle zur Aufnahme von Lastpunkten

n [1/min] \ i [A]	0	5	10	...
100				
200				
...				

Für die vereinfachte Bedienung und Eingabe der Messdaten wurde eine Bedienoberfläche programmiert, welche die Drehmomente und Spannung in die passenden Tabellen einträgt (siehe Bild 5). Hierbei kann unterschieden werden, ob nur die Luftspalt-, Nutenwicklung oder deren Kombination gemessen wurde.

Die Drehzahl ω wird von außen vorgegeben und der Lastpunkt I_{Gleich} ist in 5A-Schritten einstellbar. Das Programm speichert die Messwerte in die entsprechenden Tabellenzellen ab. Die Tabelle des Wirkungsgrades errechnet für jeden Arbeitspunkt nach Gleichung (8) ihren Wert und gibt diesen aus. Unter Berücksichtigung der Gleichung (3) ist die Spannung U_{Eff} an einem Arbeitspunkt durch folgende Modellgleichung anzunähern.

$$U_{Eff} \cong U_{Gleich} = K_M \cdot \omega + R_M \cdot I_{Gleich} + L_M \cdot \omega \cdot I_{Gleich} \quad (13)$$

$R_M \cdot I_{Gleich}$ charakterisiert den stromabhängigen Spannungsabfall. Der Term $L_M \cdot \omega \cdot I_{Gleich}$ steht für den drehzahl- und stromabhängigen Spannungsabfall am Arbeitspunkt. Mit der Vereinfachung $I_{Gleich} \cong I_{Eff}$. Das Drehmoment \bar{T} ist durch die Gleichungen (5) und (6) und unter Beachtung des Generatorbetriebes folgendermaßen angenähert.

$$\bar{T} = K_M \cdot I_{Gleich} + T_0 + d \cdot \omega \quad (14)$$

Nimmt man die Gleichungen (8), (13) & (14) als Grundlage, so ergibt sich der Wirkungsgrad näherungsweise zu:

$$\eta = \frac{(2 \cdot U_0 + K_M \cdot \omega + R_M \cdot I_{Gleich} + L_M \cdot \omega \cdot I_{Gleich}) \cdot I_{Gleich}}{(K_M \cdot I_{Gleich} + T_0 + d \cdot \omega) \cdot \omega} \quad (15)$$

K_M entspricht dem Anstieg der Regressionsgeraden aus der gemessenen Spannung U_{Gleich} und der Winkelgeschwindigkeit des Motors ω . Der Wert lässt sich aus den gemessenen Spannungswerten bei $I_{Gleich} = 0A$ bestimmen. U_0 berücksichtigt die Durchflussspannung der Gleichrichterioden. Mit den aufgenommenen Messwerten ist es möglich dieses Modell zu parametrieren. Es dient zudem der Validierung der vorher gemessenen elektrischen und mechanischen Kenngrößen. Bei Bedarf ist es möglich die gemessenen Größen in das Modell zu integrieren, um so aus der Abweichung auf andere Phänomene schließen zu können. Aufgrund des Gleichrichtungsprinzips liegen mindestens zwei Phasen in Reihenschaltung vor. Dies ergibt als Annahme für $R_M \approx 2 \cdot R_{ph}$ und $L_M \approx 2 \cdot p \cdot L_{ph}$ nach Gl.(3).

6. Messtechnische Untersuchung eines Motor mit Kombinationswicklung

Das EXCEL-Protokoll wurde für einen Motor mit kombinierter Wicklung getestet. So konnte gezeigt werden, dass die Messwerte schnell aufgenommen und dokumentiert werden können. Der Messaufbau und die Messutensilien wurden ebenso dokumentiert. Für jede Wicklung wurden die elektrischen Parameter bestimmt.

Tabelle 4: Gemessene Elektrische Parameter

Messwert	Luftspalt	Nuten	Kombination
Phasenwiderstand [Ω]	0,1	0,12	0,22
Phaseninduktivität [μH]	6,9	23	41,2
K_M [Vs/rad]	1,98	1,95	3,67
Koppelinduktivität [μH]	1,1	5	21

Die Fourierkoeffizienten der normierten Leerlaufspannung $K(\varphi)$ der Kombinationswicklung betragen nach Gl.(4) $a_0=0$, $a_1=2,1388$, $a_3=0,179$, $a_5=0,012$, $a_7 = 0,0034$. Die Vermessung der Einzelkomponenten erfolgte im Vorfeld und ergab die gemessenen Anteile am Leerlaufdrehmoment.

Tabelle 5: Gemessene Leerlaufdrehmomente der Motorkomponenten

Komponenten	Drehmoment
Lager [Nm]	$0,4011 + 0,0025 \cdot \omega$
+Dichtung [Nm]	$0,35 + 0,001 \cdot \omega$
+ Blechpaket & NW [Nm]	$2,62 + 0,07 \cdot \omega$
+ LSW [Nm]	$0,4056 + 0,022 \cdot \omega$

Aufgrund von Reparaturen wurden das Lager und der Rotor angepasst. Deshalb sind die Messungen nicht vollständig reproduzierbar. Dennoch ist es möglich das mathematische Modelle für die Einflussgrößen anhand der gemessenen Kurven quantitativ zu validieren. Für die Kombinationswicklung wurden das Wirkungsgradkennfeld und die Approximation nach Gl.(15) in MATLAB untersucht.

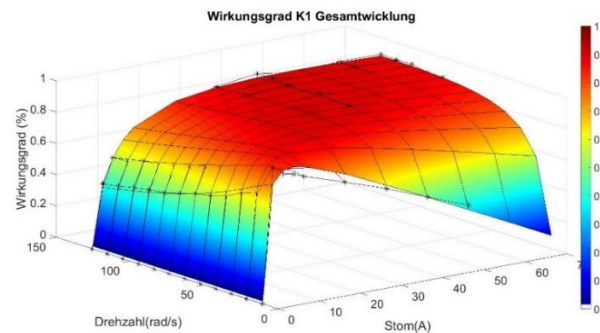


Bild 6: Wirkungsgradmesspunkte mit Approximationsfläche

Mit $R_M = -0,47 \Omega$, $L_M = -11e - 5 \frac{\Omega \cdot s}{rad}$, $U_0 = 1,45 V$, $K_M = 3,6 \frac{V \cdot s}{rad}$, $d = 0.1065 \frac{Nm \cdot s}{rad}$ und $T_0 = 1,6 Nm$. Anhand dieser Approximation und den vorherigen Messungen ist es möglich eine Anpassung und Bewertung der verwendeten Modelle durchzuführen.

7. Zusammenfassung und Ausblick

In dieser Ausarbeitung wurde die messtechnische Untersuchung einer elektrischen Maschine mit Luftspaltwicklung im Generatorbetrieb mit dem Schwerpunkt der Modellierung beschrieben. Es wurde gezeigt, dass durch einen einfachen Messaufbau die Einflüsse auf die Leerlaufverluste bestimmt werden können. Das Wirkungsgradkennfeld ist durch ein definiertes und protokolliertes Messverfahren schnell und reproduzierbar zu bestimmen. Unter Verwendung der aufgeführten Messgrößen ist eine vollständige Modellierung der elektrischen Maschine unter Berücksichtigung der Einzelverluste möglich. Zur Gewährung der Übersichtlichkeit wurde eine Messwertaufnahme programmiert, welche sämtliche Messdaten aufnimmt und ein Messprotokoll automatisch erstellt. Fehler bei der manuellen Eingabe der Daten werden vermieden. Mithilfe dieser Messprinzipien können messtechnische Besonderheiten der Maschine erfasst und untersucht werden. Mit dieser Standardisierung ist es möglich einen Motor mit Kombinationswicklung und einem Motor mit Luftspaltwicklung zu untersuchen. Darauf aufbauend soll in späteren Iterationen des Messprotokolls eine vollständige Parameteridentifikation der elektrischen Maschine mit Luftspaltwicklung ermöglicht werden. Dies bedeutet, dass aus den gewonnenen Messgrößen direkt die elektrischen und mechanischen Parameter für das Modell extrahiert werden können. Prinzip bedingt enthält das Verfahren noch Fehler, welche in den nächsten Iterationen zu beheben sind. Das Messprotokoll soll zudem um die Betrachtung der Steuerung erweitert werden um die Modellierung der Steuerungsumgebung des Motors mit dokumentieren und modellieren zu können.

Literaturverzeichnis

- [1] Norman Borchardt, Roland Kasper: Parametric Model of Electrical Machines Based on Exponential Fourier Approximations of Magnetic Air Gap Flux Density and Inductance, IEEE
- [2] Kasper, Roland; Heinemann, Wolfgang; Borchardt, Norman, Patent: Elektromotor mit eisenloser Wicklung. DE 10 2011 111 352 A1. Anmeldetag: 29.08.2011
- [3] Norman Borchardt, Dissertation, Modellierung, elektromechanische Auslegung und Validierung eines Radnabenmotors mit nutenloser Luftspaltwicklung und hoher gravimetrischer Leistungsdichte, 2014
- [4] Ying Yan, Jianguo Zhu and Youguang Guo : A Permanent Magnet Synchronous Model with Core Loss, Journal of the Japan Society of Applied Electromagnetics and Mechanics Vol.15 Supplement, 2007
- [5] Ralf Hinzelmann, Diplomarbeit: Wälzlagerungen in Radnabenantrieben, 2013
- [6] Roland Kasper, Norman Borchardt: Boosting Power Density of Electric Machines by Combining Two Different Winding Types, IEEE 2016
- [7] Doppelbauer, Martin (Hrsg.), DKE-Komitee K 311: Drehende elektrische Maschinen Erläuterungen zu DIN EN 60034 (VDE 0530) VDE-Schriftenreihe – Normen verständlich Band 10, 8., vollständig überarbeitete Auflage 2011, 198 Seiten, Din A5, Broschüre, ISBN 978-3-8007-3163-3, E-Book: ISBN 978-3-8007-3714-7
- [8] Andreas Zörnig, Ralf Hinzelmann, Sergey Perekopsky, Roland Kasper: Vergleich der Berechnung und Messung der Verluste in Wälzlagern und Dichtungen der Radnabenmotoren der OVGU, MMT 2017

Theoretische Modellierung und experimentelle Validierung der Verlustleistung eines dreiphasigen Abwärtswandlers für die Ansteuerung eines Radnabenmotors mit geringer Induktivität

M.Sc. Golovakha Dmytro ¹⁾, M.Sc. Hadi Amiri ¹⁾, Prof. Dr.-Ing. Roland Kasper ¹⁾

¹⁾ Institut für Mobile Systeme, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Deutschland,
e-mail: mtk@ovgu.de, Telefon: 0391/6718606

Zusammenfassung

Am Lehrstuhl für Mechatronik der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg wird ein Radnabenmotor mit nutzenloser Luftspaltwicklung und sehr geringer Induktivität erforscht. Für die Steuerung und Regelung des Motors wird eine blockkommutierte B6-Brücke und ein dreiphasiger Abwärtswandler benutzt.

Dieser Beitrag beinhaltet neben der theoretischen Beschreibung der Verlustleistung im Abwärtswandler des Antriebs auch die Darstellung von Messergebnissen zur experimentellen Validierung der elektromagnetischen Eigenschaften der Spulen und der Schaltverluste im Wandler. Als Messobjekt wurde der am Lehrstuhl für Mechatronik der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg erforschte dreiphasige Abwärtswandler verwendet.

Die Durchlassverluste, Drahtverluste und Eisenverluste des Wandlers können mit dem algebraischen Modell und der Simulation sehr genau beschrieben werden. Die Berücksichtigung der Schaltverluste benötigt eine genaue Darstellung der Schaltprozesse und ein komplexes Ersatzmodell des Schalters.

Die Gesamtverlustleistung kann mit der Genauigkeit von etwa 7% mit den oben beschriebenen Modellen berücksichtigt werden. Das gibt die Möglichkeit die angelegten Modelle in Zukunft zur thermischen Berechnung, zur Optimierung und zum Reglerentwurf des Abwärtswandlers zu verwenden.

Schlüsselwörter: Radnabenmotor, Abwärtswandler, Verlustleistung, Leistungselektronik, Glättungsdrössel

Abstract

The wheel hub motor with slotless air gap winding and low inductance was invented at the Chair of Mechatronics, Otto-von-Guericke-University, Magdeburg. A block commutated B6 Bridge and a three-phase step-down-converter are used for the control and regulation of the motor.

In addition to the theoretical description of the power dissipation in the down converter of the drive, current article includes also results of the experimental validation of the electromagnetic properties of the coils and the switching losses in the converter. The three-phase down-converter, created at the Chair of Mechatronics, Otto-von-Guericke-University, Magdeburg, was used as an object of measurements.

The losses in smoothing choke and conducting losses of MOSFET are described here with the mathematical model and the simulation. The consideration of the switching losses requires a more precise representation of the switching processes and a complex equivalence model of the switch.

The total loss performance is calculated with accuracy of about 7%, using models, described here. It provides the opportunity to use created models in the future for the thermal calculation, the optimization and the controller design of the down converter.

Keywords: wheel hub motor, down converter, power losses, power electronics, smoothing choke

1. Einleitung

Der Elektromotor ist ein wesentlicher Bestandteil des Antriebs von Elektrofahrzeugen. Zurzeit sind Radnabenmotoren, die ohne mechanische Getriebe zur Anwendung kommen können, sehr zukunftssträchtig. Beim Radnabenmotor sind der Motor und die elektrische Ansteuerung in die Felge integriert. Das Drehmoment wird vom Elektromotor direkt auf den Reifen übertragen. Die wesentliche Anforderung an den Radnabenmotor ist eine hohe gravimetrische Leistungsdichte, deshalb müssen die Verlustleistung und das Gewicht der elektronischen Komponenten möglichst gering sein.

Am Lehrstuhl für Mechatronik der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg wird ein Radnabenmotor mit nutenloser Luftspaltwicklung und sehr geringer Induktivität erforscht, der eine hohe Leistungsdichte der ersten Generation von ca. 2kW/kg hat [1]. Die sehr geringe Induktivität des Motors benötigt eine sehr hohe Schaltfrequenz für die Steuerung für eine direkte PWM Steuerung, was sich negativ auf die Verlustleistung auswirkt und die Anwendung standardmäßiger Methoden erschwert. Aus diesem Grund wird für die Stromregelung des Motors ein dreiphasiger Abwärtswandler mit einer Blockkommutierung benutzt.

Die sehr geringe Induktivität des Motors, der großer Nennstrom, und die hohe Schaltfrequenz verursachen große Verluste im Abwärtswandler, die für eine robuste Projektierung genau berücksichtigen und validieren werden müssen.

Die Induktivität der Spulen im Wandler ist von der Frequenz und der Stromstärke sowie von den elektromagnetischen Eigenschaften des Kernwerkstoffes abhängig. Deswegen stößt man oftmals auf ein Problem, wenn die verwendete Spule unter Einwirkung des Arbeitsstroms in die Sättigung gerät, oder hohe Ummagnetisierungsverluste im Kern auftreten, oder der Strom, der durch die Spule fließt und sich nichtlinear verhält. Gute elektromagnetische Eigenschaften einer Spule bedeuten gleichzeitig großes Gewicht und großen Bauraum des Kerns. Das bewirkt eine Optimierungsaufgabe der Parameter einer Spule, die ohne eine Beschreibung und Modellierung der Hysterese und der magnetischen Verluste im Kern nicht lösbar ist.

Zur Realisierung einer robusten Motorregelung für den Dauerbetrieb ist auch eine genaue Modellierung der Schaltverluste und der elektromagnetischen Prozesse in den Spulen des Abwärtswandlers notwendig.

Der Artikel beinhaltet neben der theoretischen Beschreibung der Verlustleistung im Abwärtswandler auch die Darstellung von Messergebnissen zur experimentellen Validierung der elektromagnetischen Eigenschaften der Spulen und der Schaltverluste im Wandler. Als Messobjekt wird der am Lehrstuhl für Mechatronik der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg erforschte dreiphasige Abwärtswandler verwendet.

2. Stand der Technik

Seit dem Jahr 2011 werden elektrische Radnabenmotoren mit Luftspaltwicklung (siehe Bild 1.) an der OvGU entwickelt und gebaut. Geringe Induktivität und hohe Leistung des Motors benötigen eine sehr hohe Schaltfrequenz des Umrichters im Bereich 150-300 kHz, was hohe Verluste und Erwärmung der Leistungselektronik bringt. Deshalb wird für die Regelung des Motors ein dreiphasiger Abwärtswandler benutzt.

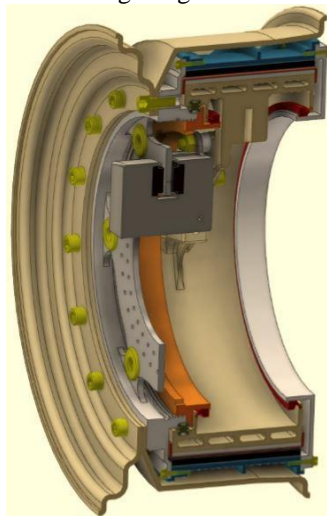


Bild 1: CAD-Modell des Radnabenmotors mit nutenloser Luftspaltwicklung [1]

Der Abwärtswandler (Tiefsetzsteller oder Abwärtsregler) dient in der Leistungselektronik für die Reduzierung der Gleichspannung, die im Eingang des Wandlers z.B. aus der Akkubatterie kommt. Im Elektroantrieb können mit Hilfe des Abwärtswandlers der Strom oder die Spannung geregelt werden. Ein mehrphasiger Abwärtswandler besteht aus zwei, drei oder mehr einphasigen DC/DC-Wandlern, was die Gesamtleistung des Wandlers erhöht und die Welligkeit des Ausgangsstroms verringert [7].

Der Abwärtswandler PAF600F24-12 des Herstellers TDK-Lambda Corporation [3] kann als standardmäßiger DC/DC-Konverter angesehen werden. Das Problem liegt darin, dass serielle Wandler die Leistung bis 1kW haben und somit im Elektroantrieb eines Elektrofahrzeuges nicht benutzt werden können. Der Hersteller TRACO POWER [4] bietet hochleistungsfähigen Abwärtswandler z.B. TSC 3894 (siehe Bild 2. links), der den 100A Ausgangsstrom mit der 24V Ausgangsspannung unterhalten kann. Der große Nachteil des obengenannten Wandlers ist das Gewicht von zirka 12 kg.

Aus diesem Grund gibt es die Notwendigkeit einen hochleistungsfähigen Abwärtswandler mit geringem Gewicht zu realisieren. Am Lehrstuhl für Mechatronik der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg war ein dreiphasiger Abwärtswandler für die Ansteuerung des Radnabenmotors konstruiert (siehe Bild 2. rechts), der zirka 100A Ausgangsstrom betreiben kann und als Messobjekt in dieser Arbeit benutzt wird. Der dreiphasige Abwärtswandler hat 6 Schalter, die drei Glättungsspulen steuern.

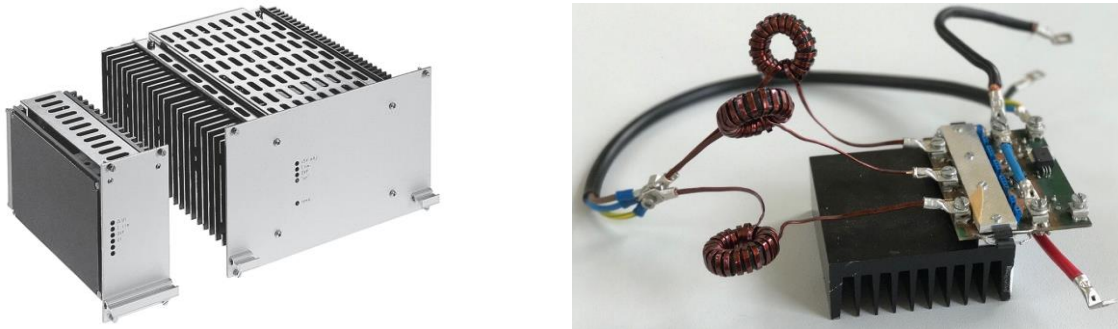


Bild 2: links: TRACO POWER DC/DC-Wandler [1], rechts: Dreiphasiger Abwärtswandler der OvGU

Die elektromagnetischen Prozesse im Abwärtswandler sind in [2][5][6][7][9] und [10] definiert. Diese algebraischen Modelle berücksichtigen nicht die nichtlineare Induktivität der Spulen und die Streuinduktivität der Schalter. Die Induktivitäten der Spulen sind stromabhängig und senken entsprechend den Stromanstieg, was sich negativ auf die Gesamtverlustleistung der Wandler wirkt. Schlimmstenfalls kann die Spule in die Sättigung geraten, was einen Kurzschluss im Wandler produziert. Die Streuinduktivität produziert Überspannungen, die leistungselektronische Komponente außer Betrieb setzen können. Aus diesem Grund müssen die nichtlinearen Induktivitäten der Spulen und die Schaltprozesse des Schalters simulativ und mathematisch berücksichtigt werden. Der Hysterese-Effekt einer Spule beschreibt das Jiles-Athertons Modell [8]. Die umfassenden Berechnungen der Schaltverluste im MOSFET sind in [9] und [10] dargestellt.

3. Beschreibung der elektromagnetischen Prozesse eines Abwärtswandlers

3.1 Mathematische Modell eines dreiphasigen Abwärtswandler

Die Spulen werden im Abwärtswandler für die Stromglättung benutzt. In Abwärtswandlern mit kleiner Leistung ist die Nichtlinearität der Spule aufgrund eines vernachlässigbar kleinen Stromes gering, aber in den hochleistungsfähigen Abwärtswandlern spielt diese eine große Rolle und muss berücksichtigt werden. Die Spannung erzeugt in der Spule ein magnetisches Feld, das sich durch zwei physikalische Größen charakterisieren lässt: der Magnetfluss Φ in Wb (fließt durch einen magnetischen Widerstand gegen eine magnetische Spannung) und die Magnetflussdichte (Induktion) B in T (Flächendichte des magnetischen Flusses fließt senkrecht durch ein Flächenelement mit Fläche A_k) [11]. Das Induktionsgesetz nach Gleichungen (1) und (2) zeigt den Zusammenhang zwischen dem verketteten Fluss $\Psi(t)$ und dem Magnetfluss $\Phi(t)$ und der Magnetflussdichte $B(t)$, sowie zwischen der Magnetflussdichte und dem Spannungsabfall $u_L(t)$ an der Induktivität. Die Gleichung (1) ist für die Spulen mit geschlossenen Kernen mit Ring-, U- oder E-Form gültig, wobei w die Anzahl der Windungen ist [12].

$$\Psi(t) = w \cdot \Phi(t) = w \cdot A_k \cdot B(t) \tag{1}$$

$$B(t) = \frac{1}{w \cdot A_k} \cdot \int u_L(t) dt \tag{2}$$

Der Zusammenhang zwischen der Magnetflussdichte und der Feldstärke $H(t)$ in A/m beschreibt die Magnetisierungskurve eines Materials. Die allgemeine Darstellung der Magnetisierungskennlinie mit Berücksichtigung des Hysterese-Effekts nähert das Jiles-Athertons Modell [8]. Als Kernmaterial im Abwärtswandler (Bild 2. rechts) wurde der Kern der Firma „Magnetics“ gewählt [12]. Die Firma „Magnetics“ bietet eine spezielle Beschreibung der Magnetisierungskurve, die in Gleichung (3) dargestellt ist, wobei $x_{1..6}$ – Materialkoeffizienten sind, die nach der Approximation von Messwerten zu bekommen sind.

$$B(H) = \left(\frac{x_1 + x_2 \cdot H(t) + x_3 \cdot H(t)^2}{1 + x_4 \cdot H(t) + x_5 \cdot H(t)^2} \right)^{x_6} \tag{3}$$

Das Durchflutungsgesetz beschreibt die Abhängigkeit zwischen dem Spulenstrom $i_L(t)$ und der Feldstärke und ist in der Gleichung (4) dargestellt, wobei l_k die Kernlänge in m angibt. Die Spuleninduktivität $L(t)$ ist stromabhängig und kann nach Gleichung (5) berechnet werden [11].

$$i_L(t) = \frac{l_k \cdot H(t)}{w} \quad (4)$$

$$L(t) = \frac{w \cdot A_k \cdot B(t)}{i_L(t)} \quad (5)$$

Die Spulenspannung im Abwärtswandler hat zwei Zustände: wenn die Schalter T1, T3 oder T5 geöffnet sind, sind u_{L1} , u_{L2} oder u_{L3} gleich $u_{ein} - u_{aus}$, sonst $-u_{aus}$, wobei u_{ein} die Eingangsspannung (Batteriespannung) und u_{aus} die Ausgangsspannung ist. Die Einschaltzeiten der Schalter T1, T2 und T3 sind nach 120° elektrisch gegeneinander verschoben. Die mittlere Ausgangsspannung hängt vom Tastverhältnis D ab und kann nach Gleichung (6) berechnet werden. [11].

$$u_{aus} = D \cdot u_{ein} \quad (6)$$

Der Zusammenhang zwischen den Spulenspannungen $u_{L1}(\tau)$, $u_{L2}(\tau)$, $u_{L3}(\tau)$, der Zeit und dem Tastverhältnis beschreibt Gleichung (7), wobei $T = 1/f_{pwm}$ die Periodendauer und f_{pwm} die Schaltfrequenz in Hz und τ – die Zeit zwischen 0 und T sind.

$$u_{L1}(\tau) = \begin{cases} u_{ein} - u_{aus}, & \tau \leq T \cdot D \\ -u_{aus}, & \text{andererseits} \end{cases}$$

$$u_{L2}(\tau) = \begin{cases} \begin{cases} -u_{aus}, & T \cdot (D - \frac{2}{3}) \leq \tau < \frac{T}{3}, \\ u_{ein} - u_{aus}, & \text{andererseits} \end{cases}, & D > \frac{2}{3} \\ \begin{cases} u_{ein} - u_{aus}, & \frac{T}{3} < \tau \leq \tau \cdot (D + \frac{1}{3}), \\ -u_{aus}, & \text{andererseits} \end{cases}, & \text{andererseits} \end{cases} \quad (7)$$

$$u_{L3}(\tau) = \begin{cases} \begin{cases} u_{ein} - u_{aus}, & \frac{2 \cdot T}{3} < \tau \leq T \cdot (D + \frac{2}{3}), \\ -u_{aus}, & \text{andererseits} \end{cases}, & D \leq \frac{1}{3} \\ \begin{cases} -u_{aus}, & T \cdot (D - \frac{1}{3}) \leq \tau < \frac{2 \cdot T}{3}, \\ u_{ein} - u_{aus}, & \text{andererseits} \end{cases}, & \text{andererseits} \end{cases}$$

Der Mittelwert des Ausgangsstroms des Abwärtswandlers i_{aus_mitt} ist von der Last abhängig. Der Mittelwert der Spulenströme im dreiphasigen Abwärtswandlers ist dreimal kleiner als der Ausgangsstrom. Die Mittelwerte der Flussdichte und der Feldstärke können aus (3) und (4) entsprechend (8) und (9) berücksichtigt werden.

$$H_{mitt} = \frac{1}{3} \cdot \frac{w \cdot i_{aus_mitt}}{l_k} \quad (8)$$

$$B_{mitt} = \left(\frac{x_1 + x_2 \cdot H_{mitt} + x_3 \cdot H_{mitt}^2}{1 + x_4 \cdot H_{mitt} + x_5 \cdot H_{mitt}^2} \right)^{x_6} \quad (9)$$

Das Flussdichteminimum B_{min} und Maximum B_{max} können nach Gleichungen (10) und (11) berechnet werden.

$$B_{min} = B_{mitt} - \frac{1}{2 \cdot w \cdot A_k} \cdot \int_0^{T \cdot D} u_{L1}(\tau) d\tau \quad (10)$$

$$B_{max} = B_{mitt} + \frac{1}{2 \cdot w \cdot A_k} \cdot \int_0^{T \cdot D} u_{L1}(\tau) d\tau \quad (11)$$

Die Flussdichten der Spulen sind in Gleichungen (12) berücksichtigten, wobei t – die Zeit zwischen 0 und T dargestellt.

$$B_1(t) = B_{A1} + \frac{1}{w \cdot A_k} \cdot \int_0^t u_{L1}(\tau) d\tau$$

$$B_2(t) = B_{A2} + \frac{1}{w \cdot A_k} \cdot \int_0^t u_{L2}(\tau) d\tau \quad (12)$$

$$B_3(t) = B_{A3} + \frac{1}{w \cdot A_k} \cdot \int_0^t u_{L3}(\tau) d\tau$$

Die Anfangsbedingungen der B-Felder B_{A1} , B_{A2} und B_{A3} können nach Gleichungen (13) berechnet werden.

$$\begin{aligned} B_{A1} &= B_{min} \\ B_{A2} &= B_{min} + \frac{1}{w \cdot A_k} \cdot \int_0^{\frac{T}{3}} u_{L2}(\tau) d\tau \\ B_{A3} &= B_{min} + \frac{1}{w \cdot A_k} \cdot \int_0^{\frac{2 \cdot T}{3}} u_{L3}(\tau) d\tau \end{aligned} \quad (13)$$

Die Flussstärken $H_1(t)$, $H_2(t)$ und $H_3(t)$ der dreien Spulen können aus Gleichung (3) mit $B_1(t)$, $B_2(t)$ und $B_3(t)$ entsprechend ausgewertet werden. Aus den Flussstärken der Spulen kommt man zu den Stromgleichungen $i_{L1}(t)$, $i_{L2}(t)$ und $i_{L3}(t)$. Dieser Vorgang wird durch Gleichung (4) beschrieben. Der Ausgangstrom $i_{aus}(t)$ ist die Summe der drei Spulenström. Das Minimum des Spulenstroms i_{Lmin} entspricht dem Einschaltzeitpunkt der ersten Spule, wobei τ gleich 0 ist (Maximum i_{Lmax} entspricht $t = T \cdot D$). Auf diesem Grund können die Stromrippel der Spulen als Differenz zwischen dem Maximalstrom und dem Minimalstrom berechnet werden.

3.2 Verlustleistung in einer Spule

Die Gesamtverlustleistung dreier Spulen $P_{sp\sigma}$ teilt sich in Eisenverluste und ohmsche Verluste. Die ohmschen Verluste in der Spule ergeben sich aus dem ohmschen Widerstand $R_{Cu}(\vartheta)$ in der Spulenwicklung und können aus der Stromfunktion $i_L(\tau)$ nach einem bestimmten Zeitverlauf berechnet werden.

Der Drahtwiderstand unterliegt zwei Einflüssen: bei höheren Frequenzen der Skineneffekt (kann bei Draht mit kleinem Durchmesser vernachlässigt werden) und der Einfluss der Temperatur. Letzter kann durch Gleichung (14) definiert werden, wobei ϑ_0 die Anfangstemperatur gleich 20°C, $\vartheta - \vartheta_0$ die Temperaturdifferenz und α_{ϑ_0} der Linear-Temperaturkoeffizient in 1/°C bei 20°C ist [12].

$$R_{Cu}(\vartheta) = R_{Cu}(\vartheta_0) \cdot (1 + \alpha_{\vartheta_0} \cdot (\vartheta - \vartheta_0)) \quad (14)$$

Die Berechnung der ohmschen Verlustleistung P_{Ω} in W erfolgt durch Gleichung (15) [11].

$$P_{\Omega} = \frac{R_{Cu}(\vartheta)}{T} \cdot (\int_0^T i_{L1}(t)^2 dt + \int_0^T i_{L2}(t)^2 dt + \int_0^T i_{L3}(t)^2 dt) = 3 \cdot \frac{R_{Cu}(\vartheta)}{T} \cdot \int_0^T i_{L1}(t)^2 dt \quad (15)$$

Die Eisenverluste (Ummagnetisierungsverluste) bestehen aus den Hysterese- und Wirbelstromverlusten. Beide sind frequenz- und feldabhängig und können mit Gleichung (16), welche Firma „Magnetics“ bietet, berechnet werden, wobei $a_{1...3}$ Materialkoeffizienten sind [12].

$$P_{Eisen} = a_1 * \left(\frac{B_{max} - B_{min}}{2} \right)^{a_2} * f_{pwm}^{a_3} \quad (16)$$

3.3 Verlustleistung im Schalter

Die Verlustleistung eines MOSFETs besteht aus den Durchlass- und den Schaltverlusten. Die Durchlassverluste im Schalter existieren aufgrund der ohmschen Widerstände $R_{DS}(\vartheta)$ und $R_D(\vartheta)$ im MOSFET und in der Diode und können durch Gleichung (17) in Analogie zu den ohmschen Verlusten einer Spule berechnet werden [9].

$$P_{durchlass} = 3 \cdot \frac{R_{DS}(\vartheta)}{T} \cdot \int_0^{T \cdot D} i_{L1}(t)^2 dt + \frac{3}{4} \cdot \left(\frac{R_{DS}(\vartheta)}{T} \right) \cdot \int_{T \cdot D}^T i_{L1}(t)^2 dt + \frac{R_D(\vartheta)}{T} \cdot \int_{T \cdot D}^T i_{L1}(t)^2 dt \quad (17)$$

Die Schalverluste treten nur während des Umschaltens in der Einschaltzeit und Ausschaltzeit und steigen abhängig von der Frequenz.

Die Einschaltzeit des MOSFETs teilt sich in die Stromanstiegszeit t_{ri} und die Spannungsabfallzeit t_{fu} . Bei der Stromanstiegszeit bleibt die Drain-Source Spannung konstant, der Drain Strom steigt von 0 bis i_{Lmin} . Die Stromanstiegszeit ist vom Gate Widerstand R_G abhängig. Die Gate-Drain Kapazität C_{GD} eines MOSFETs ist variabel und hängt von der Drain-Source Spannung ab. Deshalb teilt sich die Spannungsabfallzeit nach t_{fu1} und t_{fu2} , die nach Gleichungen (18) und (19) berechnen werden können, hierbei ist C_{GD1} die Gate-Drain Kapazität,

die u_{ein} entspricht, C_{GD2} die Gate-Drain Kapazität, die $u_{ein}/2$ entspricht, U_{DR} die Driver Ausgangsspannung und $U_{plateau}$ die Plateau Spannung. Die Parameter C_{GD1} , C_{GD2} , U_{DR} und $U_{plateau}$ können aus dem Datenblatt des MOSFETs entnommen werden. Die Spannungsabfallzeit kann nach Gleichung (20) angegeben werden [9].

$$t_{fu1} = (u_{ein} - R_{DS}(\vartheta) \cdot i_{L_{min}}) \cdot R_G \cdot \frac{C_{GD1}}{(U_{DR} - U_{plateau})} \quad (18)$$

$$t_{fu2} = (u_{ein} - R_{DS}(\vartheta) \cdot i_{L_{min}}) \cdot R_G \cdot \frac{C_{GD2}}{(U_{DR} - U_{plateau})} \quad (19)$$

$$t_{fu} = \frac{t_{fu1} + t_{fu2}}{2} \quad (20)$$

Die Ausschaltzeit des MOSFETs besteht aus der Spannungsanstiegszeit t_{ru} und der Stromabfallzeit t_{fi} . Bei der Stromabfallzeit bleibt die Drain-Source Spannung konstant, der Drain Strom sinkt von $i_{L_{max}}$ bis 0. Die Spannungsanstiegszeit teilt sich in t_{ru1} und t_{ru2} , die nach Gleichungen (21) und (22) berechnet werden können. Die Spannungsanstiegszeit kann nach Gleichung (23) angegeben werden [9].

$$t_{ru1} = (u_{ein} - R_{DS}(\vartheta) \cdot i_{L_{max}}) \cdot R_G \cdot \frac{C_{GD1}}{U_{plateau}} \quad (21)$$

$$t_{ru2} = (u_{ein} - R_{DS}(\vartheta) \cdot i_{L_{max}}) \cdot R_G \cdot \frac{C_{GD2}}{U_{plateau}} \quad (22)$$

$$t_{ru} = \frac{t_{ru1} + t_{ru2}}{2} \quad (23)$$

Die Streuinduktivität im Schalter und im Verbindungskabel verursacht Überspannungen, die die Leistungselektronik außer Betrieb setzen können und deshalb berücksichtigt werden müssen. Die Überspannungen hängen von der Stromdifferenz und der Schaltzeit nach Gleichungen: (24) – Überspannung bei der Einschaltzeit, (25) – Überspannung bei der Ausschaltzeit, ab.

$$U_{ind_ein} = \frac{L_{str} \cdot i_{L_{min}}}{t_{ri}} \quad (24)$$

$$U_{ind_aus} = \frac{L_{str} \cdot i_{L_{max}}}{t_{fi}} \quad (25)$$

Nach den bisherigen Betrachtungen können die größten Einschaltenergieverluste im Leistungs-MOSFET E_{ein_M} als Summe der Einschaltenergie nach Gleichung (26) berechnet werden, wobei Q_{rr} die Umkehr-Erholungsladung (reverse recovery charge) in nC darstellt. Die Ausschaltenergie im MOSFETs E_{aus_M} definiert sich durch Gleichung (27). Die Verlustenergie in der Diode entsteht aufgrund des Umkehr-Erholungseffekts und kann nach Gleichung (28) beschreiben werden [9].

$$E_{ein_M} = \frac{1}{2} \cdot (u_{ein} + U_{ind_ein}) \cdot i_{L_{min}} \cdot (t_{fu} + t_{ri}) + Q_{rr} \cdot (u_{ein} + U_{ind_ein}) \quad (26)$$

$$E_{aus_M} = \frac{1}{2} \cdot (u_{ein} + U_{ind_aus}) \cdot i_{L_{max}} \cdot (t_{ru} + t_{fi}) \quad (27)$$

$$E_{ein_D} = \frac{1}{4} \cdot Q_{rr} \cdot (u_{ein} + U_{ind_ein}) \quad (28)$$

Die Schaltverluste in MOSFET und Diode P_{schalt} sind das Produkt der Schaltungsenergien und der Schaltfrequenz und können nach Gleichung (29) berücksichtigt werden. Der dreiphasige Abwärtswandler besteht aus drei Paar Dioden und MOSFETs, weshalb die Schaltverluste mit Drei multipliziert werden müssen [9].

$$P_{schalt} = 3 \cdot (E_{ein_M} + E_{aus_M} + E_{ein_D} + E_{aus_D}) \cdot f_{pwm} \quad (29)$$

Die Gesamtverlustleistung des Abwärtswandlers P_{Σ} besteht aus den ohmschen Verlusten und Eisenverlusten in den Spulen, sowie den Durchlassverlusten und Schaltverlusten in der Leistungselektronik, was Gleichung (30) zeigt [9].

$$P_{\Sigma} = P_{\Omega} + P_{Eisen} + P_{durchlass} + P_{schalt} \quad (30)$$

4. Simulation und experimentelle Validierung der Verlustleistung

4.1 Simulationsmodell des dreiphasigen Abwärtswandlers in PLECS

Die Motoransteuerung besteht aus dem dreiphasigen Abwärtswandler mit der Regelung des Ausgangsstroms und der Blockkommutierung. Der Schaltplan der Motoransteuerung ist in Bild 3 dargestellt. Aufgrund der Schaltfrequenz von 25kHz und des Ausgangsstroms von 100A hat der Abwärtswandler Verluste, die eine spürbare Erwärmung der Leistungselektronik verursachen. Deswegen müssen die Verlustleistungen des Wandlers für zukünftige Auslegungen definiert und gemessen werden.

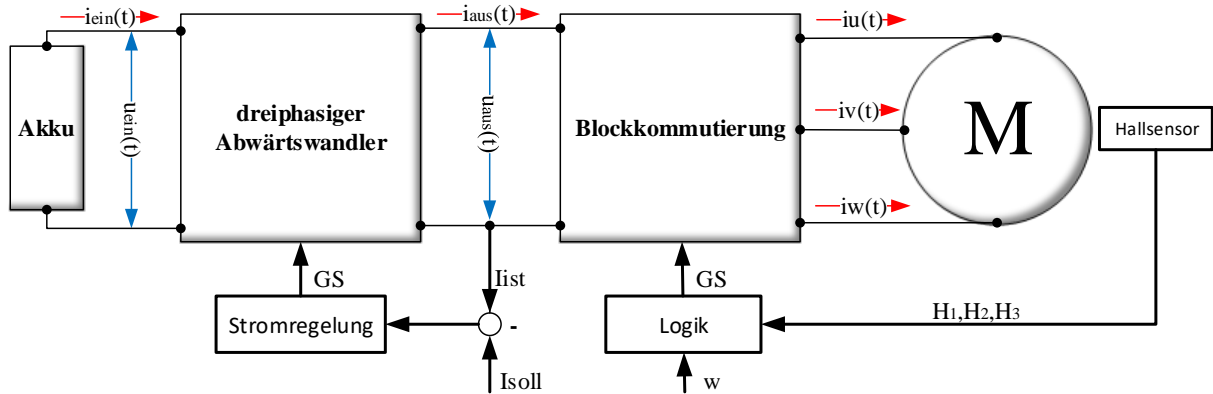


Bild 3: Schaltplan der Motoransteuerung

Für Validierung der Verluste des Wandlers wurde das PLECS – Modell untersucht (siehe Bild 4.), welches das Messprinzip der Verlustleistung darstellt. Das PLECS – Modell beschreibt ein genaues Modell des Wandlers mit Berücksichtigung der magnetischen Prozesse in den Spulen und der Schaltprozesse in der Leistungselektronik. Als Last wurde ein einstellbarer Widerstand gewählt.

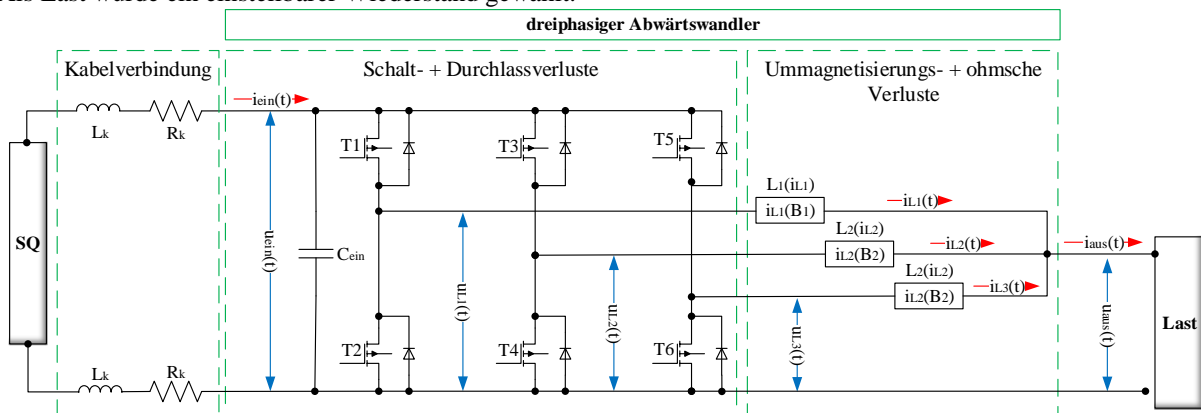


Bild 4: PLECS – Modell des dreiphasigen Abwärtswandlers

Die Gesamtverlustleistung des Abwärtswandlers wird im Modell nach Gleichung (31) berechnet. Die Gesamtverlustleistung der Spulen $P_{sp\Sigma}$ werden sich nach Gleichung (32) berücksichtigt. Die ohmsche Verlustleistung berechnet man nach Gleichung (15). Die Eisenverluste der Spulen werden als Differenz zwischen der Gesamtverlustleistung und der ohmschen Verlustleistung der Spulen simuliert. Die Durchlassverluste werden nach Gleichung (17) berechnet. Die Schaltverluste $P_{schalt\Sigma}$ sind in der Simulation nach Gleichung (33) für jeden Schalter kalkuliert.

$$P_{\Sigma} = \frac{1}{T} \cdot \int_0^T (u_{in}(t) \cdot i_{in}(t) - u_{aus}(t) \cdot i_{aus}(t)) dt \quad (31)$$

$$P_{sp\Sigma} = \frac{1}{T} \cdot \int_0^T (u_{L1}(t) \cdot i_{L1}(t) + u_{L2}(t) \cdot i_{L2}(t) + u_{L3}(t) \cdot i_{L3}(t)) dt \quad (32)$$

$$P_{schalt_T1} = \frac{1}{T} \cdot \int_0^T (u_{DS_T1}(t) \cdot i_{DS_T1}(t) + u_{D1}(t) \cdot i_{D1}(t)) dt \quad (33)$$

Die Parameter des Abwärtswandlers sind in Tabelle (1) dargestellt.

Tabelle 1: Parameter des Abwärtswandlers

Leistungselektronik:	MOSFET und Diode	INFINEON IPT015N10N5 [13]
	Eingangskapazität, C_{ein}	172 μ F
Spule:	Kernmaterial	MAGNETICS Kool Mu Toroid 56 [12]
	Windungszahl, w	18
	Widerstand, R_{Cu}	5.5 m Ω
	Induktivität bei 33A, L	17 μ H
Eingangsdaten:	Eingangsspannung, u_{ein}	24 V
	Frequenz, f_{pwm}	25 kHz
	Ausgangsstrom, i_{aus_mitt}	93 / 63.5 / 43 / 22.3 A
	ohmsche Last	0.12 / 0.17 / 0.25 / 0.5 m Ω
	induktive Last	7 / 3 / 2.5 / 2 μ H

4.2 Experimentelle Validierung der Verlustleistung im Abwärtswandler

Die Gesamtverlustleistung des Wandlers, die Gesamtverlustleistung der Spulen, die ohmsche Verlustleistung und die Durchlassverluste des Abwärtswandlers sind in der Messung nach Gleichungen (32), (33), (16) und (18) entsprechend kalkuliert. Die Eisenverluste der Spulen kann man als Differenz zwischen der Gesamtverlustleistung der Spulen und ohmschen Verluste definieren. Die Differenz zwischen der Gesamtverlustleistung des Abwärtswandlers und der Gesamtverlustleistung der Spulen zeigt die Gesamtverluste in den Schaltern. Die Schaltverluste können als Differenz zwischen $P_{Schalt\Sigma}$ und $P_{durchlass}$ beschreiben werden.

Tabelle 2 zeigt das Ergebnisse der theoretischen Beschreibung und der PLECS-Simulation der Verlustleistung im Abwärtswandler sowie die Darstellung von Messergebnissen zur experimentellen Validierung der elektromagnetischen Eigenschaften der Spulen und der Schaltverluste im Wandler.

Tabelle 2: Validierung der Verlustleistung des Abwärtswandlers bei D = 54%, Last = 0.173 m Ω und 3 μ H

	Messung	Simulation PLECS	math. Modell	
Gesamtverlustleistung, P_{Σ}	28.35	28	26.28	W
Gesamtverluste der Spulen, $P_{sp\Sigma}$	13	14	12.98	W
Ohmsche Verlustleistung der Spulen, P_{Ω}	11.5	12.2	11.65	W
Eisenverluste der Spulen, P_{Eisen}	1.5	2	1.33	W
Gesamtverluste in den Schalter, $P_{Schalt\Sigma}$	15.35	14	13.3	W
Durchlassverluste, $P_{durchlass}$	3.5	3.5	3.59	W
Schaltverluste, P_{Schalt}	11.85	10.5	9.71	W
Stromrippel der Spulen, Δi_{L123}	17	17	16.85	A
Ausgangsstromrippel, Δi_{aus}	3.5	3.5	5.16	A
Induktivitätsänderung, ΔL_{123}	2.45	2.6	2.5	μ H
Flussdichteänderung, ΔB_{123}	0.18	0.22	0.195	T

Die Simulation der Spulenströme und des Ausgangsstroms bei D=54% und 0.173 m Ω im Vergleich zum Messungsergebnisse ist in Bild 5 dargestellt. Die Nichtlinearität der Ströme hängt von den magnetischen Eigenschaften des Kerns ab. Es zeigt sich eine gute Übereinstimmung.

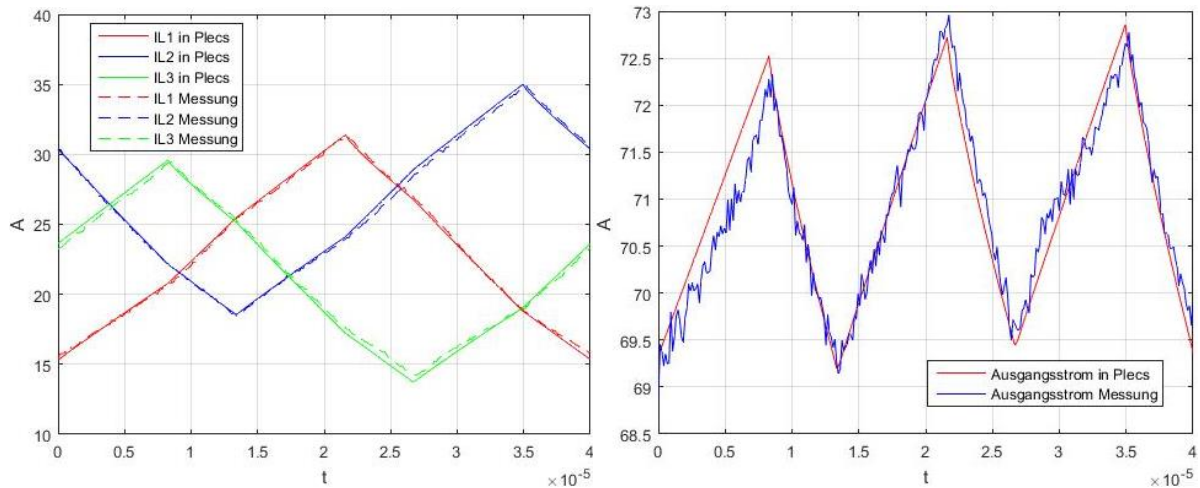


Bild 5: Gemessene und berechnete Spulenströme und Ausgangsstrom

Die Schaltungsübertragungsprozesse der Drain-Source Spannungen von den oberen T1 und unteren T2 MOSFET bei der Ausschaltzeit des T1 im Vergleich zur Messung zeigt das Bild 6 rechts. Das Plecs-Modell des MOSFETs berücksichtigt nur die Streuinduktivität im Schalter und „reverse recovery effect“ der Diode und ist nur gültig für eine grobe Berechnung der Schaltverluste, was die Grafiken zeigen. Für eine genaue Definition der Schaltverluste benötigt man ein komplexeres Ersatzmodell des Schalters [14].

Das Modell der Hysterese einer Spule ist in Plecs mit Hilfe des Jiles-Athertons Modell realisiert [8] [14]. Bild 6 links zeigt die Änderungen der Hysterese der Spulen, die die Eisenverluste produzieren.

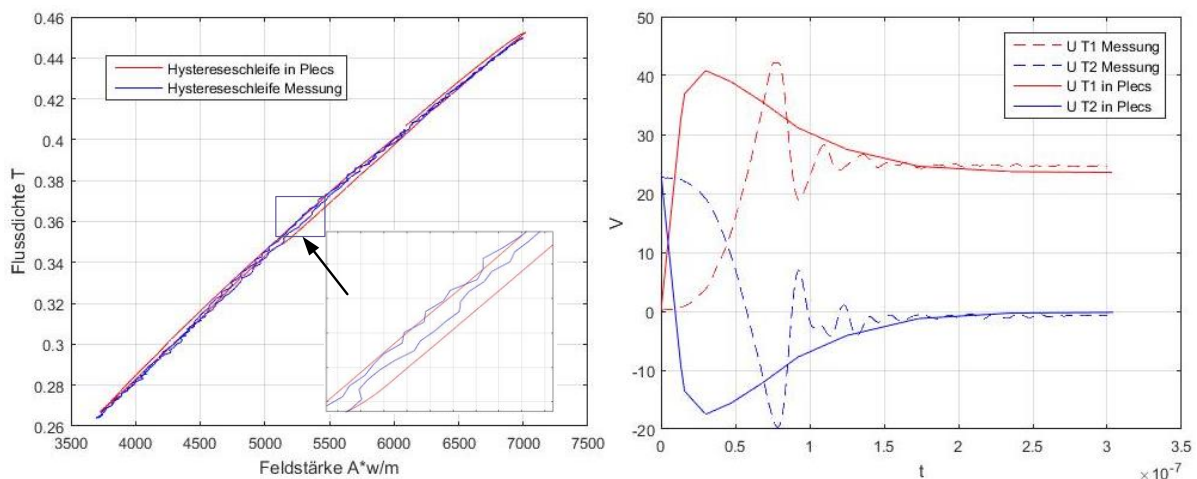


Bild 6: links: Hystereseschleife der Spule, rechts: Ausschaltzeit des MOSFETs

Die Verlustleistungen des Wandlers wurde für einen Ausgangsstrom zwischen 22 und 93A gemessen. Der Zusammenhang zwischen die Verlustleistungen und dem Ausgangsstrom zeigt Bild 7. Die Eisenverluste sind vom Tastverhältnis abhängig und bleiben bei allen Ströme im Bereich 1.3 - 2 W.

Nach der Messung wurde deutlich, dass die Ströme des Wandlers nicht symmetrisch sind. Ursache hierfür sind ungleiche Drahtwiderstände der Spulen und eine Asymmetrie der Gate-Signale. Diese Probleme kann mit der Regelung aller drei Ströme oder mit magnetisch gekoppelten Spulen aufgelöst werden.

Die Grafiken zeigen die gemessenen Verluste (Gesamt-, Draht-, Durchlass- und Schaltverluste), die Plecs-Simulation der Verlustleistungen, das mathematische Modell, das im Programm Maple mit der Berücksichtigung der Stromasymmetrie realisiert war, und das mathematische Modell in Maple mit symmetrischen Strömen.

Die Schaltverluste sind das Problemteil in der Bestimmung der Verlustleistung. Auf sie wirken viele Faktoren: z.B. ungenaue Gate-Signale, die Lötverluste, die Streuinduktivität und Kapazität in Schalter, Diode und Kabel. Das System wurde mit einer strom- und spannungsgeregelten Spannungsquelle gemessen, die wesentlichen Einfluss auf den Eingangsstrom und die Eingangsspannung hat. Diese Effekte bringen die Ungenauigkeit im Bereich von ca. 7% im Vergleich zur Simulation und 30% - zum adaptive zur Messung algebraischen Modell.

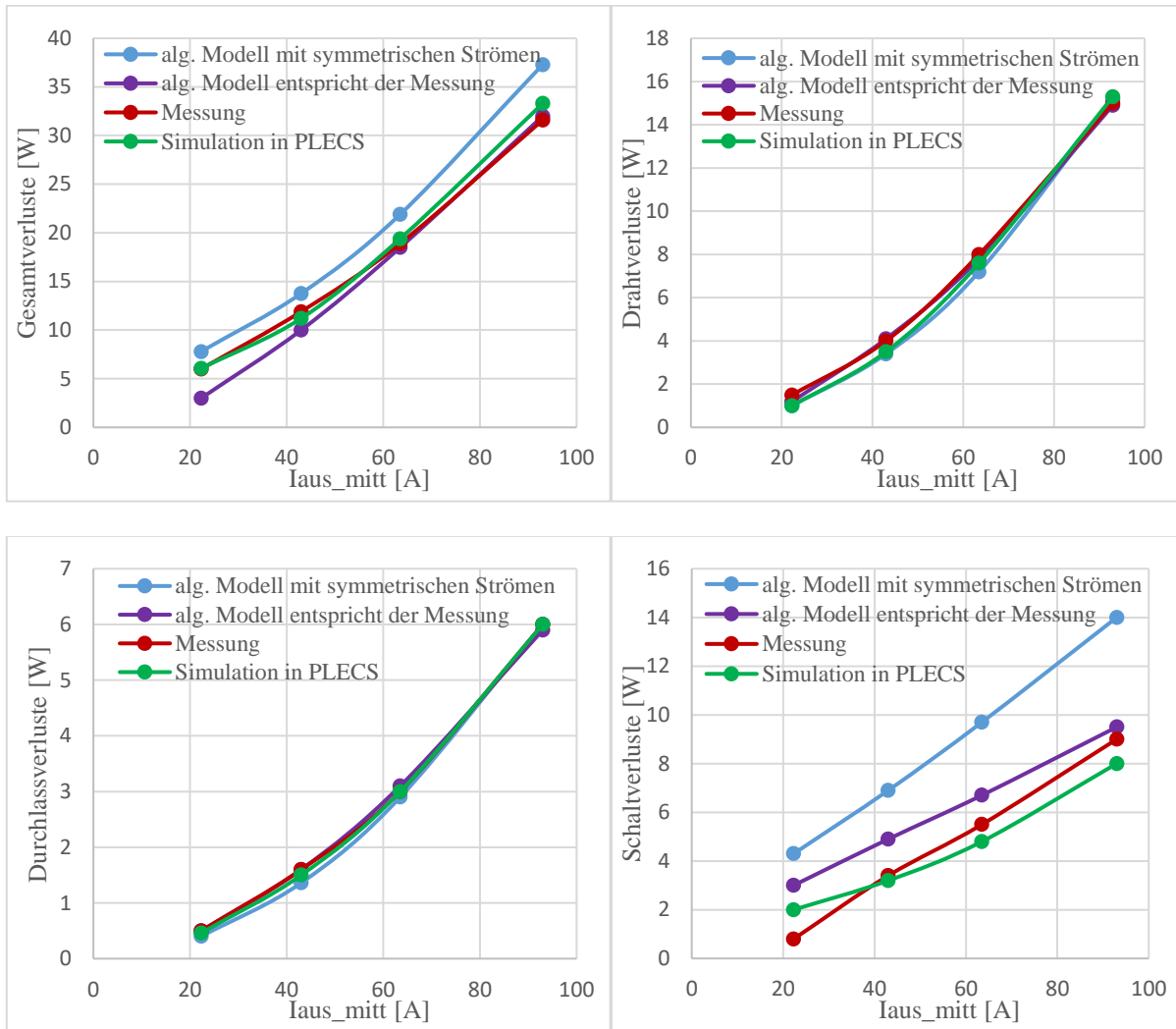


Bild 7: Experimentelle Validierung der Verlustleistung im Abwärtswandler mit $D = 50\%$

Die Fehler der Durchlassverluste und Drahtverluste liegt unter 5%. Bei dem Ausgangsstrom höher als 40A kann die Gesamtverlustleistung mit einer Genauigkeit von etwa 4% bei der Simulation und 3% beim algebraischen Modell berücksichtigt werden. Bei den kleineren Strömen ist die Genauigkeit geringer.

5. Zusammenfassung

In der Arbeit wird das algebraische Modell und das Simulationsmodell eines dreiphasigen Abwärtswandlers beschrieben. Die Ergebnisse, die diese Modelle liefern, wurden mit Messungen verglichen und damit die Modelle validiert. Die Durchlassverluste, Drahtverluste und Eisenverluste können mit dem algebraischen Modell und der Simulation sehr genau beschrieben werden. Die Berücksichtigung der Schaltverluste benötigt eine genaue Darstellung der Schaltprozesse und ein genaues Ersatzmodell des Schalters. Je kleiner der Ausgangsstrom ist, desto genauer können die Verluste des Wandlers definiert werden. Das bedeutet, dass die Schwingungen der Spannungen und Strömen in den Schaltzeiten sich mit der Ausgangsstromerhöhung aufgrund der Streuinduktivität und Streukapazität verschlimmern.

Die Gesamtverlustleistung kann mit einer Genauigkeit etwa 4% mit oben beschriebenen Modellen berücksichtigt werden. Das gibt die Möglichkeit die angelegten Modelle in Zukunft für die Optimierung des Abwärtswandlers und für thermische Berechnungen zu verwenden.

Literaturverzeichnis

- [1] Zörnig, A.; Dinh, D. T.; Duc, N. V.; Höllwarth, S.; Kasper, R.: Der Ringmotor mit Luftspaltwicklung als Direktantrieb für Fahrzeuge, 12. Magdeburger Maschinenbau-Tage 2015. SMART, EFFIZIENT, MOBIL. Magdeburg, 30.09.-01.10.2015, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg
- [2] Huber, J.: Zusammenfassung Leistungselektronik, Vorlesungsskript von Prof. Dr. J.W. Kolar, HS2009, <http://docplayer.org/18012426-Zusammenfassung-leistungselektronik.html>
- [3] TDK - Lambda, Datenblatt: DC/DC Module, 450 – 700 Watt, PAF Series, <http://www.tdk-lambda.com>
- [4] TRACO POWER, Datenblatt: DC/DC Converter, TSC Series, 40 – 2500 Watt, 2014, <http://www.tracopower.com>
- [5] Hegarty, T.: Benefits of multiphasing buck converters – Part I, EE Times, November 17, 2007
- [6] Chitra.P, Seyezhai. R.: Basic Design and Review of Two Phase and Three Phase Interleaved Boost Converter for Renewable Energy Systems, Department of EEE, SSN College of Engineering, Chennai, India, 2014
- [7] Lee, F. C.; Wong, G. -W.; Cho, S.-Y.: Interleaved Buck Converter Having Low-Switching Losses and Improved Step-Down Conversion Ratio, IEEE TRANSACTIONS ON POWER ELECTRONICS, VOL. 27, NO. 8, AUGUST 2012.
- [8] Jiles, D. C. u.a.: Theory of ferromagnetic hysteresis (invited), in: Journal of Applied Physics 55.6 (1984), S. 2115–2120. issn: 0021-8979. doi: 10.1063/1. 333582.
- [9] Graovac D., Pürschel M., Kiep A., MOSFET Power losses calculation using the datasheet parameters, Infineon Application Note, ver.1.1, (July 2006)
- [10] Wang. F: Dynamische Belastbarkeit von Energieaufbereitungseinheiten für die elektrische Energieversorgung, Verlag: Kassel University Press Jun 2009 (2009) ISBN 10: 3899587189 ISBN 13: 9783899587180
- [11] Nitsch, J.; Knauff, U.; Magdowski, M: Einführung in die Elektrotechnik, Aachen: Shaker, 2010
- [12] Magnetics: Magnetics powder core catalog, 2015, Accessed January 2016, <https://www.mag-inc.com>
- [13] Infineon, Datenblatt: OptiMOS 5 Power-Transistor, 100V, IPT015N10N5, 2015
- [14] PLECS: Die Simulationsplattform für leistungselektronische Systeme, Plexim GmbH, Technoparkstrasse 1, 8005 Zürich, <https://www.plexim.com>, Zugriff 23.12.2016

Vergleich der Berechnung und Messung der Verluste in Wälzlagern und Dichtungen der Radnabenmotoren der OvGU

Dipl.-Ing. Andreas Zörnig ¹⁾, Dipl.-Ing. Ralf Hinzelmann ²⁾, M.Sc. Sergey Perekopskiy ²⁾,
Prof. Dr.-Ing. Roland Kasper ²⁾

¹⁾ Elektromotoren und Gerätebau Barleben GmbH, Barleben, Deutschland
e-mail: andreas.zoernig@emb-online.de; Telefon: 0391/6752817

²⁾ Institut für Mobile Systeme, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Deutschland
e-mail: mtk@ovgu.de, Telefon: 0391/6758606

Zusammenfassung

Seit 2011 wurden am Lehrstuhl für Mechatronik der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg mehrere Radnabenmotoren für PKWs konstruiert und gebaut. Die ersten Motoren, darunter die Elisa-Motoren, sind mit einer eisenlosen Luftspaltwicklung versehen. Die Radlagerungen bestehen aus separaten Schräglagern in O-Anordnung. Der Urmotor läuft mit Kegelrollenlagern und die Elisa-Motoren mit Schrägkugellagern. Der LeiRaMo-Motor ist mit einer Kombinationswicklung ausgestattet und nutzt eine Radlagereinheit. Diese Kombinationswicklung setzt sich aus der Luftspaltwicklung und einer Nutenwicklung zusammen. Alle Motoren sind mit einer Nebenlagerung ausgestattet, welche den Rotor stabilisiert und Bremsnebenkräfte aufnehmen kann. Das sind Radialrillenkugellager, die teils als Dünnringlager ausgeführt sind. In den Motoren sind verschiedene dynamische Dichtungen verbaut. Darunter befinden sich der Radialwellendichtring, der Nilos-Ring und der V-Ring. Der Aufbau des Lagersystems wird anhand eines Schnittbildes erläutert. Um die unterschiedlichen Lagersysteme der ersten Motoren vergleichen zu können, werden die Reibmomente der Komponenten drehzahlabhängig vermessen. Für die Radlagerungen mit Einzellagern werden Berechnungen nach SKF durchgeführt.

Schlüsselwörter: Radnabenmotor, Radnabenantrieb, Reibung, Wälzlager, Radlager

Abstract

At the chair of mechatronics of the Otto-von-Guericke-University Magdeburg several wheel-hub-motors for cars had been designed and build since 2011. The first motors, thereunder the Elisa-motors, are configurated with an ironless air gap winding. The wheel bearings consist of separate angular bearings in O arrangement. The Urmotor is working with tapered roller bearings and the Elisa-motors with angular ball bearings. The LeiRaMo-motor is equipped with a combined winding and a wheel hub unit. This combined winding consists of an air gap winding and slot winding. All motors are equipped with a secondary bearing that stabilises the rotor and carries secondary brake forces. These are deep groove ball bearings, which are partially implemented as thin ring bearings. In the motors several rotating seals are implemented. Under them there are the rotary shaft seal, the Nilos-ring and the V-ring. The structure of the bearing system is explained by a cross sectional drawing. To compare the different bearing systems of the first motors, the friction torque of the components are measured in dependence of the rotational speed. The separate bearings of the wheel bearings are calculated by use of the SKF formulation.

Keywords: wheel hub motor, wheel hub drive, friction, rolling bearing, wheel bearing

1. Einleitung

Seit Beginn der Forschung an elektrischen Antrieben mit eisenloser Luftspaltwicklung am Lehrstuhl für Mechatronik wurden verschiedene Prototypen von Radnabenmotoren für PKWs realisiert (siehe Bild 1). Der Urmotor und die im Elisa-Projekt entstandenen Radnabenmotoren stellen die erste Generation von Motoren dar, welche mit eisenloser Luftspaltwicklung ausgestattet sind. Die nächste Generation von Motoren stellt der LeiRaMo-Motor (Leichtbau RadnabenMotor) dar, bei dem eine Kombinationswicklung aus Luftspaltwicklung und Nutenwicklung angewendet wird [1, 2]. Die Permanentmagneten sind beim LeiRaMo als Hallbacharray konfiguriert. Durch die Anwendung von besonderen Werkstoffen, neuen Gestaltprinzipien und dem veränderten Aufbau des magnetischen Kreises ist der Leichtbau bei diesem Motor wieder ein zentraler Aspekt. Dies bedingt signifikante Unterschiede des Lagersystems im Vergleich zur vorherigen Generation.

Die Radnabenmotoren der ersten Generation besitzen eine Hauptlagerung zur Aufnahme der Radlasten und weitere Lagerstellen zur Stabilisierung des Rotors und zur Aufnahme der Bremskräfte. Bei den angestellten Haupt- und den Nebenlagerungen wurden Standardlager verwendet. Der Urmotor ist mit massiven Kegelrollenlagern ausgestattet. Die Elisa-Motoren nutzen reibungsarme Schrägkugellager mit einem hohen Druckwinkel, um eine hohe Verkipfsteifigkeit zu erzielen. Die Hauptlagerungen sind jeweils leicht vorgespannt. Der LeiRaMo-Motor ist im Gegensatz zu den anderen Motoren mit einer Radlagereinheit der dritten Generation ausgestattet [3]. Beide Rotorlager sind als Dünnringlager ausgeführt. Die Hauptlagerung nimmt nur die Lasten der Fahrmanöver auf und die Nebenlagerung hat die Funktion, den Rotor der elektrischen Maschine zu stabilisieren. Durch die getrennte Aufgabenerfüllung der Lager, kann eine günstige Gestaltung der beiden Lagergruppen erfolgen.

Die Motoren der ersten Generation sind gegen eindringendes Wasser geschützt und mit berührenden Dichtungen in der Gestalt eines Radialwellendichtrings und V-Rings versehen. Die Serienlösung der Hauptlagerung des LeiRaMo-Motors enthält eine Kassetten-Dichtung. Die weiteren Dichtungen des LeiRaMo-Motors sind einerseits eine statische Dichtung und andererseits eine dynamische berührende Dichtung [4].

Zu den mechanischen Verlusten gehören die Lager- und Dichtungsverluste sowie die Luftreibungsverluste und die Verluste aus der Flüssigkeitskühlung. Die Verluste aus Lager- und Dichtungsreibung betragen wenige 100 W und stellen im Teillastbereich einen vergleichsweise großen Betrag dar. Aufgrund der Temperaturabhängigkeit der Viskosität des Schmierstoffs steigt die Reibung signifikant an, wenn der Motor kalt ist. Die Berechnung der Lagerreibung erfolgt nach dem Ansatz der Firma SKF [5]. Dabei sind für die Motoren die Roll-, die Gleitreibung und die Reibung der integrierten Dichtungen relevant. Es werden die Hauptlagerungen der Motoren der ersten Generation berechnet. Zur Bestimmung der Reibleistung der Wälzlager und Dichtungen wurden Prüfstandsversuche durchgeführt. Der LeiRaMo-Motor wurde bisher nicht vermessen. Dabei wurde eine leichte Vorspannung eingestellt und unter verschiedenen Drehzahlen das Reibmoment gemessen. Die einzelnen Verlustquellen wurden nach Möglichkeit separat geprüft.

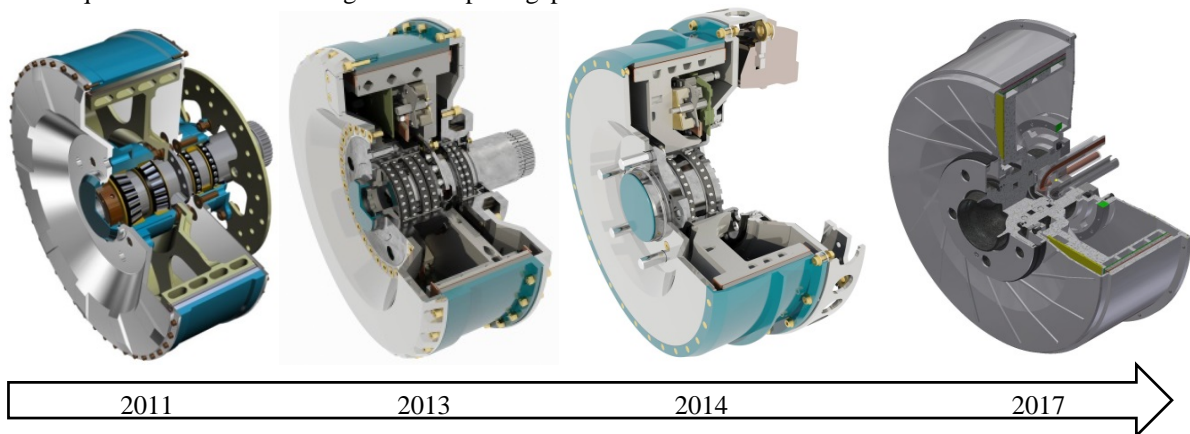


Bild 1: Radnabenmotoren der OvGU (von links nach rechts): Urmotor, Elisa-Eins, Elisa-Zwei, LeiRaMo

2. Berechnung der Reibung

Die Reibungsverluste eines Wälzlagers werden durch unterschiedliche physikalische Effekte verursacht. Energetische Umwandlungen treten an Kontaktflächen, im Materialinneren und in Flüssigkeiten sowie Gasen auf. Die betreffenden Bestandteile eines Wälzlagers sind die Lagerringe, die Wälzkörper, der Käfig, der Schmierstoff und die integrierten Dichtungen. An der Kontaktstelle von Wälzkörper und Laufbahn tritt Roll- und Gleitreibung auf. Das Verhältnis der beiden Anteile bestimmt sich hauptsächlich durch die Kontaktgeometrie,

die Kinematik, die Werkstoffelastizität, die Oberflächenqualität, die Werkstoffhysterese und den Schmierstoff. Rollenlager weisen eine Reibungskomponente zwischen den Wälzkörperstirnflächen und den Borden auf. Die durch Formabweichungen innerhalb des Wälzlagers verursachten Schwingungen rufen zusätzliche Verluste hervor. Verunreinigungen können ebenso die Reibung erhöhen. Bei geringer Drehzahl und hoher Last liegt Grenz- oder Mischreibung vor. Der Schmierfilm ist sehr dünn, so dass die Grenzschicht die Reibung bestimmt. Es kann hoher Verschleiß auftreten, wenn keine Transfer- oder Hartschicht vorhanden ist. Mit steigender Drehzahl baut sich ein tragender Schmierfilm auf, so dass der hydrodynamische Reibungsanteil bestimmend wird. Der Übergang von der Mischreibung zur Flüssigkeitsreibung stellt im Stribeck-Diagramm den Punkt der geringsten Reibung dar [6].

Der hier angewandte Ansatz zur Bestimmung der Lagerreibung ist die erweiterte Berechnungsmethode nach SKF, die auf der Arbeit von Palmgren basiert [7]. Hiermit kann eine genauere Ermittlung des Reibmoments erfolgen, denn im Gegensatz zu den allgemein zugänglichen Formeln nach FAG sind zusätzliche Einflussfaktoren berücksichtigt.

Das Gesamtreibmoment M_R nach Gleichung 1 setzt sich anteilig aus einem Rollreibungsmoment M_{rr} , einem Gleitreibungsmoment M_{sl} , einem Reibmoment der berührenden integrierten Dichtungen M_{seal} und einem Anteil M_{drag} , der aus dem Strömungsverlust resultiert, zusammen. Letzterer ist bei Fettschmierung, solange keine Überschmierung stattfindet, irrelevant.

$$M_R = M_{rr} + M_{sl} + M_{seal} + M_{drag} \quad (1)$$

Das Rollreibungsmoment M_{rr} untergliedert sich in den Schmierfilmdickenfaktor Φ_{ish} , den Schmierstoffverdrängungsfaktor Φ_{rs} , einen last- und geometrieabhängigen Faktor G_{rr} sowie die kinematische Viskosität ν und die Drehzahl n .

$$M_{rr} = \Phi_{ish} \cdot \Phi_{rs} \cdot G_{rr} \cdot (\nu \cdot n)^{0,6} \quad (2)$$

Das Gleitreibungsmoment M_{sl} ist das Produkt aus der Gleitreibungszahl μ_{sl} und dem Faktor G_{sl} , welcher die Belastung und die Kontaktgeometrie berücksichtigt [5].

$$M_{sl} = G_{sl} \cdot \mu_{sl} \quad (3)$$

3. Wälzlager

Radnabenmotoren benötigen Wälzlager, die neben den Radlasten auch die Bremskräfte und die Kräfte des Elektroantriebs aufnehmen. Es handelt sich vorwiegend um Radialkräfte, die durch Radiallager aufgenommen werden können. Für die Radlasten ist ein vorgespanntes Lagersystem in O-Anordnung sinnvoll, welches als Hauptlagerung bzw. Radlagerung bezeichnet wird. Radiallager mit Punktkontakt sind für den Einsatz in Radnabenmotoren vorzuziehen, wenn eine geringe Reibung erzielt werden soll. Standardwälzlager zeichnen sich durch eine Zunahme des Querschnitts aus, wenn der Bohrungsdurchmesser ansteigt. Dünnringlager behalten hingegen ihren Querschnitt unabhängig vom Bohrungsdurchmesser. Die Firma KMF stellt spanlos geformte Dünnringlager der Baureihe PBXA mit hoher Kugeldichte her [8].

Die Radlagerung von Kraftfahrzeugen hat sich im Laufe der Zeit von einem System aus Einzellagern und Dichtungen zu einer hochintegrierten Lagereinheit entwickelt. Die Lösungen mit Einzellagern waren anfangs Kombinationen aus Radiallagern. Später wurden vorgespannte Schräglagerungen in O-Anordnung genutzt. Eine hohe Tragfähigkeit konnte mit Kegelrollenlagern (KRL) erzielt werden. Schrägkugellager (SKL) besitzen wegen des höheren Nenndruckwinkels eine höhere Stützweite und daher eine hohe Momententragfähigkeit. Die Reibung ist im Allgemeinen geringer. Radlagereinheiten (RLE) werden in Generationen unterteilt, die den Grad der Funktionsintegration beschreiben. Es kommen Kegelrollen, Kugeln oder Kugelrollen zum Einsatz. RLE besitzen eine angestellte Schräglagerung mit Integraldichtung. Die Vorspannung beträgt bis zu 40 μm . Die Integraldichtungen für RLE können aus einer Kombination von Schleuderscheibe und berührenden Dichtlippen bestehen. Es kommen Kassettendichtungen zum Einsatz. Eine Lebensdauerschmierung wird über das häufig verwendete Lithiumseifenfett mit EP-Zusätzen (Extrem Pressure) erreicht. Bei RLE der ersten und zweiten Generation wird die Vorspannung separat aufgebracht. Im Gegensatz zur ersten Generation hat die RLE der zweiten Generation einen integrierten Flansch für die Felge oder den Radträger. Bei der dritten Generation sind beide Flansche vorhanden und die Vorspannung ist eingestellt [9].

4. Dichtungen

Berührungslose dynamische Dichtungen erzeugen faktisch kein Reibmoment, wenn sich Gas zwischen den bewegenden Stellen befindet. Labyrinth-, Spaltdichtungen oder Schleuderscheiben sind berührungslose Dichtungen. Sie dichten grob gegen Schmutz ab und befördern je nach Formgebung bei der Rotationsbewegung Schmutz und Flüssigkeiten von der Dichtstelle weg. Sie können mit Fett versehen werden. Der Nilos-Ring ist ein metallischer Axialdichtring. Er soll im eingelaufenen Zustand einen winzigen Spalt zur Gegenauflfläche bilden und somit berührungslos sein (siehe Bild 2) [10].

Der Radialwellendichtring (RWDR) dichtet gut gegen Flüssigkeiten und Schmutz ab, denn er hat eine federbelastete Dichtlippe und fallweise eine zusätzliche Dichtlippe. Der V-Ring nutzt die eigene Werkstoffelastizität, um eine axiale oder radiale Andruckkraft der Dichtlippe zu erzeugen. Das Eigengewicht dieser Dichtlippe sorgt mit steigender Drehzahl dafür, dass diese ihre Andruckkraft verringert. Bei hoher Drehzahl lässt dieser Fliehkrafteffekt die Dichtlippe vollständig abheben. Dann wird über die Schleuderwirkung abgedichtet [11].

Heutige Kassettendichtungen von RLE bestehen aus einer Einlagedichtung und einer vorgeschalteten Schleuderscheibe. Die Einlagedichtung setzt sich aus einer Manteleinlage mit gummierten Dichtlippen zusammen, die radial oder axial anliegen. Es gibt Ausführungen mit federkraftbelasteten Dichtlippen, um die Kontaktkraft über der gesamten Lebensdauer aufrecht zu erhalten [5].



Bild 2: Dynamische Dichtungen: Nilos-Ring (links) [10], V-Ring (mittig) [11], Kassettendichtung (r.) [5]

5. Radnabenmotoren der OvGU

5.1 Urmotor

Der erste Radnabenmotor der OvGU, welcher ebenfalls die Bezeichnungen Urmotor, Ultraleichter Radnabenmotor und E-Power-Wheel trägt, wurde 2011 konstruiert [12, 13, 14]. Die Hauptlagerung ist durch zwei Kegelrollenlager der Baureihe 32010-X von FAG mit einem Bohrungsdurchmesser von 50 mm realisiert (siehe Bild 3) [15]. Ein Absatz innerhalb der außenrotierenden Radnabe nimmt beidseitig die Außenringe auf. Die Innenringe werden durch einen Wellenbund und eine Nutmutter vorgespannt. Über die Nutmutter wird die Vorspannkraft der angestellten Lagerung in O-Anordnung kraftschlüssig eingestellt. Das innere KRL ist durch einen Nilos-Ring abgedichtet. Das äußere KRL ist statisch durch einen Deckel mit einem O-Ring am Zentrierbund abgedichtet. Die Nebenlagerung besteht aus zwei Radialrillenkugellagern (RRKL) der Baureihe 61811-HTV von FAG [15]. Die motorinnere Abdichtung erfolgt über einen Filzring und zur Umwelt über einen Radialwellendichtring mit zusätzlicher Dichtlippe. Die Nebenlagerung nimmt die Bremsnebenkräfte auf und wird ständig durch das Eigengewicht des Rotors belastet. Darüber hinaus verursachen Fertigungsabweichungen und Materialinhomogenitäten eine Belastung durch Unwucht, magnetischen Zug und Verspannung der Lagerstellen. Die Einwirkung einer Radlast belastet die Lagerstellen zusätzlich, denn der Rotor und die Wellenbaugruppe verformen sich.

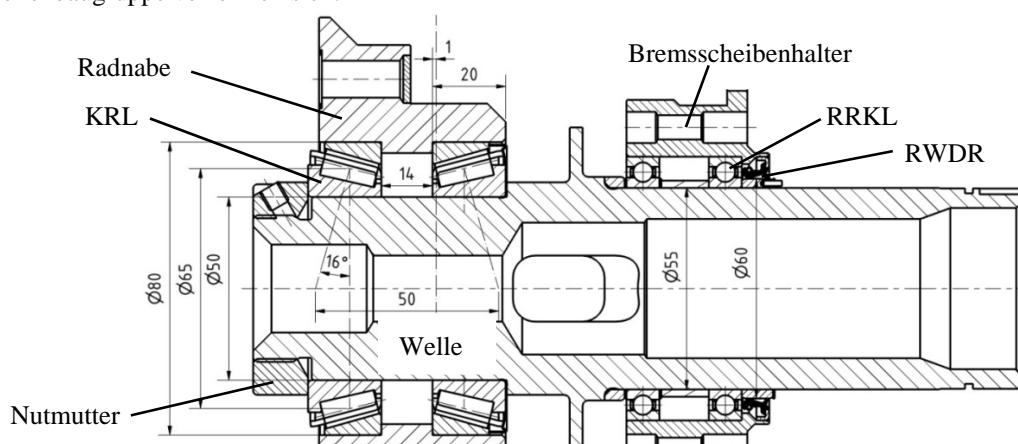


Bild 3: Lagersystem des Urmotors

5.2 Elisa-Eins

Der Radnabenmotor Elisa-Eins besitzt das gleiche Baukonzept wie sein Vorgänger. Aufgrund der Umrüstung auf die Kombinationswicklung trägt der Motor momentan die Bezeichnung Elisa-Eins-K. Die Hauptlagerung ist eine Doppelschräglagerung in O-Anordnung, die anfangs vierreihig ausgeführt wurde, um eine hohe Lebensdauer, trotz der schmalen Wälzlager der Baureihe 71814-B-TVH von FAG, zu erreichen (siehe Bild 4) [15]. Der Bohrungsdurchmesser beträgt 70 mm. Die inneren Lager der Tandemanordnung wurden in den Prototypenversuchen entfernt, denn der Zugewinn an Verkippteifigkeit und Tragfähigkeit ist nicht so hoch wie erwartet. Dies liegt an den Fertigungsabweichungen der Wälzlager und deren Umhausung sowie der verringerten Stützweite. Die Außenringe werden durch einen Bund und Sprengling in der Radnabe fixiert. Die Innenringe werden im Prototypenversuch durch einen Wellenbund und einen Schraubring in Position gehalten. Der Schraubring hat am Umfang eingelassene Halbrundformelemente, um per Spezialwerkzeug die Vorspannkraft kraftschlüssig aufbringen zu können. Ein Kugelsperbolzen sichert den Schraubring an 2 x 10 gleichmäßig verteilten Winkelpositionen. Fahrzeugaußenseitig ist ein Schmutzeintritt durch einen Deckel ausgeschlossen. Zum Motorinneren ist eine berührungslose Abdeckscheibe angebracht. Das Nebenlager besteht aus einem doppelreihigen Schrägkugellager der Baureihe 3814-B-2Z-TVH von FAG [15]. Es ist beidseitig durch eine berührungslose Spaltdichtung gegen Fettaustritt abgedichtet und lebensdauer geschmiert. Es ist durch einen Sprengling an der Außenschale und einen Keilring an der Innenschale fixiert. Per Distanzscheiben an der Innenschale muss der axiale Abstand der Haupt- und Nebenlagerung zueinander eingestellt werden, um eine Verspannung des gesamten Motors zu verhindern. Ein rotierender V-Ring vom Typ twva00750-n6t50 aus NBR der Fa. Trelleborg mit dem Reibdurchmesser von 89 mm dichtet gegen eine geschliffene Scheibe zur Umwelt ab [11].

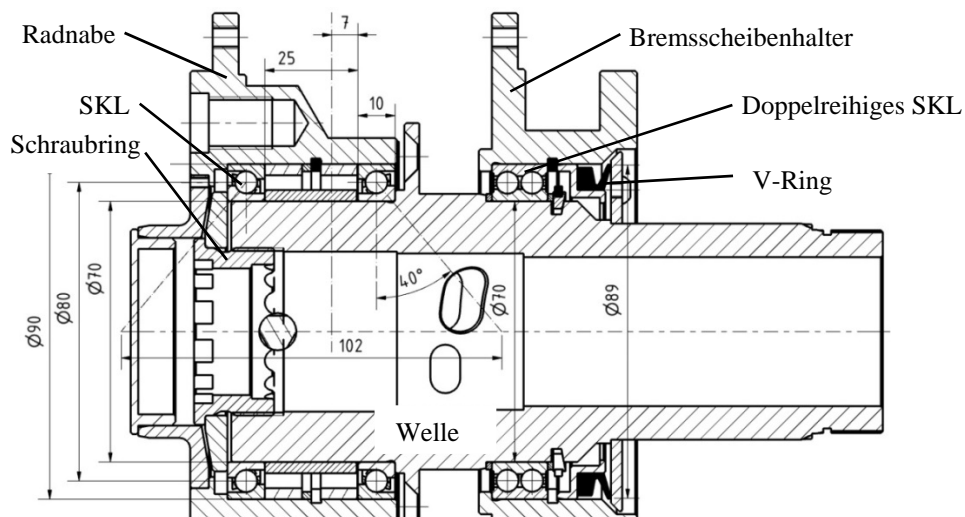


Bild 4: Lagersystem des Elisa-Eins-Motors

5.3 Elisa-Zwei

Der Radnabenmotor Elisa-Zwei setzt sich konzeptionell von den Vorgängern ab. Die Hauptlagerung ist innenrotierend (siehe Bild 5). Zudem ist die Nebenlagerung auf einem Bohrungsdurchmesser von ca. 139,7 mm gelegen, um die Leitungen axial herauszuführen. Die Hauptlagerung besteht aus zwei Schrägkugellagern der Baureihe 71816-B-TVH von FAG mit dem Bohrungsdurchmesser 80 mm [15]. Eine Nutmutter verspannt die Lager formschlüssig auf Block. Eine Distanzhülse mit individuell angepasstem Längenmaß sorgt für den korrekten Vorspannweg. Die Nutmutter wird über ein Blech gesichert, das 24 x 12 Winkelpositionen zulässt. Zwei berührungslose Abdeckscheiben dichten die Lager ab. Das Nebenlager ist ein Dünnring-RRKL der Baureihe CSCA055 PL1 von FAG mit einem Innendurchmesser von 139,7 mm [15]. Es wird im Rotordeckel durch einen Sprengling gesichert, welcher gleichzeitig den Fettaustritt ins Motorinnere unterbindet. Die Abdichtung zur Umwelt erfolgt per V-Ring mit dem Reibdurchmesser von 178 mm. Die Gegenscheibe hat einen Bereich, der als Dichtspalt wirkt.

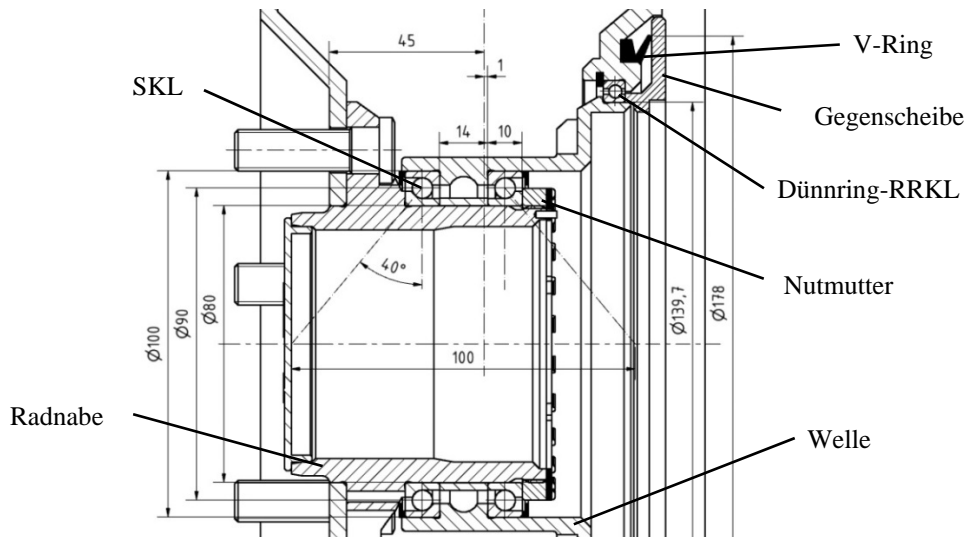


Bild 5: Lagersystem des Elisa-Zwei-Motors

5.4 LeiRaMo

Der LeiRaMo-Motor hat als Hauptlagerung eine innenrotierende RLE der dritten Generation der Baureihe BAR-2030 von SKF (siehe Bild 6). Unter Laborbedingungen ohne Betriebslast soll ein Reibmoment von unter 0,5 Nm erreicht werden [16]. Der mittlere Lagerdurchmesser beträgt 53,5 mm und ist gegenüber den Lagersystemen der vorangegangenen Motoren geringer. RLE sind auf geringe Reibung und Fertigungskosten in Großserien ausgelegt und haben üblicherweise eine geringe Stützweite und keine hohe Verkipfsteifigkeit. Zur Anwendung im LeiRaMo wurde der stillstehende Flansch abgedreht und der Außenring mit der Hohlwelle verschraubt. Die RLE hat eine Kassettendichtung. Der Rotor ist von der Radlast entkoppelt und über zwei Dünnring-Radialrillenkugellager der Firma KMF der Baureihe PBXA gelagert [8]. Das fahrzeugaußenseitige Lager hat einen Bohrungsdurchmesser von 88,9 mm und das gegenüberliegende von 76,2 mm. Der Reibdurchmesser der V-Ring-Dichtung ist mit 96 mm geringfügig größer als der des Elisa-Eins-Motors. Er ist aus EPDM hergestellt. Zwischen der RLE und dem Rotor ist eine statische Dichtung in Form eines Gummibalgs angebracht, denn das Element zur Radlastentkopplung von RLE und Elektroantrieb ist ausreichend drehstarr.

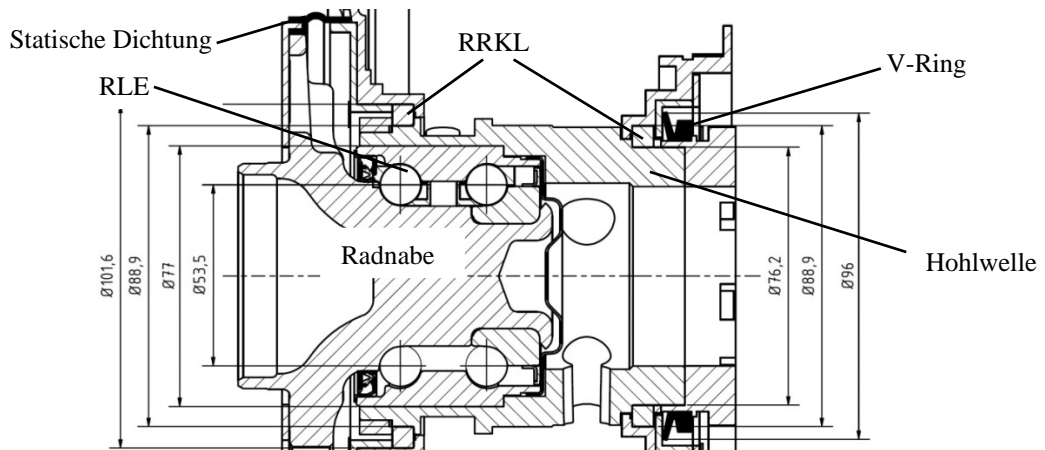


Bild 6: Lagersystem des LeiRaMo-Motors

6. Messaufbau

Zur Aufnahme der Temperatur an den Lager- und Dichtstellen diente eine Infrarot-Wärmebildkamera. Die Messungen weisen systematische Fehler auf, denn zum einen ist die Kalibrierung des Emissionskoeffizienten mit einer Abweichung behaftet und zum anderen ist die Temperaturmessung nicht direkt an den Kontaktstellen erfolgt.

Ein Gleichspannungsmotor diente als Antrieb (siehe Bild 7). Die Drehzahleinstellung für unter 50 U/min ist prinzipbedingt nicht genau möglich. Ein Drehzahlregler oder ein Getriebe können eine Verbesserung darstellen. Die Aufnahme der Drehzahl erfolgte durch einen Gleichspannungstachogenerator, der im antreibenden Motor verbaut ist. Zudem wurde vergleichend ein digitales Hand-Tachometer genutzt. Nach dem Prinzip der Lichtimpulszählung wird die Reflexion eines Klebestreifens auf einer Welle ausgewertet.

Die Drehmomentmessung erfolgte über eine elastisch angekoppelte Drehmomentmesswelle. Das Messprinzip basiert auf der Auswertung von Dehnungsmessstreifen. Der Versatzausgleich konnte über zwei drehstarre Metallbalgkupplungen in doppelkardanischer Anordnung erreicht werden.

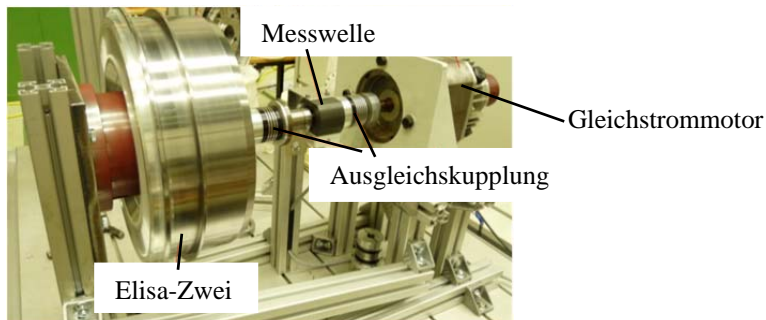


Bild 7: Messung der Lagerreibung am Radnabenmotor Elisa-Zwei

7. Versuchsdurchführung

Um die Verluste der mechanischen Komponenten zu bestimmen, wurden an den Motoren die elektrisch aktiven Komponenten komplett oder teilweise ausgebaut. Am Urmotor wurde dazu kein Stator eingesetzt. Die Rotoren der Elisa-Motoren enthielten keine Magneten. Die Lager- und Dichtstellen wurden mit ausreichend Fett versehen. Für den Urmotor und den Elisa-Eins-Motor wurde das Radlagerfett „Renolit LX-PEP2“ von Fuchs verwendet [17]. Der Elisa-Zwei-Motor bekam das Fett „LGEP 2“ von SKF [5]. Eine Erfassung des Reibmoments der mechanischen Einzelkomponenten ist stufenweise durch die Demontage von Motorbauteilen erfolgt. Die Motoren wurden zu Beginn mehrere Stunden betrieben, damit sich die Lager- und Dichtstellen einlaufen. Es wurde bei Raumtemperatur gemessen. Aufgrund der Reibungsenergie haben sich die Lager- und Dichtstellen erwärmt. Bei jeder Messwertaufnahme wurde gewartet, bis sich ein weitestgehend thermischer Beharrungszustand einstellt.

Am Urmotor wurde zu Beginn die Wellenbaugruppe mit KRL, Nilosring, RRKL, RWDR sowie Rotor vermessen. Auf die Vermessung des Filzrings wurde verzichtet, denn dessen Aufnahme im Gehäuse ist eine Spaltdichtung, welche im Prototypenbetrieb ein Fetteintritt ins Motorinnere verhindert.

Die Hauptlager wurden mit einer Axialkraft vorgespannt, die der Radlast eines Mittelklassewagens entspricht. Jedoch ist die Reibung bei reiner Axiallast typenabhängig größer, als wenn eine Radialkraft eingepreßt wird, die eine gleich große Reaktionskraft axial erzeugt. Die Nutmutter wurde per Drehmomentschlüssel angezogen. Dieses Anziehverfahren ist mit einem signifikanten Fehlereinfluss behaftet, der hauptsächlich aufgrund der schwer einschätzbaren Reibungszahl der Mutteranlageflächen zustande kommt. Die Erfassung der Einzelkomponenten konnte durch eine schrittweise Demontage mit nachfolgenden Messungen realisiert werden. Zuerst wurde der RWDR, danach die RRKL samt Rotor und zum Schluss der Nilos-Ring entfernt. Somit kam es zu keiner montagebedingten Änderung der Hauptlagervorspannung.

Die Hauptlagerung des Elisa-Eins-Motors wurde nicht, wie in Bild 4 dargestellt, auf Block vorgespannt, sondern per Drehmomentschlüssel eingestellt. Bedingt durch die diskreten Winkelpositionen des Schraubbrings ist das einzustellende Drehmoment mit einer Abweichung behaftet.

8. Auswertung

Die Gegenüberstellung der Messung mit den Berechnungen erfolgte für die Hauptlagerung des Urmotors und der Elisa-Motoren. Für den LeiRaMo-Motor liegen bisher nur Messungen einer vergleichbaren Radlagereinheit vor. Da die Last der Nebenlagerung unterhalb der für die Berechnung notwendigen Mindestlast liegt und deren Reibanteil insgesamt klein ist, wird vorerst auf einen rechnerischen Vergleich verzichtet. Eine Berechnung des Reibmoments der Dichtungen ist nur mit genauer Kenntnis der Andruckkraft, der Kontaktbreite und der Reibungszahl möglich. Diese Faktoren sind stark abhängig vom Fertigungszustand, der Montage, vom Verschleiß- und Schmierungsstatus. Bei berührenden federnden Axialdichtungen, wie einem anschleifenden

Nilos-Ring und dem V-Ring ist eine Berechnung ohne messtechnische Erfassung der Andruckkraft nicht ausreichend genau.

Bis auf den Nilos-Ring zeigen alle Komponenten des Urmotors eine erhöhte Anlaufreibung (siehe Bild 8). KRL, RWDR und der Nilos-Ring erzeugen einen ähnlich großen dominierenden Anteil an der Gesamtreibung. Die Reibung des Nilos-Rings ist durch seine Andruckkraft definiert, welche im eingelaufenen Zustand ganz verschwinden könnte. Die beiden RRKL erzeugen einen unbedeutenden Reibanteil, denn sie sind kaum belastet und bauartbedingt reibungsarm. Die KRL weisen eine hohe Reibung bei einer Drehzahl von 300 U/min auf. Dies kann auf eine hohe Bordreibung aller Wälzkörper im Mischreibungsgebiet und auf eine hohe temperaturbedingte Viskosität zurückzuführen sein. Das Reibmoment nimmt ab einer Drehzahl von 600 U/min kontinuierlich zu. Der lastunabhängige Einfluss der hydrodynamischen Reibung am Laufbahnkontakt wird deutlich erkennbar. Das berechnete Reibmoment stimmt mit dem Gemessenen überein, wenn die Annahme einer mit der Drehzahl zunehmenden Temperatur im Wälzlager von 40 °C bis 100 °C getätigt wird. Das Reibmoment des Nilos-Rings und des RWDRs ist großen Schwankungen unterworfen, die aus Temperaturschwankungen während der Messung des Komponentenaufbaus und aus ungleichen Temperaturen nach Wegnahme eines Reibelements entstanden sind [18].

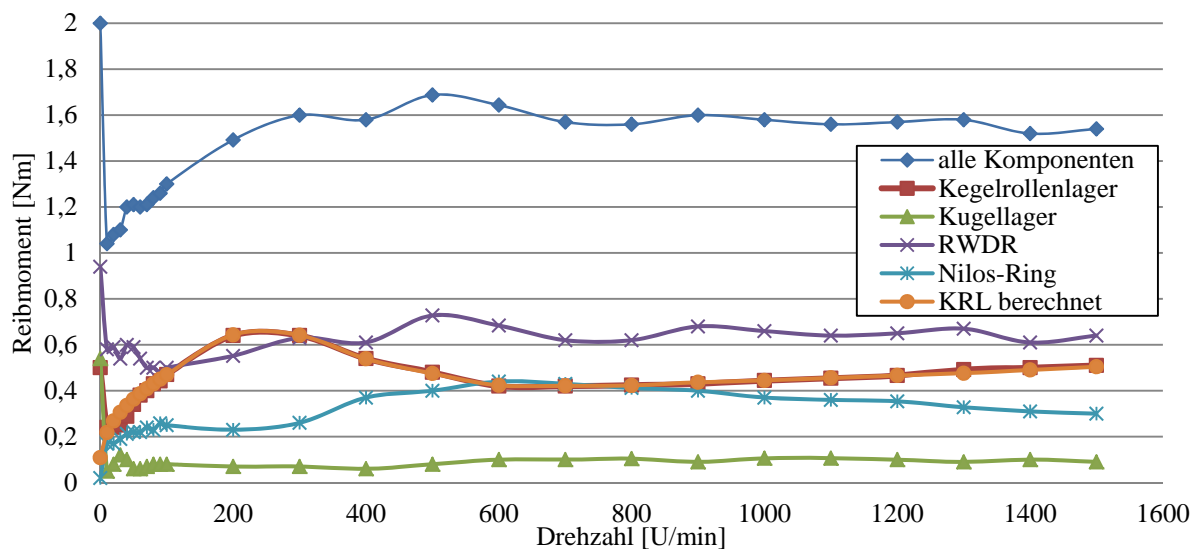


Bild 8: Reibmoment des Urmotors

Die SKL des Elisa-Eins-Motors haben ihr geringstes Reibmoment nahe des Stillstands (siehe Bild 9). Es erhöht sich mit steigender Drehzahl und geht in einen stagnierenden Wert über. Das berechnete Reibmoment hat einen ähnlichen Verlauf. Trotz höheren Reibdurchmessers ist das Reibmoment des V-Rings geringer als das des RWDRs des Urmotors. Das mit Abdeckscheiben versehene doppelreihige Schrägkugellager hat eine vergleichsweise geringe Reibung.

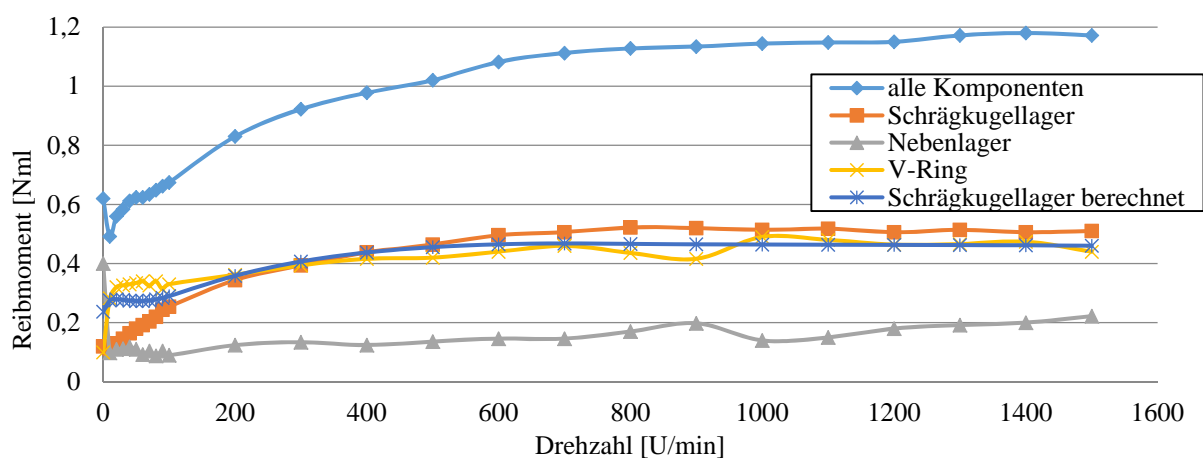


Bild 8: Reibmoment des Elisa-Eins-Motors

Das Reibmoment der Hauptlagerung des Elisa-Zwei-Motors ist im Vergleich zum Elisa-Eins-Motor etwas höher, denn der mittlere Lagerdurchmesser ist höher (siehe Bild 9). Das Reibmoment des Dünnringlagers ist trotz des

hohen Durchmessers viel geringer als das der Hauptlagerung. Der V-Ring hat bei einer Drehzahl von 300 U/min, bedingt durch den großen Reibdurchmesser und das Schergefälle der fettgeschmierten Dichtlippe, eine außerordentlich hohe Reibung. Im höheren Drehzahlbereich fällt die Reibung aufgrund der Fliehkraftentwicklung ab. Als ein Hersteller für V-Ringe gibt Trelleborg die Reibleistung von trockenlaufenden Dichtungen an. Das Reibmoment ist unter dieser Bedingung anfangs höher als bei Fettschmierung und sinkt infolge der Fliehkraftwirkung kontinuierlich ab [11].

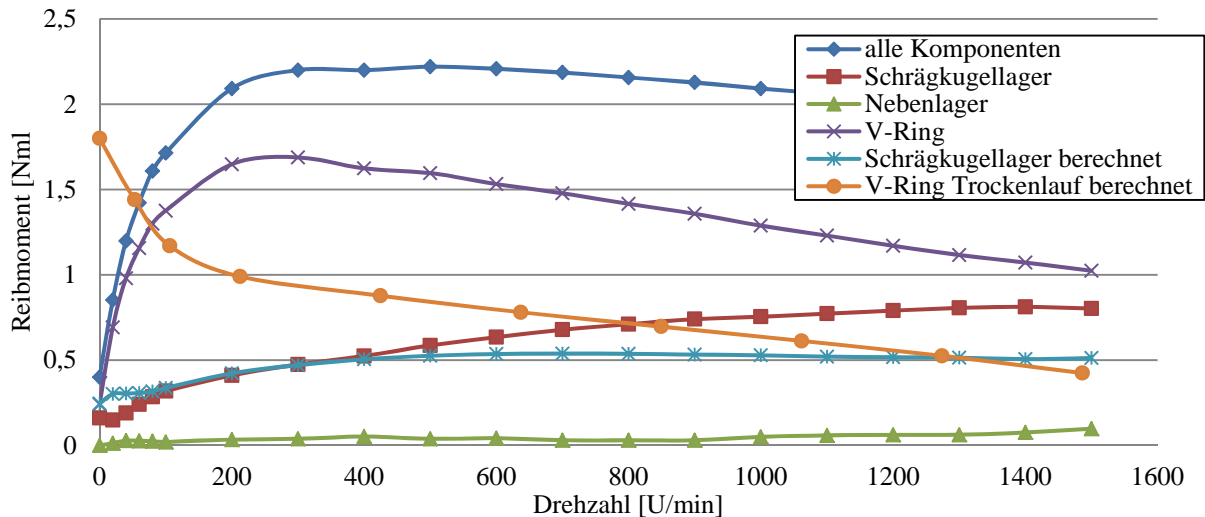


Bild 9: Reibmoment des Elisa-Zwei-Motors

Das Reibmoment des LeiRaMo-Motors wurde bisher nicht vermessen. Jedoch konnte das Reibmoment einer Radlagereinheit eines Mittelklassewagens aufgenommen werden, um erste Vergleiche ziehen zu können. Die RLE ist innenrotierend und für getriebene Achsen vorgesehen. Sie besitzt daher zwei Dichtstellen. Diese wurde mehrere Stunden eingelaufen. Das Reibmoment von ca. 2 Nm ist verglichen mit den vorherigen Motorlagerungen sehr hoch.

Der Motor Elisa-Eins hat im Vergleich zum Urmotor die geringsten Reibungsverluste, da der RWDR durch einen V-Ring ersetzt wurde und der Nilos-Ring entfallen ist (siehe Bild 11). Bedingt durch Messungenauigkeiten und ungleiche Betriebsbedingungen ist ein Vergleich von KRL und Schrägkugellagern nicht aussagefähig. Der Elisa-Zwei-Motor hat aufgrund des großen V-Rings einen größeren Reibungsverlust als der Urmotor. Bei Nenndrehzahl kann ein beliebiger Motor mit V-Ring keine Dichtungsreibung haben, wenn der V-Ring groß genug ist, um vollständig abzuheben. Jedoch ist bei geringer Drehzahl ein äußerst hohes Reibmoment zu erwarten [19, 20]. Der Reibungsverlust des LeiRaMo-Motors kann in derselben Größenordnung wie bei den Vorgängermotoren liegen, wenn die RLE reibungsarm ist. Würde die RLE berührungslose Abdeckscheiben haben, dann hätte diese Radlagerung einen geringen Reibungsverlust.

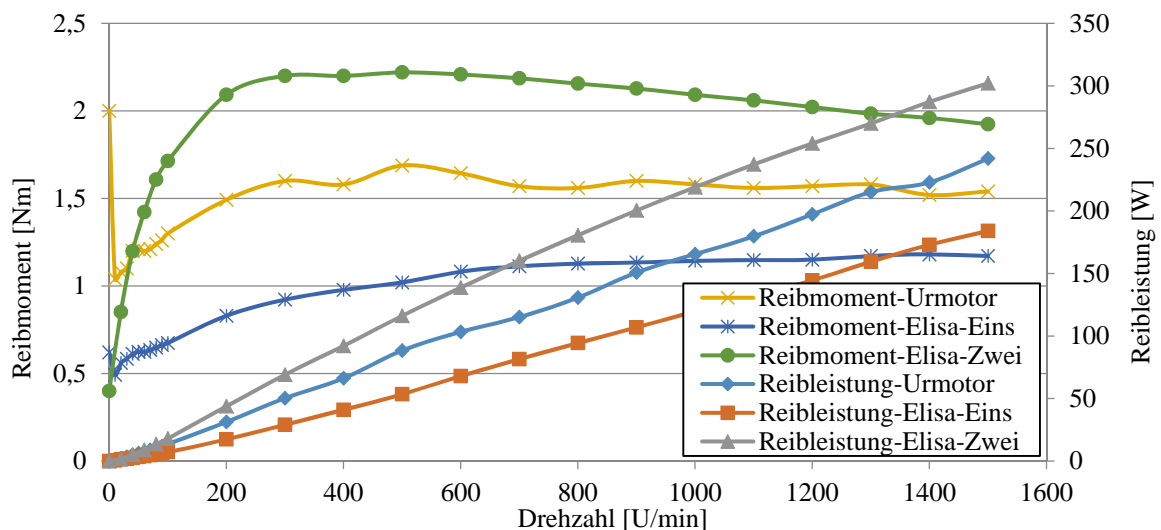


Bild 10: Vergleich der Reibmomente und Reibleistungen

9. Zusammenfassung

Es hat sich bei den Messungen gezeigt, dass das Reibmoment der Hauptlagerungen signifikant von der Drehzahl, der Temperatur und der Vorspannkraft abhängt. Die Viskosität des Grundöls oder die Konsistenz des Fettes wird durch die Temperatur und die Fettsorte beeinflusst. Somit ist die Reibung der Motorlagerungen immer im Zusammenhang mit den Betriebsbedingungen zu beurteilen. Bei Frost ist bspw. eine stark erhöhte Anlaufreibung zu erwarten. Die Nebenlagerungen weisen unabhängig vom Lagerdurchmesser eine sehr geringe Reibung auf. Die Anzahl aller berührenden Kontaktstellen der dynamischen Dichtungen eines Motors beeinflusst die Gesamtreibung maßgeblich. Ein reibungsarmer Radnabenmotor sollte aus Kugellagern, berührungslosen Dichtungen und einem V-Ring geringen Durchmessers bestehen.

Eine Erhöhung der Messgenauigkeit könnte zukünftig mittels berührender Temperatursensoren und einer verbesserten formschlüssigen Einstellung der Vorspannkraft erfolgen. Für die Dichtungsreibung können weiterführende Berechnungsansätze genutzt werden. Die Reibung bei unterschiedlichen Umgebungstemperaturen kann betrachtet werden. Eine Vermessung des LeiRaMo-Motors kann erfolgen.

Literaturverzeichnis

- [1] Kasper, Roland: Lightweight E-Motors for In-Wheel and other Mobile Drives. 15th International CTI Symposium, Berlin, 2016
- [2] Hinzelmann, Ralf; Kovacs, Norbert; Borchardt, Norman; Kasper, Roland: Generator mit Kombinationswicklung zur regenerativen Energiegewinnung aus Wasserkraft, 13. Magdeburger Maschinenbau-Tage, 2017
- [3] Höfner, Benedikt: Integrations- und Systemanalyse elektrischer Radnabenantriebe für zukünftige Pkw-Elektrofahrzeuge, Dissertation, EAA – Forschungsberichte, Band 7, Aachen, Shaker Verlag, 2010
- [4] Zörnig, Andreas; Kasper, Roland: Konstruktion elektrischer Radnabenmotoren mit Luftspaltwicklung für Kraftfahrzeuge. Konstruktion, Zeitschrift für Produktentwicklung und Ingenieur-Werkstoffe, Springer, VDI-Verlag, 6/2015
- [5] <http://www.skf.com>, (Zugriff am 17.08.2017)
- [6] Deters, Ludger; Bartel, Dirk: Grundlagen der Tribologie, Vorlesung, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, 2006
- [7] Palmgren, Arvid: Grundlagen der Wälzlagertechnik, Stuttgart, Franckh'sche Verlagshandlung, 3. neubearbeitete Aufl., 1964
- [8] <http://www.kmf-bearings.de>, (Zugriff am 26.04.2017)
- [9] Schaeffler Technologies AG & Co. KG: Wälzlagerpraxis. 4. Auflage, Mainz: Vereinigte Fachverlage GmbH, 2015
- [10] <http://www.nilos.com>, (Zugriff am 17.08.2017)
- [11] <http://www.trelleborg.com>, (Zugriff am 17.08.2017)
- [12] Zörnig, Andreas; Hinzelmann, Ralf; Kasper, Roland: Methodische Konstruktion eines Radnabenmotors mit Radialfluss-Luftspaltwicklung für Kleinwagen. 14. Gemeinsames Kolloquium Konstruktionstechnik 2016, Rostock
- [13] Borchardt, Norman; Penzlin, Bernhard; Zörnig, Andreas; Heinemann, Wolfgang; Kasper, Roland: Entwicklung und Validierung eines BLDC Radnabenmotors mit Luftspaltwicklung. 11. Magdeburger Maschinenbau-Tage, 2013
- [14] Borchardt, Norman: Modellierung, elektromechanische Auslegung und Validierung eines Radnabenmotors mit nutenloser Luftspaltwicklung und hoher gravimetrischer Leistungsdichte, Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, 2014
- [15] <http://www.fag.de>, (Zugriff am 18.08.2017)
- [16] SKF: SKF hub bearing units for automotive and industrial applications, PUB 10/P1 15759 EN, Juni 2015
- [17] <http://www.fuchs.com>, (Zugriff am 17.08.2017)
- [18] Hinzelmann, Ralf: Wälzlagerungen in Radnabenantrieben, Diplomarbeit, Fakultät für Maschinenbau, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, 2013
- [19] Fraser, A.: In-Wheel Electric Motors, The Packaging and Integration Challenges, Protean Electric Ltd, 10th International CTI Symposium, Berlin, 2011
- [20] Zörnig, Andreas; Dinh, Duc Tran; Duc, Viet Nguen; Höllwarth, Sebastian; Kasper, Roland: Der Ringmotor mit Luftspaltwicklung als Direktantrieb für Fahrzeuge, 12. Magdeburger Maschinenbau-Tage, 2015

Über die Bewegung der dynamischen imitierten Stands

Professor Michail Juschkov ¹⁾, Studentin Victorija Petrowa ¹⁾

¹⁾ Staatliche Universität Sankt-Petersburg, Russland, yushkovmp@mail.ru, vikkka97@mail.ru

Zusammenfassung

Der Bericht untersucht die Dynamik der geladenen Stewart-Plattform. Differentialgleichungen der Bewegung werden präsentiert. Direkte und indirekte Dynamik-Aufgaben werden gelöst. Es wird gezeigt, dass der stabile Betrieb des Standes nur mit der Einführung von Feedback möglich ist. Feedbacks werden gebildet. Die Ergebnisse der numerischen Berechnungen werden präsentiert.

Schlüsselwörter: die Stewart-Plattform, das Feedback

1. Einleitung

Weit verbreitet sind in der Gegenwart die dynamischen imitierten Stands, die für die Schulungen und die Ausbildung von Astronauten, Piloten und Fahrern von verschiedenen Fahrzeugen erfolgreich eingesetzt werden. Es ist besonders wichtig, diese Stands für die Entwicklung von Fähigkeiten des Verhaltens in Not- und Krisensituationen zu verwenden. Die Diskussion über die Dynamik dieser Stände wird in diesem Bericht beleuchtet.

Der zentrale Teil dieser Anlagen ist bekannterweise die Stewart-Plattform [1]. Die Schwierigkeit der Untersuchung der geladenen Stewart-Plattform kann damit erklärt werden, daß einerseits ihre Bewegung dem Verhalten eines einfachen Pendels in der oberen Position ähnelt, und andererseits, daß das zu untersuchende System hochgradig nichtlinear ist.

2. Die Bewegungsgleichungen der geladenen Stewart-Plattform

Auf dem Bild.1 wird eine Übersicht der geladenen Stewart-Plattform dargestellt, die ein Stiel (eins von sechs) variabler Länge zeigt. Führen wir einen festen und einen beweglichen Koordinatensystem ein. Plattformposition im Raum wird durch die Position des Pols und der Gier-, Nick- und Rollwinkel $x_0, y_0, z_0, \psi, \theta, \varphi$ bestimmt.

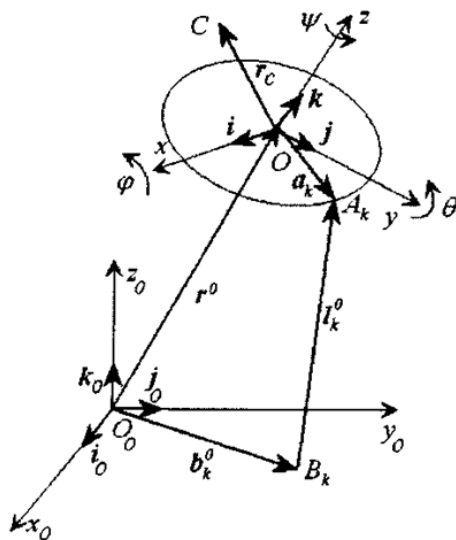


Bild. 1

Zur Herstellung von Differentialgleichungen der Bewegung verwenden wir die Theoreme über die Bewegung des Massenmittelpunktes und über die Änderung des Hauptdrehimpulses in der Relation zum Massenmittelpunkt [2] (siehe auch Bezeichnungen in Bild.1):

$$m(\vec{w}_0 + \vec{\omega} \times \vec{r}_c + \vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r}_c)) = \sum_{k=1}^6 F_k \vec{e}_k^0 - mg\vec{k}_0 \quad (1)$$

$$\frac{d^* \vec{l}'_c}{dt} + \vec{\omega} \times \vec{l}'_c = \sum_{k=1}^6 F_k (\vec{a}_k - \vec{r}_c) \times \vec{e}_k, \quad \vec{l}'_c = \begin{pmatrix} A & 0 & 0 \\ 0 & B & 0 \\ 0 & 0 & C \end{pmatrix} \cdot \vec{\omega}. \quad (2)$$

Hier sehen wir die Beschleunigung \vec{w}_0 des Punktes O , die Winkelgeschwindigkeit $\vec{\omega}$ der Plattform, der Wert F_k der Kraft, die auf der Plattform seitens des Stiels wirkt, die Beschleunigung g der Schwerkraft, der Einheitsvektor \vec{e}_k des Vektors $\overrightarrow{B_k A_k}$, die Masse m und die zentralen Hauptträgheitsmomente A, B, C der geladenen Plattform. Die lokale Ableitung wird vom „Sternchen“ markiert. Die Gleichungen (1) und (2) werden in skalare Form geschrieben und durch Ausdrücke

$$\begin{aligned} \dot{\psi} &= \frac{(\omega_z \cos \varphi - \omega_x \sin \varphi)}{\cos \theta}, \\ \dot{\theta} &= \omega_z \sin \varphi + \omega_x \cos \varphi, \\ \dot{\gamma} &= \omega_y + tg \theta (\omega_x \sin \varphi - \omega_z \cos \varphi) \end{aligned} \quad (3)$$

ergänzt stellen ein System von Differentialgleichungen der Zwölften Ordnung, welche eine Beschreibung der beladenen Plattform bei den vorbestimmten Kräften ermöglichen.

3. Direkte und umgekehrte Aufgabe der Dynamik

Beginnen wir mit der direkten Aufgabe der Dynamik. Darunter verstehen wir die Findung der Kräfte für eine gegebene Bewegung des Systems. Nehmen wir die einfachste Referenz-Bewegung des Stands in der Form der vertikalen harmonischen Schwingungen. Für die Vollständigkeit der Forschungsarbeit wird das System der Differentialgleichungen in der dimensionslosen Form geschrieben. Als Einheit der Länge wird das empfangene Radius R des Kreises genommen, auf dem die unteren Enden der Stiele sich befinden. Als Einheit der Kraft wird die Schwerkraft mg des gesamten Systems genommen, die dimensionslose Zeit ist $\tilde{t} = \omega t$, $\omega^2 = g/R$. Als „Welle“ wurden alle dimensionslose Variablen gekennzeichnet. Wir glauben, dass das Zentrum der Masse des Systems über dem Punkt O befindet.

Lassen wir die Bewegung

$$\tilde{z}_0(t) = 0.2 \sin \tilde{t} (1 - e^{-\tilde{t}/2})^2 \quad (4)$$

ausführen. Die vertikale Bewegung $\tilde{z}_0(t)$ wird in solcher Form dargestellt, damit in der Anfangszeit die Geschwindigkeit und die Beschleunigung der Plattform bei Null stehen würde. Andernfalls würde in der anfänglichen Zeit sofortige Anwendung der Kraft erforderlich sein, welche einen Sprung hat.

Bei der Verwendung für die Lösung dieser Aufgabe des Pakets MATHEMATICA, sehen wir, dass die Formel des analytischen Ausdrucks \tilde{F} des Aufwands im Stiel (wegen der Symmetrie der Aufgabe der Kraftaufwand in allen Stiels gleich ist)

$$\tilde{F} = \tilde{F}(t) \quad (5)$$

sich über zwei Drittel der Seite erstreckt, wobei die grafische Änderung dieser Aufwand auf Bild. 2 gezeigt wird.

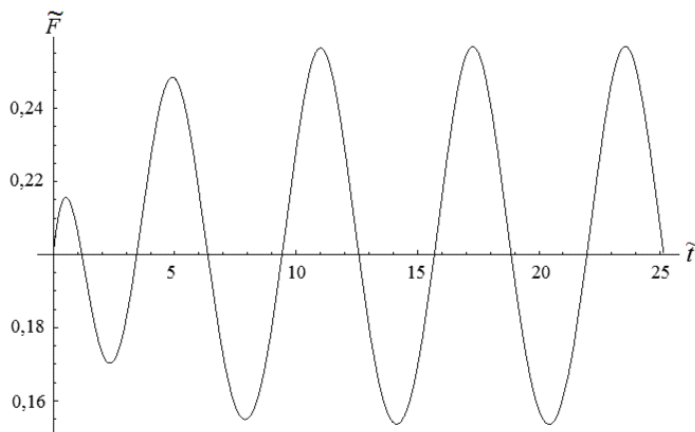


Bild. 2

Nun beschäftigen wir uns mit der Lösung der umgekehrten Aufgabe, das heißt, mit der Bestimmung der Bewegung, welche mit den Differentialgleichungen (1), (2), (3) beschrieben werden, wenn der Kraftaufwand in den Stielen gegeben sind. Versuchen wir, unter Verwendung der Bemühungen seitens der Stiele vertikale harmonische Schwingungen mit der Frequenz $\tilde{\omega} = 1$ in der Plattform zu erreichen. Es ist offensichtlich, dass eine solche Bewegung durch eine harmonische Pulsation der Stiele mit der Frequenz $\tilde{\omega}$ bereitgestellt werden kann. Wir definieren das Gesetz der Veränderung der Anstrengungen in der Form von

$$\tilde{F}(t) = 0.2005183473076731 + 0.0001\sin \tilde{t}, \quad \tilde{t}m = 8\pi, \quad (6)$$

wo $\tilde{t}m$ die Zeit der Bewegung, und der Wert des konstanten Summands der Anstrengung des Stiels im Gleichgewicht entspricht. Dann erhalten wir die Lösung, welche in der Bild.3 dargestellt wird.

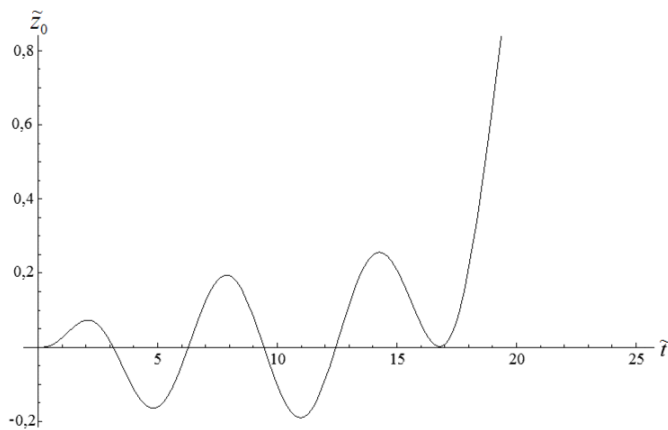


Bild. 3

Ein unerwartetes Ergebnis, das wir hier beobachten, ist ein schneller Weggang der Plattform nach oben, der nach einiger Zeit passiert. Das geschieht ohne Schwingung, obwohl auf die Plattform die Kräfte wirken, welche nach dem harmonischen Gesetz sich variieren! Es ist interessant herauszuheben, dass im Fall der Einstellung der Kräfte in den Stielen nach dem Gesetz (5), was die Lösung des umgekehrten Aufgabe ist, die Bewegung gemäß der Abhängigkeit (4) geschieht. Der Grund für das festgestellte Auftretens des Weggangs der Plattform nach oben wurde im früheren Bericht, bei der letzten Konferenz diskutiert [3]. Erst die Einführung der Rückverbindungen macht es möglich, stabile vertikale Schwingungen zu erreichen.

4. Herstellung des Feedbacks

Das Ziel der Steuerung ist eine vorbestimmte Bewegung der Plattform. Durch die vorbestimmte Bewegung, durch die Lösung der direkten Aufgabe der Dynamik können die Kräfte $F_k^p(t)$, $k = \overline{1,6}$, gefunden werden, welche man zu den Stiele anlegen soll. Durch den Index "p" wird die Programm-Bewegung gekennzeichnet. Allerdings ist diese Methode der Steuerung nicht möglich, da, wie oben erwähnt, auch die einfachste Bewegung der Plattform in der Form der vertikalen Schwingung instabil ist. Es wird deshalb empfohlen, Feedbacks in der Form

$$F_k(t) = F_k^p(t) + G \left(l_k^p(t) - l_k(t) \right), \quad k = \overline{1,6}, \quad (7)$$

einzuführen, wo $l_k^p(t)$ die Programmlängen der Stihle, $l_k(t)$ Länge, welche während der Bewegung gemessen werden, G ein Rückkopplungskoeffizient.

Durch die Verwendung des numerischen Experimenten zeigen wir, dass die Einführung des Feedbacks (7), erlaubt uns, die vorhandene Oszillationen der Plattform in Vertikal zu stabilisieren, definiert als

$$z_0^p(t) = 0.2 \sin t. \quad (8)$$

Reizen wir programmatische Bemühungen, indem wir ihnen die Kräfte

$$\Delta F_k^p(t) = \delta \sin \left(2t + \frac{k\pi}{3} \right), \quad k = \overline{1,6}, \quad (9)$$

hinfügen. Die Stabilität der Bewegung in der Gegenwart dieser Reizungen wird durch die Einführung des Feedbacks (7) gewährleistet. Berechnungen ergaben, dass bei $\tilde{G} = \frac{GR}{mg} = 100$, $\delta = 0.04$ die Abweichungen $\tilde{G} = \frac{GR}{mg} = 100$, $\delta = 0.04$ (hier $z_0(t)$ ist die dimensionslose vorhandene Verkehr) durch ihren Modul nicht den Wert 10^{-5} überschreiten, und wenn $\tilde{G} = 30$, $\delta = 0.02$ die Größe $4 \cdot 10^{-5}$. Wir stellen fest, dass, wenn in (7) F_k^p nicht verfügbar sind, auch in diesem Fall die Abweichungen den Wert $6 \cdot 10^{-3}$ nicht überschreiten, wenn $\tilde{G} = 100$. Dies bedeutet, dass genaue Informationen über die Anstrengungen $F_k^p(t)$, welche die Bewegung gewährleisten, nicht notwendig sind.

Literaturverzeichnis

- [1] Stewart, D.: A platform with six degrees of freedom, Proc. of the Institution of mechanical engineers. London. Vol. 180, Nr 15, 1965, S. 371-386
- [2] Poljachov, N; Zegzhda, S.; Juschkov, M.: Theoretische Mechanik. 3.Aufgabe. Moskau: Jurait-Verlag. 2012 (russisch)
- [3] Yushkov, M.; Soltakhanov, Sh.; Zuev, S.: Investigation of vertical vibration oft he Stewart platform, „12.Magdeburger Maschinenbau-Tage“. 30.September und 01.Oktober 2015. Otto-von-Guericke-Universiät. Magdeburg. CD. File A8-2. 9p.
- [4] Soltakhanov, Sh.; Yushkov, M.; Zegzhda, S.: Mechanics of non-holonomic systems. A new Class of control systems, Berlin Heidelberg, Springer-Verlag. 2009. 329p.

On the stability of an unbalanced rotor with flexible shaft in massive compliant supports

Pasynkova I.A.¹⁾, Stepanova P.P.²⁾

¹⁾Saint Petersburg State University, Russia, iapasynkova@gmail.com

²⁾Saint Petersburg State University, Russia, polinastepanova@ya.ru

Summary

Symmetrical precessions of the unbalanced rotor in massive compliant supports are studied. The system "rotor-supports" has eight degrees of freedom. The influence of an internal friction and massive supports dynamic has been investigated with Hertz's types of non-linear restoring forces. Self-oscillations (autovibration) and chaotic dynamic have been obtained and confirmed by numerical calculations.

Keywords: rotor dynamic, stability loss, chaos, autovibration

1 Introduction

Forward synchronous whirling motion of an unbalanced rotor was studied by Pasynkova I.A.[1]. The influence of an internal friction was investigated for an unbalanced rigid rotor. The rotor with a flexible shaft in massive compliant supports was studied in [2] without taking damping into account. Outer friction consideration was introduced in [3]. The motion of an unbalanced rotor with flexible shaft in massive non-linear compliant supports influenced by internal and outer friction is studied in this paper using methods introduced in [1].

2 Model description and Equations of Motion

The rotor is considered to be a dynamically symmetric rigid body attached to a massless linearly elastic shaft. The shaft is mounted in massive compliant supports.

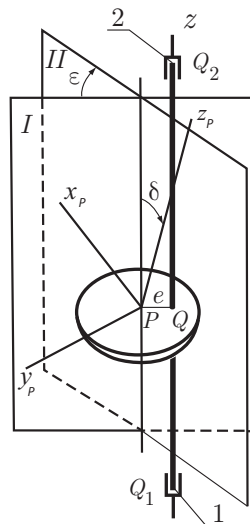


Figure 1: The rotor model

The rotor mass is M , the length of the shaft is L_r . Rotor inertia moments are J_p - polar and J_t - transverse. The rotor imbalance is determined by three values: e — static eccentricity is the displacement of rotor mass centre from its axis of rotation; δ — the angle between the axis of dynamic symmetry and the straight line that is parallel to the axis of rotation and goes through the rotor mass centre; ε — the angle between the plane of the angle δ and the plane that contains the axis of rotation and the mass centre. The points of shaft fixtures Q_j (supports) are considered to be point masses M_1 M_2 . The rotor is mounted vertically. The point Q of rotor attachment to the shaft is placed at a distance $e_j L$ from j -support, ($j = 1, 2$)

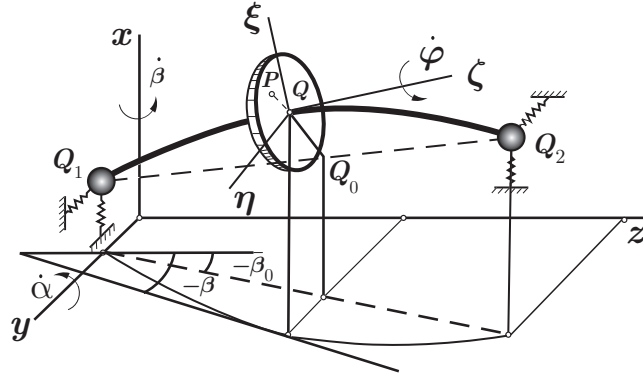


Figure 2: Scheme of coordinates system

where L is a distance between supports. If Q is outside of the j -support, then $e_j < 0$, so $e_1 + e_2 = 1$ is always true. The rotor angular velocity ω is constant and the displacement along the axis of rotation is negligible.

The system "rotor - supports" has eight degrees of freedom. The generalised coordinates can be taken as [1]: (x, y) — Cartesian coordinates of the point Q ; (α, β) — angles characterising the direction of the tangent line to the deformed shaft Q ; (x_j, y_j) — Cartesian coordinates of the supports, ($j = 1, 2$).

Let us introduce complex variables:

$$\begin{aligned} S &= x + iy, & S_j &= x_j + iy_j, \quad (j = 0, 1, 2) \\ \gamma &= \alpha + i\beta, & \gamma_0 &= \alpha_0 + i\beta_0. \end{aligned} \quad (1)$$

Let the compliant supports be isotropic so the restoring forces of j -support:

$\mathbf{R}_j = -F_j(|S_j|) \mathbf{n}_j$, S_j — the displacement of the point Q_j from it's equilibrium, $\mathbf{n}_j = \mathbf{S}_1/|\mathbf{S}_1|$ — the direction vector of S_j . The functions $F_j(|S_j|)$ are continuously differentiable and increasing ones and $F_j(0) = 0$. These functions can be linear or non-linear.

The outer friction forces are characterised by the dissipative function Φ_1 that is:

$$\Phi_1 = \frac{\tilde{\mu}_e}{2} (\dot{S}^2 + L^2 \dot{\gamma}^2) + \sum_{j=1,2} \frac{\tilde{\mu}_j}{2} \dot{S}_j^2, \quad (2)$$

where $\tilde{\mu}_e, \tilde{\mu}_j$ — outer friction coefficients for the rotor and supports respectively.

The dissipative function Φ_2 that defines the internal friction is:

$$\Phi_2 = \frac{\tilde{\mu}_i}{2} (|\dot{S} - i\omega S|^2 + L^2 |\dot{\gamma} - i\omega \gamma|^2), \quad (3)$$

where $\tilde{\mu}_i$ is the internal friction coefficient.

The equations of motions with respect to complex variables are:

$$\begin{aligned} M\ddot{S} + (\tilde{\mu}_e + \tilde{\mu}_i)\dot{S} - i\omega\tilde{\mu}_i S + c_{11}(S - S_0) + c_{12}(\gamma - \gamma_0) &= \\ &= M\omega^2 \exp(i\omega t), \\ J_t\ddot{\gamma} - iJ_p\omega\dot{\gamma} + (\tilde{\mu}_e + \tilde{\mu}_i)L^2\dot{\gamma} - i\omega\tilde{\mu}_i L^2\gamma + \\ + c_{12}(S - S_0) + c_{22}(\gamma - \gamma_0) &= (J_t - J_p)\delta\omega^2 \exp(i(\omega t - \varepsilon)), \\ M_1\ddot{S}_1 + \tilde{\mu}_1\dot{S}_1 + F_1(|S_1|) \frac{S_1}{|S_1|} &= \left(c_{11}e_2 - \frac{c_{12}}{L}\right)(S - S_0) + \left(c_{12}e_2 - \frac{c_{22}}{L}\right)(\gamma - \gamma_0), \\ M_2\ddot{S}_2 + \tilde{\mu}_2\dot{S}_2 + F_2(|S_2|) \frac{S_2}{|S_2|} &= \left(c_{11}e_1 + \frac{c_{12}}{L}\right)(S - S_0) + \left(c_{12}e_1 + \frac{c_{22}}{L}\right)(\gamma - \gamma_0). \end{aligned} \quad (4)$$

$$(5)$$

Due to shaft linear elasticity the third and the fourth equations (5) of the system are linear algebraic equations with respect to (S, γ) .

The exact solution can be found for (S, γ) and we can use this solution to exclude these variables from the system. In this case we obtain the system of two differential equations with respect to S_1, S_2 . Let us introduce non-dimensional time $\tau = \omega_0 t$ and non-dimensional variables $s_j = S_j/h$, where h is a specific small length, for example, the static eccentricity e or the value $L\delta$. The choice of ω_0 depends on the non-linearity of $F_j(|S_j|)$.

The system in non-dimensional form is:

$$\begin{aligned}
& \sum_{j=1,2} \left(\frac{d^2}{d\tau^2} (e_{3-j} s_j + \sigma_{1j} N_j) + (\mu_e + \mu_i) \frac{d}{d\tau} (e_{3-j} s_j + \sigma_{1j} N_j) - \right. \\
& \quad \left. - i \Omega \mu_i (e_{3-j} s_j + \sigma_{1j} N_j) + N_j \right) = d_1 \Omega^2 \exp(i \Omega \tau), \\
& \sum_{j=1,2} (-1)^j \left(\frac{d^2}{d\tau^2} (s_j + \sigma_{2j} N_j) + (k l (\mu_e + \mu_i) + i \Omega (l - 1)) \frac{d}{d\tau} (s_j + \sigma_{2j} N_j) - \right. \\
& \quad \left. - i \Omega k \mu_i l (s_j + \sigma_{2j} N_j) + e_j k l N_j \right) = l d_2 \Omega^2 \exp(i(\Omega \tau - \varepsilon)),
\end{aligned} \tag{6}$$

The following denotations were introduced in (6):

$$\begin{aligned}
l &= \frac{J_t - J_p}{J_t}, \quad k = \frac{M L^2}{J_t l}, \quad \Omega = \frac{\omega}{\omega_0}, \quad m_j = \frac{M_j}{M}, \\
\mu_i &= \frac{\tilde{\mu}_i}{M \omega_0}, \quad \mu_e = \frac{\tilde{\mu}_e}{M \omega_0}, \quad \mu_j = \frac{\tilde{\mu}_j}{M \omega_0}, \\
\sigma_{1j} &= \varkappa_{1j} M \omega_0^2, \quad \sigma_{2j} = \varkappa_{2j} L M \omega_0^2, \quad d_1 = \frac{e}{h}, \quad d_2 = \frac{L \delta}{h}
\end{aligned} \tag{7}$$

μ_e, μ_j - non-dimensional resistance coefficients, d_j - non-dimensional eccentricities and coefficients σ_{kj} depend on shaft stiffness coefficients.

Let us note that if the rotor is dynamically short ($J_t < J_p$) then $k < 0$ and if dynamically long ($J_t > J_p$) then $k > 0$.

And the operator N_j from (6) is:

$$N_j = m_j \ddot{s}_j + \mu_j \dot{s}_j + f_j(|s_j|) \frac{s_j}{|s_j|}, \tag{8}$$

where $f_j(|s_j|)$ are non-dimensional functions of non-linear forces.

3 Symmetrical precessions

Let us follow the method introduced by Pasynkova I.A.[1]. We can see that the system (6) admits an exact solution:

$$s_j = R_j \exp(i \varphi_j) \exp(i \Omega \tau), \quad j = 1, 2, \tag{9}$$

where R_j, φ_j are real constants, $R_j > 0$.

This solution represents a forward synchronous circular whirling motion.

The complex amplitudes $R_j \exp(i \varphi_j)$ determine conditions of equilibrium in coordinates that rotate with the rotor.

For the rotor attached to the elastic shaft Pasynkova I.A. determined conceptions of cylindrical, conic and hyperboloid precessions in dependence of a surface which is traced by the straight line of the non-deformed shaft $Q_1 Q_2$ [1].

The algebraic system with respect to $\exp(i \varphi_j)$ can be obtained by substituting the solution (9) into equations (6):

$$\begin{aligned}
& \sum_{j=1,2} (A_j + i \Omega C_j) R_j \exp(i \varphi_j) = d_1 \Omega^2, \\
& \sum_{j=1,2} (-1)^j (B_j + i \Omega D_j) R_j \exp(i \varphi_j) = d_2 \Omega^2 \exp(-i \varepsilon), \\
A_j &= \frac{f_j(R_j)}{R_j} - \left(e_{3-j} + m_j + \sigma_{1j} \frac{f_j(R_j)}{R_j} + \sigma_{1j} \mu_e \mu_j \right) \Omega^2 + \sigma_{1j} m_j \Omega^4, \\
B_j &= k e_j \frac{f_j(R_j)}{R_j} - \left(1 + k e_j m_j + \sigma_{2j} \frac{f_j(R_j)}{R_j} + k \sigma_{2j} \mu_e \mu_j \right) \Omega^2 + \sigma_{2j} m_j \Omega^4, \\
C_j &= \mu_j + \mu_e \left(e_{3-j} + \sigma_{1j} \frac{f_j(R_j)}{R_j} \right) - \sigma_{1j} (\mu_j + \mu_e m_j) \Omega^2, \\
D_j &= k \left(e_j \mu_j + \mu_e (1 + \sigma_{2j} \frac{f_j(R_j)}{R_j}) \right) - \sigma_{2j} (\mu_j + k \mu_e m_j) \Omega^2.
\end{aligned} \tag{10}$$

These coefficients do not depend on the internal friction coefficient μ_i .

Let us solve the system (10) with respect to $(\exp(i\varphi_1), \exp(i\varphi_2))$. Solutions are:

$$\exp(i\varphi_j) = \frac{\Omega^2 (d_1(B_{3-j} + i\Omega D_{3-j}) + (-1)^j d_2(A_{3-j} + i\Omega C_{3-j}) \exp(-i\varepsilon))}{R_j \Delta_\mu}, \quad (12)$$

$$R_j \neq 0, \Delta_\mu \neq 0,$$

where the determinant Δ_μ of the system (10) is:

$$\Delta_\mu = \sum_{j=1,2} (A_j B_{3-j} + I\Omega(A_j D_{3-j} + B_j C_{3-j}) - \Omega^2 C_j D_{3-j}). \quad (13)$$

From (12) one can get the expression for $\tan(\varphi_j)$:

$$\tan(\varphi_j) = \frac{(-1)^j ((\Omega C_{3-j} \cos(\varepsilon) - A_{3-j} \sin(\varepsilon)) d_2 + \Omega D_{3-j} d_1)}{B_{3-j} d_1 + (-1)^j (A_{3-j} \cos(\varepsilon) + \Omega C_{3-j} \sin(\varepsilon)) d_2}. \quad (14)$$

Let us use the identity $|\exp(i\varphi_j)| \equiv 1$ to get the expression for the dynamic response from (12). The analytical formula for the dynamic response is:

$$R_j = \frac{\Omega^2 \sqrt{K_j}}{|\Delta_\mu|}, \quad (15)$$

$$K_j = d_2^2 A_j^2 + d_1^2 B_j^2 + (d_2^2 C_j^2 + d_1^2 D_j^2) \Omega^2 +$$

$$+ (-1)^j 2 d_1 d_2 \cos(\varepsilon) (A_j B_j + \Omega^2 C_j D_j) +$$

$$+ (-1)^j 2 d_1 d_2 \Omega \sin(\varepsilon) (B_j C_j - A_j D_j), \quad (16)$$

In the absence of resistance ($\mu_e = 0, \mu_j = 0$) the determinant of the system (10) is equal to:

$$\Delta = A_1 B_2 + A_2 B_1. \quad (17)$$

The surface of $\Delta = 0$ presents in $\{\Omega, R_1, R_2\}$ -space the surface of nonlinear resonances that divides the space into domains where precessions have different character. If the supports $f_j(R_j)$ are linear then $\Delta = 0$ is the equation of the critical velocities.

Symmetric precessions occur when points Q_1, Q_2 trace the circles with the equal radiuses $R_1 = R_2 = R$. Let us consider that supports have identical characteristics $f_1 = f_2 = f, \mu_1 = \mu_2 = \mu, m_1 = m_2 = m$ and the rotor attached in the middle between the supports $e_1 = e_2 = 1/2$. In this case coefficients of the system (10) are equal: $A_1 = A_2 = A, B_1 = B_2 = B, C_1 = C_2 = C, D_1 = D_2 = D$.

In case of the moment unbalanced rotor $e = 0, \sigma \neq 0 \Rightarrow d_1 = 0$ the angle ε is undetermined and can be considered as zero. Let us set $h = L\delta$ then $d_2 = 1$. The outer friction exists in the rotor and supports. In the solutions (9) there is a solution $s_2 = -s_1$ ($R_1 = R_2 = R, \varphi_2 = \varphi_1 - \pi = \varphi$). In this case the surface traced by $Q_1 Q_2$ is the cone with the summit between supports and the precession is symmetrical conic.

The expression of dynamic response for symmetrical conic precession:

$$R = \frac{\Omega^2}{2} \frac{1}{\sqrt{B^2 + \Omega^2 D^2}}. \quad (18)$$

When the rotor is statically unbalanced but moment balanced $\delta = 0, e \neq 0$ then $d_2 = 0$. The outer friction exists in the rotor and supports. In this case in solutions (9) there is a solution $s_1 = s_2$ ($R_1 = R_2 = R, \varphi_1 = \varphi_2 = \varphi$) that present cylindrical precession. The expression of dynamic response for symmetrical conic precession:

$$R = \frac{\Omega^2}{2} \frac{1}{\sqrt{A^2 + \Omega^2 C^2}}. \quad (19)$$

4 Hertz's type non-linear characteristics of elasticity

Let us consider Hertz's type non-linear characteristics of elasticity in supports:

$$F_j(|S_j|) = c_0^{(j)} |S_j|^{3/2}, \quad (20)$$

In this case ω_0 for non-dimensional time expression is selected as: $\omega_0^2 = \frac{c_0^{(1)} \sqrt{h}}{M}$.

Non-dimensional functions in operator N_j (8) are:

$$f_j(|s_j|) \frac{s_j}{|s_j|} = \nu_j \sqrt{|s_j|} s_j, \quad \nu_j = \frac{c_0^{(j)}}{c_0^{(1)}}. \quad (21)$$

Coefficients A_j, B_j, C_j, D_j from (10) can be obtained from expressions (11) with $f_j(R_j)/R_j = \nu_j \sqrt{R_j}$.

5 Symmetrical conic precession

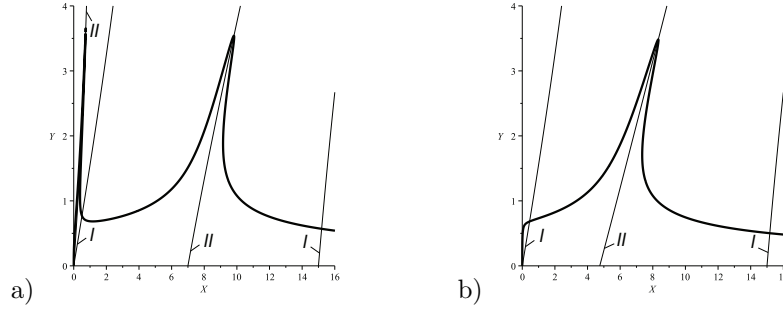


Figure 3: The dynamic response for the conic precession: a) "long", b) "short" rotor

On the figure 3 the dynamic response for symmetrical conic precession (18) is plotted with a) - $k = 0.8$, $m = 1$, $\sigma = 0.1$, $\mu_e = 0.02$, $\mu = 0.07$ and b) $k = -0.1$, $m = 1$, $\sigma = 0.1$, $\mu_e = 0.02$, $\mu = 0.07$. There are two resonances in case of the "long" rotor and one for the short. For the "long" rotor in [1] with massless supports there was only one resonance and no resonances for the "short" one. The last resonance corresponds to massive supports dynamic. When supports masses are small the last resonance is shifted to the area of big angular velocities. Only $B = 0$ (II on 3) from the set of around nonlinear resonances affects the conic precession and there are no resonances around $A = 0$ (I on 3).

Let us investigate the stability with standard linear analysis. One can obtain the equations of first approximation for the system (6). Characteristic polynomial of the system breaks down to the two independent eight degree polynomials. Constant terms a_8, b_8 do not depend on the internal friction coefficients. The set $\{a_8 = 0 \cup b_8 = 0\}$ is a bifurcation set as determines at least one zero root of the system. Intersection points of the dynamic response and the set determine stability borders.

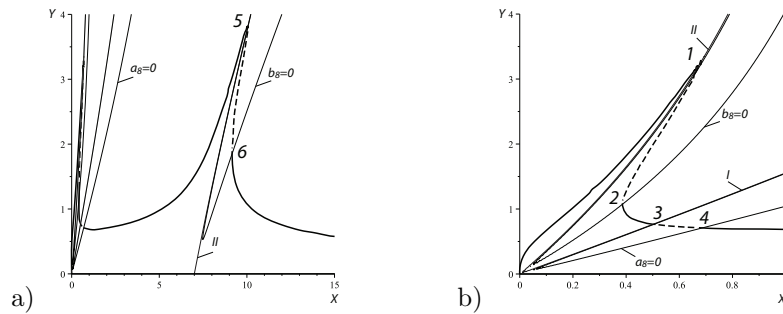


Figure 4: The dynamic response and stability borders for the conic precession: a) general view, b) first nonlinear resonance

The dynamic response for symmetric conic precession (bold line) and conditions $a_8 = 0$ and $b_8 = 0$ (thin line) are plotted on the Figure 4 with $k = 0.8$, $m = 1$, $\sigma = 0.1$, $\mu_e = 0.02$, $\mu = 0.07$.

Stability loss areas are obtained around nonlinear resonances curves I - $A = 0$ and II - $B = 0$ and curves I and II coincide with asymptotes of hyperbolas $a_8 = 0$ and $b_8 = 0$ respectively.

There is a amplitude "fall" between points "1" and "2" on the Figure 4 b) and between points "5" "6" on the Figure 4 a). This "fall" corresponds to "hard" type of stability loss. The bifurcation area between points "3" and "4" corresponds to the "soft" bifurcation and the stability loss occurs with segregation of two new stable regimes. These regimes can be found by plotting the section of the surface of solutions localisation $|\exp(i(\varphi_1 - \varphi_2))| \equiv 1$ and one of the curves $|\exp(i\varphi_1)| \equiv 1$ or $|\exp(i\varphi_2)| \equiv 1$ with the fixed X from this area. Intersection points of these curves determine possible regimes of precession motion.

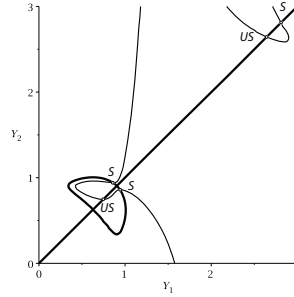


Figure 5: Bifurcations of symmetrical conic precessions, $X = 0.6$

On the Figure 5 $|\exp(i(\varphi_1 - \varphi_2))| \equiv 1$ is plotted with the bold line and $|\exp(i\varphi_2)| \equiv 1$ with the thin line and one can see that there is unstable regime correspondent to symmetric precession (US) and two stable regimes of non-symmetrical hyperboloidal (S).

6 Cylindrical precession.

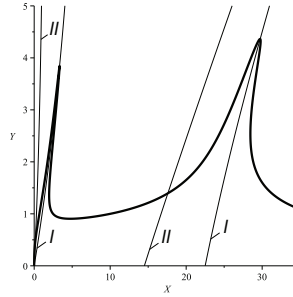


Figure 6: The dynamic response for the cylindrical precession

The dynamic response for the cylindrical precession is plotted with the bold line on the Figure 6 with $m = 0.4$, $\sigma = 0.1$, $\mu_e = 0.02$, $\mu = 0.07$, $k = 0.8$. The parameter k is not involved in the dynamic response expression for the cylindrical precession (19) so the response is the same for the "long" and the "short" rotors. k is defined to plot $B = 0$. Resonances are around $A = 0$ (I) and $B = 0$ does not affect the dynamic response.

In [1] in case of massless supports only one nonlinear resonance was obtained so when supports masses are taken into account there is an additional resonance.

On the figure 7 the dynamic response for the cylindrical precession and hyperbolas $a_8 = 0$ and $b_8 = 0$ are plotted with the bold and thin line respectively with $k = 0.8$, $m = 1$, $\sigma = 0.1$, $\mu_e = 0.02$, $\mu = 0.07$. The areas of instability are shown with dashed thin line. There is a "hard" character of stability loss between points "3", "4" and "7", "8", it occurs with the amplitude jump or fall. The "soft" bifurcation observed between "1", "2" (on b) and "5", "6" - in this case the stability loss is accompanied by occurrence of two stable equilibrium states which are localised on the hyperboloid surface so the precession changes its type to hyperboloidal.

Disregard the fact that only one of the nonlinear resonances I and II affects the dynamic response for conic and cylindrical precessions both I and II can affect the stability.

For conic and cylindrical precessions in case of massless supports there are only 2 branches of bifurcation hyperbolas of the set $\{a_8 = 0 \cup b_8 = 0\}$ as each of $a_8 = 0$ and $b_8 = 0$ have the second degree with respect to X [1]. With masses taken into account the degree of each $a_8 = 0$ and $b_8 = 0$ is four with respect to X so there can be 4 hyperbolas branches of $\{a_8 = 0 \cup b_8 = 0\}$. So the picture of stability loss is more complicated.

7 Autovibration

Let us consider the stability loss when X passes through the pure imaginary roots of the characteristics polynomials on the example of cylindrical precession. Characteristics polynomials P_j are eight-degree so they have pure imaginary roots when $\Delta_7(P_j) = 0$, where $\Delta_7(P_j)$ - is a seven-degree Gurvit's determinant.

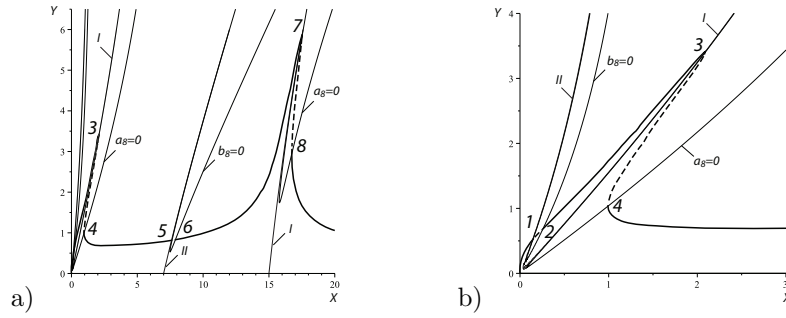


Figure 7: The dynamic response and stability borders for cylindrical precession: a) general view, b) the first nonlinear resonance

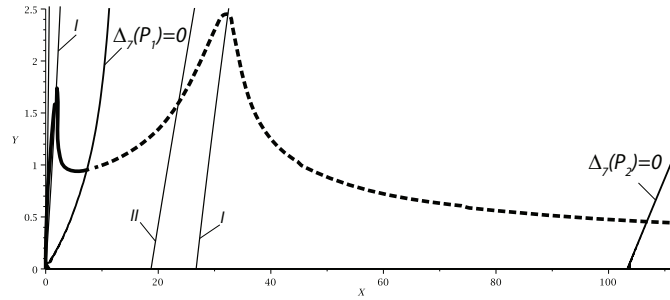


Figure 8: The dynamic response for cylindrical precession and $\Delta_7(P_1) = 0$, $\Delta_7(P_2) = 0$.

On the Figure 8 one can see the dynamic response, nonlinear resonances $A = 0$, $B = 0$ and curves $\Delta_7(P_j) = 0$ with $k = 0.8$, $m = 0.3$, $\sigma = 0.1$, $\mu_e = 0.1$, $\mu_j = 0.2$, $\mu_i = 0.3$, $l = 0.3$.

With selected parameters the common point for the dynamic response and $\Delta_7(P_1) = 0$ is lying in between-resonances area. Numerically checked that before this point all real parts of the characteristic polynomials roots are negative. After the point there is a pair of complex conjugacy roots of $P_1 = 0$ with the positive real parts. After the intersection point of the dynamic response and $\Delta_7(P_2) = 0$ there is one more pair of complex conjugacy roots of $P_2 = 0$. So the border of stability loss is determined by a smallest of the common points between the dynamic response and $\Delta_7(P_1) = 0$, $\Delta_7(P_2) = 0$.

Let us investigate the behaviour of the system after the common point for the dynamic response and $\Delta_7(P_1) = 0$.

The results of numerical integration with $X = \sqrt{\Omega} = 10$ is shown on the Figure 9. $R_1(\tau)$: a) first 200 revolutions; b) from 200 to 250 revolutions. Autovibration is set after 150 revolutions approximately and there is a correspondent limit cycle on the Figure 9 c) in the plane $\{R_1, \dot{R}_1\}$ of the six dimensional phase space $\{R_1, \dot{R}_1, R_2, \dot{R}_2, \varphi_1 - \varphi_2, \dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2\}$.

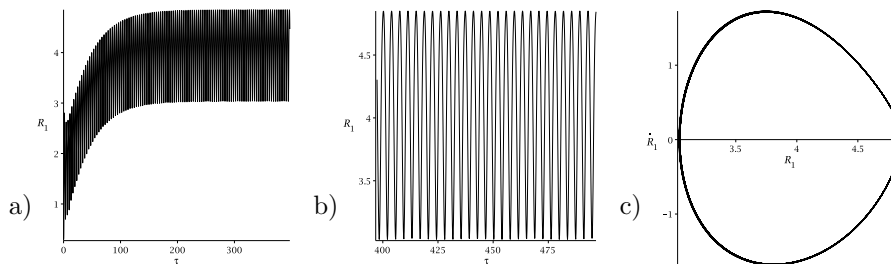


Figure 9: $X = 10$: a) $R_1(\tau)$ during 200 revolutions b) $R_1(\tau)$ from 200 till 250 revolutions, c) phase trajectory from 200 till 1000 revolutions

Let us investigate stability of the obtained limit cycle with Lyapunov's indexes. The sum of all indexes for the stable attractor should be negative and attractors that are not a dead-centre there should be at least one zero index. The positives indexes are the sign of chaos. The full set of Lyapunov's indexes was obtained by the Bennetin algorithm [4] with 300 iterations and the one revolution as a step:

$$\{0.0005, -0.0074, -0.008, -0.0271, -0.0989, -0.0989, -0.2774, -0.2775, -0.3183, -0.319, -0.3255, -0.3258, -0.3302, -0.3305, -0.4569, -0.457\}.$$

The results of numeric calculation with $X = 70$ are plotted on the Figure 13. Lyapunov's indexes set for 300 iterations from 350 revolutions:
 $\{0.003, -0.0191, -0.0198, -0.0328, -0.0308, -0.0323, -0.2413, -0.2427, -0.2703, -0.2716, -0.2988, -0.2996, -0.3204, -0.03208, -0.3327, -0.3334\}$. The first one tends to zero so the limit cycle is stable. Same results are confirmed by the numeric computations for time from 20000 to 20050 revolutions.

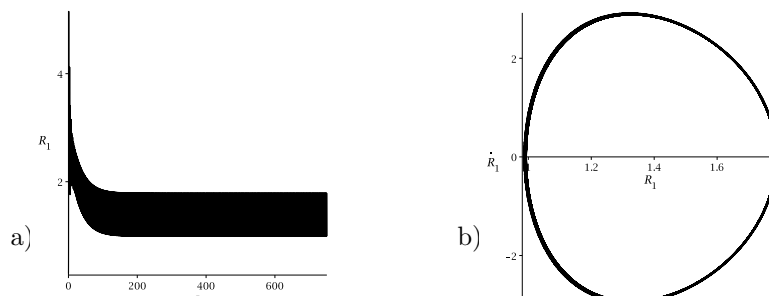


Figure 13: $X = 70$: a) $R_1(\tau)$ 1000 revolutions, b) limit cycle from 350 to 1000 revolutions

Conclusions

In practice the masses of the supports and the rotor are often comparable so it is important to consider "rotor - supports" system. In this article it has been shown that additional nonlinear resonances appear when supports masses are taken into account. The internal friction influence has also been investigated and it has been received that the internal friction leads to autovibration and chaotic vibration excitation.

Reference

1. *Pasynkova I. A.* The Dynamic of precession motion of an unbalanced rotor, Saint-Petersburg, 2014, (in Russian).
2. *Pasynkova I. A.* Whirling motion of a Jeffcott rotor with four degrees of freedom in massive compliant supports.// Magdeburger Maschinenbau-Tage. 11.-12. Oktober 2007 an der Otto-von-Guericke-Universitaet Magdeburg. Tagungsband. 2007. pp. 196-203.
3. *Stepanova P.P.* Precessions of an unbalanced Jeffcott rotor in massive compliant supports, Hertz type non-linear compliant characteristics. // Vestnik of Saint-Petersburg University ser.1, 2012, No. 4, pp. 125-132.
4. *Parker T.S., Chua L. O.* Practical Numerical Algorithms for Chaotic Systems. — NY: Springer Verlag, 1989. — 357 pp.

Entwicklung und Erprobung eines flexiblen Messverfahrens mithilfe FEM-gestützter Positionierung von Dehnungsmessstreifen

Sebastian Koch ¹⁾, Cornelius Irmischer ¹⁾, Dr.-Ing. Christian Daniel ¹⁾, Jun.-Prof. Dr.-Ing. Elmar Woschke ¹⁾

¹⁾Institut für Mechanik, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Deutschland, sebastian.koch@ovgu.de, 0391/6752409

Zusammenfassung

In diesem Beitrag wird eine Vorgehensweise präsentiert, die eine Optimierung der Positionierung von Dehnungsmessstreifen (DMS) mit Hilfe von FE-Simulationen erlaubt, um die in das System eingeleiteten Lasten bestmöglich messen zu können. Als Anwendungsbeispiel wird die Hinterachse eines Smart MC450 verwendet, welcher im Rahmen des Forschungsprojekts CoMo auf elektrische Antriebe umgerüstet wurde. Das verwendete Modell der angepassten Hinterachse dieses Forschungsfahrzeugs wird numerisch mit verschiedenen realitätsnahen, linear unabhängigen Lasten beaufschlagt. Anschließend werden mögliche Punkte ausgewählt, an denen DMS appliziert werden können. Dabei wird die Einbausituation im Fahrzeug berücksichtigt, um in späteren Arbeiten die Kräfte während der Fahrt ermitteln zu können. Die resultierenden Dehnungen auf Grund der eingeleiteten Lasten werden an den ausgewählten Punkten numerisch ausgewertet und für die Optimierung der Winkel und Positionen verwendet. Dabei ist es nicht zielführend, ausschließlich die Positionen mit der maximalen Dehnung zu suchen, sondern dafür zu sorgen, dass die gemessenen Dehnungen bei verschiedenen Lasten linear unabhängig sind. Unter Berücksichtigung der im Experiment auftretenden systematischen und zufälligen Fehler wird die beste Konfiguration ermittelt und auf einen eigens entwickelten Achsprüfstand appliziert. An diesem Prüfstand wird zum einen gezeigt, dass das Übertragungsverhalten numerisch vorausgesagt werden kann und zum anderen, dass die Lastkomponenten einer beliebigen Last ermittelt werden können. Das vorgestellte Konzept lässt sich auf andere Strukturen übertragen, außerdem sollen in weiterführenden Arbeiten die über die Räder in das Fahrwerk eingeleiteten Lasten bestimmt und mittels eines konventionellen Messrads validiert werden.

Schlüsselwörter: Messtechnik, Bauteillasten, Dehnungsmessstreifen, Finite-Elemente-Methode, Positionsoptimierung

1. Einleitung

Die messtechnische Bestimmung von Bauteillasten und -beanspruchungen ist ein wichtiger Aspekt des Maschinenbaus. Diese Größen werden sowohl für die Auslegung technischer Systeme als auch für die Validierung von Simulationen verwendet, weshalb eine geeignete Bestimmung auch heute noch Gegenstand der Forschung ist. Eine verbreitete Variante, die in ein Bauteil eingeleiteten Kräfte und Momente zu bestimmen, ist die Verwendung von DMS. Dazu werden diese auf die Oberfläche des Messobjekts appliziert, wodurch den DMS die auftretenden Dehnungen des Messobjekts aufgeprägt werden. Diese Dehnungen bewirken eine Änderung des elektrischen Widerstands, der leicht messbar ist, wodurch mit hoher Präzision auf die Dehnungen geschlossen werden kann. Somit messen DMS die Dehnung, die von den zu ermittelnden Messgrößen hervorgerufen wurden und erlauben so einen Rückschluss auf die Messgrößen selbst [1].

Im Bereich der Fahrzeugentwicklung spielen die Kräfte und Momente, die über die Reifen eingeleitet werden, eine zentrale Rolle. Diese äußeren Anregungen sind stark vom Fahrverhalten und der Fahrbahn abhängig und können mit kommerziellen Messrädern, welche DMS verwenden, ermittelt werden (CAEMAX, Kistler). Aus dem hohen Kosten dieser kommerziellen Messgeräte resultiert der Wunsch nach kostengünstigen Alternativen. Zum Beispiel zeigt die Arbeit von Späth [2] die Entwicklung eines Messrads für Traktoren, wohingegen Steinkampf [3] die Entwicklung eines Messkreuzes für die Bestimmung der Kräfte zwischen Arbeits- und Kraftmaschine beschreibt. In verschiedenen Arbeiten wurde gezeigt, dass geeignete DMS-Positionen mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode (FEM) ermittelt werden können [4, 5]. Dafür werden die erwarteten Dehnungen bestimmt und mit problemabhängigen Kriterien optimiert. Mit Hilfe dieser Optimierungen wird die Ergebnisqualität verbessert oder die Anzahl der benötigten Messstellen reduziert.

Als Anwendungsbeispiel wird in dieser Arbeit die Hinterachse eines Smart MC450 verwendet, welcher im Rahmen des Forschungsprojekts Competence in Mobility (CoMo) auf elektrischen Antrieb umgerüstet wurde. Die Fahrwerkslasten, die über das Rad eingeleitet werden, sollen mit DMS ermittelt werden. Anders als bei Messrädern werden diese DMS auf der Radachse appliziert. Das Übertragungsverhalten wird mit Hilfe der Finite Elemente Methode (FEM) berechnet und ein Vergleich aller ausgewählten Positionsmöglichkeiten durchgeführt. Das so bestimmte Übertragungsverhalten muss sowohl hohe Dehnungen als auch eine gute Kondition aufweisen. Zur

Optimierung dieser zwei Kriterien wird der Pareto-Ansatz verwendet, welcher mehrere Optimierungsparameter zu einem zusammenfasst. Da diese Vorgehensweise verschiedene Lösungen erzeugt, wird eine Fehlerberücksichtigung durchgeführt, welche die im Versuch auftretenden zufälligen und systematischen Fehler einbezieht. Die Anwendbarkeit des vorgestellten Optimierungskonzepts wird an einem Achsprüfstand, welcher die Achse des geplanten Versuchsfahrzeugs verwendet, nachgewiesen. Des Weiteren wird dort die hohe Genauigkeit des Messverfahrens gezeigt.

2. Theoretische Grundlagen

In dieser Arbeit werden die in das Bauteil eingeleiteten Lasten mit Hilfe der inversen Matrixmethode bestimmt. Dafür werden n_{Last} linear unabhängige Lasten F auf das Bauteil aufgebracht und die zugehörigen Dehnungen $\underline{\epsilon}$ mit n_{DMS} DMS gemessen. Die entstehende Übertragungsmatrix \underline{H} stellt einen linearen Zusammenhang zwischen Kraftvektor \underline{F} und Dehnungsvektor $\underline{\epsilon}$ dar

$$\underline{H} \cdot \underline{F} = \underline{\epsilon} \quad (1)$$

Durch Umstellen von Gleichung (1), kann aus den gemessenen Dehnungen auf die eingeleiteten Lasten geschlossen werden [6]

$$\underline{F} = \underline{H}^{-1} \cdot \underline{\epsilon} \quad (2)$$

Die Anzahl der notwendigen DMS n_{DMS} , um von der Dehnung eindeutig auf die gesuchten Kräfte schließen zu können, entspricht im Allgemeinen der Anzahl der auf das Bauteil wirkenden Lasten n_{Last} abzüglich der Lasten, die notwendig sind, um eine Starrkörperbewegung zu verhindern und ergibt sich im Raum (3D) zu

$$n_{\text{DMS}} = n_{\text{Last}} - 6. \quad (3)$$

Die Verwendung zusätzlicher DMS erlaubt eine Fehlerabschätzung. Werden zu wenig DMS bzw. zu wenige linear unabhängige DMS verwendet, kommt es zur Übersprechung, was bedeutet, dass die gemessenen Dehnungen nicht eindeutig auf die eingeleiteten Kräfte zurückgeführt werden können.

Allerdings kann auch die Geometrie Einfluss darauf haben, wie viele DMS benötigt werden. Als veranschaulichendes Beispiel zeigt Bild 1(a) einen einfachen Kragbalken im Raum, welcher am Ende mit 3 linear unabhängigen Kräften F_1 - F_3 , veränderlicher Größe, belastet wird. Jede dieser Lasten bewirkt ein anderes Dehnungsverhalten des Balkens. Wird ein DMS auf den Balken appliziert, misst er bei jedem Lastfall die auftretenden Dehnungen. Das bedeutet allerdings auch, dass eine gemessene Dehnung weder auf die Lastrichtung, noch auf die Größe zurückgeführt werden kann. Dafür werden mindestens 3 DMS benötigt, die linear unabhängige Dehnungen messen. Es ergibt sich ein Gleichungssystem nach (1). Die Übertragungsmatrix \underline{H} wird durch aufbringen von 3 definierten linear unabhängigen Lasten und Messen der zugehörigen Dehnungen ermittelt.

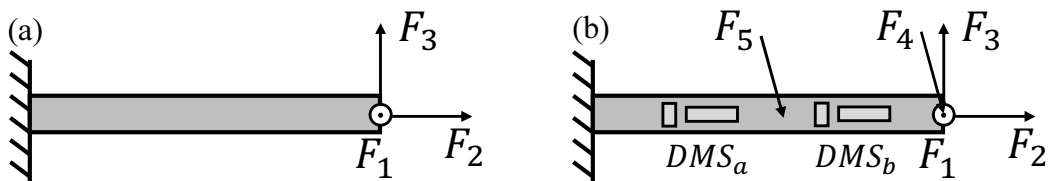


Bild 1: Eindeutig eingespannter Balken mit 3 linear unabhängigen Lasten am Balkenende

Wird eine zusätzliche Kraft F_4 am Ende des Balkens aufgebracht und von den Dehnungen auf die Kräfte geschlossen, wird die zusätzliche Kraft als Linearkombination der Ausgangslasten F_1 - F_3 ermittelt. Wird die zusätzliche Last F_5 an einem anderen Punkt aufgebracht muss zwischen zwei Fällen unterschieden werden. Die Kraft F_5 mit den DMS_a im Bild 1(b) zeigt den allgemeinen Fall, bei dem die zusätzliche Last zwischen Balkenende und den DMS eingeleitet wird. Die Dehnungen einer solchen Lasteinleitung würden als eine Kombination aus F_1 - F_3 interpretiert werden, obwohl sie eine andere Ursache haben. Um die gesuchten Kräfte dennoch ermitteln zu können, wird ein zusätzlicher DMS benötigt. Mit diesem zusätzlichen DMS, kann sowohl die Größe der gesuchten Kräfte F_1 - F_3 , als auch die Größe der zusätzlichen Kraft F_5 ermittelt werden. Jede zusätzliche Last, die keine Linearkombination von anderen einleitbaren Lasten ist, erhöht die Anzahl der benötigten DMS um 1.

Werden die DMS_b verwendet, wird ersichtlich, dass diese Aussage nicht allgemein gültig ist. Die zusätzliche Kraft F_5 wird im Bereich zwischen den DMS_b und der Einspannung eingeleitet, wodurch sich die Dehnungen im Bereich der DMS nicht ändern. Dies kann durch Bestimmung der Spannung und damit auch der Dehnung aus den Schnittgrößen leicht gezeigt werden. Somit ist ersichtlich, dass kein weiterer DMS benötigt wird.

Dieser Fall kann bei der untersuchten Achse angewendet werden, wenn die DMS am Radlager appliziert werden, denn die durch den Querlenker, das Federbein oder den Dämpfer eingeleiteten Kräfte werden an verschiedenen Punkten in die Achse eingeleitet und verursachen nur dann Dehnungen im Radlager, wenn die Lasten über das Rad (Radlasten), das am Radlager befestigt ist, übertragen werden. Bild 2 zeigt die Halbachse mit Radlager.

3. FEM basierte Abschätzung der Positionierung

Als Untersuchungsobjekt dient die Hinterachse eines Smart MC450, wobei aus Symmetriegründen nur die Hälfte verwendet wird. Die von den DMS gemessenen Dehnungen werden mit der FEM prädictiert. Das verwendete Modell ist in Bild 2 dargestellt. Für die statische Analyse mit 14000 Freiheitsgraden werden drei linear unabhängige Lastfälle betrachtet. Die resultierenden Vergleichsdehnungen sind in Bild 3 dargestellt. Für die DMS-Positionierung werden Punkte gewählt, die am realen Bauteil gut erreichbar sind und nicht direkt an Kanten liegen, um Spannungsüberhöhungen zu vermeiden. Außerdem befinden sich alle ausgewählten Punkte am Radlager, wodurch die Feder und der Dämpfer, welche im realen Fahrzeug verwendet werden, keinen Einfluss auf die gemessenen Dehnungen haben (siehe Abschnitt 2). Die gewählten Knoten sind in Bild 4 gezeigt. Für die Optimierung, welche mit MATLAB durchgeführt wird, werden Dehnungen in Richtung des DMS benötigt. Um verschiedene Richtungen einfach vergleichen zu können, wird der Dehnungstensor $\underline{\underline{\epsilon}}$ für jeden ausgewählten Punkt und jeden Lastfall ermittelt. Mit Hilfe von Gleichung (4) und dem Richtungsvektor t_{DMS} des DMS kann die Dehnung in der gewünschten Richtung ϵ_{DMS} ermittelt werden[5]

$$\epsilon_{DMS} = t'_{DMS} \cdot \underline{\underline{\epsilon}} \cdot t_{DMS}. \quad (4)$$

Diese Form der Voraussage der gemessenen Dehnungen lässt sich für beliebige FE-Knoten und Richtungen umsetzen. Allerdings werden bei dieser Methode die Dehnungen an exakt einem Knoten bestimmt. In der Realität wird die Dehnung über die Länge des DMS gemittelt, was bei hohen Dehnungsgradienten und großen DMS zu Fehlern führt. Um diesen Fehler zu verringern, werden kleine DMS verwendet. Des Weiteren erhöhen hohe Dehnungsgradienten, auf Grund von Fehlern bei der Positionierung, den Unterschied zwischen berechneter und experimentell ermittelter Übertragungsmatrix, wodurch sich die Aussagekraft der Positionsoptimierung verringert. Die Bestimmung der eingeleiteten Kräfte kann dennoch durchgeführt werden, indem die Übertragungsmatrix experimentell bestimmt wird.

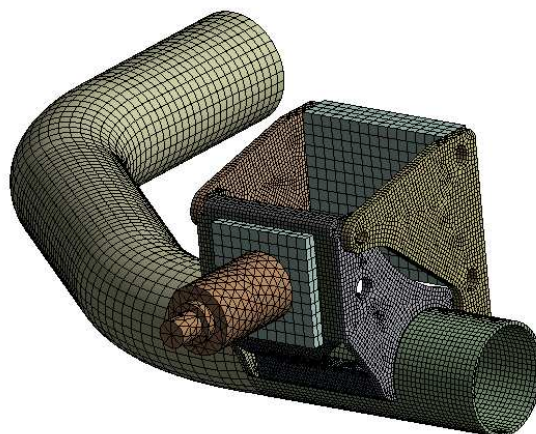


Bild 2: FE-Modell der halben Achse bzw. des Achsprüfstands

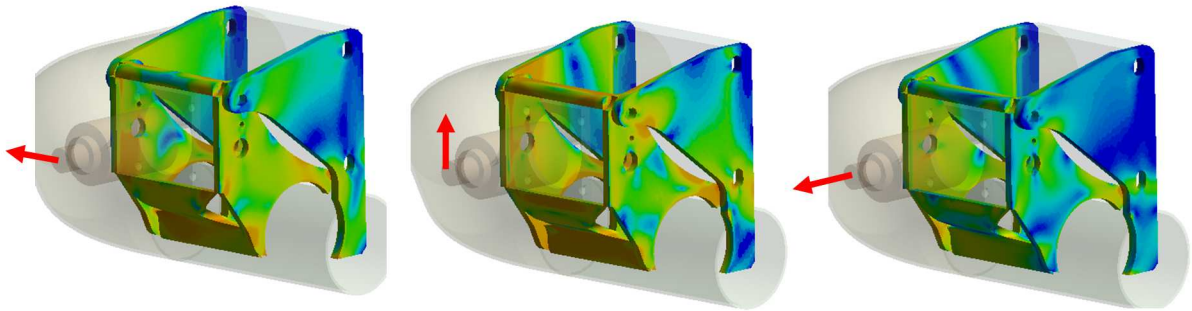


Bild 3: Resultierende Vergleichsdehnungen bei verschiedenen Lasten

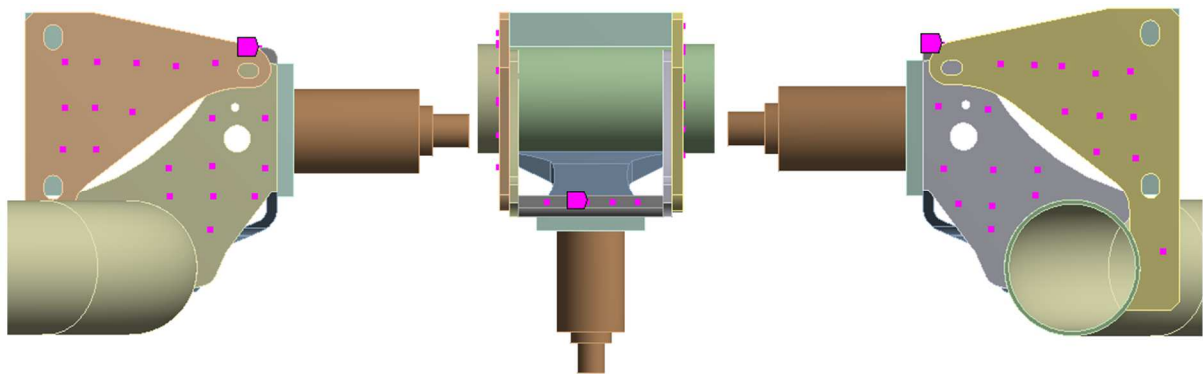


Bild 4: Ausgewählte Knoten für mögliche DMS-Positionen

4. Optimierung der DMS-Position

4.1 Optimierung

Zur Bestimmung der optimalen DMS-Position werden alle Kombinationen der ausgewählten DMS-Positionen und Winkel miteinander verglichen. Dazu muss gewählt werden, wie viele DMS auf dem Messobjekt positioniert werden sollen, welche Winkel zugelassen werden und an welchen Punkten eine Applikation möglich ist. Die Anzahl der verschiedenen Möglichkeiten wird im Abschnitt 4.2 gezeigt. In der vorliegenden Arbeit werden 5 DMS verwendet.

Zwei Kriterien zeichnen ein gutes Übertragungsverhalten aus. Zum einen sollen die gemessenen Dehnungen möglichst groß sein, damit die Rauscheffekte verglichen mit dem Messsignal klein sind, die Norm der Übertragungsmatrix \underline{H} soll demnach möglichst groß sein. Zum anderen sollen die gemessenen Dehnungen möglichst unabhängig voneinander sein, die Kondition der Übertragungsmatrix \underline{H} soll also möglichst klein sein.

Diese beiden Kriterien sind unabhängig voneinander und können im Allgemeinen nicht gleichzeitig erfüllt werden. Solche mehrkriteriellen Optimierungen, auch Pareto-Optimierungen, werden mittels Gewichtungsfaktoren c_i zu einer gemeinsamen Zielfunktion zusammengefasst. Die Norm und die Kondition der Übertragungsfunktion unterscheiden sich um mehrere Größenordnungen und werden deshalb mit einer beliebigen Anfangsübertragungsmatrix \underline{H}_0 normiert [7]

$$f = c_{Kondition} \cdot \frac{Kondition(\underline{H})}{Kondition(\underline{H}_0)} + c_{Norm} \cdot \frac{Norm(\underline{H}_0)}{Norm(\underline{H})} \rightarrow Min, \quad (5)$$

wobei die Summe der Wichtungsfaktoren gleich 1 ist. Es ist leicht zu sehen, dass das gefundene Optimum stark von den Wichtungsfaktoren und der Anfangsübertragungsmatrix, welche zufällig gewählt wurde, abhängt. Diese Abhängigkeit wird mit Hilfe einer Fehlerberücksichtigung, welche in Abschnitt 4.3 vorgestellt wird, beseitigt.

4.2 Permutationen

Die Anzahl der möglichen DMS-Winkel und -Positionen, die für die Optimierung verwendet werden, darf nicht zu groß gewählt werden, um die Permutationen $n_{\text{Permutation}}$ zu beschränken. Diese ergibt sich aus der Anzahl der verwendeten DMS n_{DMS} , der Menge der möglichen DMS-Position n_{gew} und der Anzahl der verschiedenen Winkel n_{Winkel} , welche die DMS auf dem Bauteil haben dürfen

$$n_{\text{Permutation}} = (n_{\text{Winkel}})^{n_{\text{DMS}}} \cdot \left(\frac{n_{\text{gew}}!}{(n_{\text{gew}} - n_{\text{DMS}})! \cdot n_{\text{DMS}}!} \right). \quad (6)$$

Die zulässigen Winkel haben einen entscheidenden Einfluss auf die Optimierungsdauer. Werden nur 0° und 90° als Winkel zugelassen, ist die Rechenzeit 32-fach geringer als wenn zusätzlich 45° und 135° zugelassen werden. Um die 3 linear unabhängigen Lasten erfassen zu können, müssen mindestens 3 DMS auf das Messobjekt appliziert werden. Nachfolgend werden 44 mögliche Punkte, 5 DMS und 4 Winkel (0° , 45° , 90° , 135°) verwendet, was einer Rechenzeit für die Positionsoptimierung von ca. 18h und ca. $1E9$ Permutationen entspricht. Die Rechenzeit der Positionsoptimierung ist damit deutlich größer als die Bestimmung der Dehnungstensoren mittels FEM, die nur wenige Minuten in Anspruch nimmt.

4.3 Fehlerberücksichtigung

Die Idee der Fehlerberücksichtigung beruht darauf, dass die Norm und die Kondition so gewählt werden, dass im Experiment die beste Bestimmung der eingeleiteten Lasten möglich ist. Dabei wird einbezogen, dass es im Experiment zu Messfehlern kommt. Als erstes werden die optimalen Positionen bei verschiedenen Wichtungsfaktoren und gleicher Anfangsübertragungsmatrix bestimmt.

In einem zweiten Schritt wird mit Hilfe der jeweiligen optimalen Übertragungsmatrix und gewählten Belastungen die zugehörige Dehnung mit Hilfe von Gleichung (1) bestimmt. Diese Dehnungen werden mit prozentualen Fehlern (5%) und absoluten Fehlern ($5e-5$) beaufschlagt

$$\varepsilon_{i,j} = \varepsilon_{i,j} \cdot (\pm f_{\text{rel}}) \pm f_{\text{abs}}. \quad (7)$$

Aus den fehlerbeaufschlagten Dehnungen werden die eingeleiteten Kräfte nach Gleichung (2) berechnet und mit den tatsächlich eingeleiteten Kräften verglichen. Der daraus resultierende Fehler soll minimiert werden. So wird diejenige Übertragungsmatrix ausgewählt, die am wenigsten sensitiv gegenüber dem angenommenen Messfehler ist.

Dabei ist zu beachten, dass die Fehler zufällig und nicht gleichgerichtet auftreten. Das bedeutet, wenn alle berechneten Dehnungen eine 5% höhere Dehnung als die berechnete erhalten, ergeben sich Fehler von 5%. Dafür werden alle Fehlerpermutationen berücksichtigt, was bedeutet, dass alle Vorzeichen von Gleichung (7) variiert werden. Die Konfiguration mit dem kleinsten Fehler ist in Bild 5 dargestellt. Diese Konfiguration wird auch am Prüfstand, welcher in Bild 6 dargestellt ist, verwendet. Der Wichtungsfaktor $c_{\text{Kondition}}$ sollte nicht Null gesetzt werden, andernfalls werden die erwarteten Fehler sehr groß.

4.4 Ausgewählte Knoten

Die mit der vorgestellten Methode ausgewählten Positionen sind in Bild 5 dargestellt. Es ist gut zu erkennen, dass 3 der 5 DMS auf einer Fläche appliziert werden, was auf die höheren Dehnungen in diesem Bereich zurückgeführt werden kann.

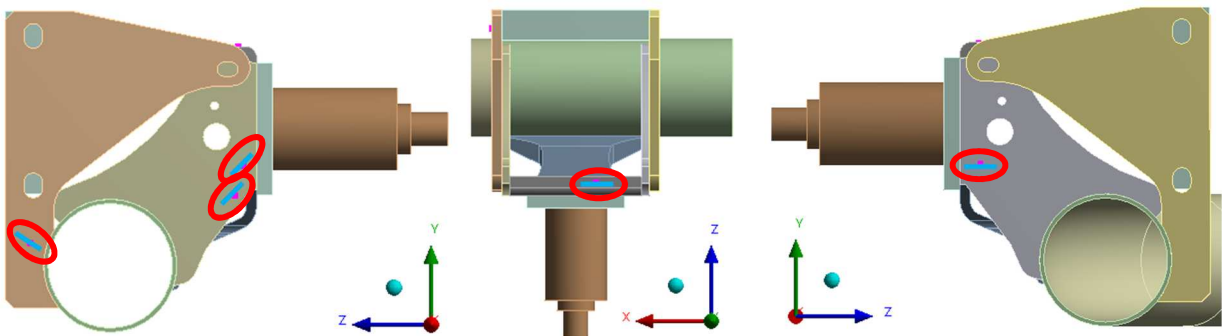


Bild 5: Ausgewählte DMS Positionen und Winkel

5. Vergleich des numerischen und experimentellen Übertragungsverhaltens

5.1 Versuchsaufbau

Die verwendete halbe Achse eines Smart MC450 ist in Bild 6 dargestellt. Mit Hilfe von 3 Spannschlössern (c) wird die Kraft in das Versuchsbauteil eingeleitet. Diese eingeleiteten Kräfte werden mit 3 Kraftmessdosen (b) (KAS von A.S.T. GmbH Dresden) gemessen. Die aus den eingeleiteten Kräften resultierenden Dehnungen werden mit Hilfe der DMS (a) bestimmt, welche an den vorher berechneten Positionen aus Bild 5 appliziert sind. Für die verwendeten Viertelbrücken wird die Dreileiterschaltung verwendet, welche gegenüber der Zweileiterschaltung den Einfluss der Kabeltemperatur und des Kabelwiderstandes reduziert. Ein Temperatureinfluss und ein Drift der gemessenen Dehnungen bei Langzeitmessungen lassen sich bei Viertelbrücken nicht vermeiden und erfordern häufiges Kalibrieren. Im realen Fahrzeug werden zusätzlich Federn und Dämpfer verwendet. Diese wurden im Prüfstand nicht nachgebildet, da sie im Bereich der DMS keine Dehnungen hervorrufen (siehe Abschnitt 2 - Beispiel eines eingespannten Balkens).

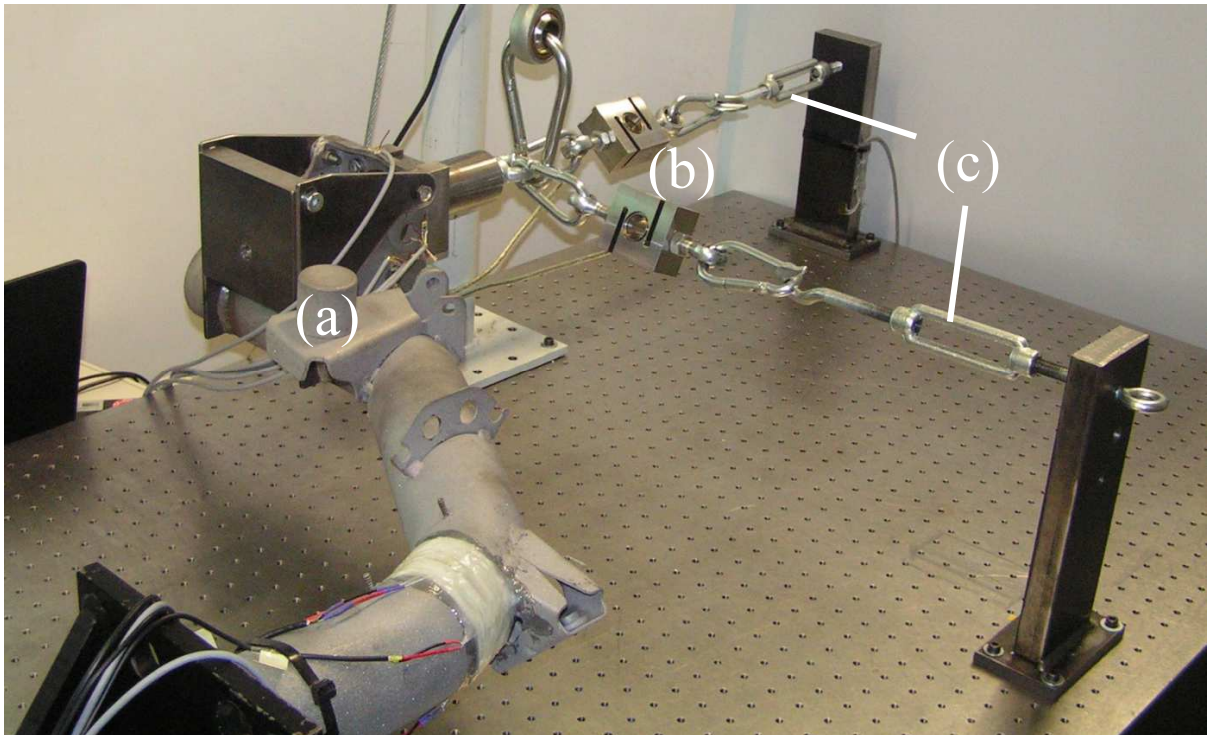


Bild 6: Achsprüfstand mit DMS-Matrixbeklebung, 3 Kraftsensoren und Spannschlössern zur Lasteinleitung

5.2 Vergleich der bestimmten Übertragungsverhalten

In einem ersten Schritt wird das Übertragungsverhalten ermittelt. Dazu werden die auftretenden Dehnungen bei Belastungen in einer Koordinatenrichtung bestimmt. Bild 7 zeigt die Be- und Entlastung in x-Richtung. Die anderen Koordinatenrichtungen bleiben unbelastet. Bild 8(a) zeigt den Kraft-Dehnungsverlauf von 5 DMS bei Belastung in x-Richtung. Der lineare Zusammenhang zwischen Kraft und Dehnung ist bei allen DMS gut zu erkennen. Bei DMS 3 ist oberhalb einer Belastung von 2700 N ein Plateau zu erkennen. Dieses resultiert aus dem Überschreiten des gewählten Messbereiches und sollte vermieden werden. Das Übertragungsverhalten in y und z Richtung ist in Bild 8(b) und Bild 8(c) dargestellt. Es ist deutlich zu erkennen, dass die Dehnungen in z-Richtung geringer sind als in x- und y-Richtung. Im Dehnungs-Kraft-Diagramm sind Abweichungen vom linearen Verhalten erkennbar. Es kann davon ausgegangen werden, dass die Berechnung der Belastung in dieser Richtung fehleranfälliger ist als in den anderen beiden Richtungen.

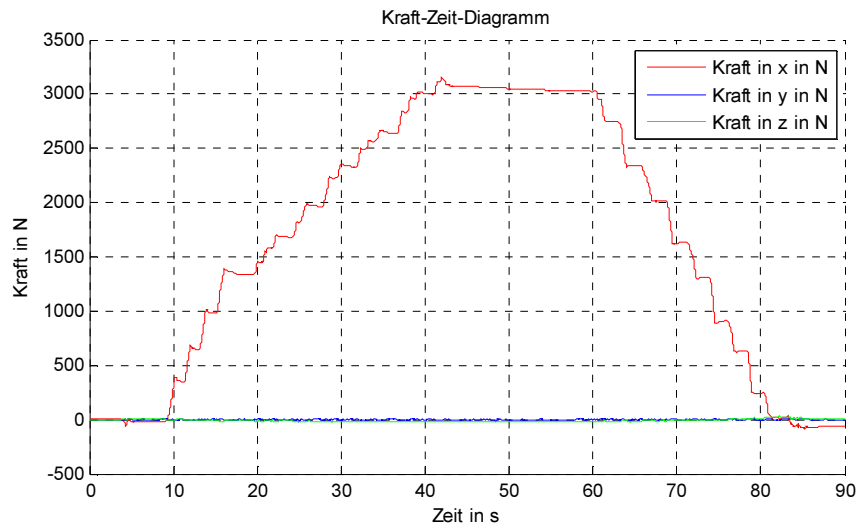


Bild 7: Be- und Entlastung in x-Richtung zur Bestimmung der Übertragungsmatrix

Das sich ergebende Übertragungsverhalten wird in Tabelle 1 dem numerisch bestimmten gegenübergestellt. Es ist gut zu erkennen, dass es deutliche Unterschiede zwischen den gemessenen und vorausgesagten Dehnungen gibt. Diese Unterschiede resultieren sowohl aus einem vereinfachten numerischen Modell als auch aus den Ungenauigkeiten bei der Positionierung der DMS am Prüfstand. Ein weiterer Fehler entsteht durch die Mittelung der Dehnungen über den DMS. Während numerisch die Dehnung an einem diskreten Punkt ausgewertet wird, wird sie im Experiment über die Länge des DMS gemittelt. Besonders bei Bauteilen mit starken Dehnungsgradienten, wie es bei der vorliegenden Achse der Fall ist (siehe Bild 3), treten solche Unterschiede auf. Das Dehnungsverhalten kann grob vorausgesagt werden, allerdings muss für die Nutzung der inversen Matrixmethode die experimentell ermittelte Übertragungsfunktion genutzt werden. Die Güte der vorgestellten Optimierung der DMS-Position, ist von der Voraussagbarkeit des Dehnungsverhaltens vom untersuchten Objekt abhängig.

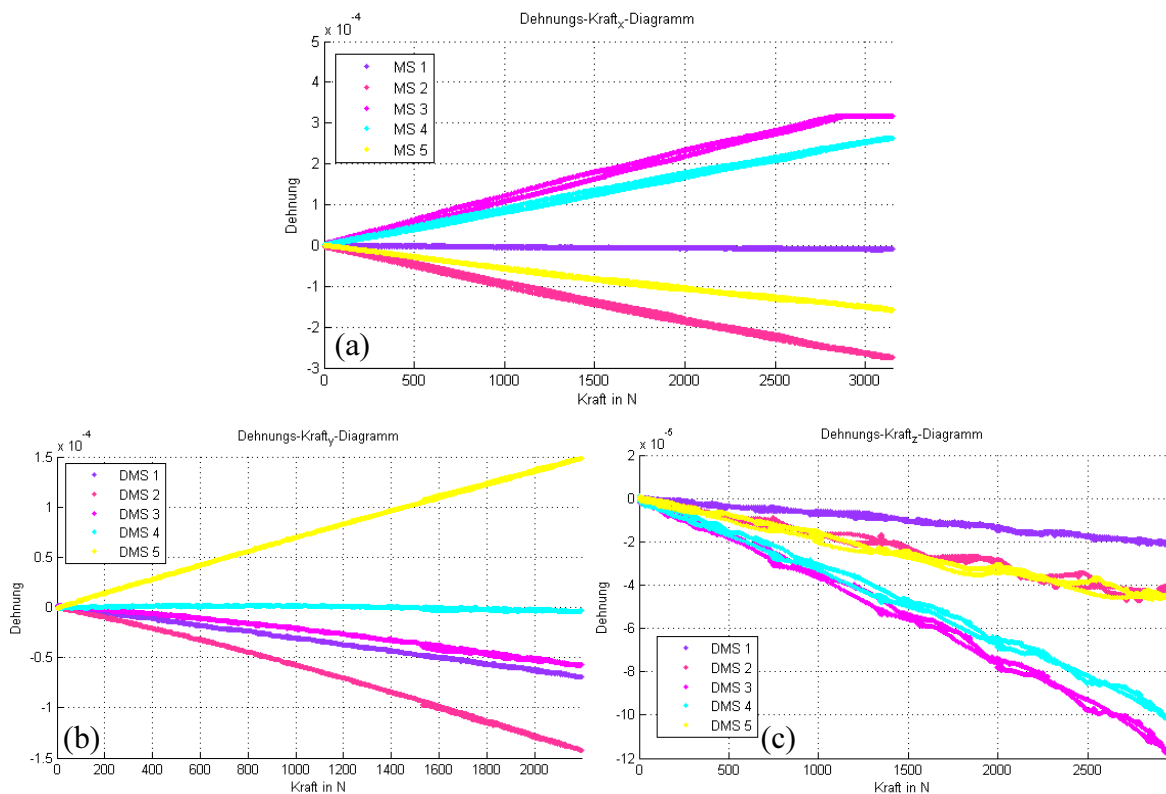


Bild 8: Dehnungs-Kraft-Verlauf in verschiedene Raumrichtungen

Tabelle 1: Vergleich der numerisch und experimentell ermittelten Übertragungsmatrix

Richtung	DMS 1		DMS 2		DMS 3		DMS 4		DMS 5	
Exp./ Num.	Exp.	Num.	Exp.	Num.	Exp.	Num.	Exp.	Num.	Exp.	Num.
X	-3	-15	-91	-30	109	16	85	23	-52	-22
Y	-31	-17	-62	-19	-24	0	0	10	69	55
Z	-7	-15	-16	-8	-38	-22	-33	-22	-16	-17

5.3 Lastbestimmung mit der inversen Matrixmethode

Mit Hilfe des experimentell ermittelten Übertragungsverhaltens wird anschließend eine beliebige eingeleitete Kraft bestimmt. Bild 9(a) zeigt den Kraft-Zeit-Verlauf einer solchen Belastung und die zugehörigen Komponenten in den Koordinatenrichtungen. Die sich ergebenden Dehnungen sind in Bild 9(b) dargestellt. Unter Verwendung der experimentell bestimmten Übertragungsmatrix ergeben sich die in Bild 10 dargestellten Kraftkomponenten, die eine sehr gute Übereinstimmung mit den über die Kraftdosen ermittelten Kräfte aufweisen. Insbesondere in x- und y-Richtung ist im gesamten Zeitbereich eine sehr gute Übereinstimmung sichtbar. Im Bereich von 40-60s treten bei der Kraft in z-Richtung Abweichungen von ca. 10% auf, was auf Grund der geringen Dehnungen erwartet werden konnte. Damit wurde gezeigt, dass die bestimmten DMS-Positionen geeignet sind, um die auf das Bauteil wirkenden Kräfte zu ermitteln. Alle Kraftkomponenten konnten gut über die Dehnungen bestimmt werden.

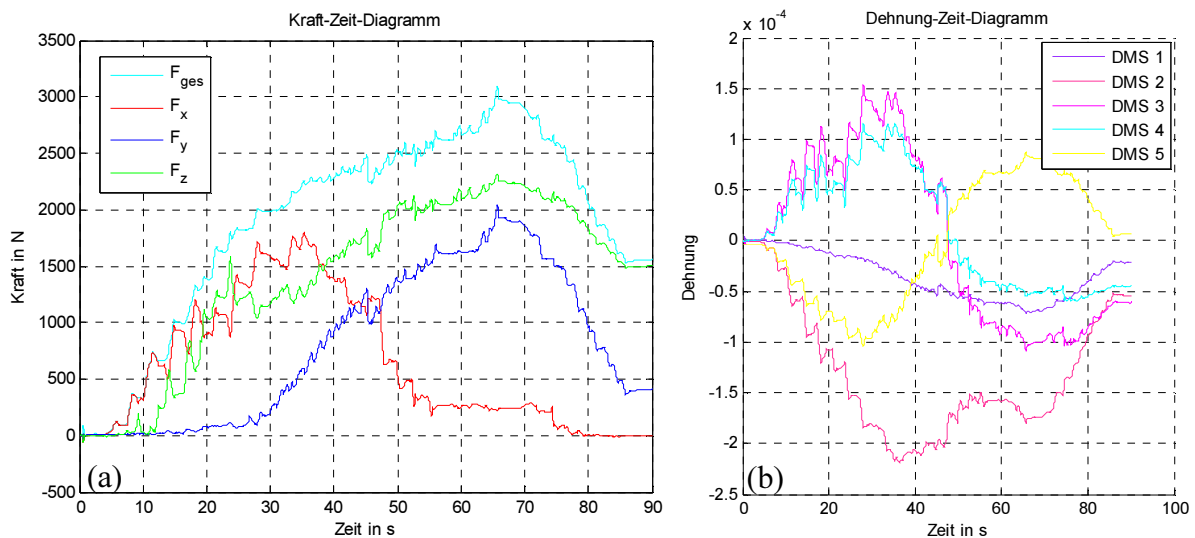


Bild 9: Beliebige Belastung und deren Komponenten und die zugehörigen Dehnungen

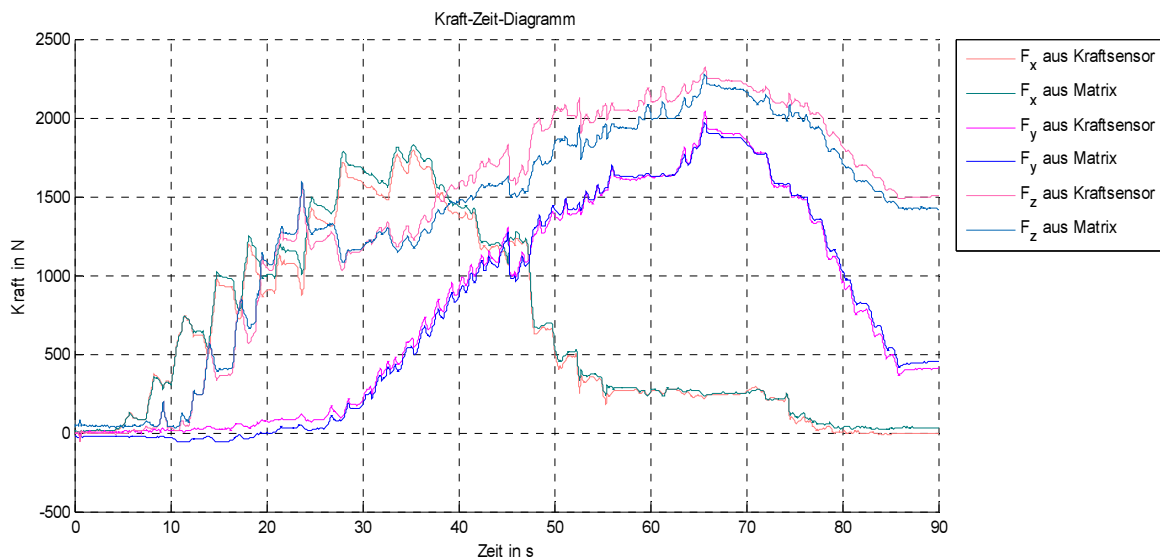


Bild 10: Vergleich der Kraftkomponenten die mit den Kraftsensoren und den DMS ermittelt wurden

6. Ergebnisse

Es wurde eine Möglichkeit vorgestellt, die in ein Bauteil eingeleiteten Kräfte mit Hilfe von DMS, welche unter Zuhilfenahme der FEM hinsichtlich ihrer Position und ihres Winkels optimiert wurden, zu bestimmen. Als Anwendungsbeispiel für dieses allgemeingültige Konzept dient die Hinterachse eines Smart MC450. Die mit Hilfe der DMS bestimmten Dehnungen erlauben durch die Verwendung einer Übertragungsmatrix den Rückschluss auf die eingeleiteten Kräfte. Idealerweise hat eine solche Übertragungsmatrix sowohl eine hohe Norm als auch eine geringe Kondition. Auf Grund der Unabhängigkeit von Norm und Kondition lassen sich nicht beide Parameter gleichzeitig optimieren, weshalb eine Fehlerabschätzung vorgestellt wurde, die eine Berücksichtigung der im Experiment auftretenden relativen und absoluten Fehler ermöglicht.

Für die numerische Abschätzung der Dehnungen, die für die Optimierung eine entscheidende Rolle spielen, wurde der Dehnungstensor verwendet, wodurch auf einfache Weise die Dehnung in beliebige Richtungen und an beliebigen Punkten bestimmt werden können. Eine Abschätzung der Rechenzeit, dieser Optimierung, kann durch die Bestimmung der möglichen Permutationen durchgeführt werden. Die bestimmten DMS-Positionen und Winkel wurden am Achsprüfstand appliziert, um die numerisch ermittelten Dehnungen mit den experimentellen vergleichen zu können. Auf Grund von großen Dehnungsgradienten und Ungenauigkeiten bei der Positionierung und der Modellierung gibt es deutliche Abweichungen zwischen numerisch und experimentell bestimmter Übertragungsmatrix.

Diese Abweichungen machen eine experimentelle Bestimmung der Übertragungsmatrix unabdingbar. Es wurde gezeigt, dass im untersuchten Bereich ein linearer Zusammenhang zwischen eingeleiteter Kraft und gemessener Dehnung besteht, wodurch die Übertragungsmatrix unter Verwendung der linearen Regression bestimmt werden kann. Außerdem konnten die Lastkomponenten einer beliebigen Belastung unter Verwendung der gemessenen Dehnungen und der bestimmten Übertragungsmatrix bestimmt werden. Dazu wurden die gemessenen Kräfte der Kraftmessdosen mit den mit Hilfe der gemessenen Dehnungen bestimmten Kräften verglichen. Zusammenfassend kann gesagt werden, dass mit der inversen Matrixmethode die Lasten bestimmt werden können, die in ein Bauteil eingeleitet werden. In weiteren Arbeiten soll diese Methode am realen Fahrzeug angewendet werden. Dort kann sie mit Hilfe eines Messrades, welches die vorgestellte Methode auf Grund des hohen Kostenfaktors ersetzen soll, validiert werden. Diese Methode ist gegenüber den kommerziellen Messrädern vergleichsweise kostengünstig. Durch die Anbringung der Messeinrichtung an der Achse, ist eine Beschädigung der Messeinrichtung auch bei extremen Fahrmanövern unwahrscheinlich. Nachteilig an diesem System ist, dass es, anders als ein Messrad, ausschließlich für ein Fahrzeug verwendet werden kann. Für jedes weitere Fahrzeug ist das Applizieren neuer DMS erforderlich. Außerdem ist auf Grund der verwendeten Viertelbrücken ein häufiges Kalibrieren notwendig, weil Temperatureinflüsse nicht kompensiert werden. Der größte Vorteil dieses Messverfahrens besteht jedoch darin, dass es nicht ausschließlich für die Bestimmung von Radlasten verwendet werden kann, sondern universell einsetzbar ist.

7. Danksagung

Das Leitvorhaben COmpetence in MObility - COMO III wird im Rahmen des Operationellen Programms aus Mitteln des europäischen Fonds für regionale Entwicklung (EFRE) und des Landes Sachsen-Anhalts (ZS/2016/04/78118) gefördert.

Literaturverzeichnis

- [1] Keil, Stefan. Dehnungsmessstreifen. Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, 2016
- [2] Späth, Ralf. "Instrumented Wheel for the Measurement of Rear Axle Wheel Force." Agrartechnische Forschung 7 (2001)
- [3] Steinkampf, H. "Messung räumlich wirkender Kräfte zwischen Schlepper und Gerät. Grundl." Landtechnik 21 (1971): 71-76
- [4] Kumar, Ashutosh, et al. "Design studies and optimization of position of strain gauge." Int. J. Sci. Eng. Res 3 (2012): 1-4
- [5] Szwedowicz, J., S. M. Senn, and R. S. Abhari. "Optimum strain gage application to bladed assemblies." TRANSACTIONS-AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS JOURNAL OF TURBOMACHINERY 124.4 (2002): 606-613
- [6] Schrand, David. "Cross-Talk Compensation Using Matrix Methods" Sensors & Transducers Journal Vol. 79, 2007, pp. 1157-1163
- [7] Wan, Yieh-Hei. "On local Pareto optima." Journal of Mathematical Economics 2.1 (1975): 35-42

Simplified Wheel Hub Bearing Unit for the Finite Element Static Analysis

Nitipan Vittayaphadung ¹⁾, Andreas Zörnig ²⁾, Sergey Perekopskiy ¹⁾, Prof.Dr.-Ing. Roland Kasper ¹⁾

1) Institut für Mobile Systeme, Otto-von-Guericke Universität Magdeburg, Deutschland

e-mail: mtk@ovgu.de, Telefon: 0391/6758606

2) Elektromotoren und Gerätebau Barleben GmbH, Barleben, Deutschland

e-mail: andreas.zoernig@emb-online.de; Telefon: 0391/6752817

Abstract

The wheel hub bearing unit is the main part of the wheel hub motor. The structural behaviour of the hub bearing unit has strong effect to the deformation of the wheel hub motor. To simulate using the finite element analysis, the rolling elements in bearing are recommended to simplify. In this study, the rolling elements are proposed to simplify geometrically. By replacing the rolling elements with the simple geometry and modifying its elastic modulus, there will be generally reduced the contact problem and calculation time. The results show that this substitution technique provided enough accuracy for the stiffness and total deflection of the bearing elements. And this modelling technique can be used to calculate the static analysis of cornering force on the high complex structure, such as the wheel hub motor, where local stress of the bearing element is not primarily concerning.

Keywords: Hub Bearing Unit, Wheel Hub Motor, Finite Element Analysis, Cornering Force

1. Introduction

The wheel hub bearing unit is used to connect wheel and suspension system of the vehicle [1, 2]. The function of this unit is to support and carry loads that occur at the tyre/wheel. There are several components of the wheel load [3]. One is acting perpendicular to the road surface. The acceleration force and the braking force are inline to the direction of driving. And the cornering force is acting perpendicular to the driving direction. These loads combine to act on the wheel hub bearing unit [2]. In the wheel hub motor, the wheel hub bearing unit has the same function. But it is not directly connected to the vehicle's suspension. Instead, it is considered to be part of the motor. The stationary side of the hub bearing unit will be connected to the shaft and stator of the motor, while the rotating side is connected to the rotor, in order to transmit the driving torque.

During the design process of the wheel hub motor, the finite element analysis is used as a tool to assess the mechanical behaviour of the complete design of the motor. Commonly, the Hertz contact model is used to calculate the deflection and stiffness of the bearing elements [4-8]. Even though the results of this contact analysis had been proved to be very high accuracy, but it is also requires very long calculation time [4, 6]. Since the complete model of the wheel hub motor is highly complex structure. The simplified bearing model which reducing the calculation time and providing the result with enough accuracy, is more preferable.

This study presents the modelling technique to reduce the complexity of bearing and rolling element for the finite element static analysis of the wheel hub bearing unit. And it is part of the LeiRaMo project of the Institute of Mobile Systems, Otto-von-Guericke University Magdeburg. The finite element model and the static analysis in this study were done using the ANSYS Workbench. By replacing the rolling elements with the simple geometry and modifying its elastic modulus, they will generally reduce the contact problem and calculation time.

2. The Design of LeiRaMo Wheel Hub Bearing

Wheel hub bearings are very important parts in terms of vehicle safety. Wheel hub bearing unit is integrated with the suspension subsystem, allowing to increase bearing load capacity for a given dimension. The wheel hub bearing of LeiRaMo-motor presents a product of the SKF Company [2]. The SKF provides specific integrated bearing unit for automotive applications in order to provide excellent performance under several working conditions.

The benefits that make this hub bearing unit highly suitable for automotive applications include [1]:

- Compactness,
- Stiffness,
- Efficient integrated sealing,
- Pre-set clearance or preload,
- Maintenance free,
- Reduced number of parts,
- Easy assembly,
- Integrated encoder/sensor.

Combined, these features and functional benefits enable bearing units with increased performance, reduced total cost and weight. All advantages of wheel hub bearing are very helpful and can be used for such application like wheel hub motor.

The hub bearing unit that used in LeiRaMo-design is the wheel hub bearing of third generation BAR-0230. Wheel hub bearings of the 3rd generation are highly integrated units with maximum running accuracy. The flange of their inner and outer rings are integrated in this hub bearing unit. Maximizing of the dynamic load carrying of BAR-0230 occurs by a separate inner ring for the inside rolling element row. Design of the bearing unit makes it possible to bolt the unit to the static part of the chassis with outer ring flange. And the rotating inner ring with its flange, spigot and threaded holes or studs, is designed for mounting of rotating part – wheel. The static outer ring flange was turned out for the integration of BAR-0230 in LeiRaMo-motor. Connection of bearing unit and the shaft of motor is realized through the bolted-type connection. For this purpose, the hub bearing unit was drilled three threaded holes on the turned cylindrical surface of the outer ring. Integration of wheel hub bearing BAR-0230 in LeiRaMo-motor shows in Figure 1.

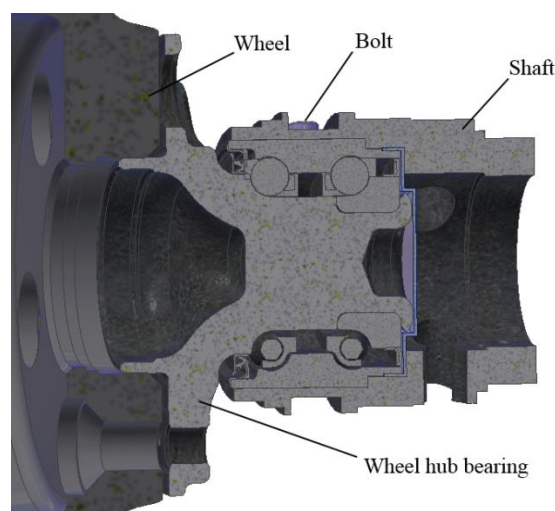


Figure 1: Integration of Bearing Unit BAR-0230 in LeiRaMo-motor

Wheel hub bearing BAR-0230 has double row angular contact bearings (Figure 2). Ring fixation by flange instead of a tight fit makes the design less sensitive to internal geometry modification after unit assembly in surrounding parts. Particular attention in this bearing unit should be paid to clearance reduction under actual mounting and thermal conditions because of automotive applications. Misalignment of the outer ring with respect to the inner ring of hub bearing unit can only be accommodated by generating forces between rolling elements and raceways. Any misalignment will generate noise in operation and reduce bearing service life.

This bearing unit is preloaded. The preload range reduction has been achieved through specific tolerance modification, general process upgrade and innovative closed loop control.

Typical maximum speed for hub bearing units in car wheel applications is about 2 000 r/min [2]. Units can operate at higher speeds, particularly in open versions.

The greases used in SKF hub bearing units have been tested extensively at the high loads common in wheel end applications that is why the BAR-0230 bearing is greased-for-life.

The wheel hub bearing BAR-0230 equipped with automotive cassette seals (Figure 2). This seal consists of two components: an insert seal and a counter face called flinger. The insert seal built like a metal insert with rubberized lips, of which there can be one or more situated in the radial and axial direction. The flinger is fitted on the inner ring shoulder and uses the centrifugal effect as it rotates with the inner ring to prevent dust, mud and water from

entering in the bearing. It is designed to prevent any corrosion that would result in seal failure caused by excessive seal lip wear.

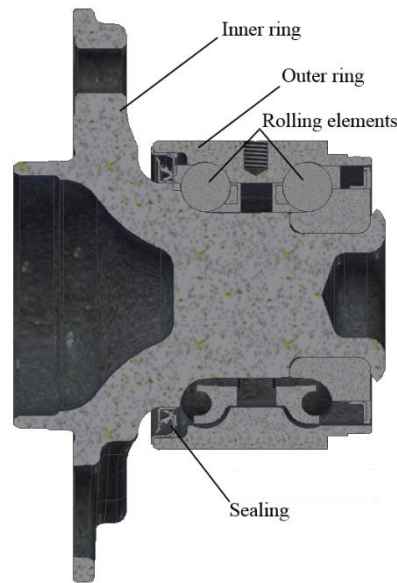


Figure 2: Design of SKF Wheel Hub Bearing BAR-0230

As the only structural link between the rotating wheels and the static body of a vehicle, automotive hub bearing units must work with high speeds and massive forces under demanding environmental conditions. The features of used bearing unit from SKF is a double row angular contact ball bearing with matched rings and ball-sets to provide the required axial clearance or preload. Contact angles are optimized to provide specific preload and with stand specific wheel load condition. BAR-0230 hub bearing is calculated by inputting reaction force (radial load and axial load) on the wheel given as set traveling conditions as load.

According to the data given by the manufacturer, the angular stiffness value, by applying of radial load on the wheel hub bearing, is smaller 5500 Nm/Degree. This value shows, that the application of BAR-0230 in wheel hub motor will bring a stiff bearing in area of the main bearing. As result, the changing of the air gap winding could have a small changing while the loading of wheel from driving maneuvers.

3. The Simplified Finite Element Model of LeiRaMo Wheel Hub Bearing

During the designing process, the finite element can be used as tools to calculate and simulate the behaviour of the structure. It helps to increase productivity and reduces the number of prototype. The hub bearing is one of the main parts of the LeiRaMo-motor. And the structural behaviour of the hub bearing is strongly affect the deformation of the motor.

To study the design of the LeiRaMo-motor, the finite element model of the hub bearing is needed to be include in the complete model. Similar to other structural analysis, the simplified model is preferred in order to reduce the calculation time [4, 6]. Therefore, the simplified model for the hub bearing simulation is needed.

As shown in Figure 3 and 4, the finite element model includes the inner ring, the outer ring, and solid ring bodies that represented the simplified bearing rolling elements. This simplification method reduces number of bodies inside the bearing by replacing each row of ball bearing with a simple solid ring [6]. In this finite element model, each ring contained element type of 3D 20-nodes-hexahedron elements. For one row (Figure 4), it was total of 9072 elements and 42560 nodes. Figure 3 also shows the mesh model of inner ring and outer ring of the hub bearing. These parts were meshed using the 3D 10-nodes-tetrahedron element. In total, this finite element model had 62319 elements with 163971 nodes.

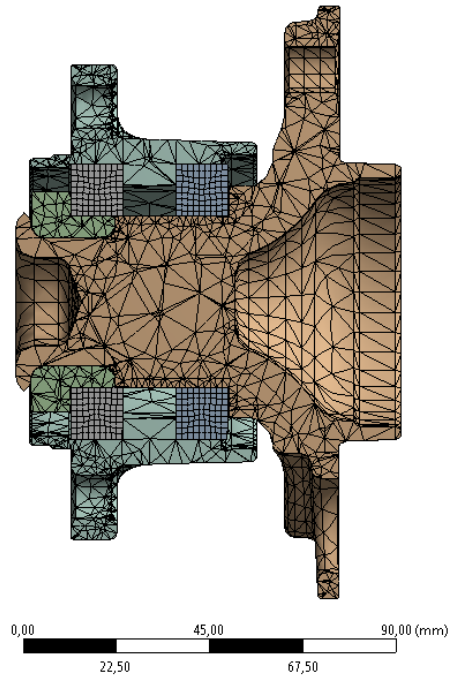


Figure 3: The Simplified Finite Element Model of Wheel Hub Bearing

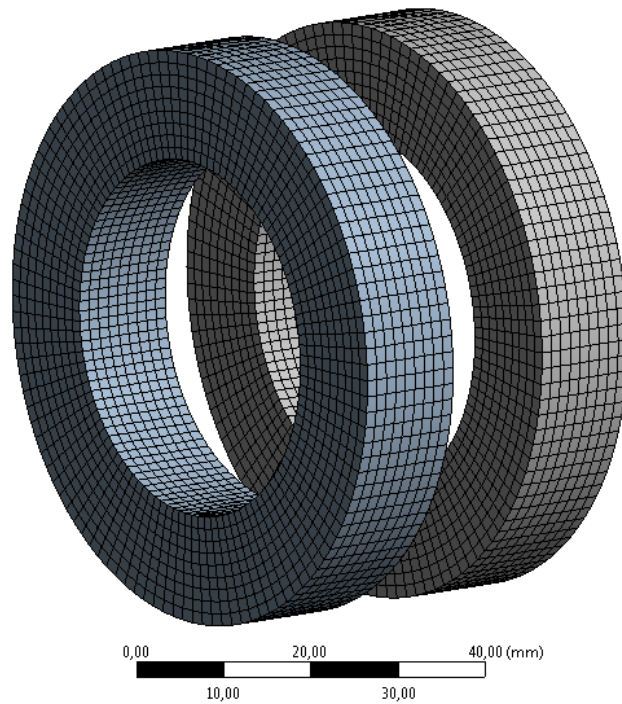


Figure 4: The Mesh Model of Bearing's Ring

By replacing the row of ball bearing with the simple solid ring, the complexity of contact problem is also reduced. To connect the inner surface of a simplified solid ring to the bearing's inner ring, the bonded contact condition was used. This bonded contact condition does not allow any relative movement of the contact nodes. On the outer surfaces of the bearing's solid rings, the rotational movement of the bearing is imitated by using the revolute joint contact. The revolute joint contact allows contact pair to rotate freely around the axial axis. Since there were two bearing rows, two of revolute joints were used. The friction factor can also be defined to represent the effect of

grease. However, in this study, the frictionless model was used in this analysis to simplify the model as much as possible.

The material for inner and outer ring of this bearing were defined using the standard structural steel. This model was calculated in linear model and based on isotropic material model. Its mechanical properties were: Elastic modulus of 200 GPa, Poisson's ratio of 0.3, and density of 7850 kg/m³.

The equivalent elastic modulus of bearing's rings, however, were determined explicitly by the comparison of load and deformation from the data given by the manufacturer. The boundary conditions for this simulation were set accordingly. The boss holes surfaces of outer ring flange were set to be the fixed displacement. And the bending moment of 3500 Nm was applied at the wheel mounting surface of the inner ring.

4. The Simulation Results of Simplified LeiRaMo Wheel Hub Bearing

From the data of angular stiffness of the hub bearing that were given by the manufacturer, this hub bearing would deform by approximate of 0.63 Degree under the bending moment of 3500 Nm. On the other hand, this hub bearing had the angular stiffness value of 5500 Nm/Degree. Therefore, the iterative procedure was performed to calculate the equivalent elastic modulus of the bearing ring. Figure 5 shows the deformation result of the hub bearing under the bending moment of 3500 Nm. The iteration process yielded that the equivalent elastic modulus of the bearing ring was 11012 MPa.

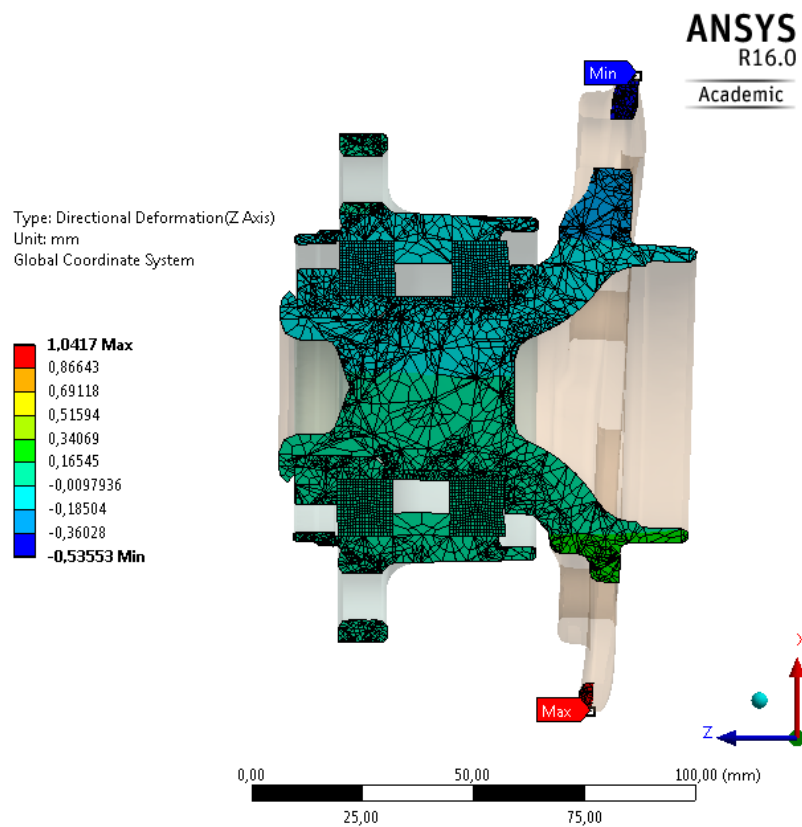


Figure 5: Finite Element Analysis Result of Simplified LeiRaMo Wheel Hub Bearing.

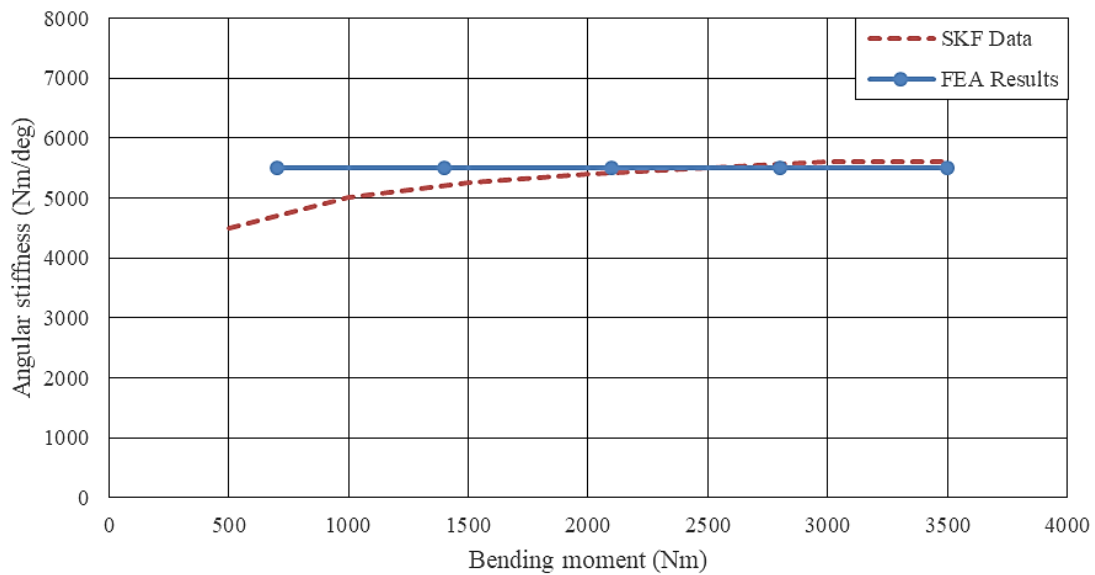


Figure 6: Comparison of Angular Stiffness Results

The angular stiffness result of the simplified bearing model in Figure 6 is also comparable to the manufacturer's data (SKF Data). The finite element model result had the average angular stiffness of 5500 Nm/Degree in the bending moment range of 700 – 3500 Nm. The results from the SKF show the nonlinearity of the hub bearing. While the results from the finite element model were linear due to the assumption of the model. For bending moment that is higher than 2000 Nm, the comparison of results shows a good consistency.

And with the equivalent elastic modulus of bearing ring of 11012 MPa, the deflection under bending moment of 3500 Nm (Figure 5) shows that this Wheel Hub Bearing had the maximum axial deformation of 1.04 mm and it occurred at the wheel mounting flange.

5. Summary

The finite element results of the simplified wheel hub bearing model is comparable to the provided data from the manufacturer. This method of simplification reduces the number of bodies, hence the number of contact pairs. This finite element model can easily simulate the deformation of the wheel hub bearing. However, the equivalent elastic modulus of bearing ring is needed to pre-determine by the experimental data. And it is recommended to simulate the deflection of hub bearing unit using this method with high bending moment to avoid the nonlinearity.

References

- [1] NTN Hub bearings - Catalogue. CAT. No. 4601/E
- [2] SKF hub bearing units for automotive and industrial applications – Brochure von Fa. SKF, PUB 10/P1 15759 EN, Juni 2015
- [3] Schramm, D.; Hiller, M.; Bardini, R.: Vehicle Dynamics, Berlin, Springer-Verlag, 2014
- [4] Daidie, A.; Chaib, Z.; Ghosn, A.: 3D Simplified Finite Elements Analysis of Load and Contact Angle in a Slewing Ball Bearing, Journal of Mechanical Design, 130/082601 (2008), p. 1-8
- [5] Knaapen, R. J. W.: Experimental Determination of Rolling Element Bearing Stiffness, Dissertation, 1997
- [6] Molnar, L.; Varadi, K.; Bodai, G.; Zwierczyk, P.; Oroszvary, L.: Simplified modelling for needle roller bearings to analyse engineering structures by FEM, Periodica Polytechnica Mechanical Engineering, 54/1 (2010), p. 27-33
- [7] Ghalamchi, B.; Sopanen, J.; Mikkola, A.: Simple and Versatile Dynamic Model of Spherical Roller Bearing, International Journal of Rotating Machinery, Article ID 567542 (2013), p. 1-13
- [8] Zörnig, A.; Vittayaphadung, N.; Kasper, R.: Deformation and Modes of a Wheel Hub Motor with an Air Gap Winding, Paper presented at 11. Magdeburger Maschinenbau-Tage MMT 2013, Magdeburg, Germany, 25-26 September, 2013

Prozesskontrolle bei der Extrusion von miniaturisierten Kathetern mit additiven Elementen

Lutz Hagner, Torsten Dierker, Frank Trautmann ¹⁾

¹⁾NetCo Professional Services GmbH

Zusammenfassung

Bei der Herstellung von mehrlumigen Kathetern mit additiven Elementen müssen mittels geeigneter Prüftechnik verschiedene Prozessrisiken adressiert werden. Diese Prüftechnik muss ausreichend sensitiv auf die zu untersuchenden Merkmale, wie Wandstärkenveränderung und Poren reagieren, ohne dass die Produkte durch erhebliche Prüfkosten unzulässig verteuert werden. Im Beitrag werden Prüfkonzepte auf der Basis der Röntgen-Computertomographie und einer Kapazitätsmessung simulativ untersucht. Der praktische Aufbau eines kapazitiven Sensors für die Prüfung von Kathetern wird vorgestellt. Mit dem kapazitiven Sensor werden im Labor verschiedene experimentelle Untersuchungen durchgeführt und mit den Ergebnissen einer computertomografischen Referenzmessung verglichen.

Schlüsselwörter: Computertomografie, kapazitives Messsystem, Simulation

1. Einleitung

In einem vom BMBF geförderten Projekt wird in einem gemeinsamen Projekt an der Entwicklung innovativer Katheter gearbeitet. Diese Katheter sollen den Medizinern bessere Optionen bei der Behandlung von z.B. Schlaganfallpatienten eröffnen. Neben der Möglichkeit, verschiedene Medikamente nacheinander oder parallel an den Behandlungsort zu transportieren und Kameras bzw. andere elektronische Baugruppen zu integrieren, ist auch die verbesserte Bewegungssteuerung der Katheter von Interesse. Mehrlumigkeit oder die Integration von elektrischen Leitern für den Signaltransport führen jedoch zu deutlich erhöhten Anforderungen an den Produktionsprozess. Durch Inline-Prüfung wesentlicher Merkmale soll die Produktqualität überprüft und der Prozess durch schnelles Feedback stabilisiert werden.

1.1 Qualitätsanforderungen und Prozessparameter

Das Extrusionssystem für innovative Katheter wird in einem anderen Beitrag der Tagung [1] im Detail vorgestellt. Deshalb soll an dieser Stelle nur auf die wesentlichen Prozess- und Produktparameter verwiesen werden, die für die Konzeption einer Prüfeinrichtung von Bedeutung sind (siehe Tabelle 1).

Tabelle 1: Relevante Produkt- und Prozessparameter

Parameter	Werte bzw. Wertebereich
Außendurchmesser des Katheters	$\leq 2\text{mm}$
Wandstärke im Innen- und Außenbereich	$\approx 0,5\text{ mm}$
Produktionsgeschwindigkeit minimal	1 m/min
Produktionsgeschwindigkeit maximal	10 m/min
Katheter-Material	Polypropylen, Polyäthylen

Der Außendurchmesser des Katheters wird bereits durch ein Lasermesssystem überwacht, so dass ein Prüfgerät auf die Kontrolle dieses Parameters verzichten kann.

In Ermangelung konkreter Forderungen wird angenommen, dass für die Wandstärke einer Innen- oder Außenwand eine Toleranz von $\pm 0,25\text{ mm}$ zulässig ist. Dabei ist es gleichgültig, ob die Abweichung durch Poren in der Wand oder eine generell zu geringe Wandstärke entsteht.

1.2 Die Prüfaufgabe

Bei der Extrusion des Katheters kann es zu Produktfehlern kommen, die durch eine geeignete Inline-Prüfvorrichtung sicher und schnell erkannt werden müssen. Neben der sicheren Signalisierung von Abweichungen zur Ausschleusung von fehlerhaften Produkten, ist auch die unmittelbare automatische Reaktion zur gezielten Korrektur von Einflussparametern wünschenswert. Auch in dem hier vorliegenden Fall gibt es eine ganze Reihe von Einflussgrößen, die nur zum Teil aktiv beeinflusst werden können und deren genaues Zusammenwirken nicht vollständig bekannt ist.

In der Produktion werden immer Abweichungen gegenüber dem Idealzustand vorkommen. Deshalb ist es wichtig, diejenigen Abweichungen, bei deren Auftreten eine zweckgemäße Verwendung des Produktes nicht mehr möglich ist, genau zu definieren. Das geschieht in der Regel mittels Qualitätsvereinbarungen oder Fehlerkataloge.

Allerdings reifen derartige Dokumente erst im Zusammenspiel zwischen den Marktteilnehmern und unter Berücksichtigung der fertigungstechnischen Möglichkeiten. Im vorliegenden Fall standen deshalb keine quantitativen Aussagen zu Fehlern zur Verfügung. Rein qualitativ waren die folgenden Fehler zu erkennen:

- Die Wände nach außen und zwischen den Lumen müssen vollständig geschlossen sein, Wandstärken dürfen einen Mindestwert nicht unterschreiten.
- Einschlüsse, Lunker und Poren dürfen die Wandstärke nicht unzulässig reduzieren.
- Einschnürungen bzw. Kanalverschluss in den Lumen sind unzulässig. Der verfügbare Kanalquerschnitt darf ein Mindestmaß nicht unterschreiten.
- Soweit Drähte in die Wände des Katheters eingelassen sind, muss eine Mindeststärke der Isolation abgesichert werden.

Für die Auswahl eines geeigneten Prüfverfahrens ist nun vor allem dessen Auflösung für die Erkennung von Fehler in einer beliebigen Wand des Katheters von Bedeutung. Näherungsweise kann gefordert werden, dass das Auflösungsvermögen um den Faktor 5 bis 10 über dem zu erkennenden Merkmal liegen soll. Um Abweichungen von 0,25 mm zu erfassen, muss also eine geometrische Auflösung von 25 µm gefordert werden.

Ausgehend von der Produktionsgeschwindigkeit von maximal 10 m/min muss das Messverfahren in der Lage sein, ein Kathetermaterial mit einer Oberfläche von rund 126 mm²/s zu prüfen. Verfahren mit punktuellen Messungen mit ausreichender Ortsauflösung müssen entsprechend kurze Messzeiten aufweisen. Unter Beachtung der erwünschten Ortsauflösung erscheint eine Parallelisierung der Messung entlang des Umfangs bzw. eines Kathetersegmentes erforderlich.

2. Prüfverfahren

Wie bereits dargelegt, müssen sowohl metrologische als auch strukturelle Aufgaben gelöst werden. Unter Berücksichtigung dieser Anforderungen sowie wirtschaftlicher Erwägungen soll eine geeignete Prüfanlage für die Katheterextrusion konzipiert werden. In einem ersten Schritt werden zunächst geeigneten Verfahren verglichen, bevor schließlich eine konzeptionelle Prüfung anhand eines Demonstrators erfolgt.

Für die Umsetzung wurden vor allem 3 Verfahrensansätze untersucht

- Miniatur-Computertomograph,
- optische Verfahren und
- elektrisch, kapazitive Verfahren.

Auch andere zerstörungsfreie Verfahren (Ultraschall, Wirbelstrom etc.) wurden in die Überlegungen einbezogen, konnten jedoch rasch als ungeeignet disqualifiziert werden. Im Folgenden werden die CT-Lösung und das kapazitive Messverfahren etwas näher betrachtet.

2.1 Durchstrahlungsprüfung mittels Röntgenstrahlen, Röntgen-Computertomographie

Aufgrund der kleinen Wellenlänge und der Abtastmöglichkeiten mit modernen digitalen Detektoren verspricht das Verfahren eine sichere Lösung aller Prüfaufgaben. Zudem ist die Durchstrahlungsprüfung seit langem etabliert

und auch die Röntgen-CT hat inzwischen einen festen Platz im industriellen Umfeld. Das Risiko, dieses Verfahren einzusetzen, erscheint deshalb zunächst recht klein. Allerdings sind einige Randbedingungen zu berücksichtigen. So verlangt der Einsatz von Röntgenstrahlung entsprechende Strahlenschutzvorkehrungen. Gleichzeitig ist die bekannte Technik relativ teuer und benötigt große Bauräume. Nicht zuletzt auch wegen der geringen Dimensionen des Untersuchungsobjektes, kann der Einsatz von Standardtechnik deshalb ausgeschlossen werden

Soweit das Material, wie in diesem Fall nur geringe Röntgen-Schwächungskoeffizienten aufweist, kann das Verfahren sowohl für die maßliche Untersuchung als auch für die Prüfung auf strukturelle Merkmale verwendet werden.

Um ein für die Katheterprüfung einsetzbares Spezial-CT zu konzipieren, musste zunächst eine geeignete Röntgenquelle gefunden werden, denn übliche Strahler sind sehr groß, schwer, verlangen einen erheblichen Ansteueraufwand und sind in Anschaffung und Unterhalt kostenintensiv. Mit den in [2] genannten Kaltkathodenröhren können die genannten Nachteile ausgeräumt werden, so dass auf dieser Basis grundsätzliche Überlegungen zum Aufbau eines „Katheter-CT“ angestellt wurden. Zunächst musste geklärt werden, ob eine ausreichende Kontrast- und Ortsauflösung erreicht werden kann.

Für eine hinreichende Ortsauflösung muss vor allem das Abtasttheorem sicher erfüllt werden. Folgt man der obigen Forderung, so ergibt sich für die Abtastfrequenz f_A aus der Ortsfrequenz f_{ort} bzw. für die jeweiligen Periodendauern

$$f_A \geq 2 f_{ort} \tag{1}$$

$$\frac{1}{d_A} \geq \frac{1}{d_{ort}} \tag{2}$$

bei $d_{ort}=25\mu\text{m}$ eine Forderung für die d_A von $12,5 \mu\text{m}$.

Ein typischer digitaler Detektor [3] hat eine Apertur pro Detektorelement von $127 \mu\text{m}$, so dass eine ausreichende Abbildung bei einer optischen Vergrößerung von >10 erreicht werden kann.

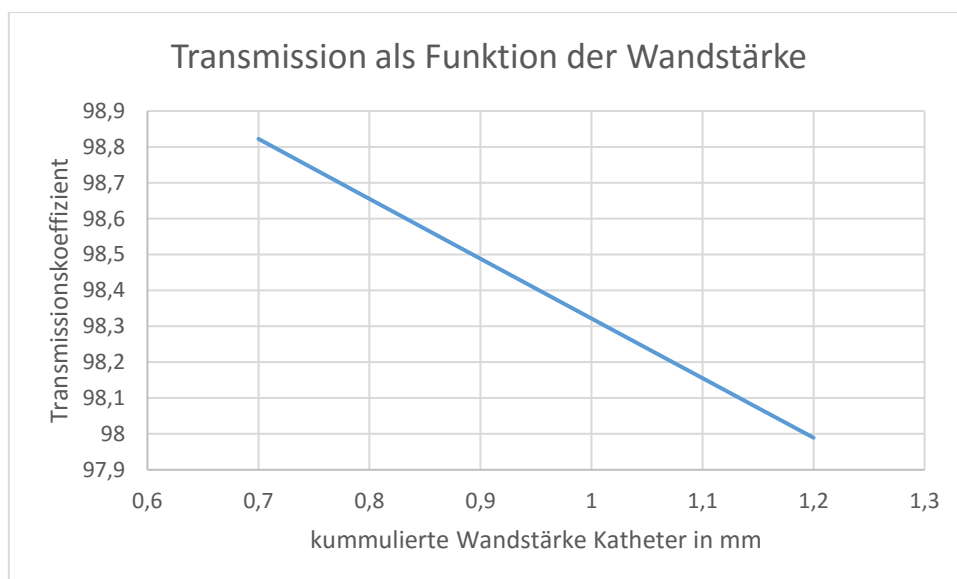


Bild 1: Transmissionskoeffizient für Polyäthylen bei einer Photonenenergie von 80 keV

Nimmt man an, dass der Arbeitspunkt des Detektors auf den Bereich zwischen 0 und 5 mm Material eingestellt wird, so ergibt sich auf der Basis von Bild 1 bei den üblichen 16 Bit Umsetzern dieser Detektoren ein Wertevorrat von 323 Quantisierungsstufen für eine Veränderung der Wandstärke um $25 \mu\text{m}$. Durch den exponentiellen Zusammenhang zwischen gemessener Intensität und der gesuchten Schwächung der Röntgenstrahlen reduziert sich die Empfindlichkeit auf etwa 6 Stufen.

Bild 2 zeigt eine geometrische Anordnung von Röhre und Detektor. Das mechanische System muss nach dem Gantry- Konzept medizinischer CT realisiert werden.

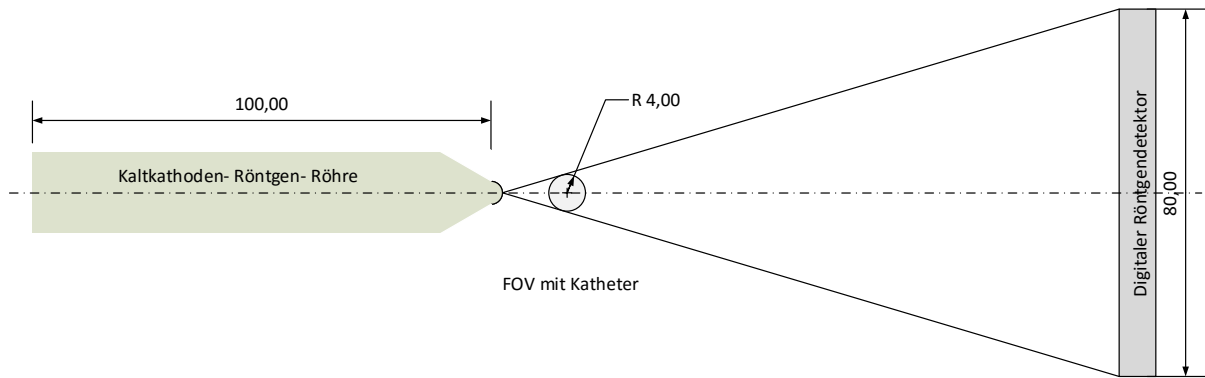


Bild 2: Geometrische Anordnung von Strahlenquelle, Prüfobjekt im FOV und Detektor in originalen Größenverhältnissen (FOV- field of view)

Um auch im rekonstruierten Schichtbild die Auflösung nicht zu reduzieren, soll die isotrope Voxelgröße die 12,5 μm nicht unterschreiten. Bei einem FOV von 8 mm Durchmesser, ist deshalb eine Rekonstruktionsmatrix von mindestens 640 x 640 erforderlich. Aufgrund der üblicherweise erforderlichen Einordnung in die Reihe der Zweierpotenzen wird eine Matrixgröße von 1024 gewählt, woraus sich wieder die Forderung von 1024 Projektionen für eine Schnittbildrekonstruktion ergibt. Der für die Kalkulation exemplarisch eingesetzte Detektor hat eine Breite von 130 mm, so dass unter Berücksichtigung der optischen Vergrößerung ein Kathetersegment von 13 mm mit einer Akquisition geprüft werden kann. Bei einer Rate von 45 Projektionen pro Sekunde ergibt sich eine Messzeit für dieses Segment von ca. 22 s. Das entspricht einer Prüfgeschwindigkeit von 0,59 mm/s. Damit können die Anforderungen an die Prozessgeschwindigkeit nicht erfüllt werden. Nimmt man die zunehmende Bildung von Artefakten in Kauf, so kann die Anzahl der Projektionen auch reduziert werden. Die Auswirkungen dieses Vorgehens sind in Bild 3 und Bild 4 dargestellt, die eine maßstabsgerechte Rekonstruktion eines Schnittbildes zeigen.

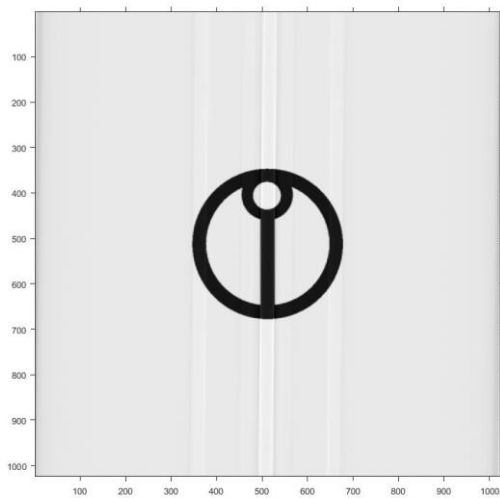


Bild 3: Simulierte Rekonstruktion eines mehrlumigen Katheters in einem FOV von 1024x1024 Voxeln und 1024 Projektionen

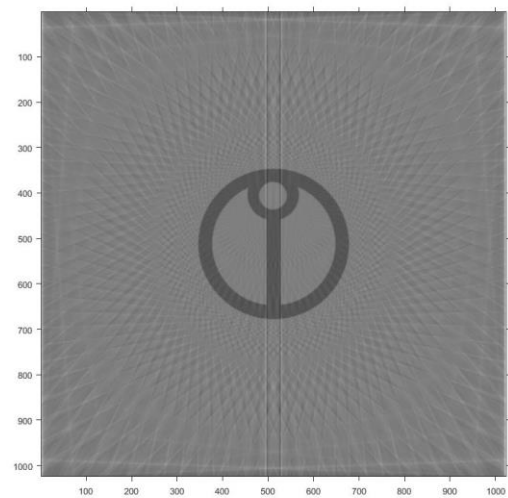


Bild 4: Rekonstruktion wie in Bild 3, jedoch mit 45 Projektionen

Es ist zwar ein deutlicher Kontrastverlust zu erkennen, die Kontur des Katheters ist aber nur wenig gestört. Kritisch bewertet werden muss jedoch der unerwartet große Brennfleck der kleinen Röhre, der zwischen 0,4 und 0,6 mm liegend angegeben wurde. Dieser große Brennfleck führt bei der geplanten geometrischen Vergrößerung zu erheblichen Unschärfen entsprechend Gleichung (3).

$$U = F \cdot (M - 1) \quad \dots(3)$$

mit U- Unschärfe, F- Brennfleckgröße und M- geometrischer Vergrößerung

Die Brennfleckgröße sowie die erkennbaren Probleme für eine stabile Beschaffung dieser Carbon Nano Tubes führten schließlich zu der Entscheidung, die Machbarkeit dieses Konzeptes anhand eines Demonstrators zunächst zurückzustellen.

2.2 Elektrische Verfahren

Unter den elektrischen Verfahren scheint besonders die Beeinflussung der Kapazität durch den Kunststoffkatheter aussichtsreich zu sein. Der Grundgedanke besteht darin, dass sich eine Kapazität verändert, wenn sich das Dielektrikum des Kondensators verändert. Allerdings sind die Änderungen Dielektrizitätskonstante relativ klein (ϵ_r Luft ≈ 1 , Polypropylen $\approx 2,1$). Eine erste Abschätzung ergab, dass Kapazitätsänderungen im Bereich einiger Femto Farad zu erwarten waren. Parallel konnte recherchiert werden, dass geeignete integrierte Elektronikkomponenten eine Kapazitätsmessung bis weit in den Bereich von Atto Farad erlauben [4]. Um Kapazitätsänderungen messen zu können, muss der Katheter zwischen zwei oder mehreren Elektroden geführt werden, zwischen denen jeweils die Kapazität zu messen ist. Ändern sich nun die geometrischen Abmessungen des Katheters oder befinden sich im elektrischen Feld Ungängen (Poren), so ändert sich auch die messbare Kapazität. Ordnet man viele Elektroden um den Katheter an, entsteht aus der Menge der unterschiedlichen Kapazitätsänderungen ein eindeutiges Muster, das einer geometrische Form zugeordnet werden kann.

Um die Empfindlichkeit des Verfahrens auf relevante Merkmale zu prüfen und die optimale Elektrodenanordnung zu ermitteln, wurden verschiedenste Anordnungen simuliert [5].

Schließlich wurde ein Demonstrator mit 12 in etwa gegenüberliegenden Elektrodenpaaren aufgebaut, weil dabei sowohl die Außenwände eines Katheters als auch Innenwände bei mehrlumigen Produkten überprüft werden können. Bild 5 zeigt die simulierte Ausprägung des elektrischen Feldes zwischen 2 Elektroden an einem einlumigen Katheter mit einem deutlichen Merkmal auf der rechten Seite.

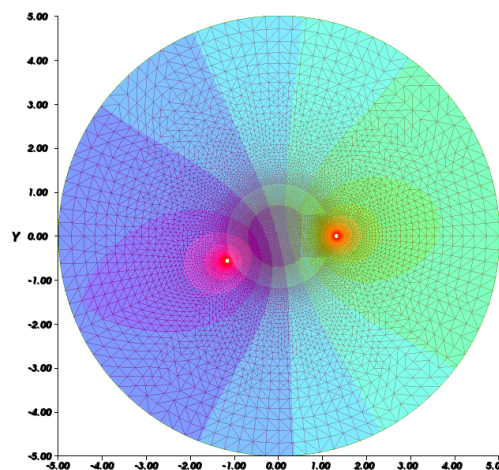


Bild 5: Simulation des elektrischen Feldes am einlumigen Katheter

Die Simulation ergab eine deutliche Sensitivität zu Veränderungen im Dielektrikum. Allerdings kann durch eine einzelne Kapazitätsmessung nicht mehr sicher zwischen verschiedenen Merkmalen wie Gasporen oder verringerter Wandstärke und dem genauen Ort (rechte, linke Seite, mittlere Wand bei mehrlumigen Kathetern) unterschieden werden. Als Ansatz für die Auswertung im Feld wurde eine Zuordnung simulierter Kapazitätsmuster zu der entsprechenden realen Katheterquerschnitten vorgesehen. In Bild 6 und Bild 7 sind Simulationsergebnisse eines ungestörten Kathetersegments, jeweils verglichen mit verschiedenen Störungen dargestellt

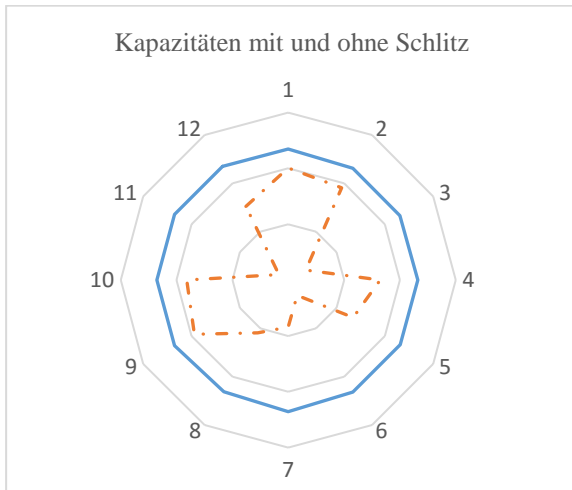


Bild 6: Vergleich zwischen Kapazitäten bei ungestörter (durchgezogene Linie) und gestörter Geometrie (gestrichelt)

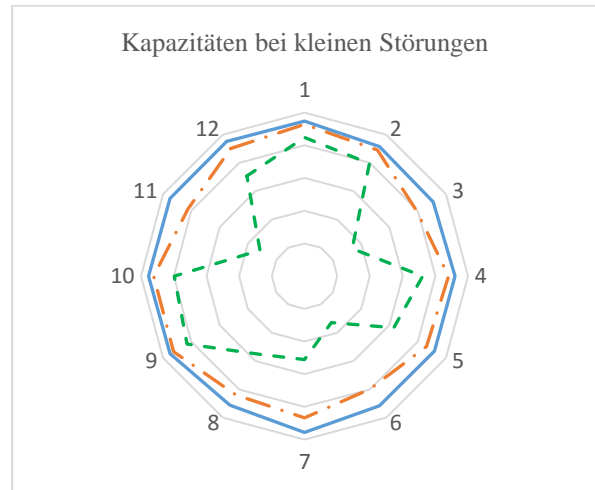


Bild 7: Kapazitäten der 6 Elektrodenpaare. Ungestört (durchgezogen), mit einem Loch von 1 mm² (Strich- Punkt- Linie) und fünf Löchern von 1 mm² (gestrichelt)

3. Aufbau des entwickelten Kapazitätssensors

Es wurden verschiedene praktische Realisierungen mit unterschiedlichem Elektrodenaufbau (Geometrie, Anzahl) untersucht. Schließlich wurde eine modulare Hardware aus 3 Subkomponenten favorisiert. Die zentrale Komponente ist ein Mikrocontroller, der alle Steuer- und Messaufgaben übernimmt. An den Mikrocontroller sind zwei Kapazitätssensorgruppen auf jeweils separaten Platinen angeschlossen. Um jeweils die exakte Messposition zu bestimmen, steht zusätzlich zur Wegmessung ein Drehgeberinterface zur Verfügung.

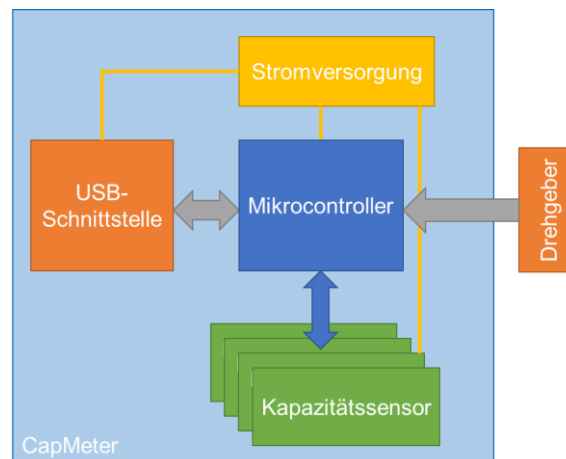


Bild 8: Blockschaltbild des Kapazitätssensors

Über den Drehgeber wird die Extrusionsgeschwindigkeit des Katheters ermittelt. Der Drehgeber ermöglicht eine Auflösung von bis zu 4000 Impulsen pro Umdrehung, was für ein Messraster im Submillimeter-Bereich ausreicht.

Über den Mikrocontroller können maximal 4 Kapazitätssensoren mit je 7 Messelektroden angeschlossen werden. Im aktuellen Aufbau werden insgesamt 24 Messelektroden verwendet. Die Kapazitätssensoren können in einem Bereich von 1aF bis 100 pF messen. Es können 4 Messungen/s erfolgen. Jede Messung prüft einen Katheterabschnitt von 17 mm Länge. Damit kann eine Prüfung bis zu einer Produktionsgeschwindigkeit von 68 mm/s erfolgen. Die Messgeschwindigkeit kann bezüglich Produktionsgeschwindigkeit und Prüfraster angepasst werden.

Über eine Standard-USB-2.0-Schnittstelle wird das Modul mit Strom versorgt. Des Weiteren erfolgt die Parametrierung der Sensorik, wie auch der Messdatenabtransport über diese Schnittstelle. Für die Auswertung der Messwerte wird Software auf leistungsfähiger Standard- PC- Technik herangezogen.

Um eine möglichst große Variabilität bei der Anordnung der Sensorelektroden zu ermöglichen, wurden die Kapazitätssensoren auf separate Platinen ausgelagert.

Entsprechend Bild 9 befindet sich das Mainboard, bestehend aus Mikrocontroller/USB und Drehgeberschnittstelle, in der Mitte der Sensorik. Auf der Ober- und Unterseite des Mainboards ist jeweils eine Leiterkarte mit zwei Kapazitätssensoren befestigt.

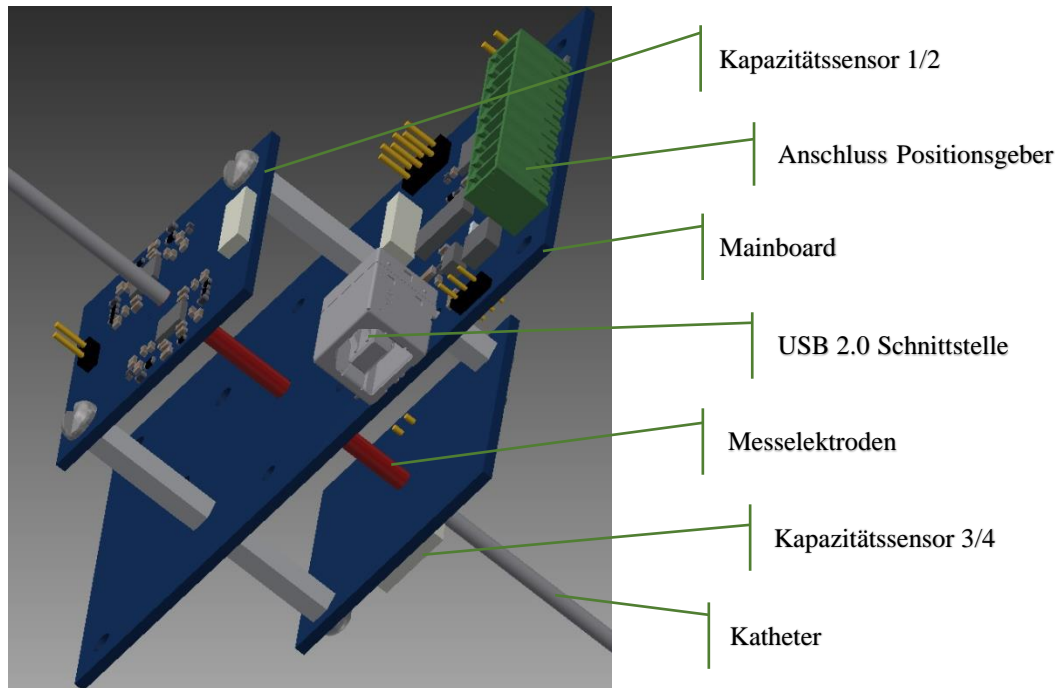


Bild 9: Platinenkonzept des Kapazitätssensors

Die eigentlichen Messelektroden sind als flexible Leiterplatte, die als Röhre in einer Aussparung der Platine der Kapazitätssensoren montiert wird, ausgeprägt. Die Messelektroden haben jeweils eine wirksame Länge von 17 mm (siehe Bild 9) und einen Abstand von 0,325 mm. Die Elektrodenanordnung und Anzahl wurde auf einen Katheter mit einem Außendurchmesser von 2,5 mm abgestimmt.

4. Messergebnisse am Demonstrator

Zur experimentellen Überprüfung der Leistungsfähigkeit des entwickelten Sensors wurde ein einlumiger Katheter verwendet. In einem ersten Schritt sollte nachgewiesen werden, dass Materialmengen bzw. Wandstärken eines Katheters deutlich mit den an dieser Position ermittelten Kapazitäten korrelieren. Der zu untersuchende Abschnitt wurde zunächst mittels Röntgen-Computertomographie digitalisiert. An den axialen Schnittbildern wurden entlang des Katheterumfangs Segmente definiert, deren Volumen anschließend ermittelt wurde.

Anschließend wurde der Katheter in eine optische Bank eingespannt (siehe Bild 10). Das Sensorsystem wurde schrittweise entlang des Katheters verschoben, wobei positionsgenaue Messwerte erfasst wurden. Die computertomografisch ermittelten Wandstärken wurden den gemessenen Kapazitäten gegenübergestellt (siehe Bild 12). Eine Korrelation ist deutlich erkennbar, auch wenn die Messwerte bei gleicher Wandstärke um bis zu 2,5 fF schwanken können. Noch vorhandene systematische Fehleranteile sind unter anderem auch auf kleine Lageungenauigkeiten von Elektroden und Katheter zurückzuführen, die beim Demonstrator noch nicht vollständig ausgeräumt werden konnten.

In der Folge wurde überprüft, inwieweit die Messergebnisse stabil reproduziert werden können. Es ergab sich die erwartete Normalverteilung der Messwerte mit einer Schwankungsbreite (99,73%) von $\pm 0,9$ fF.

Abschließend wurden vorab simulierte Merkmale in den Katheter eingebracht und im Sensor untersucht. Das Ergebnis kann Bild 11 entnommen werden. Im Bereich der Störung verändert sich die Kapazität erkennbar.

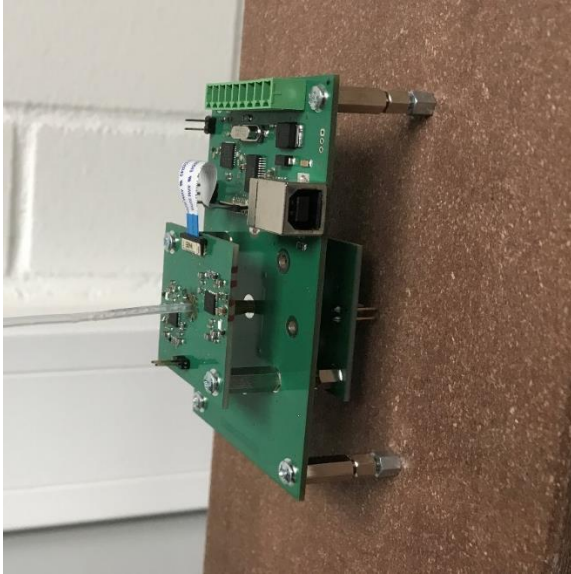


Bild 10: Messaufbau. Messelektronik wird auf einer optischen Bank entlang des Katheters verschoben

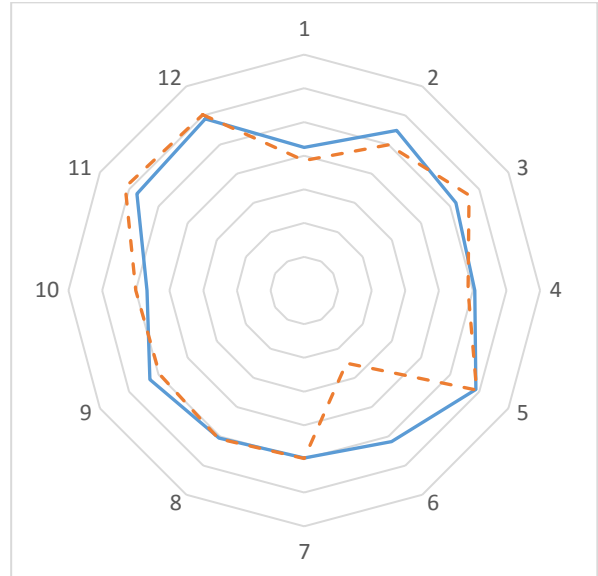


Bild 11: Reaktion des Messsystems auf 5 kleine, einseitig eingebrachte Löcher ($d < 1\text{ mm}$). Ungestört- durchgezogene Linie

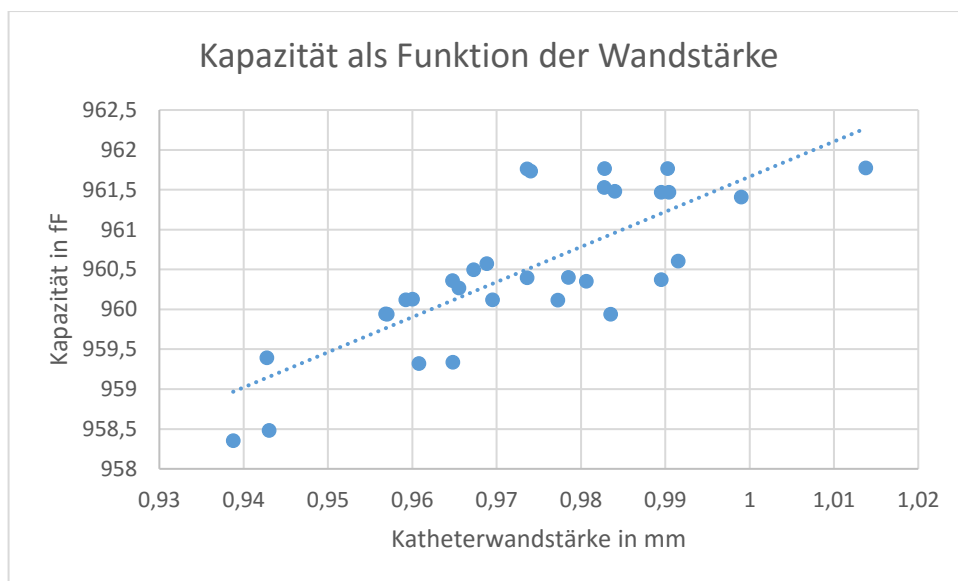


Bild 12: Deutlich ist die Abhängigkeit der Kapazität von der Wandstärke des Katheters zu erkennen. Verbleibende Schwankungen sind auf die zufälligen Fehler bei der Messung der Kapazität und der Wandstärke zurückzuführen.

5. Resümee und Ausblick

Das kapazitive Verfahren hat sich insgesamt als zielführende Methode erwiesen. Die Ergebnisse ermöglichen es, an Kathetern fehlende Konturen sicher zu erkennen. Eine wiederholgenaue Abhängigkeit von Wandstärken und gemessener Kapazität konnte nachgewiesen werden. Eine präzise Messung der Wandstärken als befähigtes Prüfmittel für Toleranzen von $250\ \mu\text{m}$ ist im Moment noch nicht möglich. Die Anordnung reagiert empfindlich auf die unpräzise und nicht stabil reproduzierbare Lage des Messobjektes im Sensor. Die Lösung dieses Problems hat auch erheblichen Einfluss auf die Robustheit des Systems für den industriellen Inline- Einsatz. Es müssen deshalb Konzepte gefunden werden, die eine Formschlüssigkeit zwischen Elektroden und Messobjekt erlauben und diesbezüglich auch eine Adoption auf unterschiedliche Katheterquerschnitte zulassen. Durch Kaskadierung

weiterer Elektroden kann die Informationsdichte weiter erhöht werden, wodurch zufällige Fehlereinflüsse zurückgedrängt werden und sich die Empfindlichkeit des Verfahrens verbessert.

Darüber hinaus eröffnen sich durch die Erhöhung der Anzahl der Messstellen und eine geeignete Abfrage der Kapazitätswerte in einer 1-zu-n-Beziehung Möglichkeiten, Konzepte der Tomographie anzuwenden und damit Merkmale im Katheter genauer lokalisieren zu können.

Die Nutzung von Methoden der künstlichen Intelligenz zur Bewertung der Katheterqualität erscheint sinnvoll. Dies gilt insbesondere, wenn neben den gemessenen Kapazitäten auch andere prozess- und produktrelevante Parameter zur Bewertung hinzugezogen werden.

Literaturverzeichnis

- [1] J. Bode, H. Dörnenburg: „Extrusionswerkzeuge und Extrusion von miniaturisierten Kathetern mit additiven Elementen“, 13. Magdeburger Maschinenbau-Tage
- [2] Heo, S. H., Kim, H. J., Ha, J. M., & Cho, S. O. (2012). A vacuum sealed miniature X-ray tube based on carbon nanotube field emitters. *Nanoscale Research Letters*, 7(1), 1–1. doi:10.1186/1556-276X-7-258
- [3] Security & Industrial Flat Panel Detectors Varex Imaging Corporation: <https://www.vareximaging.com/products/security-industrial-flat-panel-detectors>
- [4] ams Sensors Germany GmbH: PicoCap – The most flexible solution in direct Capacitance-to-Digital Conversion: <http://www.acam.de/products/picocap>
- [5] M. Körschens (2016). Simulation eines kapazitiven Sensors zur Geometriebestimmung und -bewertung eines Katheters

Neuartige Methode zur Integration von Elektronikkomponenten in medizinischen Kathetern

Dipl.-Ing. M.Sc. David Wagner¹⁾, Dipl.-Ing. Kai Pitschmann¹⁾, Prof. Bertram Schmidt¹⁾, Dipl.-Ing. Ulrich Schumann²⁾, Dipl.-Ing. Sebastian Freidank¹⁾, Dr.-Ing. Markus Detert¹⁾

¹⁾ Institut für Mikro- und Sensorsysteme, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Deutschland, david.wagner@ovgu.de,
0391-67-52857

²⁾ Institut für Informations- und Kommunikationstechnik, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Deutschland

Zusammenfassung

Das Ziel ist die elektrische und mechanische Verbindungsbildung von Kupferleiterbahnen eines flexiblen Substrats mit Kupferdrähten, die sich innerhalb einer Katheterwand befinden. Die präferierte Methode zur Verbindungsbildung soll die Verwendung eines beheizbaren Stempels, der Lotmaterial aufschmilzt, sein. Die Kupferdrähte mit einem Durchmesser von 150 µm wurden während des Extrusionsverfahrens eines Polyethylenkatheters, der einen Durchmesser von 3 mm und eine Wanddicke von 1 mm hat, integriert. Die Drähte werden als Signalleitung und als Energieversorgung verwendet. Da die Kupferdrähte innerhalb der Katheterwand liegen, muss das Polyethylenmaterial oberhalb der Kupferdrähte entfernt werden, um die Kupferdrähte kontaktieren zu können. Die Materialablation wurde mittels eines Femtosekundenlasers durchgeführt.

Das Kathetermaterial Polyethylen ist wärmeempfindlich und bedarf einer geeigneten Handhabung. Vor Beginn des eigentlichen Fügeprozesses wurden unterschiedliche Testaufbauten zur Parameterbestimmung realisiert, um das geeignetste Verfahren zu evaluieren. Dabei wird die Stempeltemperatur, die Stempelkraft und die Anpresszeit des beheizbaren Stempels beim Aufpressen auf der Substratrückseite untersucht. Das Ziel ist ein geringer Einfluss auf das wärmeempfindliche Polyethylen und eine stabile Lotverbindung zwischen den Fügepartnern Kupferdraht und Kupferleiterbahn. Erst nach diesen Voruntersuchungen werden die Kupferdrähte und die Leiterbahnen des flexiblen Substrats mit den ermittelten Parameter innerhalb der Katheterwand gefügt. Zur Überprüfung der Güte der Fügestellen werden zerstörungsfreie (Ultraschall-, Röntgen-) und destruktive Methoden (Pinzettenabzugversuch, Mikroschliff) genutzt. Abschließend können die Sensoren integriert werden.

Schlüsselwörter: beheizbarer Stempel, Katheterwand, Laserablation, Kupferdraht, Testmethoden

1. Einleitung

Immer genauere medizinische Anforderungen an Diagnostik und Therapie, erfordern neue Herangehensweisen in der elektronischen Aufbau- und Verbindungstechnik. Als Beispiel kann der intelligente Katheter mit Sensorintegration innerhalb der Katheterwand herangezogen werden. Die Integration von Kupferdrähten innerhalb der Katheterwand wird bevorzugt, da sich eine Vergrößerung des Durchmessers des Katheters vermeiden lässt und auch kleinste Gefäße sensorisch erreicht werden können. Eine Herausforderung ist die Öffnung der Katheterwand aus Polyethylen um die Kupferdrähte frei zu legen und diese anschließend mit dem Leiterbahnen des Substrats aus flexiblen Silikon (PDMS) oder dem flexiblem Polyimid zu verbinden. Das biokompatible Vergießen der Wandöffnung mit geeigneten Materialien bildet den Abschluss.

Der aktuelle Stand der Technik für die Sensorintegration in einem Katheter wird in zwei Techniken unterteilt. Das erste Verfahren ist die Integration von Sensoren, die auf einem flexiblen Substrat aufgebracht sind. Dieses Substrat wird auf die Außenwand des Katheters fixiert. Dies geht einher mit der Durchmesserergrößerung und der Erzeugung von Oberflächenunregelmäßigkeiten (Abbildung 1a).

Das zweite Verfahren ist die Verwendung von miniaturisierten Kabeln, die innerhalb des Lumens des Katheters liegen [1]. Diese Kabel, die innerhalb eines Lumens liegen, blockieren einen Kanal für die medizinische Versorgung. Somit muss ein zweites oder drittes Lumen genutzt werden. Dadurch wird der Durchmesser erneut vergrößert (Abbildung 1b).

Die Durchmesserverkleinerung hat große Bedeutung bei der Diagnose in kleinsten Gefäßen. Je kleiner der Durchmesser inklusive Sensor ist, desto besser können diese kleinsten Gefäße untersucht werden, bei denen eine Diagnose mit den aktuellen Katheteraufbauten nicht möglich ist. Die Erhaltung des Katheterdurchmessers bei

gleichbleibender Funktion, kann durch die Kontaktierung des Sensoraufbaus mit den Kupferdrähten innerhalb der Katheterwand erfolgen (Abbildung 1c).

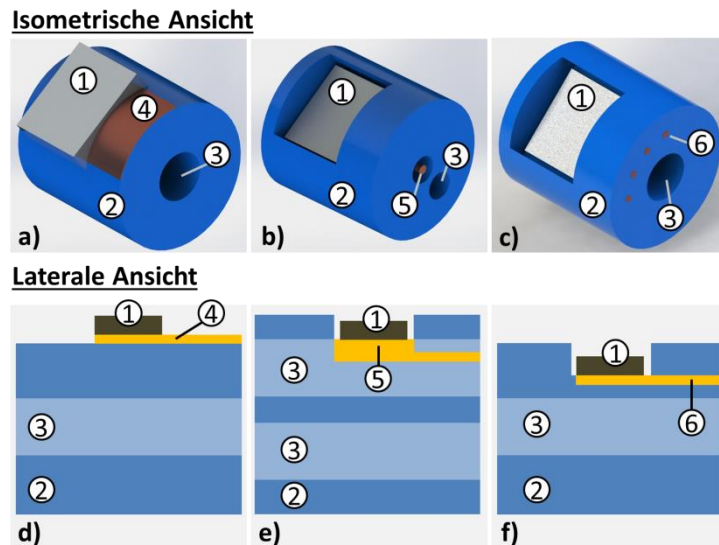


Abbildung 1: Aktuelle und zukünftige Sensorintegration in einem Katheter (1 - Sensor-Chip, 2 - Katheter, 3 - Lumen, 4 - Substrat, 5 - Lumen mit Kupferdraht innen, 6 - Kupferdrähte in Katheterwand integriert): a, d) Sensor und Substrat auf der Katheterwand, b, e) Sensor innerhalb der Katheterwand und Anschlussdrähte in einem zweiten Lumen c, f) Sensor und Anschlussdrähte innerhalb der Katheterwand.

2. Methoden und Ergebnisse

Um den Ausgangsdurchmesser des Katheters zu erhalten, werden Kupferdrähte für die elektrische Kontaktierung des sensortragenden flexiblen Substrats während des Extrusionsprozesses in die Katheterwand integriert. Dieser Inline-Prozess der Kupferdrahteinlage wird direkt an der Extrusionsmaschine durchgeführt. In Abbildung 2a ist ein Katheterquerschnitt mit Kupferdrahteinlage dargestellt. Für die Sensorkontaktierung müssen die Kupferdrähte mit den Leiterbahnen des flexiblen Substrats verbunden werden.

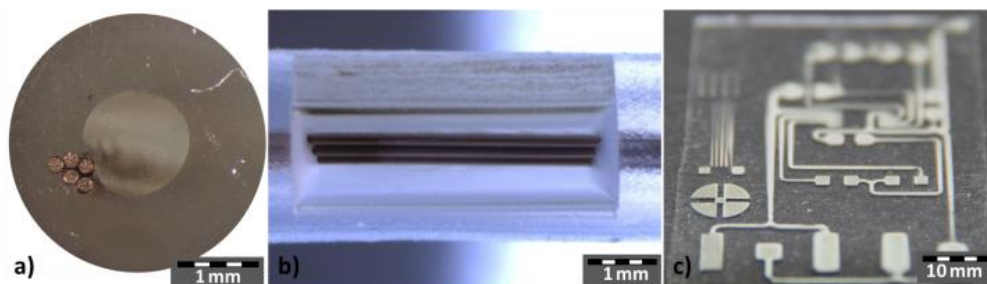


Abbildung 2: a) Querschnittsansicht der integrierten Kupferdrähte innerhalb der Katheterwand, b) Geöffnete Katheterwand durch einen Femtosekundenlaser mit einer Wellenlänge von 1030 nm und sichtbaren Kupferdrähten, c) Verdrätungsträger aus Silikon (PDMS).

Hierfür muss zunächst das Polyethylenmaterial des Katheters, welches über den Kupferdrähten liegt, entfernt werden. Die Verwendung eines Femtosekundenlasers liefert die vielversprechendsten Resultate, um das Polyethylenmaterials zu entfernen und die Katheterwand zu öffnen (Abbildung 2b). Die Kupferdrähte haben den Vorteil aufgrund einer speziellen Beschichtung gegeneinander isoliert zu sein, sodass die elektrische Einzeldrahtkontaktierung für jeden Draht möglich ist. Abbildung 2c zeigt ein zusätzlich entwickeltes, auf Silikon (PDMS-Polydimethylsiloxan) basierendes Substrat, welches biokompatibel und hoch flexibel ist sowie für den Fügeprozess verwendet werden kann [2]. Die minimale Dicke des PDMS-Substrates liegt aktuell bei 200 μm und kann in die Katheterwand integriert werden. Nach dem Fügevorgang kann die restliche Wandöffnung mit biokompatiblen PDMS verfüllt werden, um die Biokompatibilität des gesamten Katheters zu erhalten. Die

Öffnung der Katheterwand und der Fügeprozess am Katheter sind zeit- und kostenaufwendig. Aus diesem Grund wurden Vorversuche entwickelt, um die Prozessparameter zu bestimmen und zu bewerten. Die höchste Zuverlässigkeit an mechanischer Stabilität und elektrischer Signalqualität wird durch das Lötverfahren erreicht. Zunächst müssen die Leiterbahnen des flexiblen Substrats mit Lot benetzt werden [3]. Anschließend kann das Lot mit dem beheizbaren Stempel von der Rückseite des flexiblen Substrats umgeschmolzen werden. Die größte Herausforderung ist die Erhaltung der Formstabilität des Kathetermaterials Polyethylen, welches eine Schmelztemperatur von 130°C besitzt. Lotmaterialien (speziell Lotpasten) in der Elektronikindustrie beginnen bei einer Schmelztemperatur von 139°C und würden das Polyethylen möglicherweise schädigen. In diesem Fall ist es nur möglich, niedrigschmelzende Lotmaterialien zu verwenden. Eine Auswahl solcher Lotmaterialien ist in Tabelle 1 aufgeführt. Anhand dieser Auswahl soll die Qualität der Verbindung zwischen den Kupferdrähten innerhalb des Katheters und den Leiterbahnen des Substrats evaluiert werden.

Tabelle 1: Ausgewählte Lotmaterialien zur Bewertung der Verbindungsqualität zwischen den Leiterbahnen des Substrats und den Kupferdrähten innerhalb der Katheterwand.

Lotmaterial	Schmelztemperatur [°C]
Bi57Sn42Ag1	139
Bi50Pb31.3Sn18.7	96
In51Bi33Sn16	60

Die Verbindungsstabilität an ausgewählten Lotmaterialien wurde durch einen Schertest evaluiert (Anzahl der Proben: 30 Stück für jedes Lotmaterial). Ein SMD-Widerstand der Baugröße 0603 wurde auf einer starren FR4-Leiterplatte mit den aus Tabelle 1 verwendeten Lotmaterialien gelötet. Weitere Lotmaterialien mit höherer Schmelztemperatur (SAC305: 232°C und Sn63Pb37: 183°C) wurden den drei niedrigschmelzenden Lotmaterialien ebenfalls gegenüber gestellt, um eine Vergleichbarkeit mit Standardlotmaterialien zu gewährleisten. Das Ergebnis der Scherkraft und der Standardabweichung der Scherkraft ist in Abbildung 3 dargestellt.

Scherkraft und Standardabweichung

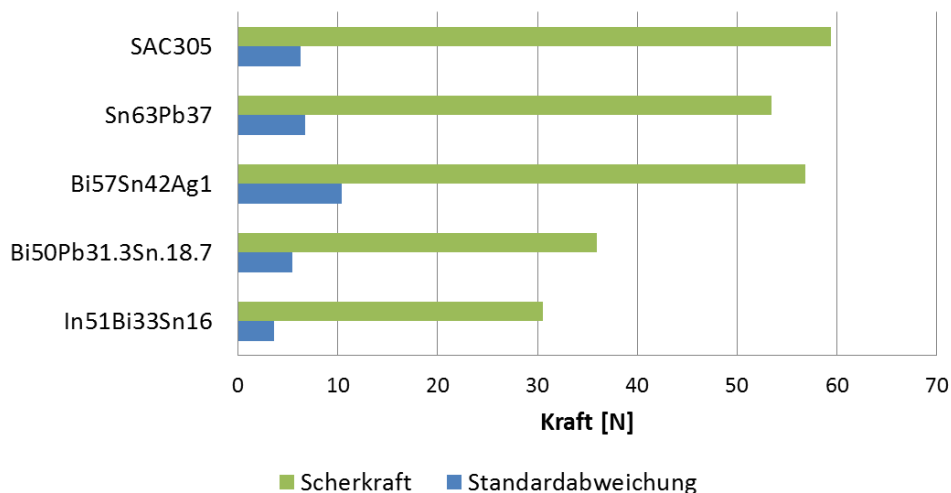


Abbildung 3: Scherkraft (Mittelwert) und Standardabweichung der untersuchten Lotpasten.

Die Lotpaste aus Bi57Sn42Ag1 hat den höchsten Mittelwert aus den in Tabelle 1 verwendeten Lotmaterialien mit einer Scherkraft von ca. 57 N. Der Vergleich mit den Lotpasten SAC305 und Sn63Pb37 zeigen sich nahezu die gleichen Abscherkräfte (SAC: 59 N und Sn63Pb37: 53 N). Die Lotmaterialien Bi50Pb31.3Sn.18.7 und In51Bi33Sn16 weisen circa die Hälfte des Mittelwertes der Scherkraft mit ca. 30 N auf. Dennoch sollten die Abscherkräfte auch in diesem Fall für einen stabilen Betrieb ausreichend hoch sein. Nach der Norm MIL-STD-883K (Method 2019.9) muss die minimale Abscherkraft für die Baugröße 0603 bei 14 N liegen, welche eingehalten wird [4]. Die Einflüsse auf die mechanische Zuverlässigkeit der Verbindung und somit auf den Sensor im Inneren des Katheters werden Untersuchungen am zukünftig aufgebauten Katheter zeigen.

Für die Prüfung der Handhabung und der Verbindungsbildung des verwendeten Lotmaterials wurden unterschiedlich dimensionierte Leiterbahnen auf dem flexiblen Polyimidsubstrat verwendet. Die Leiterbahnen variieren in den verschiedenen Parametern:

- Leiterbahnbreite: 50 μm , 100 μm und 150 μm
- Leiterbahnabstand 250 μm , 500 μm und 750 μm

Eine Parametervariation wurde durchgeführt, um die optimale Fügestelle zwischen dem Kupferdraht mit einem Durchmesser von 150 μm und den Leiterbahnen des flexiblen Substrats zu erreichen.

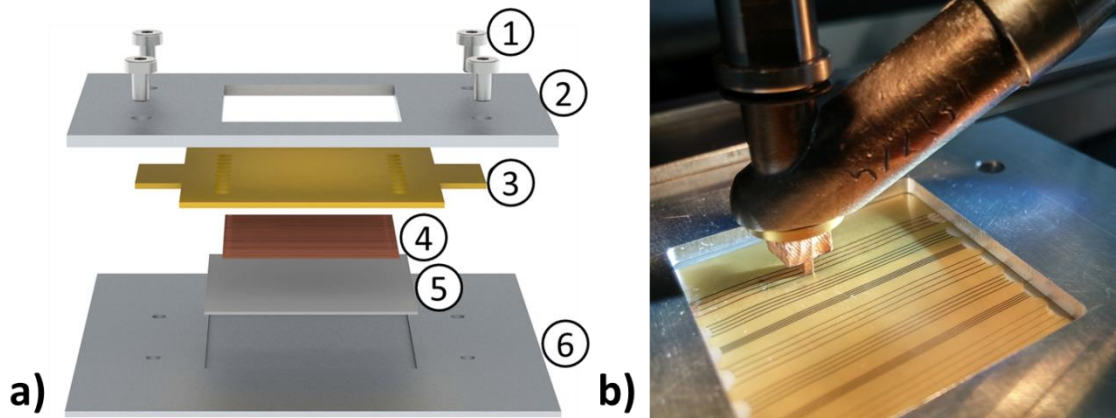


Abbildung 4: a) Schema der Testumgebung für das Fügen mit beheizbaren Stempel (1 - Schrauben, 2 - Deckel, 3 - Flexibles Substrat aus Polyimid, 4 - Kupferdrähte mit Durchmesser von 150 μm , 5 - Polyethylenplatte, 6 - Bodenplatte; b) experimentelle Versuchsumgebung.

Abbildung 4 zeigt eine technische Zeichnung einer solchen Versuchsumgebung und den realen Versuchsaufbau. Die Polyethylenplatte (5) zur Nachbildung des Kathetermaterials wird in eine Vertiefung in der Bodenplatte (6) gelegt. Oberhalb des Polyethylenmaterials sind die Kupferdrähte (4) und das mit den Leiterbahnen nach unten zeigende flexible Substrat (3) platziert. Der Zwischenschritt des Aufbringens des Lotmaterials auf die Leiterbahnen des flexiblen Substrats erfolgt separat und ist nicht Bestandteil dieser Veröffentlichung. Ein Deckel (2) mit Schrauben (1) fixiert den Aufbau.

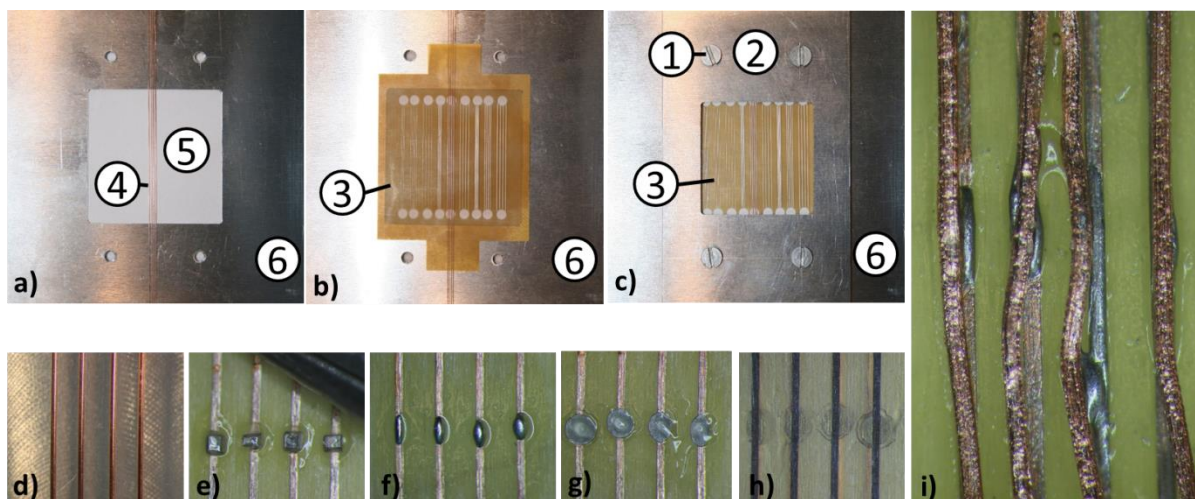


Abbildung 5: Testumgebung für das Fügeverfahren mit dem beheizbaren Stempel. a) Befestigung der Kupferdrähte mit gleichem Abstand der Kupferdrähte, b) Platzieren des flexiblen Substrats über den Kupferdrähten, c) Fixierung des Aufbaus mittels Deckel und Schrauben (1 - Schraube, 2 - Deckel, 3 - flexibles Substrat (Polyimid), 4 - Kupferdrähte mit Durchmesser von 150 μm , 5 - Polyethylenplatte, 6 - Grundplatte), d-h) Detailschritte, i) Ergebnis der Lotverbindung.

Abbildung 5 zeigt die Arbeitsschritte und das Resultat der ersten Versuche. In Abbildung 5a wurde die Polyethylenplatte in den Hohlraum der Bodenplatte eingesetzt. Die Kupferdrähte wurden mit Hilfe von Kerben am Rand der Bodenplatte und einem temperaturstabilen Polyimidklebeband an der Rückseite der Metallbodenplatte fixiert. Die Details sind in Abbildung 5d zu sehen. Die verwendeten Lotmaterialien Bi50Pb31.3Sn18.7 und In51Bi33Sn16 sind nur als Lotstangen erhältlich und müssen vor der Platzierung auf den Leiterbahnen des flexiblen Substrats vorverarbeitet werden. Aus diesem Grund müssen die Lotstangen zerkleinert und als Lotformteile aufbereitet werden. Die Herstellung der Lotformteile ist ein separater Schritt, der nicht Bestandteil dieses Beitrags ist. Die platzierten Lotformteile sind in Abbildung 5e dargestellt. Abbildung 5f zeigt das Ergebnis des umgeschmolzenen Lotmaterials. Zur optimalen Justage der Kupferdrähte wird das Lotmaterial mit 20 N flach gepresst (Abbildung 5g). Anschließend werden die Leiterbahnen des flexiblen Substrats direkt über den Kupferdrähten positioniert und mit einem selbsthaftenden Flussmittel („Tacky Flux“) (Abbildung 5b, mit Details in Abbildung 5h) fixiert und mit dem Deckel und den Schrauben gesichert (Abbildung 5c).

Nach diesen Vorbereitungsschritten wird der beheizbare Stempel auf die unterschiedlichen Schmelztemperaturen der Lotwerkstoffe erhitzt und auf der Rückseite des flexiblen Substrats platziert. Das in Abbildung 5i dargestellte Ergebnis ist vielversprechend und bedarf weiterer Optimierungsschritte. So ist die Positionierung der Kupferdrähte zu den Leiterbahnen noch nicht optimal. Ist das Positionierungsproblem zukünftig behoben, können auch die ersten Zuverlässigkeitstests, beispielsweise durch den Pinzettenabzugversuch („tweezer pull test“) starten.

Es existieren verschiedene Einflussfaktoren, die in den nächsten Tests identifiziert werden sollen. Dies erfolgt mit Hilfe eines Versuchsplanes (komplettes faktorielles 2²-Experiment mit zwei Durchgängen, der Blockbildung und einer randomisierter Reihenfolge innerhalb der Blöcke), wobei für jedes der drei aus Tabelle 1 verwendeten Lotmaterialien unterschiedliche Parameter angewendet und variiert werden:

- Temperatur des beheizbaren Stempels
- Druckkraft des beheizbaren Stempels
- Andruckzeit des beheizbaren Stempels

Nach Abarbeitung des Versuchsplans werden Parameter vorliegen, um das flexible Substrat direkt in der Katheterwand mit den Kupferdrähten zu fixieren ohne eine Vielzahl an Kathetern für Vorversuche opfern zu müssen. Nach dem Vergießen der restlichen Kavität der Katheteröffnung können verschiedener Prüfmethode wie Röntgen-, Ultraschall- und Mikroschliffuntersuchung durchgeführt und die Qualität der Verbindungsbildung untersucht und bewertet werden sowie das geeignete Lotmaterial bestimmt werden. Ein prinzipieller Aufbau der Einlage des flexiblen Substrats in die Öffnung der Katheterwand ist in Abbildung 6 dargestellt.

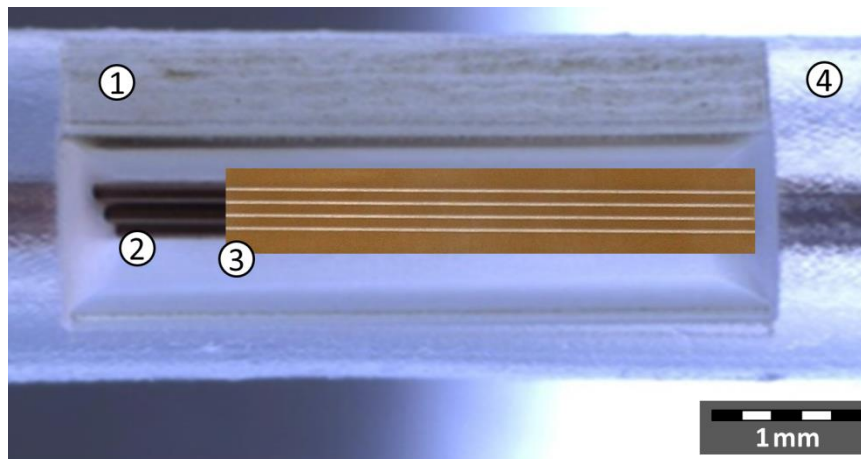


Abbildung 6: Der prinzipielle Katheteraufbau für das Fügeverfahren der Leiterbahnen des flexiblen Substrats und den Kupferdrähten innerhalb der Katheterwand mittels beheizbaren Stempel (1 - eröffnete Katheterwand, 2 - Kupferdrähte mit einem Durchmesser von 150 µm, 3 - flexibles Substrat (Polyimid) mit Leiterbahnen, 4 - Polyethylen-Katheter) [5].

3. Zusammenfassung

Dieser Beitrag zeigt die Entwicklung einer Testumgebung zur Kontaktierung der Leiterbahnen eines flexiblen Substrats mit Kupferdrähten, die innerhalb einer Katheterwand liegen. Es wurden Vorversuche zum Kontaktierverfahren mittels eines beheizbaren Stempels unternommen. Anschließend erfolgten die Auswertung des prinzipiellen Arbeitsablaufs und die Qualitätsanalyse. Die Ergebnisse dieser Vorversuche werden für eine präzise Technologiekonfiguration benötigt, um die Randbedingungen für das Fügeverfahren mit dem beheizbaren Stempel zu schaffen. Nach Fertigstellung des kompletten Katheteraufbaus sollte ein biokompatibler Test durchgeführt werden, um die medizinischen Regularien für Medizinprodukte zu erfüllen [6]. Für diese Testumgebung wurde eine Konzeptstudie bereits erstellt und die Besonderheiten der elektronischen Aufbau- und Verbindungstechnik berücksichtigt. [7, 8].

Danksagung

Die Gruppe der Mikrosystemtechnik der Universität Magdeburg bedankt sich bei Dr. Miclea vom Fraunhofer CSP (Halle) und Dr. Schulze vom Fraunhofer IMWS (Halle) für die Unterstützung bei der Bearbeitung mit dem Femtosekundenlaser. Außerdem möchten wir uns bei allen Studenten für die Unterstützung bedanken.

Literaturverzeichnis

- [1] F.E. Sauser, Chunyan Li, R.G. Azizkhan, C.H. Ahn, I. Papautsky, " Pressure microsensing catheters for neonatal care", IEEE Sensors, vol. 3, pp. 1476-1479, 2004. Institute of medicine (US). Looking at the future of the Medicaid program. Washington: The Institute 1999
- [2] Kai Pitschmann, David Wagner, Sven Brinkhues, Bertram Schmidt, Markus Detert, „Highly flexible and biocompatible interposer for medical applications”, Proceedings of the 39th International Spring Seminar on Electronics Technology, Pages 71-76, 2016
- [3] Markus Detert, Systemintegration in der Elektronik durch die Nutzung flexibler Verdrahtungsträger: Templin, 2013
- [4] MIL-STD-883K: 2013-06, Department of defense test method standard: microsection; Die shear strength (Method 2019.9)
- [5] David Wagner; Kai Pitschmann; Bertram Schmidt; Ulrich Schumann; Sebastian Freidank; Markus Detert , „Smart sensor integration in minimally invasive surgery tools“, Proceedings of the 40th International Spring Seminar on Electronics Technology, Pages 1-4, 2017
- [6] Biologische Beurteilung von Medizinprodukten - Teil 20: Prinzipien und Verfahren für die Immuntoxikologische Prüfung von Medizinprodukten Biologische Beurteilung von Medizinprodukten, DIN 10993-20, 2006
- [7] Stephan Jeutner, “Konzeptionserstellung zum Aufbau von Prüfapparaturen zur Biokompatibilitätsprüfung der Aufbau- und Verbindungstechnik von Baugruppen und Komponenten in Medizinprodukten,” Bachelorarbeit, Institut für Mikro- und Sensorsysteme, Otto-von-Guericke-Universität, Magdeburg, 2013
- [8] David Wagner, Bertram Schmidt, Markus Detert, “Innovative medical engineering - challenges for electronics packaging” In: Microelectronic Packaging in the 21st Century: honoray volume on the occasion of Klaus-Dieter Lang’s 60th birthday; Fachsymposium zum Thema "Microelectronic Packaging in the 21st Century” anlässlich des 60. Geburtstags von Prof. Klaus-Dieter Lang und IZM-Forschungspreisverleihung, Dienstag, 16. Dezember 2014, Berlin. - Stuttgart : Fraunhofer Verl., S. 369-372

Modifikation und Funktionalisierung von Materialien für Katheter

Annika Thormann², Manju Joseph², Dr. Sandra Richter¹, Dr. Stefan Schulze², Prof. Andreas Heilmann²

¹Fraunhofer-Institut für Mikrostruktur von Werkstoffen und Systemen IMWS Halle, D

E-Mail: Sandra.Richter@imws.fraunhofer.de, Tel.: 0345/5589-259

²Fraunhofer-Institut für Mikrostruktur von Werkstoffen und Systemen IMWS Halle, D

Zusammenfassung

Im Rahmen der Transfer-Initiative „Intelligente Katheter (INKA) - Embedded“ wurden im Teilprojekt „Oberflächenstrukturen und Beschichtungen zur Biofunktionalisierung sowie materialtechnische Bewertung von funktionalisierten INKA-Kathetern“ neue Katheter und speziell Katheteroberflächen und -beschichtungen zur Verbesserung der antithrombogenen Wirkstofffreigabe sowie der Reduktion der katheterinduzierten Zellaggregation und Thrombogenität entwickelt.

Es wurden Modifizierungsverfahren zur Erhöhung der Oberflächenstruktur sowie zur Adhäsionsverbesserung von gleitfähigen Beschichtungen auf konventionellen und von Projektpartnern zur Verfügung gestellten Mikrokathetern getestet und auf deren Wirksamkeit bewertet. Die Oberflächenstruktur wurde durch den Einsatz von lasergestützten Verfahren (Frequenzvervielfacher Nd-YAG-Festkörperlaser) eingebracht, so dass die effektive Oberfläche für die anschließende Beschichtung mit pharmakologisch wirksamen Substanzen erhöht werden konnte. Zur Optimierung der Oberflächenhydrophilie vor einer nachfolgenden Beschichtung wurden Plasmaverfahren genutzt. Eine umfangreiche materialwissenschaftliche Analyse (REM, AFM, XPS, Oberflächenenergie) klärt die Struktur-Eigenschaftsbeziehung zwischen Kathetermaterialien und der Beschichtung auf.

Schlüsselwörter: Katheter, Plasma, Laserstrukturierung, Chitosan, Heparin, Materialanalytik

1. Einleitung

Katheter sind in der medizinischen Versorgung nicht mehr wegzudenken. Die biegsamen, schlauchförmigen Instrumente ermöglichen sowohl die Erkennung von Krankheiten als auch die Behandlung unterschiedlicher Störungen und Erkrankungen. Daher gibt es Katheter auch in vielfältigen Varianten die, je nach medizinischem Einsatzgebiet, auch mit verschiedenen Behandlungs- und Diagnoseverfahren kombiniert werden. Um Materialeigenschaften zu erzielen die mit einem einzelnen Stoff allein nicht erreicht werden können, werden unterschiedliche Kunststoffe miteinander kombiniert (sog. Multilayerkatheter). Darüber hinaus werden Veredelungsverfahren wie die Plasmaaktivierung, Silikonisierung und die Funktionalisierung mit Hydrogelen angewendet mit denen sich die Oberflächeneigenschaften des fertigen Katheterschlauchs nachträglich beeinflussen lassen. Mit der Plasmaaktivierung werden die Oberflächeneigenschaften so verändert, dass die Oberflächen wasserliebend (hydrophil) werden. Zur Verbesserung der Gleitfähigkeit sind auch sogenannte Hydrogele geeignet. Diese hydrophilen Gele vermindern zusätzlich das Anhaften von Bakterien und können mit Medikamenten angereichert sein. Anwendungsnahe Entwicklungen konzentrieren sich auf die Polymermodifikation mittels pharmakologisch wirksamer Substanzen: die Oberflächenheparinisierung, die Beschichtung mittels Antibiotika oder Antiseptika und die Entwicklung von Hydrogelen (Hydromeren mit oder ohne Wirkstoffe) [1]. Bei allen derzeit kommerziell verfügbaren Kathetern befindet sich die pharmazeutische Beschichtung auf der Oberfläche des Katheters. Nachweislich geht ein großer Teil (bis zu 70 %) dieser Wirkstoffbeschichtung beispielsweise bei der Blutpassage oder der Expansion (Ballonkatheter) verloren. Dieser im Blut „verlorengegangene“ Medikamentenanteil hat vor allem bei Kathetern mit großer Oberfläche eine hohe systemische Auswirkung auf den Patienten, welche vor allem bei partikelhaltigen Beschichtungen zusätzlich zur Entstehung von Mikroembolien führen kann. Um dieses Problem zu lösen, beschäftigen sich neue Entwicklungen mit der Oberflächenstrukturierung (Transporttaschen) von Katheter-Okklusionsballons mittels Lasertechnologien. Der Wirkstoff wird hier in Transporttaschen eingeschlossen und erst am Applikationsort freigegeben [2, 3].

Zielstellungen der vorgestellten Studie sind **(1) die Übertragung der Technologie zur Oberflächenstrukturierung auf Mikrokatheter** und die Charakterisierung hinsichtlich der Wirkstoffbeschichtung sowie – freigabe und **(2) die Adhäsionsverbesserung der auf Chitosan basierenden gleitfähigen Beschichtung** auf Modellsubstraten sowie den Kathetermaterialien. Im Rahmen des Vortrages werden Untersuchungsergebnisse zur Adhäsionsverbesserung der Chitosan Beschichtungen erläutert.

2. Funktionelle Nassbeschichtung von pharmazeutischen Wirkstoffen

Für die Verbesserung der Reduktion der katheterinduzierten Zellaggregation und Thrombogenität der entwickelten Kathetermaterialien wurde für die funktionelle pharmazeutische Nassbeschichtung der antibakterielle Wirkstoff Chitosan (Heparin-Glutamat, Heppe Medical Chitosan) verwendet, der gleichzeitig verbesserte Gleiteigenschaften der Oberfläche gewährleistet. Für die Untersuchungen wurden für eine bessere Durchführbarkeit der Analytik Modellfolien aus den Kathetermaterialien gepresst. An den Kathetersubstraten konnten zusätzlich Untersuchungen zur Wirksamkeit der Chitosan Beschichtung erfolgen.

Da die verwendeten Kathetermaterialien PE, PVC, TPU und TPE eine unpolare Oberfläche haben und somit eine sehr geringe Oberflächenenergie, finden die Moleküle der aufzubringenden Beschichtungen keine Verbindungsstellen an denen sie sich anlagern können. Für eine Haftungsoptimierung und somit erfolgreiche pharmazeutische Beschichtung wurden die Kathetermaterialien deshalb mittels Plasmabehandlung modifiziert. Durch Plasmaaktivierung unter Niederdruck- (NDP) oder Atmosphärendruck (ADP) im Luft-Plasma werden unpolare Wasserstoffbindungen der Polymere durch Sauerstoffbindungen ersetzt. Diese können freie Valenzelektronen zur Anbindung der Moleküle der Beschichtungslösung bereitstellen. Die Plasmaaktivierung erfolgte in einer Vakuumkammer B30 unter Niederdruckbedingungen ($f=13,56\text{ kHz}$; $P=200\text{ W}$; $p=1,2\text{ Pa}$; $t=300\text{ s}$) und einem Argon-Sauerstoff-Prozessgasgemisch ($\text{Ar}:\text{O}_2 = 20:10\text{ sccm}$ bzw. $10:20\text{ sccm}$). Der Nachweis der erfolgreichen Oberflächenmodifizierung erfolgte durch Ermittlung der Oberflächenenergie (OFE) mittels Testtinten nach ASTM D-2578-8 (Schläuche: $D_A=2-3\text{ mm}$; $L=80\text{ mm}$) und Kontaktwinkelmessung (Modellfolien: $A=25\times 75\text{ mm}^2$) sowie mittels Röntgenphotoelektronenspektroskopie (XPS) und Zeta-Potential-Messungen zur Untersuchung der erhaltenen funktionellen Gruppen. Ergänzend wurde mittels Rasterelektronenmikroskopie (REM) der Einfluss der Plasmaaktivierung auf die Oberfläche des Katheters geprüft. Weiterhin erfolgte die Ermittlung der Adhäsionskräfte zwischen plasmaaktivierten Kathetermaterialien und einer Chitosan-Glutamat-Beschichtung durch kraftspektroskopische Messungen mittels Rastersondenmikroskopie (nanowizard® II, JPK-Instruments, Berlin, Deutschland). Hierfür wurden Standard-Siliziumcantilever (Federkonstante nach Methode des thermischen Rauschen [Sader et al.] $k_c \sim 0,4\text{ N/m}$) mit Chitosan beschichteten Glaskugelsonden ($r_{\text{Tip}} \sim 4\mu\text{m}$) präpariert. Die anschließende Nassbeschichtung der

Modellsubstrate sowie Katheterschläuche mit Chitosan-Glutamat wurde durch eine Tauchbeschichtung (Dip Coater NIMA) bei Raumtemperatur realisiert. Die erhaltenen Schichten wurden mittels REM hinsichtlich ihrer Schichtmorphologie untersucht. Die Bewertung der Schichthftung bei mechanischer Belastung erfolgte im Knicktest. Für die Bewertung der Schichthftung unter physiologischen Bedingungen, aber vor allem zur Bewertung der antibakteriellen Wirkung der Chitosan beschichteten Kathetermaterialien, wurden mikrobiologische Untersuchungen durchgeführt. Hierzu wurde die Proben nach einer UV-Sterilisation ($t_{UV} = 4h$) mit dem Bakterienstamm *P. aeruginosa* ($5 \cdot 10^7$ KBE/ml) im Nährmedium CASO (V: 1:20) für eine Zeit t von 18h bei einer Temperatur ϑ von $35^\circ C$ und einer relativen Luftfeuchte $rH \geq 90\%$ inkubiert. Anschließend wurden die Bakterien von der Katheteroberfläche durch Eluation und Vortexen entfernt und auf einem Agar ausplattiert. Nach einer Inkubationszeit von 24 h und 48 h wurde die kolonienbildenden Einheiten (KBE) der *P. aeruginosa* und somit die antibakterielle Aktivität R nach ISO20473 bestimmt.

3. Ergebnisse

3.1 Plasma-Aktivierung

Der Nachweis der erhaltenen funktionellen Gruppen auf den Katheteroberflächen nach der Plasmamodifizierung erfolgte mittels XPS-Untersuchungen. Die Ergebnisse der chemischen Zusammensetzung an den Oberflächen sind in Bild 1 dargestellt. Detektiert wurden auf den unbehandelten Substraten die materialtypischen Elemente C, Cl, N. Nach der Niederdruck-Plasmaaktivierung im Argon-Sauerstoffgemisch (10:20 bzw. 20:10) wurde auf allen Kathetermaterialien eine Erhöhung der sauerstofffunktionellen Gruppen quantifiziert, wobei sich die gemessenen Anteile an Sauerstoff nur marginal in Abhängigkeit der Prozessgaszusammensetzung unterscheiden. Tendenziell zeigte sich jedoch durch die Aktivierung im Niederdruckplasma (ND) bei einem Gemisch von Ar/O₂ von 20:10 ein leicht höherer Sauerstoffanteil als bei der ND-Plasmabehandlung bei einem Gemisch von Ar/O₂ von 10:20. Ausnahme bildet hier das TPE Material. Der höhere Anteil des Edelgases bewirkt scheinbar eine bessere Anbindung der Sauerstoffmoleküle.

Anhand der erhaltenen Oberflächenenergien der aktivierten Kathetermaterialien konnte durch die Plasmaaktivierung mit Ausnahme des TPE eine Erhöhung der Oberflächenenergie im Vergleich zum Ausgangsmaterial nachgewiesen werden (vgl. Bild 2). Hierbei zeigte sich für die gewählten Plasmaparameter ein materialspezifisches Resultat. Während für PVC und PE die Oberflächenenergie und insbesondere der polare Anteil mit höherem Sauerstoffanteil im Gasgemisch gesteigert werden, reduziert sich der polare Anteil auf den TPE und TPU Materialien mit zunehmendem Sauerstoffanteil im Gasgemisch.

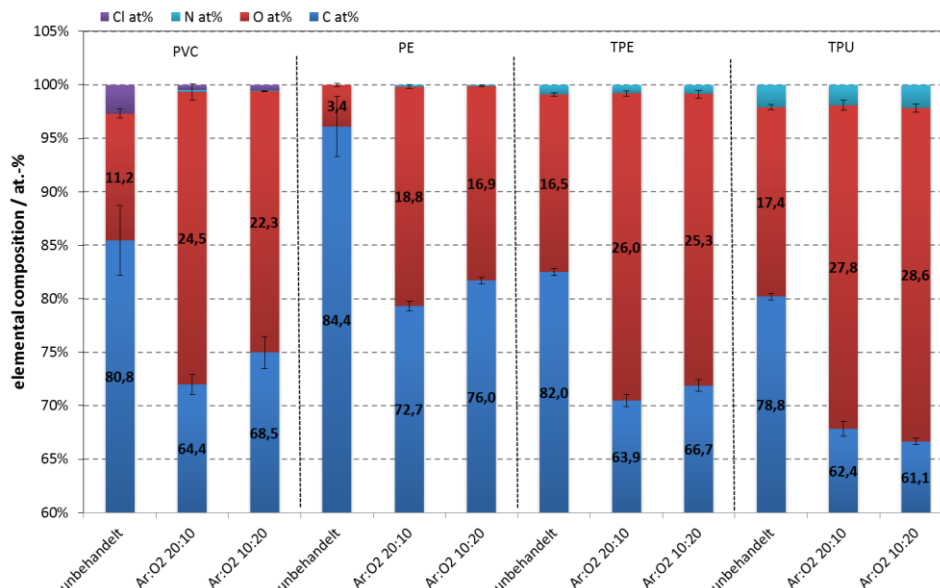


Bild 1: Vergleich der chemischen Zusammensetzung (Elementanteile in at%) der Katheteroberflächen nach variierenden Plasmaaktivierungen unter Niederdruck-Bedingungen.

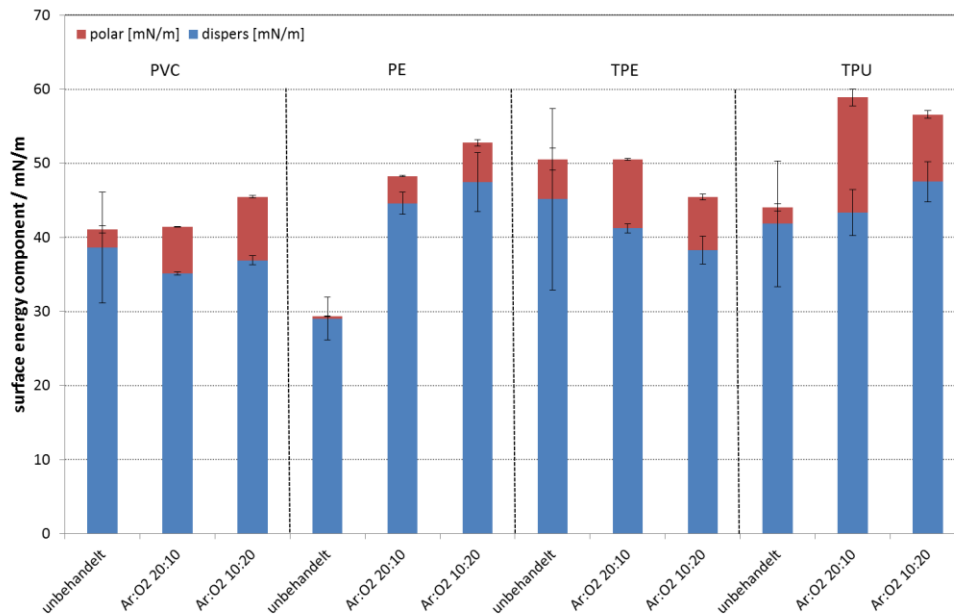


Bild 2: Vergleich der Oberflächenenergien (polar, dispers) der Kathetermaterialien nach variierenden Plasmaaktivierungen unter Niederdruck-Bedingungen.

Neben der bekannten Elementzusammensetzung der Oberfläche liefert die elektrochemische Untersuchung zum Erhalt des Zeta-Potentials (ZP) Aussagen zur Bildung funktioneller Gruppen an der Materialoberfläche. Nach der Methode von Helmholtz-Smoluchowski wird der potentielle Abfall zwischen fester und flüssiger Phase durch die Messung der Oberflächenladung im pH-Bereich zwischen 2,8 – 10 vergleichend für unbehandelte und Plasma aktivierte Kathetermaterialien ermittelt. Bild 3 stellt vergleichend die Messergebnisse zusammen. Die unbehandelten Oberflächen der Kathetermaterialien zeigen ein weitgehend inertes Verhalten. Die negative Oberflächenladung wird durch die Hydroxylionen des Wassers bewirkt. Der isoelektrische Punkt IEP/pH bei ZP 0,0 mV beträgt für die getesteten unbehandelten Kathetermaterialien für PVC 3,1, für PE 3,3, für TPE 3,5 und für TPU 3,7.

Durch die Niederdruckplasmabehandlung im Argon-Sauerstoffgemisch von 10:20 sccm und den damit verbundenen Einbau funktioneller Gruppen, kommt es zu einer signifikanten Änderung des isoelektrischen Punktes (IEP) für das Kathetermaterial PE. Die Verschiebung des IEP zu niedrigen pH-Werten (IEP_{PE} 2,6) sowie die Zunahme des ZP von -80 mV auf -60 mV weist die Anbindung vermehrt sauerstoffhaltiger funktioneller Gruppen nach. Eine Erhöhung des IEP ist für den Einbau basischer Gruppen charakteristisch. Beim PVC wird infolge der Plasmaaktivierung eine Erhöhung des IEP auf 3,4 und bei den Materialien TPE und TPU eine Reduzierung auf 3,4 bzw. 3,6 festgestellt. Bleibt der IEP wie in den Fällen PVC, TPE, TPU etwa konstant, werden kaum funktionelle Gruppen angebonden. Ursache hierfür kann die Lagerungszeit der Materialien vom Zeitpunkt der Aktivierung bis zur Messung sein.

Kraftspektroskopische Messergebnisse der plasmaaktivierten Kathetermaterialien einer Chitosan beschichteten Cantilever Messsonde sind im Vergleich zu unbehandelten Proben am Beispiel des PVC im Bild 4 dargestellt. Die experimentellen Untersuchungen erfolgten mit der Methode des kraftspektroskopischen Mappings. Dabei wird die beschichtete Glassonde mit einer definierten Normalkraft F_N auf die Oberflächen aufgebracht und wieder zurückgezogen. Die Adhäsionskraft F_{Adh} ergibt sich aus der maximal gemessenen negativen Kraftauslenkung der Cantilevers die nötig ist um die Glassonde von der Oberfläche zu lösen. Messungen erfolgten in einem Raster von $5 \times 5 \mu m^2$, so dass etwas 16.000 Messpunkte aufgezeichnet wurden.

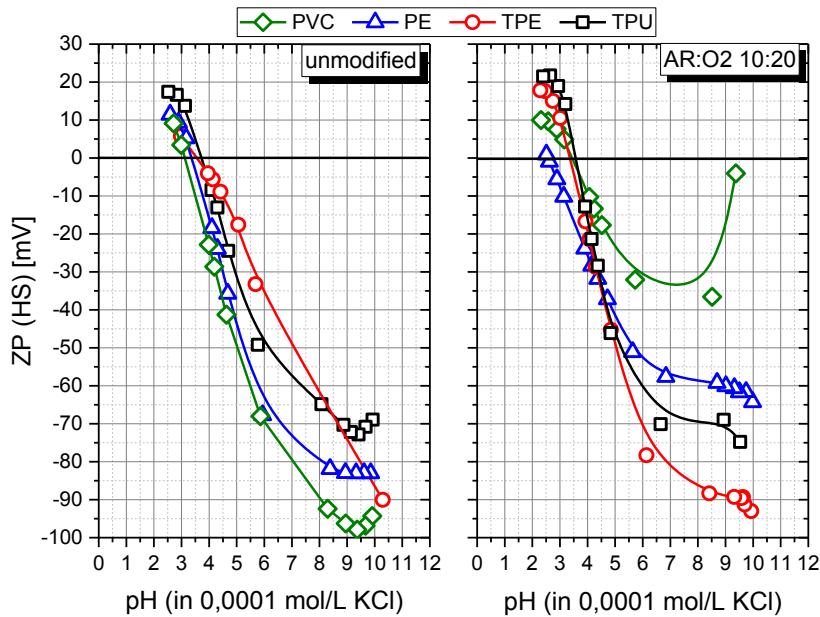


Bild 3: Zetapotential ZP der unbehandelten und Plasmaaktivierten (NDP Ar/O₂ 10:20) Kathetermaterialien.

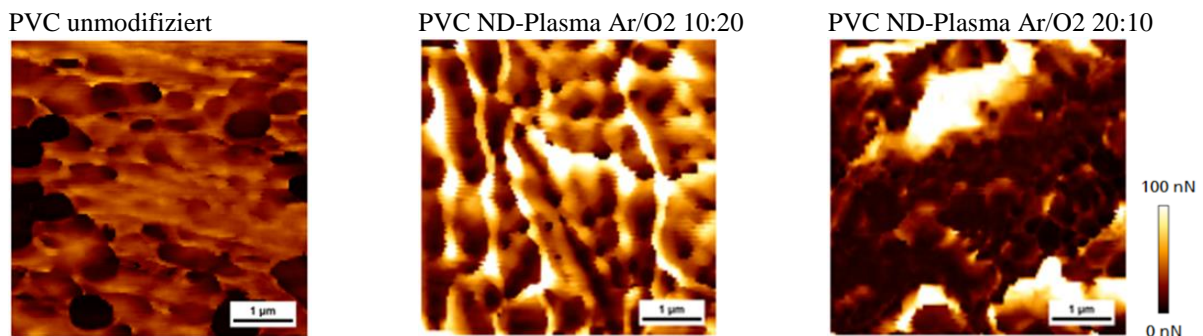


Bild 4: Adhäsionskräfte einer unbehandelten (links) und im ND-Plasma aktivierten PVC Katheteroberfläche – Ar/O₂ 10:20 (Mitte) und Ar/O₂ 20:10 (rechts).

Anhand der AFM-Adhäsionsmessungen zeigt sich, dass durch die Niederdruckplasmaaktivierung im Vergleich zur unbehandelten Katheteroberfläche eine erhöhte Adhäsion der Polymeroberflächen zum Chitosan gegeben ist. Insbesondere für die Materialien PE, PVC und TPE werden lokale Adhäsionszentren von bis zu 100 nN im Vergleich zur unbehandelten Oberfläche mit Adhäsionskräften von max. 50 nN erreicht. Bei dem Kathetermaterial TPU konnte durch die Plasmaaktivierung der Oberfläche keine signifikante Erhöhung der Adhäsionskraft auf das Chitosan festgestellt werden.

3.2 Chitosan-Beschichtung

Die REM-Untersuchungen der beschichteten Katheter zeigen im Bild 5 eine homogene Ausbildung der Chitosan Beschichtung mit sehr guter Haftung zur Oberfläche aller 4 Kathetermaterialien (PVC, PE, TPE und TPU). Mit einer Chitosan-Glutamatkonzentration von 2,0 w/v% bei einer Tauchzeit von 30s und einer Auszugsgeschwindigkeit von 100 mm/s konnten Schichtdicken in Abhängigkeit der Modifizierung von $1,13 \pm 0,14 \mu\text{m}$ bzw. $5,19 \pm 0,03 \mu\text{m}$ für TPU, von $0,95 \pm 0,0 \mu\text{m}$ bzw. $1,62 \pm 0,24 \mu\text{m}$ für PVC, von $5,46 \pm 0,37 \mu\text{m}$ bzw. $1,45 \pm 0,03 \mu\text{m}$ für PE sowie $2,96 \pm 0,42 \mu\text{m}$ bzw. $1,43 \pm 0,0 \mu\text{m}$ für TPE für das jeweilige Ar/O₂-Gemisch von 10:20 bzw. 20:10 erzielt werden.

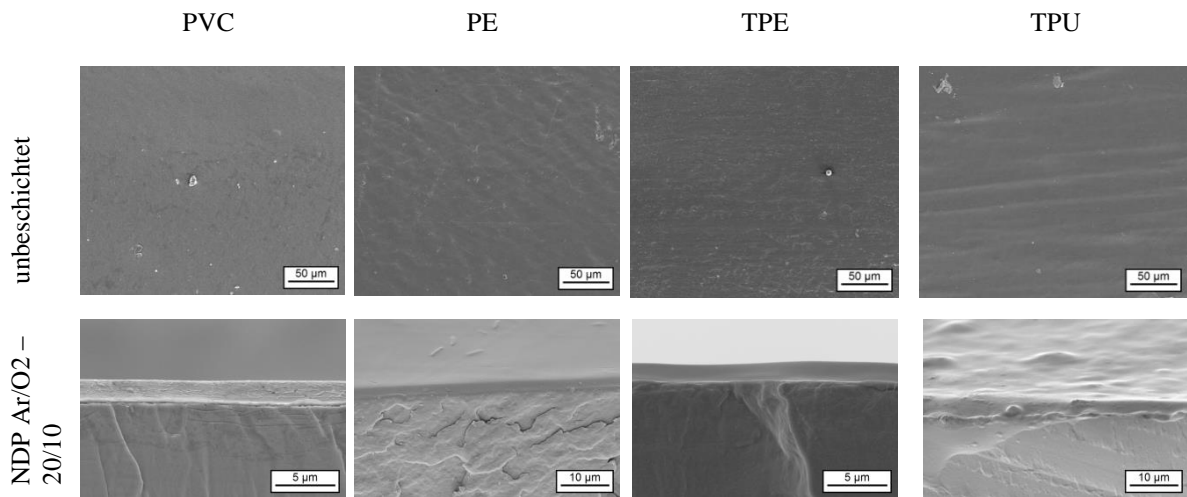


Bild 5: Rasterelektronenmikroskopische Abbildungen der unbeschichteten und nach ND-Plasmaaktivierung (Ar/O₂ 20/10) mit Chitosan beschichteten ($v_{\text{aus}} 100 \text{ mm/s}$) Katheteroberflächen.

Die Bewertung der Schichthaftung bei mechanischer Belastung erfolgte im Knicktest (vgl. Bild 6). Ohne eine zusätzliche Plasmabehandlung vor Aufbringen der Chitosanbeschichtung kam es vor allem bei den Kathetermaterialien PVC und PE zum Ablösen der Chitosanschicht nach mechanischer Belastung. Erst durch die Niederdruckplasmaaktivierung (NDP) im Argon-Sauerstoff-Gemisch (20:10 bzw. 10:20) konnte eine Verbesserung bzw. vollständige Haftung der Chitosanbeschichtung erzielt werden.

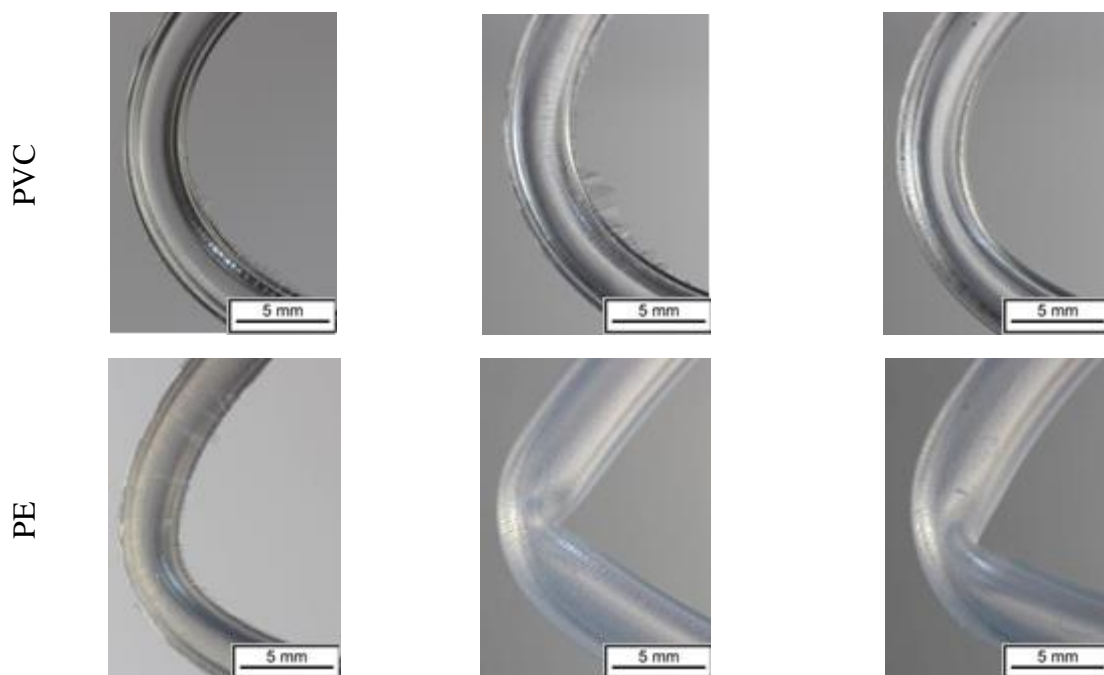


Abbildung 6: Knicktest der Chitosan beschichteten Katheteroberflächen PVC und PE mit unterschiedlichen Plasmaaktivierungen (links: ohne, Mitte: NDP Ar/O₂ 20:10, rechts: NDP Ar/O₂ 10:20).

Die Bewertung der antibakteriellen Wirkung der Chitosan Beschichtung auf den Kathetermaterialien zeigte unter den gewählten Testbedingungen für alle Chitosan beschichteten Kathetermaterialien (PVC, PE, TPE und TPU) eine haftfeste Beschichtung. Weiterhin zeigte sich für die verwendete Verdünnung des Eluenten von 10^{-4} eine sehr gute antibakterielle Aktivität der Chitosan Beschichtung mit einer Verringerung des Bakterienwachstums um den Faktor 110 im Vergleich zum unbeschichteten Kathetermaterial.

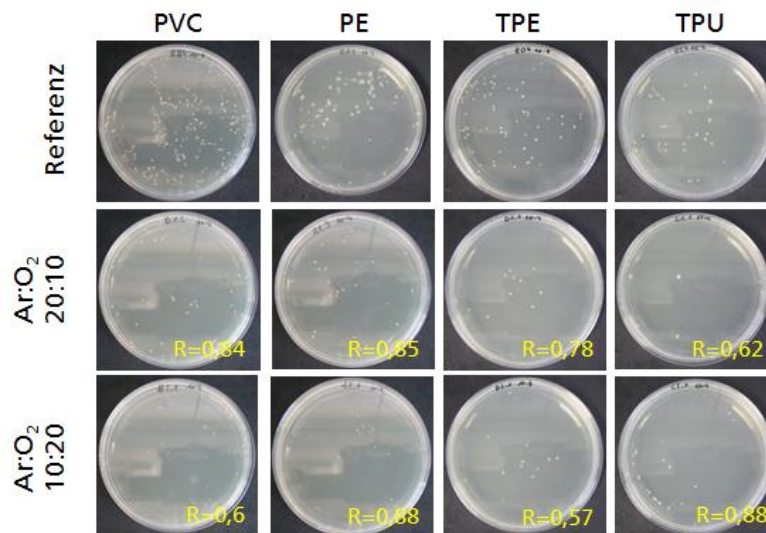


Bild 7: Agar-Platten nach 18h Inkubation mit *P. aeruginosa* für die unterschiedlich plasmaaktivierten Kathetermaterialien und Angabe der antimikrobiellen Aktivität R: Effizienz der Beschichtung für $R < 1$.

4. Zusammenfassung

Zur Realisierung und Gewährleistung gleitfähiger, antimikrobieller Beschichtungen auf vier verschiedenen Kathetermaterialien wurden systematische Untersuchungen zur Adhäsionsverbesserung durch Niederdruck-Plasmaaktivierung durchgeführt. Sowohl die materialwissenschaftlichen Analyseergebnisse als auch die anwendungsorientierten Versuche weisen eine gute Schichthaftung bei optimierten Modifizierungsparametern nach. Auch die Wirksamkeit der getesteten Chitosan Beschichtung konnte auf allen Materialien gezeigt werden.

Danksagung

Die vorgestellten Ergebnisse entstanden im Rahmen des InnoProfile-Transfer Projektes **INKA-Embedded** (03IPT710A-G), gefördert vom BMBF.



Literaturverzeichnis

- [1] J. M. Schierholz et al.: Katheter-Materialien: Schwierige Suche nach neuen Werkstoffen; Dtsch Arztebl 1998; 95(17) (1998)
- [2] <http://www.onmeda.de/behandlung/katheter-methoden-der-oberflaechenveredlung-2351-6.html>
- [3] T. Heilmann et al.: A New Approach for Safe Drug Delivery by Drug Coated Balloons - WOMBAT® IIb; Cardiovascular Revascularization Medicine 01/2011; 12(3) (2011)

Herstellung biokompatibler Grenzflächen, sowie mikro- und nanoporöser Materialien für Katheter

Christian Herbst, Javorina Milosevic, Hans-Jörg Meisel

SpinPlant GmbH, Halle (Saale), Deutschland

Zusammenfassung

Die SpinPlant GmbH widmet sich der Erzeugung, Charakterisierung, Prüfung und Anwendung von Materialien, die mit biologischen Systemen über Grenzflächen in Kontakt stehen und wechselwirken.

Die Spinplant GmbH nutzt die Methode des Elektrosinnens. Dabei handelt es sich um eine der führenden Methoden zur Herstellung biomimetischer Trägermaterialien im Nanomaßstab für die Geweberegeneration. Die Methode ist weiterhin für die Herstellung biokompatibler Grenzflächen und Kathetermaterialien gut geeignet.

Der Elektrosinnprozess wurde eingesetzt, um Proben mit nativer, kollagenhaltiger Struktur zu erhalten. Die einzigartige Plattformtechnologie ermöglicht die Beimischung bioaktiver Wirkstoffe. Mittels verschiedener Techniken, wie der REM-Analyse, Histologie und in-vitro Biokompatibilitätstest wurden die gesponnenen Vliese umfassend charakterisiert.

Die Spinplant GmbH bietet ein Gerüst aus nativem Biomaterial im Nanomaßstab, welches im Stande ist die extrazelluläre Matrix nachzuahmen und an benachbarte Muskeln und Nerven leiten/angrenzen kann, ohne deren ursprünglichen Phänotyp zu beeinträchtigen. Diese innovative Struktur fördert die Geweberegeneration und wirkt dabei entzündungshemmend.

Schlüsselwörter: Elektrosinnen, Nanofasern, Kathetermaterialien

1. Einleitung

Fremdkörpermaterialien oder Implantate können aus Metall, Glas, Keramik-composites oder aus Kunststoff bestehen. Das Material des Katheters spielt eine wichtige Rolle. Idealerweise bestehen Katheter aus nativen biologischen Materialien, die als Grundbausteine am Einsatzort bereits existieren [1].

Im Vergleich zu den anderen innovativen Technologien (z.B. 3D-Druckverfahren), bietet das Elektrosinnen dabei den großen Vorteil, dass Materialeigenschaften auf der Mikro-/ Nano-Ebene variabel angepasst werden können. Damit wird es möglich, Parameter wie z. B. die Dichte, Poren oder Kontaktstellen zwischen unterschiedlichen Materialien auch innerhalb der erzeugten Strukturen definiert zu gestalten. Beim Elektrosinning-Verfahren, besteht die Möglichkeit, biokompatible Polymere zu verarbeiten, ohne dass dabei hohe Temperaturen oder chemische Prozesse notwendig sind. Das Elektrosinnen ist daher auch für große, komplexe Moleküle geeignet und dadurch ideal für die Entwicklung neuer Materialien. Die Reduzierung des Faserdurchmessers vom Mikrometer- in den Nanometerbereich führt zu zahlreichen einzigartigen Materialeigenschaften. Dazu zählen ein enormes Oberflächen/Volumen-Verhältnis, ein verändertes Benetzungsverhalten, Änderungen der Freisetzungsrates aufgenommener Stoffe usw. [2].

Die Materialauswahl orientierte sich an vorhandenen Produkten bzw. Erfahrungen der Spinplant GmbH. Hierzu wurde eine Produktgruppenanalyse vorgenommen, in deren Mittelpunkt der Einsatz von Kathetern bzw. Schläuchen stand. Dabei wurde der Schwerpunkt auf Biomaterialien gelegt, die unbedenklich in den Körper unbedenklich eingebracht werden konnten. Die Entwicklungsziele sind die neuen Eigenschaften für die Oberflächen zu erforschen.

Schwerpunkte der Entwicklung neuer Katheter-Materialien und -beschichtungen sind u.a. eine weitere Reduktion der katheterassoziierten Infektion. Die Ursachen für Schmerzen beim permanenten Katheter (Dauerkatheter) sind vielfältig wie z.B. Entzündungen, meist bakterieller Art, die menschliche Gewebe befallen können. Katheterinfektionen bei der Behandlung des Hydrozephalus sind schwere und lebensbedrohliche Komplikationen. Daher schienen Antibiotika-beschichtete Katheter eine mögliche Verbesserung darzustellen. Problematisch dabei wäre eine zu schnelle Freisetzung der verwendeten Antibiotika mit Nebenwirkungen. Eine denkbare Lösung ist die Imprägnierung der Spinnlösung mit Antibiotika oder antibakteriell wirksamen Nanopartikeln. Dabei werden Silbernanopartikel oder ZnO-Nanopartikel zusammen mit den Biopolymeren gesponnen [3]. Vollkontrastgebende Kathetermaterialien sind auch von Interesse in der Medizin. In dem Zusammenhang wurde eine zirkoniumhaltige Polymerlösung als Kontrastmittel etabliert. Es gelang eine zirkoniumhaltige Spinnlösung herzustellen, die ZrO_2 Nanopartikeln enthält und als spinnbar bezeichnet wurde.

1.1 Erzeugung biokompatibler Kathetermaterialien

Ziel des Forschungsvorhabens war die Entwicklung und Erprobung industrienaher Fertigungsverfahren zur Herstellung von Nanofasern und Nanofaservliesen aus biobasierten Polymeren für Anwendungen in der Medizin. Wesentlicher Bestandteil der Forschung war die Aufklärung der durch die gezielte Variation der Prozessparameter gesteuerten Morphologie von Nanofasern, hybriden Nanofasern und Nanofaservliesen durch den Einsatz elektronenmikroskopischer Verfahren. Weiterhin wurden die erzeugten Materialien auf Biokompatibilität *in vitro* geprüft.

Im Projektverlauf wurden verschiedene Materialien, Lösungsmittel und Rezepturen erprobt. Die für einen stabil laufenden Herstellungsprozess erforderlichen Lösungs- und Geräteparameter wurden definiert.

Die Verspinnung von den Biopolymeren und die Integration bioaktiver Nanopartikel, bzw. Wirkstoffe in die Nanofasern gelingt unter Nutzung der Elektrospinnanlage Nanospider 1WS500U. An einem Beispiel konnte die befriedigende Verteilung von mitversponnenen Nanopartikeln in Nanofasern demonstriert werden (Bild 1).

Ziel des Projektes war, langzeitstabile dreidimensionale (3D) Grenzflächen und Kathetermaterialien aus nativen Nanofasern mittels Elektroverspinnens zu entwickeln, welche große Ähnlichkeiten zur Struktur der extrazellulären Matrix aufweisen und somit ein optimales regeneratives Potential bieten. Die Überwachung der Produktqualität erfolgt durch rasterelektronenmikroskopische (REM) und spezielle transmissionselektronenmikroskopische (TEM) Untersuchungen und Prüfungen der Biokompatibilität.

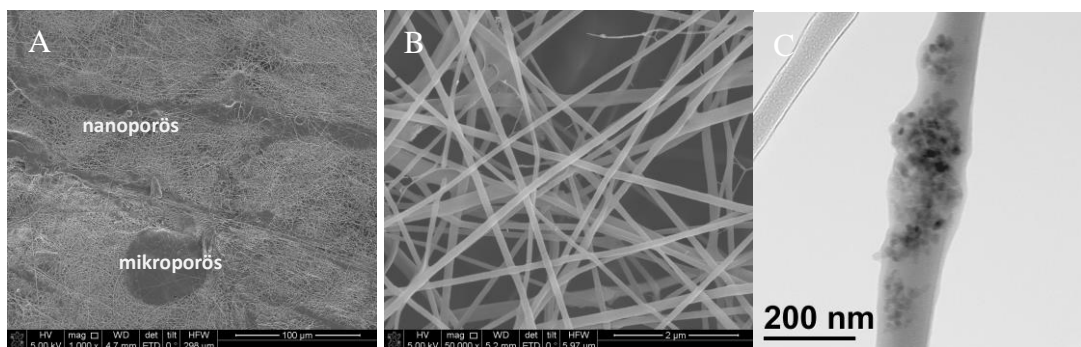


Bild 1: Morphologie der mikro- und nanoporöse Vliese (A), sowie von Kollagen Nanofasern nach Verspinnen; REM (B). Hybride Nanofasern aus Kollagen und nanopartikulärem Wirkstoff; TEM (C).

1.2 Laserbearbeitung der Kathetermaterialien

Die Kathetermaterialien lassen sich problemlos und präzise mit dem Laser konfektionieren, ohne dass dabei bedeutsame Materialschädigungen entstehen. Die REM Aufnahmen weisen nur optisch sichtbare Veränderungen im Mikrometerbereich nach.

1.3 Sterilisation von Medizinprodukten

Die Untersuchungen zur Sterilisierbarkeit, Lagerung, Transport und Handhabung der Produkte wurden abgeschlossen. Biomaterialien sind Temperaturempfindlich und lassen sich nur bedingt und kurzfristig über der normalen Raumtemperatur (20 - 25°C) lagern bzw. transportieren.

Viabilitätstest und Zytotoxizitätstest weisen darauf hin, dass die Gammabestrahlung mit der Standarddosis von 25 kGy für die Kathetermaterialien gut geeignet ist. Als weitere Methode zur Sterilisation wurde die Begasung mit Ethylenoxid (ETO) erprobt. Es wurden zwei unterschiedlichen Zyklen zur Begasung durchgeführt: Standardzyklus (höhere Temperatur - weniger ETO) und ein Zyklus mit niedrigerer Temperatur, wobei mehr von dem schädlichen Gas benötigt wird, um wirksam zu sein. Gammabestrahlte, oder mit den beiden Zyklen begaste Vliesmaterialien zeigten keine wesentlichen Unterschiede mit Blick auf Zellwachstum und Zytotoxizität im Vergleich mit den Ethanol-sterilisierten Vliesen (Kontrolle).

1.4 Biokompatibilität der Kathetermaterialien

Biokompatible Kollagenmaterialien ohne zytotoxische Effekte mit mikro- und nanoporöser Struktur wurden hergestellt. Die Dicke des Materials kann individuell angepasst werden und beträgt in der Regel $300 \pm 50 \mu\text{m}$. Die Dicke der einzelnen Fasern liegt im Bereich: 100-300 nm. Die Porosität der Vliese wurde auf ca. 25-30% bestimmt.

Die Biokompatibilität der Vliese wurde in vitro durch einen kolorimetrischen MTT-Test zum Nachweis vitaler, humaner mesenchymaler Stammzellen (z.B. adipose-derived stem cells - ASCs) überprüft. Ein Zytotoxizitätsnachweis wurde parallel mittels eines LDH-Zytotoxizitätstest ermittelt. Die Laktatdehydrogenase (LDH) ist ein stabiles, im Zytoplasma aller Zellen vorkommendes Enzym, das bei Zellschädigung schnell in das Kulturmedium abgegeben wird. Die Enzymaktivität der LDH wurde mit Hilfe eines kommerziellen Tests bestimmt. Gemäß den LDH-Daten war keine Toxizität der Kollagenvliese nachweisbar. Als Kontrolle wurden die relevanten Zellen im Zellkulturgefäß, oder auf einem Polyamid (Nylon, PA-6) Vlies für 72h bis 1 Woche lang kultiviert.

Schlussfolgerung

Die Firma SpinPlant GmbH besitzt die Expertise extrem stabile, biologische Vliese auf der Grundlage von elektrogewebenen Kollagenfasern mit Nanometer-Dimensionen herzustellen. Die Kollagenfasern sind dabei nativ und für den Zellkontakt und darüber hinaus den Erhalt der Matrixintegrität in Bezug auf Zellmetabolismus, Funktion, Interaktion und Adhäsion von besonderer Wichtigkeit.

Literaturverzeichnis

- [1] Ramshaw, J.A.M. 2015. Biomedical applications of collagens. *Journal of Biomedical Materials Research Part B: Applied Biomaterials*. 104:665-675.
- [2] Sell, S.A., M.J. McClure, K. Garg, P.S. Wolfe, and G.L. Bowlin. 2009. Electrospinning of collagen/biopolymers for regenerative medicine and cardiovascular tissue engineering. *Advanced Drug Delivery Reviews*. 61:1007-1019.
- [3] Salem, W., D.R. Leitner, F.G. Zingl, G. Schratler, R. Prassl, W. Goessler, J. Reidl, and S. Schild. 2015. Antibacterial activity of silver and zinc nanoparticles against *Vibrio cholerae* and enterotoxigenic *Escherichia coli*. *International Journal of Medical Microbiology*. 305:85-95.

Mikrotechnische Sensoren zur Messung der Kontaktnormalkraft

Dr. Sören Majcherek¹⁾, Jörg Fochtman¹⁾, Markus Barth¹⁾, Maria Stamm²⁾

¹⁾IMOS, Otto-von-Guericke Universität Magdeburg, Deutschland, soeren.majcherek@ovgu.de

²⁾TEPROSA GmbH, Magdeburg, Deutschland

Zusammenfassung

Mit steigender Anzahl der Steckverbindungen in Produkten, welche proportional immer weniger Raum beanspruchen dürfen, steigt das Potenzial an Geräteversagen. Daher wird es zunehmend von Bedeutung sein, die Funktionstüchtigkeit der Verbindungen zu gewährleisten.

Im Rahmen eines Forschungstransferprojekts werden Sensoren zur Überprüfung der Kontaktnormalkraft in Sub-Millimetersteckverbindern entwickelt. Die Grundlage der Sensoren bildet der Einsatz von mikro-elektromechanischen Systemen (MEMS) aus Silizium, welche es ermöglichen, mechanische in elektrische Werte umzuwandeln, näher die wirkenden Kräfte in Steckverbinder als elektrischen Widerstand zu veranschaulichen.

Das vorgestellte Prüftabprinzip ist eine Weiterentwicklung eines in 2015 vorgestellten Prüftabs, mit dem Hintergrund der Standzeiterhöhung. Dabei wurde die Wertangabe auf die Darstellung von Kontaktpunktpaaren reduziert. Der Messbereich der Normalkraft liegt bei 0,5 bis 8 N für die realisierten Sensoren. Mit einer XYZTEC Condor Sigma und einer adaptierten Sensoreinheit wurden unter anderem für Steckverbinder mit 1,2 x 0,6 mm² Öffnungsmaß Steck- und Kontaktnormalkräfte aufgezeichnet.

Schlüsselwörter: Kontaktnormalkraft, Silizium, MEMS, Miniaturisierung, Steckverbinder

1. Einleitung

Elektrischer Strom wird durch Leitungen zwischen interagierenden Geräten mit Hilfe von Steckverbindern übertragen. Ein Kriterium für die Funktionssicherheit von Steckverbindungen ist ein unter Betrieb konstant aufrecht erhaltener Kontaktwiderstand, welcher abhängig vom Kontaktdruck ist. Da dieser nur schwer und oder unwirtschaftlich messbar ist, wird stellvertretend die Kontaktnormalkraft (hier Kontaktkraft) genutzt. Diese Kraft ist bei kleinen Steckverbindern sehr gering und bereits ein geringer Kräfteabfall führt zur erheblichen Verschlechterung der Signalübertragung. Zu hohe Kontaktkräfte führen zu erhöhtem Abrieb des Kontaktbereichs, was sich auch (besonders bei hochpoligen Ausführungen) auf die Gesamtsteck-/ziehkraft nachteilig auswirken kann und schlimmstenfalls zum Bauteilversagen führen [1]. Daher gibt es für jeden Steckverbinder spezifisch von konstruktiven und physikalischen Faktoren einen bestimmten einzuhaltenen Bereich, um Funktionsstörungen zu vermeiden. Zusammengefasst sind die Hauptprobleme:

- Gewährleistung von Eigenschaften bei sehr hohen Stückzahlen
- die schwere Zugänglichkeit an der Messstelle
- Forderung wegfreier statischer Messung für kleine Kräfte (0.5-5N)[1]
- geringe Kontaktöffnung
- Temperaturbereich, Relaxation bei Vibration, Verringerung der Federsteifigkeit

2. Stand der Technik

Häufig wird die Kontaktkraft indirekt gemessen, indem der Kontaktstift nachgebildet wird. Bei den Versuchen wird die Ziehkraft gemessen. Diese Ziehkraft ist vom Reibungskoeffizient μ abhängig, welcher mit der Kontaktkraft gekoppelt ist. Der Nachteil dieser Methodik besteht darin, dass der Reibungskoeffizient auch anhängig von der Oberflächenrauigkeit der Feder oder des Messdorns [1] ist. Diese Rauigkeit wiederum kann stark streuen und ändert sich je nach Anzahl der Steckversuche, sodass präzise Messergebnisse kaum erhalten werden können und nur einen groben Überblick bieten. Auf Grund der Nachteile ist eine Weiterentwicklung oder Neuorientierung sinnvoll.

In dem Forschungsprojekt wird der Ansatz verfolgt, den Stecker durch einen Prüftab (Abbildung 1) nachzuahmen, um direkt die Kontaktnormalkraft zu messen. Die Besonderheit dieser Nachbildung äußert sich durch Sensoren,

die als elektromechanische Messbrücken integriert werden. Diese Messbrücken müssen spezifisch, je nach Buchsenauslegung und zu erwartender Kräfte, auf dem Prüftab verteilt und dimensioniert werden. Durch Änderungen der Geometrien der Brücken können unterschiedliche Steifigkeiten und somit unterschiedliche Messbereiche abgedeckt werden.

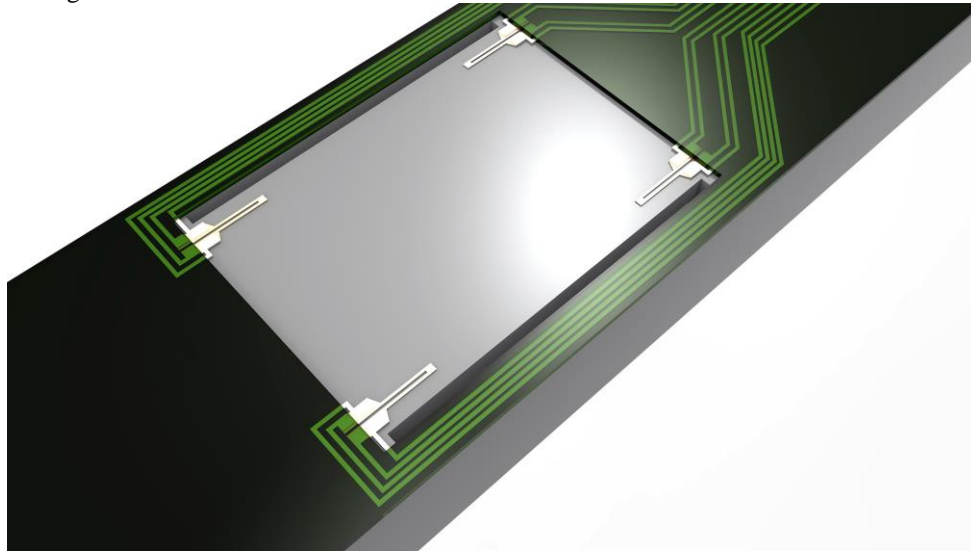


Abbildung 1: Prüftabdesign mit Leiterbahnen, Sensorfläche und Metallwiderständen

Im Beitrag 2015 konnten die Probleme des erstens Prototyps gezeigt werden. Durch die Anforderung alle Kontaktpunkte zu erfassen, war dieser mit 8 Messpunkten ausgeführt. Dadurch ergab sich eine filigrane Frontstruktur des Sensors insgesamt. Als Folge davon mussten besondere Vorkehrungen bei der Ausrichtung von Sensor und Prüfling gelegt werden. So konnten Defekte in den sensorischen Elementen verringert werden. Außerdem beeinflusst der Reibvorgang auch die Standzeit des Sensors. Beschichtungen und Schmierungen konnten dem Abrieb nicht standhalten. Die Dimensionen und Materialien wurden auch im vorliegenden Modell beibehalten. Weiterhin wurde der Werkstoff Silizium als Grundmaterial genutzt und beibehalten. Darauf abgeschieden befinden sich metallische Widerstände, beschrieben durch den piezoresistiven Effekt und bestehend aus einer Nickel-Chrom-Legierung. In Publikation [2] wurde der K-Faktor mit 1,7 bestimmt.

3. Simulation der Messbrücken

Die Kontaktnormalkraft verformt die Silizium-Messbrücke. Dadurch kommt es zu einer Dehnung der Brücke, welche direkt auf die Messmäander übertragen wird. Die Dehnung ist des Weiteren relevant, da sie direkt proportional zur relativen Widerstandsänderung, welcher in den Versuchen ermittelt wird, ist (1):

$$\frac{\Delta R}{R} = K \varepsilon \quad (1)$$

mit $\Delta R/R$ - relative Widerstandsänderung, K - k- oder Gauge-Faktor =1,7, ε - Dehnung.

Ziel der Simulation ist es vorherbestimmen zu können, welchen Betrag an Dehnung diese Mäander erfahren.

Für die Simulation des Prüftabs, wurde jeweils die gesamte Messbrücke modelliert. Das Modell besteht aus einem Block, zwei Seitenstreben, zwei Einkerbungen und den Rändern (Abbildung 2). Dieser Rand spielt nur in der näheren Umgebung des Blocks eine Rolle und wird deshalb endlich gesetzt. Die abschließenden Flächen der Ränder wurden in der Simulation als Festlager gesetzt, sodass die Verschiebung und die Verdrehung an dieser Stelle gleich Null sind.

Das Konzept der Simulation ist, dass der Block mit einer Punktlast belastet wird, um im nächsten Schritt die Dehnung an den Messmäandern zu extrahieren. Dafür wurden am Ort der Mäander *Rand-Messsonden* modelliert. Diese errechnen den Minimal-, Maximal-, und Mittelwert der Dehnung und extrahieren diese zur Auswertung (Abbildung 2). Des Weiteren wurde das Netz an den Mäandern verfeinert um die Auflösung zu erhöhen.

Um die gewählten Randbedingungen zu kontrollieren wurde das analytische Modell *Bernoulli Balken* gegenüber einem numerischen Modell gestellt. Dafür wurde die Durchbiegung beider Modelle miteinander verglichen und als stimmig angesehen. Des Weiteren wurden in der Simulation folgende physikalische Eigenschaften für Silizium <110> gewählt.

Tabelle 1: Eigenschaften Silizium <110>

Eigenschaft	Name	Wert	Einheit
Dichte [3]	ρ	2329	kg/m ³
Elastizitätsmodul [4]	E	169	GPa
Poissonzahl [5]	ν	0,28	1
Bruchfestigkeit[3]	σ_{max}	<6	GPa

Die Simulation zeigt auf, dass sich die Messmäander aktuell wie gewünscht auf einem Stauchungsplateau befinden. Es ist für die Auslegung wichtig, dass die Werte im Messmäandergebiet möglichst konstant sind, da es in der Fertigung zu Lageabweichungen kommen kann. Dafür sollten die maximale und minimale Stauchung nicht weit auseinander liegen.

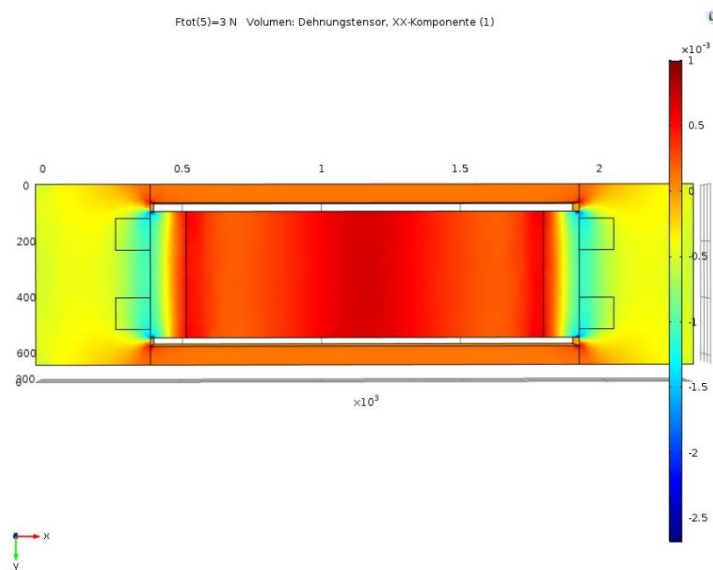


Abbildung 2: Dehnungskomponente des Sensorelements bei zentraler Belastung (Simulation)

4. Kennlinienbestimmung im idealisierten Versuch

Zur Kostenzeiterparnis ist es zielführend allein mit der Simulation Kennlinien bestimmen zu können. Die Kennlinien werden dazu benötigt, um anhand des elektrischen Widerstandschaubilds Aussagen über die Kontaktnormalkraft treffen zu können. Daher wurden im nächsten Schritt die mit der Simulation erstellten Werte mit den Werten im idealisierten Versuchen verglichen.

Für den Versuch wurden die Tabs auf eine Leiterplatte aufgeklebt und an den entsprechenden Kontaktstellen drahtgebondet. Ein Loch in der Platte über den Messbrücken ermöglicht den Zugang für die Versuche. Diese Platine wird nun in einer Halterung des XYZTEC Condor Sigma gespannt (Abbildung 3). Eigens für diese Versuche wurde eine Messspitze für die Krafteinleitung mit einem Radius von 200 μm gefertigt. Zur Aufnahme der Widerstandsänderung wurde der Datenlogger Keysight 34970A verwendet. In diesem Messgerät befinden sich Messkarten, welche speziell für jeden Prüftab konfiguriert werden müssen, um den Widerstand jeder einzelnen Messeinheit zu messen. Die Karte wird mit Hilfe einer Steckverbindung mit der Platine verbunden. Danach wird die Messspitze über die Messbrücke gefahren.

Für die Versuche werden, je nach Prüftab-Empfindlichkeit, spezifische Kraftbereiche gemessen. Die Messspitze drückt auf die Messbrücke, bis sie eine Kraft misst, welche dem XYZTEC vorgegeben wird. Danach verweilt sie für 20s auf der Brücke und fährt dann automatisch wieder nach oben. Darauffolgend wurde eine größere Kraft definiert (Abbildung 4).

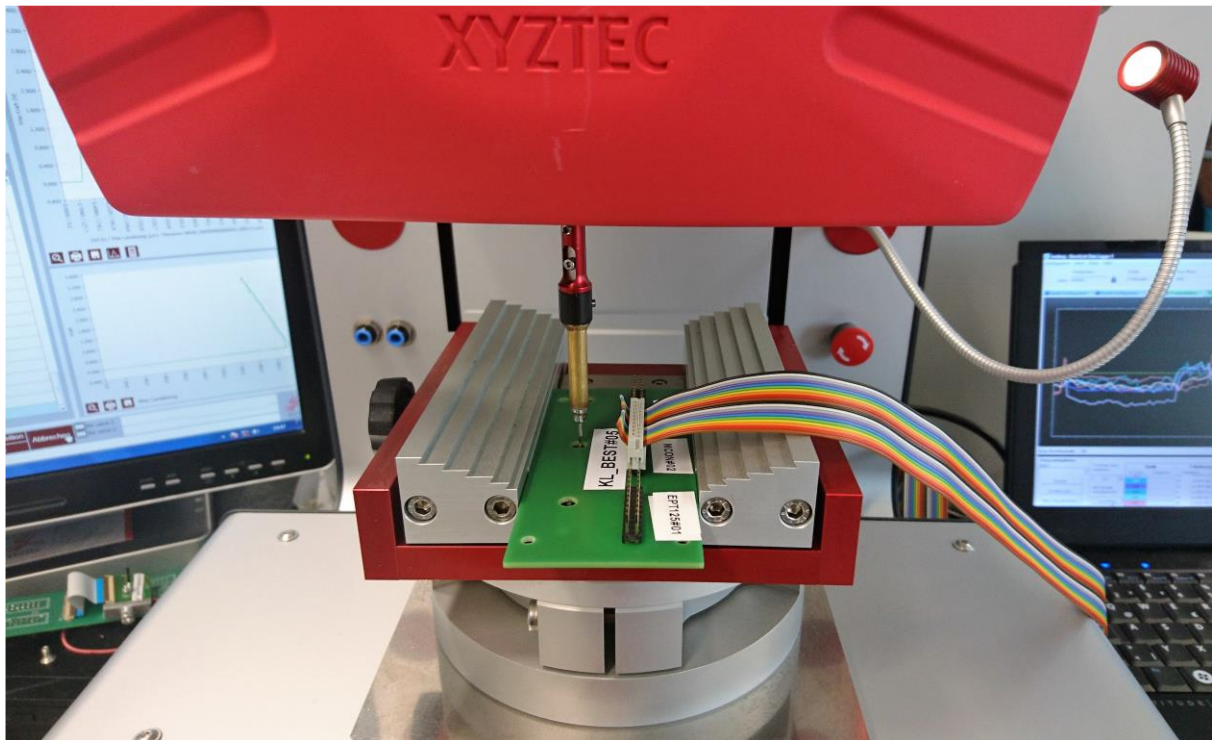


Abbildung 3: Kennlinienbestimmung mit dem Multifunktionstester XYZTEC Condor Sigma

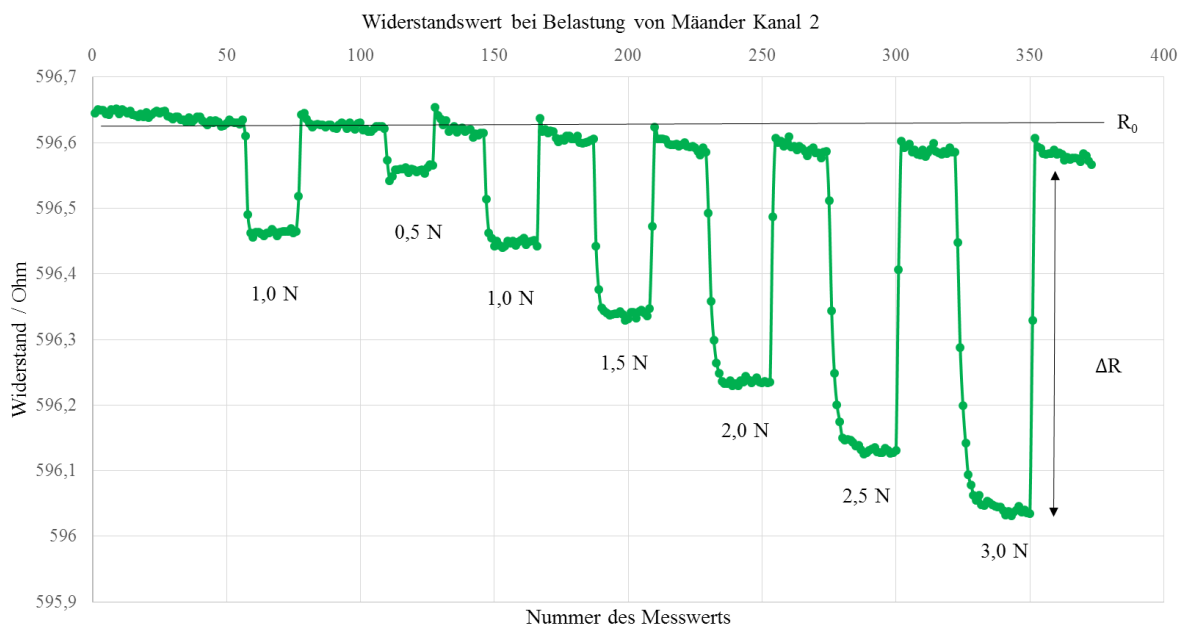


Abbildung 4: Darstellung der Widerstandsänderung bei Änderung Belastungswerte zur Kennlinienbestimmung

Um nun die Simulation mit dem Versuchsaufbau vergleichen zu können, wird das $\Delta R/R$ aus dem Versuch ermittelt und die Stauchung aus der Simulation mit dem K-Faktor der Leiterbahnen multipliziert. Generell weichen die um etwa 15 % ab.

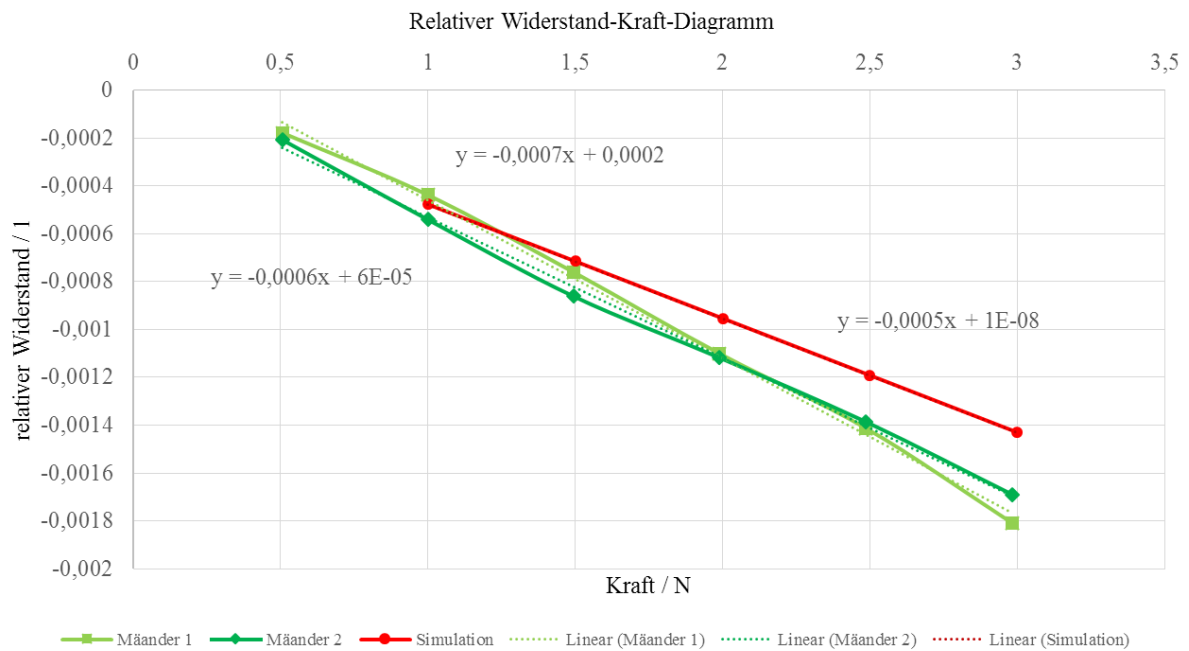


Abbildung 5: Darstellung der relativen Änderung des Widerstands mit steigender Kraft

4.1 Bruchvorhersage

Wie anfangs erwähnt hat jeder Stecker einen idealen Kontaktnormalbereich welcher einzuhalten ist. Die Simulation kann dafür genutzt werden, einen Prüftab für diesen Bereich zu dimensionieren. Im Verlauf der Versuche kam es bei Überbelastung vor, dass ein Bruch an der Einkerbung an der Messbrücke initiiert wurde. Dabei ist die XYZTEC-Apparatur in der Lage die auf der Messspitze wirkenden Kraft aufzunehmen. Dadurch konnten Daten über das Bruchverhalten gesammelt werden, um eine Sicherheit für den Tab bestimmen zu können. Es gilt $\sigma_{zul} \geq \sigma_{max}$, wobei $\sigma_{zul} = 6 \text{ GPa}$ für Silizium <110> ist. Das früheste Materialversagen trat bei 5,6 N auf. Bei der Simulation wurde die *von-Mises-Spannung* an einer Kante ermittelt mit $\sigma_{max}(F=5,6N)=108,4 \text{ MPa}$. Daraus resultiert folglich eine errechnete Sicherheit von $S=55$.

Für die Sensitivität ist es sinnvoll, die Messbrücken nahe an F_{zul} auszulegen, um kleine Kraftschwankungen messen zu können. Je mehr Kraft ein Tab aufnehmen kann, umso steifer verhält er sich, was sich ungünstig auf die Messungen auswirken kann, da er zu latent auf Änderungen reagieren könnte. Mit Hilfe der ermittelten Sicherheit konnten seitdem erfolgreich neue Prüftab-Dimensionierungen möglichst sensitiv und genau auf den jeweiligen Kontaktnormalbereich vorgenommen werden.

4.2 Einfluss des dezentralen Kräfteintrags und dessen Auswirkung auf die Automatisierung

In der Realität ist es nur schwer umsetzbar, eine Messspitze zentral (wie in der Simulation angenommen) auf eine Messbrücke zu setzen. Es kann davon ausgegangen werden, dass die zentrale Kräfteinleitung, ferner dass akkurat symmetrische Stecken in die Buchse, nicht umsetzbar ist. Die Verschiebung der Kräfteinleitung wurde bisher in den Modellen nicht berücksichtigt, wird jedoch zukünftig genau bestimmbar sein, weshalb die Prüftabs aktuell 4 Messmäander besitzen. Die Idee besteht darin, dass bei zentraler Kräfteinleitung die Dehnung an allen vier Dehnungsmessstreifen identisch ist. Sobald der Tab an anderer Stelle belastet wird, ist die Dehnung an den Mäander unterschiedlich, sodass Rückschlüsse auf die Lokalität der Kräfteinleitung getroffen werden können. Dafür wurde hier exemplarisch das Verhalten der vier Messmäander in der Simulation bei dezentraler Kräfteinleitung betrachtet (Abbildung 6).

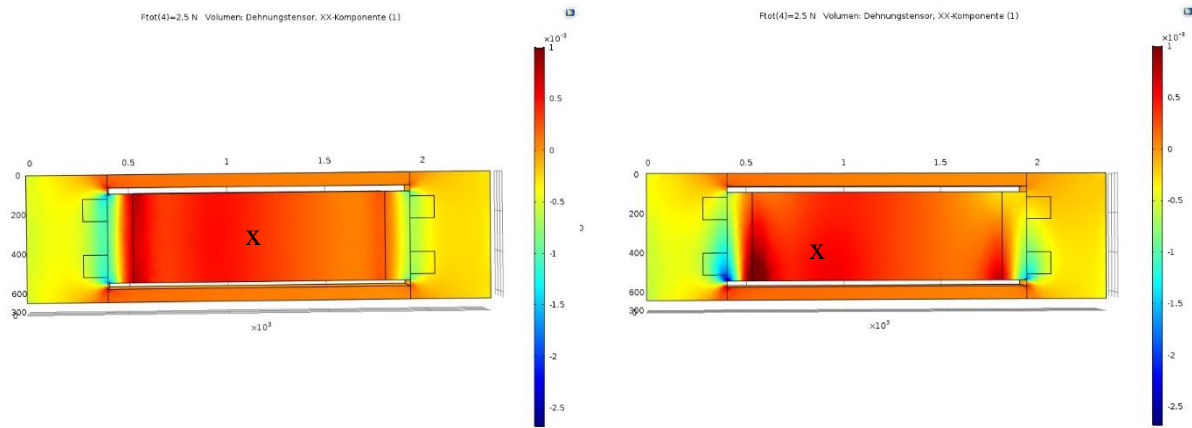


Abbildung 6: Farbliche Darstellung der mechanischen Spannung im Material bei dezentraler Belastung des Sensorelements

Die Untersuchung zeigte, dass das Verhalten des Prüftabs nicht trivial ist. Bei der zentralen Krafteinleitung liegen die Stauchungs-Plateaus direkt unter den Mäandern. Diese Plateaus verschieben sich sobald die Kraft entlang einer Achse fährt. Dadurch steigt die Differenz zwischen minimaler und maximaler Stauchung im Messgebiet, sodass der Mittelwert nicht mehr repräsentativ ist. Des Weiteren nimmt die Belastbarkeit der Tabs ab. Inwiefern Torsion oder Querspannungen das Mäanderverhalten beeinflussen, kann bis jetzt noch nicht beurteilt werden.

5. Automatisierungsansätze

Für die Durchführung der tatsächlichen Messung der Normalkräfte in Steckverbindern kommt erneut der Multifunktionsstester Condor Sigma von XYZTEC zum Einsatz. Es wird ein Push-Pull-Modul mit Maximalkraft von 10 N genutzt. Der eingestellte Vorschub lag bei 100 bis 300 $\mu\text{m/s}$. Während des Einfahrens des Sensors in die Buchse kommt eine permanente Messwertaufzeichnung zum Einsatz (Keysight Datenlogger). Als Ergebnis wird ein Datenfeld bestehend aus Zeit, Steckkraft und Widerstandswert ausgegeben (bisher noch auf zwei Messrechnern getrennt). Für die Einspannung von Steckverbindern wird die Vorrichtung der XYZTEC Anlage genutzt. Mit dieser kann der Steckverbinder grob justiert werden. Eine nachträgliche Feinjustierung wird mittels Kameraunterstützung bewerkstelligt. Durch die Nutzung einer definierten Vorrichtung mit Platzhaltern für mehrere Steckverbinder kann die Kamera mittels Fiducialerkennung zu Automatisierung des Messvorgangs eingesetzt werden (per Drag&Drop programmierbarer Ablauf). Bisher nicht durchgeführt wurde der Wechsel von Push-Pull-Modul mit Sensor zu einem mit angebauten Metalltab zur reinen Steck- und Ziehkraftmessung. Zusammenfassend können mit dem System folgende Aufgaben ausgeführt werden:

- Die Nachahmung eines realen Steckvorgangs
- Permanente Datenaufzeichnung bei Ein- und Ausfahren des Sensors
- Aufzeichnung von Temperatur, Widerstandsänderung und Steckkraft
- Berechnung der Kontaktnormalkraft aus Widerstandsänderung

In Abbildung 7 ist die errechnete Normalkraft eines kompletten Messvorgangs dargestellt. Mit einer Geschwindigkeit von 300 $\mu\text{m/s}$ und 6 mm Fahrweg ergab sich bedingt durch die Regelung der Condor Sigma eine gesamte Messzeit von ca. 3 min. Der erste kleinere Peak bei Sekunde 70 zeigt die Überwindung der Federkraft durch die Spitze des Sensors.

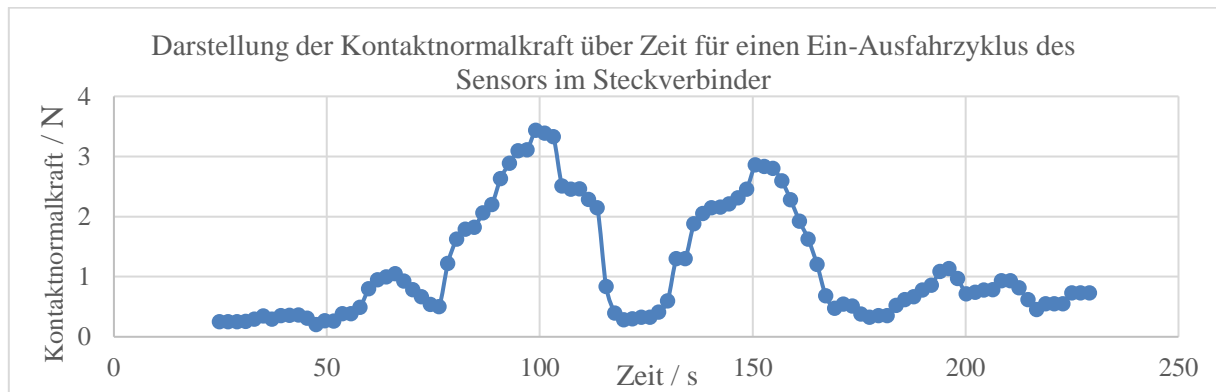


Abbildung 7: Verlauf der Kontaktnormalkraft eines gesamten Messvorgangs

Anschließend fährt der Kontaktpunkt auf die Sensormessfläche und erreicht das Plateau, d.h. den geometrischen Mittelpunkt des Messbereichs bei ca. 100 s. Kurz darauf ist dieser Bereich überschritten und der Kontaktpunkt ist auf Bulksilizium, wo keine Messempfindlichkeit mehr vorhanden ist. An der Stelle verweilt der Sensor für 20 s und fährt den Weg dann zurück. Im Diagramm erscheinen nun die genannten markanten Stellen in umgekehrter Reihenfolge. Die Normalkraft ist leicht gesunken von 3,5 N auf ca. 3 N. Zur Bewertung des Steckverbinders wird letztendlich der Mittelwert aus Steck- und Ziehvorgang herangezogen.

6. Zusammenfassung und Ausblick

In dem Forschungstransferprojekt konnte bisher gezeigt werden, dass die Eigenschaften des Sensors in Form von Simulation und Experiment weitestgehend übereinstimmen. Daraus lässt sich ein zukünftig vereinfachter und verkürzter Entwicklungsweg ableiten. In der Fertigung auftretende Lageabweichungen der Sensorelemente sind durch die Berechnungsmethodik der Normalkraft nicht präsent. Weitere Untersuchungen sind aber angebracht. Einspannung und Ausrichtung zueinander werden durch die Berechnungsmethodik ebenfalls im Vergleich zu hier nicht gezeigten Rohdaten reduziert. In weiteren Simulationen und Experimenten werden die Einflüsse parasitärer Effekte (Temperatur, Einspannung, Steckvorgang) verifiziert.

Bisherige verwendete Kraftberechnungsalgorithmen konnten verbessert werden. Für dieselben Steckverbinder konnte die Standardabweichung durchschnittlich um 0,3 N reduziert werden. Es wird hier an einer Verifizierung mit Referenzsteckverbindern gearbeitet.

Literaturverzeichnis

- [1] Knoblauch. Steckverbinder: Systemkonzepte und Technologien ; mit 47 Tabellen, volume 558 of Kontakt & Studium. expert-Verl, Renningen, 2., neu bearb. aufl. edition, 2002.
- [2] S. Majcherek, A. Aman, S. Hirsch, and B. Schmidt. Silicon based in-situ measurement system for flex loads on mlccs in pcb manufacturing chain. *Sensors and Actuators A: Physical*, 233:267–274, 2015.
- [3] Joachim Frühauf. Werkstoffe der Mikrotechnik: Lehrbuch für Ingenieure ; mit 89 Tabellen. Fachbuchverl. Leipzig im Carl Hanser Verl, München, 2005.
- [4] Jan Mehner. Entwurf in der Mikrosystemtechnik: Techn. Univ., Habil.-Schr. u.d.T.: Mehner, Jan: Methoden und Werkzeuge zum Entwurf von Silizium-Mikrostrukturen; Chemnitz, 1999, volume 9 of Dresdner Beiträge zur Sensorik. Dresden Univ. Press, Dresden, 2000.
- [5] C. J. Wilson and P. A. Beck. Fracture testing of bulk silicon microcantilever beams subjected to a side load. *Journal of Microelectromechanical Systems*, 5(3):142–150, 1996.

Anwendungspotenziale additiver Fertigungsverfahren zur beschleunigten Produktentwicklung in der medizintechnischen Forschung

Jan Patrick Pietras, M.Sc., MBA ¹⁾, Dr. rer. nat. George Kensah ²⁾, Dr. rer. nat. Julia Dahlmann ²⁾,
Dr. med. Patrick Zardo³⁾ Prof. Dr.-Ing. Rüdiger Bähr ¹⁾, Prof. Dr. med. Ingo Kutschka, MBA ²⁾

¹⁾ Institut für Fertigungstechnik und Qualitätssicherung, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Deutschland - jan.pietras@ovgu.de

²⁾ Klinik für Thorax-, Herz-, und Gefäßchirurgie, Georg-August-Universität Göttingen, Deutschland

³⁾ Klinik für Herz-, Thorax-, Transplantations- und Gefäßchirurgie, Medizinische Hochschule Hannover, Deutschland

Zusammenfassung

Degenerative Erkrankungen sind seit vielen Jahren die Hauptgründe für Morbidität und Mortalität in den immer älter werdenden Gesellschaften von Industrienationen wie der Bundesrepublik Deutschland. Die Verbesserung der Behandlungsmöglichkeiten für diese Art von Erkrankungen führen zu einer erheblichen Steigerung der Lebensqualität bis ins hohe Alter und darüber hinaus zu einer generellen Entlastung des Gesundheitssystems. Der Erforschung und Entwicklung neuer Therapieansätze wird daher aus medizinischer, biologischer und ingenieurstechnischer Sicht sehr hohe Priorität beigemessen. Die sich daraus ergebenden interdisziplinären Forschungs- und Entwicklungstätigkeiten sind, aufgrund der häufig vielseitigen Anforderungen, im besonderen Maß auf den Einsatz innovativer Technologien angewiesen. Die gezielte Nutzung additiver Fertigungsverfahren, zur werkzeuglosen Herstellung geometrisch komplexer Prototypen und Bauteile in Null- oder Kleinstserien aus unterschiedlichen Materialien, eröffnet neuartige Möglichkeiten bei gleichzeitig beschleunigter Produktentwicklung. Klassifizieren lassen sich die additiven Fertigungsverfahren, die nach DIN 8580 zu den urformenden Verfahren zählen, in die Anwenderszenarien: (1) Rapid Prototyping zur schnellen Fertigung von Prototypen, (2) Rapid Tooling zur schnellen Fertigung von Prototypen- und Produktionswerkzeugen und (3) Direct Manufacturing zur Fertigung von Endprodukten gemäß aller Anforderungen. Die Vorzüge der Anwendung dieser innovativen Verfahren werden hier beispielhaft belegt.

Mithilfe des Rapid Prototypings konnte ein funktionsfähiger Prototyp eines ex vivo Lungenventilations- und Lungenperforationsmodell entwickelt werden. In diesem können unter Einsatz von frischen tierischen Schlachtabfällen nahezu lebens echte Operationsszenarien für angehende Thoraxchirurgen simuliert werden. Unter Einsatz des Rapid Toolings wurde ein Gießwerkzeug zur Erzeugung anatomisch korrekter Herzgefäße hergestellt. Die abgegossenen patientenindividuellen Modelle konnten anschließend in einem vorhandenen OP-Simulator gezielt für Trainings hochkomplexer minimalinvasiver OP-Techniken eingesetzt werden. In einer Machbarkeitsstudie, die der prinzipiellen Validierung des Direct Manufacturing im Operationssaal diente, konnte ein patientenspezifisches Implantat gefertigt werden. Die hergestellte Endoprothese ist für den rekonstruktiven Einsatz in der Brustwand z.B. nach vorheriger Entfernung eines bösartigen Tumors vorgesehen. Die Anforderungen für diese Herangehensweise, die zukünftig simultan zur durchgeführten OP stattfinden könnte, sind sehr umfangreich. Allerdings bieten sie die Chance auf eine ästhetische Heilung der OP-Wunde, bei gleichzeitiger Erhaltung der biomechanischen Funktionen der Brustwand.

Aufgrund der hier beschriebenen Ergebnisse ist anzunehmen, dass die kontinuierlich voranschreitende Innovation im Bereich der biomedizinischen Forschung sowie der additiven Fertigungsverfahren, die Anwendungspotenziale bei der Entwicklung und Fertigung von Medizinprodukten bei Weitem nicht ausgeschöpft sind. Kontinuierliche Optimierungen von Verfahren und das verstärkte Zusammenwachsen unterschiedlicher Fachdisziplinen, können zukünftig zu einem gesteigerten Nutzen der alternden Gesellschaft beitragen

Schlüsselwörter: Additive Fertigungsverfahren, Fused-Layer-Manufacturing, Biomedizinische Forschung

1. Einleitung/Hintergrund

Herz-Kreislaufkrankungen und Schlaganfälle stellen seit nunmehr 15 Jahren die weltweit häufigste Todesursache dar [1]. In Deutschland liegt die Mortalitätsrate allein durch Herz-Kreislaufkrankungen, mit aktuell ca. 340.000 Fällen p. a., bei knapp 40% [2]. Damit liegen die Zahlen der Bundesrepublik oberhalb des weltweiten Durchschnitts von ca. 30% [3]. Zudem tragen Tumorerkrankungen, speziell im Viszeral- und Thoraxbereich, wie z.B. Lungen- und Brustkrebs zu einer höheren Morbidität und Mortalitätsrate in der Bundesrepublik bei. Die Re-

duzierung dieser Fallzahlen ist das Hauptanliegen interdisziplinärer Forschungsbemühungen. Dazu werden unterschiedliche Ansätze verfolgt, wie beispielsweise die kontinuierliche (Weiter-)Entwicklung neuer Operationstechniken sowie die verbesserte Ausbildung von chirurgischem Personal. Neben katheterbasierten Eingriffen am Herzen, die meist ambulant vollzogen werden können, werden eine Vielzahl der herz- und thoraxchirurgischen Interventionen nur noch minimalinvasiv durchgeführt. Hierdurch ist bei der praktischen Ausbildung des chirurgischen Nachwuchses der Lerneffekt durch Beobachten während einer Operation nur noch sehr eingeschränkt gegeben. Deshalb ist es notwendig, möglichst realitätsnahe Operationssimulatoren zu Ausbildungszwecken zu entwickeln. Weitere Forschungsansätze fokussieren sich auf die Entwicklung und Optimierung patientenspezifischer Endoprothesen, wie z.B. Stents zum Eröffnen verschlossener Herzkranzgefäße oder künstliche Ersatzstrukturen zur Wiederherstellung bzw. Rekonstruktion von Körperpartien nach Tumorresektionen. Hinzu kommt auch die Testung von heilungsfördernden Medizinprodukten und neuartigen Medikamenten. Neben einigen Überschneidungen birgt jeder dieser Ansätze seine eigenen Herausforderungen, die es zu bewältigen gilt, um einen hohen Patientennutzen zu generieren. Bei der Entwicklung medizinischer Produkte stellen sich besonders umfangreiche Anforderungen sowie langwierige regional unterschiedliche Zulassungsprozesse als herausfordernd dar. Für die Durchführung von Tierexperimenten ist übergreifend die Anwendung des international anerkannten „3R-Prinzips“ Replacement (dt. Vermeidung), Reduction (dt. Verringerung), Refinement (dt. Verfeinerung) nach Russel & Bruch (1959) zu beachten [4]. Es beschreibt Maßnahmen zur Reduzierung von Versuchstierzahlen sowie deren Belastung und beeinflusst somit weite Teile der biomedizinischen Forschung. Im Rahmen der Kooperation zwischen dem Institut für Fertigungstechnik und Qualitätssicherung der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, der Klinik für Herz-, Thorax-, Transplantations- und Gefäßchirurgie der Medizinischen Hochschule Hannover sowie der Thorax-, Herz- und Gefäßchirurgie der Georg-August-Universität Göttingen, konnte in mehreren Projekten gezeigt werden, wie additive Fertigungsverfahren im medizintechnischen und biomedizinischen Kontext erfolgreich Anwendung finden.

2. Methoden

2.1 Additive Fertigung auf Basis medizinischer Bilddaten

Der Prozess der additiven Bauteilfertigung setzt einen virtuellen, dreidimensionalen (3D) Datensatz voraus, der das zu produzierende Bauteil in seinen geometrischen Eigenschaften vollumfänglich beschreibt. Dabei können diese Datensätze entweder durch gängige Konstruktionssoftware erzeugt oder durch bildgebende Verfahren aufgenommen werden. Bei der Fertigung von medizinischen Produkten und Bauteilen bietet es sich an, auf patientenspezifische computertomographische (CT-)Aufnahmen zurückzugreifen. Die Aufnahmen gelten mittlerweile als radiologisches Standardwerkzeug bei bestimmten medizinischen Indikation und sind somit einfach verfügbar.

Segmentierung der computertomographischen Aufnahmen

Verfahrensbedingt entstehen bei dem CT-Scan eines Patienten einzelne Schichtbilder entlang der Transversalachse (Längskörperachse). Ähnlich dem Röntgen-Verfahren wird der Patient fokussierter elektromagnetischer Strahlung ausgesetzt, die von gegenüberliegenden Detektoren aufgenommen wird. Durch die Rotation von Strahlungsquelle und Detektor um die Transversalachse des Patienten, werden von jedem Punkt im Körper zahlreiche Einzelaufnahmen gemacht. Anschließend kann die positionsabhängig unterschiedliche Absorption der Strahlung, die aus der Überlagerung hintereinanderliegender Bereiche entsteht, durch spezielle Rekonstruktionsalgorithmen herausgerechnet werden. Diese Information wird dann weiterverarbeitet, um die lokale Gewebebeschaffenheit als fest definierten Grauwert abzubilden. Gespeichert werden diese Einzelbilder in dem plattformübergreifenden Digital Imaging and Communications in Medicine (DICOM) Format, in dem zusätzlich zu den Bildinformationen auch weitere patientenspezifische oder sonstige Metadaten enthalten sein können. Durch ein Interpolationsverfahren zwischen den einzelnen Schichten, kann mit spezieller Visualisierungssoftware, wie in Abb. 1 exemplarisch dargestellt, ein virtuelles 3D-Modell des menschlichen Körpers erzeugt werden.

Dieses Modell lässt sich durch bestimmte Bildbearbeitungsmethoden so manipulieren, dass nur noch die zu untersuchende Bildinformation, also bspw. eine Knochenfraktur oder defektes Weichgewebe, angezeigt wird. Dieser Vorgang wird im Allgemeinen auch als Segmentierung bezeichnet. Konkret werden bei der Segmentierung die Grauwerte der Schichtbilder analysiert und, sofern sie ober- oder unterhalb eines vom Nutzer definierten Schwellwertes (en. threshold) liegen, aus der Bildanzeige entfernt. Da diese Methode besonders bei Weichgewebe häufig nicht ausreicht, um detaillierte 3D-Modelle bspw. von einem Organ anzufertigen, nutzt man weiterhin die Methode der Konturverfolgung (en. contouring). Hierbei definiert man die relevanten Bereiche in den einzelnen Schichtbildern, die segmentiert werden sollen, wobei alles herausgerechnet wird, was außerhalb oder innerhalb dieser Kontur liegt. Abwechselnd angewendet ermöglichen diese beiden Hauptfunktionen dem Nutzer, realitätsgetreue Abbilder der patientenspezifischen Anatomie zu generieren.

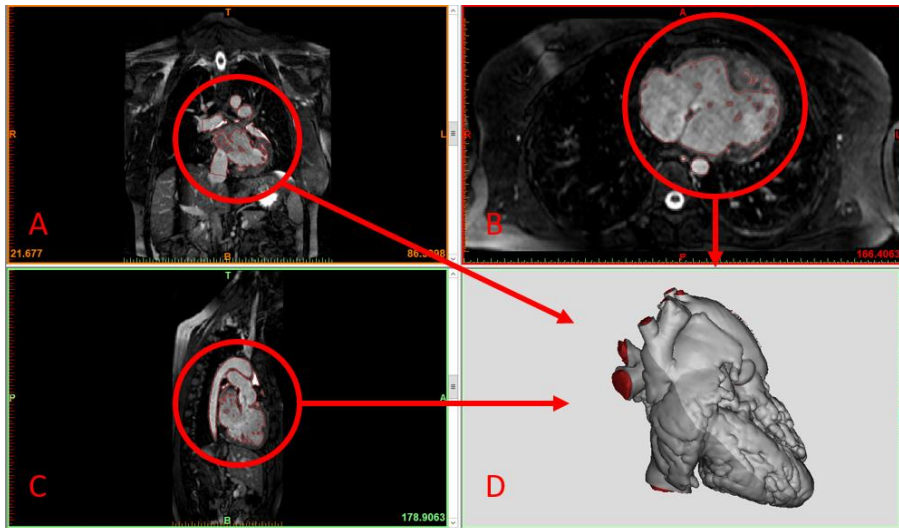


Abb. 1: Datenausgabe und 3D Rekonstruktion einer CT-Aufnahme in der Software Mimics Innovation Suite (Materialise NV, Belgien). A-C) Konturierte 2D-Schichtbilder eines CT-Scans nach gewebespezifischer Grauwertfilterung. D) Segmentiertes 3D-Rending des in den 2D-Aufnahmen markierten Herzens

Digitale Nacharbeit am segmentierten Modell

Für die weitere Verarbeitung der segmentierten Modelle müssen diese exportiert werden. Dies geschieht bei fast allen gängigen Softwarelösungen im sog. Standard Tessellation Language Format (STL), welches die Oberfläche anhand einer Vielzahl von Dreiecksflächen beschreibt. Dieses Format entspricht auch dem herstellerübergreifenden Standardformat für additive Fertigungsanlagen. Sofern allerdings noch konstruktive Änderungen vorgenommen werden sollen, sind weitere Prozessschritte notwendig.

Abhängig von dem Grad der geplanten konstruktiven Nacharbeit an den Modellen, kommt Konstruktionssoftware zum Einsatz, die entweder direkt mit den Oberflächenmodellen im STL-Format oder aber klassische Konstruktionssoftware, die auf Basis von Volumenmodellen arbeitet. Beim Einsatz von oberflächenbasierter Konstruktionssoftware ergibt sich für den Nutzer der Vorteil, dass direkt mit den Daten aus der Segmentierung weitergearbeitet werden kann. Bei einigen Herstellern sind die Visualisierungs- und die Konstruktionssoftware so eng miteinander verknüpft, dass ein sog. drag & drop der Daten von der einen in die andere möglich ist. Nachteilig ist, dass die Oberflächenkonstruktion vom Funktionsumfang häufig nicht mit den funktionsreichen klassischen Konstruktionssoftware mithalten kann, sondern eher für leichte Oberflächenmodifikationen wie Glätten, Ein- oder Aufprägen o. Ä. geeignet ist. Sind umfangreiche Änderungen an dem 3D-Modell geplant, bietet sich die Nutzung eines volumenmodellbasierten Konstruktionssoftware an. Hierfür muss die segmentierte STL-Datei konvertiert werden, sodass das Modell als vollwertiges Bauteil erkannt wird. Vorteil des Ganzen ist, dass dadurch der breite Funktionsumfang der industriell gebräuchlichen Softwaretools ausgeschöpft werden kann. So können bspw. parametrische Konstruktionen oder mehrteilige Baugruppen erstellt werden. Nachteilig ist, dass eine kostenintensive Konvertierungssoftware notwendig ist, um diesen Schritt durchzuführen.

Modellvorbereitung für die Fertigung

Nach Abschluss der konstruktiven Änderungen der Modellgeometrie, beginnt der letzte virtuelle Prozessschritt bei der additiven Fertigung von Bauteilen. Das bearbeitete Modell wird als Oberflächenmodell im STL-Format abgespeichert und an eine sog. Slicing-Software (dt. zerschneiden) übergeben. In der Software ist ein Algorithmus implementiert, der zum Ziel hat, die Bauteilgeometrie in einzelne, übereinandergestapelte Schichten zu zerteilen, die Parameter für die Fertigung zuweist und daraus den benötigten Maschinencode schreibt, der die additive Fertigungsanlage später steuert. In Abb. 2 ist exemplarisch ein segmentiertes Herz zu sehen, welches für die additive Fertigung im Fused-Layer-Manufacturing-Verfahren (FLM) vorbereitet wird. Für alternative additive Fertigungsverfahren, wie bspw. Stereolithographie (SLA), kommen andere herstellereigenspezifische oder Open-source-Programme zum Einsatz, die Zielaufgabe ist aber bei allen identisch.

Ein entscheidender Faktor für die Bauteilqualität ist die Höhe der gefertigten Einzelschichten. Je geringer die gewählte Höhe, desto geringer fällt der resultierende Treppen- bzw. Stufeneffekt an der Bauteiloberfläche aus. Dieser Effekt beschreibt den stufigen Übergang von einer Schicht zu einer höheren oder niedrigeren Schicht, bei der Fertigung von nicht senkrecht zur Bauplattform verlaufenden Geometrielementen [5]. Bei der Verwendung des FLM-Verfahrens sind üblicherweise Schichthöhen von 0,06-0,2 mm realisierbar, während bspw. beim SLA-

Verfahren wesentlich geringere Schichthöhen möglich sind. Die erwartete Bauteiloberflächenqualität bei der Verwendung des Stereolithographieprozesses ist daher entsprechend höher.

Neben der vertikalen Schichthöhe wird die Bauteilqualität noch durch eine Vielzahl weiterer Prozessparameter beeinflusst. Ausschlaggebend hierbei sind vor allem die Vorschubgeschwindigkeiten in x- und y-Richtung, die Temperatur und Ausgangsdurchmesser der Düse(n) sowie die lokale Abkühlrate nach der Materialextrusion. Bei Überhängen in der Bauteilgeometrie oberhalb eines verfahrens- und maschinenabhängigen kritischen Winkels, muss fast immer eine Stützstruktur verarbeitet werden. Die Verbindungspunkte der äußeren Stützstruktur mit dem Bauteil hinterlassen Artefakte auf der Oberfläche, die nur durch manuelle Nacharbeit zu entfernen sind. Zusätzlich kommen spezifische Materialeigenschaften wie die Schmelze-Volumenfließrate bzw. die Schmelze-Massenfließrate hinzu, die sich bei verschiedenen thermoplastischen Kunststoffen, aber auch bei herstellerspezifischer Zusammensetzung stark unterscheiden können. Durch die Vielzahl an qualitätsbeeinflussenden Faktoren ist es kaum möglich, globale Prozessparameter zu definieren. Deshalb ist es hilfreich, bei der Parameterwahl die Angaben des Materialherstellers und die Erfahrung des Maschinenbedieners zu berücksichtigen, um ein optimales Ergebnis zu erhalten.

Eine Herangehensweise die Prozessproduktivität zu steigern, ist den Bauraum der Maschine möglichst bei jedem Fertigungsdurchlauf vollständig mit Bauteilen zu füllen. Dabei muss darauf geachtet werden, dass die Ausrichtung der Teile eine Fertigung überhaupt zulässt und nicht unnötig viel Stützmaterial benötigt wird. Sofern die Teile im Einsatz mechanisch belastet werden, ist bereits bei der Ausrichtung darauf zu achten, dass der erwartete Kraftfluss nach Möglichkeit parallel zu den einzelnen vertikalen Schichten verläuft. Zugversuche haben gezeigt, dass hierdurch ein vorzeitiges Delaminieren der Schichten vermieden werden kann und die Bauteile höheren Lasten widerstehen [6, 7].

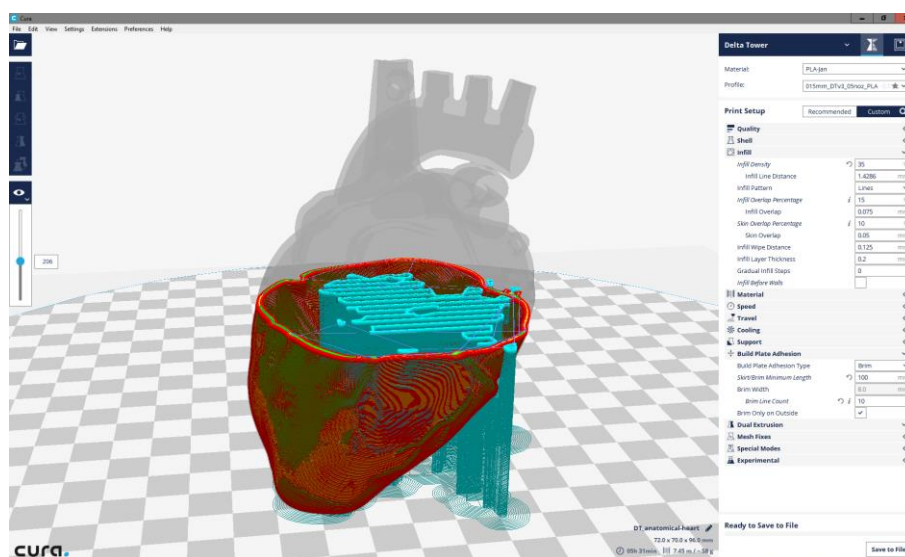


Abb. 2: Einzelschichtansicht der Open-source-Software CURA (Ultimaker BV, Niederlande). Festlegung der Fertigungsparameter und Erzeugung des bauteilindividuellen Maschinencodes.

2.2 Innovative Bauteile durch Einsatz additiver Fertigungsverfahren

Additive Fertigungsverfahren schaffen den Materialzusammenhalt der gewünschten Bauteilgeometrie, durch das automatisierte Aneinanderfügen mehrerer Einzelschichten in definierter Schichtstärke [5]. Nach der DIN 8580, die die Fertigungsverfahren in sechs Hauptgruppen klassifiziert, sind die additiven Fertigungsverfahren der Gruppe des Urformens zuzuordnen [8]. Detailliert beschrieben werden die zugehörigen Verfahren in der VDI-Richtlinie 3404 von 2009 [9], bzw. in der aktualisierten Version 3405 von 2014 [10].

Das erste Patent, das einen additiven Fertigungsverfahren beschreibt, wurde bereits 1984 von Charles Hull (USA) zur Anmeldung eingereicht [11]. Aufgrund sehr hoher Investitionskosten waren die Technologien bis vor einigen Jahren nur wenigen Anwendern vorbehalten. Zwischenzeitlich haben sich die Anlagen vergünstigt und essentiell weiterentwickelt und finden somit eine immer breitere Anwendung in der Forschung und Industrie. Es ist davon auszugehen, dass sich dieser Trend auch nicht mehr umkehren wird und die additive Fertigung sich zu einem festen Bestandteil der modernen Produktentwicklung als auch der Serienproduktion entwickelt [12].

Der Fertigungsprozess des Fused-Layer-Manufacturing-Verfahrens

Ein weitverbreitetes, kunststoffverarbeitendes Verfahren, neben der Stereolithographie (SLA), dem selektiven Laserstrahlschmelzen (SLM) und –sintern (SLS), ist das FLM-Verfahren. Hierbei wird thermoplastisches Kunststoff filament mithilfe eines geregelten Heizelements in einen viskosen Zustand versetzt und anschließend durch eine in x- und y-Richtung verfahrbare Düse mit definiertem Austrittsdurchmesser extrudiert. Die Extrusionsrate wird durch das kontrollierte Nachschieben von Filament mittels eines oder mehrerer Reibräder konstant gehalten. Das Verfahrensprinzip des FLM ist in der Abb. 3 schematisch dargestellt.

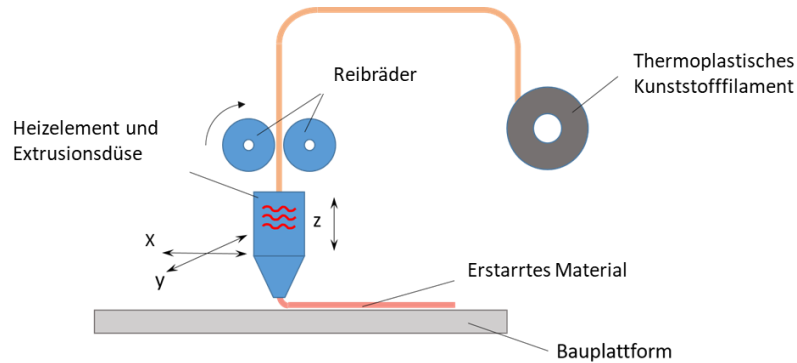


Abb. 3: Das Prinzip des Fused-Layer-Manufacturing-Verfahrens. Das Filament wird mithilfe der Reibräder am Heizelement vorbeigeführt und durch die Düse gezielt auf der Bauplatzform verteilt. Modifiziert nach [13]

Die durchgehende Anhaftung der Initialschicht des Bauteils an der Bauplatzform, ist während des gesamten Prozesses sicherzustellen. Ein Ablösen des Teils zieht den sofortigen Produktionsabbruch nach sich. Die Anhaftung lässt sich durch kontrolliertes Erwärmen der Plattform nahe der Glasübergangstemperatur des verarbeiteten Kunststoffes und durch die Verwendung ausgewählter Auflagen mit spezifischen Oberflächenrauigkeiten aus unterschiedlichen Materialien beeinflussen. Weiterhin kann die Haftung durch die Verwendung von Hilfsstoffen, wie bspw. Klebern optimiert werden. Nachdem die Fertigung der Initialschicht vollständig abgeschlossen wurde, verfährt entweder die Bauplatzform oder die Extrusionseinheit um die vorher definierte vertikale Schichtstärke und es beginnt die Fertigung der nächsten Schicht.

Klassifizierung der additiven Fertigungsverfahren

Eine Klassifizierung der additiven Fertigungsverfahren kann auf Basis unterschiedlicher Merkmale durchgeführt werden. Diese können bspw. das Ausgangsmaterial, der Bindungsmechanismus, das Vorgehen bei der Materialverarbeitung, die Aktivierungsenergie oder das spezifische Anwendungsszenario sein. Klassifiziert man nach Anwendungsszenario, ergeben sich insgesamt drei Hauptklassen. Sie lassen sich per Definition zwar strikt voneinander abgrenzen, einzelne Verfahren können allerdings durchaus Teil mehrerer oder aller Klassen sein. Einige additive Fertigungsverfahren können sich hingegen nur für die Anwendung in einer der Hauptklassen eignen. Die sich ergebenden Klassen sind (1) das Rapid Prototyping, (2) das Rapid Tooling und (3) das Direct Manufacturing.

Das Rapid Prototyping (dt. schneller Prototypenbau) beschreibt die additive Herstellung von Bauteilen mit eingeschränkter Funktionalität, bei denen jedoch spezifische, vom Entwickler ausgewählte Merkmale ausreichend gut ausgeprägt sind. Bspw. kann das Material serieneeignet sein oder die Konstruktion bereits auf ein Serienverfahren angepasst worden sein [10].

Das Rapid Tooling (dt. schneller Werkzeugbau) umfasst die technischen Anwendungen, bei denen durch die Verwendung additiver Fertigungsverfahren Bauteile erzeugt werden, die als Produktionswerkzeuge, Formen, Formeinsätze, o.ä. eingesetzt werden [10]. Da Rapid Tooling auch als Bestandteil des Rapid Prototypings oder des Direct Manufacturing (s. u.) angesehen werden kann, wird es in manchen Fällen auch als Teilklasse bezeichnet [5].

Das Direct Manufacturing (dt. direkte Produktion) umschreibt die Fertigung eines Endprodukts oder Komponenten eines Endprodukts mittels additiver Fertigungsverfahren, welches alle notwendigen Eigenschaften aufweist [14]. Losgelöst von der geplanten Produktionsmenge, sind die entstehenden Teile als serienreif anzusehen.

3. Ergebnisse

Die additiven Fertigungsverfahren bieten eine Vielzahl themenübergreifender Chancen, die Produktentwicklung beschleunigt voranzutreiben. Diese Vorteile können besonders im Bereich der biomedizinischen Forschung, der medizinischen Ausbildung und bei der Entwicklung zukünftiger Strategien zur Patientenversorgung dienlich sein. In einem interdisziplinären Team aus Ingenieuren, Wissenschaftlern und Medizinern wurden unterschiedliche Projekte zu diesen Thematiken bearbeitet, die im Folgenden vorgestellt werden.

3.1 Entwicklung eines Funktionsprototyps eines ex-vivo-Lungenventilations und –perfusionsgeräts

Mithilfe des Rapid Prototypings konnte unter Einsatz des FLM-Verfahrens ein funktionsfähiger Prototyp eines ex vivo Lungenventilations- und Lungenperfusionsmodell entwickelt und gefertigt werden (siehe Abb. 4). In diesem können unter Einsatz von frischen tierischen Schlachtabfällen, nahezu lebens echte OP-Szenarien für angehende Thoraxchirurgen simuliert werden. Durch die Möglichkeit der Verwendung von Schlachtabfällen, entspricht das System dem 3R-Prinzip, da der Einsatz von Versuchstieren vermieden wird.

In der Abb. 4 sind die einzelnen Prozessschritte dargestellt, die bis zum Funktionstest des Prototyps durchgeführt wurden. Die Konstruktion des Hauptgefäßes fand in der Konstruktionssoftware Creo Parametric (PTC, Inc., USA) statt. Unter Berücksichtigung des Lasten- und Pflichtenheftes, welches auf Basis von Gesprächen mit der späteren Zielgruppe erstellt wurde, konnte ein virtuelles Modell erstellt werden.



Abb. 4: Prozessschritte bei der Entwicklung des Prototyps. Zu Beginn steht die Konstruktion des Bauteils, dessen Verhalten anschließend in unterschiedlichen Lastfällen simuliert wird. Die Fertigungsvorbereitung mittels Slicing-Software und händische Nacharbeit am physischen Modell folgendes daraufhin. Zuletzt wird der Prototyp auf seine Funktionalität überprüft.

Im Pleuraspalt, dem Hohlraum im menschlichen Körper zwischen Brustwandblatt und Brustfell, herrscht ein Unterdruck gegenüber dem atmosphärischen Druck von durchschnittlich ca. $-0,5$ kPa. Dieser Umstand ermöglicht ein freies Entfalten der Lungenflügel bei der Atmung. Für die Konstruktion ergab sich hieraus die Pflicht, den Deckel samt Behälter bei diesem Unterdruck luftdicht abzuschließen, damit ein realitätsnahes Umfeld simuliert und der Zustand des Organs nach der Operation überprüft werden kann. Mithilfe eines vereinfachten Simulationsmodells wurde der virtuelle Behälter mit einer Wandstärke von 4 mm in der Software Ansys Workbench (Ansys, Inc., USA) auf die druckbedingten Vergleichsspannungen sowie die Gesamtverschiebung einzelner Bereiche analysiert. Die Analyse in [15] ergab nur geringe Spannungswerte ($\sigma = 5,11$ MPa) und Verschiebungen ($u = 0,074$ mm), sodass von einem fehlerfreien Betrieb ausgegangen werden konnte.

Nachdem durch die erfolgreiche Simulation des Modells die Fertigungsfreigabe erteilt wurde, konnten in der Software CURA (Ultimaker B.V., Niederlande) die notwendigen Parameter für die FLM-Maschine X400 (German RepRap GmbH, Deutschland) eingestellt werden. Mit einer 0,5 mm starken Düse wurde eine vertikale Schichtstärke von 0,15 mm bei 100% innerer Füllstruktur und 50 mm s^{-1} Vorschub in x- und y-Richtung definiert. Zum Einsatz kam ein schwarzes 3 mm PLA-Filament des Herstellers German RepRap GmbH, welches bei 215°C Düsentemperatur und 65°C Bauplattformtemperatur verarbeitet wurde. Aufgrund der Größe des Modells und der zusätzlich benötigten äußeren Stützstruktur, wurde ein Gewicht von ca. 900 g und eine Fertigungsdauer von knapp 57 h prognostiziert. Die Maschinensteuerung offenbarte während der Fertigung des Modells einige Schwachpunkte, da bspw. prozessrelevante Steuerungselemente überlasteten und es zu Schrittverlusten und somit ungewollten Artefakten im Prototyp kam. Durch gezielte Modifikation des X400 und eine aktive Kühlung der kritischen Komponenten, konnte ein fertiger Prototyp des Behälters samt Deckel hergestellt werden. Nachdem die Dichtungen montiert und Zusatzgeräte wie die Luftleckmessung und Beatmungsmaschine erfolgreich angeschlossen wurden, konnten die Gesamtfunktionalität des Behälters und des gesamten Systems bestätigt werden.

Eine Serienfertigung mittels additiver Fertigungsverfahren käme für dieses Produkt aus unterschiedlichen Gründen, bspw. aufgrund der Fertigungsdauer, nicht infrage. Für eine Fertigung in Serie müssten die einzelnen Komponenten entsprechend der Fertigungsrestriktionen der traditionellen Verfahren (z.B. dem Spritzgießverfahren) angepasst werden. Damit lässt sich das Entwicklungsprojekt dem Rapid Prototyping zuordnen.

Nach einigen OP-Trainings mit dem System wurden weitere Features hinzugefügt, sodass der Funktionsumfang heute u.a. die nachfolgend aufgeführten Punkte beinhaltet. (1) Einen luftdichten Arbeitsraum für die Aufnahme einer Schweinelunge und die Beatmung dieser, (2) genormte Anschlussmaße zur herstellerunabhängigen Nutzung von Peripheriegeräten zwecks Ventilation, Perfusion und Luftleckmessung, (3) eine integrierte Spannvorrichtung für eine künstliche Haut zur realitätsnahen OP-Simulation und zusätzlich (4) ein integriertes Kamera- und Beleuchtungssystem für Videodokumentation und Video-assistierte OP-Trainings.

3.2 Werkzeugbau zur Erzeugung realitätsnaher anatomischer Phantome

Anspruchsvolle Eingriffe zur Rekonstruktion bzw. zum Ersatz von Herzklappen werden immer häufiger minimal-invasiv durchgeführt. Für die Ausbildung des chirurgischen Nachwuchses ist es deshalb essentiell, geeignete und kostengünstige Trainingsmöglichkeiten zur Verfügung zu stellen. Ein bereits verfügbarer OP-Simulator konnte durch gezielten Einsatz des Rapid Toolings von den additiven Fertigungsverfahren dahingehend optimiert werden, dass zukünftig anatomisch korrekte Herzklappenmodelle in dem bestehenden System zum Einsatz kommen.

Zu diesem Zweck wurden auf Basis von patientenindividuellen DICOM-Daten eines Kardio-CTs die Mitralklappe und die Aortenklappe des Herzens segmentiert. Dabei musste ein Datensatz gewählt werden, der eine ausreichend hohe Auflösung bietet und in dem die Segel der Klappen sauber abgebildet werden, um die relevanten Details anatomisch korrekt darstellen zu können. Mithilfe des gewählten Datensatzes, welcher mit einem Schichtbildabstand von 0,75 mm aufgenommen wurde, konnte nach erfolgter Segmentierung in der Konstruktionssoftware Solid Works 2015 (D'Assault Systèmes, Frankreich) ein Gießwerkzeug für Silikonmodelle erzeugt werden. Dafür wurde die segmentierte Mitralklappe vorher mittels Geomagic (3D Systems, USA) von einem Oberflächen- in ein Volumenmodell konvertiert. Zusätzlich musste der Datensatz an einigen Stellen repariert werden, da bei der vorangegangenen Segmentierung ungewollte Löcher, Spitzen und weitere Artefakte entstanden sind. Dies ist nicht unüblich und ist auf die implementierten Rekonstruktions- und Tesselationsalgorithmen zurückzuführen. Nach der Reparatur wurde das Modell in Solid Works mit einem es komplett umschließenden Zylinder versehen. In der Mitte des Mitralklappenmodells wurde die Werkzeugtrennebene definiert, woraus nach Bool'scher Subtraktion des Klappenmodells von dem Zylinder die Werkzeughälften resultieren. An beiden Werkzeughälften wurde zusätzlich noch eine ovale Tasche ausgespart, sodass das abgegossene Modell im Spannringsystem des OP-Simulators fixiert werden kann.

Die Fertigung der beiden Werkzeughälften wurde ebenfalls im FLM-Verfahren realisiert. Dabei wurde ein PLA-Kunststofffilament bei einer Düsentemperatur von 215°C und einer Bauplattformtemperatur von 62°C verarbeitet. Als vertikale Schichthöhe wurde 0,1 mm definiert, um den Stufeneffekt, der sich direkt in das Silikonmodell überträgt, möglichst gering zu halten. Die Abb. 5 zeigt die Ergebnisse der Werkzeugfertigung und ein abgegossenes Silikonphantom der Mitralklappe.

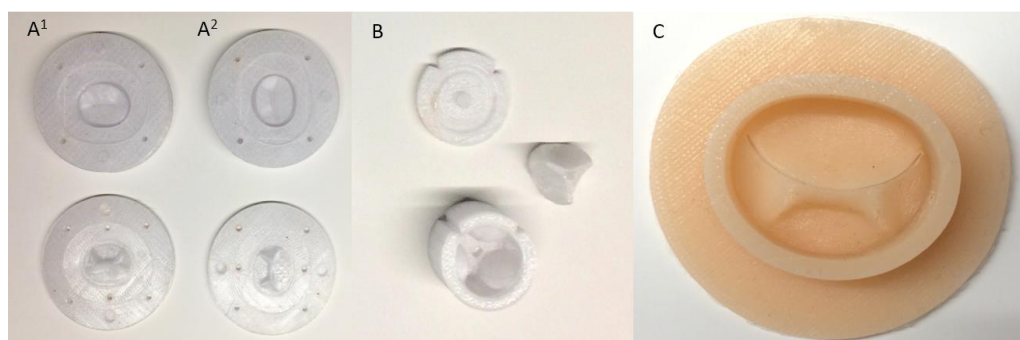


Abb. 5: Herzklappenspezifische Gussformen und fertiger Abguss. Links: A¹) Mitralklappenwerkzeug ohne Entlüftung, A²) Mitralklappenwerkzeug mit Werkzeugentlüftung, Mitte: B) dreiteiliges Aortenklappenwerkzeug; Rechts: c) Abgegossenes Silikonmodell einer Mitralklappe.

Auf der Oberfläche des abgegossenen Silikonmodells lassen sich die Verfahrswege der Düse während des Fertigungsprozesses erkennen. Dies beeinflusst die Funktion des Modells nicht negativ, zeigt hingegen das gute Formfüllungs- und Fließvermögen des verwendeten zwei Komponenten (2K) Silikons (Dragon Skin 30A; Hersteller:

Smooth-On, Inc., USA). Trotz strukturierter Oberfläche, sind die Stich- und Nahteigenschaften dem natürlichen Vorbild äußerst ähnlich, wodurch auf einen Wechsel der Fertigungstechnologie oder eine Nacharbeit der Werkzeuoberflächen verzichtet werden konnte. Da das 2K-Silikon, das zusätzlich noch mit einem Pigmentfarbstoff vermischt wird, händisch angerührt wird, ist die Entgasung vor Abguss unverzichtbar. Hierfür kann entweder eine Zentrifuge oder eine handelsübliche Vakuumpumpe verwendet werden. Nachdem die untergerührten Luft einschüsse entfernt wurden, ist das Herstellen von blasenfreien Silikonmodellen problemlos möglich.

Für das OP-Training werden die Klappenmodelle im Simulator fixiert und sind nur durch eine kleine Öffnung erreichbar, was realitätsnahe, minimalinvasive Eingriffe an der Mitralklappe hervorragend simuliert. Der erwartete Trainingseffekt an realitätsnahen, nicht-biologischen Herzklappen ist Gegenstand einer derzeit laufenden Studie an der Klinik für Thorax-, Herz-, und Gefäßchirurgie der Georg-August-Universität, Göttingen. Ein Herstellen der Werkzeuge ohne den Einsatz additiver Fertigungsverfahren wäre aufgrund der komplexen Geometrie bei gleichem Kosten- und Zeitaufwand nicht möglich gewesen. Auch nach mehrfacher Verwendung der Werkzeuge ist kein Verschleiß, bspw. durch Delaminierung, festzustellen. Daher kann davon ausgegangen werden, dass auch zukünftig Silikon-Gießwerkzeuge im FLM-Verfahren aus PLA zu dem hier vorgestellten und zu weiteren Zwecken hergestellt werden können.

3.3 Fertigung patientenindividueller Endoprothesen

Nach Entfernung eines vorliegenden Osteosarkoms oder eines bösartigen Tumors mit fortgeschrittener Infiltration des angrenzenden Knochengewebes entstehen meist großflächige Wunden, deren Rekonstruktion sich bisher als schwierig und selten naturgetreu dargestellt hat. Der Einsatzzweck für das im Folgenden vorgestellte Thoraximplantat ist das Schließen dieser resultierenden Leerstelle im Knochenapparat unter Berücksichtigung des Funktionserhalts und der maximal möglichen Ästhetik. Bisher verwendete Systeme zum Ersatz des Knochengewebes bieten unter medizinischen und biomechanischen Gesichtspunkten großes Optimierungspotenzial. Da bei der Wundversorgung die Zeit häufig eine kritische Rolle spielt, wurden die Möglichkeiten des Direct Manufacturing mittels FLM-Verfahren von patientenindividueller Thoraximplantaten geprüft. Der Entwicklungsprozess ähnelt dem der vorher vorgestellten Werkzeugentwicklung in vielen Punkten und ist in Abb. 6 dargestellt.



Abb. 6: Entwicklungsprozess eines patientenspezifischen Thoraximplantats. Die Biokompatibilität des Werkstoffs ist essentiell bei der Auswahl des geeigneten Materials. Anschließend folgt die Segmentierung der CT-Daten, die Konstruktion, das Slicing und zuletzt die Fertigung (v.l.n.r.)

Eine essentielle Eigenschaft, die vorab untersucht wurde, ist die Biokompatibilität des Werkstoffs und die daraus abzuleitende Eignung für den Einsatz im menschlichen Körper. In diesem Zusammenhang ist als wesentlicher Bestandteil der DIN EN ISO 10993 zur „Biologische Beurteilung von Medizinprodukten“ der Teil 5 „Prüfungen auf In-vitro-Zytotoxizität“ zu nennen [16]. Anhand dieser Norm wurden unterschiedlich verarbeitete Werkstoffe auf Eignung untersucht. Konkret wurden Proben aus PLA und PET (Hersteller: German RepRap GmbH) auf einer Glas- und einer CFK-Auflage gefertigt und analysiert. Mithilfe eines Hypothesentests konnte ein signifikanter Einfluss des gewählten Werkstoffs und der verwendeten Auflage auf die Proliferationsrate von humanen Hautfibroblasten der Zelllinie HFF-1 (American Type Culture Collection) nachgewiesen werden. Die PLA-Proben wiesen sich losgelöst von der verwendeten Maschinenbettauflage als stark zytotoxisch. Auf CFK gefertigtes PET wies auffällig hohe und nicht nachvollziehbare Proliferationswerte auf, weshalb die Werkstoff-Maschinenbett-Kombination als ungeeignet eingestuft wurde. Die auf Glas gefertigten PET Proben erreichten in den Tests durchweg gute Proliferationsergebnisse und konnten somit der Zytotoxizitätsklasse 0 (nicht zytotoxisch) zugeordnet werden. Somit ging auf Glas gefertigtes PET als am meisten geeigneter Werkstoff für die Weiterverarbeitung hervor.

Auf Basis der Gesamtheit der erlangten Erkenntnisse konnte aus rekonstruierten computertomographischen Bild-daten der Prototyp eines artifiziellen Brustwandersatzes entwickelt und anschließend unter Zuhilfenahme der in Abb. 6 gezeigten Prozessschritte hergestellt werden. In der Konstruktionssoftware Solid Works konnte zusätzlich ein individuelles Verbindungselement zur sicheren Fixierung des Implantats am Knochenfortsatz entworfen werden. Aufgabe des Elements ist die komplikationsfreie Osteosynthese und damit eine beschleunigte Heilung des

Patienten. Der Prototyp des Implantats und der Verbindungselemente konnten erfolgreich im FLM-Verfahren hergestellt werden, zum operativen Einsatz kamen sie jedoch noch nicht. Die Anforderungen für diese Herangehensweise, die zukünftig simultan zur durchgeführten OP stattfinden könnte, sind sehr umfangreich. Sie erfordert ein hohes Maß an logistischem und personellem Aufwand und wäre strengen Zulassungsbedingungen unterworfen. Die hier beschriebenen Ergebnisse entstanden aus einer Machbarkeitsstudie, die der prinzipiellen Validierung des Direct Manufacturing am OP-Tisch diente. Grundlegend konnte nachgewiesen werden, dass die Fertigung von patientenspezifischen Implantaten innerhalb eines überschaubaren Zeitrahmens möglich ist. Das Projekt dient somit als Grundlage für weiterführende Entwicklungen im Bereich der rekonstruktiven patientenspezifischen Thoraxchirurgie.

4. Diskussion

An den Stellen, an denen klassische Fertigungsverfahren Schwierigkeiten mit komplexen geometrischen Formen haben, können additive Fertigungsverfahren, im speziellen das FLM-Verfahren, biologische Strukturen detailgetreu abbilden. Die Entwicklung eines Funktionsprototyps für die Ausbildung und Forschung, eines Werkzeugs zur Herstellung von Herzklappen und einer individualisierbaren Endoprothese, konnten dank additiver Fertigung und einem interdisziplinären Entwicklerteam in vergleichsweise kurzer Zeit erfolgen.

Die Fertigung des ex-vivo-Lungenventilations- und -perfusionsgeräts hat zwar aufgrund seiner geometrischen Einfachheit nicht alle Vorteile der additiven Fertigung ausgenutzt, dennoch wäre eine Funktionsvalidierung und die finale Fertigung im Prototypenstatus mittels traditioneller Verfahren wesentlich zeit- und kostenaufwändiger gewesen. Im Falle der Kommerzialisierung des Produktes und einer damit einhergehenden Serienfertigung würden die additiven Fertigungsverfahren allerdings ausscheiden. Zu hohe Taktzeiten, fehlende Reproduzierbarkeit bei Toleranzen und eine hohe Oberflächenrauigkeit, die die Abdichtung und Drainage des Perfusats negativ beeinflussen, sprechen gegen das Verfahren bei hohen Stückzahlen.

Der Werkzeugbau für anatomische Silikonmodelle mittels FLM-Verfahren funktioniert einwandfrei und lässt sich zeitnah und kostengünstig realisieren. Essentiell für den Prozess ist die Qualität der CT-Aufnahmen und die Darstellung relevanter Details in ausreichender Auflösung. Durch die virtuelle Bearbeitung und Konvertierung des Datensatzes, kann es zu leichten geometrischen Abweichungen kommen, die anschließend nicht mehr komplett mit der Anatomie des Patienten übereinstimmen. Eine negative Funktionsbeeinflussung findet dadurch allerdings nicht statt. Eine Fertigung der Gießwerkzeuge mittels klassischer Verfahren gestaltet sich schwierig und ist vorerst nicht notwendig, da eine durch das Verfahren bedingte Oberflächenrauigkeit keinen negativen Einfluss auf die Funktion der Modelle hat. Ein Verschleiß am Werkzeug auch nach wiederholtem Einsatz nicht feststellbar. Aus optischen Gründen ist dennoch geplant, die Werkzeuge versuchsweise durch Stereolithographie oder alternativ durch das PolyJet-Verfahren (Stratasys, Inc., USA) herzustellen.

Die Entwicklung des patientenspezifischen Thoraximplantats konnte dank FLM-Verfahren schnell und effizient vorangetrieben werden. Erprobungen im Tierversuch oder Patienten haben bisher aufgrund fehlender Zulassung durch die Regulierungsbehörden nicht stattgefunden. Eine vorgeschriebene Norm oder Richtlinie gibt es für additiv gefertigte Individualimplantate bisher nicht, allerdings wird auf nationaler und internationaler Ebene an eben solchen gearbeitet [17]. Derzeit orientieren sich die Hersteller medizinischer Individualprodukte daher an den vorhandenen Regelwerken für nicht-individualisierte Produkte. Nach diesen bildet die Verarbeitung biokompatibler Kunststoffe und der Nachweis der Biokompatibilität bereits eine solide Basis auf dem Weg zur Zulassung. Allerdings müssen vorher noch weitere Untersuchungen durchgeführt werden. Zu diesen zählen bspw. die Testung und Optimierung der mechanischen Eigenschaften, die bei additiv gefertigten Bauteilen von einer Vielzahl an Faktoren abhängig sind sowie das Lang- und Ultralangzeitverhalten des Implantats im menschlichen Körper.

5. Ausblick

Die vorgestellten Projekte haben gezeigt, wie breit das Spektrum der Entwicklungsunterstützung für Produkte der biomedizinischen Forschung und der Patientenversorgung durch additive Fertigung ist. Die Entwicklung des ex-vivo-Lungenventilations- und -perfusionsgeräts zeigt, dass die additiven Fertigungsverfahren bei der Produktentwicklung einen essentiellen Mehrwert beisteuern. Die Möglichkeit innerhalb kurzer Zeit nicht nur einen virtuellen sondern einen physischen Funktionsprototypen zur Validierung zur Verfügung zu haben, ermöglicht frühzeitige Fehlervermeidung und beschleunigt so den gesamten Entwicklungsprozess.

Gießwerkzeuge können zukünftig auch zur Herstellung ganzer Organmodelle oder zusammenhängender Gewebestrukturmodelle genutzt werden. Hierfür wären allerdings geometrisch komplexere, mehrteilige Werkzeuge notwendig. Da bei diesen Werkzeugen der Konstruktionsaufwand deutlich ansteigt, sollte der gezielte Einsatz der werkzeuglosen Fertigung mit flexiblen Materialien [18], die die gewünschten Gewebeeigenschaften imitieren, detailliert geprüft werden.

Eine Weiterentwicklung des Implantatsystems für den großflächigen Brustwandersatz unter Einsatz des Multi-Jet-Modeling zur Verarbeitung zweier unterschiedlicher Werkstoffe in einem Implantat ist grundsätzlich möglich. Des Weiteren können die Erkenntnisse nach geringfügigen Anpassungen des Fertigungsprozesses auch für die Herstellung von Gesicht- und Schädelimplantaten im Bereich der Traumatologie angewendet werden. Denn besonders hier ist eine zeiteffiziente aber gleichzeitig sehr präzise und hoch individualisierte Arbeit gefragt.

Abschließend lässt sich feststellen, dass das Anwendungspotenzial der additiver Fertigungsverfahren, speziell des FLM-Verfahrens, in der Medizintechnik und der biomedizinischen Forschung noch bei Weitem nicht ausgeschöpft ist und mit den fortschreitenden Erkenntnissen aus der Materialforschung und den zweckspezifisch optimierten Fertigungsmaschinen in den nächsten Jahren weiter anwachsen wird.

Literaturverzeichnis:

1. The top 10 causes of death. Fact sheet 2017 [cited 2017 08.08.2017]; Available from: <http://www.who.int/mediacentre/factsheets/fs310/en/>.
2. Todesursachen in Deutschland, in Fachserie 12 Reihe 4 - Gesundheit. 2017, Statistisches Bundesamt (Destatis).
3. Bloom, D., et al., The global economic burden of noncommunicable diseases. 2012, Program on the Global Demography of Aging.
4. Russell, W.M.S., R.L. Burch, and C.W. Hume, The principles of humane experimental technique. 1959.
5. Gebhardt, A., Generative Fertigungsverfahren: Additive Manufacturing und 3D Drucken für Prototyping-Tooling-Produktion. 4., neu bearb. und erw. Aufl. München: Hanser, 2013.
6. Vega, V., et al., The Effect of Layer Orientation on the Mechanical Properties and Microstructure of a Polymer. *Journal of Materials Engineering and Performance*, 2011. **20**(6): p. 978-988.
7. Es-Said, O., et al., Effect of layer orientation on mechanical properties of rapid prototyped samples. *Materials and Manufacturing Processes*, 2000. **15**(1): p. 107-122.
8. (DIN), D.I.f.N.e.V., Fertigungsverfahren - Begriffe, Einteilung. 2003, Beuth Verlag GmbH.
9. Ingenieure), V.V.D., Generative Fertigungsverfahren - Rapid-Technologien (Rapid Prototyping) - Grundlagen, Begriffe, Qualitätskenngrößen, Liefervereinbarungen. 2009, Beuth Verlag GmbH.
10. Ingenieure), V.V.D., Additive Fertigungsverfahren - Grundlagen, Begriffe, Verfahrensbeschreibungen. 2014, Beuth Verlag GmbH.
11. Hull, C.W., Apparatus for production of three-dimensional objects by stereolithography, USPTO, Editor. 1986, UVP, Inc. (San Gabriel, CA) USA.
12. Langefeld, B., Additive manufacturing - A game changer for the manufacturing industry? 2013, Roland Berger Strategy Consultants GmbH: München.
13. FDM Verfahren (Fused Deposition Modelling). 2017 [cited 2017 08.08.2017]; Available from: <http://3d-druckcenter.at/fdm/>.
14. Hopkinson, N., R. Hague, and P. Dickens, Introduction to rapid manufacturing. *Rapid manufacturing: An industrial revolution for the digital age*, 2006: p. 1-4.
15. Pawlowski, M., Entwicklung und Fertigung eines intelligenten Behältersystems zur optimierten Lagerung von Transplantationsorganen unter Aufrechterhaltung der Vitalfunktionen, in Institut für Fertigungstechnik und Qualitätssicherung. 2016, Otto-von-Guericke-Universität: Magdeburg.
16. (DIN), D.I.f.N.e.V., Biologische Beurteilung von Medizinprodukten - Teil 5: Prüfungen auf In-vitro-Zytotoxizität. 2009, Beuth Verlag GmbH.
17. (FDA), F.a.D.A., Technical Considerations for Additive Manufactured Devices, in Draft Guidance. 2016: Rockville, USA.
18. Baeck, K., P. Lopes, and P. Verschueren, Characterization of HeartPrint® models and comparison with arterial tissue properties. Materialise NV.

Bonden dünner Polyimidfolien mit eingebetteten Elektrodenstrukturen auf FR-4 Leiterplatten

Martin Deckert ^{1eq)}, Michael T. Lippert ^{2eq)}, Kentaroh Takagaki ³⁾, Frank W. Ohl ⁴⁾, Bertram Schmidt ⁵⁾

¹⁾ IMOS, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Deutschland, Martin.Deckert@ovgu.de, 0049 391 67 58229

²⁾ LIN, Magdeburg, Deutschland, Michael.Lippert@lin-magdeburg.de, 0049 391 6263 94391

³⁾ LIN, Magdeburg, Deutschland, Kentaroh.Takagaki@lin-magdeburg.de, 0049 391 6263 94391

⁴⁾ LIN, Magdeburg, Deutschland, Frank.Ohl@lin-magdeburg.de, 0049 391 6263 95481

⁵⁾ IMOS, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Deutschland, Bertram.Schmidt@ovgu.de, 0049 391 67 58399

Zusammenfassung

Mikroelektrodenarrays zur Ableitung und Stimulation kortikaler Neuronenpopulationen werden insbesondere für epikortikale Anwendungen vorrangig aus hoch flexiblen, Dünnschicht-basierten Polymerfolien hergestellt. Die Flexibilität des Substratmaterials sowie die miniaturisierten, eingebetteten Elektrodenstrukturen für neurowissenschaftliche Applikationen stellen eine große technologische Herausforderung hinsichtlich der Aufbau- und Verbindungstechnik dar. Demzufolge besteht ein großer Entwicklungsbedarf für die Implementation neuer, kosteneffektiver Packaginglösungen zur elektrischen und mechanischen Kontaktierung derartiger hoch flexibler Polymerfolien auf Standard FR-4 Leiterplatten. Die entwickelten und vergleichend betrachteten drei Packagingstrategien beruhen auf dem Flip-Chip Bonden, dem Drahtbonden und einem Aerosol Direktschreibverfahren zur elektrischen und mechanischen Verbindung von weniger als 10 µm dünnen Polyimidfolien mit FR-4 Leiterplatten.

Der im Herstellungsprozess mittels Rotationsbeschichtung auf <100> Siliziumwafern aufgeschleuderte Polyimid Präkursor (PI-2611) wird in mindestens zwei Lagen abgeschieden, polymerisiert und ausgehärtet. In der resultierenden PI-2611 Folie sind gesputterte Elektrodenstrukturen in der Schichtkombination Chrom/Gold/Platin eingebettet, welche auf der Waferoberfläche zu eigenständigen Mikroelektrodenarrays vereinzelt werden. Die simultan im Trockenätzprozess des Vereinzeln an je 32 Kontaktstellen freigelegten Platinoberflächen in der Polyimidfolie weisen einen Durchmesser von 260 µm auf. Auf den anwendungsspezifischen FR-4 Leiterplatten sind entsprechend 32 Landepads in zwei Reihen angeordnet. Nachfolgend werden die gefertigten PI-Folien in den aufgeführten Packagingverfahren mit Hilfe verschiedener Verbindungswerkstoffe auf 35 µm dicken Kupferkontaktpads mit Nickel-Gold Finish (RoHS konform) kontaktiert und vergossen. Das kleinste realisierte Spacing zwischen den einzelnen Kontakt- bzw. Landepads beträgt 600 µm Achsabstand und schließt neben der miniaturisierten Padgröße ein manuelles Löten bei hoher Zuverlässigkeit technologisch aus.

Das Flip-Chip Bonden mit bleifreier Lotpaste und einer Passivierung gefertigt aus niederviskosem Epoxidharz zeigt bezüglich Reproduzierbarkeit und Yield die besten Resultate. Anhand des dabei entwickelten Foliendirekttransferverfahrens konnte eine Ausbeute (Yield) von 99% erreicht werden.

Schlüsselwörter: Polyimidfolie, Flip-Chip, Packaging, Bonden, FR-4

1. Einleitung

Mikroelektrodenarrays (MEA) für die extrazelluläre sowie intrazelluläre Ableitung kortikaler Signale und die Stimulation bestimmter Areale der Großhirnrinde sind von größtem interdisziplinären Interesse für mikrotechnologische, neurowissenschaftliche und klinische Anwendungen. Ideale neuronale Schnittstellen oder Brain Machine Interface (BMI) sind in Langzeitanwendungen elektrisch, mechanisch und biologisch kompatibel sowie stabil. Derartige BMIs basierend auf MEA-Technologien gewinnen in Form vielversprechender Mikrosysteme (MEMS) für den bidirektionalen Informationsaustausch mit dem Gehirn immer mehr an Bedeutung [1-8]. Auf dieser Basis werden heute in der Neuroprothetik die verschiedensten Elektrodengeometrien und -anordnungen zur Fabrikation von Neuroprothesen u.a. zur Verbesserung oder Wiederherstellung des Seh- oder Hörvermögens, der Beweglichkeit der Extremitäten, für klinische Studien zur Behandlung von Erkrankungen wie der Epilepsie, des Morbus Parkinson, der Dystonie, des essentiellen

Tremors, von Depressionen, Psychosen, neuropathischen Schmerzen, anderer neuronaler Krankheiten, zur Voruntersuchung von Patienten bei bevorstehender Gehirntumoroperation und in der neurowissenschaftlichen Grundlagenforschung eingesetzt [9-14]. Ein Anwendungsschwerpunkt Polymer-basierter, epikortikaler Mikroelektrodenarrays für die Elektrokortikografie (ECoG-MEA, Oberflächenelektrodenarrays) liegt aktuell noch in der Epilepsiediagnostik und wird sich zukünftig auch auf BMI Applikationen ausweiten [1-8,15-17]. Mikroelektroden für kortikale Ableitungen sowie die Stimulation des Gehirns sind grundsätzlich in penetrierende Arrays und in Oberflächenelektroden zu unterscheiden. Penetrierende Elektroden werden zumeist aus Silizium gefertigt und können ohne Stützstruktur aufgrund ihrer Steifigkeit in das kortikale Gewebe eingestochen werden. Die Siliziumtechnologie erlaubt im Vergleich zu flexiblen Elektroden mit polymerem Grundsubstratmaterial höchste Ableit- und Stimulationsdichten, beispielsweise in Form von Matrixarrays, und eine robuste Systemintegration/Packaging. Der hohe Elastizitätsmodul der Siliziumstrukturen wirkt sich anhand einhergehender Vernarbung des kortikalen Gewebes durch Mikroläsionen grundlegend nachteilig auf die Gewebeverträglichkeit und somit eine langzeitstabile Ableitung/Stimulation aus [1-2,7-8,18-19]. Im Gegensatz dazu erlauben Oberflächenarrays, welche aus dünnen, flexiblen Polymerfolien mit eingebetteten Elektrodenstrukturen bestehen, während und nach der Implantation die weitgehende Unterbindung auftretender Gewebeschäden des Gehirns. Niedrigere Kanalzahlen und größere Elektrodenabstände bedingen hingegen eine geringere räumliche Auflösung in vergleichender Betrachtung zu penetrierenden MEAs auf Siliziumbasis [5,7,18]. Die Herstellung flexibler, epikortikaler Oberflächenelektroden mit wesentlich höherer Kanaldichte ist jedoch prinzipiell möglich und erfordert die Entwicklung neuer Packagingverfahren zu deren elektrischen und mechanischen Kontaktierung. Neurartige, hochauflösende, multi-Kanal ECoG-MEAs befinden sich aktuell in der Entwicklung und ermöglichen neben verbesserten Ableit- und Stimulationsdichten zusätzlich die Abdeckung größerer Kortexbereiche [3,19-20]. Gleichzeitig erfolgt heute die Entwicklung flexibler, penetrierender Dünnschicht-Mikroelektrodenarrays auf Polymerbasis, die sich durch eine überlegene Gewebeverträglichkeit im Vergleich zu steifen Siliziumelektroden auszeichnen. Die aufgeführten Weiterentwicklungen bestehender Mikroelektroden konzentrieren sich folglich auf die Implementation dünner, flexibler Polymerwerkstoffe mittels MEMS-Fabrikationstechnologien für neurowissenschaftliche Applikationen [1-2,6-7,19,21]. Aufgrund der hohen mechanischen Flexibilität der Substratmaterialien, kleinster Abmaße der Mikroelektrodenarrays und der miniaturisierten, eingebetteten Dünnschicht-Elektrodenstrukturen ist die zuverlässige Aufbau- und Verbindungstechnik eine große technologische Herausforderung.

1.1 Packagingstrategien zum Bonden flexibler Mikroelektroden auf Polymerbasis

Die dünnen Polymerfolien neuartiger MEAs und die eingeschlossenen gesputterten oder aufgedampften Metallstrukturen der Elektroden integrieren Kontakt- bzw. Bondpads, welche keinen großen mechanischen Belastungen standhalten. Im Ergebnis eignen sich miniaturisierte, flexible Dünnschichtelektroden für kortikale Anwendungen nicht für Standard Packagingverfahren wie beispielsweise das Drahtbonden [27-36]. Die Realisierung kosteneffektiver und zuverlässiger "Flex on Board" (FOB) Packaginglösungen zum Bonden flexibler Substratmaterialien auf Leiterplatten mit miniaturisierten Kontaktpunktabständen ist seit Jahren zentraler Bestandteil der Forschung [21-23,25-38]. FOB Packagingverfahren beruhen auf der Flip-Chip Montage und erlauben das Bonden dünner, flexibler Polymerfolien auf Leiterplatten. Die anwendungsspezifischen Leiterplatten können Elektronik und Stecker zur elektrischen Einbindung beherbergen. Bei dieser Form der Flip-Chip Montage werden isotrop und anisotrop leitende Klebstoffe (ICA, ACA) neben anisotrop leitenden Folien (ACF) und nichtleitenden Klebstoffen in Verbindung mit Gold Stud Bumps eingesetzt [25,27-31,34-36]. Nachteilig bei diesem Bondverfahren sind technologisch anspruchsvolle sowie kostenintensive Teilschritte wie das Realisieren von Gold Stud Bumps und die Empfänglichkeit bezüglich genereller Problemstellungen und Limitierungen für leitende Klebstoffe. Limitationsfaktoren der Technologie sind eine begrenzte Leitfähigkeit, eine geringe Langzeitstabilität und mechanische Instabilität [27-32,34-36].

1.2 Voruntersuchungen

Der Prozessablauf zur mikrotechnologischen Herstellung planarer und dreidimensionaler, subduraler, elektrophysiologisch hochauflösender, mechanisch besonders flexibler, chemisch und thermisch beständiger, langzeitstabiler sowie biokompatibler Mikroelektrodenarrays für die Elektrokortikografie (ECoG-MEA) zur epikortikalen Ableitung lokaler Feldpotentiale ist in [39] und [40] detailliert aufgeführt. Das mindestens zweilagig abgeschiedene Substratmaterial besteht aus dem Polyimid PI-2611 der Firma HD-MicroSystems und bettet gesputterte Elektrodenstrukturen in der Schichtkombination Chrom/Gold/Platin mit den Schichtdicken 50 nm/300 nm/100 nm ein.

Der Delaminationsprozess hergestellter Mikroelektrodenarrays auf Polyimidbasis ist in Bild 1 dargestellt. Die elektrische Kontaktierung einzelner ECoG-MEAs erfolgte auf in CadSoft Eagle ausgelegten, fremdgefertigten Leiterplatten (PCB-POOL) aus FR-4 auf standardmäßigen 35µm dicken Kupferkontaktpads mit Nickel-Gold

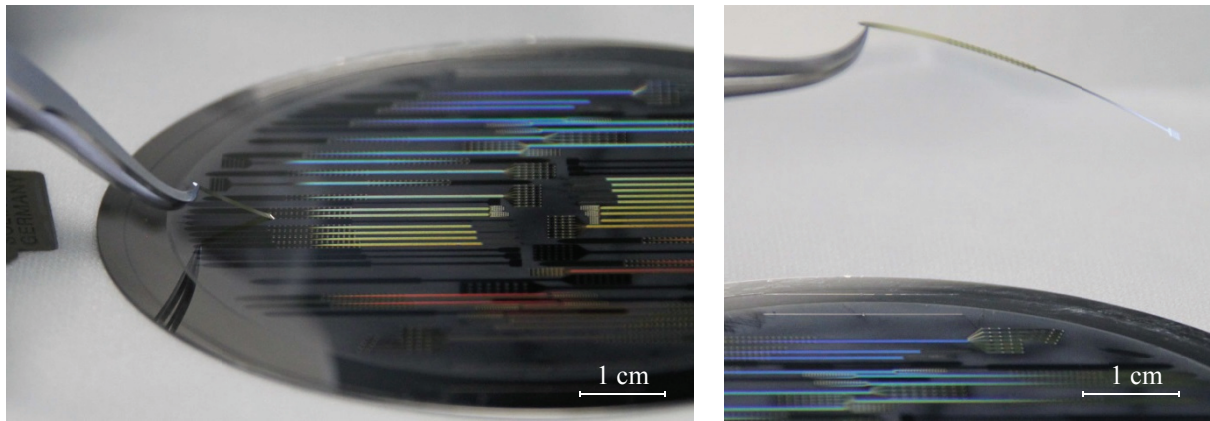


Bild 1: Delamination eines einzelnen ECoG-MEAs

Finish (RoHS konform). In den Voruntersuchungen wurden drei verschiedene Packagingtechnologien verfolgt. Die entwickelten Packagingstrategien beruhen auf dem Flip-Chip Bonden (FINEPLACER@pico, Finetech), dem Drahtbonden (Drahtbonder DELVOTEC 5310/5330, F&S Bondtec) und einem Aerosol Direktschreibverfahren (OPTOMEK M3D, Optomec). Die Flip-Chip Montage der Folien-basierten ECoG-MEAs wurde am FINEPLACER@pico unter zur Hilfenahme eines Siliziumträgersubstrates umgesetzt. Die isotrop leitfähigen Klebstoffe EPO-TEK H20E-PFC (Epotec), EPO-TEK H20E-FC und ACURA E8074 (Resin Designs) kamen bei der Montage zum Einsatz (Bild 2). Im Anschluss an adhesives Bonden von einzelnen ECoG-MEAs mit den Epoxid-Klebstoffen Polytec EP 601-LV (Polytec), EPO-TEK OE121 Black (Polytec), EPO-TEK 353ND-T und EPO-TEK H77 auf gefertigten Leiterplatten, ist die elektrische Kontaktierung auch mit einem neuartigen Direktschreibverfahren realisiert worden (OPTOMEK M3D, Bayink TPS M3D von Bayer, Bild 3 rechts). Drahtbondversuche wurden am Drahtbonder DELVOTEC 5310/ 5330 mit 25 µm dickem Aluminiumdraht durchgeführt (Bild 3 links). Bei der Steckermontage (DF12, Hirose) kam die bleifreie Lotpaste F640 der Firma Heraeus zum Einsatz (Rakeln). Das Umschmelzen im Dampfphasenlötöfen SLC 304 der Firma IBL war der abschließende Arbeitsschritt. Die Ergebnisse ausgewählter, fertiggestellter ECoG-MEA-Packages sind in den Bildern 2-3 dargestellt. Die Kapselung (engl.: globe top) der Drahtbonds mit EPO-TEK H77 und eine Schutzlackpassivierung (Polyimidresist SX AR-PC 5000/80.2, Allresist) sind im Bild 3 gezeigt (links/rechts). Das Flip-Chip Verfahren mit EPO-TEK H20E-FC lieferte das beste Ergebnis [39]. Die Verifikation der intakten elektrischen Kontaktierung der ECoG-MEA-Packages wurde anhand einer Impedanzspektroskopie durchgeführt. Der Impedanztester Nano Z (White Matter LLC), 0,9%ige Natriumchloridlösung und eine Gegenelektrode in Form eines Silberdrahtes (8T, 200 µm, Science Products GmbH) kamen zum Einsatz [39]. Die Reproduzierbarkeit dieser Packagingverfahren war im ersten Ansatz unzureichend. Folgende Problemstellungen konnten aus den Vorversuchen extrahiert werden: Die Flip-Chip Montage mit isotropen Leitkleber benötigte die geringste Anzahl an Arbeitsschritten. Eine homogene Abscheidung erforderlicher Kontaktpunkte mit dem Pin-Transfer Verfahren war nicht realisierbar (vgl. Bild 2 links). Das Drahtbonden auf den flexiblen Polyimidsubstraten erlaubte keine durchgängig reproduzierbare kraft-

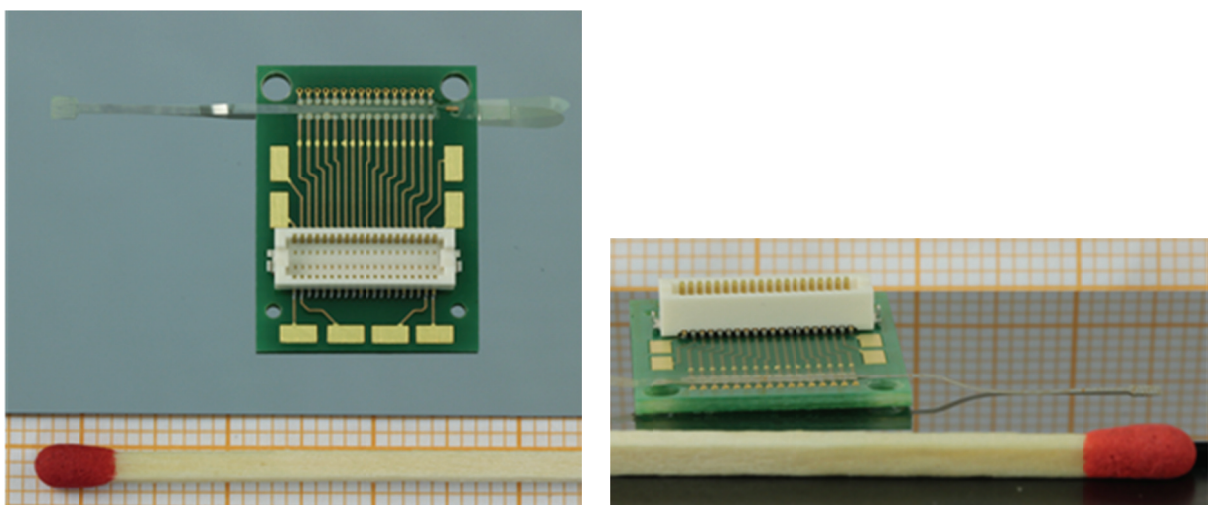


Bild 2: Aufbau des elektrisch kontaktierten ECoG-MEA-Packages nach Flip-Chip Montage

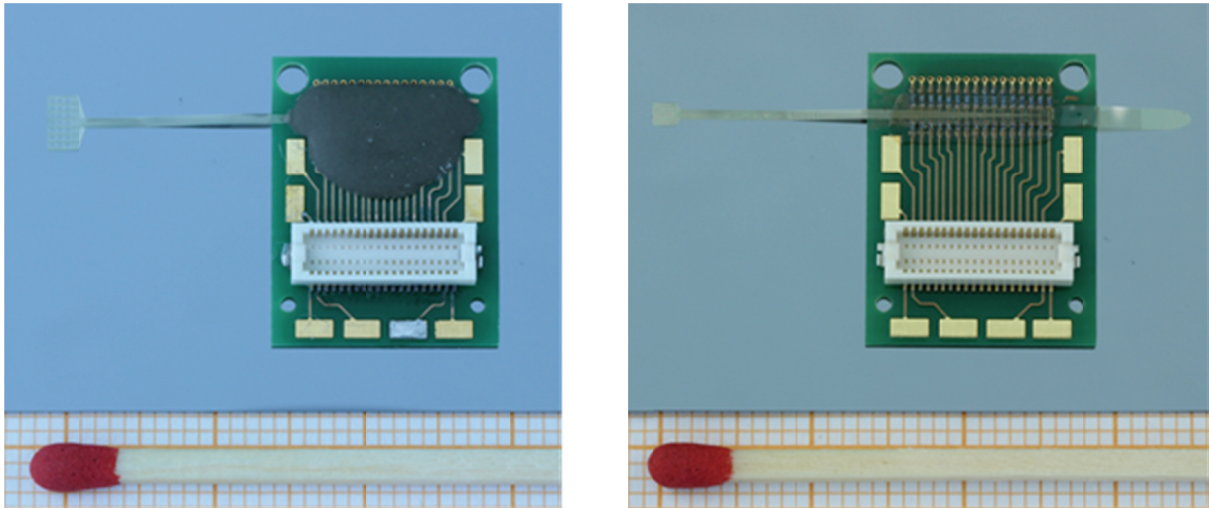


Bild 3: Drahtgebondetes ECoG-MEA-Package (links) und Aerosol Direktschreibeverfahren (rechts)

schlüssige Verbindung während des Ultraschall-Wedge-Wedge-Bonds. Gleichzeitig war der erforderliche Aufwand für das Direktschreibeverfahren im Vergleich unangemessen hoch. Die Zielstellung der Entwicklung eines robusten und kosteneffektiven Packagingverfahrens zur elektrischen und mechanischen Kontaktierung hoch flexibler Polymerfolien auf Standard FR-4 Leiterplatten lässt sich schlussfolgernd nur mit einer optimierten Flip-Chip Montage implementieren.

2. Fabrikation

Die limitierenden Faktoren der im Vorangegangenen untersuchten Flip-Chip Montage werden im Folgenden adressiert und anhand eines neuartigen Dampfphasenlötprozesses für dünne, flexible Polyimid-basierte Mikroelektrodenarrays zur Kontaktierung auf anwendungsspezifischen FR-4 Leiterplatten (PCB) optimiert. Das entwickelte Verfahren benötigt keine Under Bump Metallisierung (UBM) wie beispielsweise Chip on Flex (COF) Technologien. Im Gegensatz zu den vorgestellten Klebetechnologien zeichnet sich das Löten durch zahlreiche Vorteile aus und ermöglicht extrem niedrige Übergangswiderstände, eine hohe mechanische Stabilität sowie eine ausgezeichnete Langzeitstabilität der Lötverbindung. Des Weiteren ist der Lötprozess besonders rentabel, da keine kostenintensiven anisotrop leitenden Klebstoffe einbezogen sind oder Gold Stud Bumps appliziert werden. Der Dampfphasenlötprozess eignet sich für alle polymeren Elektrodenmaterialien die einer kurzzeitigen Temperaturbelastung von 230°C während des Lötprozesses standhalten können. Das Verfahren kann direkt auf Chrom/Gold/Platin Kontaktflächen geringer Schichtdicke (450 nm) Anwendung finden und erfordert keine zusätzliche Metallisierung oder Beschichtung der Elektrodenkontaktpads.

2.1 Schablonendruck

Der Schablonendruck ist aufgrund seiner Kosteneffektivität eine besonders vorteilhafte Technologie, die sich gleichzeitig zur Serienfertigung eignet [32-33]. Im ersten Prozessschritt erfolgt der Schablonendruck einer bleifreien Lotpaste (F645 SN96.5AG3CU0.5, Heraeus) auf 35 µm dicke Kupferkontaktpads mit Nickel-Gold Finish (ENIG, RoHS konform) der in CadSoft Eagle ausgelegten, anwendungsspezifischen Leiterplatten (Bild 4). Gleichzeitig wird mit der gleichen Rakelmaske (Schablone) die Lotpaste auch auf die 32 Landepads des erforderlichen Steckers zur elektrischen Einbindung aufgebracht. Der Partikeldurchmesser der Typ 3 Lotpastenkugeln liegt im Bereich von 25 und 45 µm. Eine Laser geschnittene Metallschablone aus Edelstahl mit einer Blechdicke von 120 µm erlaubt die manuelle Lotapplikation mit Hilfe eines Rakels auf die vorgesehenen Landepads. Abhängig von der Rakelmaske und der Substrat fixierenden Grundplatte können eine große Anzahl an PCBs parallel prozessiert und somit Herstellungszeiträume sowie Kosten weiterhin reduzieren werden. Für Herstellungsprozesse mit hohem Durchsatz kann der Schablonendruck z.B. mit einem Siebdruckverfahren ersetzt und automatisiert werden [37-38]. Das kleinste realisierte Spacing zwischen den einzelnen Kontakt- bzw. Landepads beträgt 600 µm Achsabstand mit einem dazwischenliegenden lotfreien Bereich von 300 µm. In Abhängigkeit von reduzierten Pad- und Lotpastenpartikeldurchmesser sind weitaus kleinere Padabstände unproblematisch realisierbar [32]. Der vorgestellte Prozess besitzt das Potential mehrere Hundert bis zu einigen Tausend Elektrodenkanäle zu kontaktieren, wenn die Landepads in einer zweidimensionalen Matrixanordnung ausgelegt sind.

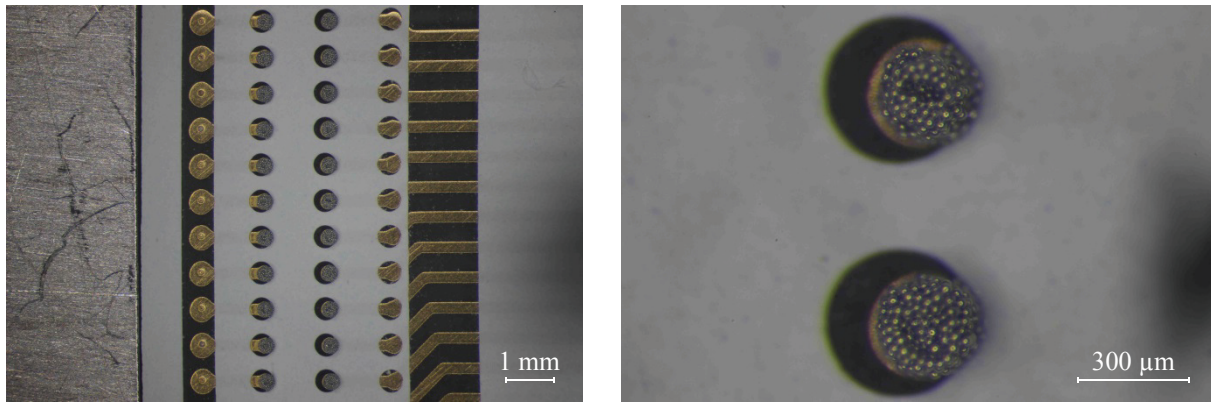


Bild 4: Leiterplatte mit gedruckten Lotbumps. Nahaufnahme der mittels Schablone gedruckter Lotreservoirs (links) und detaillierte Ansicht (rechts)

2.2 Flip-Chip Foliendirekttransfer

Die Dünnschicht-Mikroelektrodenarrays weisen eine Gesamtschichtdicke von $8,5 \mu\text{m}$ auf. Einzelne Elektrodenarrays werden auf einen zylinderförmigen Vakuumstempel aufgebracht und mittels der $100 \mu\text{m}$ Bohrung im Stempelzentrum angesaugt. Der Stempeldurchmesser von $1,2 \text{ cm}$ dient der Stabilisierung des Polymer substrats während der Platzierung auf der Leiterplatte. Der Vakuumstempel ist an einem halbautomatischen Fineplacer® (FINEPLACER® pico, Finetech) eingespannt. Nach der Ausrichtung der Elektrodenkontaktpads relativ zu den Landepads des PCBs ermöglicht der FINEPLACER® pico eine hochgenaue Positionierung im Bereich von $\pm 2,5 \mu\text{m}$ (Bild 5 oben). Die eingestellte Normalkraft während der Elektrodenplatzierung auf der Leiterplatte beträgt 1 N . Im Anschluss zur MEA-Platzierung wird das Vakuum des Stempels ausgeschaltet, der 90° schwenkbare Arm des Gerätes zurückgezogen und das ECoG-MEA verbleibt auf der Leiterplatte aufgrund der Viskosität der Lotpaste (Bild 5 unten).

2.3 Dampfphasenlöten

Ein kritischer Schritt zur Eliminierung jeglicher Elektrodendeplatierung durch mögliche Luftbewegungen während des Reflow-Lötens ist die Implementation des Dampfphasenlötprozesses. Das Dampfphasenlöten minimiert weiterhin die thermische Belastung der Mikroelektrodenarrays im Lötprozess und verkürzt die Prozesszeiten, da nicht die gesamte Aluminiumträgergrundplatte komplett durchwärmt werden muss. Die Auslegung der Substratträgerplatte ermöglicht wiederum die gleichzeitige Prozessierung einer großen Anzahl von ECoG-MEAs in Abhängigkeit des Ofenvolumens. Im Dampfphasenlötoven (SLC 304, IBL) folgt einer 240 s andauernden Vorheizphase eine 30 s lange Lötperiode und eine anschließende Abkühlphase (Bild 6). Das Lötmedium ist Galden LS230. Die konstante Verdampfung und Kondensation des Prozessmediums unterstützt die Entfernung von Flussmittelrückständen während des Lötprozesses und erleichtert somit das spätere Unterfüllen des Luftspalts zwischen Mikroelektrodenarray und Leiterplatte. Ergebnis des Lötprozesses ist die Ausbildung einer intermetallischen Phase zwischen Lot und Elektrodenkontaktpadmetallisierung. Eine zuverlässige Lötverbindung wird ohne eine erforderliche Under Bump Metallisierung erzielt (Bild 7).

2.4 Unterfüllung und Passivierung

Die angrenzenden Bereiche zwischen den einzelnen Kontaktflächen der 32 generierten Lötverbindungen müssen hinsichtlich der Flexibilität und einhergehender Fragilität des Polymer substrates mechanisch stabilisiert werden. Mit Hilfe eines niederviskosen Epoxy-basierten Underfillers (EP 601-LV, Polytec) wird die benötigte Stabilisierung erreicht. Zur Passivierung der Folienstrukturen im Kontaktbereich gegen äußere Einflüsse werden auch die Außenflächen mit dem Underfiller benetzt. Es ist von großer Relevanz, dass der Underfiller eine geringe Schrumpfcharakteristik während des Aushärtens aufweist und als Folge eine Beschädigung der Lötkontakte unterbindet. Die Anwendung eines stärker schrumpfenden Materials (Polyimide Resist SX AR-PC 5000/80.2, Allresist) führte zu häufiger fehlerhaften Elektrodenkanälen. Das Aufbringen des Underfillers gelingt zuverlässig unter Applikation eines Pin-Transfer Prozesses mit Unterstützung eines Lichtmikroskops (Leica MZ6). Nach Aushärtung bei 150°C für eine Stunde im Vakuum (VLO-20, Centrotherm) schließt der Underfiller den gesamten Kontaktbereich ein und schützt gegen mechanische und chemische äußere Einflüsse (Bild 8).

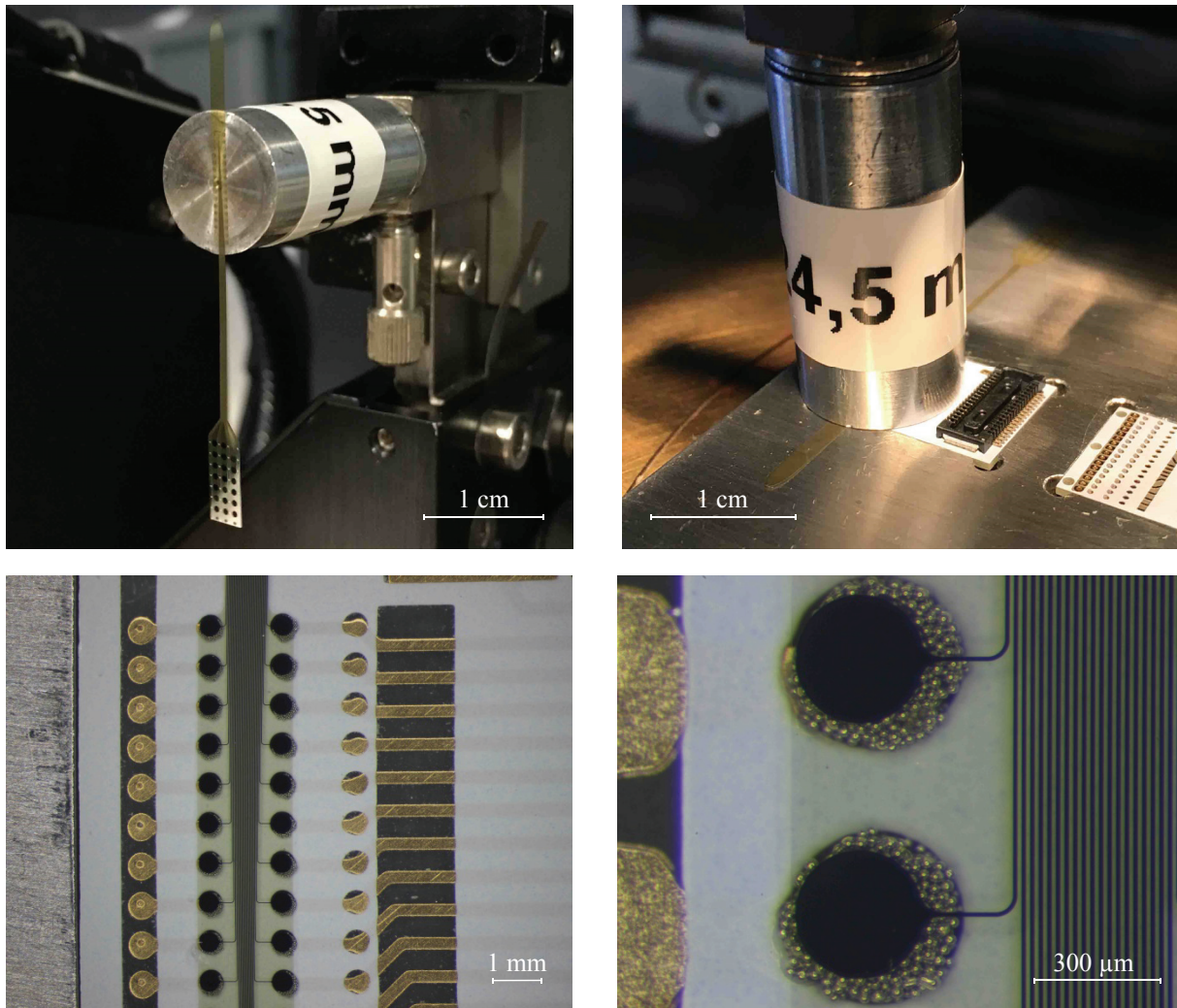


Bild 5: Vakuum unterstütztes “Pick and Place“ des ECoG-MEAs auf der Leiterplatte. Oben – Vakuumstempel in Ausrichtungposition mit angesaugtem Elektrodenarray (links) und Stempel unten zur Elektrodensubstratplatzierung auf PCB (rechts), Unten – Nahaufnahme des in der Lotpaste platzierten ECoG-MEAs (links) und detaillierte Ansicht (rechts)

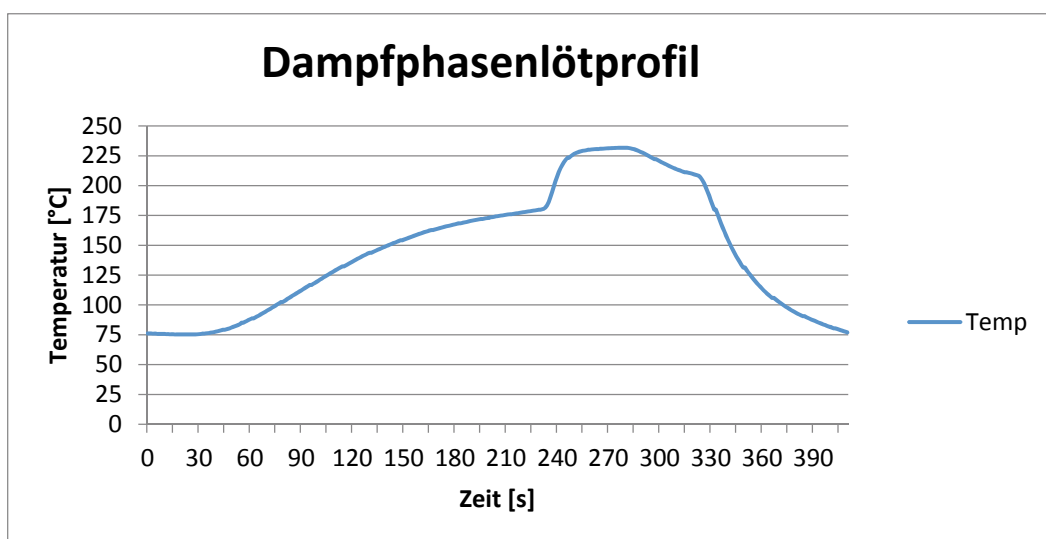


Bild 6: Temperaturprofil des Dampfphasenlötprozesses

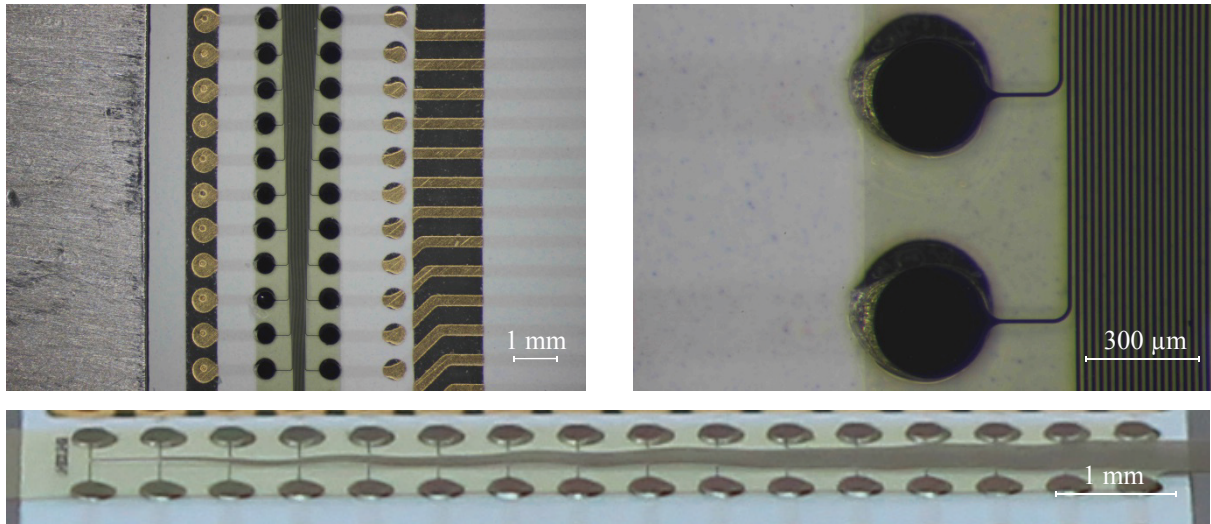


Bild 7: Hergestellte Lötverbindungen. Oben – Nahaufnahme umgeschmolzener Kontaktpads nach Dampfphasenlöten in Draufsicht (links) und detaillierte Ansicht (rechts), Unten – Seitenansicht reproduzierbarer Lötverbindungen des ECoG-MEAs

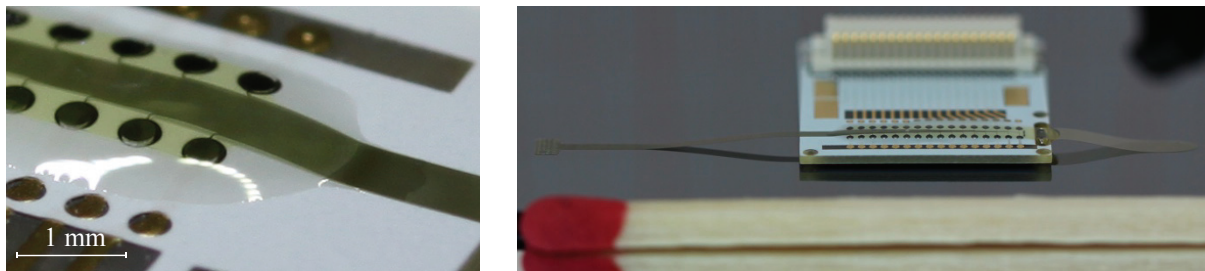


Bild 8: Teilaufnahme des unterfüllten und passivierten Kontaktbereichs in isometrischer Ansicht (links) und Seitenansicht des fertiggestellten ECoG-MEA-Packages (rechts)

2.5 Charakterisierung

Die Identifikation intakter Elektrodenkanäle wurde anhand der Impedanzspektroskopie in physiologischer Kochsalzlösung durchgeführt (NanoZ Impedanzmeter, White Matter LLC). Einzelne Kanäle konnten als funktionstüchtig identifiziert werden, solange die Elektrodenimpedanz bei einer Testfrequenz von 1 kHz unter $1\text{ M}\Omega$ blieb. Der größte Anteil der gemessenen Impedanz lässt sich auf das elektrochemische Interface zwischen der Kochsalzlösung und Elektrodenkontaktstellen zurückführen. Bezug nehmend auf die miniaturisierten Elektrodenkontaktstellen mit einem jeweiligen Durchmesser von $50\text{ }\mu\text{m}$, waren relativ hohe Impedanzwerte zu erwarten. Im Gegensatz zum Widerstand des elektrochemischen Interfaces und des Leitungswiderstandes der MEAs, ist der zu erwartende Übergangswiderstand der Lötverbindung vernachlässigbar und im $\mu\Omega$ -Bereich. Nicht kontaktierte Kanäle sind mit gemessenen Impedanzwerten von zehnfachen $\text{M}\Omega$ identifizierbar. In einem Los von 13 ECoG-MEAs hatten 6 Mikroelektrodenarrays einen fehlerhaften Kanal und 7 Elektrodenarrays waren komplett fehlerfrei von Elektrodenkontaktstelle bis zum Steckerausgang kontaktierbar. Die 32-kanaligen MEA-Systeme wiesen als Resultat eine Kanalausbeute (Yield) von $98,6 \pm 1,6\%$ (Mittelwert \pm Standardabweichung) auf. Die mechanische Charakterisierung der Lötverbindungen erfolgte mit der Bewertung eines durchgeführten Peel-Tests. In diesem Test wurden zwei verschiedene Elektrodengenerationen miteinander verglichen. Zum einen wurde eine Vorgängergeneration untersucht, die ohne Plasmabehandlung (Trockenätzen) der polymeren Oberflächen vor der Metallabscheidung hergestellt wurde. Zum anderen wird diese mit einer späteren Elektrodengeneration verglichen, bei dessen Herstellung vor der Metallabscheidung ein Trockenätzschritt zur Materialaufrauung integriert ist. In beiden Fällen dient eine gesputterte 50 nm dicke Chromschicht als Haftvermittler für einen anschließend gesputterten 300 nm Gold Layer und eine darauffolgend gesputterte Dünnschicht aus Platin, mit einer Schichtdicke von 100 nm . Die Aufrauung der polymeren Substratgrundstruktur resultiert in einer besseren Haftung aller abgeschiedenen Dünnschichten und einer verbesserten Langzeitstabilität. Im Fall der unbehandelten Polymeroberfläche wird die gesamte Metallisierung im

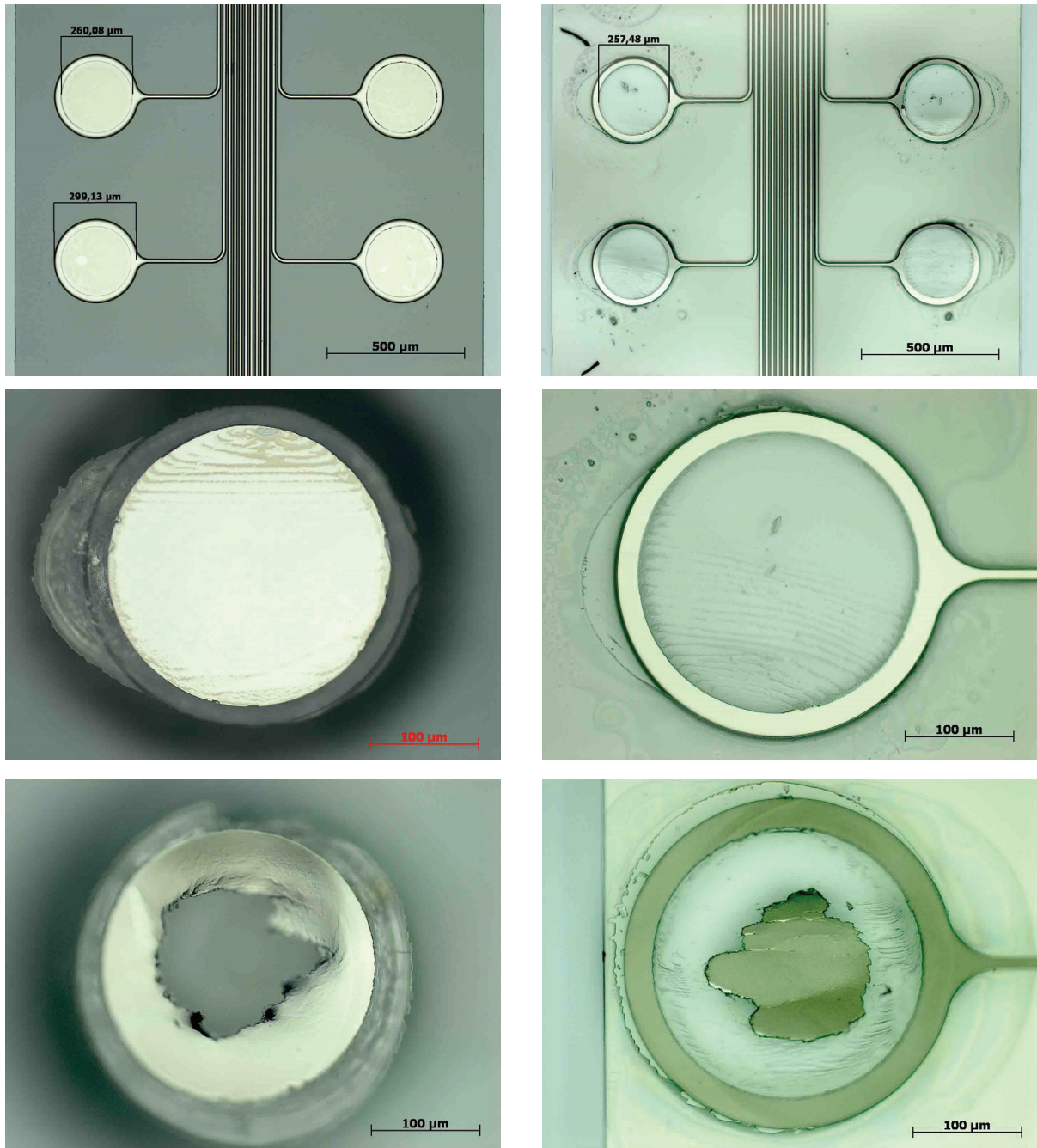


Bild 9: Peel-Test Charakterisierung gelöteter ECoG-MEAs (Lichtmikroskop, Zeiss AxioCAM MRc). Oben – Elektrodenmetallisierung hergestellt auf unbehandeltem Polyimidsubstrat (links) und nach Peel-Test (rechts), Mitte – Nahaufnahme bei unbehandelter Polymeroberfläche des Lotes mit anhaftender Elektrodenmetallisierung auf PCB (links) und dazugehöriges Elektrodenarraykontaktpad (rechts), Unten – Nahaufnahme der Lötverbindung eines Leiterplattenlandepads nach Peel-Test (links) und dazugehöriges MEA-Kontaktpad bei aufgerauter Polyimidoberfläche (rechts)

Peel-Test vom Polymer abgezogen und haftet auf der Lotverbindung an der Leiterplatte (Bild 9 oben rechts und Bildmitte). Bezüglich aufgerauter Polymeroberflächen wurden teilweise nur die zentralen Bereiche der Elektrodenmetallisierung aufgerissen. Ein Teil der Metallisierung verbleibt auf dem Polymersubstrat und ein Teil haftet auf dem Landepad der Leiterplatte (Bild 9 unten). Derartige Peel-Test Resultate demonstrieren die Formierung einer stabilen Lötverbindung zwischen PCB-Landepads, des Lotes und der Elektrodenarraykontaktpads. Im Falle der aufgerauten Polyimidoberfläche konnte eine zu favorisierender Abstimmung zwischen der Metallhaftung zum polymeren Grundsubstrat sowie zum Lot und somit der FR-4 Leiterplatte umgesetzt werden, mit dem Ergebnis einer hoch stabilen und reproduzierbaren Lötverbindung.

3. Fazit und Ausblick

In diesem Beitrag wird ein zuverlässiger und kosteneffektiver Packagingprozess via FOB Flip-Chip Montage für Dünnschicht-Polyimidelektrodenarrays mit gesputterten Platinkontaktpadoberflächen auf FR-4 Leiterplatten zur Applikation in BMIs vorgestellt. Die Implementation eines Dampfphasenlötprozesses umgeht kostenintensivere und technologisch anspruchsvollere Flip-Chip Methoden, welche beispielsweise anisotrop leitende Klebstoffe bzw. ACFs oder Gold Stud Bumps mit nicht leitenden Klebstoffen verwenden. Der Schablonendruck einer bleifreien Lotpaste erlaubt die parallele Fabrikation einer Vielzahl von MEAs und reduziert neben der erforderlichen Prozessschrittanzahl aufgrund einer nicht notwendigen UBM weiterhin anfallende Herstellungskosten. In Anbetracht miniaturisierbarer Achsabstände der Kontakt- und Landepads können mehrere Hundert bis zu einigen Tausenden von MEA-Kanälen auf einer wenige Quadratzentimeter großen Leiterplatte kontaktiert werden. Solche PCB-Abmaße ermöglichen die Applikation derartiger MEAs in chronischen Tierexperimenten wie beispielsweise an Mäusen und Ratten. Die Nutzung von Lotpasten mit kleinerem Metallpartikeldurchmesser, kleineren Kontakt- und Landepads sowie verringerter Achsabstände zwischen denselben, erlauben weitere Erhöhungen der Kanaldichte und als Folge eine grundlegende Verbesserung des MEA-Auflösungspotentials. Zugleich können die für BMI Anwendungen benötigten Kanaldichten erreicht werden, wobei die dokumentierte, erzielbare Reproduzierbarkeit, mechanische Stabilität und Zuverlässigkeit von größter Bedeutung sind. Die zwischen MEA und PCB ausgebildete intermetallische Phase verspricht hohe elektrische und mechanische Langzeitstabilität und niedrige Übergangswiderstände in der Lötverbindung. Obwohl sich der Fokus aktuell angestrebter Anwendungsbereiche für die hergestellten ECoG-MEAs auf Tierexperimente konzentriert, zeigen die aufgeführten Eigenschaften des entwickelten Bondprozesses grundlegende Kriterien für die spätere Applikation der MEAs in humanen Anwendungen [41].

Acknowledgment

Dieser Beitrag wurde von der DFG im Schwerpunktprogramm 1665 (Oh69/1-2/SCHM 1728/7-2) und vom BMBF im Rahmen des Forschungscampus STIMULATE unter der Zuwendungsnummer 13GW0095A gefördert.

Literaturverzeichnis

- [1] Lee, J. H.; Kim, H.; Kim, J. H.; Lee, S. H.: Soft implantable microelectrodes for future medicine Prosthetics, neural signal recording and neuromodulation, Lab on a Chip 16, 2016, S. 959-976
- [2] Hess-Dunning, A.; Zorman, C. A.: Electrical interfaces for recording, stimulation, and sensing, in Implantable Biomedical Microsystems - Design Principles and Applications, New York, Elsevier, 2015, S. 13-38
- [3] Obien, M. E. J.; Deligkaris, K.; Bullmann, T.; Bakkum, D. J.; Frey, U.: Revealing neuronal function through microelectrode array recordings, Frontiers in Neuroscience 8, 2015, S. 1-30
- [4] Buzsáki, G.; Anastassiou, C.A.; Koch, C.: The origin of extracellular fields and currents – EEG, ECoG, LFP and spikes, Nature Reviews Neuroscience 13, 2012, S. 407-420
- [5] Stieglitz, T.; Rubehn, B.; Henle, C.; Kisban, S.; Herwik, S.; Ruther, P.; Schuettler, M.: Brain-computer interfaces - an overview of the hardware to record neural signals from the cortex, Progress in Brain Research 175, 2009, S. 297-315
- [6] Fekete, Z.; Pongrácz, A.: Multifunctional soft implants to monitor and control neural activity in the central and peripheral nervous system: a review, Sensors and Actuators B: Chemical 243, 2017, S. 1214-1223
- [7] Ghane-Motlagh, B.; Sawan, M.: A review of Microelectrode Array technologies Design and implementation challenges, 2nd International Conference on Advances in Biomedical Engineering, 2013, S. 38-41
- [8] Gilmour, A. D.; Wooley, A. J.; Poole-Waren, L. A.; Thomson, C. E.; Green, R. A.: A critical review of cell culture strategies for modelling intracortical brain implant material reactions, Biomaterials 91, 2016, S. 23-43
- [9] HajjHassan, M.; Chodavarapu, V.; Musallam, S.: NeuroMEMS: Neural probe microtechnologies, Sensors 8, 2008, S. 6704-6726
- [10] Patrick, E.; Sankar, V.; Rowe, W.; Yen, S.-F.; Sanchez, J. C.; Nishida, T.: Flexible polymer substrate and tungsten Microelectrode array for an implantable neural recording system, 30th Annual International IEEE EMBS Conference, 2008, S. 3158-3161
- [11] Stieglitz, T.; Rubehn, B.; Henle, C.; Meier, W.; Schuettler, M.: Gehirn-Computer-Schnittstellen zur Ableitung und Stimulation, Orthopädie-Technik 6, 2009, S. 376-382

- [12] Ward, M. P.; Rajdev, P.; Ellison, C.; Irazoqui, P. P.: Towards a comparison of microelectrodes for acute and chronic recordings, *Brain Research* 1282, 2009, S. 183-200
- [13] Myllymaa, S.: Novel micro- and nano-technological approaches for improving the performance of implantable biomedical devices, University of Eastern Finland, Dissertation, 2010
- [14] Ordóñez, J.; Schuettler, M.; Boehler, C.; Boretius, T.; Stieglitz, T.: Thin films and microelectrode arrays for neuroprosthetics, *MRS Bulletin* 37, 2012, S. 590-598
- [15] Ritaccio, A.; Brunner, P.; Gunduz, A.; Hermes, D.; Hirsch, L. J.; Jacobs, J.; Kamada, K.; Kastner, S.; Knight, R. T.; Lesser, R. P.; Miller, K.; Sejnowski, T.; Worrel, G.; Schalk, G.: Proceedings of the Fifth International Workshop on Advances in Electrooculography, *Epilepsy & Behavior* 41, 2014, S. 183-192
- [16] Abel, T. J.; Rhone, A. E.; Nourski, A. V.; Granner, M. A.; Oya, H.; Griffiths, T. D.; Tranel, D. T.; Kawasaki, H.; Howard, M. A.: Mapping the temporal pole with a specialized electrode array: technique and preliminary results, *Physiological Measurement* 35, 2014, S. 323-337
- [17] Ramantani, G.; Dümpelmann, M.; Koessler, L.; Brandt, A.; Cosanier-Rimélé, D.; Zentner, J.; Schulze-Bonhage, A.; Mailard, L. G.: Simultaneous subdural and scalp EEG correlates of frontal lobe epileptic sources, *Epilepsia* 55, 2014, S. 278-288
- [18] Fekete, Z.: Recent advances in silicon-based neural microelectrodes and microsystems - a review, *Sensors and Actuators B: Chemical* 215, 2015, S. 300-315
- [19] Jeong, J.-W.; Shin, G.; Park, S.; Yu, K. J.; Xu, L.; Rogers, J. A.: Soft Materials in Neuroengineering for Hard Problems in Neuroscience, *Neuron* 86, 2015, S. 175-186
- [20] Suzuki, T.; Ando, H.; Yoshida, T.; Sawahata, H.; Kawasaki, K.; Hasegawa, I.; Matsushita, K.; Hirata, M.; Yoshimine, T.; Takizawa, K.: Super multi-channel recording systems with UWB wireless transmitter for BMI, *Conference Proceedings of IEEE Engineering in Medicine and Biology Society*, 2014, S. 5208-5211
- [21] Weltman, A.; Yoo, J.; Meng, E.: Flexible, Penetrating Brain Probes Enabled by Advances in Polymer Microfabrication, *Micromachines* 7, 2016, S. 1-36
- [22] Schuler-Watkins, S.; Reichenbach, R.; Hansen, U.: Challenges of Wafer-Level MEMS Packaging, *European Microelectronics Packaging Conference*, 2015, S. 1-4
- [23] Fischer, A. C.; Korvink, J. G.; Roxhed, N.; Stemme, G.; Wallrabe, U.; Niklaus, F.: Unconventional applications of wire bonding create opportunities for microsystem integration, *Journal of Micromechanics and Microengineering* 23, 2013, S. 1-18
- [24] Hu, Z.; Wang, Q.; Guo, H.; Chen, Y.; Cui, C. Q.; Wnag, J.; Wang, F.; Cai, J.: Ultra-Thin chip on Flex by Solder-on-pad (SoP) Technology, *16th Conference on Electronic Packaging Technology*, 2015, S. 645-650
- [25] Kim, J. H.; Lee, T. I.; Kim, T. S.; Paik, K. W.: Effects of ACFs adhesion on the bending reliability of Chip-in-Flex Packages for Wearable Electronics Applications, *IEEE 66th Electronic Components and Technology Conference*, 2016, S. 2461-2467
- [26] Yang, S.; Zhao, P.; Song, Z.; Wang, Z.: The flexible package and applications of ultra-thin sensor chip, *16th International Conference on Electronic Packaging Technology*, 2015, S. 1083-1085
- [27] Frisk, L.; Saarinen-Pulli, K.: Reliability of adhesive joined thinned chips on flexible substrates under humid conditions, *Microelectronics Reliability* 54, 2014, S. 2058-2063
- [28] Qin, Y.; Howlader, M. M. R.; Deen, M. J.; Haddara, Y. M.; Selvagapathy, P. R.: Polymer integration for packaging of implantable sensors, *Sensors and Actuators B: Chemical* 102, 2014, S. 758-778
- [29] Jackson, N.; Muthuswamy, J.: Flexible Chip-Scale Package and Interconnect for Implantable MEMS Movable Microelectrodes for the Brain, *Journal of Microelectromechanical Systems* 18, 2009, S. 396-404
- [30] Farley, D.; Dasgupta, A.; Caers, J. F. J.: Mechanics of adhesively bonded flip-chip-on-flex assemblies - Part II: Effect of Bump Coplanarity on Manufacturability and Durability of Non-Conducting Adhesive Assemblies, *Journal of Adhesion Science and Technology* 22, 2008, S. 1757-1780
- [31] Majeed, B.; Paul, I.; Razeeb, K. M.; Barton, J.; Ó'Mathúna, S. C.: Effect of gold stud bump topology on reliability of flip chip on flex interconnects, *IEEE Transactions on Advanced Packaging* 30, 2007, S. 605-615
- [32] Manassis, D.; Patzelt, R.; Ostmann, A.; Aschenbrenner, R.; Reichl, H.: Technical challenges of stencil printing technology for ultra fine pitch flip chip bumping, *Microelectronics Reliability* 44, 2004, S. 797-803
- [33] Pahl, B.; Kallmayer, C.; Aschenbrenner, R.; Reichl, H.: Long time reliability study of soldered flip chips on flexible substrates," *Microelectronics Reliability* 44, 2004, S. 309-314
- [34] Yin, C. Y.; Alam, M. O.; Chan, Y. C.; Bailey, C.; Lu, H.: The effect of reflow process on the contact resistance and reliability of anisotropic conductive film interconnection for flip chip on flex applications, *Microelectronics Reliability* 43, 2003, S. 625-633

- [35] Kim, S. C.; Kim, Y. H. Review paper - flip chip bonding with anisotropic conductive film (ACF) and nonconductive adhesive (NCA), *Current applied Physics* 13, 2013; S. 14-25
- [36] Palm, P.; Määttämen, J.; Picault, A.; Maquillé, Y.D.: The evaluation of different base materials for high density flip chip on flex applications, *Microelectronics International* 18, 2001, S. 27-31
- [37] Jabai, W.: Automations's influence on assembly quality, *SMT Surface Mount Technology Magazine* 9, 2014, S. 34-38
- [38] Königer, T.: New MEMS Die Attach Adhesives combining maximum flexibility and outstanding dispensability including screen printing, *European Microelectronics Packaging Conference*, 2015, S. 1-6
- [39] Deckert, M.; Lippert, M. T.; Takagaki, K.; Brose, A.; Ohl, F.; Schmidt, B.: Design, Fabrikation und Packaging 3D-fähiger, epikortikaler Mikroelektrodenarrays für die Elektrokortikografie, 12. Magdeburger Maschinenbau-Tage, 2015, ISBN: 978-3-944722-26-9
- [40] Deckert, M.; Lippert, M. T.; Takagaki, K.; Brose, A.; Ohl, F.; Schmidt, B.: Fabrication of MEMS-based 3D- μ ECOG-MEAs, *Current Directions in Biomedical Engineering*, Band 2, Heft 1, 2016, S. 83-86, ISSN (Online) 2364-5504
- [41] Deckert, M.; Lippert, M. T.; Krzemiński, J.; Takagaki, K.; Ohl, F. W.; Schmidt, B.: Polyimide Foil Flip-Chip Direct Bonding, *European Microelectronics Packaging Conference*, 2017, S. 1-4

Micro-structured Demultiplexer in PMMA for Optical Sensor Systems and Optical WDM Transmission

U.H.P. Fischer-Hirchert¹, S. Höll², M. Haupt¹, M. Joncic¹

¹Harz University of Applied Sciences, Germany, ufischerhirchert@hs-harz.de, +49-(0)3943-659 351

² Sicoya GmbH, Germany

Abstract

Data communication over Polymer Optical Fibers (POF) is limited to only one channel for data transmission. Therefore the bandwidth is strongly restricted. By using more than one channel, it is possible to break through the limit. This technique is called Wavelength Division Multiplexing (WDM). It uses different wavelengths in the visible spectrum to transmit data parallel over one fiber. Two components are essential for this technology: A multiplexer (MUX) and a demultiplexer (DEMUX). The multiplexer collects the light of the different sources to one fiber and the demultiplexer separates the light at the end of the fiber into the different fiber output ports.

To separate the channels at the output ports, one interesting option for high multimode transmission systems is to use an optical grating. Here, the optical grating is placed on an aspheric mirror, which focuses the monochromatic parts of light into the outgoing fibers. In order to keep the advantage of cost-effective POFs it is necessary to mass-produce the MUX and DEMUX component at reasonable prices. For polymers, injection molding is the only technology, which offers high potential to achieve this goal. Before starting the production of the mold insert, a demonstrator of the DEMUX is fabricated by directly machining it in the PMMA material by means of diamond turning technique. Thus, the same diamond-turning technology is used for the manufacture of the mold insert. This step is done due to validate the simulation results with the produced component.

Several measurements are required to validate the demonstrator for example to locate the exact position of the focus points of the separated wavelength. The paper discusses the results of the different development steps, the measurements done with the first demonstrator and the challenges related to the injection molding process.

1. Introduction

Polymer Optical Fibers (POF) are used in various fields of applications. The core material consists of PMMA (Polymethylmethacrylate), while the cover is made of fluorinated PMMA. The whole fiber has a diameter of 1 mm. POFs are used for optical data transmission based on the same principle as glass fiber. As a communication medium they offer a couple of advantages related to other data communication systems such as copper cables, glass fibers and wireless systems, and have great potential to replace them in different applications.

Namely, in comparison with glass fibres (GOF), POFs have the advantage of easy and economical processing and are more flexible for optical connections [1]. However, one advantage of using glass fibres is their low attenuation, which is below 0.2 dB/km in the infrared range. The larger core diameter of POFs leads to higher mode dispersion and thus to higher attenuation across the electromagnetic spectrum. This increased attenuation leaves only one remaining transmission window, namely the visible spectrum of light (400 – 700 nm). Hence, POFs are best suited for the use in short distance data communication. Here, POFs can outperform the current standard of copper cable as communication medium. On the one hand, they feature lower weight and space. On the other hand, POFs are not susceptible to electromagnetic interference. [2-3]. For these reasons, POFs are already used in various application domains, for example in the automotive sector and for in-house communication [4, 5, 6, 7]. At present, the great potential of the POF is not available as the alternative techniques offer transmission rates up to 10 Gb over copper and up to 40 Gb over glass fibers in the network area. The WDM technique offers an approach to achieve these high data rates also in the POF range.

For WDM two essential components are needed: a multiplexer and a demultiplexer. To create a functional demultiplexer for POF, several preconditions must be fulfilled. Firstly, a mirror must focus the divergent light beam coming from the POF. The shape of this mirror cannot be spherical because of the appearing spherical aberration. Instead, a toric shape of the mirror prevents spherical aberration [8, 9, 10].

The second function is the separation of the different transmitted wavelengths, which can be achieved by a diffraction grating. This principle is illustrated in figure 1. The light is split into different orders of diffraction. The first order is the important one to regain all information. There, the outgoing POFs can be placed.

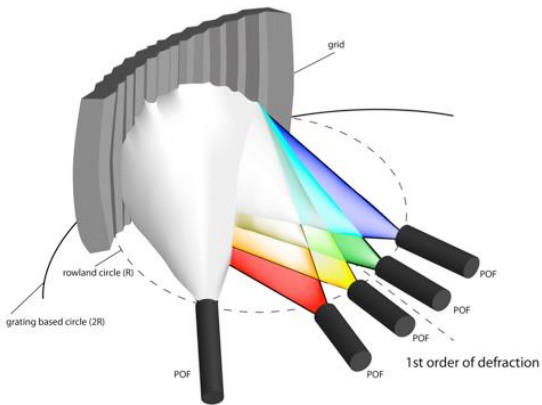


Figure 1.: Rowland set-up of demultiplexer

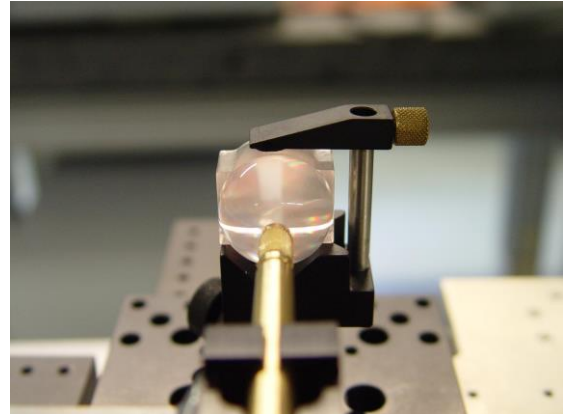


Fig. 2: integrated demultiplexer prototype

To separate the channels at the output ports, one interesting option for high multimode transmission systems is to use an optical grating. Here, the optical grating is placed on an aspheric mirror, which focuses the monochromatic parts of light into the outgoing fibers. In order to keep the advantage of cost-effective POFs it is necessary to mass-produce the MUX and DEMUX component at reasonable prices. For polymers, injection molding is the only technology, which offers high potential to achieve this goal. Before starting the production of the mold insert, a demonstrator of the DEMUX is fabricated by directly machining it in the PMMA material by means of diamond turning technique (see figure 2). Thus, the same diamond-turning technology is used for the manufacture of the mold insert. This step is done due to validate the simulation results with the produced component.

2. Manufacturing of the Demonstrator

By using the injection molding process, the manufacturing of the mold insert is the most important factor. Due to the three-dimensional toric structure of the grating planar manufacturing methods like lithography, especially LIGA (German acronym for Lithographie, Galvanoformung, Abformung - Lithography, Electroplating, and Molding) cannot be used. LIGA is used to manufacture planar spectrometers based on the glass fiber technology [11, 12, 13, 14]. But in our case, the three-dimensional grating needs another machining method. Especially the microstructure of the grating and the exact curve shape of the toric surface require high precision. The microstructure has the shape of a saw tooth with a pitch between the teeth of $2.5 \mu\text{m}$. Figure 3 shows an enlarged 3D-Model of the grating. After investigate several machining methods only the diamond turning meets the high demands of the micro structured grating.

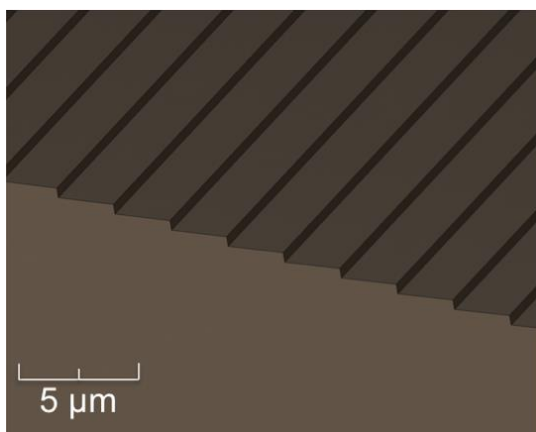


Fig. 3: Grating of the demultiplexer

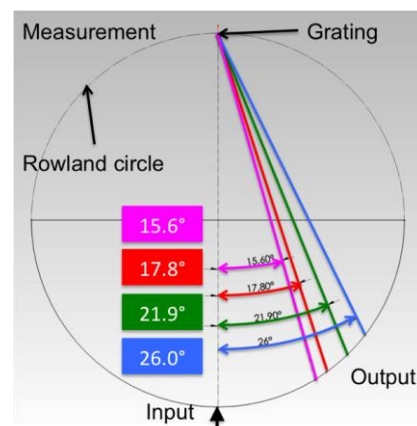


Figure 4. Measurement results of the focal points for different wavelengths (405 nm violet ray; 450 nm blue ray; 520 nm green ray; 650 nm red ray)

3. Optical measurements

In order to measure the position of the focal points of the different separated wavelength a special measurement setup was build. It uses a parallel-kinematics precision alignment system to align a fiber at the surface of the hemisphere. A fixed input-fiber is used to couple white light into the DEMUX as shown in figure 4. In this figure can be seen that the separated wavelength are focused at a ring on the hemisphere. This ring is scanned by the fiber on the alignment system. The light of the scanning fiber is analyzed by a spectrometer. The positions of the wavelengths measured by the setup are depicted in figure 4. In comparison to the simulation a shift of the positions can be recognized. Nevertheless, the separation of the wavelengths was measured and confirms the functionality of the demultiplexer.

4. Spectral grids in the visible spectrum for POF WDM applications

Besides developing low-IL cost-effective POF WDM components and fast POF WDM transmission systems, it is also important to allocate a unique set of WDM transmission channels in the visible spectrum to support WDM applications over SI-POF. To evaluate the applicability of a spectral grid to support visible spectrum WDM applications over SI-POF, the appropriate criteria were first established. Those criteria refer to:

- Channel distribution with respect to the spectral attenuation of SI-POF;
- Performances of different demultiplexing techniques;
- Availability of laser diodes in the visible spectrum.

4.1. Extension of ITU-T G.694.2 CWDM wavelength grid into the visible spectrum

If ITU-T G.694.2 CWDM wavelength grid would be extended into the visible spectrum, 15 equidistant channels between 400 nm and 700 nm would be obtained, as shown in Fig. 5. The parameters of the grid including the nominal central wavelengths. The channel spacing of 20 nm makes good utilization of the available spectral range. In the red window the extension has a channel at 651 nm, which is very close to the attenuation minimum at 650 nm. The channel distribution also corresponds well to three other attenuation windows. The channels experiencing the highest attenuation are those at 611 nm, 631 nm, 671 nm and 691 nm. Those channels could be used for distances up to 20 m since they would experience approximately the same attenuation as 651 nm channel over 50 m, but lower intermodal dispersion. Good channel allocation, sufficient channel spacing, high channel count and good availability of the transmitters make the extension of CWDM grid very suitable to support WDM applications over SI-POF.

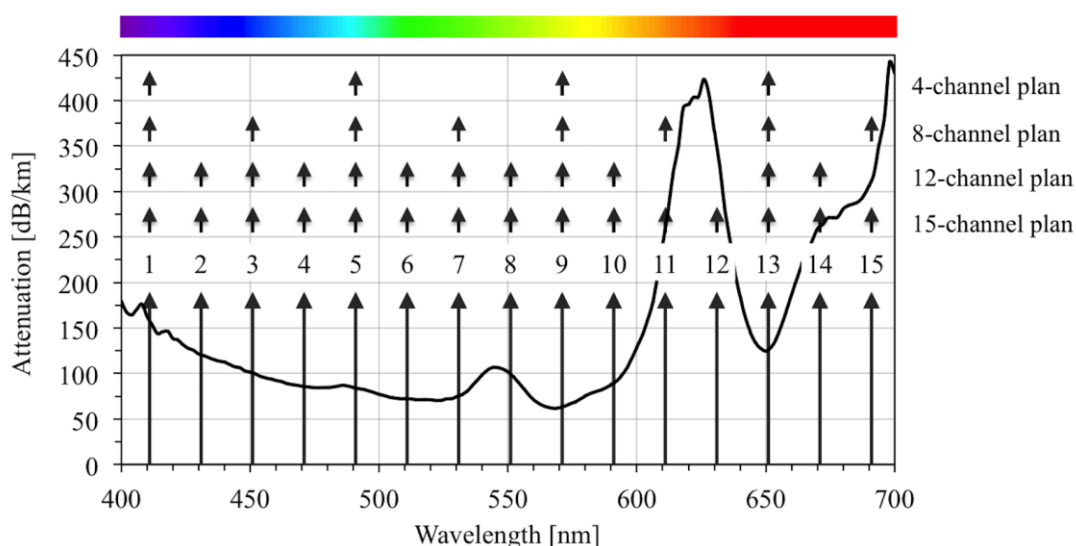


Fig. 5: Extension of CWDM wavelength grid into the visible spectrum and channel plans for 4-, 8-, 12- and 15-channel applications.

5. Conclusions

In summary, injection moulding the DEMUX element for POFs poses several challenges, especially the microstructure of the grating on a three-dimensional surface. It is shown that the current manufacturing process

is able to produce the structure size and the exact radius needed for the DEMUX. The optical measurements to prove the principle were done. These confirm the separation of the wavelength in the visible spectrum. WDM applications over SI-POF with 40 Gbit/s transmission are a realistic aim for the next future developments in POF systems. It seems to be possible to transmit 40 Gbit/s via 15 channels and a channel rate of 2,7 Gbit/s as a overall data rate with WDM. This opens the range of POF applications to existing cloud centers and future in-house networks with extensions to 100m-link length.

6. Acknowledgements

We gratefully acknowledge the funding by the German Ministry of Education and Research (BMBF) under grant number 16V0009 (HS Harz) /16V0010 (TU BS). All injection moulded parts are done with the support of the Institute of Micro and Sensor Systems at the Otto-von-Guericke University Magdeburg and Prof. Bertram Schmidt

7. References

1. W. Daum, J. Krauser, P. E. Zamzow, O. Ziemann, POF Handbook: Optical Short Range Transmission Systems, Springer-Verlag, 2008
2. H. S. Nalwa (Ed.), Polymer Optical Fibres, American Scientific Publishers, California 2004
3. Club des Fibres Optiques Plastiques (CFOP) France, Plastic Optical Fibres – Practical Applications, J. Marcou, John Wiley & Sons, Masson, 1997
4. J. Brandrup, E. H. Immergut, E. A. Grulke, Polymer Handbook, 4th Edition, Wiley-Interscience, 1999
5. R. T. Chen and G. F. Lipscomb, Eds, “WDM and Photonic Switching Devices for Network Applications”, in Proceedings of SPIE, vol. 3949, 2000
6. Colachino, J., “Mux/DeMux Optical Specifications and Measurements”, Lightchip Inc. white paper, Lightreading, 2001
7. A. H. Gnauck, A. R. Chraplyvy, R. W. Tkach, J. L. Zyskind, J. W. Sulhoff, A.J. Lucero, et. al., “One terabit/s transmission experiment”, Proceedings OFC’96, 1996
8. Fischer-Hirschert, U.H.P.: Photonic packaging sourcebook: Fiber-chip coupling for optical components, basic calculations, modules. 2015.
9. U. H. P. Fischer, M. Haupt, “WDM over POF: the inexpensive way to breakthrough the limitation of bandwidth of standard POF communication”, SPIE Symposium on Integrated Optoelectronic Devices, Photonics West San Jose, 2007
10. U. H. P. Fischer, M.Haupt, “Integrated WDM System for POF Communication with Low Cost Injection Moulded Key Components”, Access Networks and In-house Communications, 2010
11. M. Stricker, G. Pillwein, J. Giessauf, “Focus on Precision - Injection Molding Optical Components” in Kunststoffe international, vol. 4, pp. 15-19, 2009
12. J. P. Ferguson, S. Schoenfelder, "Micromoulded spectrometers produced by the Liga Process," Searching for Information: Artificial Intelligence and Information Retrieval Approaches, IEE Two-day Seminar (Ref. No. 1999/199), pp.11/1-11/4, 1999
13. M. A. Davies ; C. J. Evans ; R. R. Vohra ; B. C. Bergner and S. R. Patterson, "Application of precision diamond machining to the manufacture of microphotronics components", Proc. SPIE 5183, Lithographic and Micromachining Techniques for Optical Component Fabrication II, 94, November 2003
14. D. Dornfeld, S. Min, Y. Takeuchi, “Recent Advances in Mechanical Micromachining”, CIRP Annals - Manufacturing Technology, vol. 55, Issue 2, 2006, p. 7

Nachhaltigkeitsorientierte Prozessgestaltung am Beispiel der Wärmebehandlung von Aluminium-Gussteilen

Dr.-Ing. Stefan Scharf ¹⁾; Dipl.-Ing. Ulrich Schlegel ²⁾; Dr.-Ing. Baris Ates ²⁾; Dr. rer. pol. Norbert Dischinger ²⁾,
Dipl.-BW. Hagen Stein ³⁾, Dipl.-Ing. Norbert Stein ³⁾

¹⁾ Otto-von-Guericke-Universität, 39106 Magdeburg, stefan.scharf@ovgu.de, +49 391 67 52355

²⁾ promeos GmbH, 90427 Nürnberg, info@promeos.com, +49 911 37 73670

³⁾ LGL Leichtmetallgießerei Bad Langensalza GmbH, 99947 Bad Langensalza, info@giesserei-lsz.de, +49 360 38 163 98

Zusammenfassung

Wer planetare Grenzen im Blick hat, kommt an einem verantwortungsvollen Einsatz der benötigten Ressourcen nicht vorbei. In der äußerst energieintensiven Herstellung von Aluminiumbauteilen für die Fertigung moderner, leichter Komponenten z.B. für die Fahrzeugindustrie benötigt u.a. die dem eigentlich formgebenden Prozessschritt Gießen nachgelagerte Wärmebehandlung, die für die finalen Bauteilfestigkeiten essentiell ist, einen erheblichen Energieeinsatz zur Bereitstellung der benötigten hohen Temperaturen. Der Beitrag vereint vor dem Hintergrund der Energie- und Ressourceneffizienz eine komplexe und umfängliche Neugestaltung sämtlicher Anlagenkomponenten und Prozessparameter. Dazu zählt die Entwicklung eines innovativen gasbasierten Brennersystems, welches entgegen bisher bekannten Lösungen erstmalig in der Lage ist, die benötigte Prozesswärme in elektrischer Regelgüte bereitzustellen und gleichwohl eine effektive Wiederverwertung der anfallenden Abwärme ermöglicht. Ergänzt werden die vorgestellten Forschungsaktivitäten durch eine systematische Bestimmung energieoptimierter Parameter zu einer geschlossenen, nachhaltigen Prozessführung. Durchgeführte Analysen und Verifizierungen der neuen Fahrweise am Prototypen belegen ein enormes Potenzial sowohl zur Reduzierung der Kosten (Einsparungen von bis zu 90 %) als auch des CO₂-Ausstoßes (Reduzierung über 85 %), und dies nachweislich, ohne die Bauteilqualität negativ zu beeinflussen.

Schlüsselwörter: Nachhaltigkeit, Energieeffizienz, Wärmebehandlung, Aluminiumlegierungen, Anlagentechnologie

1. Einleitung

Die Fragestellung nach einer energieeffizienten und nachhaltigen Fertigung ist für die künftige Wettbewerbsfähigkeit von klein- und mittelständischen Unternehmen der metallverarbeitenden Industrie von elementarer Bedeutung. Dies gilt insbesondere am Standort Deutschland, einem der weltweiten Pioniere in Hinblick auf die energieeffiziente und umweltschonende, gleichzeitig aber auch kostenintensive Nutzung erneuerbarer Energiequellen. Vor dem Hintergrund der global stetig steigenden Energiepreise und einem akuten Ungleichgewicht der internationalen Energiesteuerpolitik, gleichwohl aber auch vor dem Hintergrund einer scheinbar unaufhaltsam zunehmenden Erderwärmung und einem wachsenden ökologischen Verantwortungsbewusstsein, gilt es heutzutage daher mehr denn je, anforderungsgerechte Lösungen zu entwickeln, die einen ressourcenschonenden Materialeinsatz sowie eine nachhaltige Nutzung der zur Verfügung stehenden Energieträger ermöglichen und dabei die Summe der klimaschädigenden Schadstoffemissionen (insbesondere CO₂) auf ein Minimum reduzieren. Politische Restriktionen, sowohl auf globaler Ebene als auch auf Bundesebene, verknüpfen dabei bewusst ökologische und ökonomische Aspekte miteinander, um die avisierten Zielstellungen zu erreichen. In diesem Kontext bekommt der Produktionsfaktor Energie auch aus wirtschaftlicher Sicht eine immer bedeutsamere Rolle.

Speziell in den Sektoren der metallverarbeitenden Industrie und hier insbesondere im Bereich der sehr energieintensiven Gießereitechnik sind nicht zuletzt deshalb sowohl technologische Innovationen als auch eine kritische Bewertung der bestehenden konventionellen Prozessabläufe unerlässlich, um auch künftig die globale Vorreiterrolle der deutschen Industrie bestätigen zu können.

Mit Blick auf eine typische Fertigungsprozesskette der am Produktionsstandort Deutschland stark forcierten Aluminiumgusserzeugung und basierend auf einer Abschätzung der prozessbezogenen Energiebedarfe lässt sich festhalten, dass neben den einzelnen Produktionsabläufen zur Metallbereitstellung und dem eigentlich formgebenden Prozessschritt „Gießen“ insbesondere auch der nachgelagerten Wärmebehandlung eine besondere Bedeutung zukommt, erfordert sie doch mit bis zu 20 % einen erheblichen Anteil des Gesamtenergieverbrauches in einer Aluminium-Gießerei.

Generell zielt der Einsatz einer kontrollierten Wärmebehandlung darauf ab, mittels thermischer Behandlung eines Werkstoffes optimale Gebrauchseigenschaften zu erreichen. Grundsätzlich lässt sich dabei eine Vielzahl verschiedener Wärmebehandlungsverfahren differenzieren, wobei Unterscheidungen vor allem werkstoff-, aber auch fertigungs- bzw. beanspruchungsorientiert erfolgen.

Für die Behandlung von Aluminiumgusslegierungen ist das weitaus verbreitetste Wärmebehandlungsverfahren das sogenannte Aushärten. Es ermöglicht eine erhebliche Verbesserung des Werkstoffes bezüglich seiner mechanischen Eigenschaften durch den gezielten Einsatz thermischer Energie. Dabei wird das zu behandelnde Bauteil einer Folge von thermischen Behandlungsschritten unterworfen, in deren Verlauf es zu einer Festigkeitssteigerung, hervorgerufen durch Gefügeumwandlungen in Form von Ausscheidungsvorgängen kommt. Der Normalfall des Aushärtens beschreibt eine kombinierte Wärmebehandlung, bestehend aus den Prozessschritten Lösungsglühen, Abschrecken und Auslagern. Bild 1 zeigt in diesem Zusammenhang den schematischen Ablauf dieser Prozessschritte anhand eines Zeit-Temperatur-Diagramms mit Bezug auf die voranschreitende Zugfestigkeitsveränderung.

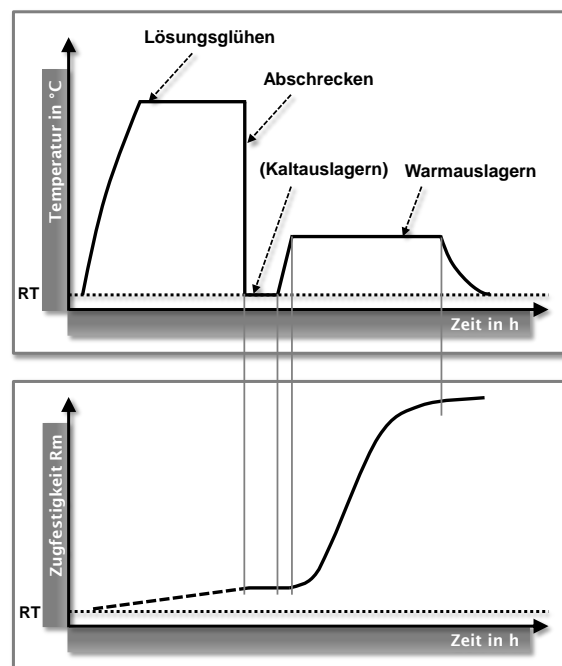


Bild 1: Schematisches Zeit-Temperatur-Diagramm zur T6 Wärmebehandlung von Al-Gusslegierungen mit Bezug auf die Zugfestigkeitsentwicklung

Aufgrund der benötigten Ofentemperaturen und Haltedauern ist dieser Prozessschritt jedoch extrem energie- und somit kostenintensiv. Prozessseitig enthält die zugrundeliegende DIN EN 1706 gegenüber früher gültigen Normen keine vorgegebenen, verpflichtenden Angaben bzgl. der zu wählenden Parameter, wie Temperatur und Prozesszeiten bzw. Haltedauern. Bestehende Empfehlungen orientieren sich daher in der Regel an Erfahrungswerten und variieren zum Teil stark, wie auch Tabelle 1 entnommen werden kann.

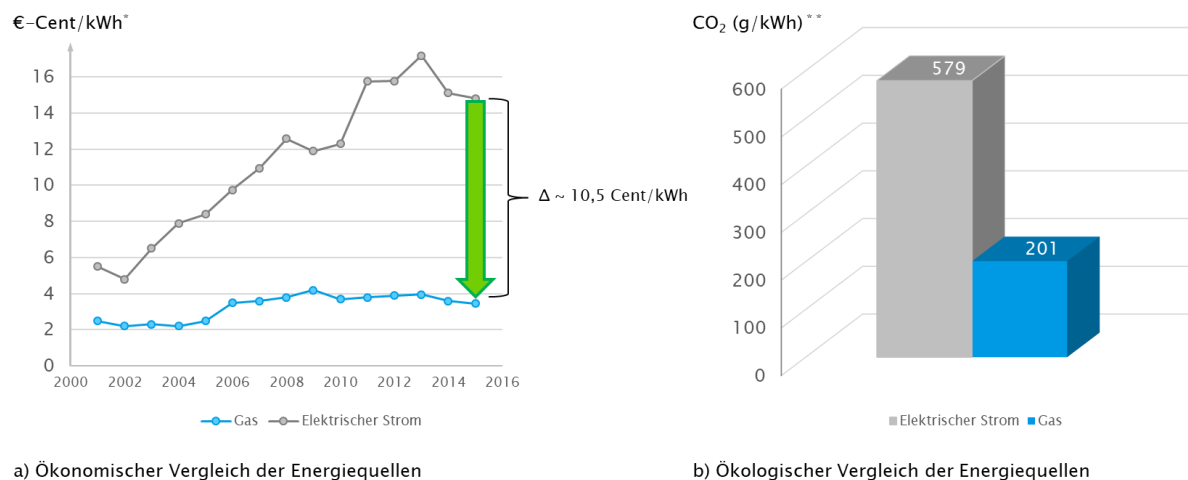
Tabelle 1: Auswahl empfohlener Prozessparameter zur T6-Wärmebehandlung einer AlSi7Mg0,3-Legierung

Lösungsglühen		Abschrecken		Warmauslagern		Quelle
Temperatur [°C]	Dauer [h]	Medium	Temperatur [°C]	Temperatur [°C]	Dauer [h]	
525-535 °C	3-8 h	Wasser	20-50 °C	155-165 °C	6-8 h	[1]
520-545 °C	4-10 h	Wasser	20 °C	150-165 °C	6-8 h	[2]
525-545 °C	6-10 h	Wasser	20 °C	155-165 °C	6-8 h	[3]
525-535 °C	3-8 h	Wasser	20-50 °C	155-165 °C	6-8 h	[4]
530 °C	6 h	Wasser	20 °C	170 °C	4 h	[5]
540 °C	8 h	Wasser	20 °C	160 °C	6 h	[6]

Festzuhalten bleibt, dass die allgemeinen Handlungsempfehlungen nicht zuletzt aufgrund der großen Temperatur- und Zeitspannen, welche die Auswahl optimaler Prozessparameter eminent erschweren, als unzureichend einzustufen sind. Bekannt ist jedoch, dass der Erfolg einer Wärmebehandlung wesentlich vom genauen Einhalten aller Werte abhängt, so dass neben strengen Anforderungen an die Öfen bzgl. zeitlicher Temperaturkonstanz und räumlicher Temperaturverteilung auch eine sichere Reproduzierbarkeit der gewählten Parameter entscheidend ist.

Anlagenseitig wird die benötigte Wärmeenergie bisher in elektrisch oder konventionell brennstoffbeheizten Behandlungsöfen bereitgestellt. Während elektrisch beheizte Öfen die Behandlung zunehmend zu einem bedeutenden Kostenfaktor werden lassen, besitzen die gängigen gasbeheizten Anlagen erhebliche prozessqualitative Nachteile und ungenügende Temperaturregelgenauigkeiten, welche oftmals zu einem inhomogenen Erwärmen der Bauteile und damit zu deutlichen Maßänderungen und fehlerhaften Gefügeausprägungen (einschließlich den damit einhergehenden Festigkeitsdefiziten) führen.

Ein objektiver Vergleich der beiden Energiequellen am Produktionsstandort Deutschland offenbart zum aktuellen Zeitpunkt jedoch erhebliche Vorteile (sowohl ökonomischer als auch ökologischer Art) des Energieträgers Gas gegenüber dem elektrischen Strom, wie dem nachstehenden Bild 2 entnommen werden kann.



* Ø Energiekosten am Standort Deutschland (incl. Steuern, ohne MwSt.)
Quelle: Statista 2016

** CO₂ - Emissionswerte für Erdgas und Strom im deutschen Strommix
Quelle: Umweltbundesamt 2015

Bild 2: Vergleich der für die Wärmeerzeugung zur Verfügung stehenden Energieträger Gas gegenüber elektrischem Strom am Produktionsstandort Deutschland ([7], [8], [9])

2. Brenner- und Anlagenentwicklung

Dem Ansatz folgend, die einleitend genannten Vorteile des Energieträgers Gas für die sehr anspruchsvolle, weil extrem temperausensible Anwendung zu erschließen, verfolgten die gemeinsam mit der promeos GmbH sowie der LGL Leichtmetallgießerei Bad Langensalza GmbH initiierten Forschungs- und Entwicklungsarbeiten zunächst die Konzipierung und Fertigung einer neuartigen Wärmebehandlungsanlage, die den Energieträger Gas in der gleichen Regelgüte wie elektrische Beheizungssysteme zu nutzen vermag, gleichzeitig jedoch eine deutlich höhere Leistungsdichte erreicht, so dass die erheblichen Potenziale zur Reduzierung der Fertigungskosten sowie der CO₂-Emissionen erschlossen werden können.

Als Herzstück der Prototypenanlage wurde ein energieeffizienter gasbeheizter Oberflächen- bzw. Porenbrenner entwickelt, mit dessen Hilfe die für den Prozess benötigte Wärmeenergie im temperatureregelten Modus mit Wärmeübertragung durch einen quasi stationären strahlenden Gaskörper bereitgestellt wird.

Konkret durchströmt dabei ein vollvorgemischtes Erdgas-Sauerstoff-Gemisch eine sehr feinporige keramische Schaumschicht, bevor es mit Hilfe einer Zündelektrode entzündet und verbrannt wird. Die vormischende Brenneinheit besitzt den Vorteil, dass die Verbrennung stets gleichmäßig abläuft. Ein modulierender Betrieb des Brenners bewirkt, dass die abgegebene Wärmeleistung stufenlos und exakt reguliert werden kann, sodass die Leistungsanpassung nicht durch die sonst üblichen Taktungen erfolgen muss.

Die zum Einsatz kommende feinporige Schaumstruktur (Bild 3 zeigt die keramische Porenstruktur der verwendeten Brennermodule) ist zum gegenwärtigen Stand je nach Art der verwendeten Materialien, z.B. Aluminiumoxid Al_2O_3 , Eisenoxid Fe_2O_3 oder andere Keramiken, in der Lage, Hochtemperaturprozesse bis zu $1400\text{ }^\circ\text{C}$ zu bedienen.



Bild 3: Oberflächenbrenner des neuen Ofens

Basierend auf dieser Brennertechnologie wurden im weiteren Fortschritt zwei mit speziell entwickelten Umluft-Systemen ausgerüsteten Behandlungsöfen konzipiert und gefertigt, die aufgrund ihres Einsatzzweckes (Ofen 1 zur Durchführung der Lösungsglühbehandlung bei max. $560\text{ }^\circ\text{C}$; Ofen 2 zur Durchführung der Warmauslagerung bei max. $200\text{ }^\circ\text{C}$) mit Brennermodulen in den Leistungsstufen 25 kW bzw. 15 kW ausgestattet wurden.

Im Sinne einer weiteren Effizienzsteigerung bestand ein weiteres Entwicklungsziel zudem darin, die beiden erforderlichen Teilprozessschritte bzw. die hierzu eingesetzten Behandlungsöfen direkt miteinander zu koppeln, um die anfallende Abwärme gezielt wiederverwerten zu können. Bild 4 veranschaulicht den verfolgten Konzeptansatz.

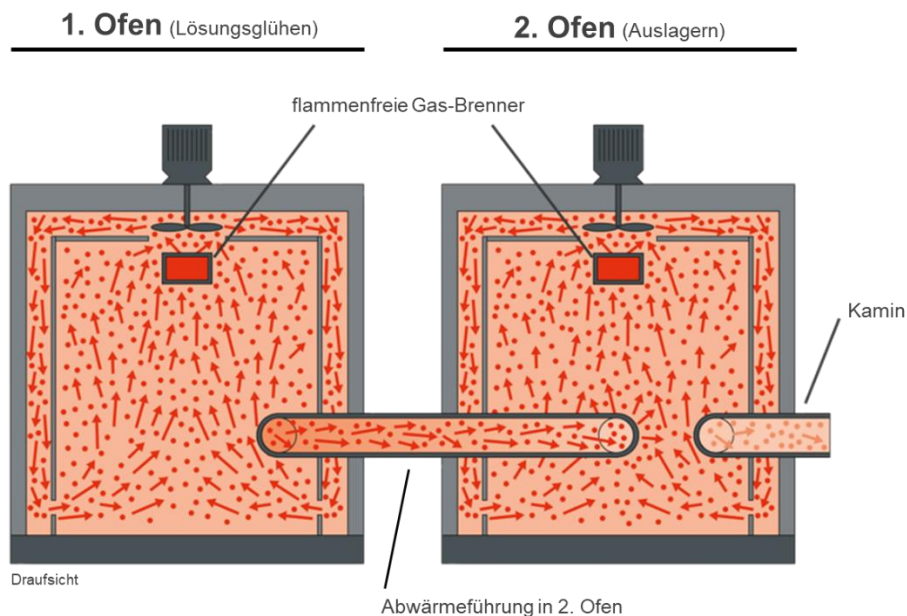


Bild 4: Abwärmenutzung als Ansatz zur weiteren Effizienzsteigerung

Die besondere Herausforderung dieses Ansatzes bestand darin, den nachgeschalteten Auslagerungsöfen regelungstechnisch so steuerbar zu machen, dass der Ofeninnenraum trotz der zugeführten Abwärme aus dem Lösungsglühprozess zielführend und exakt temperiert werden kann.

Nach Fertigstellung der entwickelten Prototypenanlage wurde diese umfangreichen Versuchen und Analysen unterzogen und einer baulich vergleichbaren elektrisch beheizbaren Referenzanlage gegenübergestellt. Mit Hilfe experimenteller Temperaturmessungen (dabei wurden Thermoelemente in allen neun Raumpunkten des Ofeninnenraums platziert) wurden sowohl das Aufheizverhalten als auch die Temperaturverteilung in den Öfen ermittelt. Visualisiert durch eine Heat-Map spiegelt die nachstehende Bild 5 die jeweils experimentell ermittelten Wärmeverteilungen in den Ofeninnenräumen wider.

Dabei zeigt a) die Wärmeverteilung im elektrisch beheizten Referenzofen bei 540 °C, b) die Wärmeverteilung im neu entwickelten gasbeheizten Lösungsglühofen bei 540 °C, c) den Referenzofen bei einer Auslagerungstemperatur von 160 °C und d) den gasbeheizten Auslagerungs-ofen unter Nutzung der zugeführten Abwärme.

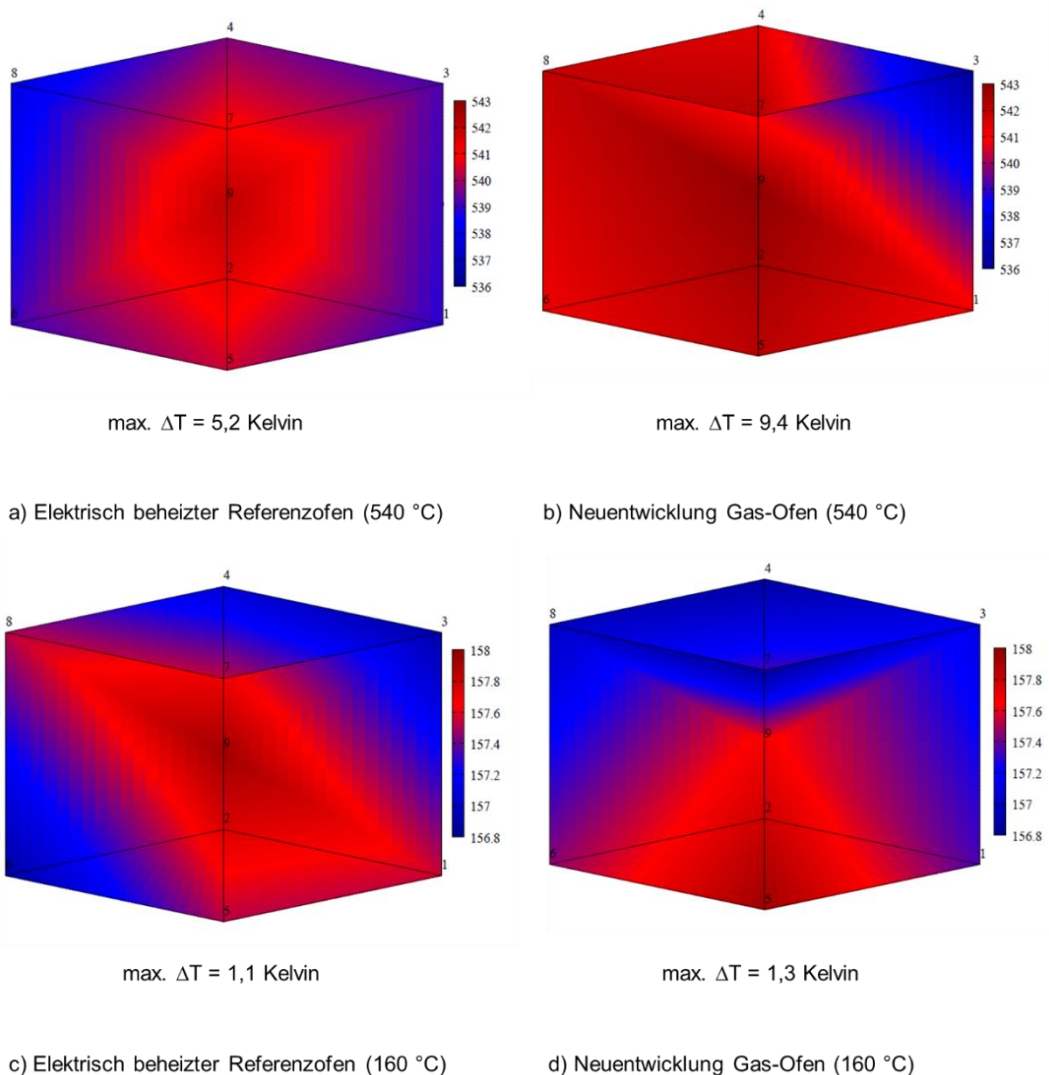


Bild 5: Vergleich der ermittelten Wärmeverteilung in den Behandlungsöfen

Bei Betrachtung der aufgenommenen Ergebnisse wird die Bestätigung der angestrebten Entwicklungsziele rasch deutlich. So wurde im elektrisch beheizten Referenzofen während des Betriebs auf Lösungsglüh-temperatur (540 °C) eine maximale Temperaturdifferenz im Ofenvolumen i.H.v. 5,2 Kelvin gemessen. Die entwickelte gasbeheizte Prototypenanlage weist zwar eine maximale Differenz von 9,4 Kelvin auf, jedoch ist ein derartiger Wert für einen gasbeheizten Ofen als außerordentlich gut einzustufen und bei genauerer Betrachtung der Heat-Map (Bild 5 b) wird augenscheinlich, dass lediglich der abweichende „Raumpunkt 3“ einer sehr viel homogeneren Wärmeverteilung entgegensteht. Eine Anpassung des entwickelten Umluftsystems wird im Rahmen einer Weiterentwicklung des Prototyps an dieser Stelle zu einer deutlich gesteigerten Homogenität beitragen.

Ein Vergleich der Anlagentechnologien im Warmauslagerungsprozess (Bild 5 c und d) offenbart kaum messbare Unterschiede, so dass festzuhalten bleibt, dass die Anlagenneuentwicklung den Energieträger Gas in einer bislang nicht bekannten Regelgüte zu verwerten imstande ist.

Das dadurch erwachsende Einsparpotenzial wurde im Rahmen umfangreicher Verbrauchsanalysen ermittelt. In diesem Zusammenhang veranschaulicht Bild 6 die erfassten Verbrauchskennwerte im direkten Vergleich zwischen dem elektrisch beheizten Referenz- und der neuen Behandlungsanlage.

Als Kalkulationsgrundlage für die resultierenden Prozesskosten wurden markt-gängige Bezugskosten einer KMU-Gießerei (2,9 ct/kWh Gas; 12,33 ct/kWh Strom) zugrunde gelegt. Die Hochrechnung der anfallenden CO₂-Emissionen basieren auf den aktuell verfügbaren Kennwerten des Umweltbundesamtes (vgl. [9], [10]).

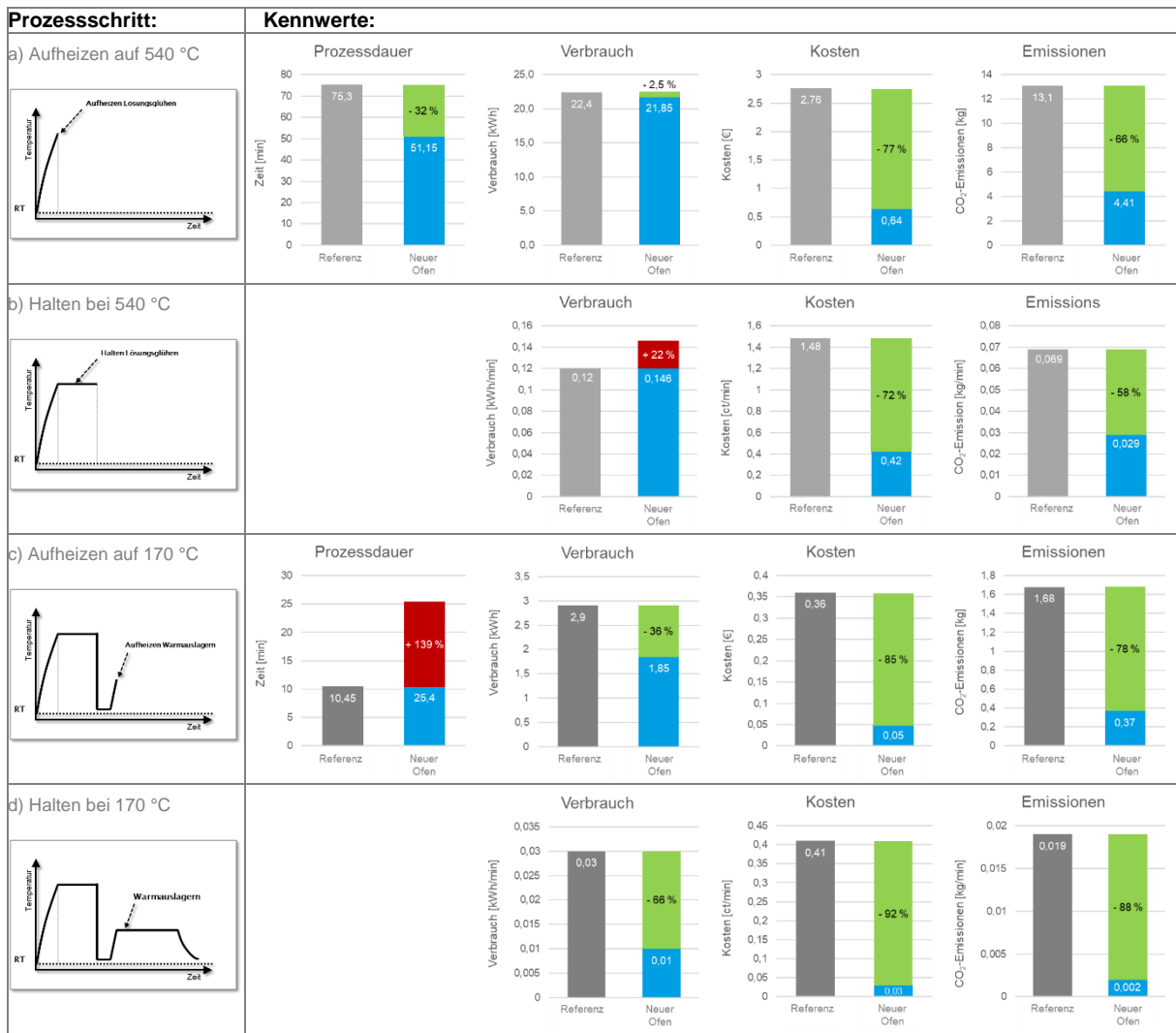


Bild 6: Übersicht der ermittelten Verbrauchskennwerte zwischen elektrisch beheizten Referenzöfen und der neuentwickelten gasbeheizten Behandlungsanlage (einschließlich Abwärmenutzung)

Wie Bild 6 entnommen werden kann, kommen die ökonomischen und ökologischen Vorzüge der Neuentwicklung vollumfänglich zur Geltung, so dass der Prozess der Wärmebehandlung durch die Nutzung des Energieträgers Gas deutlich günstiger (Einsparpotenzial von über 70 %) und umweltfreundlicher (ca. 60 % weniger CO₂) gestaltet werden kann.

Durch die Wiederverwertung der im Teilprozess „Lösungsglühen“ anfallenden Abwärme kann zudem der erforderliche Energieverbrauch signifikant reduziert werden, wodurch das Einsparpotenzial nochmals steigern lässt.

Auch kommt dem Aufheizprozess die hohe Leistungsdichte des Gases zugute, sodass sich die Aufheizdauer auf Lösungsglühtemperatur um ca. 30 % reduzieren lässt. Teilweise wird diese Zeiteinsparung im Heizphase des nachgelagerten Ofens kompensiert, da hier aufgrund der zugeführten Abwärme zunächst ein regelungstechnisches Einpendeln auf die gewünschte Zieltemperatur erforderlich ist.

In jedem Fall lässt sich jedoch festhalten, dass mit der vorgestellten gasbeheizten Behandlungsanlage eine bemerkenswerte Technologie-Innovation entwickelt werden konnte, die künftig einen wesentlichen Beitrag zu einer energieeffizienten und nachhaltigen Fertigung beitragen kann.

Doch neben der anlagentechnischen Prozessoptimierung galt es zudem auch die zu wählenden Parameter zu hinterfragen und die Anlagenfahrweise im Sinne einer nachhaltigkeitsorientierten Prozessgestaltung auszulegen.

3. Nachhaltigkeitsorientierte Optimierung der Prozessparameter

Wie einleitend formuliert, enthält die aktuelle Norm DIN EN 1706 [11] entgegen der vorherigen Fassung DIN 1725-2 [4] keine vorgegebenen, verpflichtenden Angaben zu den einzustellenden Prozessparametern (Temperatur und Zeit) der Wärmebehandlung von Aluminiumlegierungen. Folglich stehen insbesondere kleine und mittelständische Gießereibetriebe vor einer gewissen Orientierungslosigkeit, können sie doch oftmals nicht wie OEMs auf umfangreiche Erfahrungswerte zurückgreifen. Im Ergebnis dessen müssen sie zeit- und kostenintensive Testreihen durchführen, um einen qualitätssicheren Wärmebehandlungsprozess einzustellen. Legierungshersteller bieten zwar Handlungsempfehlungen an, weisen jedoch stets auf eine Überprüfung dieser hin. Zudem variieren die recherchierbaren Literaturrichtwerte z.T. erheblich (vgl. Tabelle 1). Im Sinne einer nachhaltigen Fertigung erweisen sich die zu findenden Handlungsempfehlungen zusammenfassend als unzureichend. Zu einer ökonomisch wie auch ökologisch optimalen Prozessauslegung sollten die gewählten Parameter nicht nur eine effektive Festigungssteigerung sicherstellen, sondern auch einen energieeffizienten und somit kostenminimalen Prozess gewährleisten.

In diesem Kontext wurde im Rahmen der durchgeführten Forschungsaktivitäten ein neuartiger Ansatz zu einer zielführenden Parameterbestimmung untersucht. Anhand der umfanglich im Karosserie- und Fahrzeugbau eingesetzten, mit durchschnittlich 200 – 250 ppm Strontium veredelten Vertreterlegierung AlSi7Mg0,3 (auch unter den Bezeichnung A356 bzw. EN AC-42100 geführt), wurden dabei entgegen der praxisüblichen Trial & Error Vorgehensweise der Einsatz der Simulationssoftware Thermo-Calc (entwickelt für thermodynamische Berechnungen in mehrkomponentigen Legierungssystemen) die erforderlichen Behandlungstemperaturen für eine hinreichende Einformung und Ausprägung der festigkeitsbestimmenden Gefügemorphologien bestimmt.

Um Aufschlüsse über die sich in einer AlSiMg0,3-Legierung bildenden Phasen sowie ihre Entstehungstemperaturen zu erlangen, wurden in Kooperation mit dem Institut für Metallurgie der Montanuniversität Leoben unter Nutzung einer Datenbank namens TTAL5 entsprechende Thermo-Calc-Simulationen erstellt. Die Berechnung eines allgemeinen Phasendiagramms nach dem Si-Anteil wurde hierbei zur Vorhersage der grundsätzlich zu erwartenden Phasenbildungen herangezogen, wobei ein besonderer Fokus die festigkeitsbestimmenden Phasen Mg_2Si sowie $Al_8FeMg_3Si_6$ (π -AlFeMgSi) gelegt wurde. Die Ergebnisse der Phasendiagrammberechnung können der folgenden Bild 7 entnommen werden.

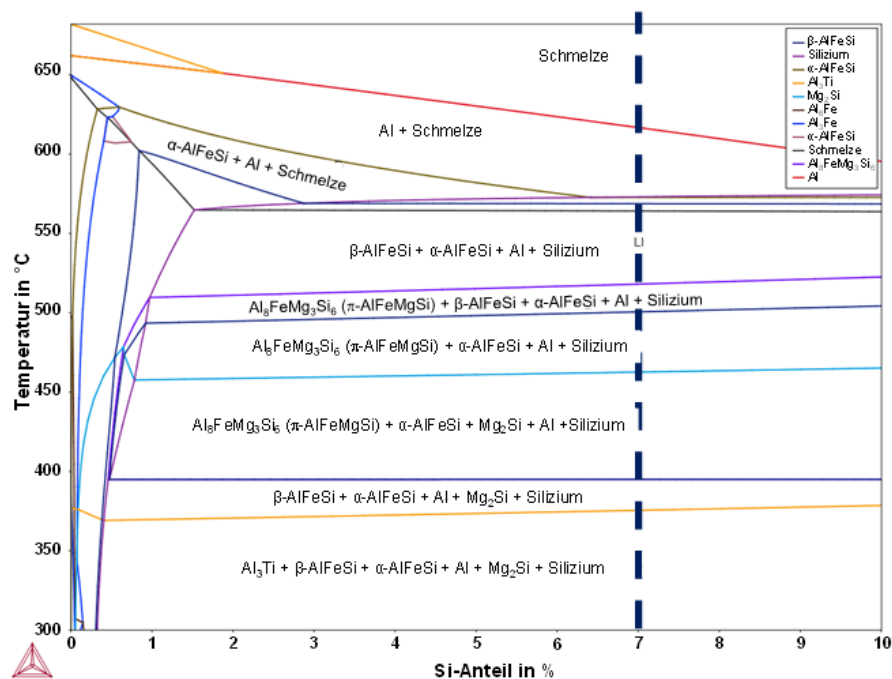


Bild 7: Phasendiagramm der Legierung AlSi7Mg0,3 nach ThermoCalc-Simulation (TTAL5-Datenbank)

Eine derartig detaillierte Betrachtung des Lösungsglühens ist insofern von besonderer Relevanz, da sich die entsprechenden intermetallischen Phasen während dieses Prozessschrittes im Aluminiummischkristall lösen und somit die Grundlage für die sich im späteren Auslagerungsprozess bildenden Ausscheidungsphasen darstellen. Insbesondere die Einformung des Mg_2Si in den α -Mischkristall während des Lösungsglühens ist von Bedeutung, da spätere Ausscheidungsphasen während der Warmauslagerung auf diesem System basieren [12].

Zur genaueren Bestimmung der Temperaturfenster der jeweiligen Phasenbildung wurden neben der Gleichgewichtsannahme weitere Simulationen auf Basis des Gulliver-Scheil Modells (Ungleichgewicht) durchgeführt. Erneut lag der Fokus auf einer Berechnung der Phasen Mg_2Si und π -AlFeMgSi. Das Gesamtergebnis der Erstarrungssimulation kann dem folgenden Bild 8 entnommen werden.

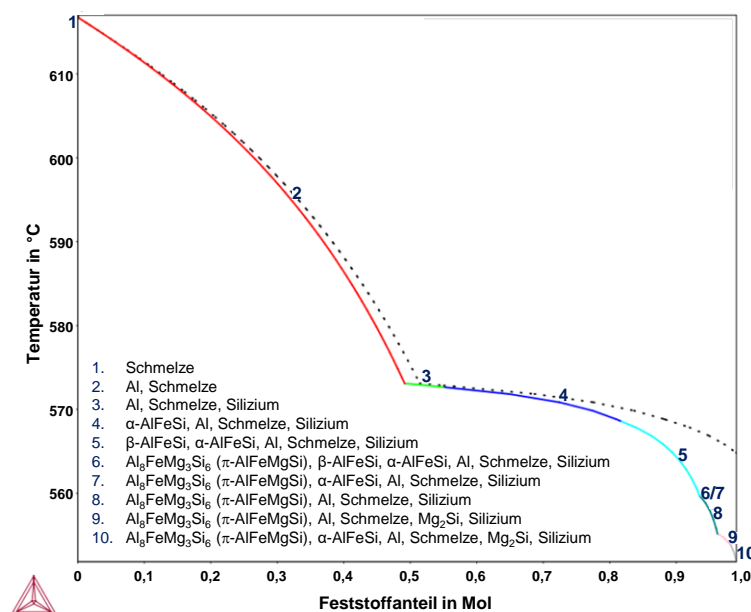


Bild 8: ThermoCalc-Erstarrungssimulation der Legierung AlSi7Mg0,3 nach Gulliver-Scheil Modell

Die Ergebnisse der Simulationen können demnach wie folgt interpretiert und zusammengefasst werden; für eine vollständige Lösung der Mg_2Si -Phase sollte eine Lösungsglühtemperatur von 550 °C gewählt werden, was eine Steigerung der üblichen Höchsttemperatur von $540\text{ °C} - 545\text{ °C}$ (vgl. Tabelle 1) um 5 bis 10 K bedeutet. Für eine zusätzliche Auflösung der π -AlFeMgSi-Phase müsste die Lösungsglühtemperatur um weitere 5 K auf 555 °C gesteigert werden. Hierbei bestünde jedoch die Gefahr einer einsetzenden Aufschmelzung der Mg_2Si -Phase, was wiederum zu einem rapiden Abfall der mechanischen Eigenschaften führen würde.

Um folgend eine für ein Einsetzen der beabsichtigten festigkeitssteigernden Effekte hinreichenden Lösungsglüh-temperatur sowie entsprechend erforderliche Haltedauern zu ermitteln, wurden in weiterführenden Versuchsreihen umfangreiche Härtemessungen durchgeführt, um den Einfluss der Temperatur- und Zeitparameter auf die Härte-Steigerung einer AlSi7Mg0,3-Legierung überprüft.

Hierzu wurden drei Versuchsreihen für die Temperaturen 540 °C , 550 °C sowie 555 °C aufgenommen, wobei je Temperaturszenario eine kontinuierliche messpunktspezifische Probenentnahme (jeweils zwei Härteproben) im 0,5 h Takt nach vollendeter Erwärmungsphase (Durchwärmung der Proben) erfolgte. Die unterschiedlich lösungsgeglühten Härteproben wurden jeweils unmittelbar im Wasserbad (20 °C) abgeschreckt und einer definierten Warmauslagerung (6 Stunden bei 165 °C) unterzogen, um den Einfluss der variierten Lösungsglühbehandlung auf die schlussendlich erreichte Makrohärte zu kontrollieren. Aufgrund der grundsätzlich vergleichbaren Verläufe von Härte und Zugfestigkeit in Aluminiumlegierungen war es so ermöglicht, optimale Lösungsglühparameter zur Festigkeitssteigerung zu bestimmen.

Wie der grafischen Darstellung im nachfolgenden Bild 9 zu entnehmen, stieg die gemessene Brinellhärte bereits nach einer 0,5 stündigen Lösungsglühbehandlung bei allen Temperaturszenarien auf 110,5 bis 110,9 HB. Im weiteren Behandlungsverlauf kam es in ebenfalls allen Temperaturszenarien zu keiner weiteren nennenswerten Steigerung der Härtewerte. Das absolut erreichte Härtemaximum von 112,6 HB bei einer Lösungsglühbehandlung von 3 h bei 555 °C liegt nur unwesentlich (1,8 %) oberhalb der bereits nach 0,5 h erreichten Werte.

Auch konnten keine signifikanten Unterschiede zwischen den untersuchten Behandlungstemperaturen festgestellt werden, so dass davon ausgegangen werden kann, dass bereits nach einer halbstündigen Behandlung bei einer effizienten und prozesssicheren Lösungsglüh-temperatur von 540 °C eine hinreichende Lösung der für die Aushärtung wichtigen Legierungselemente Magnesium und Silizium vollzogen und das eutektische Silizium ausreichend eingeformt wurde.

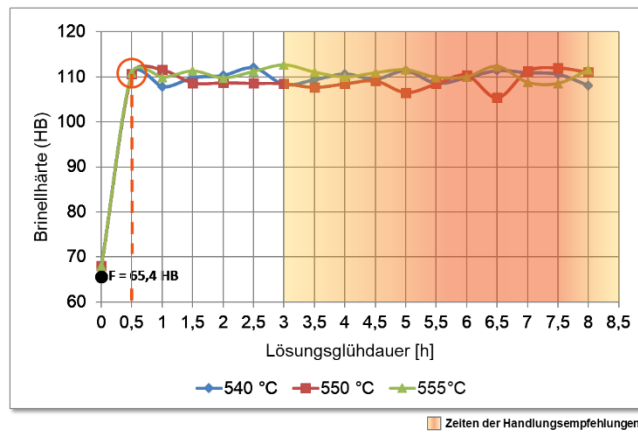


Bild 9: Härteverläufe der Versuchsreihe "Lösungsglühparameter" bei variierten Lösungsglühparametern und definierter Warmauslagerung (6 h bei 165 °C)

Die zweite Versuchsreihe diente der Einflussuntersuchung der Warmauslagerungsparameter auf die schlussendlich durch die Wärmebehandlung erreichbaren mechanischen Eigenschaften. Auf Grundlage der zuvor bestimmten optimalen Lösungsglühparameter (0,5 h bei 540 °C) wurden gezielte Zeit-Temperatur-Kombinationen des Prozessschritts „Auslagern“ auf ihre festigkeitssteigernde Wirkung überprüft, wobei neben den Härteverläufen auch die Verläufe der Zugfestigkeit, 0,2%-Dehngrenze und Bruchdehnung untersucht wurden. In enger Anlehnung an verfügbare Handlungsempfehlungen und publizierte Forschungsergebnisse (z.B. [13]) wurden dabei die Temperaturniveaus 160 °C, 170 °C, 180 °C sowie 190 °C gewählt. Das nachstehende Bild 10 fasst die Ergebnisse übersichtlich zusammen.

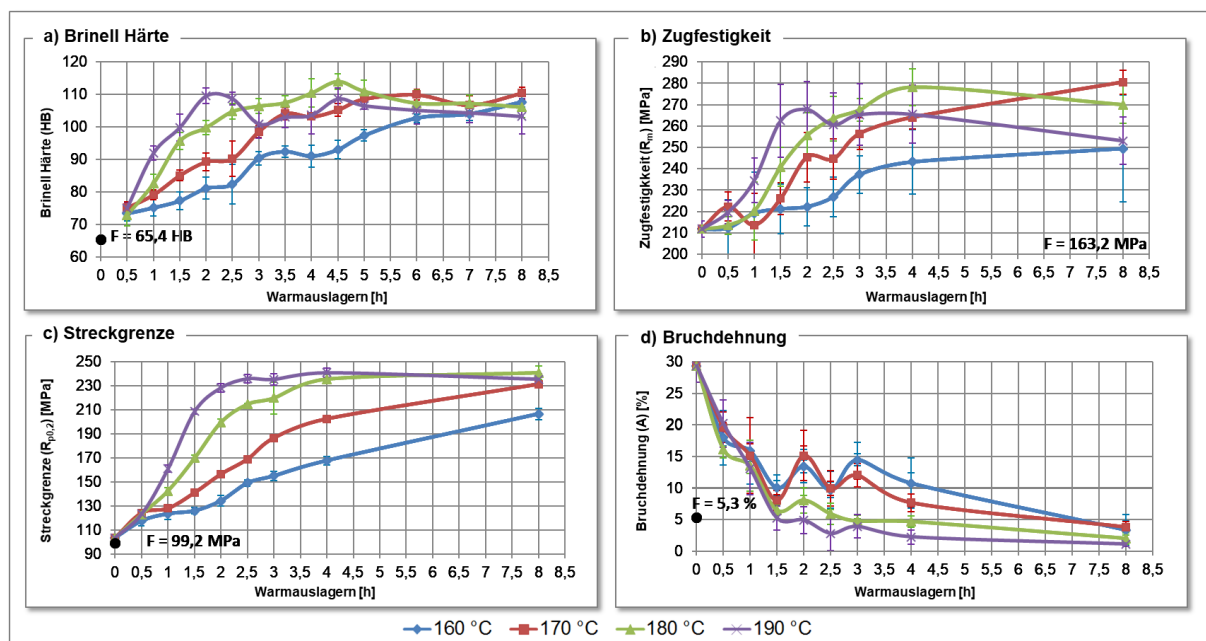


Bild 10: Festigkeitsverläufe der Versuchsreihe "Auslagerungsparameter"

In Auswertung der ermittelten Festigkeitseigenschaften bleibt festzuhalten, dass eine Erhöhung der Auslagerungstemperatur zu einem sehr viel rascheren Erreichen eines Festigkeitsmaximums führt (vgl. Bild 10 b). Gleichzeitig erfährt das behandelte Bauteil einen deutlich rascheren Verlust der Duktilität, was sich in einer entsprechenden Reduzierung der Bruchdehnung (siehe Bild 10 d) äußert.

Für die industrielle Anwendung ergibt sich aus den aufgenommenen Festigkeitsverläufen, die als eine Art Parameteratlas verstanden werden können, ein großer praktischer Nutzen, geben die ermittelten Verläufe doch detailliert Auskunft über die anwendungsspezifisch zu wählenden Prozessparameter. Denn mit jedem Fertigungsauftrag variieren die vom Kunden geforderten Festigkeitseigenschaften je nach Einsatzzweck des zu behandelnden Bauteils. Anhand eines seriennahen Fallbeispiels wurde in diesem Zusammenhang eine Anwendbarkeit und die erzielbaren Einsparpotenziale analysiert.

Mit Informationen über ein beim Projektpartner LGL GmbH produzierten Gussteils für die Automobilindustrie, dessen Qualitätsanforderungen vom Kunden mit Zugfestigkeit min. 220 MPa, Streckgrenze 160 - 210 MPa und Bruchdehnung min 5 % angegeben sind, wurde die bisher gewählte Fahrweise der Wärmebehandlung mit neuen nachhaltigen und auf den vorstehend beschriebenen Forschungsarbeiten basieren Prozessparametern verglichen. Dabei wurden parallel die für die jeweilige Behandlung erforderlichen Energieverbräuche ermittelt. Bild 11 zeigt die Ergebnisse in einer vergleichenden Übersicht.

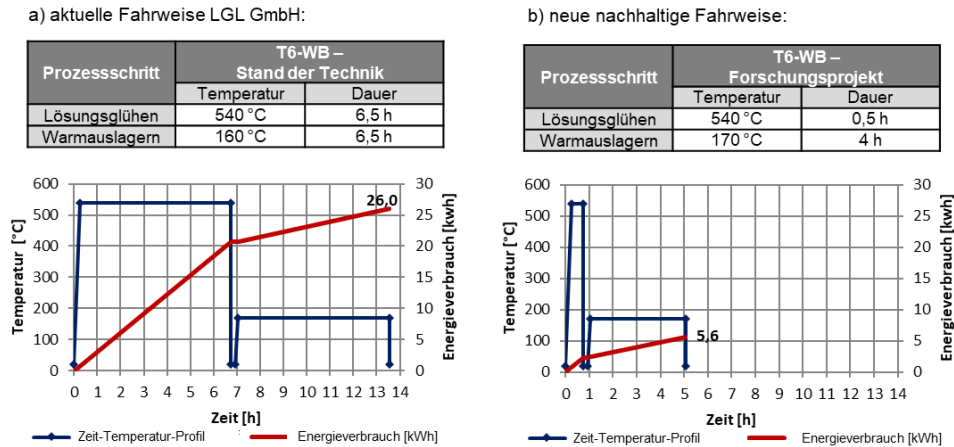


Bild 11: Zeit-Temperaturverläufe ausgewählter Wärmebehandlungsszenarien mit Energieverbrauchsangaben

Wie in Bild 11 ersichtlich, konnte auf Grundlage der Untersuchungsergebnisse eine erhebliche Verkürzung der Lösungsglüh- und Warmauslagerungsdauer zur Einstellung der geforderten Kennwerte erzielt werden. Insbesondere die Verkürzung der Lösungsglühdauer von durchschnittlich 6,5 Stunden auf nur 0,5 Stunden führte zu einer erheblichen Reduzierung des Energieverbrauchs. Gegenüber den aktuellen (richtliniengerechten) T6-Wärmebehandlungsparametern ergibt sich somit eine potenzielle Reduzierung des behandlungsspezifischen Energieverbrauchs von 26,0 kWh auf 5,6 kWh, was einer prozessseitigen Energieeinsparung von etwa 78,5 % entspricht. Zusätzlich konnte bei vollumfänglicher Erfüllung der Qualitätsanforderungen eine mögliche Verringerung der Prozessdauer um 8,5 Stunden von 13,5 auf 5 Stunden (63,0 %) nachgewiesen werden.

4. Zusammenfassung

Die vorgestellten Forschungsaktivitäten zu einer künftig energieeffizienten Wärmebehandlung von Aluminiumgussteilen fokussierte sowohl eine umfängliche Anlagenneuentwicklung als auch eine wissenschaftlich fundierte Systematisierung zu einer nachhaltigen Prozessparameterfindung. Als Herzstück der entwickelten Anlage wurde eine innovative Brenneinheit entwickelt, die in Kombination mit einem speziellen Umluftsystem den sowohl ökonomisch als auch ökologisch vorteilhaften Energieträger Gas in der Art zu nutzen vermag, dass nunmehr eine bislang nur aus elektrischen Beheizungssystemen bekannte Regelgüte und Temperaturhomogenität erzielt werden kann. Zudem ist dieser Brenner in der Lage, anfallende Abwärme in Form von zugegebener Heißluft prozesssicher zu verwerten. Wie im Beitrag ausgeführt, können dadurch anlagenseitige Betriebskosteneinsparungen von über 70 % bei gleichzeitiger Reduzierung des CO₂-Ausstoßes um ca. 60 % realisiert werden.

Prozessseitig konnten im Ergebnis von Ausscheidungsberechnungen die legierungsspezifisch erforderlichen Lösungsglühtemperaturen erstmalig exakt berechnet werden. In Kombination mit umfangreichen Untersuchungen wurde zudem ein legierungsspezifischer Parameteratlas abgeleitet, auf Basis desseweitere Energieeinsparungen um bis zu 78% sowie um bis zu 63% verkürzte Behandlungsdauern gegenüber üblichen (T6-) Fahrweisen bei gleicher Bauteilqualität nachgewiesen werden konnten. Eine konsequente Anwendung der kalkulierten Parameter und insbesondere eine Anwendung der neuen Fahrweise innerhalb der innovativen Behandlungsanlage wird bewirken, dass künftig nur noch ein Bruchteil der erforderlichen Energie und damit an Kosten und Emissionen anfallen. Durchgeführte Analysen der neuen Fahrweise am Prototypen bestätigen ein enormes Potenzial sowohl zur Reduzierung der Kosten (Einsparungen von über 90 %) als auch des CO₂-Ausstoßes (Reduzierung über 85 %).

Literaturverzeichnis

- [1] Finkelnburg, W. D. et al.: Merkblatt W07 - Wärmebehandlung von Aluminiumlegierungen. 1. Aufl. GDA - Gesamtverband der Aluminiumindustrie e.V., 2007.
- [2] Hesse, W.: Aluminium-Werkstoff-Datenblätter - Aluminium material data sheets, 6. Aufl., Beuth Verlag, Berlin [u.a.], 2011.
- [3] Aluminium Rheinfelden GmbH (Hrsg.): Anticorodal-70 (AlSi7Mg0,3) - Anticorodal-72 (Al-Si7Mg0,6): Die eisenarme Universallegierung für den Sand- und Kokillenguss. Anwendungsmerkblatt, 2006.
- [4] DIN 1725: Aluminiumlegierungen Gußlegierungen. Beuth Verlag. DIN Deutsches Institut für Normung e.V., 1986.
- [5] Klan, S.: Beitrag zur Evolution von Aluminium Gusslegierungen für warmfeste Anwendungen. Dissertation, Betreuer: Eigenfeld, K.; Schuhmacher, P.; Koch, H., Technischen Universität Bergakademie Freiberg, 2004.
- [6] Rose, A.: Verzugsreduzierung beim Wärmebehandeln von Bauteilen aus sprühkompaktierten und gießtechnisch hergestellten Aluminiumlegierungen durch Gasabschrecken. Dissertation, Betreuer: Zoch, H.-W.; Keßler, O., Universität Bremen, 2014.
- [7] Statista: Strom- und Energiepreise in Deutschland. Online verfügbar unter <https://de.statista.com/statistik/studie/id/10091/dokument/strom-und-energiepreise-statista-dossier/>, zuletzt geprüft am 14.08.2017.
- [8] Bundesministerium für Wirtschaft und Energie: Energiedaten: Ausgewählte Grafiken, <http://www.bmwi.de/BMWi/Redaktion/PDF/E/energiedaten-ausgewaehlte-grafiken,property=pdf,bereich=bmwi2012,sprache=de,rwb=true.pdf>.
- [9] www.green-responsibility.de: Green Responsibility CO2-Umrechnungsfaktoren, <http://www.green-responsibility.de/wp-content/uploads/CO2-Umrechnungsfaktoren.pdf>, zuletzt geprüft am 14.08.2017.
- [10] Umweltbundesamt: Strom- und Wärmeversorgung in Zahlen (2017). Online verfügbar unter <https://www.umweltbundesamt.de/themen/klima-energie/energieversorgung/strom-waermeversorgung-in-zahlen?sprungmarke=Strommix#Strommix>, zuletzt aktualisiert am 14.08.2017, zuletzt geprüft am 14.08.2017
- [11] DIN EN 1706: Aluminium und Aluminiumlegierungen - Gussstücke - Chemische Zusammensetzung und mechanische Eigenschaften, Beuth Verlag. DIN Deutsches Institut für Normung e.V., 2013.
- [12] Colley, L. J.: Microstructure-Property Models for Heat Treatment of A356 Aluminum Alloys, Dissertation, The University of British Columbia, Vancouver, 2011.
- [13] Dambauer, G.; Pabel, T.; Schumacher, P.: Einsparpotentiale durch eine modifizierte Wärmebehandlung für untereutektische Aluminium-Silizium Legierungen, Gießerei-Praxis, Jahrgang: 2009 (9), Seite 294–300.

Untersuchung der Spraycharakteristik für die Effizienzsteigerung von rücklaufgeregelten Dralldruckdüsen

M.Sc. Daniel Butscher, Dr.-Ing. Jörg Sauerhering, Prof. Dr.-Ing. Frank Beyrau,
Prof. Dr.-Ing. Jürgen Schmidt

Institut für Strömungstechnik und Thermodynamik, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Deutschland,
E-Mail: daniel.butscher@ovgu.de, Tel.: 0391-67-12559

Zusammenfassung

Dralldruckdüsen erlauben einen gut regelbaren Massendurchfluss und erzeugen Sprays mit kleinen Tropfendurchmessern bei gleichzeitig verhältnismäßig geringem Druckverlust und werden deshalb in vielen Prozessen für die Zerstäubung von Brennstoffen, Wasser sowie weiteren Fluiden und Suspensionen eingesetzt. Für die Auslegung und Optimierung von Zerstäubungsprozessen ist die Kenntnis der Spraycharakteristik eine wichtige Voraussetzung. Für eine repräsentative Düse, die in baugleicher Ausführung für die Zerstäubung von Flüssigkeitsströmen bis 5000 kg/h zur Verfügung steht, werden die mikro- und makroskopischen Sprayeigenschaften vergleichend für die Arbeitsmedien Wasser, Heiz- und Prüflöl gemessen. Schwerpunktmäßig werden die Tropfenparameter analysiert und die Korrelation der mittleren Durchmesser des erzeugten Sprays mit den Betriebsparametern sowie deren Übertragbarkeit für die verschiedenen Arbeitsmedien diskutiert.

Schlüsselwörter: Dralldruckdüsen, rücklaufgeregelt, Spraycharakteristik, Übertragbarkeit

1. Einleitung

Rücklaufgeregelte Dralldruckdüsen finden angesichts der einfachen Regelung ihres zerstäubten Massenstroms und der Erzeugung sehr feiner Sprays bei relativ niedrigen Vorlaufdrücken vielfältig Anwendung in der Energie- und Verfahrenstechnik. Wichtige Einsatzgebiete sind die Zerstäubung von Brennstoffen in feuerungstechnischen Anlagen, deren thermische Leistung vom Kilo- bis in den Megawattbereich reicht, bei der Zerstäubung von Wasser und Suspensionen für die Gaskonditionierung und die Rauchgasreinigung z.B. in der Zementindustrie und in Müllverbrennungsanlagen [1]. Insbesondere in der Zementindustrie sind zunehmend flexiblere thermische Systeme gefragt, um auf Temperaturschwankungen reagieren zu können, die durch das wechselnde Ersatzbrennstoffangebot verursacht werden [2]. Eine weitere Anwendung ist in Reaktoren für die Brenngaserzeugung zu finden, u. a. in Reformersystemen für Brennstoffzellen [3].

Zur Erzielung einer hohen Prozess- bzw. Energieeffizienz in Verbindung mit den wachsenden Forderungen zur Umweltverträglichkeit und Einhaltung immer strenger werdender Emissionsgrenzen sind eine bestimmte Spraycharakteristik und eine hohe Zerstäubungsqualität bei möglichst geringem Energieeinsatz wesentlich. Für eine weitere Quantifizierung der Zerstäubungsprozesse und die Prozesssimulation sind zuverlässigere Aussagen zur Spraycharakteristik notwendig. Jedoch stehen die benötigten Informationen nur bedingt zur Verfügung. In der Regel geben die Hersteller für rücklaufgeregelte Dralldruckdüsen nur Hydraulikdaten an und eine zuverlässige Auslegung auf Basis der Literatur ist nicht möglich. Für eine Effizienzsteigerung dieser Zerstäuber ist deshalb eine Charakterisierung des erzeugten Sprays in Abhängigkeit der Betriebsparameter und des Arbeitsmediums erforderlich.

Allerdings ist bei der Zerstäubung von Ölen für Brennersysteme mit einer thermischen Leistung im Megawattbereich eine experimentelle Charakterisierung aufgrund der Explosionsgefahr häufig nicht oder nur mit sehr hohem sicherheitstechnischen Aufwand durchführbar. Infolgedessen werden bei diesen Experimenten die Gefahrstoffe durch Wasser ersetzt, wobei die Frage der Übertragbarkeit der Ergebnisse zu stellen ist.

Ziel dieser Untersuchung ist die Erfassung des hydraulischen Verhaltens sowie die Charakterisierung der makro- und mikroskopischen Sprayeigenschaften eines rücklaufgeregelten Öl-Dralldruckzerstäubers der Firma Fluidics® Instruments in Abhängigkeit verschiedener Betriebsparameter. Dabei werden drei verschiedene Arbeitsmedien, Wasser, Heizöl und Prüflöl untersucht, wobei Hochgeschwindigkeitsvisualisierungen und die Phasen-Doppler-Anemometrie (PDA) zum Einsatz kommen.

2. Spraycharakteristik von Dralldruckdüsen

Dralldruckzerstäuber gehören zu den lamellenbildenden Einstoff-Druckdüsen. Das Arbeitsmedium tritt durch tangential angeordnete Öffnungen unter entsprechend hohem Druck in eine Drall- oder Wirbelkammer ein, **siehe Bild 1**. Dabei wird die Druckenergie in Rotationsenergie umgewandelt und es bildet sich ein Druckprofil in der Wirbelkammer aus, wobei im Zentrum Drücke unterhalb des Umgebungsdruckes auftreten können. Die Folgen sind die Entwicklung eines Luftkernes in der Mitte der Wirbelkammer und die Bildung einer Hohlkegellamelle am Düsenaustritt.

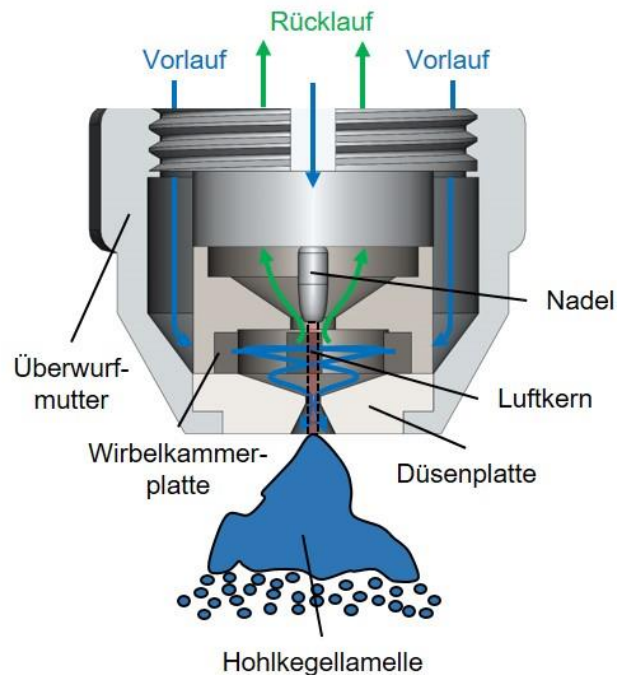


Bild 1: Schnittbild des untersuchten Zerstäubers mit Strömungsweg des Fluides

Außerhalb der Düse wirken aerodynamische Kräfte auf die Lamelle ein, verursacht durch die unterschiedlichen relativen Geschwindigkeiten zwischen Flüssigkeit und Atmosphäre. Diesen Kräften stehen die zusammenhaltenden Oberflächenspannungskräfte des Arbeitsmediums entgegen. Durch die radiale Ausbreitung wird die Lamelle aus Gründen der Kontinuität mit zunehmendem Abstand vom Düsenmund dünner, was wiederum eine Reduzierung der Oberflächenspannungskräfte zur Folge hat und den Zerfall der Lamelle in Flüssigkeitsligamente und später in Tropfen begünstigt. Dieser Prozess stellt allgemein den Primärzerfall dar. Die unterschiedlichen Mechanismen des Primär- und des darauffolgenden Sekundärzerfalls sind in der Literatur [4-8] ausführlich beschrieben und im **Bild 2** für den hier untersuchten Zerstäuber bei einem Vorlaufdruck p_{VL} von 26 bar bei geschlossenem Rücklauf dargestellt.

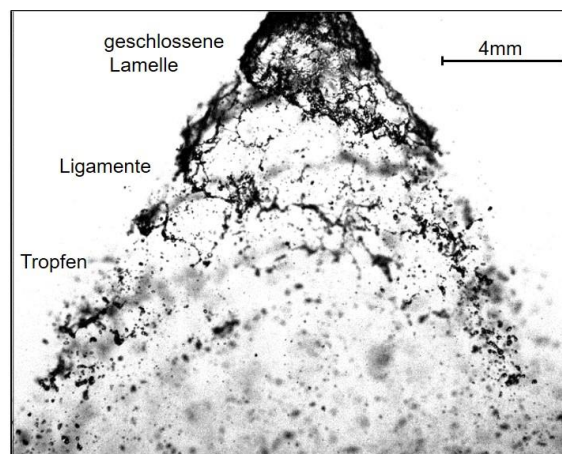


Bild 2: Austretende Hohlkegellamelle und deren Zerfall in Ligamente und Tropfen bei einem Vorlaufdruck $p_{VL}=26$ bar und geschlossenem Rücklauf

Im Vergleich zu einfachen Lochdüsen erzeugen Dralldruckzerstäuber schon bei kleinen Düsenvordrücken relativ kleine Tropfendurchmesser. Kleine Tropfen sind in Verbindung mit der Oberflächenvergrößerung, die beispielsweise eine schnelle Verdampfung und Gemischbildung begünstigt, bei vielen Produktionsprozessen vorteilhaft, bei denen die Zerstäubung einen wichtigen Prozessschritt darstellt. Zudem können bei dem vergleichsweise niedrigen und somit wirtschaftlich günstigen Drücken große Durchsätze erzielt werden [9]. In vielen Anwendungsfällen ist eine prozessabhängige Regelung der zerstäubten Flüssigkeitsmenge notwendig. Dies kann in bestimmten Grenzen über die Variation des Düsenvordruckes vorgenommen werden. Allerdings geht mit der Absenkung des Druckes auch eine Verringerung der Zerstäubungsqualität einher. Etabliert hat sich deshalb die rücklaufgeführte Regelung der Zerstäubungsleistung, bei der ein Teil des Gesamtvolumenstroms aus der Wirbelkammer über ein Lanzensystem rückgeführt wird. Damit können große Regelbereiche bis zu Modulationsverhältnissen von 1:4 bei gleichbleibender Zerstäubungsqualität erzielt werden. Allerdings erhöhen sich dabei der geförderte Gesamtvolumenstrom und somit auch die Kosten der Zerstäubung, womit vor allem bei großen Durchsätzen ein weiteres Optimierungspotential für die Systemauslegung gegeben ist. Für die Prozessauslegung und -optimierung ist neben dem hydraulischen Verhalten die Kenntnis wesentlicher Sprayparameter, wie Spraykegelwinkel, lokale Flüssigkeitsbeaufschlagungsdichte, mittlere Tropfendurchmesser und -geschwindigkeiten, erforderlich. In der Literatur finden sich hierzu für Dralldruckzerstäuber, im Unterschied zu Lochdüsen, relativ wenige Veröffentlichungen. Dies gilt insbesondere für rücklaufgeregelte Systeme, bei denen der Rücklaufdruck als zusätzlicher Betriebsparameter auftritt. Zu beachten ist bei Dralldruckdüsen auch das Phänomen, dass bei gleichem Düsenvordruck höhere Viskositäten, in Verbindung mit Änderungen der Temperatur oder des Arbeitsmediums, zu einem höheren Durchsatz führen [7], [10]. Übersichtsmäßige Darstellungen zum Durchflussverhalten und zu den Sprayparametern finden sich in [6, 7, 4], wobei [4] die umfangreichste tabellarische Zusammenstellung von Korrelationen für die Bestimmung von mittleren Durchmessern für Dralldruckdüsen enthält. Vergleicht man unterschiedliche Korrelationen, so ergeben sich in Bezug auf den Einfluss des Betriebsdruckes relativ einheitliche Tendenzen. Dagegen liefern die Korrelationen für den Vergleich von Wasser (W) und Heizöl als Brennstoff (B) bei gleichen Betriebsparametern widersprüchliche Ergebnisse. Unter Verwendung der Stoffwerte aus **Tabelle 1** zeigt **Bild 3** berechnete Durchmessererhältnisse für Wasser und Heizöl für einige ausgewählte Korrelationen aus der Literatur. So ergeben z.B. die Gleichung von Jasuja oder von Radcliffe [4] kleinere Tropfendurchmesser bei der Verwendung von Heizöl, wohingegen die Gleichung von Orzechowski oder Lefebvre die kleineren Tropfengrößen bei der Verwendung von Wasser ergeben. Dieses Beispiel zeigt deutlich, dass zuverlässige Vorhersagen zur Spraycharakteristik in Abhängigkeit der Betriebsparameter und für unterschiedliche Arbeitsmedien nur über eigene Messungen möglich sind. Diese können als Eingangsdaten für die Prozesssimulation und für die Parametrierung von Teilmodellen genutzt werden, wobei die Anwendung leistungsfähiger CFD-Programme zunehmen an Bedeutung gewinnt [1, 10, 11].

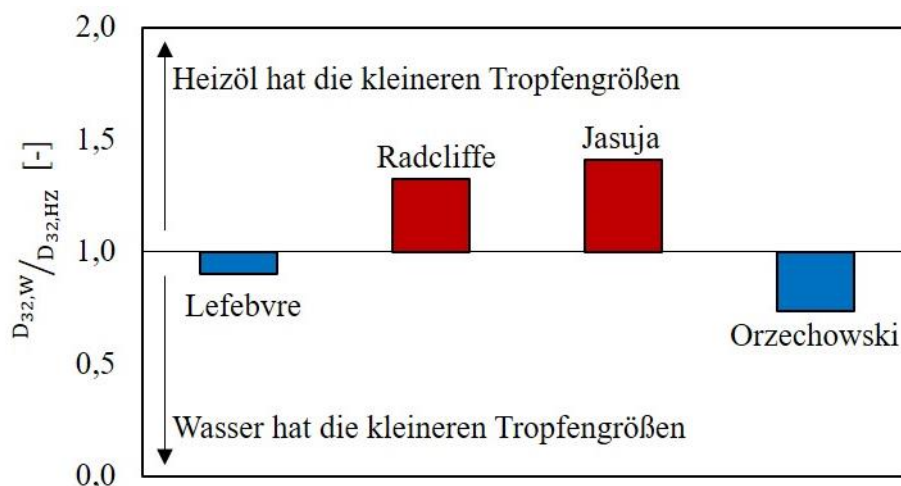


Bild 3: Verschiedene Korrelationen des D32 bei Verwendung von Wasser und Heizöl im Vergleich

3. Untersuchungsobjekt, Versuchsanlage und Versuchsdurchführung

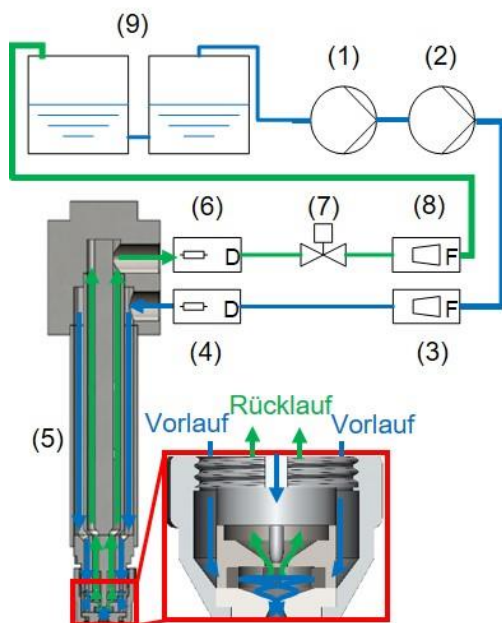
Als Untersuchungsobjekt dient ein rücklaufgeregelter Dralldruckzerstäuber der Firma Fluidics Instruments vom Typ 12 W2 50 60°, der typischerweise 4 Einlaufkanäle in die Wirbelkammer als Vorlauf und eine Bohrung an der hinteren Wand der Wirbelkammer für den Rücklauf besitzt. Bei 25 bar Vordruck ist ein maximaler zerstäubter Referenzmassenstrom von 50 kg/h erreichbar. Im **Bild 1** ist eine Schnittdarstellung mit den Strömungswegen des Arbeitsfluides zu sehen.

Neben der Düsengeometrie und den Vor- und Rücklaufdrücken haben insbesondere die Stoffeigenschaften der zu zerstäubenden Flüssigkeit einen wesentlichen Einfluss auf den Zerfall und die Spraycharakteristik, weshalb im Rahmen dieser Untersuchung Wasser, Heizöl EL und Prüfol vergleichend untersucht wurden. Die unterschiedlichen Werte der Dichte ρ , der kinematischen Viskosität ν und der Oberflächenspannung σ können der **Tabelle 1** entnommen werden [12-14].

Tabelle 1: Stoffeigenschaften von Wasser und verschiedenen Brennstoffen bei RT/20°C

	Heizöl (30 °C)	Referenzöl DIN EN 293	Diesel DIN EN 590	Prüfol DIN ISO 4113	Raps- methylester (RME)	Silikonöl B5 (25 °C)	Wasser
Dichte ρ [kg/m ³]	860	840	830	830	883	920	999
Kin. Visk. ν [mm ² /s]	4,7	3,4	4,2	2,6	4,5	5	1,0
Oberflächen- spannung σ [Nm/m ²]	0,027	0,0295	0,028	0,0275	0,0286	0,0192	0,072

Für die Untersuchung der Zerstäuber kam eine neu aufgebaute Versuchsanlage, Bild 4, zum Einsatz. In der Anlage sorgen zwei hintereinander geschaltete Pumpen (1) und (2) für den notwendigen Druck und den Massenstrom im Vorlauf des Zerstäubers. Die Menge an Rücklaufmassenstrom kann mit Hilfe des Rücklaufreglers (7) variiert werden. Die Messungen des Massenstroms in Vor- (3) und Rücklauf (8) erfolgt jeweils durch einen MASS 2100 Corioliskraftsensor. Der Druck im Vorlauf wird mit Hilfe eines WIKA Drucksensor Typ S20 (4) und im Rücklauf mit einem Kistler Drucksensor Typ 4073A50 (6) direkt an der Lanze (5) vermessen. Weiterhin verfügt die Anlage noch über eine Temperaturmessstelle im Vorlauf. Die Anlage wird über zwei Vorratsbehälter (9) versorgt, wobei der erste Behälter zum Ausgasen der im Rücklauf befindlichen Luft dient. Die gesamte Anlage verfügt über eine rechnergestützte Prozesssteuerung sowie Messwerterfassung und -verarbeitung.



- | Nr. | Bezeichnung |
|-----|--|
| (1) | Grundfos JP 6 Ansaugpumpe |
| (2) | Grundfos CRNE 1 vertikale Kreiselpumpe |
| (3) | MASS 2100 Corioliskraftsensor |
| (4) | WIKA Drucksensor Typ S20 |
| (5) | Düsenlanze |
| (6) | Kistler Drucksensor Typ 4073A50 |
| (7) | Rücklaufregelventil |
| (8) | MASS 2100 Corioliskraftsensor |
| (9) | 2 mal Vorratsbehälter |

Bild 4: Aufbau der Versuchsanlage, schematische Darstellung

Mit den Messaufnehmern für Druck, Temperatur und Massenstrom können das hydraulische Verhalten und die Abhängigkeiten des Spray- und Gesamtmassenstromes, \dot{M}_{Spray} und \dot{M}_{ges} , von den Vorlauf- und Rücklaufdrücken p_{VL} und p_{RL} bestimmt werden. Die Untersuchungen der Spraydynamik, der Hohlkegellamelle und des Spraywinkels, Bild 5, erfolgen mit der Kamera High-Speed-Star X und dem SprayMaster-System der Firma LaVision.

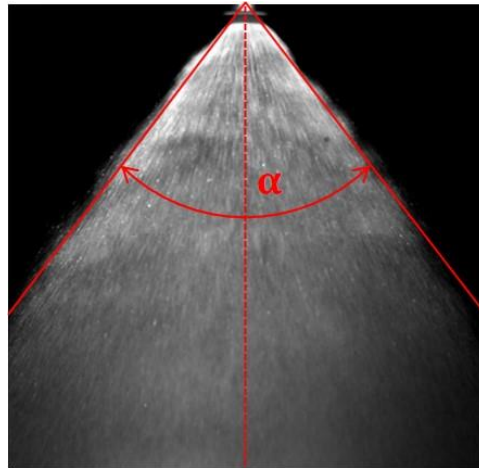


Bild 5: Bestimmung des Spraywinkels α

Die Analyse der Verteilungen der Tropfendurchmesser und –geschwindigkeiten, die im Mittelpunkt dieses Beitrages stehen, wird mittels Phasendoppler-Anemometer (PDA) unter Verwendung des 2D-HiDense-Systems der DANTEC Dynamics GmbH vorgenommen. Das System nutzt einen leistungsfähigen 4Watt-Argon-Ionen-Laser. Die Dynamik des PDA-Systems wurde für einen Durchmesserbereich zwischen 8 bis 400 μm Tropfendurchmesser konfiguriert. Zur statistischen Absicherung der Messergebnisse und zur Festlegung der Messorte im Spray wurden entsprechende Voruntersuchungen durchgeführt. Das Ergebnis dieser Untersuchungen zeigte, dass als Messebene ein Abstand von 50 mm vom Düsenaustritt gewählt werden konnte, wobei an 5 radialen Positionen 4 mm, 12 mm, 20 mm, 24 mm und 28 mm die Tropfeneigenschaften erfasst werden. Die größere Spraydichte bei diesem kurzen Abstand von der Düse erwies sich als unproblematisch für die PDA-Messungen. In allen Positionen wurden 20.000 Tropfen (Counts) in Hardware-Koinzidenz, d.h. gleichzeitige Erfassung von Geschwindigkeit und Durchmesser pro Tropfen, erfasst und der lokale Sauter-Mean-Durchmesser $D_{32}(r)$ sowie die lokale mittlere Tropfengeschwindigkeit für jede radiale Position berechnet. Für den Vergleich der Tropfeneigenschaften aller drei untersuchten Arbeitsmedien ist eine gewichtete Mittelung über die axiale Ebene von Vorteil. Hierfür werden für jeden Betriebspunkt aus den radialen Verläufen der lokalen charakteristischen Durchmesser $D_{30}(r)$ und $D_{32}(r)$ repräsentative mittlere Durchmesser \bar{D}_{30} und \bar{D}_{32} für die vermessene axiale Ebene gebildet. Dabei wurde für die Gewichtung der lokalen Daten die radiale Position im Spray und die näherungsweise berechnete lokale Massenbeaufschlagungsdichte aus den PDA-Daten berücksichtigt. Insbesondere letztere erlaubt allerdings für dichte Sprays nur qualitative Aussagen.

4. Messergebnisse und Diskussion

Das typische hydraulische Verhalten von rücklaufgeregelten Düsen zeigt **Bild 5** für Vorlaufdrücke von 18, 22 und 26 bar am Beispiel von Wasser. Der zerstäubte Massenstrom erreicht bei allen drei Vorlaufdrücken jeweils bei geschlossenem Rücklaufregler den Maximalwert. Wird der Rücklauf geöffnet, also sinkt der Rücklaufdruck, wird auch der Sprayvolumenstrom kleiner, wobei sich gleichzeitig der gesamte durch die Düse fließende Massenstrom erhöht. Die Ergebnisse für die drei Arbeitsmedien Heizöl, Prüföl und Wasser sind vergleichend im **Bild 6** für den Vorlaufdruck von 26 bar dargestellt.

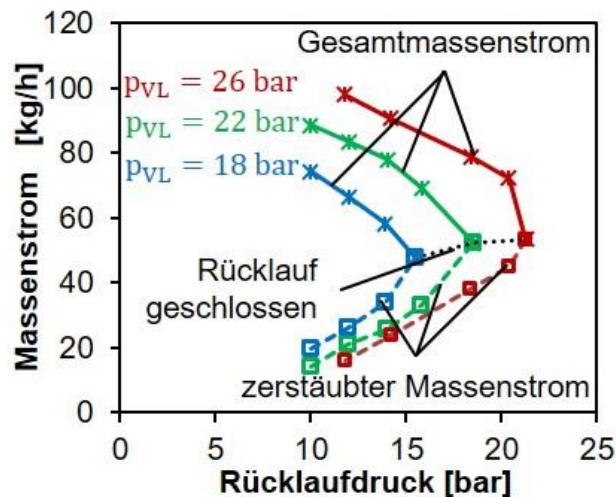


Bild 6: Zerstäubter und Gesamtmassenstrom für Wasser in Abhängigkeit des Rücklaufdruckes für die Vorlaufdrücke 18, 22 und 26 bar

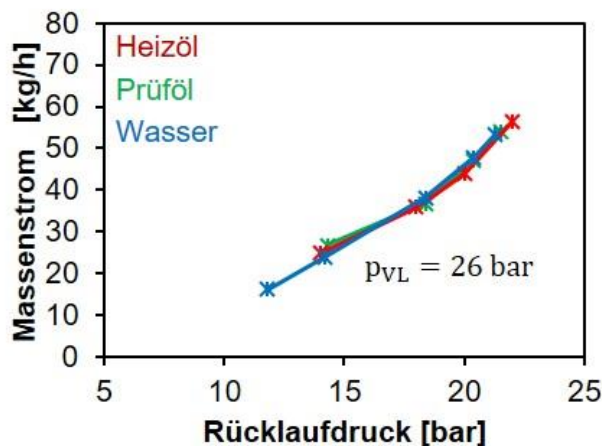


Bild 7: Zerstäubter Massenstrom in Abhängigkeit des Rücklaufdruckes, vergleichend für Wasser, Heiz- und Prüflöl

Für den zerstäubten Massenstrom in Abhängigkeit des Rücklaufdruckes ergibt sich nahezu kein Unterschied zwischen den drei Arbeitsmedien. Ein systematischer Einfluss der geänderten Viskosität des Arbeitsmediums (siehe **Tabelle 1**) ist nicht nachweisbar.

Die gemessenen Sprühkegelwinkel sind für Wasser und Heizöl abhängig vom Vorlaufdruck. Die Werte für Wasser liegen dabei ca. 10° über den Werten von Heizöl. So bildet sich z.B. ein Spray mit einem Winkel von 69° für Wasser bei 22 bar Vorlaufdruck aus, wobei für Heizöl lediglich ein Spraywinkel von 59° bei gleichem Düsenvordruck gemessen werden konnte. Als weiteres Ergebnis der Hochgeschwindigkeitsvisualisierungen konnte die stabilisierende Wirkung des Rücklaufes auf den Spraykegel schon bei kleinen Öffnungsgraden nachgewiesen werden. Dies sollte bei der Festlegung der Betriebsparameter im praktischen Einsatz berücksichtigt werden.

Die typischen radialen Verläufe der mittleren Durchmesser, der mittleren Geschwindigkeiten und der Counts pro Sekunde zeigt **Bild 8** beispielhaft für Wasser bei einem Vorlaufdruck von 22 bar und geschlossenem Rücklauf.

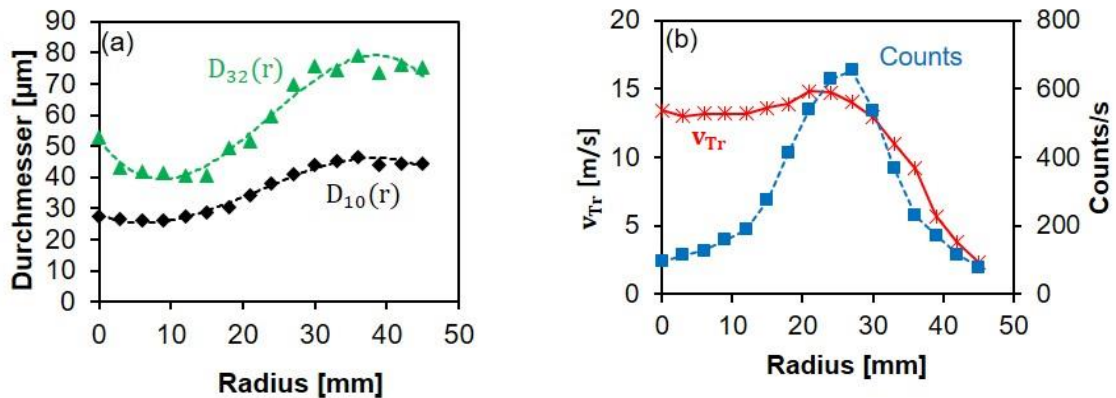


Bild 8: Radiale Verläufe der mittleren Durchmesser $D_{10}(r)$ und $D_{32}(r)$ (a) sowie der mittleren Geschwindigkeit v_{Tr} und der Counts/s für Wasser ($p_{VL} = 22$ bar, $s = 50$ mm, Rücklauf geschlossen)

Die Durchmesserprofile weisen die für Dralldüsen typische Anreicherung der feinen Tropfen im Zentrum des Sprays auf, die bedingt ist durch den Sichtungseffekt in Verbindung mit der angesaugten Umgebungsluft. Die größten Tropfendurchmesser sind im Randbereich des Sprays zu finden. Die Abgrenzung des Spraykegels ist sehr gut in den Verteilungen der mittleren Geschwindigkeit und der Counts/s, **Bild 8b**, erkennbar.

Bei der Datenanalyse und der Darstellung der Abhängigkeiten der mittleren Durchmesser, insbesondere des SAUTER-Durchmessers D_{32} , gab es teilweise stärkere Streuungen der Messwerte, die die Ableitung von einheitlichen Tendenzen in Bezug auf die verschiedenen Arbeitsmedien erschwerten. Dies betraf vor allem die Heizölmessungen, bei denen einzelne sehr große Tropfen in Abhängigkeit ihres Auftretens, wie in **Bild 9** beispielhaft für ein Messpunkt dargestellt, selbst bei einer Mittelung über 20.000 Counts, den SAUTER-Durchmesser D_{32} sensibel beeinflussen.

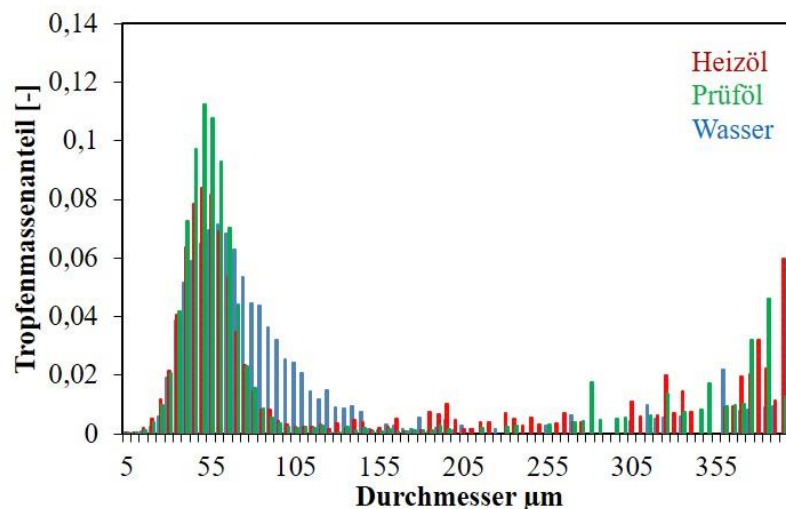


Bild 9: Tropfenmassenverteilung der ungefilterten Daten bei einem Vorlaufdruck $p_{VL} = 22$ bar in der axialen Ebene 50 mm und 24 mm radialer Position für die drei unterschiedlichen Arbeitsmedien

Zweckmäßig erwies sich hier eine Filterung der Messwerte mit einer Trennung der Werte an der oberen Messbereichsgrenze. Gewählt wurde ein Grenzdurchmesser von 200 μm . Im Ergebnis erhält man etwas geringere mittlere Durchmesser, die jetzt jedoch wesentlich weniger streuen und in ihrer Abhängigkeit von den Betriebsparametern einheitliche Tendenzen aufweisen.

Die bei einer Zerstäubung entstehenden Tropfenkollektive können mittels spezifischer Verteilfunktionen beschrieben werden. Für die Durchmesserklassenverteilung bietet sich die Weibull-Funktion und für die Volumen-, bzw. Massenverteilung die Rosin-Rammler-Funktion an [15]. Durch die Filterung können, wie in **Bild 10b** zu sehen ist, die gemessenen Tropfenmassenverteilungen mit Hilfe der Rosin-Rammler-Verteilungsfunktion (RRV) beschrieben werden. Die so erhaltenen Verteilfunktionen dienen als wesentliche Eingangsparameter für numerische Simulationen von Zerstäubungsprozessen.

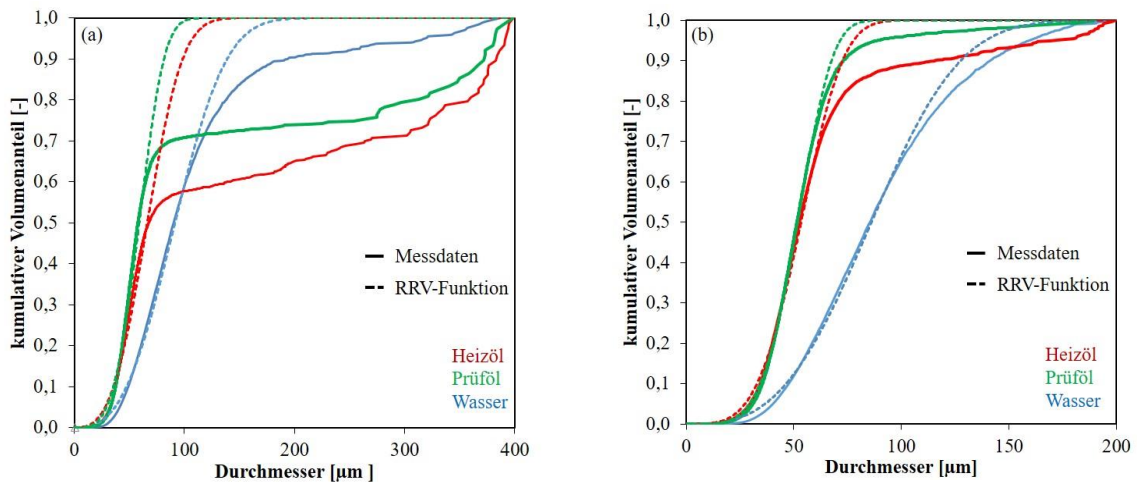


Bild 10: Kumulierte Tropfenmassenverteilung der ungefilterten Daten (a) und gefilterten Daten (b) bei einem Vorlaufdruck $p_{VL} = 22$ bar in der axialen Ebene 50 mm und 24 mm radialer Position für die drei unterschiedlichen Arbeitsmedien

In **Bild 11a** sind exemplarisch für Prüfföl die über der Messebene gemittelten Durchmesser \bar{D}_{30} und \bar{D}_{32} in Abhängigkeit des Rücklaufdruckes p_{RL} für zwei Vorlaufdrücke $p_{VL} = 22$ und 26 bar sowie bei geschlossenem Rücklauf dargestellt. Bei geschlossenem Rücklauf verringern sich die Tropfendurchmesser leicht mit steigendem Vorlaufdruck. Dagegen verringern sich die Durchmesser im Rücklaufbetrieb deutlich mit steigendem Rücklaufdruck bei konstantem Vorlaufdruck.

Im Ergebnis der weiteren Datenanalyse wird eine Korrelation der Durchmesser mit dem Massenstrom vorgeschlagen. Dabei weisen die Messwerte sowohl für den Rücklaufbetrieb als auch bei geschlossenem Rücklauf die gleiche Tendenz auf, wie **Bild 11b** zeigt. Ein weiterer Vorteil ist die Zusammenfassung des Einflusses der beiden Betriebsparameter p_{VL} und p_{RL} in einem einzigen Parameter.

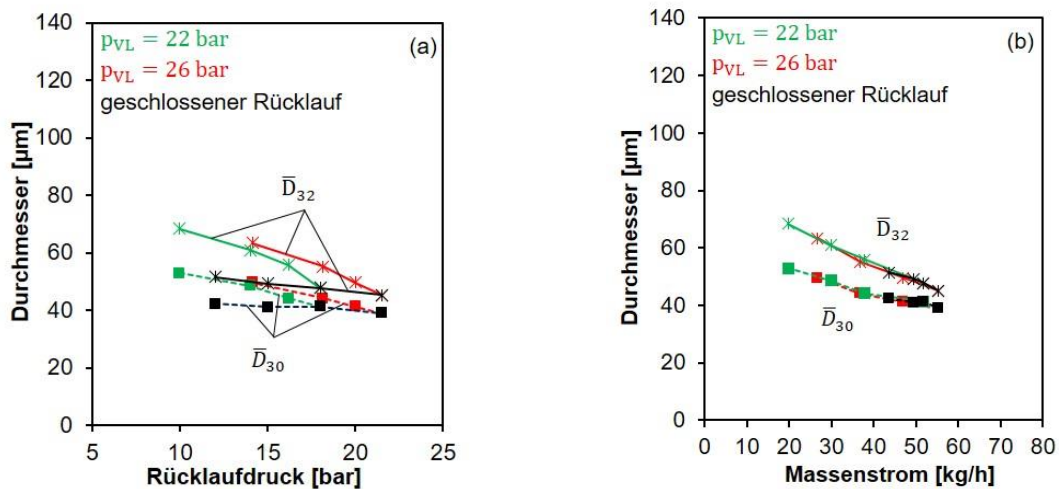


Bild 11: Mittlere Durchmesser \bar{D}_{30} und \bar{D}_{32} als Funktion des Rücklaufdruckes p_{RL} (a) und als Funktion des zerstäubten Massenstroms (b) für zwei Vorlaufdrücke $p_{VL} = 22$ und 26 bar sowie bei geschlossenem Rücklauf (Prüfföl)

Die gute Korrelation der mittleren Durchmesser mit dem zerstäubten Massenstrom für alle drei untersuchten Arbeitsmedien, wie sie im **Bild 10** erkennbar ist, kann als wesentliches Ergebnis der Untersuchung angesehen werden.

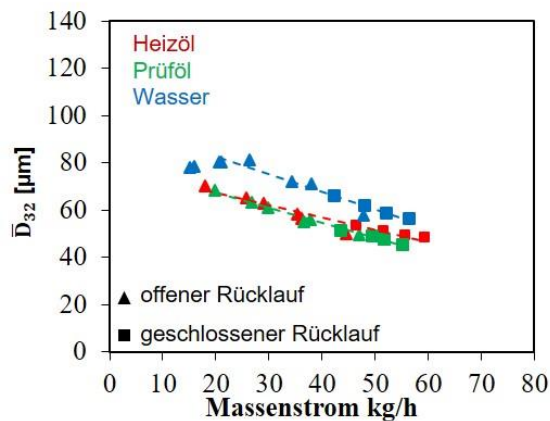


Bild 12: Vergleich der mittleren SAUTER-Durchmesser \bar{D}_{32} für Wasser, Heiz- und Prüföl in Abhängigkeit des zerstäubten Massenstromes

Hervorzuheben ist, dass in dieser Weise auch die für geschlossenen Rücklauf ermittelten Werte (quadratische Symbole im **Bild 12**) mit in die Korrelation einbezogen werden können. Mit den gefilterten Werten liefert Wasser im Schnitt ca. $15 \mu\text{m}$ größere mittlere Durchmesser \bar{D}_{32} im Vergleich zu den beiden Ölen, die sich kaum unterscheiden. Von besonderer Bedeutung ist auch, dass alle drei untersuchten Arbeitsmedien die gleiche qualitative Abhängigkeit vom Massenstrom aufweisen, was die im **Bild 12** eingetragenen Ausgleichsgeraden eindrucksvoll zeigen. Mit sinkendem Massenstrom ergeben sich zunehmende Werte des mittleren Durchmessers.

Die Frage, ob das Wasser oder das Ölspray die größeren mittleren Durchmesser liefert, muss noch etwas komplexer betrachtet werden. Vergleicht man im Unterschied zu **Bild 12** die ungefilterten Messwerte, so dreht sich das Größenverhältnis der Durchmesser für Wasser und Heizöl um und das Heizöl besitzt jetzt die größeren mittleren Durchmesser, **Bild 13**.

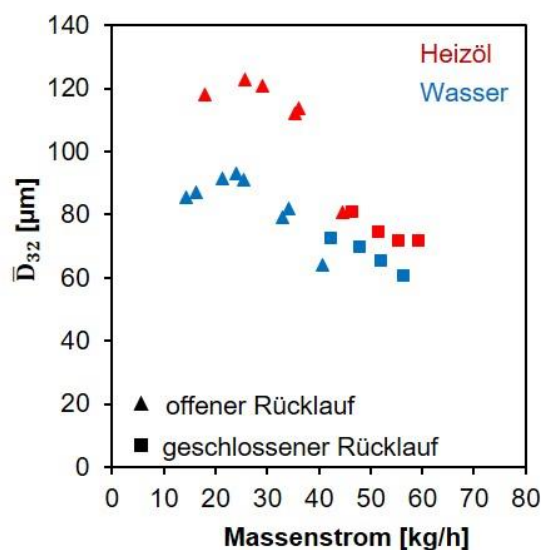


Bild 13: Vergleich der mittleren SAUTER-Durchmesser \bar{D}_{32} für Wasser und Heizöl in Abhängigkeit des zerstäubten Massenstromes auf Basis der ungefilterten Messwerte

Während sich für Wasser die gefilterten und ungefilterten Werte nur relativ wenig unterscheiden, ändern sich die Werte für das Heizöl deutlich. Die Ursache liegt in der höheren Anzahl größerer Tropfen über $200 \mu\text{m}$ beim Heizölspray, insbesondere im Bereich kleiner Massenströme. Für eine definierte Aussage zum Durchmesserverhältnis wären weitere Untersuchungen speziell zu den größeren Tropfen an der oberen Messbereichsgrenze notwendig. In gleicher Weise sind die eingangs diskutierten unterschiedlichen Ergebnisse für die Durchmesserverhältnisse von Wasser und Heizöl auf Basis der in [4] tabellarisch zusammengestellten Korrelationen durch unterschiedliche Mess- und Auswertebedingungen oder auch ein unterschiedliches Düsensdesign zu erklären.

Für die in dieser Studie untersuchte Übertragbarkeit der Ergebnisse kann damit für baugleiche Düsen größerer Leistung geschlossen werden, dass die mit Wasser als Arbeitsmedium ermittelten Ergebnisse der PDA-

Messungen im Rahmen der Mess- und Auswertegenauigkeit auch auf Heizöl und ähnliche Brennstoffe übertragbar sind. Viel wichtiger als das Größenverhältnis ist aber das Ergebnis, dass bei der Korrelation der mittleren Tropfendurchmesser mit dem Massenstrom, der der wichtigste Regelparame-ter in Bezug auf das Teillastverhalten ist, für Wasser und Heizöl näherungsweise von der gleichen linearen Abhängigkeit ausgegangen werden kann. Für Dralldüsen mit abweichendem konstruktivem Aufbau wären allerdings weitere Untersuchungen notwendig.

5. Zusammenfassung

Im Ergebnis der Messungen gelingt eine vollständige Charakterisierung des Sprays für die drei Arbeitsmedien. Im Mittelpunkt der Diskussion stehen die lokalen Verteilungen der Tropfendurchmesser und -geschwindigkeiten, wobei die komplexe Analyse der PDA-Daten, basierend auf Filterungs- und Mittelungsroutinen eine entscheidende Rolle spielt. An Stelle der Abhängigkeiten von den Betriebsparametern Vorlauf- und Rücklaufdruck wird eine Korrelation der Ergebnisse mit dem versprühten Massenstrom vorgeschlagen. Dabei ergeben sich gleiche qualitative Abhängigkeiten für alle drei Arbeitsmedien. Für Düsen mit sehr großen Zerstäubungsleistungen ist damit auch eine gute Übertragbarkeit der für Wasser gewonnenen Ergebnisse auf Heizöle gegeben. Die Ergebnisse sind eine wichtige Grundlage für weiterführende Untersuchungen zur Optimierung der Betriebsparameter in den betrachteten Prozessen und zur Effizienzsteigerung der Zerstäubung rücklaufgeführter Düsen über das Düsendesign.

Literaturverzeichnis

- [1] Archetti, M.: Sprill Return Nozzles, Patent-Nr. US 2010/0038449 A1, USA, 2010
- [2] Baier, H.: Der Einsatz von Ersatzbrennstoffen in modernen Zementwerken, ZKG-Handbuch Zementanlagenbau 2016/2017-Leitfaden für Einsteiger in die Zementindustrie, Gütersloh, Bauverlag BV GmbH, 2016, S. 63-71
- [3] Scharf, F.: Strömungsmechanische Modellierung eines Brenngaserzeugungssystems, Schriften des Forschungszentrums Jülich, Reihe Energie & Umwelt, 2012, Bd. 138
- [4] Ashgriz, N.: Handbook of Atomization and Sprays, Theory and Applications, Springer-Verlag, New York, 2011
- [5] Khavkin, Y. I.: Swirl Atomizers, New York. London, Taylor & Francis, 2004
- [6] Lefebvre, A. H.: Atomization and Sprays, New York, Hemisphere Publishing Corporation, 1989
- [7] Wozniak, G.: Zerstäubungstechnik: Prinzipien, Verfahren, Geräte, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg New York, 2003.
- [8] Löffler-Mang, M.: Düseninnenströmung, Tropfenentstehung und Tropfenausbreitung bei rücklaufgeregelten Drall-Druckzerstäubern, Karlsruhe, 1992, Dissertation
- [9] Musemic, E.: Experimentelle Untersuchungen zum Tropfenbildungsprozess an Hohlkegeldüsen, Schriftenreihe mechanische Verfahrenstechnik, Verlag Dr. Hut, 2013, Bd. 21
- [10] Wimmer, E.; Brenn, G.: Viskose Durchströmung von Drall-Druck-Zerstäuber, ProcessNet Meeting of Experts "Multiphase Flow", Baden-Baden, 2013
- [11] Wimmer, E.: Entwicklung einer Technik zur Auswahl und Auslegung von Düsen zur Zerstäubung nicht Newtonscher Flüssigkeiten, TU Graz, 2012, Dissertation
- [12] Wagner, W.; Kruse, A.: Zustandsgrößen von Wasser und Wasserdampf, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 1998
- [13] VDI e.V.: VDI-Wärmeatlas, 9. Auflage, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, 2002
- [14] Krome, D.: Charakterisierung der Tropfenkollektive von Hochdruckeinspritzsystemen für direkteinspritzende Dieselmotoren, Universität Hannover, 2004, Dissertation
- [15] Rosin, P.; Rammler, E.: The Laws Governing the Fineness of Powdered Coal, Journal of the Institute of Fuel 7, 1933, S. 29-36

Symbolverzeichnis

$D_{10}(r)$	lokaler arithmetischer Durchmesser	\dot{M}_{ges}	gesamter Massenstrom
$D_{30}(r)$	lokaler auf das Tropfenvolumen bezogener mittlerer Durchmesser	\dot{M}_{spray}	zerstäubter Massenstrom
\bar{D}_{30}	gewichteter $D_{30}(r)$ für die gesamte axiale Ebene	p_{RL}	Rücklaufdruck
$D_{32}(r)$	lokaler Sauter-Durchmesser	p_{VL}	Vorlaufdruck
\bar{D}_{32}	gewichteter $D_{32}(r)$ für die gesamte axiale Ebene	$v_{TR}(r)$	lokale mittlere Tropfengeschwindigkeit
$\bar{D}_{32,HZ}$	Sauter-Durchmesser für Heizöl	α	Spraywinkel
$\bar{D}_{32,W}$	Sauter-Durchmesser für Wasser		

Teilintegrierte und direktgekoppelte Generator-Wasserradkombination

Dr.-Ing. Thomas Schallschmidt ¹⁾, Dipl.-Ing. Mario Stamann ²⁾, B.Sc. Hannes Kühn ³⁾

¹⁾ Institut für Elektrische Energiesysteme, Otto-von-Guericke Universität Magdeburg, Deutschland, t.schallschmidt@ovgu.de

²⁾ Institut für Elektrische Energiesysteme, Otto-von-Guericke Universität Magdeburg, Deutschland, mario.stamann@ovgu.de

³⁾ Institut für Elektrische Energiesysteme, Otto-von-Guericke Universität Magdeburg, Deutschland, hannes.kuehn@st.ovgu.de

Zusammenfassung

Im Rahmen des durch das BMBF geförderten Forschungsverbundes - Wachstumskern Fluss-Strom Plus - werden verschiedene langsam laufende Generatoren zur direkten Kopplung mit hydrokinetischen Energiewandlern entwickelt. Am Beispiel einer Wasserrad-Generatorkombination, wird das Konzept für die Teilintegration einer zweiphasigen Transversalflussmaschine vorgestellt. Unter Berücksichtigung der strukturmechanischen Verhältnisse und unter dem Aspekt einer optimalen Lastverteilung wird der Generator mechanisch geteilt und an den Lagerungspunkten des Wasserrades in das System integriert. Steuerungs- und regelungstechnisch wird der Generator als zweiphasige elektrische Maschine betrieben.

Neben der konzeptionellen Beschreibung des Gesamtsystems werden ergänzend regelungstechnische Ansätze zur Kompensation der bauartbedingten Drehmomentenwelligkeit erläutert.

Schlüsselwörter: Direktantrieb, Wasserkraft, Drehmomentkompensation, Wasserrad, Transversalfflussmaschine

1 Einleitung

Das energetische Potential des Wassers wird schon seit Jahrhunderten in verschiedensten Anwendungen genutzt. Im Zusammenhang mit der Generierung von elektrischem Strom handelt es sich oft um Anlagen in Verbindung mit Querbauwerken und Staustufen. Im Bezug auf die fortschreitende Energiewende wird aber auch die Nutzung des freifließenden Wassers in Flüssen untersucht und Lösungen zur Nutzung dieser stetig verfügbaren Energie geforscht. Im Gegensatz zu den regenerativen Energieträgern Sonne und Wind, ist die Wasserkraft hinsichtlich Fließgeschwindigkeit und Pegelhöhe an den Flußläufen und damit die Verfügbarkeit des Energieertrages besser prognostizierbar. Kurzeitige und große Schwankungen sind bei der Nutzung der Wasserkraft nicht zu erwarten. Aus diesem Zusammenhang leitet sich die Idee von Kleinwasserkraftanlagen ab, die die kinetische Energie des Wassers grundlastfähig und ökologisch verträglich nutzbar machen. Das bedeutet, daß die Wirkung der Anlagen auf Flora und Fauna des Flusssystem bei der Konstruktion berücksichtigt wird. Im Rahmen des Wachstumskerns Fluss-Strom Plus arbeiten 19 Unternehmen und 7 Forschungseinrichtungen an Lösungen in diesem Bereich.

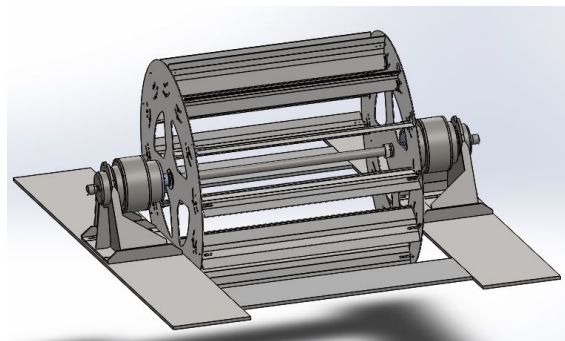


Bild 1: Wasserrad mit mechanisch geteiltem Generator

Hydraulischen Energiewandlungssysteme sind weitgehend durch eine geringe Drehzahl bei gleichzeitig hohem Drehmoment gekennzeichnet. Die Kopplung zum elektrischen Teilsystem des Generator erfolgte bisher meist über verlustbehaftete Transmissionen oder mehrstufige Getriebe.

In Hinblick auf eine kompakte, wartungsarme und kostengünstige Konstruktion, wird in der betrachteten Flusswasserkraftanlage eine mechanisch geteilte, permanenterregte Transversalflussmaschine als Direktantrieb eingesetzt. In Bild 1 ist die geplante Gesamtkonstruktion dargestellt.

Entwicklungsziel ist eine kleine schwimmende Wasserkraftanlage, welche mit einem unterschlächtigen Wasserrad und einem direkt gekoppelten Generator ausgestattet ist. In Hinblick auf die Stromgestehungskosten einer solchen Anlage wird eine einfache kostengünstige Bauweise angestrebt. Zur Steigerung des Energieertrages soll die Anlage auch im Verbund als Flotille und elektrisch als autarkes Inselnetz betrieben werden können.

2 Mechanisches Teilsystem - Wasserrad

Die Auslegung und die Konstruktion eines geeigneten tiefschlächtigen Wasserrades wurde durch die SIBAU Genthin GmbH & Co. KG in Zusammenarbeit mit der Hochschule Magdeburg Stendal umgesetzt. [1] Der Schwerpunkt der Auslegung lag bei der Ermittlung der optimalen Anzahl, Anordnung und Ausführung der Wasserradschaufeln im Bezug auf bestmögliche Ein- und Auströmungsverhältnisse des Wassers.

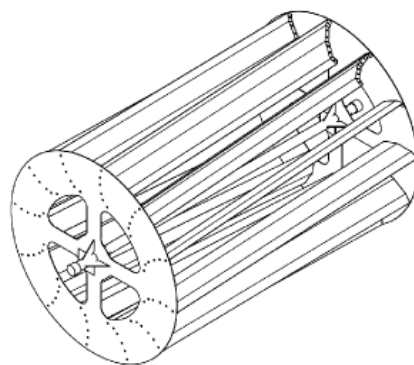


Bild 2: Wasserrad der Sibau Genthin GmbH & Co. KG

Zusätzlich wurde bei der Konstruktion auf einen ökonomischen Materialeinsatz bei gegebenen Fertigungsmöglichkeiten geachtet. Bild 2 zeigt den Entwurf für ein Wasserrad in einfacher und auch variabler Bauweise. Dieses besteht im wesentlichen aus einer Welle, zwei Seitenscheiben und zwölf Schaufeln. Die Schaufeln sind als Evolventenprofil ausgeführt und verfügen bei diesem Prototypen noch über eine Winkelverstellung. Mit dieser kann der Anströmwinkel in einem Bereich von -30° bis 30° im Probetrieb variiert werden.

Die Veränderung des Anströmwinkels hat Einfluss auf die Menge des verdrängten Wassers in der Ein- und Auftauchphase der Schaufeln. Theoretisch ist der Winkel zwischen Schaufelspitze und Wasseroberfläche während der Eintauschphase sehr klein zu halten, so wird die Verdrängung bzw. die Gegenkraft kleiner. In der Auftauchphase ist wiederum ein großer Winkel bzw. ein senkrechter Ausstieg zwischen Schaufelfläche und Wasseroberfläche günstig. Beide Bedingungen werden durch die evolventenförmigen Schaufeln erfüllt.[1]

Mit einem Durchmesser von 1500 mm ist das aktuell gefertigte Wasserrad eine Vorstufe für ein Wasserrad mit 2400 mm Durchmesser. Diese kleinere Baugröße erlaubt eine Evaluierung der Berechnungen auf dem Versuchsträger VECTOR. Diese Tests sind für das 4. Quartal 2017 geplant.

In der nachfolgenden Tabelle 1 sind alle Konstruktionsparameter des kleineren Wasserrades nochmals zusammengefasst.

Tabelle 1: Wasserradparameter

Anlagenparameter	Wert
Eintauchtiefe	0.125 m
Innerradius	0.625 m
Außenradius	0.75 m
Schaufelbreite	1.4 m
Angeströmte Fläche	0.175 m^2
Schaufelanzahl	12

3 Elektrisches Teilsystem - Transversalfussgenerator

Für die Umwandlung der mechanischen Energie des Wasserrades in elektrische Energie ist bei dieser Entwicklung eine permanenterregte Transversalfussmaschine als Direktantrieb vorgesehen. Vorstufe der 2-strängigen Konstruktion ist eine 3-strängige Maschine gleicher Bauart, welche am Lehrstuhl für Elektrische Antriebssysteme als Prototyp zur Verfügung steht. An dieser Maschine konnten z.B. Methoden zur Kompensation der Drehmomentenwelligkeit vorab im Labor schon getestet werden. [2],[3]

Die Transversalfussmaschine stellt eine unkonventionelle Sonderform einer hochpoligen permanenterregten Synchronmaschine dar. Der Unterschied zu Standardmaschinen liegt in der Führung des magnetischen Flusses. Bei der Transversalfussmaschine verläuft dieser quer zur Bewegungsrichtung. In Folge dessen kann die Aufteilung des Eisen - und Kupferquerschnittes flexibler als bei Maschinen mit longitudinaler Flussführung.

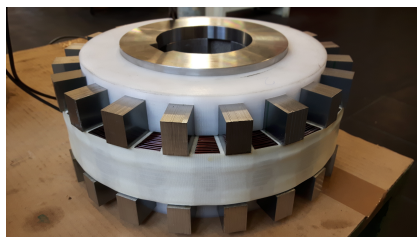


Bild 3: Statorwicklung

Die Statorwicklungen sind als einfache Ringwicklungen ausgeführt auf deren Umfang U-förmige, geblechte Eisenkerne angeordnet sind. Dem gegenüber sind entgegengesetzt polarisierte Permanentmagnete verbaut, so daß der magnetische Fluss sich von Eisen über die Magnete schließen kann. Dieser Konstruktionsaufbau führt dazu, daß der Eisenquerschnitt und der Wicklungsquerschnitt (Wicklungsfenster) voneinander entkoppelt sind und so eine Reduzierung der Polteilung ohne die Verkleinerung der flussführenden Fläche realisiert werden kann.[4] Durch diesen beschriebenen prinzipiellen Aufbau, wird das spezifische Drehmoment bei gleichzeitig geringerer Baugröße und reduziertem Gewicht erhöht. Somit ist eine Transversalfussmaschine durch eine hohe massebezogene und volumenbezogene Drehmomentendichte, sowie einer hohen flächenbezogenen Kraftdichte ausgezeichnet. Nachteilig ist die sich einstellende erhöhte Drehmomentenwelligkeit. [4],[5]

Abbildung 3 zeigt eine Statorwicklung, bestehend aus Ringspule und den Polen aus geblechten Eisen. Vergleicht man konventionelle Asynchron bzw. Synchronmaschinen mit Transversalfussmaschinen, so ergeben sich folgende in Tabelle 2 gegenübergestellte Unterschiede.

Tabelle 2: Vergleich zwischen ASM, SM und TFM

ASM,SM	TFM
Verkettete Drehstromwicklung in axialen Nuten	ringförmige unverkettete Drehstromwicklung
Longitudinale Flussführung	Transversale Flussführung
Polteilung größer	Polteilung kleiner

Die besonderen Eigenschaften der Transversalfussmaschine erlauben neue Möglichkeiten in der Konstruktion. Abbildung 4 zeigt einen dreisträngigen modularen Aufbau. Es wird ersichtlich, daß jede elektrische Phase eine unabhängige Statorwicklung besitzt und von den anderen Strängen/Wicklungen elektrisch und magnetisch vollständig entkoppelt ist.

Aufgrund der modularen Bauweise können nun verschiedenste Maschinen mit unterschiedlichen Strangzahlen realisiert werden. Zur Erzeugung des Drehfeldes ist hierbei nur auf den zeitlichen Versatz der elektrischen Ansteuerung und den mechanischen Versatz der Stränge zu achten. Das bedeutet, daß bei einer dreisträngigen Maschine bezogen auf die Anzahl der Pole p , ein mechanischer Versatz zwischen den einzelnen Ringwicklungen von $\frac{120^\circ}{p}$ und bei einer zweisträngigen Maschine von $\frac{90^\circ}{p}$ gewährleistet sein muss. Dieser mechanische Versatz hat z.B. Auswirkung auf die Phasenlage der elektromotorischen Kraft bzw. der Gegenspannung.

Für einen feldorientierten geregelten Betrieb sind mindestens zwei elektrische Stränge notwendig, da sonst kein kontinuierliches Drehmoment erzeugt werden kann. Mit abnehmender Stanzzahl steigt auch die Drehmomentenwelligkeit an [4],[2], so daß bei einer zweisträngigen Ausführung besondere Maßnahmen zur Kompensation erforderlich werden.

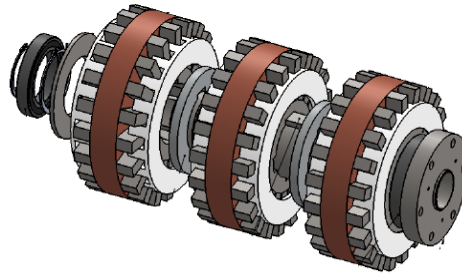


Bild 4: modulare Statorwicklung [6]

Die Drehmomentenwelligkeit teilt man in lastunabhängiges Rastmoment und lastabhängiges Pulsationsmoment. Beide Anteile führen zu unerwünschten Vibrationen, Geräuschen und zu Verschleiß an mechanischen Bauteilen. In Abbildung 5 ist beispielhaft der Verlauf der Rastkraft im Bezug auf die Rotorposition abgetragen.

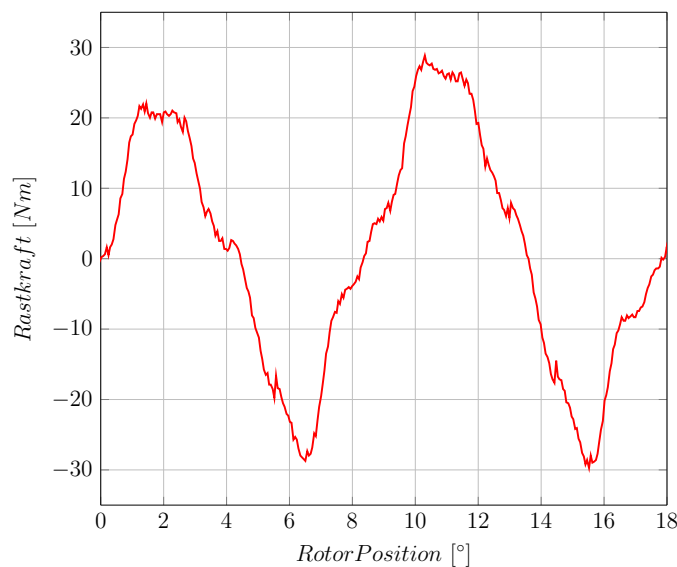


Bild 5: Verlauf der Rastkraft [6]

Die Rastkraft kann als magnetische Störgröße aufgefasst werden, welche zwischen den Permanentmagneten und den Statorblechpaketen wirkt. Sie besitzt einen periodischer Verlauf mit einer Frequenz f_{RK} die von der Drehzahl n und den Polpaaren p der Maschine abhängt.

$$f_{RK} = 2 \cdot p \cdot n \quad (1)$$

Das lastabhängige Pulsationsmoment ist das Resultat einer Ansteuerung mit sinusförmigen Strömen bei nicht-sinusförmigen Verlauf der Gegenspannung (EMK). Beide Störmomente lassen sich zwar auch durch konstruktive Maßnahmen beeinflussen [5], im Sinne einer einfachen Fertigung wird hier aber eine regelungstechnische Lösung favorisiert.

Der geregelte Betrieb ist die Voraussetzung für die Kompensation der bauartbedingten Drehmomentenwelligkeit. Unter Verwendung moderner Umrichtertechnik und unter Anwendung der feldorientierten Regelung lässt sich ein effizienter Betrieb und auch die Reduzierung der Drehmomentschwankungen realisieren. [7]

Die bekannte Clark-Transformation in das statorfeste Koordinatensystem reduziert sich bei der hier zugrunde liegenden zweisträngigen Ausführung auf die direkte Ansteuerung der Ströme i_α und i_β , da die beiden Stränge bereits räumlich 90° zueinander angeordnet sind. Die notwendige Transformation in das rotorfeste Koordinatensystem erfolgt analog zu den bekannten Beziehungen bei klassischen permanenterrregten Synchronmaschinen.

Durch diese Maßnahme kann die Maschine stromgeregelt betrieben und somit das Motormoment direkt über den drehmomentbildenden Strom i_q beeinflusst werden. Es gilt der Zusammenhang, daß das Motormoment M_M das

Produkt aus Polpaarzahl z_p q-Strom i_q und Flussverkettung Ψ_{PM} ist:

$$M_M = \frac{3}{2} \cdot z_p \cdot i_q \cdot \Psi_{PM} \quad (2)$$

Das resultierende Gesamtmoment der Maschine M_{sum} wird noch durch den Anteil eines durch die Drehmomentwelligkeit hervorgerufenen Oberwellenmoment $M_{OW}(n, z_p)$ ergänzt. Schaltet man nun ein in Frequenz und Amplitude identisches und um 180° verschobenes Kompensationsmoment M_k auf, so kann eine Reduzierung der Drehmomentwelligkeit erzielt werden.[8],[7],[6]

$$M_{sum} = M_M + M_{OW}(n, z_p) + M_k \quad (3)$$

Der benötigte q-Strom alterniert synchron zur Rotorlage ϵ und wird mittels Fouriertransformation in einzelne Sinusfunktionen zerlegt. Im Anschluss daran können gezielt Stromharmonische aufgeschaltet werden.[6]

$$M_k = \frac{3}{2} \cdot z_p \cdot \Psi_{PM} \cdot i_{qk} \quad (4)$$

$$i_{qk} = \sum_{\nu=1}^{\infty} \hat{i}_{qk,\nu} \cdot \sin(\nu \cdot \epsilon + \varphi_\nu) \quad (5)$$

In Abbildung 6 ist das Blockschaftbild des Funktionsprinzips der Stromaufschaltung gezeichnet. Im Rahmen von Versuchen an der dreisträngigen Versuchsmaschine konnte im Labor die Kompensation erfolgreich getestet werden.

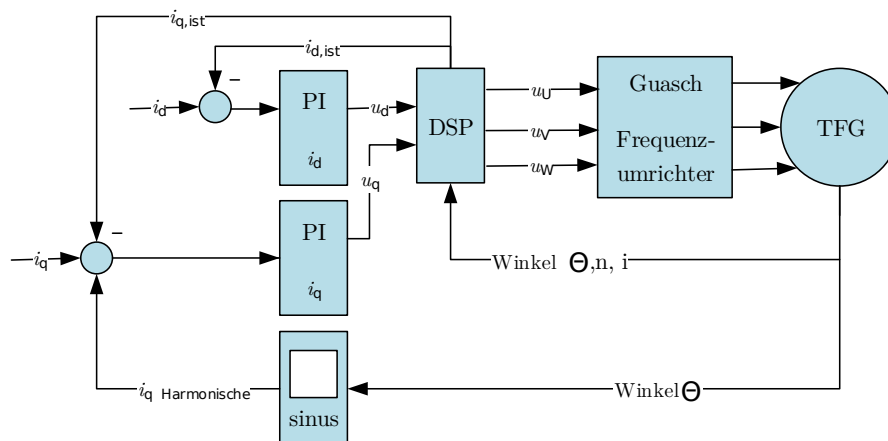


Bild 6: Blockschaftbild zur Aufprägung von Stromharmonischen[6]

Bei einer Leerlaufdrehzahl von 10 min^{-1} konnte so der durch das Rastmoment erzeugte Anteil kompensiert werden. Ein Vergleich zwischen kompensierten und unkompensierten Drehmomentverlauf ist in Bild 7 abgebildet. Das lastabhängige Stördrehmoment kann ebenfalls nach dem Prinzip einer Stromaufschaltung umgesetzt werden. Im Gegensatz zum ersten Funktionsprinzip erfolgt hier eine Berechnung eines optimierten und an die nicht-sinusförmige Gegen-EMK angepassten Stromverlaufes. Der berechnete Strom ist ebenfalls nicht mehr sinusförmig und gleicht das stromabhängigen Pulsationsmoment aus. Dieses Prinzip wird als Blindleistungstheorie bzw. p-q Theorie bezeichnet.[6],[2] Die momentane Wirk- und Blindleistung bestimmt sich über:

$$p = u_{i\alpha} \cdot i_\alpha + u_{i\beta} \cdot i_\beta \quad (6)$$

$$q = u_{i\alpha} \cdot i_\beta - u_{i\beta} \cdot i_\alpha \quad (7)$$

Durch Umformen der Gleichung erhält man die Ströme im α - β Koordinatensystem.

$$i_{\alpha} = \frac{p \cdot u_{i\alpha} - q \cdot u_{i\beta}}{u_{i\alpha}^2 + u_{i\beta}^2} \quad (8)$$

$$i_{\beta} = \frac{p \cdot u_{i\beta} + q \cdot u_{i\alpha}}{u_{i\alpha}^2 + u_{i\beta}^2} \quad (9)$$

Zur Minimierung der Verluste wird der Blindleistungsanteil zu Null geregelt und nach Anwendung der d/q- Transformation kann der sich ergebene q-Strom zur Kompensation der Welligkeit dem Stromsollwert ausgeschaltet werden. Diese Art der Kompensation wurde ebenfalls bei einer Drehzahl von 10 min^{-1} erfolgreich im Laboraufbau getestet. Das Ergebnis ist in Abbildung 8 dargestellt.

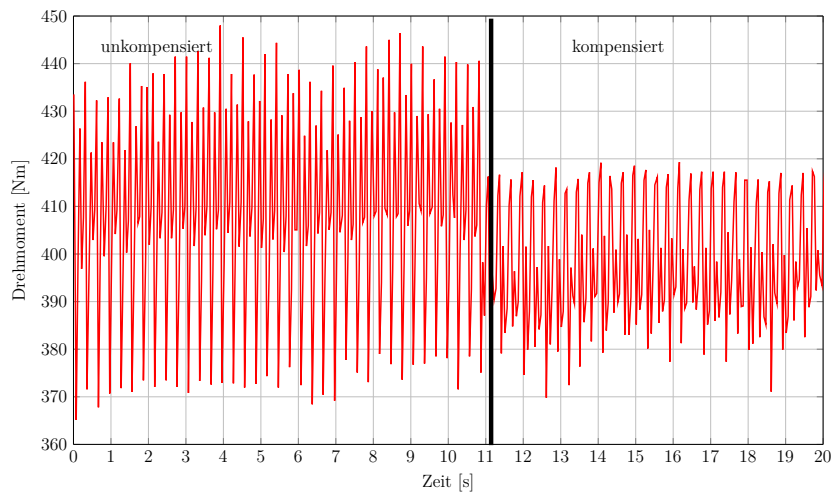


Bild 7: Vergleich des Drehmomentenwelligkeitsverlauf bei 10 min^{-1} und Aufschaltung der Stromharmonischen [6]

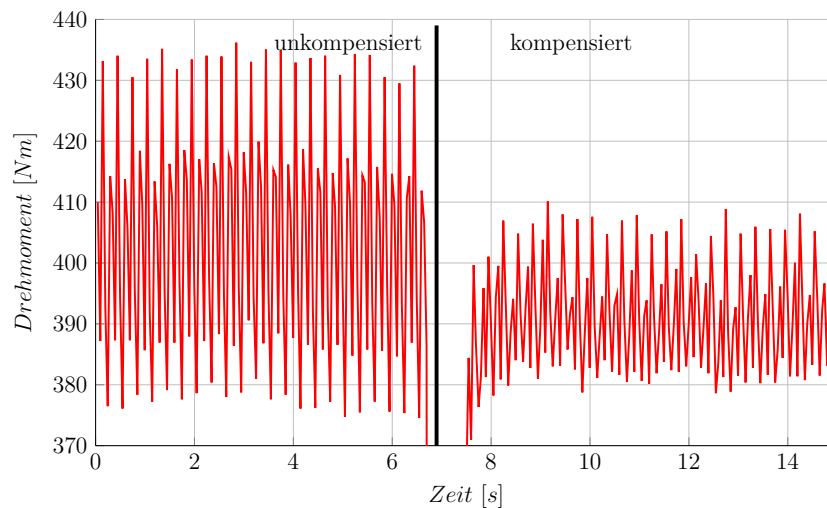


Bild 8: Vergleich des Drehmomentenwelligkeitsverlauf bei 10 min^{-1} und Anwendung der p-q Theorie [6]

Beide Verfahren führen zu einer merklichen Reduktion der bauartbedingten Drehmomentwelligkeit und sind maßgeblich für den störungsfreien Betrieb der Kleinwasserkraftanlage zu empfehlen.

4 Gesamtanlage

Für die Integration in die Gesamtkonstruktion wurde der Generator mechanisch geteilt aufgebaut. Das bedeutet es sind zwei einsträngige Maschinen entstanden, die über die Welle des Wasserrades miteinander verbunden sind. Die Welle ist torsionssteif ausgeführt, so daß der notwendige mechanische Versatz gewährleistet wird. Zur Ermittlung der aktuellen Rotorlage im Bezug auf die Statoren werden beide Teilgeneratoren mit einem Encoder zur Positionsbestimmung ausgestattet. In Abbildung 9 ist ein Teilgenerator dargestellt. Die mittig liegende Ringwicklung ist deutlich zu erkennen.

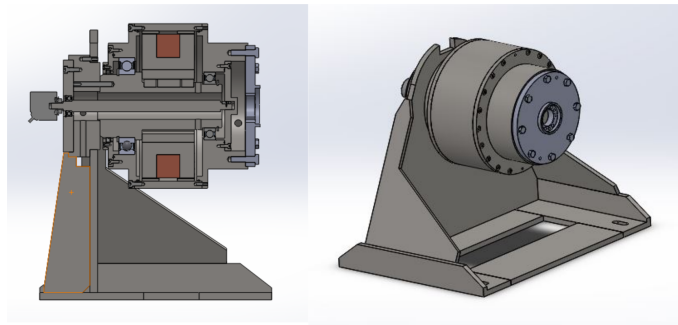


Bild 9: Teilgenerator

Anhand einer FEM-Analyse wurden die mechanischen Bauteile und Bauteilgruppen auf ihre mechanische Festigkeit untersucht. Bild 10 zeigt die Simulationsergebnisse mit und ohne Versteifungen.

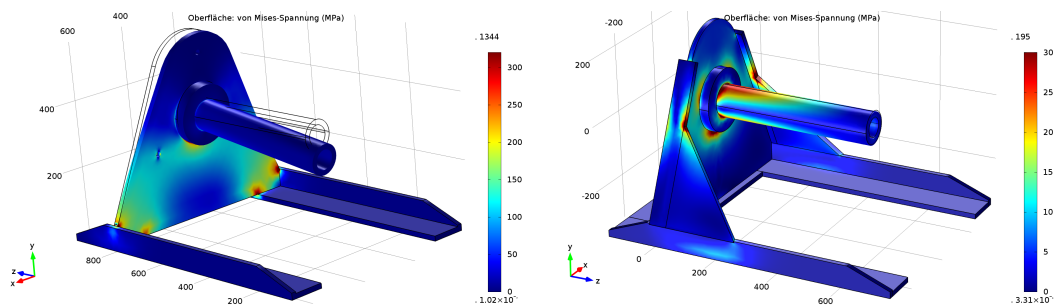


Bild 10: Belastungsanalyse bei 500 kg mit und ohne Versteifungen

5 Ausblick

Nach Fertigstellung der Wasserrad-Generatorkombination erfolgt die Evaluierung der mechanischen Konstruktion des Wasserrades und der Verbindungen zu den Teilgeneratoren auf dem Forschungsversuchsträger VECTOR und zusätzlich an einem stationären Standort. Hinsichtlich der Regelung und Steuerung des geteilten Generators ist neben der Funktion einer solchen Anordnung, die Wirksamkeit der gezeigten Kompensationsmethoden im Feldversuch nachzuweisen. Im Anschluss daran soll auf Basis der erreichten Ergebnisse die Anlage auf einen Durchmesser von 2500 mm hoch skaliert werden.

Literaturverzeichnis

- [1] GRUNERT, S.: *Auslegung und Konstruktion eines Wasserrades für eine Schiffsmühle*. 2017
- [2] HIEKE, S. ; STAMANN, M. ; LEIDHOLD, R.: Compensation of Production ans Principle Related Torque Fluctuations of Transverse Flux Machines, VDE Verlag. – ISBN 978–3–8007–4072–7
- [3] KLÖCK, J. ; ORLIK, T. ; SCHUHMACHER, W.: *Modeling and Torque Ripple Minimization of Transverse Flux Machines*. 2012
- [4] WEH, Herbert: Transversalflußmaschine. In: SCHRÖDER, Dierk (Hrsg.): *Elektrische Antriebe - Grundlagen* Bd. / Dierk Schröder ; 1. Berlin : Springer Vieweg, 2013, S. 406–424
- [5] POMPERMAIER, C. ; SJÖBERG, L. ; G. NORD: Design and optimization of a Permanent Magnet Transverse Flux Machine. In: *2012 XXth International Conference on Electrical Machines (ICEM)*, S. 606–611

- [6] PLICH, M.: *Regelungstechnische Optimierung eines Transversalflussgenerators mit zweidimensionaler Flussführung*. Magdeburg, 2017
- [7] KIRCHNER, J.: *Parameteranalyse einer Transversalflussmaschine*. 2013
- [8] SEBASTIAN HIEKE: *Aktive Dämpfung von Drehmomentschwingungen einer dreisträngigen Transversalflussmaschine*. Magdeburg, 2015
- [9] WASHINGTON, J. G. ; ATKINSON, G. J. ; BAKER, N. J. ; JACK, A. G. ; MECROW, B. C. ; JENSEN, B. B. ; PENNANDER, L. ; NORD, G. ; SJOBERG, L.: An Improved Torque Density Modulated Pole Machine for Low Speed High Torque Applications. In: *6th IET International Conference on Power Electronics, Machines and Drives (PEMD 2012)*, S. 1–6

Generator mit Kombinationswicklung

zur regenerativen Energiegewinnung aus Wasserkraft

Dipl.-Ing. Ralf Hinzelmann, M.Sc. Nobert Kovacs, Dr.-Ing. Norman Borchardt, Prof. Dr.-Ing. Roland Kasper

Institut für Mobile Systeme, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg,

Tel.: 0391-67-51712, E- Mail: ralf.hinzelmann@ovgu.de

Zusammenfassung

Am Institut für Mobile Systeme der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg wurde eine neuartige elektrische Maschine mit eisenloser Wicklung und Nutenwicklung (NW) entwickelt und patentiert. Dieses innovative Konzept soll im Rahmen des „Wachstums Kern Fluss-Strom Plus“ zur regenerativen Gewinnung von Strom aus Wasserkraft genutzt werden. In dem Projekt wird ein Staudruck-Wasserkrafttrad mit einem Generator ausgerüstet. Diese Anlage wird von der Firma KRAUSE BAUPLANUNG projektiert. Die Bemessungsleistung des Generators beträgt 5 kW bei einer Drehzahl von 60 min⁻¹. Die Herleitung dieses Nennbetriebspunktes wird im Betrag erläutert. Die elektromagnetische Auslegung wird genauer beschrieben. Das Wissensmanagement im Konstruktionsprozess wird beschrieben. Die Fertigung der mechanischen Teile des Generators wurde von der Firma METALLTECHNIK GROSSENHAIN übernommen. Die Wickeltechnologie wird genauer betrachtet. Eine neue Verschaltungs- und Applikationsart der Wicklungen wird erläutert. Die nötigen Fertigungsvorrichtungen werden erklärt und deren Entwicklung beschrieben. In dem Generator werden eine Nuten- und eine Luftspaltwicklung (LSW) in Kombination verbaut, sodass die Leistung bei gleichen Bauraum deutlich erhöht werden konnte. Besonderes Augenmerk wird auf das Isolationssystem der Nutenwicklung gelegt. Die Fertigung der Wicklung wurde von der Firma EMB Barleben übernommen. Von der Firma EMATIK wurde eine Leistungselektronik entwickelt und in einem passenden Schaltschrank verbaut. In diesem Beitrag wird der komplette Entwicklungsprozess beschrieben.

Schlüsselwörter: Produktentwicklung, elektrische Maschinen, Wasserkraft, Nutenwicklung

Abstract

At the Institute for Mobile Systems of the Otto-von-Guericke-University Magdeburg a new electrical machine with ironless winding and slot winding (NW) was developed and patented. This innovative concept is to be used for the regenerative generation of hydroelectric power within the framework of the "growth core flux-plus". In the project, a dammed-up watercraft is equipped with a generator. This plant is designed by KRAUSE BAUPLANUNG. The rated output of the generator is 5 kW at a speed of 60 min⁻¹. The derivation of this nominal operating point is explained in the amount. The electromagnetic design is described in more detail. The knowledge management in the design process is described. The production of the mechanical parts of the generator was taken over by the company METALLTECHNIK GROSSENHAIN. The winding technology is considered in more detail. A new wiring and application mode of the windings is explained. The necessary production devices are explained and their development described. In the generator, a slot and an air gap winding (LSW) are installed in combination so that the power can be significantly increased with the same installation space. Special attention is paid to the insulation system of the slot winding. The production of the winding was taken over by EMB Barleben. The EMATIK company developed a power electronics system and installed it in a suitable control cabinet. This article describes the complete development process.

Keywords: product design, electrical machines, water power, slot winding

1. Einleitung und Motivation

Im Projekt Fluss-Strom Plus werden verschiedene kleine Wasserkraftanlagen entwickelt und zur Marktreife gebracht. Diese sollen der dezentralen Stromversorgungen dienen. Im Rahmen dieses Projektes hat der Lehrstuhl für Mechatronik die Aufgabe einen Spezialgenerator und dessen Steuerung zu entwickeln, der bei sehr geringen Drehzahlen betrieben werden soll. Dabei soll eine elektrische Leistung von bis zu 10 kW erzeugt werden können. Die Wasserkraftanlagen sollen an Flüssen betrieben werden, deshalb ist die Turbinendrehzahlen durch die geringe Fallhöhe und der geringen Fließgeschwindigkeit des Wassers limitiert [2]. Bei diesem Generator soll das neuen Maschinenprinzip der Luftspaltwicklung [1] in Kombination mit einer klassischen auf den Anwendungsfall angepassten Nutenwicklung [6]. Thema dieses Betrages ist die Auslegung der Maschinen in Wechselwirkung mit den Anforderungen des geplanten Standortes der Maschine, sowie die mechanische Fertigung der Wicklung. Die Fertigung der Generatorbauteile wurde von der Firma METALLTECHNIK GROSSENHAIN übernommen. Diese wird aber nicht genauer beschrieben, da keine besonderen Verfahren zum Einsatz kamen. Die Entwicklung der Steuerung wurde von der Firma EMATIK übernommen. Der Generator ist für die Anwendung im universellen Staudruckwasserrads (uSW) der Firma KRAUSE BAUPLANUNG ausgelegt worden. Die Koordination die einzelnen Projektpartner wurde auch von dem Lehrstuhl für Mechatronik übernommen.

2. Stand der Forschung

Am Lehrstuhl für Mechatronik der Otto-von-Guericke Universität Magdeburg wurde im Jahr 2011 der Grundstein für die Forschung an drehenden elektrischen Maschinen mit Luftspaltwicklung gelegt, indem das neue Maschinenprinzip erdacht und patentiert wurde [1], [3]. Seitdem konnten verschiedene Prototypen dieses Maschinentyps ausgelegt, konstruiert gefertigt und vermessen werden. Im Speziellen sind die ELISA-Radnabenmotoren und die EDITHA-Radnabenmotoren sowie ein Windgenerator [4] in Forschungsprojekten entstanden. Des Weiteren wurden Industrieprojekte realisiert. Dabei wurde ein Motor für einen elektrischen Roller und ein elektrischer Generator für den Einbau in einer Trailerachse der Firma Bergische Achsen entwickelt. Im Jahr 2016 wurde das Maschinenprinzip dann um eine zusätzliche Wicklung erweitert, die eine deutliche Steigerung des Drehmoments bei gleicher Maschinengröße ermöglicht [6].

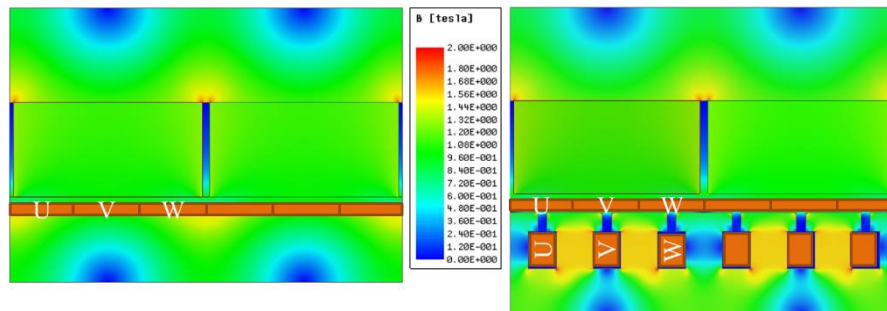


Bild 1: Luftspaltwicklung mit Phasenordnung [1] (links) und Kombinationswicklung [6] (rechts)

Dieses neue Maschinenprinzip soll nun zur regenerativen Stromerzeugung genutzt werden. Des Weiteren ist der Einsatz eines Halbach Arrays geplant. Dieses soll aber in diesem Projekt nicht eingesetzt werden. Hier ist die Validierung des neuen Wicklungsprinzips mit ansonsten gleichbleibenden Randbedingungen geplant.

3. Auslegung des Generators

3.1 Auswahl der Bemessungsleistung

Um eine gute und wirtschaftliche Maschinenauslegung vornehmen zu können, musste zuerst die Bemessungsleistung des Generators festgelegt werden. Dazu werden Daten zum geplanten Standort sowie Daten zur Turbinenform und deren Betriebseigenschaften benötigt. Außerdem wurden verschiedene Einsatzszenarien berücksichtigt.

3.1.1 Eigenschaften einer Wasserturbine

Der Generator soll an einer Staudruckmaschine betrieben werden. Diese Maschinen wandeln den Staudruck des Wassers in eine rotierende Bewegung um. Diese Bewegung ist durch eine bestimmte Drehzahl und ein bestimmtes

Moment charakterisiert. Die Regelung der Maschine geschieht über die Anpassung des Wasserniveaus im Zufluss. Die Wirkungsweise der Maschine basiert auf dem hydrostatischen Prinzip. In der Literatur wird das Staudruckwasserrad mit einem mittelschlächtigen Wasserrad verglichen [2]. Maßgeblich für das entstehende Moment ist der Volumenstrom Q , die Dichte des strömenden Mediums ρ sowie der Hebelarm und die Richtungsänderung die das Wasser in der Turbine erfährt. Es ergibt sich folgende Formel für das Drehmoment:

$$M_T = \rho \cdot Q \cdot (\bar{c}_{2u} \cdot r_2 - \bar{c}_{3u} \cdot r_3), [\text{Nm}] \quad (1)$$

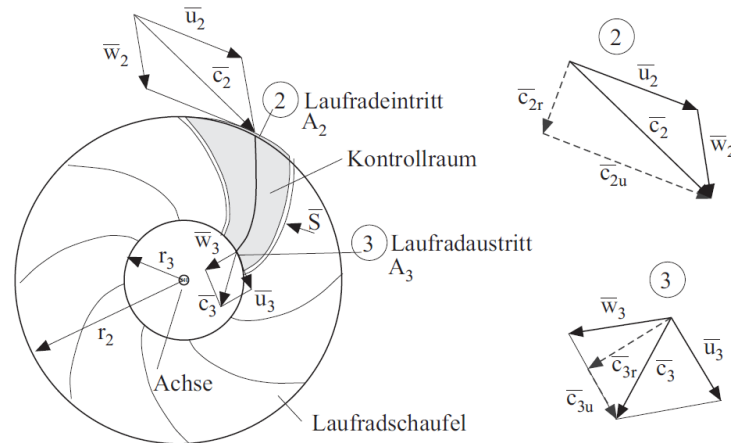


Bild 2: Grundlegende Definitionsskizzen für die Turbinendurchströmung [2] S. 536 Abb. 14.5

Die theoretische Leistung des Laufrades P_{theo} ergibt sich aus der Drehzahl n und dem Drehmoment M_T welches durch das Wasser aufgebracht werden kann:

$$P_{\text{theo}} = \omega \cdot M_T = \frac{2}{60} \cdot \pi \cdot n \cdot M_T, [\text{Nm/s} = \text{W}] \quad (2)$$

Für das universelle Staudruckwasserkrafttrad (uSW) am geplanten Standort wird eine Turbinendrehzahl von 20 U/min und ein Moment M_T von 3820 Nm prognostiziert. Am Standort existiert eine Fallhöhe von ca. 7,5 Metern.

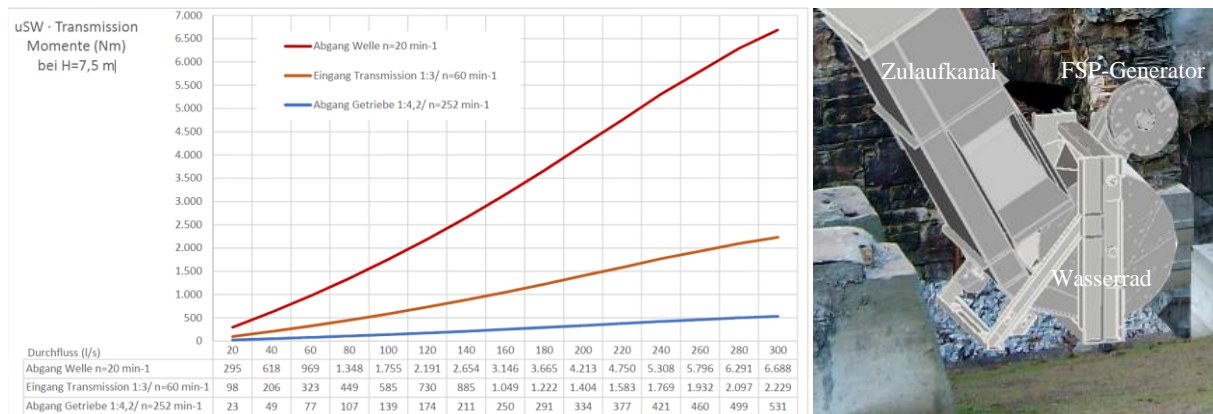


Bild 3: Prognostizierte Drehmomentkennlinie des uSW (links), Animation des Anlagenstandorts (rechts)¹

3.1.2 Betriebsstrategien und Einsatzszenario

Das Wasserrad soll erst auf Drehzahl gebracht werden und dann soll der Generator zu geschaltet werden. Dabei wird mit einem Drehzahleinbruch von 2/3 der Leerlaufdrehzahl gerechnet. Anlagenbedingt wird ein Vorgelege eingesetzt um die Generatorachse von der Wasserradachse zu entkoppeln. Dies ist nötig um den Generator gegen Hochwasser zu schützen. Der Generator wird über dem Wasserrad angeordnet und mit einem Kettentrieb verbunden. Die Übersetzung beträgt aus Generatorsicht nur 1:3, um einen geringen Verschleiß an den Getriebeteilen sicherzustellen. Der Generator wird also bei 60 U/min betrieben. Es ergibt sich ein Drehmoment von 1273 Nm an der Generatorachse. Aber auch diese reduzierte Anforderung stellt eine große Herausforderung

¹ Angaben und Abbildung von KRAUSE Ingenieurbüro für Bauplanung, www.krause-plauen.de

dar, bedenkt man, dass der erste Radnabenmotor („Ur-Motor“) für 300 Nm ausgelegt wurde. Für den Anwendungsfall wurden drei mögliche Einsatzszenarien erarbeitet. Als erstes wurde ein großer 10-kW-Generator vorgeschlagen. Dieser wäre aber für viele Standort überdimensioniert. Als zweites wurde eine Variante mit zwei koppelbaren 5-kW-Generatoren durchgerechnet. Als dritte Lösung wurde ein leistungsumschaltbarer 5-kW-Generator vorgeschlagen. Diese Variante basiert auf einer intelligenten Spulenauslegung, die es ermöglicht mittels Umschalten der Phasenleiter einen zweiten Nennbetriebspunkt mit niedrigerer Spannungslage zu fahren. Dies ermöglicht den Betrieb des Generators bei 252 U/min, was dessen elektrische Leistungsabgabe auf 10 kW steigert.

3.2 Elektromagnetische Auslegung

Für die elektromagnetische Grobauslegung wurde mit einem MATLAB-Script ein Parametersatz für die elektromechanisch wirksamen Teile (Aktive Teile) des Generators erzeugt. In diesem Script wird die Maschine über Gleichungen modelliert, die die elektromagnetischen Eigenschaften einer drehenden elektrischen Maschine mit Luftspaltwicklung abbilden. Dazu wurde ein Maschinenmodell in ANSYS Maxwell analysiert und über Fourier-Analysen ein charakteristisches Verhalten des B-Feldes in Abhängigkeit vom Luftspalt und der Magnetstärke beschrieben [6]. In einer Vorbetrachtung wurden ein Zwei- und ein Dreiphasensystem untersucht und hinsichtlich ihrer Eignung für den Anwendungsfall geprüft. Außerdem muss geprüft werden ob die Kombinationswicklung als Dreiphasensystem realisierbar ist. Dazu wurden verschiedene Probekörper hergestellt und bewickelt. Es stellte sich heraus, dass ein Dreiphasensystem besser geeignet ist und als Kombinationswicklung realisierbar ist.

3.2.1 Auslegung und Dimensionierung

Die Grobauslegungsdaten wurden dann in ein Konstruktionswerkzeug eingetragen, welches speziell für die Berechnung und Gestaltung von drehenden elektrischen Maschinen mit Luftspaltwicklung entwickelt wurde [8].

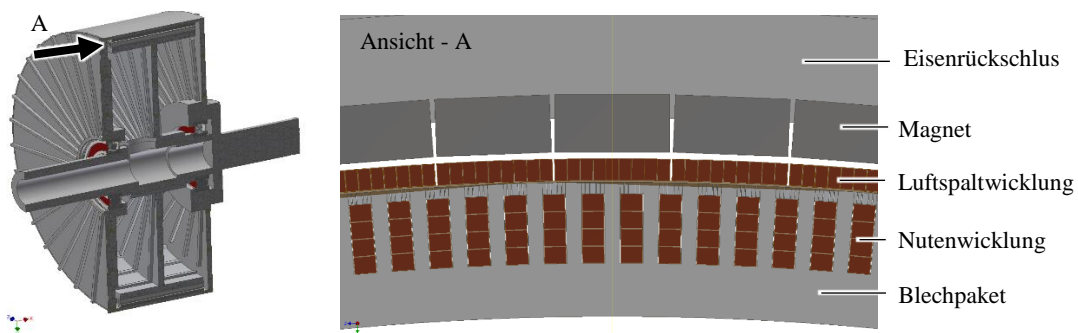


Bild 4: Grobentwurf des FSP-Generators Halbschnitt (links), Aktive Teile der Maschine (rechts)

Dazu musste das Werkzeug um die Geometrieparameter der Kombinationswicklung erweitert werden. Die Berechnungsformeln und die Parameterbeziehungen mussten aktualisiert werden. Besonderes Augenmerk wurde auf die neuen Verschaltungsmöglichkeiten der Statorspulen gelegt. Die Luftspaltwicklung muss mit der Nutenwicklung in Reihe geschaltet werden, um die Spannung und die Induktivität zu erhöhen. In den Motoranwendungen ist die Wicklungszahl meist eins. Für die Generatoranwendung hat sich die Wicklungszahl drei als günstig erwiesen. Dies resultiert aus den geringen Drehzahlen der betrachteten Turbinen. Deshalb wurden drei Leiter pro Phase für die Luftspaltwicklung vorgesehen. Da die induzierte Spannung pro Leiter in der Nutenwicklung etwas geringer ausfällt, wurden dort vier Leiter eingesetzt, um die gleiche Spannungslage zu erreichen. Die Leiterquerschnitte wurden dabei so konfiguriert, dass die elektrischen Widerstände von Luftspaltwicklung und Nutenwicklung gleich sind. Nun wurde der Datensatz der elektromagnetischen Auslegung in das Konstruktionswerkzeug eingegeben. In dem Werkzeug wird die Parametrierung ausgehend von den aktiven Teilen von außen nach innen vorgenommen. Die abstrakten Grobauslegungsdaten werden somit in eine konkrete geometrische Form überführt. Normreihen werden bei der Halbzeugauswahl berücksichtigt [9]. Fertigungstoleranzen werden ebenfalls berücksichtigt. Zusätzlich ist es in diesem Stadium möglich die grobe Formgebung des gesamten Generators zu betrachten, da diese mit dem Werkzeug in Echtzeit nachgeführt wird. Ein kompletter Generatorgrobentwurf steht somit zur Verfügung (siehe Bild 4).

3.2.2 Simulation in ANSYS Maxwell

Zur Validierung des Generatorgrobentwurfs wurde die aktiven Teile in ANSYS Maxwell importiert und analysiert. Wichtige Größen sind dabei der Verlauf des B-Feldes, die in den Leitern induzierte Spannung, die Höhe des Rastmoments und die Verlustleistung im Blechpaket (Vollblechschmittstator) und in den Drähten. Im Gegensatz

zu der normalen Luftspaltwicklung wird hier ein genutetes Blechpaket verwendet. Durch den diskreten Verlauf des B-Feldes durch das Blechpaket entsteht ein Rastmoment. Dessen maximale Höhe ist auf ca. zwei Prozent des Nennmomentes der Maschine zu begrenzen. Die Ergebnisse der ersten Iteration sind im Bild 5 dargestellt.

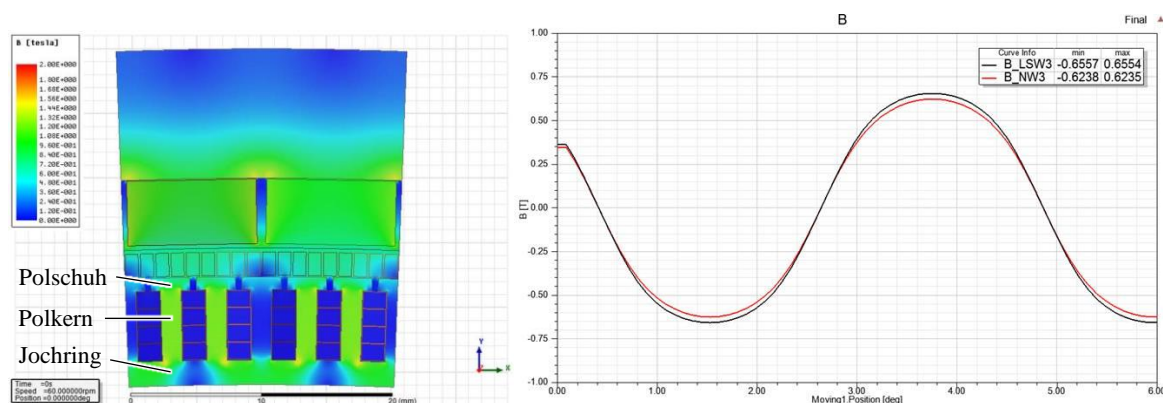


Bild 5: Erste Iteration der elektromechanischen Auslegung (links), B-Feld-Verlauf pro Periode in einem Leiter (rechts)

Es zeigte sich, dass die geforderten Parameter eingehalten werden können. Die induzierte Spannung ist erwartungsgemäß in den Leitern der Nutenwicklung etwas geringer. Es besteht aber noch Verbesserungspotential, da die Sättigung der Polkerne gering ist. In diesem Fall können die Leiterquerschnitte in der Nut erhöht werden, um die ohmschen Verluste zu reduzieren. Außerdem mussten die Polschuhe geteilt ausgeführt werden, da sonst die Drähte nicht in die Nuten eingelegt werden können. Ein seitliches Einschießen wurde dabei ausgeschlossen. Diese Teilung wird durch ein geblechtes Nuteninlay realisiert (Bild 6).

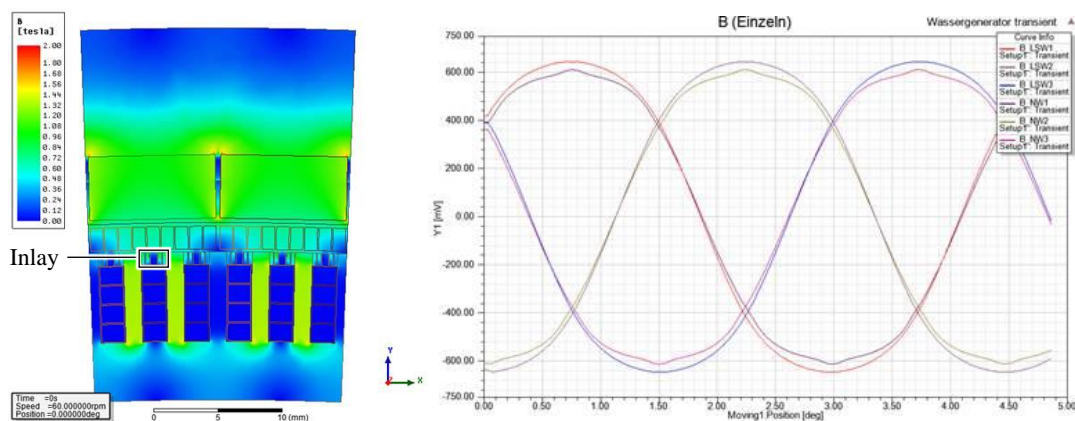


Bild 6: Zweite Iteration der elektromechanischen Auslegung (links), B-Feld-Verlauf pro elektrischer Periode in allen Phasen (rechts)

In der zweiten Iteration wurde eine passende Auslegung gefunden, die als Grundlage für die weitere Detaillierung des Entwurfs dient. Der Aufbau des geblechten Inlays wird dabei in Kapitel 5.3 beschrieben.

3.2.3 Verschaltung

Wie bereits in Kapitel 3.2.1 erwähnt, müssen die Statorspulen so verschaltet werden, dass sich die Induktivität und die induzierte Spannung erhöht und gleichzeitig das angestrebte Spannungsniveau bei Nenndrehzahl erreicht werden kann. Die nötige Leiteranzahl und Anordnung sowie deren Querschnittsfläche wurde in der Grobauslegung bestimmt. Für die Verschaltung der Leiter werden Keramikklüsterklemmen verwendet. Diese können Temperaturen von bis zu 350°C ertragen und sind preisgünstig. Der Sternpunkt wird mit einer Sternpunktschiene realisiert und ist in der Maschine am Stator befestigt. Der Anschluss der Phasen geschieht über ein 6-poliges Motorklemmbrett. Dieses ist ebenfalls aus Keramik und verfügt über Messing-Stehbolzen zur Befestigung der Phasenleitern und der Anschlusskabel (Bild 7). Das Klemmbrett wird in einem Motorklemmkasten an der Öffnung der Hohlwelle montiert. Die beiden unterschiedlichen Verschaltungsarten der Wicklungen sind im Bild 7 dargestellt.

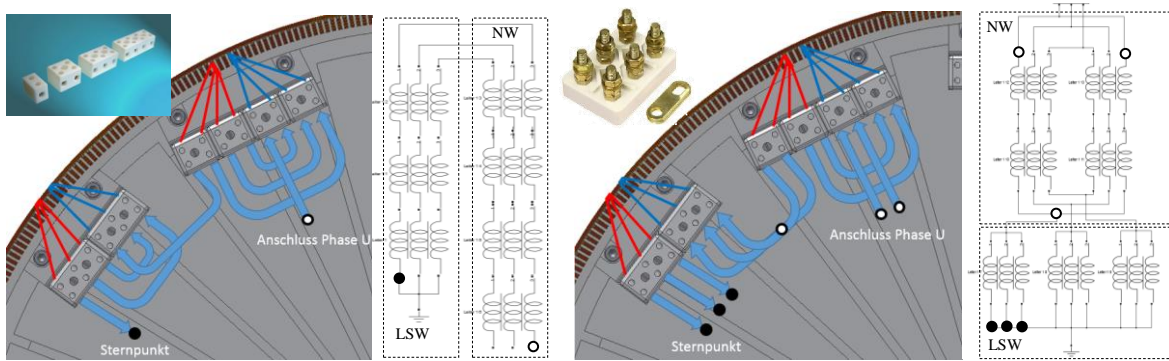


Bild 7: Anschlussschema einer Phase bei 60 U/min Nennbetrieb (links) und bei 252 U/min (rechts)

Die Luftspaltwicklung ist mit drei Leitern pro Phase bewickelt und benötigt daher eine 6-polige Anschlussklemmenleiste, für Phaseingang (blau) und Phaseausgang (rot). Die Nutenwicklung wird mit vier Leitern ausgeführt und ist deshalb mit einer 8-poligen Klemme angeschlossen.

3.2.4 Ansteuerung und Sicherheitskonzept

Für die Netzeinspeisung und die Betriebsführung sowie die Anlagensicherheit ist die Firma EMATIK beauftragt worden einen Schaltschrank zu entwickeln. Beim Entwurf und der Realisierung des Schaltschranks mussten die besonderen Eigenschaften eines Generators mit Kombinationswicklung beachtet werden. Dazu zählt die Induktivität der Maschine und die Frequenz des einzuspeisenden Wechselstroms. Bei 60 U/min ergibt sich eine Frequenz von 81 Herz und bei 252 U/min stellt sich eine Frequenz von 340,2 Herz ein. Die Steuerung soll außerdem ein MPP-Tracking (Maximum Power Point) realisieren. Dabei variiert die Steuerung den Betriebsstrom solange bis ein Punkt der maximalen Leistungsabgabe gefunden wird. Die Netzeinspeisung basiert auf einem 10-kW-Wechselrichter, welcher für Photovoltaikanlagen entwickelt wurde. Zusätzlich enthält der Steuerschrank Lastwiderstände, um im Fehlerfall das unregulierte Durchgehen des Generators zu verhindern.

4. Wissensmanagement im Konstruktionsprozess

Wie bereits im Kapitel 3.2.1 erwähnt, wurde ein Konstruktionswerkzeug entwickelt welches den Datenfluss während des Konstruktions- und Entwicklungsprozesses regelt [8]. Dieses Werkzeug ermöglicht es die Wechselwirkung der elektrischen, mechanischen, kinematischen sowie thermischen Parameter der Maschine zu analysieren und somit eine optimale Auslegung zu finden. Als Übergeordnete Ebene existiert eine elektromechanische Grobauslegung in MATLAB [5]. In einer unterlagerten Ebene findet die elektromechanische Feinauslegung statt (siehe Bild 8).

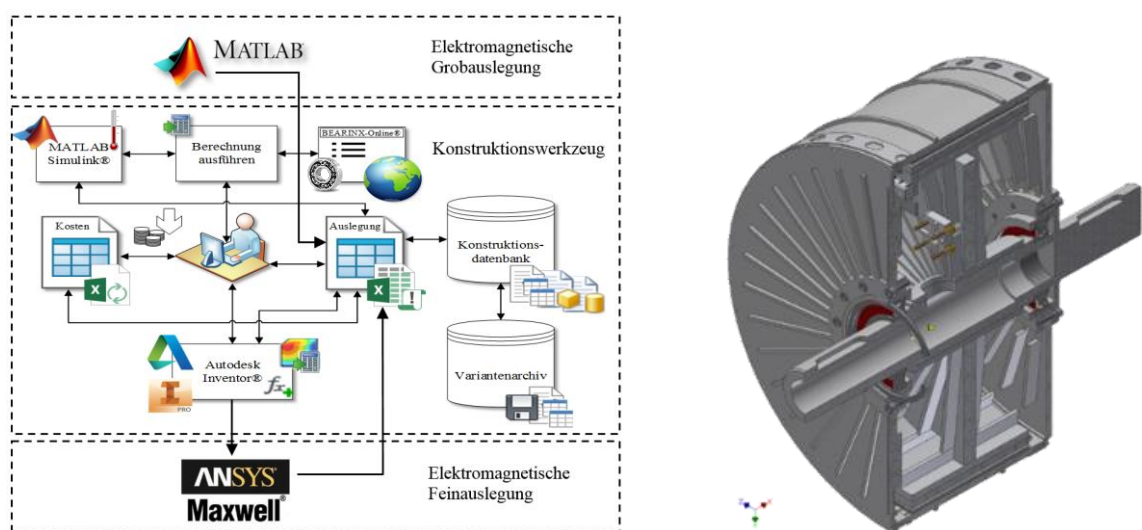


Bild 8: Datenflussdiagramm des Konstruktionsprozesses (links), Detaillierter Generatorentwurf (rechts)

Unter Verwendung von Berechnungs- und Simulationsprogrammen werden die Parameter iterativ so angepasst, dass eine norm- und anforderungsgerechte Maschinenauslegung in kürzester Zeit gefunden werden kann. Auch

die Kosten können mit diesem Werkzeug verwaltet werden [9]. Ziel hierbei ist einen kompletten Iterationsschritt aller Berechnungen und Simulationen des Maschinenmodelles in weniger als 10 Minuten zu realisieren. So sind zu jedem Zeitpunkt des Entwicklungsprozesses alle Eigenschaften der Maschine bekannt. Der so generierte Generatorentwurf wurde dann zur weiteren Detaillierung und fertigungstechnischen Überarbeitung und Fertigung der Firma Metalltechnik Großenhain übergeben.

5. Wickeltechnologie

5.1 Anforderungen der Kombinationswicklung

Die Hauptanforderung an eine Wickeltechnologie ist das Erreichen eines hohen Kupferfüllfaktors. Außerdem muss der Wickelprozess gut zu automatisieren sein und damit eine wirtschaftliche Fertigung der Maschine gewährleisten. Nun soll die Maschine zusätzlich mit einer Nutenwicklung ausgestattet werden, was mehrere neue Fertigungsschritte nötig macht. Die Luftspaltwicklung wird momentan mit einer automatisierten Wickelmaschine auf einer doppelseitigen Klebefolie appliziert. Diese wird zuvor auf dem Stator der Maschine aufgebracht. Dann wird der Draht auf die Folie gepresst. Diese Fertigungstechnologie stellt sicher, dass die Luftspaltwicklung immer gegenüber dem Blechpaket isoliert und gut fixiert ist. Für die Wickelmaschine wurde bereits ein Wickelkopfformer mit Drahtabsetzfunktion konstruiert und gefertigt. In Bild 9 ist dessen Funktionsprinzip dargestellt. Zuerst wird der Draht durch das Absenken der Wickelstiftplatte fixiert (1). Dann wird der Wickelkopf durch Drehung des Portals ausgeformt (2). Nun kann der Draht in die Nut eingelegt werden (3). Beim Öffnen muss beachtet werden, dass die Wickelplatte nach hinten weggezogen werden muss (4), um den Wickelkopf nicht zu verbiegen. Mit diesem Aufbau ist es möglich den Draht über dem Blechpaket aufzunehmen und ihn dann geführt in die Nut abzusenken. Eine passende Kinematik wurde ebenfalls entwickelt. Diese eignet sich auch für das definierte Ablegen des Drahtes in einen Klebstofffilm.

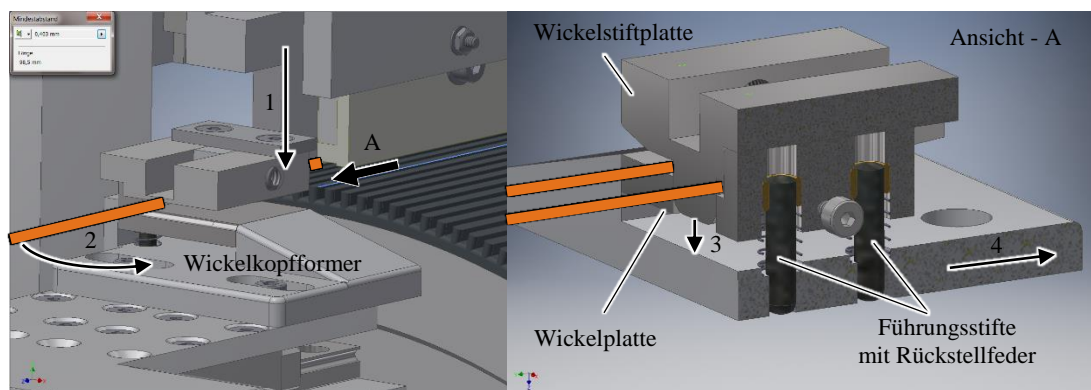


Bild 9: Wickelkopfformer an der Wickelmaschine montiert (rechts), Funktionsprinzip (rechts)

Im konventionellen Elektromaschinenbau kommt zur Isolation der Phasenleiter gegenüber dem Blechpaket Isolationspapier zum Einsatz. Die Wicklung wird dann mittels Nadel-, Flyer- oder Linearwickeltechnik erstellt oder extern gewickelt und dann eingezogen oder eingesteckt. Dann werden die Motoren durch Badtränken oder Vakuumverguss mit Harz behandelt, um die Wicklung zu fixieren. Spezialmotoren und sehr große Maschinen werden auch per Hand gewickelt. Ein Beispiel hierfür sind die großen direktgetriebenen Windgeneratoren der Firma ENERCON. Hier wird die Wicklung mittels Elektrobändern und eingepressten Deckschiebern mechanisch in den Nuten fixiert. Diese Technologien können am FSP-Generator nicht angewendet werden. Es wird ein Kupferfüllfaktor von über 90 Prozent angestrebt, deshalb können die konventionellen Technologien nicht angewendet werden. Nuten-Inlays müssen verwendet werden, um die Kupferdrähte einlegen zu können und gleichzeitig das Rastmoment gering zu halten. Außerdem wird eine gleichmäßige und durchgehende Statoroberfläche benötigt um die Luftspaltwicklung applizieren zu können. Des Weiteren muss die Nutenwicklung so ausgeführt sein, dass die Wickelköpfe seitlich genügend Platz für die darüberliegende Luftspaltwicklung lassen. Gleichzeitig müssen sie möglichst klein sein um den Phasenwiderstand gering zu halten. Innerhalb dieser Randbedingungen wurden verschiedene Konfigurationen für die Nutenwicklung erstellt.

5.2 Isolationssystem der Kombinationswicklung

Der Stand der Technik im Bereich der Nutenisolation wurde ermittelt. Es wird in papierisolierte und endkappenisolierte Systeme sowie Mischsysteme unterschieden. Das Isolationssystem der Luftspaltwicklung und deren Prüfung wird in anderen Beiträgen der Tagung beschrieben („Standardisierung der Messwertaufnahme für

elektrische Maschinen mit Luftspaltwicklung“; „Fertigungskonzepte zum Verkleben einer neuartigen Luftspaltwicklung eines Radnabenmotors“). Die Ergebnisse der Recherche sind in Bild 10 und Bild 11 dargestellt.

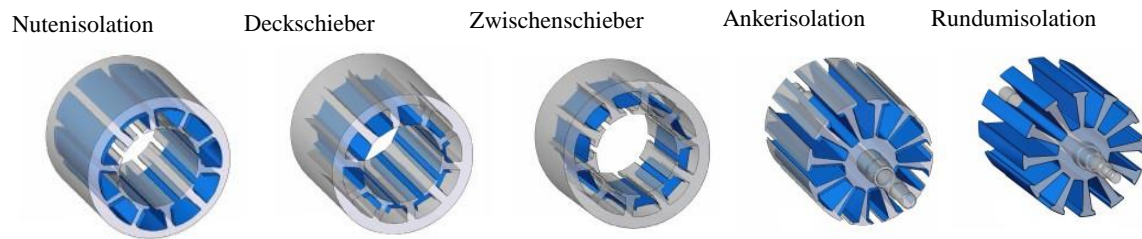


Bild 10: Papiernutenisolation für drehende elektrische Maschinen²

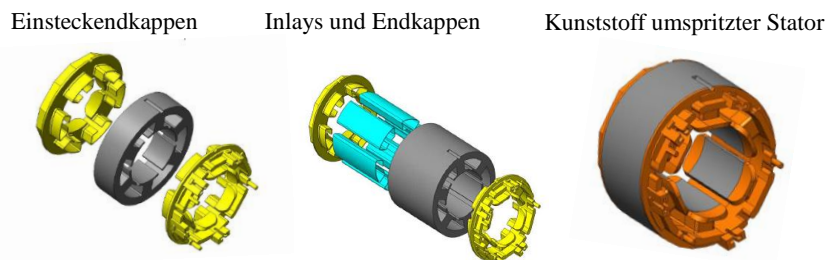


Bild 11: Isolationssysteme für drehende elektrische Maschinen mit Nutwicklungen³

Zur Realisierung der Nutenwicklung wurden vier verschiedene Nutenisolutionsvarianten erarbeitet (siehe Bild 12). Variante A ist durch die Verwendung von Isolationslack gekennzeichnet. In Wickelversuchen stellte sich jedoch heraus, dass diese Variante keinen ausreichenden Schutz gegen Spannungsdurchschlag bietet. Außerdem ist es sehr schwierig die Nut gleichmäßig zu beschichten. In der Variante B wird mit einer zugelassenen Isolierfolie (Kapton®) gearbeitet. Diese zeichnet sich durch eine hohe Durchschlagsfestigkeit bei sehr geringen Schichtstärken aus. Es zeigte sich aber, dass die Folie bei minimaler mechanischer Beanspruchung durch scharfe Bauteilkanten oder mechanische Partikel Fehlstellen entwickelt die zu Spannungsdurchschlägen führen. In Variante A und B müssen die Drähte in der Nut verklebt werden. Dieser Prozess ist nicht definiert durchführbar. In Variante C kommt konventionelles Isolationspapier zum Einsatz. Hier konnte die geforderte Spannungsfestigkeit nachgewiesen werden. Außerdem konnte durch die Wahl einer passenden Materialstärke des Papiers eine leichte Presspassung realisiert werden, die den Draht in der Nut stabilisiert.

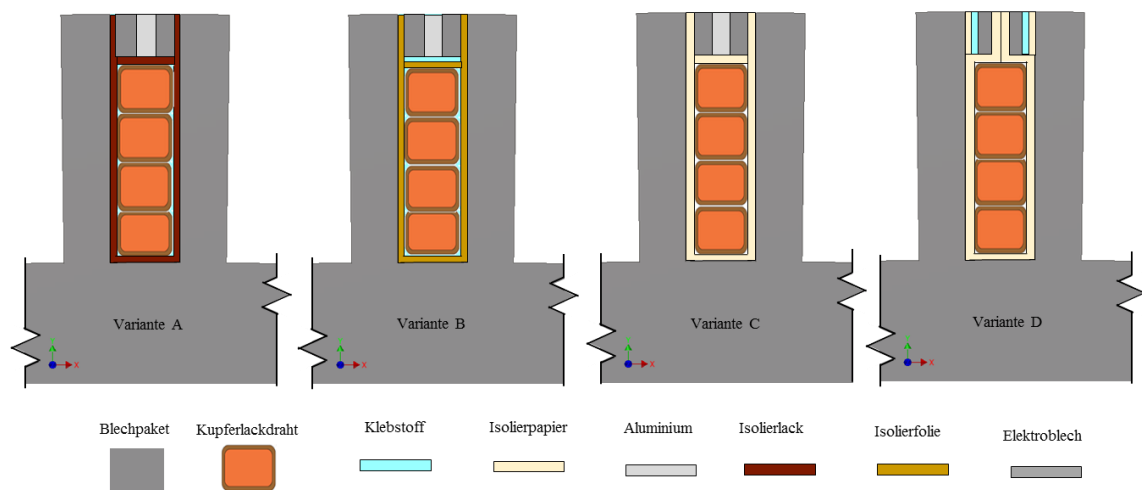


Bild 12: Nutenisolutionsvarianten

Auch in der Variante C kommt Isolationspapier zum Einsatz. Hier wird das Isolationspapier mittels zwei Elektroblechstreifen oberhalb der Drähte verstemmt. Diese Konfiguration bietet den Vorteil, dass die Wirbelstromverluste die im Mittelteil des Inlays entstehen entfallen. Ob diese Variante zur realisieren ist muss noch geprüft werden.

² <https://hauler-hermann.de/standards.php>

³ <https://de.wikipedia.org/wiki/Spulenwickeltechnik>

5.3 Inlaydesign und Vorzugsvariante

Zusätzlich zu den Isolationsvarianten ergeben sich mehrere Varianten für die Ausführung der Nuteninlays. In der folgenden Darstellung sind verschiedene relevante Kombinationen dargestellt.

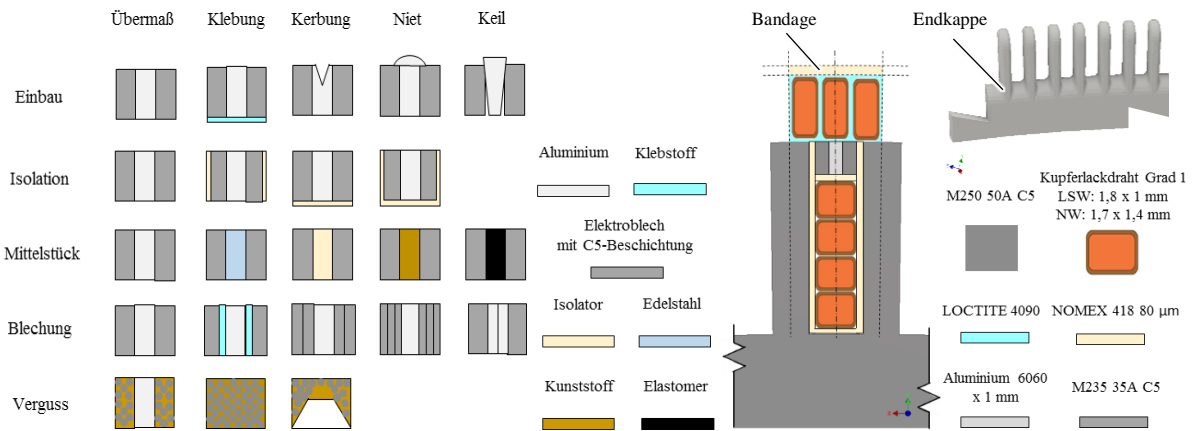


Bild 13: Inlayvariantenmatrix (links) und Vorzugsvariante mit Polyamid-Endkappe (rechts)

In Einbauversuchen mit verschiedenen Inlayvarianten zeigte sich, dass der Einbau mit Übermaß also ein Einstimmen der Drähte die beste Lösung darstellt. Die Isolation wird durch das Einlegen eines Papiersteifens als Deckschieber über der Wicklung realisiert. Als Mittelstück wurde ein Aluminiumstreifen gewählt. Dieser kann beim Einstimmen des Inlays leicht nachgeben und somit Formabweichungen im Blechpaket gut ausgleichen. Außerdem wird nach der Fertigstellung der Nutenwicklung das Blechpaket leicht angeschliffen und gesäubert, um eine definierte Oberflächenrauheit zu erzielen. So wird eine durchgehend metallische Oberfläche generiert, welche die Applikation der Luftspaltwicklung mit Klebstoff erleichtert. Als Blechung wurde Variante eins ausgewählt, da bei der geringen Drehzahl (60 U/min) keine großen Wirbelstromverluste entstehen. Da die Elektrobleche nur in speziellen Normdicken hergestellt werden konnte die optimale berechnete Konfiguration nicht realisiert werden. Falls NO-Bleche verwendet werden sollen, lassen sich feine Abstufungen in der Blechung realisieren. Es zeigte sich aber in Fertigungsversuchen, dass die Herstellung so feiner Blechstreifen sehr aufwendig und teuer ist. Des Weiteren ist deren Weiterverarbeitung sehr schwierig. Insbesondere die Paketierung und das Verkleben oder Verbacken der Streifen ist sehr aufwendig. Deshalb wurden aus zwei verschiedenen stärkeren Blechen (0,35 mm und 0,65 mm) und zwei geeigneten Papierdicken (80 µm und 130 µm) vier Vorzugsvarianten gebildet. Diese wurden wiederum in ANSYS Maxwell modelliert und bewertet. Die Gesamtverlustleistung im Eisenmaterial beträgt lediglich 1,24 W und im Mittelstück 1,98 W. Des Weiteren wurde die Inlaygeometrie variiert um das Rastmoment zu minimieren. Es zeigte sich, dass eine Mittelstückbreite von 1,1 mm und eine Inlayhöhe von 1 mm (maximal möglicher Wert) das geringste Rastmoment erzeugt. Dies entspricht ungefähr 0,5 Prozent des Nenndrehmomentes (ca. 900 Nm). Bei dieser Simulation wurde insbesondere der Einfluss der Isolation des Inlays zum Blechpaket untersucht. Eine mechanisch stabile und damit dickere Isolationsschicht ist hier nötig, da die Isolation die Kräfte beim Einstimmen des Inlays ertragen können müssen. Die Bandage der Luftspaltwicklung ist bisher noch nicht betrachtet worden. Sie ist in der Vorzugsvariante im Bild 13 mit dargestellt.

5.4 Wickelvorrichtung und Fertigungsprozess

Wie oben bereits erwähnt musste eine angepasste Fertigungsvorrichtung entwickelt werden. Als Grundlage hierfür diente die Wickelvorrichtung die im Vorgängerprojekt für den Windgenerator entwickelt wurde [4]. Diese Vorrichtung hatte sich bewährt und konnte in der Zwischenzeit als Magnetmontagevorrichtung weiter genutzt werden. Dazu wurde ein Zeiger (Einschubhilfe) an einer Seitenplatte der Vorrichtung angebracht. Mit Hilfe des hochpräzisen Harmonic-Drive-Stellgetriebes konnten die Magneten mit hoher Genauigkeit platziert und verklebt werden. Sämtliche Rotoren der Luftspaltmaschinen wurden auf dieser Vorrichtung mit Magneten bestückt. Zur Fertigung der Wicklungen für den Wassergenerator wurde ein zweites größeres Wickelprotal für die Vorrichtung konstruiert und von der Firma Metalltechnik Großenhain gebaut. Alle anderen Komponenten (Spulenträger, Drahtzuführung, Stellgetriebe mit Schrittmotor) konnten wiederverwendet werden (siehe Bild 14). Außer der Verwendung des Stellgetriebes zur Positionierung des Stators werden keine weiteren Aktoren benötigt. Der Wickelprozess läuft also manuell ab. Der Ablauf des Prozesses ist analog zu der für die Wickelmaschine entwickelten Kinematik gestaltet [7]. Die Fixierung der Luftspaltwicklung erfolgt analog zum Vorgängerprojekt mit Schablonen und dem Hybridklebstoff Loctite 4090. Die Schablonen dienen als Platzhalter und werden am Umfang verteilt platziert. Dies garantiert, dass die Wicklung maßhaltig gefertigt werden kann. Außerdem reduziert die Verwendung von Platzhaltern, im Gegensatz zur Wickelmaschine, die Anforderungen an die Maßhaltigkeit

und Präzision der Vorrichtung deutlich. Die Vorrichtung konnte daher kostengünstig gefertigt werden. Auch für die Fertigung der Nutenwicklung wird dieselbe Kinematik verwendet. Der einzige Unterschied liegt darin, dass die Drähte einzeln in die Nut eingelegt werden müssen, um beim Umbiegen der Wickelköpfe eine möglichst kleine Struktur zu erzielen und die Biegekräfte gering zu halten. Des Weiteren wurde die Wickelvorrichtung um eine Kniehebelpresse erweitert. Diese dient dem definierten Einstimmen der Drähte und der Inlays. Die Konstruktion der Wickelvorrichtung wurde so ausgeführt, dass eine nachträgliche Automatisierung möglich ist, sollte der Wassergenerator in Serie gebaut werden. Außerdem ist es nun möglich, auch Rotoren bis zu einem Durchmesser von 570 mm und einer Tiefe von 260 mm mit Magneten zu bestücken.

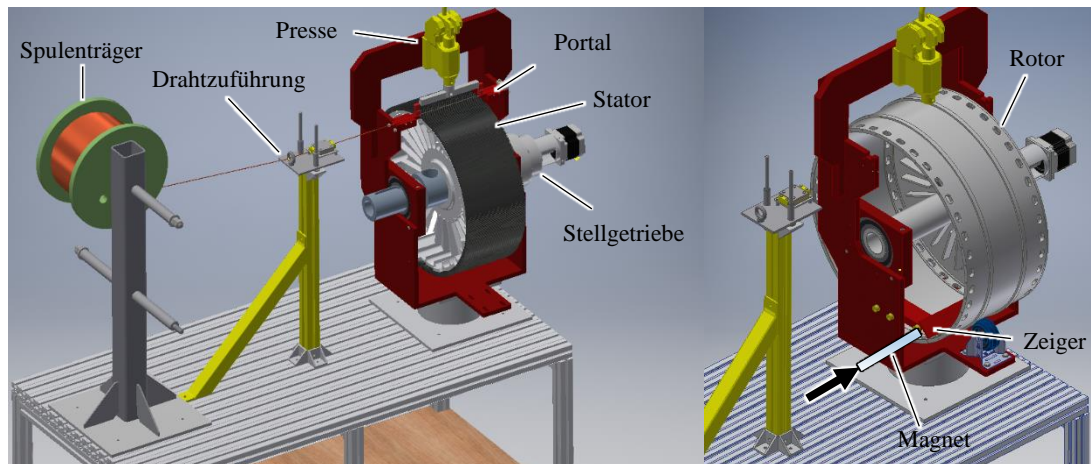


Bild 14: Wickelvorrichtung in Konfiguration für das Nutenwickeln (links), Wickelvorrichtung in Konfiguration für das Magnetkleben (rechts)

6. Zusammenfassung und Ausblick

In diesem Beitrag wurde der softwaregestützte Entwicklungsprozess einer elektrischen Maschine mit Kombinationswicklung erläutert. Der Stand der aktuellen Forschung im Bereich der Kombinationswicklung wurde dargestellt. Verschiedene Konzepte zur Realisierung der Nutenwicklung wurden aufgezeigt und verglichen. Eine Vorzugsvariante wurde beschrieben und eine passende Wickeltechnologie entwickelt. Die Funktionalität und Qualität der Maschine kann erst nach Fertigstellung und Vermessung der Wicklung durch die Firma EMB Barleben bewertet werden.

Literaturverzeichnis

- [1] Kasper, Roland; Heinemann, Wolfgang; Borchardt, Norman, Patent: Elektromotor mit eisenloser Wicklung. DE 10 2011 111 352 A1. Anmeldetag: 29.08.2011
- [2] Giesecke, Jürgen; Heimerl, Stephan; Mosonyi†, Emil, Fachbuch: Wasserkraftanlagen, Planung, Bau und Betrieb, 6., aktualisierte und erweiterte Auflage, Springer Vieweg, 2014
- [3] Borchardt, Norman; Dissertation: Modellierung, elektromechanische Auslegung und Validierung eines Radnabenmotors mit nutenloser Luftspaltwicklung und hoher gravimetrischer Leistungsdichte, 2014
- [4] Hinzelmann, Ralf; Kasper, Roland, Chapter: Generator mit eisenloser Wicklung für Kleinwindenergieanlagen, Magdeburger Maschinenbau Tage 2015, Magdeburg
- [5] Borchardt, Norman; Kasper, Roland; Journal: Parametric Model of Electrical Machines Based on Exponential Fourier Approximations of Magnetic Air Gap Flux Density and Inductance, IEEE 2016
- [6] Kasper, Roland; Borchardt, Norman, Journal: Boosting Power Density of Electric Machines by Combining Two Different Winding Types, IEEE 2016
- [7] Borchardt, Norman; Hinzelmann, Ralf; Kasper, Roland, Journal: Winding Machine for Automated Production of an Innovative Air-Gap Winding for Lightweight Electric Machines, in IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, vol. 21, no. 3, pp. 1509-1517, June 2016. doi: 10.1109/TMECH.2016.2532964
- [8] Hinzelmann, Ralf; Zörnig, Andreas; Borchardt, Norman; Kasper, Roland, Chapter: Parametrisches Konstruktionswerkzeug für die Gestaltung von elektrischen Maschinen mit Luftspaltwicklung, Gemeinsames Kolloquium Konstruktionstechnik 2016, Rostock
- [9] Hinzelmann, Ralf; Perekopskiy, Sergey; Zörnig, Andreas; Kasper, Roland, Chapter: Konstruktionswerkzeug für die Kostenplanung und normgerechte Gestaltung von drehenden elektrischen Maschinen mit Luftspaltwicklung, Gemeinsames Kolloquium Konstruktionstechnik 2017, Duisburg

Advanced modeling of NiTi stents used in minimally invasive surgeries

Msc. Sharath Chavalla ¹⁾, Jun.-Prof. Dr.-Ing. Daniel Juhre ²⁾

¹⁾Institut of Mechanics, Otto von Guericke University Magdeburg, Germany, sharath.chavalla@ovgu.de

²⁾Institute of Mechanics, Otto von Guericke University Magdeburg, Germany, daniel.juhre@ovgu.de

Abstract

Computation modelling based on the finite element method (FEM) has proven to be an important tool to gain insights into the mechanical performance of structures and hence very popular. In spite of a popular computation tool, FEM has its own drawbacks. The geometry of the structures is in most cases approximated using linear polynomial functions resulting in a compromise of geometrical accuracy. In such cases, geometrical accuracy can only be improved by increasing the number of elements. This increases the computation effort of the problem. In recent years, a numerical method has been developed which can significantly bridge the gap between computer aided design (CAD) and FEM. This method is called isogeometric analysis (IGA) which is based on representation and calculation of geometries using non-uniform rational B-splines (NURBS). Unlike FEM, IGA uses high-order and high-regular basis functions. This yields in improving the accuracy of the results with a minimal computation effort. The aim of current study is to contribute to the efficient bending simulation of the deformation behavior of carotid NiTi stents in throat arteries using IGA which can lead to a step closer in realizing real-time simulation of stents.

Keywords: stents, NiTi alloy

1. Introduction

Cardiovascular diseases are one of the main reasons of death in western countries. In such diseases, arteries develop a plaque resulting in narrowing (stenosis) and hence reducing the blood flow through them. Stenosis leads to stroke which often occur without prior warning. Although many treatment procedures exist, future trend seems to progress towards treatment involving percutaneous minimally invasive surgery techniques. In such operating procedures, high-tech implants are deployed along an endoluminal path into the pathological area. One such family of implants are called as stents, which are characterized by their complex geometries and unique material properties. For effective use of stents in surgeries, continuous technological improvements regarding the material, design and operating conditions are inevitable. Treatment procedures optimized for individual patients (predictive medicine) is gaining importance these days and such treatment is not possible without using robust and cost-effective simulation methods.

With regards to deployment of stents in the arteries, they are classified into balloon-expandable and self-expandable. Since their introduction in markets self-expandable stents have become a primary choice for today's stenting procedures. Self-expandable stents are made of Nickel Titanium (NiTi) alloys which are also known as shape memory alloys (SMA). In addition to the shape memory effect these alloys exhibit pseudoelasticity which makes their choice highly favorable. The pseudoelastic effect exhibited by NiTi is a result of diffusionless transformation of the microstructure of the material from martensite to austenite phase and this helps in maintaining the flexibility (strains of 10% can be recovered) of the stent structure.

The complexity of stent implant as a result of its material property, geometry and loading conditions makes it difficult to effectively characterize its mechanical behavior. Also proper stent deployment plays an important role in successful intervention procedure. Stent flexibility is evaluated by performing bending on stents and are of greater significance in the stent delivery process. Hence qualitative evaluation of mechanical properties and influence of geometry design on the performance of stent is necessary. Finite element analysis (FEA) is a popular tool to perform such evaluations in order to test different configurations before prototype testing. In spite of being a popular tool FEA poses problems in terms of approximating the geometry and accuracy of the approximated solution. The low-order and low-regularity polynomials used in discretization of continuum domain do not capture the exact geometry unless highly fine meshes are used.

Isogeometric analysis (IGA) is a recently developed computation tool which bridges the gap between computer aided design (CAD) and computation analysis. IGA replaces low-order, low regular FEA basis functions with high-order, high-regular basis functions used in CAD and retaining isoparametric framework. Non-uniform rational B-splines (NURBS) were initially chosen as basic environment for IGA due to their extensive use in CAD community [1].

In the current study the bending behavior of stents is analyzed using classical FEA and IGA in a finite deformation regime. This is based on cantilever beam bending test proposed by Müller-Hülsbeck et al.,[2]. The paper is structured as follows: in section 2 a brief overview of non uniform rational B-splines (NURBS) and the IGA concept is given. In the following section the computation procedure to develop IGA suitable stent geometry from CAD geometry including brief description of the constitutive material model used for the analysis setup is detailed. In section 4 the numerical results are presented and analyzed comparing reaction force per different degrees of freedom pertaining to different refinements of FEA and IGA models.

2. Basics of NURBS and IGA

In this section a brief outlook on trivariate NURBS is given. For further information please refer to the work of Hughes.et.al.,[3]. NURBS are constructed from B-splines which are expressed as piecewise polynomials and are widely used in CAD and computer graphics. A pth order B-spline $\mathbf{C}(\xi)$ is obtained by a combination of B-spline basis functions and coefficients \mathbf{B}_i defined in real space and are named as control points as follows:

$$\mathbf{C}(\xi) = \sum_{i=1}^n N_{i,p}(\xi) \mathbf{B}_i \quad (2.1)$$

n is the total number of basis functions and control points. The parameter space of the curve is described by a variable ξ . A knot vector Ξ is defined as a non-decreasing vector with real values.

$$\Xi = [\xi_1, \xi_2, \xi_3, \dots, \xi_{n+p+1}] \quad (2.2)$$

The knots ξ_i partition the parameter space into knot spans. Given a knot vector Ξ B-spline basis functions are recursively defined as

$$N_{i,0}(\xi) = \begin{cases} 1 & \text{if } \xi_i < \xi < \xi_{i+1} \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases} \quad (2.3)$$

$$N_{i,p}(\xi) = \frac{\xi - \xi_i}{\xi_{i+p} - \xi_i} N_{i,p-1}(\xi) + \frac{\xi_{i+p+1} - \xi}{\xi_{i+p+1} - \xi_{i+1}} N_{i+1,p-1}(\xi) \quad (2.4)$$

A pth order NURBS curve is defined as

$$\mathbf{C}(\xi) = \sum_{i=1}^n R_{i,p}(\xi) \mathbf{B}_i, \text{ with } R_{i,p}(\xi) = \frac{N_{i,p}(\xi) w_i}{\sum_{i=0}^n N_{i,p}(\xi) w_i} \quad (2.5)$$

where w_i are the projection weights and $N_{i,p}$ are pth order B-spline basis functions. NURBS curves retain all the properties of B-spline curves like high continuity and regularity. Equation (2.5) can be extended to solids as follows

$$\mathbf{V}(\xi_1, \xi_2, \xi_3)_d = \sum_{i=0}^{n_1} \sum_{j=0}^{n_2} \sum_{k=0}^{n_3} R_{i,p}(\xi_1) S_{j,q}(\xi_2) T_{k,r}(\xi_3) (\mathbf{B}_{i,j,k})_d \quad (2.6)$$

where $(\mathbf{B}_{i,j,k})_d$ are coordinates of control points, p,q,r are polynomial degrees and $R_{i,p}, S_{j,q}, T_{k,r}$ are the NURBS basis functions in each parametric direction respectively. The described NURBS basis functions are then introduced as a galerkin isoparametric method based on those shape functions in IGA.[1]

3. Material model and Geometry

In this section the procedure to construct the stent models compatible with IGA framework directly from CAD is described. An overview of the constitutive material model is described. The stent geometry and the material model are then used with in analysis setup to simulate stent bending test.

3.1. Stent Model

The procedure involving generation of CAD model and integrating with general purpose solver FEAP is explained. The geometry is generated using software ,Rhinceros Version 5 SR14 64-bit‘ and an example model of a stent is constructed. The type of stent structure considered for the present study is a ,closed-cell‘ stent in which all the junctions in the stent are connected with each other.

The stent geometry suitable for IGA is created in RHINO in the following steps.

1. Initially a 2D surface pattern of desired stent design is drawn on a base surface as shown in Fig 3.1.

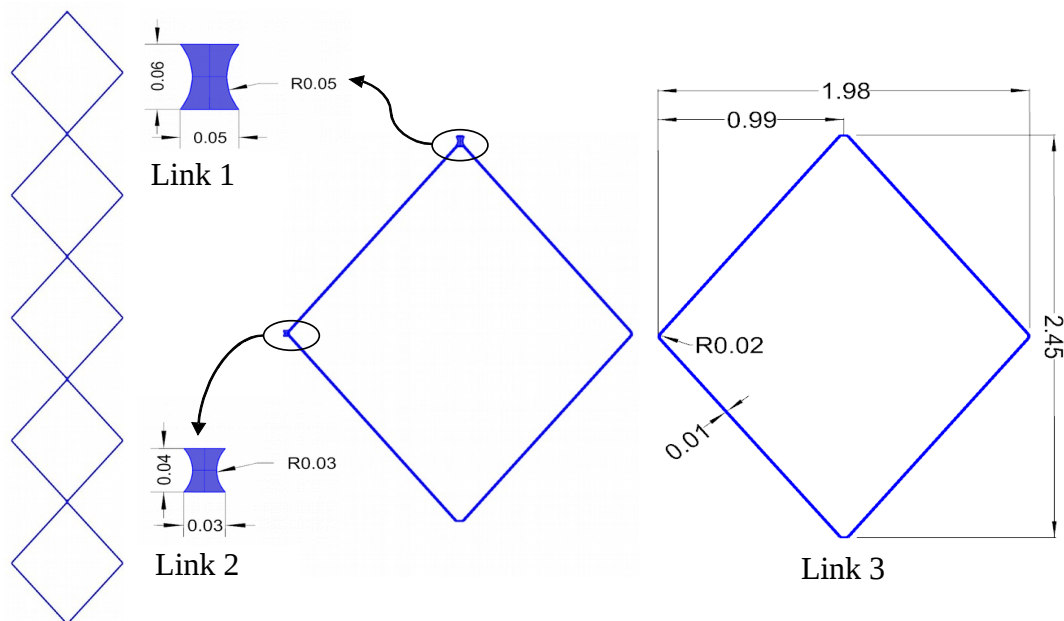


Fig 3.1: 2D Surface patch details of the stent design

2. A cylindrical surface is constructed whose diameter is equal to the inner diameter of the stent structure.
3. The 2D surface pattern is then wrapped around the cylinder of inner radius 2.0 mm to obtain the stent structure.

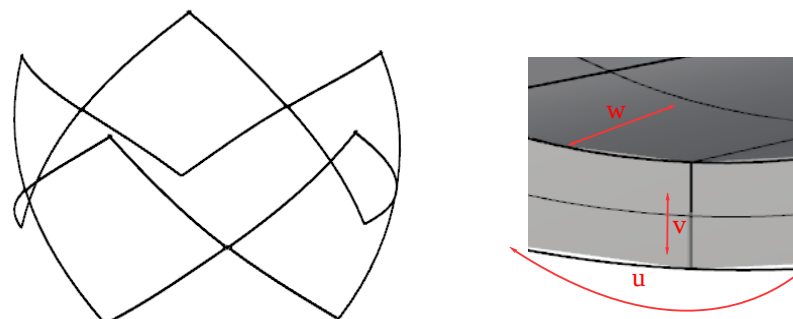


Fig 3.2: NURBS patch model for IGA with detailed view of three parametric directions u, v and w

Each 2D CAD surface generates a NURBS patch. The above steps generate a single row of stent geometry which is shown in Fig 3.2, this single row needs to be further extended. The NURBS data for all the patches is then exported as text files using GEO PDEs plugin [4]. The exported text files (containing NURBS data for a single row of stent) are then used to generate the extruded geometry and FEAP compatible input file using in-house Matlab codes.

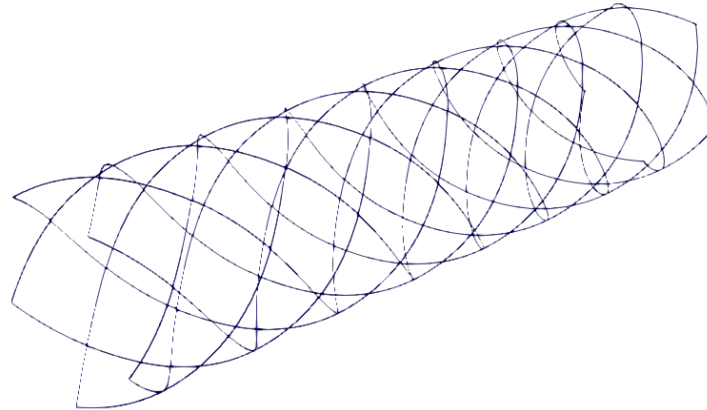


Fig 3.3: Extended IGA-stent model

The extended stent model (see Fig 3.3) comprised of 400 patches. The basic stent structure is composed of three different link patches namely link 1, link 2 and link 3 as shown in Fig 3.1. Initially, the link patches 2 and 3 are quartic-linear-quadratic elements in circumferential (u), longitudinal (v) and thickness (w) directions, whereas for link 1 the patch is quartic-linear-linear. The IGA polynomial order are obtained from 2D NURBS patch for circumferential and longitudinal directions, the thickness polynomial order is quadratic. For further refinements of the IGA patch, the knot insertion is done for link 3 (see Fig 3.1). The number of subdivisions varied from 1 to 8 for knot insertion for the NURBS model.

The equivalent finite element meshes are generated directly from the NUBRS model. It should be noted that as the order of NURBS model is quartic in circumferential direction, this leads to a refined FE mesh at the stent curvature. The finest NURBS model is used for creating finite element mesh using in-house routines. The FE mesh is further refined (h-refinement) using non uniform subdivision of each patch. For FEA mesh trilinear brick elements with full integration are used.

The knot insertion is achieved using in-house matlab code and FEA refinement is accomplished through codes which are implemented as add-on in FEAP. The following tables: Table 3.1 and Table 3.2 represent the IGA and FEA files after the respective refinements.

FEA:

Mesh Name	DOF	Degree	Number of subdivisions		
			u	v	w
FEA551	242,100	linear	5	5	1
FEA661	339,570	linear	6	6	1
FEA771	453,360	linear	7	7	1
FEA881	583,470	linear	8	8	1
FEA1081	733,770	linear	10	8	1
FEA1281	878,790	linear	12	8	1
FEA1381	953,940	linear	13	8	1
FEA1482	1,539,675	linear	14	8	2
FEA2082	2,196,225	linear	20	8	2
FEA3082	3,295,755	linear	30	8	2
FEA4082	4,387,365	linear	40	8	2

Table 3.1: List of FEA models after h-refinement

IGA:

Mesh Name	DOF	Order		
		Link 1 (u,v,w)	Link 2 (u,v,w)	Link 3 (u,v,w)
IGA0	41,400	4,4,2	4,1,2	4,1,2
IGA2	44,280	4,4,2	4,1,2	4,1,2
IGA3	47,160	4,4,2	4,1,2	4,1,2
IGA4	50,040	4,4,2	4,1,2	4,1,2
IGA7	58,680	4,4,2	4,1,2	4,1,2

Table 3.2: List of IGA models after knot insertion

3.2. Constitutive material model

In order to capture the behavior of self-expanding NiTi stents, the phenomenological model proposed by Christ.et.al., [5] in the context of finite deformations is adopted. The elastic deformation gradient \mathbf{F}_e is defined by the relation

$$\mathbf{F}_e := \mathbf{F}\mathbf{F}_t^{-1} \implies \mathbf{F} = \mathbf{F}_e\mathbf{F}_t \quad (2.1)$$

The phase transformation in polycrystalline shape memory alloys does not proceed steadily due to the presence of internal dislocations. This phenomena is described by the elastic part \mathbf{F}_{t_e} of the transformation deformation.

$$\mathbf{F}_{t_e} := \mathbf{F}_t\mathbf{F}_{t_d}^{-1} \implies \mathbf{F}_t = \mathbf{F}_{t_e}\mathbf{F}_{t_d} \quad (2.2)$$

The Green-Lagrange strain tensor is defined as $\mathbf{E} = (\mathbf{C} - \mathbf{1})/2$, where $\mathbf{C} = \mathbf{F}_t^T\mathbf{F}_t$ is the right Cauchy-Green tensor. The transitional strain tensor is defined as $\mathbf{E}_t = (\mathbf{C}_t - \mathbf{1})/2 = (\mathbf{F}_t^T\mathbf{F}_t - \mathbf{1})/2$, additionally elastic right Cauchy-Green tensor \mathbf{C}_e is used.

$$\mathbf{C}_e = \mathbf{F}_e^T\mathbf{F}_e = \mathbf{F}_t^{-T}\mathbf{C}\mathbf{F}_t^{-1} \quad (2.3)$$

and its transitional part

$$\mathbf{C}_{t_e} = \mathbf{F}_{t_e}^T\mathbf{F}_{t_e} = \mathbf{F}_{t_d}^{-T}\mathbf{C}_t\mathbf{F}_{t_d}^{-1} \quad (2.4)$$

The complete material law can be summarised as follows:

- Stress quantities

$$\mathbf{S} = 2\mathbf{F}_t^{-1}\frac{\partial\psi_e}{\partial\mathbf{C}_e}\mathbf{F}_t^{-T} \quad (2.5)$$

$$\mathbf{X} = \mathbf{X}_t + \mathbf{X}_z \quad (2.6)$$

$$\mathbf{X}_t = \mathbf{F}_{t_d}^{-1}2\frac{\partial\psi_t}{\partial\mathbf{C}_{t_e}}\mathbf{F}_{t_d}^{-T}, \mathbf{X}_z = \frac{\Delta\psi}{\beta}\frac{\mathbf{E}_t}{\|\mathbf{E}_t\|} \quad (2.7)$$

$$\mathbf{Y} = \mathbf{C}\mathbf{S} - \mathbf{C}_t\mathbf{X} \text{ and } \mathbf{Y}_t = \mathbf{C}_t\mathbf{X}_t \quad (2.8)$$

- Evolution equations: $\dot{\mathbf{C}}_t = 2\dot{\lambda}\frac{1}{\|\mathbf{Y}^D\|}(\mathbf{Y}^D\mathbf{C}_t), \dot{\mathbf{C}}_{t_d} = 2\dot{\lambda}\frac{b}{\mu_t}(\mathbf{Y}_t^D\mathbf{C}_{t_d})$ (2.9)

- Kuhn-Tucker conditions: $\dot{\lambda} \geq 0, \phi_{SMA} \leq 0, \dot{\lambda}\phi_{SMA} = 0$ (2.10)

where $\phi_{SMA} = \|\mathbf{M}^D - \mathbf{X}^D\| - k$, $\mathbf{M} := 2\mathbf{C}_e \frac{\partial \Psi_e}{\partial \mathbf{C}_e}$, k is the half height of hysteresis curve and Ψ_e represents elastic part of Helmholtz free energy function. The superscript D indicates the deviatoric part of the respective measure.

- Martensitic volume fraction: $z = \frac{\|\mathbf{E}_t\|}{\beta}$, $0 \leq z \leq 1$ (2.11)

The constitutive material parameters are obtained from Christ.et.al., [5] which were fit to experimental tests of Helm and Haupt [6,7].

3.3. Analysis Setup

The problem that is being considered in the current context is bending of a stent. Bending test is performed considering the proposal by Auricchio.et.al., [1,8]. The stent is clamped at one end and displacement boundary conditions are applied to the control points as shown in the Fig 3.4 at the free end.

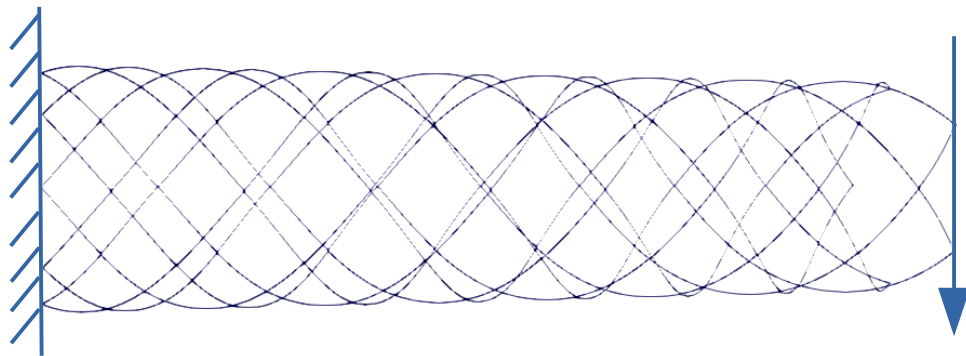


Fig 3.4: Boundary conditions on the stent

The displacement of $u = 8.5$ mm is applied for simulating the bending behavior of the stent. The resultant of reaction forces at the free end is considered as a reference measure to compare the ability of IGA and FEA to efficiently simulate stent bending. The FEA and IGA analysis are performed for the refined meshes as explained in section 3.2.

4. Results and Discussion

In the current section the results of the stent bending simulation with respect to the different refinements of FEA and IGA models are explained.

Initially the convergence of all the IGA and FEA models with respect to the reaction force at the free end against number of degrees of freedom of the stent are analysed as shown in the Fig. 4.1.

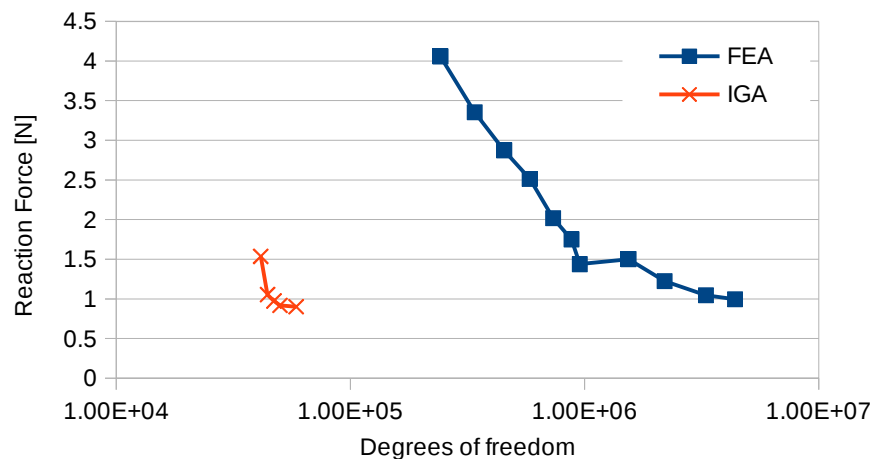


Fig. 4.1: Reaction force convergence plots

The force-displacement curves for all the iterations of FEA and IGA are shown in Fig 4.2. In Fig 4.3 a comparison is made between the results of finest, coarsest IGA models against the finest FEA model.

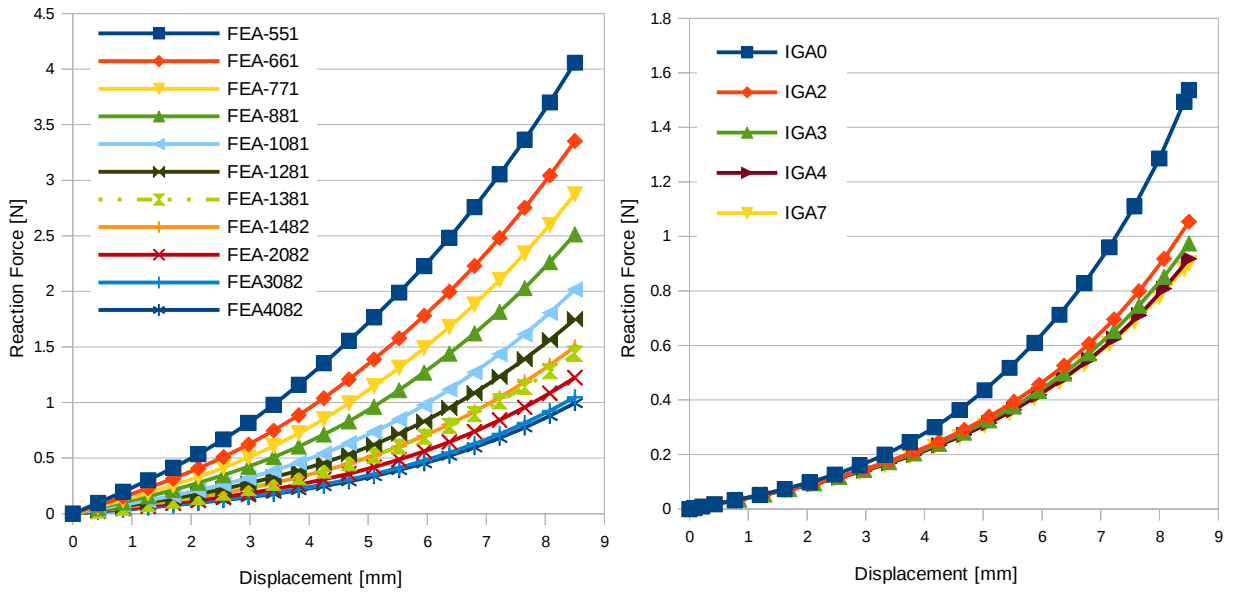


Fig. 4.2: Reaction force - Displacement curves for FEA and IGA models

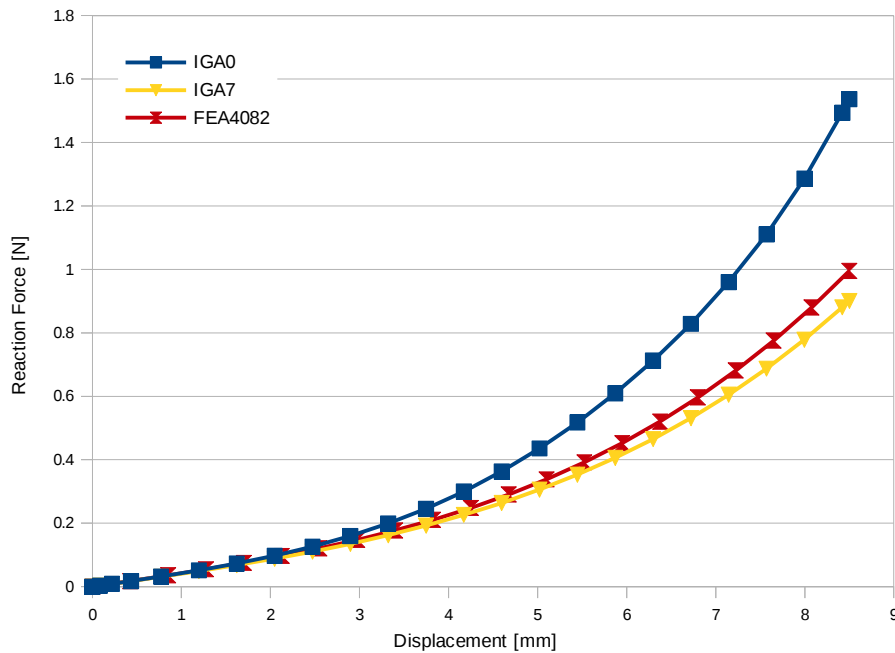


Fig.4.3: Reaction force - Displacement curves for finest FEA vs coarsest and finest IGA models

All the results concerning reaction force and degrees of freedom pertaining to all the models are presented in Table 4.1.

Mesh name	DOF	Reaction Force	
		Measure [N]	% Error
FEA551	242,100	4.0580	77.80
FEA661	339,570	3.3520	73.14
FEA771	453,360	2.8739	68.66
FEA881	583,470	2.5131	64.16
FEA1081	733,770	2.0174	55.35
FEA1281	878,790	1.7496	48.52
FEA1381	953,940	1.4379	37.36
FEA1482	1,539,675	1.5015	40.01
FEA2082	2,196,225	1.2243	26.43
FEA3082	3,295,755	1.0468	13.95
FEA4082	4,387,365	0.9953	9.50
IGA0	41,400	1.5367	41.38
IGA2	44,280	1.0540	14.54
IGA3	47,160	0.9739	7.52
IGA4	50,040	0.9179	1.88
IGA7	58,680	0.9007	0

Table 4.1: Reaction forces – Stent bending

The percentage error shown in Table 4.1 is calculated for all the iterations of stent model in comparison with the finest IGA model, i.e., IGA7. The advantage of IGA in predicting the reaction force values against FEA with relatively lower degrees of freedom of orders less than a factor of 10 is to be noted. This trend can also be graphically observed in Fig 4.1. Also IGA models converge faster than the FEA with respect to the number of refinements. The finest FEA model with degrees of freedom 4,387,365 has a relative error of 9.50% with respect to finest IGA model whose degrees of freedom are only 58,680. This is clearly observed in Fig 4.3 that high refinement of FEA model is required so that the predicted reaction force value lies with in the range of values predicted by IGA method.

Similarly when force-displacement curves (see Fig 4.2) are analysed, it can be observed that the trend for both the cases is similar.

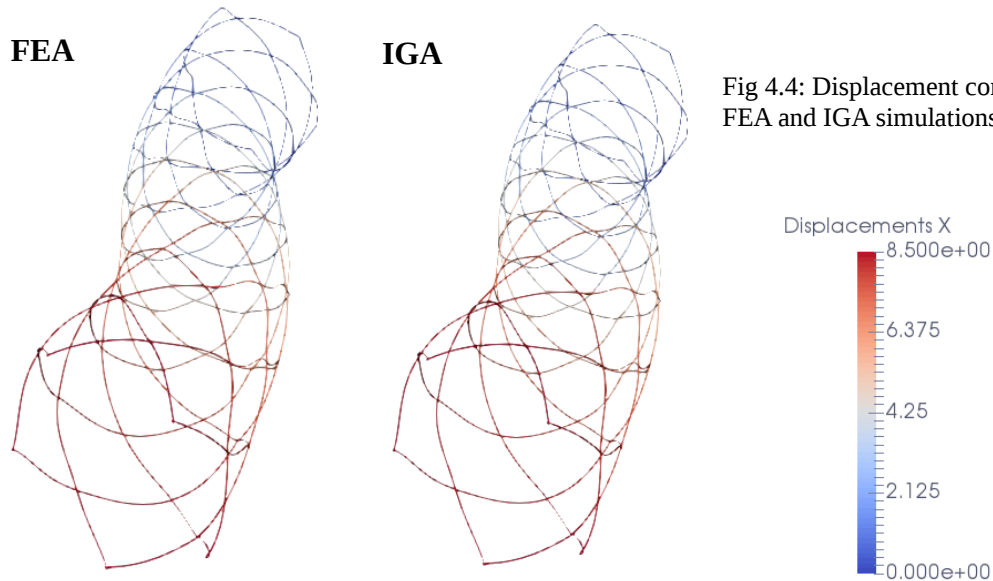


Fig 4.4: Displacement contour plot for FEA and IGA simulations

The deformed configurations of the stent for the respective fine mesh models is depicted in Fig 4.4. In this figure it can be observed that IGA and FEA yield similar deformed configurations. The potential of IGA to simulate bending behavior of stent in comparison to FEA simulation in terms of performance with respect to degrees of freedom is noteworthy.

It is to be mentioned that reaction force is a measure that represents local behavior unlike global quantity like deformation energy. Auricchio.et.al [1] compared the reaction force results with deformation energy results and concluded that both the quantities follow similar convergence trends. Hence the choice of reaction force as a performance indicator for stent bending analysis is justified.

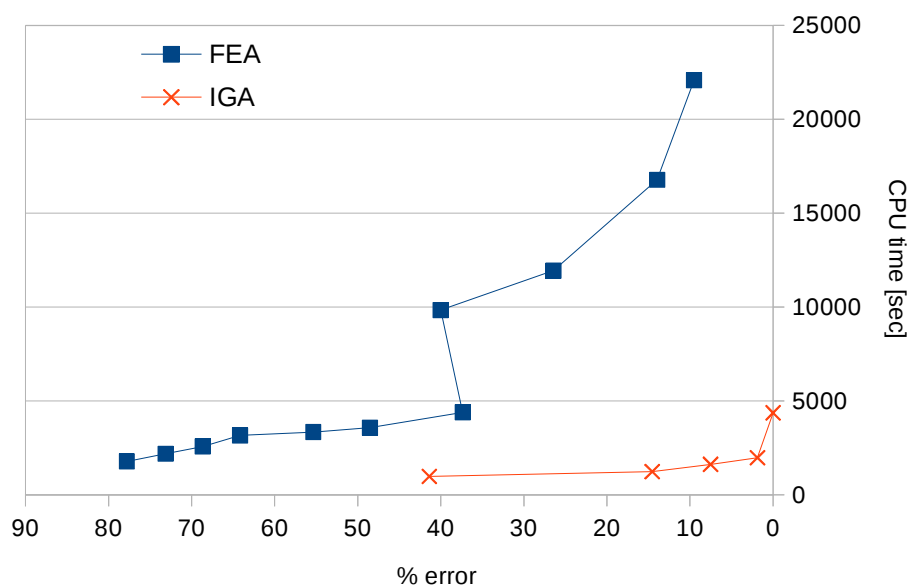


Fig 4.5: CPU time vs %error: FEA and IGA

The % error mentioned in Table 4.1 is compared with the CPU time to analyse computational time between both the methods. This is shown in the Fig 4.5.

The graph clearly shows that IGA is computationally less expensive. As an example considering a relative error of around 14%, FEA3082 consumed 16779 seconds against IGA2 with 1238 seconds of CPU time. In addition to this, when finest IGA and FEA models are compared, IGA is approximately 5 times faster than FEA. However further comparisons of FEA and IGA are necessary in terms of different approximation degrees for FEA and integration rules for IGA.

4. Conclusion

In the current study the computational methodology for integrating CAD models with IGA is presented. The computation domain is accurately represented in IGA unlike requirement of extremely fine mesh in the case of FEA. This study demonstrates the superiority of IGA to produce numerical results better than the traditional FEA with relatively low number of degrees of freedom and lesser computation times. In future work the potential of IGA in realising contact between the stent and artery is planned along with fluid-structure simulations to simulate blood flow through the artery with stent.

Acknowledgments

This work is partly funded by the Federal Ministry of Education and Research within the Forschungscampus STIMULATE under grant number 13GW0095A and by the European Regional Development Fund under the operation number ,ZS/2016/04/78123‘ as part of the initiative „Sachsen-Anhalt WISSENSCHAFT Schwerpunkte“.

References

- [1] Auricchio, F.; Conti, M.; Ferraro, M.; Morganti, S.; Reali, A.; Taylor, R.L.: Innovative and efficient stent flexibility simulations based on isogeometric analysis. *Computer methods in Applied Mechanics and Engineering* 295, (2015) 347-361
- [2] Müller-Hülsbeck, S.; Schafer, P.; Charalambous, N.; Schaffner, S.; Heller, M.; Jahnke, T.: Comparison of carotid stents: an in-vitro experiment focusing on stent design, *J. Endovasc. Ther.* 16 (2009) 168–177
- [3] Hughes, T.; Cottrell, J.; Bazilevs, Y.: Isogeometric analysis: Cad, finite elements, nurbs, exact geometry, and mesh refinement, *Comput. Methods Appl. Mech. Engrg.* 194 (2005) 4135–4195
- [4] De Falco, C.; Reali, A.; Vázquez, R.: Geopdes: A research tool for isogeometric analysis of pdes, *Adv. Eng. Softw.* 42 (2010) 1020–1034
- [5] Daniel, C.; Reese, S.: Finite deformation pseudo-elasticity of shape memory alloys – Constitutive modelling and finite element implementation, *International Journal of Plasticity* 24, (2008) 455-482
- [6] Helm, D.; Haupt, P.: Thermomechanical behaviour of shape memory alloys. *Active Materials: Behavior and Mechanics* 4333, (2001) 302–313
- [7] Helm, D.; Haupt, P.: Shape memory behaviour: modelling within continuum mechanics. *International Journal of Solids and Structures* 40, (2003) 827–849
- [8] Auricchio, F.; Arghavani, J.; Conti, M.; Morganti, S.; Reali, A.; Stefanelli, U.: Shape-memory, alloys: effective 3D modeling, computational aspects and analysis of actuator and biomedical devices. *Proceedings of ACTUATOR10 - International Conference and Exhibition on New Actuators and Drive Systems.*, 2010

Simulation des Risswachstums in einer Compact Tension - Probe nach ASTM E399 mit einem spröden Phasenfeldmodell

Zhengkun Liu ¹⁾, Julian Roggel ¹⁾, Daniel Juhre ¹⁾

¹⁾ Institut für Mechanik, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Deutschland, Zhengkun.liu@ovgu.de, +49 391 67 52515

Zusammenfassung

Ein wesentliches Ziel bei der Auslegung von Bauteilen ist der Nachweis der Betriebsfestigkeit. Neben konventionellen Lebensdauerversuchen spielt hierbei auch die Untersuchung der Rissausbreitung im Material eine große Rolle. Mithilfe der Bruchmechanik, die sich mit der Trennung des Körpers durch einen oder mehrere Risse beschäftigt, können Vorhersagen zur Rissentstehung, und dessen Ausbreitung getroffen werden [1,2]. Im Rahmen der Bruchmechanik werden zusätzliche Materialkennwerte wie die Bruchzähigkeit oder die kritische Energiefreisetzungsrates eingeführt. Diese Kennwerte können aus Versuchen an genormten Probegeometrien ermittelt werden. Einer dieser Probekörper ist die Compact-Tension-Probe (CT-Probe) nach ASTM E399 [2]. Die numerische Implementierung der bruchmechanischen Ansätze in den Entwicklungsprozess bietet sich an, da sich auch komplexe Bauteile kostengünstig auf Rissinitiierung überprüfen lassen und Risspfade vorhergesagt werden können. Es gibt verschiedene Alternativen, Rissausbreitung und -initiierung in Bauteilsimulationen umzusetzen. Eine Möglichkeit ist die Phasenfeldmethode, bei der neben dem Verschiebungsfeld eine zusätzliche skalare Variable berücksichtigt wird, die den Rissverlauf definiert. Durch die Implementierung des Phasenfeldmodells in die Finite-Elemente-Methode können somit komplexe Geometrien simuliert und eine Vorhersage zum Bauteilverhalten getroffen werden [3,4]. In diesem Beitrag werden die Ergebnisse zur FE-Simulation einer CT-Probe mit einem spröden Phasenfeldmodell präsentiert, wobei der Riss durch die Variable des Phasenfelds dargestellt wird. Neben dem Einfluss der Phasenfeldparameter wird auch die Auswirkung der FE-Diskretisierung betrachtet.

Schlüsselwörter: Phasenfeldmodellierung, Finite-Elemente-Analyse, Schädigung, ASTM E399, Bruchmechanik

1. Einleitung

Die Konstruktion von neuartigen Produkten ist das Ziel der Ingenieurwissenschaften. Zur sicheren Nutzung dieser Bauteile muss nachweisbar sein, dass diese nicht versagen. Ein wesentlicher Bestandteil hiervon ist die Bruchmechanik, die sich mit dem Bruch, also der Trennung des Körpers, beschäftigt. Diese Trennung entsteht durch das Wachsen eines oder mehrerer Risse durch das Material. Hierbei ist von Interesse, wo Risse entstehen, wie sich diese ausbreiten und ab welcher Belastung sich Risse im Material fortpflanzen. Die Bruchmechanik ist unabhängig von der reinen Kontinuumsmechanik zu betrachten, da durch die Risse oder Kerben Spannungsspitzen entstehen, die das Bauteil zerstören bevor die klassisch berechnete Zugfestigkeit überschritten wird. Werden Kerben oder Risse in Materialien nicht betrachtet, kann es zu einer falschen Auslegung und ein Versagen im Betrieb kommen. Dieses kann katastrophale Folgen haben, beispielsweise im Straßenverkehr, der Luftfahrt oder der Raumfahrt. Zur Beschreibung der Bruchmechanik werden zusätzliche Materialkennwerte wie die Bruchzähigkeit oder die kritische Energiefreisetzungsrates eingeführt. Diese Kennwerte werden aus genormten Probegeometrien und Versuchen ermittelt. Einer dieser Probekörper ist die Compact-Tension-Probe (CT-Probe), die in dieser Arbeit simuliert werden soll. Eine solche Geometrie ist sinnvoll für eine numerische Studie, da diese als Standard anerkannt wird.

Die numerische Implementierung der Bruchmechanik in den Entwicklungsprozess bietet sich an, da sich auch komplexe Bauteile kostengünstig auf Rissinitiierung überprüfen lassen und Risspfade vorhergesagt werden können. Es können bei gleichen Kosten eines Probekörpers für einen Versuch unzählige Simulationen durchgeführt werden und somit Entwicklungskosten gespart werden. Die Fertigung komplexer Bauteile oder Baugruppen zur Überprüfung ist auch deshalb aufwendig, da noch keine Serienstandards in der Fertigung vorhanden sind und die Proben Einzelanfertigungen sind. Somit ist die Anzahl der realen Versuche so klein wie möglich zu halten. Es haben sich beispielsweise Crashsimulationen in der Automobilindustrie durchgesetzt, da hierdurch weniger neue Modelle hergestellt und zerstört werden müssen. Es gibt verschiedene Möglichkeiten Rissausbreitung und -initiierung mit einem Computer zu simulieren. Eine Möglichkeit der Berücksichtigung der Bruchmechanik ist die Phasenfeldmethode, die zusätzlich zur Finiten-Elemente-Methode ein skalares Feld nutzt,

welches den Riss modelliert. Hiermit sind komplexe Geometrien simulierbar und ermöglichen somit eine Vorhersage des Verhaltens des Bauteils.

2. Phasenfeldmethode in der Bruchmechanik

Neben der analytischen Lösung ist eine numerische Methode interessant, um eine Rissbildung und Rissausbreitung vorherzusagen. Eine Möglichkeit ist die Phasenfeldmethode, bei der Risse durch eine zusätzliche kontinuierliche Feldvariable dargestellt werden. Dies ermöglicht eine relativ einfache algorithmische Implementierung, da die Rissflächen nicht explizit modelliert werden müssen. Eine direkte Modellierung der Rissflächen Verschiebungsfeld, das zu numerischen Schwierigkeiten führen kann.

Die Grundlage der Rissmodellierung mit dem Phasenfeld ist das klassische Griffith-Kriterium, das beschreibt, dass ein Riss wächst, wenn es energetisch günstig ist [2]. Dieses Modell ist durch eine Variationsformulierung von Francfort und Marigo [3] erweitert worden, wobei die Gesamtenergie, bestehend aus elastischer Energie und Rissenergie, minimiert wird. Dies ermöglicht eine Modellierung von Rissentstehung und komplexe Rissmuster. Neben der Verschiebung als Grundlage der Modellierung wird bei der Phasenfeldmethode ein zusätzlicher skalarer Ordnungsparameter s eingeführt. Diese Feldvariable bestimmt hierbei zwischen gebrochenem und ungebrochenem Material und modelliert den Steifigkeitsverlust des geschädigten Materials. Ist $s = 1$ ist das Material unbeschädigt, ist $s = 0$ handelt es sich um vollständig gebrochenes Material, also um einen Riss. Das Phasenfeld ist stetig im Bereich $0 \leq s \leq 1$, es handelt sich um ein diffuses Interface.

Das Energiefunktional lässt sich für geschädigte Bauteile wie folgt formulieren:

$$\Gamma = \int_{\Omega} \left[\frac{(1-s)^2}{4\xi} + \xi |\nabla s|^2 \right] dV \quad (1)$$

Dieses Energiefunktional wird nun mit der kritischen Energiefreisetzungsrate G_c multipliziert, wodurch die Bruchenergie approximiert werden kann.

$$\int_{\Omega} G_c \left[\frac{(1-s)^2}{4\xi} + \xi |\nabla s|^2 \right] dV = \int_{\Omega} \Psi_s dV \quad (2)$$

Hierbei wird Ψ_s als Bruchenergiedichte bezeichnet. ξ stellt einen Parameter dar, der die Übergangsbreite zwischen unbeschädigtem und gebrochenem Material definiert. Mit der Approximation der Bruchenergie und der Beschreibung der elastischen Energie lässt sich ein Minimierungsproblem aufstellen. Das Gesamtpotential Π besteht aus elastischer Energie Ψ_e , Bruchenergie und dem Potential der äußeren Kräfte und lässt sich wie folgt formulieren.

$$\Pi(\mathbf{u}, s) = \int_{\Omega} \Psi_e(\epsilon(\nabla \mathbf{u})) dV + \int_{\Omega} G_c \left[\frac{(1-s)^2}{4\xi} + \xi |\nabla s|^2 \right] dV - \int_{\Omega} \mathbf{t}^* \mathbf{u} dA \quad (3)$$

Allgemein lässt sich die elastische Energie Ψ_e wie folgt für das Phasenfeld darstellen:

$$\Psi_e = \frac{1}{2} (s^2 + \eta) \epsilon : (\mathbb{C} : \epsilon) \quad (4)$$

Es ergibt sich eine Evolutionsgleichung für das Rissfeld mit Gl. (3)

$$\frac{1}{M} \dot{s} + 2s\Psi_e - G_c \left[2\xi \Delta s + \frac{1-s}{2\xi} \right] = 0 \quad (5)$$

3. Geometrie der CT-Probe

Als Benchmarktest soll eine CT-Probe modelliert werden. Die Geometrie der CT-Probe ist in der ASTM E399 (Standard Test Method for Linear-Elastic Plane-Strain Fracture Toughness K_{Ic} of Metallic Materials) (Literaturhinweis) festgelegt (Bild 1). In dieser Arbeit wird für das Modell eine Länge von $B = a = 12$ mm angenommen. Diese Größe der Probe ist fertigungstechnisch schlecht zu realisieren, wird für die Modellierung jedoch genutzt, da die endgültige Größe dem jeweiligen Material angepasst werden muss. Die restliche Geometrie wird entsprechend ausgeführt, sodass die Norm erfüllt wird. Für die Form der Kerbe gibt es in der Norm verschiedene Ausführungen, in dieser Arbeit wird die Form b) aus Bild 2 verwendet. Die gewählten Abmessungen sind in der Tabelle 1 aufgeführt.

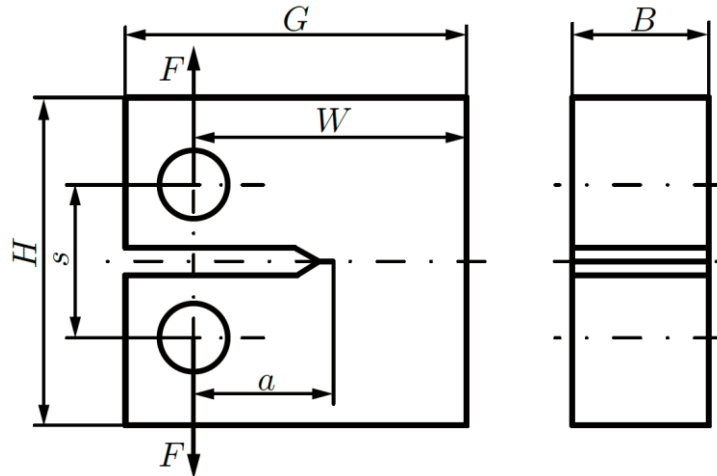


Bild 1: Geometrie der CT-Probe nach ASTM E399

Tabelle 1: Geometrie der CT-Probe

Abmessung in mm	Wert	Einheit
W	24	mm
B	12	mm
s	13,2	mm
H	28,8	mm
a	12	mm
x	1,5	mm
D	6	mm
G	30	mm
θ	60	Grad (°)
z	2	mm

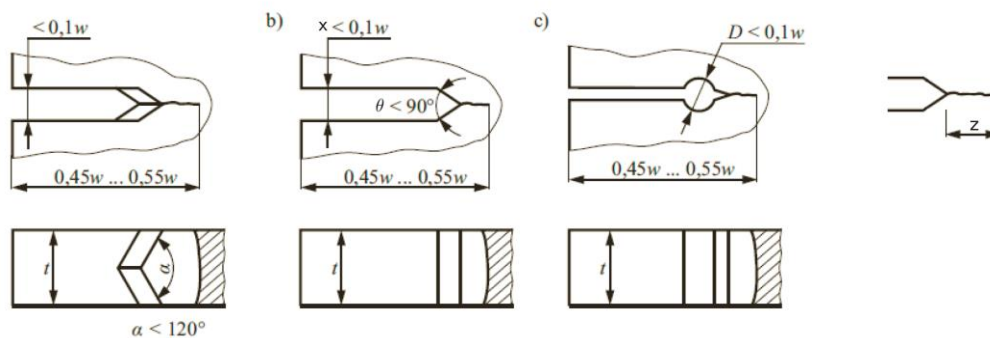


Bild 2: Korbformen der CT-Probe gemäß ASTM E399

4. Berechnungen

Zur Berechnung wird das Modell der CT-Probe in ein Input-File für FEAP überführt. Es bedarf einer Definition der Material- und Phasenfeldkennwerte, der Iterationsschritte, der Geschwindigkeit der Lastaufbringung und der gewünschten Verschiebung. Die Berechnungszeit wurde als normierte Größe auf eine Sekunde festgelegt. Die genutzten Kennwerte sind in den Tabelle 2 und Tabelle 3 dargestellt. Die Materialkennwerte richten sich nach dem Gusseisen GG25. Für die Verschiebung wird 0,5 mm festgelegt. Die Definition des Anfangsrisses führt zu einer instabilen Situation. Berechnet wird deshalb zunächst einmal statisch ohne Last, um einen stabilen Zustand für das Phasenfeld zu erhalten.

Tabelle 2: Materialkennwerte in der Simulation

Kennwert	Formelzeichen	Wert	Einheit
E-Modul	E	118000	MPa
Querkontraktionszahl	ν	0,26	

Tabelle 3: Phasenfeldkennwerte der Simulation

Kennwert	Formelzeichen	Wert	Einheit
Steifigkeit bei $s = 0$	η	0,0001	
Übergangsbreite	ξ	0,5	mm
Risswiderstand	G_c	2	N/mm
Mobilitätskonstante	M	1000	mm ² /N · s

Hierbei entsteht der diffuse Bereich zwischen dem Anfangsriss und dem ungeschädigten Material. Von diesem stationären, spannungsfreien Zustand ($\dot{s} = 0$) wird die iterative Rechnung mit Lastaufbringung begonnen.

4.1 Berechnungsergebnisse

Im Folgenden werden die Ergebnisse der Simulation grafisch dargestellt. Bild 3 zeigen hierbei das Phasenfeld als Abstufungen des Wertes des Schädigungsparameters s .

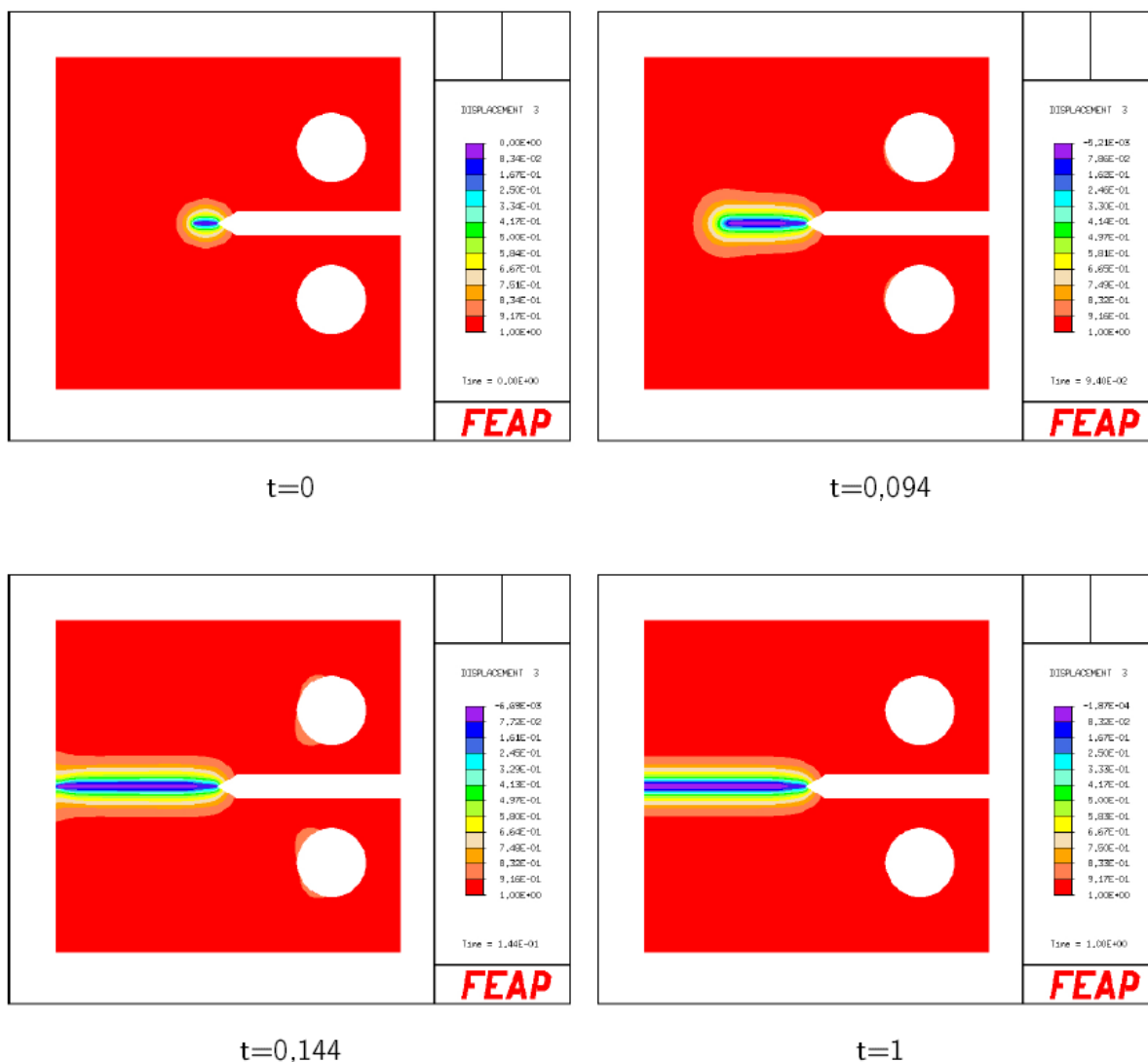


Bild 3: Simulation des Risswachstums der CT-Probe zu verschiedenen Zeitpunkten

Oben links ($t=0$) in Bild 3 ist das Ergebnis nach der statischen Iteration dargestellt. Es folgt rechts oben ($t = 0,094s$) ein Zustand während des Risswachstums und unten links der Zeitpunkt ($t = 0,144s$), wenn der Riss gerade das Ende der Probe erreicht hat. Unten rechts ($t = 1s$) ist die Lösung nach der gesamten aufgetragenen Verschiebung dargestellt. Die Ergebnisse entsprechen dem erwarteten Verlauf. Es ist zu beachten, dass es auch bei den Bohrungen zu einem leichten Phasenfeldes kommt. Dies liegt sowohl an dem relativ großen Übergangsparameter ξ und der Bohrung selbst, die eine Kerbe darstellt und somit die Spannung hier größer ist als in der Umgebung. Das Phasenfeld erreicht jedoch nur eine leichte Minderung ($s = 0,9$) und geht im Laufe der Rechnung wieder zurück auf den Ausgangswert ($s = 1$). Es ist somit ein rein numerisches Phänomen.

Neben der Darstellung des Schädigungsparameters s lässt sich ein Kraft-Weg-Diagramm bestimmen. Hierzu wird die Verschiebung und Kraft auf einen Knoten ausgewertet. Als Knoten wird der in der oberen Bohrung mit dem größten y -Wert gewählt. Es ergibt sich der folgende Verlauf in Bild 4:

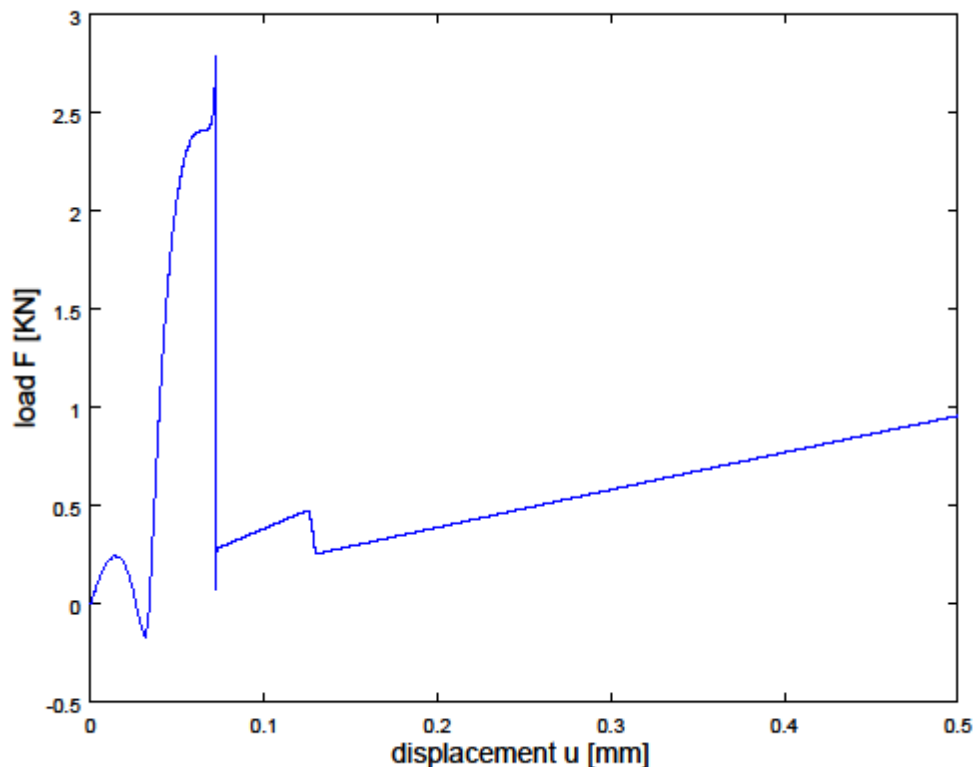


Bild 4: Kraft-Verschiebung-Diagramm

Der Verlauf entspricht nicht einem der Verläufe, die als typische Ergebnisse dieses Tests gelten. Dies hat verschiedene Gründe. Im realen Experiment wird die Verschiebung über eine zusätzliche Klemme und die Kraft durch die Maschine gemessen, was in dem Modell nicht modelliert wurde. Die ersten Kraftsteigerungen stimmen überein mit einer leichten Schwächung des Materials an der Bohrung, wo die Kraft gemessen wird. Da die ausgegebene Reaktionskraft aus der Spannung für den Messpunkt bestimmt wird und die Spannung vom Phasenfeld abhängig ist, sind diese Schwankungen nachvollziehbar. Im Vergleich zum Hauptpeak jedoch sind vor allem bei kleineren Werten von ξ die ersten Peaks nur wenige Prozent und somit vernachlässigbar. Während des großen Peaks schreitet der Riss in der Bauteilmitte fort, und der Abfall der Kraft stimmt mit dem Erreichen des Risses am Ende des Bauteils überein. Dass die Kraft danach wieder steigt, liegt an der Reststeifigkeit η , die dazu führt, dass die Kraft trotz des Risses noch übertragen werden kann.

4.2 Einfluss des Parameters ξ

Der Parameter ξ beschreibt den Übergang vom unbeschädigten zum gebrochenen Material. Je kleiner ξ , desto kleiner der Übergangsbereich. Bei den Berechnungen mit verschiedenen Werten von ξ wird darauf geachtet, dass $\xi \geq h_{mesh}$ gilt, wobei h_{mesh} die Elementkantenlänge des FE-Modells im Bereich des Risses ist. In diesen Berechnungen beträgt $h_{mesh} = 0,05$. ξ kann sowohl als reiner numerischer Parameter des Phasenfeldmodells oder

als Materialparameter betrachtet werden. Für den Fall, dass ξ als ein Materialparameter betrachtet wird, muss der Wert aus experimentellen Daten ermittelt werden. Im Falle des reinen numerischen Parameters gilt, dass die numerische Lösung besser mit der analytischen Lösung des spröden Phasenfeldmodells übereinstimmt, je kleiner wird.

Der Einfluss des Parameters auf das Phasenfeld ist in der nachfolgenden Grafik 5 dargestellt.

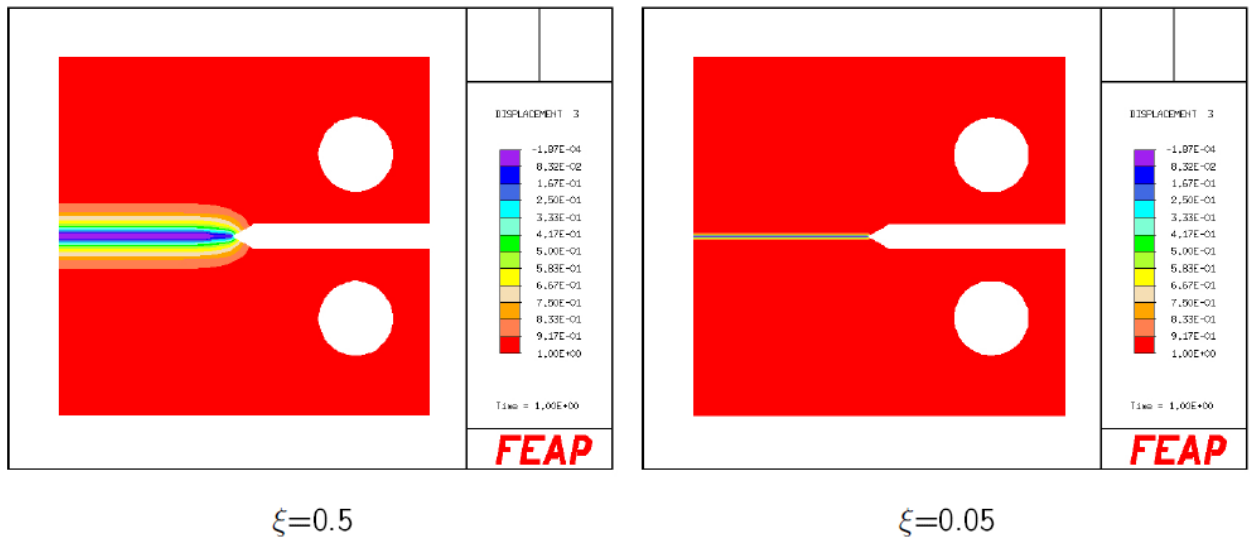


Bild 5: Einfluss des Parameters ξ auf das Phasenfeld

Es ist gut zu erkennen, dass durch einen größeren Wert von ξ der geschädigte Bereich zunimmt.

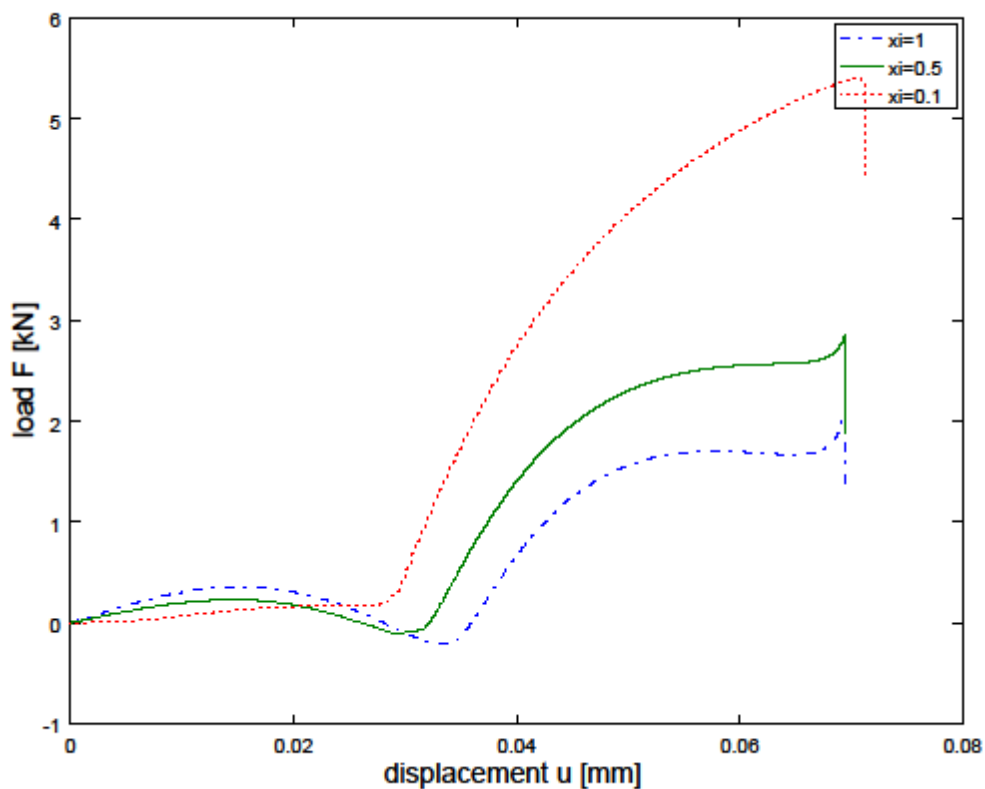


Bild 6: Einfluss des Parameters ξ

In Bild 6 sind die Kraft-Weg-Kurven der CT-Probe bei drei verschiedenen Werten von ξ dargestellt. Es ist zu erkennen, dass mit sinkenden Werten von ξ die maximale Kraft stark und die Verschiebung beim Bruch leicht

ansteigt. Dies entspricht auch der Erwartung. Durch einen größeren geschädigten Bereich (größerer Wert für ξ) wird eine geringere Kraft benötigt, um das Bauteil zu zerbrechen. Es ist bei weiteren Berechnungen wichtig, dass der Parameter ξ nicht verändert wird, wenn ein direkter Vergleich gewünscht ist.

4.3 Einfluss der Mobilitätskonstante M

Die Mobilitätskonstante M berücksichtigt das dynamische Verhalten bei schlagartigem Risswachstum. Bei der Simulation der CT-Probe werden verschiedene Werte für M verwendet und die Ergebnisse miteinander verglichen. Grundsätzlich gilt, dass mit steigendem Wert für M die Genauigkeit der Berechnung zunimmt, jedoch auch die Rechenzeit. Es soll mit dem Vergleich bestimmt werden, ab wann die Konstante groß genug ist, dass sich nur noch geringe Änderungen im Ergebnis ergeben.

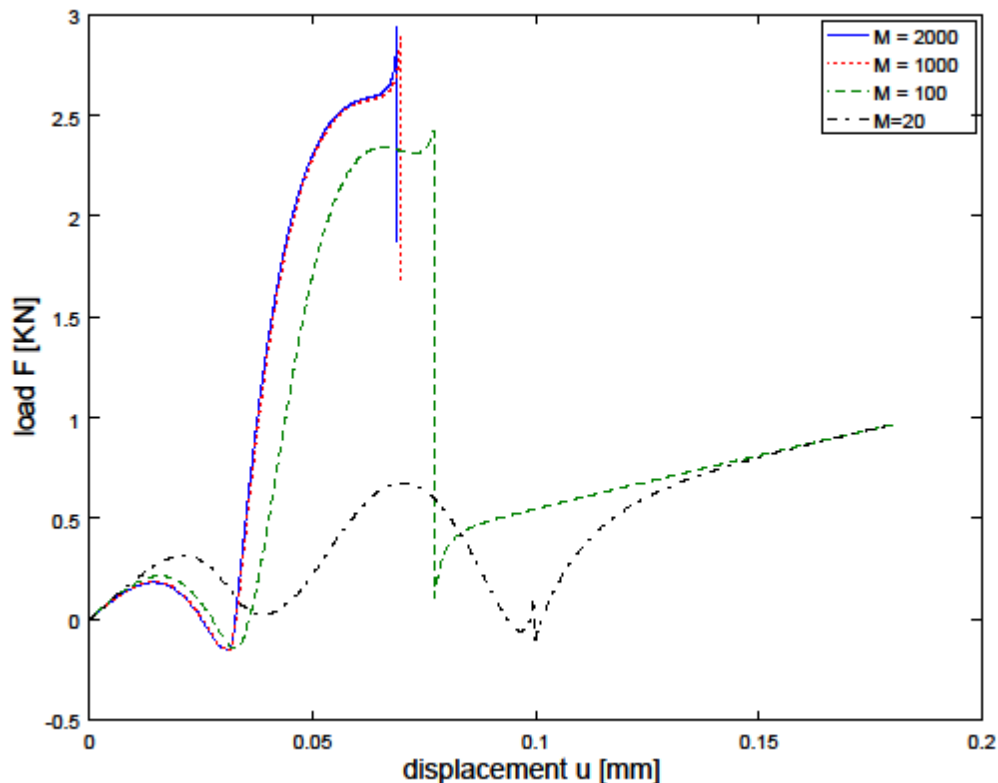


Bild 7: Einfluss der Mobilitätskonstante

Es ist in Bild 7 zu erkennen, dass zwischen einem Wert von $M = 1000$ und $M = 2000$ kein merklicher Unterschied in der Verschiebungs-Kraft-Kurve erkennbar ist. Das Ergebnis für $M = 20$ ist deutlich verfälscht, es muss unbedingt ein größerer Wert gewählt werden. Bei $M = 100$ ergibt sich ein sinnvoller Verlauf der Kraft, jedoch ist der Abstand zu dem Ergebnis von $M = 1000$ noch sehr groß. Zwischen $M = 1000$ und $M = 2000$ ist der Unterschied vernachlässigbar. Da ein großer Wert von M zu einer längeren Rechenzeit führt, ist somit ein Wert von $M = 1000$ als bester Wert zu sehen.

4.4 Einfluss der Konvergenzstudie

Um die Konvergenz der Lösung zu überprüfen wird eine Konvergenzstudie durchgeführt. Hierbei wird das Kraft-Weg-Diagramm für die im Bereich des Risses verschieden feine Netze verglichen. Die Ergebnisse der Berechnung sind als Kraft-Verschiebungs-Diagramm in Bild 8 dargestellt.

Es ist zu erkennen, dass die horizontale Verfeinerung einen vernachlässigbaren Einfluss auf den Kraftverlauf hat. Der Bereich nach dem größten Peak entsteht durch die Reststeifigkeit und ist irrelevant, da er nur numerischen Ursprungs ist und nicht weiter betrachtet werden muss. Während des Rissfortschritts stimmen die Werte bei den verschiedenen Netzvarianten sehr gut überein. Die Ergebnisse der Konvergenzstudie sind als Kraft-Verschiebungs-Diagramm in Bild 9 dargestellt. Es ist zu erkennen, dass durch die variierten Elementkantenlängen

Unterschiede entstehen, jedoch bei den beiden feineren Netzen nur noch vernachlässigbare Unterschiede vorhanden sind, die Lösung somit konvergiert. Es ist jedoch zu beachten, dass diese Konvergenz nur für $\xi = 0,5$ gilt, verringert man den Wert beispielsweise auf $\xi = 0,2$ führt dies neben der größeren Amplitude auch zu Unterschieden zwischen den Netzen mit Elementkantenlängen von 0,05 und 0,02, die sich bei $\xi = 0,5$ nur vernachlässigbar unterscheiden. Im Vergleich zu den Unterschieden der maximalen Kraft durch den Einfluss von ξ ist jedoch der Einfluss des Netzes vernachlässigbar.

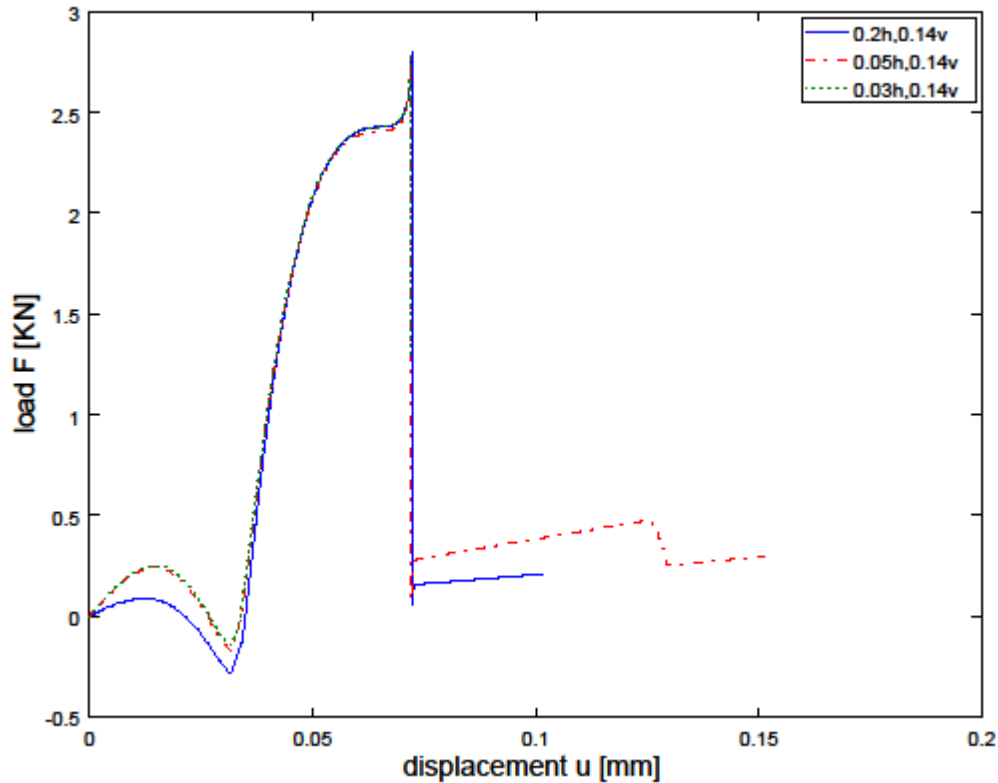


Bild 8: Konvergenzstudie-horizontale Verfeinerung

5. Bestimmung der kritischen Energiefreisetzungsrate aus den Simulationsergebnisse

In diesem Abschnitt werden die Simulationsergebnisse genutzt, um den als Parameter für das Phasenfeld angegebenen Wert für die kritische Energiefreisetzungsrate G_{Ic} zu überprüfen. Der Wert berechnet sich nach Formel (3) aus Materialkennwerten und der Bruchzähigkeit K_{Ic} , die wiederum von der Geometrie und der maximalen Kraft abhängt. Dementsprechend muss aus der Simulation lediglich die kritische Kraft bestimmt werden. Es ergibt sich die folgende Formel für die verwendete Geometrie (vgl. Tab. 1) und Materialparameter (vgl. Tab. 2):

$$K_{Ic} = \frac{F_{max}}{B\sqrt{W}} f\left(\frac{a}{w}\right) = F_{max} \cdot 0,1643 \quad (6)$$

Mit der kritischen Kraft von 2.7 kN ergibt sich für die kritische Energiefreisetzungsrate:

$$G_{Ic} = \frac{K_{Ic}^2(1-\nu^2)}{E} = 1,6724 \quad (7)$$

Für das Phasenfeld wurde der Wert von $G_{Ic} = 2$ angenommen, wodurch das Ergebnis relativ gut passt. Durch das Anpassen des Wertes von ξ ließe sich genau der angegebene Wert von G_{Ic} erzielen. Es ist bei dem Vergleich jedoch zu beachten, dass schon die Änderung des Messpunktes für die Kraft und Verschiebung einen großen Einfluss auf das Ergebnis hat. Für einen vom Messpunkt unabhängigen Vergleich müsste die Kraft und

Verschiebung von einem Masterknoten in der Mitte der Bohrung bestimmt werden, der starr mit allen Knoten des Lochs verbunden ist.

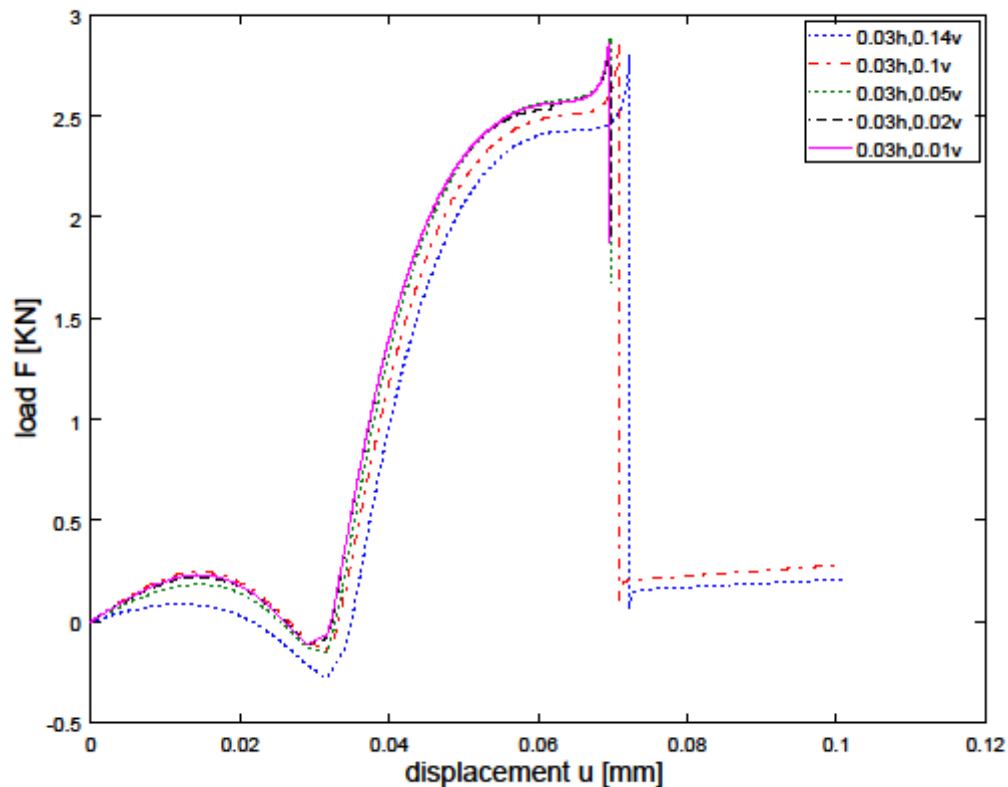


Bild 9: Konvergenzstudie-vertikale Verfeinerung

6. Fazit und Ausblick

Die Simulation des Risswachstums einer CT-Probe nach ASTM E399 mittels eines spröden Phasenfeldmodells ergibt sinnvolle Ergebnisse. Es eröffnet sich somit für die Phasenfeldmethode ein vielfältiges Einsatzspektrum in der Bestimmung von Rissinitiierung oder -pfaden. Die Phasenfeldmethode für den spröden Bruch ist jedoch nur von Ingenieuren anzuwenden, die den Hintergrund der einzelnen Parameter nachvollziehen können und diese den Anforderungen entsprechend wählen. Beim Vergleich mit Literaturwerten oder Ergebnissen aus Experimenten ist vor allem der Übergangparameter ξ passend zu wählen. So muss festgelegt werden, ob ξ als reiner numerischer Parameter oder als Materialparameter betrachtet wird. Die Mobilitätskonstante sollte groß genug gewählt werden, um sinnvolle Ergebnisse zu bekommen und die Reststeifigkeit η hat einen entscheidenden Einfluss darauf, wie viel Kraft trotz gebrochenen Materials noch übertragen werden kann und sollte möglichst gering gewählt werden, wobei jedoch die numerische Stabilität erhalten bleiben muss.

Die Ergebnisse zeigen auch, dass für die Bestimmung eines Kraft-Weg-Diagramms der Messpunkt eine größere Rolle spielt. Optimal wäre es, wenn der Messpunkt ein Masterknoten in der Mitte der Bohrungen wäre, der starr mit allen Knoten des Lochs verbunden ist. Dies lässt sich jedoch im genutzten Programm FEAP nicht schnell und einfach implementieren. Eine weitere Möglichkeit wäre die Modellierung eines starren Zylinders, der die Verschiebung über eine Kontaktdefinition auf die CT-Probe überträgt. Hierbei gibt es jedoch in FEAP Probleme mit der Starrkörperdefinition. Es ist abschließend zu sagen, dass die Phasenfeldmethode zur Simulation von Risswachstum ein großes Anwendungspotential besitzt und sinnvolle Ergebnisse liefert. Bei einer korrekten Anwendung lassen sich viele komplexe bruchmechanische Probleme untersuchen und die Notwendigkeit von experimentellen Versuchen reduzieren, was bezüglich der Entwicklungskosten und -zeit vorteilhaft ist.

Literaturverzeichnis

- [1] Rösler, J.; Harders, H.; Bäcker, M.: Mechanisches Verhalten der Werkstoffe, Springer Verlag, 2016

- [2] Gross, D.; Seelig, T.: Bruchmechanik mit einer Einführung in die Mikromechanik, Springer Verlag, 2016
- [3] Kuhn, C.; Müller, R.: A continuum phase field model for fracture, Engineering Fracture Mechanics, 2010, S.3625-3634
- [4] Schlüter, A.; Willenbücher, A.; Kuhn, C.: Phase field approximation of dynamic brittle fracture, Computational Mechanics, 2014, S. 1141-1161

Entwicklung und Realisierung einer Methodenplattform für die Spannungsanalyse von Al-Druckgussteilen mit Imperfektionen

Mathias Würkner, Sascha Duczek, Harald Berger, Heinz Köppe, Ulrich Gabbert

Institut für Mechanik, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Deutschland, mathias.wuerkner@ovgu.de, 0391/67/52886

Zusammenfassung

Bei der Herstellung von Gussteilen aus Aluminium kommt es in der Regel zu ungewollten Imperfektionen. Mit Imperfektionen sind hier Poren gemeint. In der Regel sind die Abmaße der Poren im Vergleich zum Bauteil um ein Vielfaches kleiner. Spannungsanalysen mittels der klassischen Finite-Elemente-Methode (kurz: FEM) unter Berücksichtigung einer Vielzahl an Poren lassen sich daher nur mit erheblichem Rechenaufwand oder gar nicht durchführen, da infolge der Komplexität der Geometrie keine FE-Diskretisierung generiert werden kann. Eine leistungsfähige Alternative zur herkömmlichen FEM stellt die Finite-Zellen-Methode (englisch: finite cell method, kurz: FCM) dar. Der entscheidende Vorteil der Methode besteht darin, dass nicht auf Basis der realen Geometrie ein Elementnetz erzeugt wird, sondern ein erweitertes Gebiet die Grundlage bildet. Somit ist das Netz hinsichtlich des ursprünglichen Gebietes nicht mehr geometriekonform. Es genügt oft eine vereinfachte, relativ grobe Vernetzung als Berechnungsbasis.

In der Industrie wird hauptsächlich kommerzielle FE-Software wie zum Beispiel Ansys oder Abaqus zur Spannungsanalyse verwendet. Aus diesem Grund ist es aus industrieller Sicht vom Vorteil, eine Methodenplattform zu entwickeln, die eine Schnittstelle zwischen einer FE-Software und der FCM herstellt. In diesem Zusammenhang lassen sich auch benutzerdefinierte Subroutinen, welche in die FE-Software eingebettet werden können, nutzen. Darüber hinaus bietet die Plattform eine Schnittstelle zur Computertomographie (CT). CT-Daten, welche in einen STL-Datensatz überführt worden sind, dienen als Informationsquelle für Lage und Größe von Poren. Das Postprocessing erfolgt unter Nutzung weiterer Softwareschnittstellen. Auf Basis eines Visualisierungsnetzes (Abaqus) werden Verschiebungen, Verzerrungen und Spannungen berechnet. Anschließend können diese mittels geeigneter Visualisierungssoftware (Paraview) dargestellt werden.

In dem vorliegenden Beitrag werden wichtige Aspekte zur Umsetzung der Methodenplattform näher beleuchtet. Dazu gehören unter anderem eine nähere Beschreibung der FCM und der Methodenplattform sowie erste Tests anhand von einfachen Berechnungsbeispielen.

Schlüsselwörter: FCM, FEM, Imperfektionen, Spannungsanalyse

1. Einleitung

Infolge von EU-Richtlinien für die Verringerung der CO₂-Emissionen von Fahrzeugen ist die Automobilbauindustrie an der Entwicklung und Einführung neuer Leichtbaukonzepte interessiert. Eine Gewichtsersparnis würde gleichzeitig zu einem verminderten Kraftstoff- und CO₂-Ausstoß führen. Dies kann zum Beispiel durch eine geeignete Materialwahl des Bauteils und eine Geometrieoptimierung erreicht werden. Durch Druckgussteile aus Aluminium kann dem ersten Punkt für eine Gewichtsreduktion Rechnung getragen werden. Die Optimierung der Geometrie ist jedoch eine sehr schwierige und komplexe Thematik. Die Entwicklung eines optimalen Bauteils erfordert eine durchgängige Prozesskette vom Entwurf, über die Konstruktion, die Berechnung und Erprobung bis hin zur Fertigung und Montage [1]. Damit verbunden ist eine enge Zusammenarbeit zwischen den Fachleuten der einzelnen Bereiche. Nur dadurch kann eine erstklassige Qualität des betrachteten Bauteils gewährleistet werden.

Die Gestaltung der Druckgussform sowie der Fertigungsprozess eines Bauteils lassen sich durch eine große Bandbreite an veränderlichen Parametern bzw. Maschineneinstellungen und Umgebungsbedingungen beeinflussen, wodurch eine eindeutige Vorhersage der infolge des Fertigungsprozesses entstehenden Porenmorphologie deutlich erschwert wird. Des Weiteren haben bisherige Untersuchungen aufgezeigt, dass selbst bei gleichen Fertigungsparametern keine Eindeutigkeit erzielt werden kann [2]. Aktuell werden schnelle Computertomographen (CT) genutzt, um Bauteile hinsichtlich der Erfüllung von heuristischen Porenspezifikationen zu überprüfen. Aus einem CT-Scan lassen sich Bildpunktkoordinaten mit einem jeweiligen Grauwert (Hounsfield-Skala) gewinnen. In Kombination mit einer geeigneten Auswertesoftware kann so ein STL-

Datensatz (englisch: surface tessellation language, kurz: STL) erstellt werden, der die 3-D-Geometrie des Bauteils und der Poren beschreibt.

Der STL-Datensatz kann dazu verwendet werden, eine rechnerische Bewertung der Festigkeit von Gussteilen mit Poren durchzuführen. Somit wäre man in der Lage, dem Bereich der Fertigung eine Rückmeldung hinsichtlich kritischer Lage, Größe und Form von Poren geben zu können.

Die Festigkeits- und Lebensdauerbewertung von Gussteilen unter Berücksichtigung von Poren ist bis heute Gegenstand aktiver Forschungsbemühungen [3, 4, 5, 6]. Für die Bewertung eines Bauteils spielen lokale Spannungskonzentrationen an Gussporen, durch die in Abhängigkeit von der äußeren Bauteilbelastung Risse initiiert werden können, eine entscheidende Rolle. Laut aktuellem Stand der Technik werden Spannungskonzentrationen vorwiegend mittels FEM berechnet [7, 8], da diese Methode zu den am weit verbreitetsten numerischen Verfahren im Ingenieurwesen zählt.

Der vorliegende Beitrag liefert einen ersten Einblick in die Entwicklung und Realisierung einer Methodenplattform zur Spannungsanalyse von porenbehafteten Gussteilen unter Verwendung der Finite-Zellen-Methode (kurz: FCM). Dabei soll es möglich sein, die reale Porenmorphologie, welche als STL-Datensatz vorliegt, über eine Schnittstelle in die Spannungsanalyse einfließen zu lassen.

Der erste Teil des Beitrags befasst sich mit den Grundlagen der FCM. Dabei wird ein Einblick in die Theorie der Methode gegeben. Im zweiten Teil wird näher auf die Methodenplattform eingegangen. Abschließend werden erste Testrechnungen präsentiert.

2. Finite-Zellen-Methode (FCM)

Die FCM ist eine Erweiterung der herkömmlichen FEM und lässt sich prinzipiell den fiktiven Gebietsmethoden zuordnen. Infolge der Nähe zur FEM wird auf eine detaillierte Methodenbeschreibung verzichtet. Stattdessen wird eine Beschreibung gewählt, welche Unterschiede zur FEM aufzeigt und wichtige Grundgleichungen enthält. Hinsichtlich weiterer Informationen bzgl. der FEM und FCM wird auf [9, 10] bzw. [11, 12, 13] verwiesen.

2.1 Schwache Formulierung

Nehmen wir an, dass im Rahmen der linearen Elastizitätstheorie im Gebiet Ω ein elastisches Problem durch das folgende Differentialgleichungssystem in kartesischen Koordinaten gegeben ist

$$-\text{div } \underline{\underline{\sigma}} = \underline{\underline{0}} \quad . \quad (1)$$

Anhand der Gleichung lässt sich das Fehlen von Volumenlasten erkennen. Mit $\underline{\underline{\sigma}}$ sei der Tensor der Cauchy-Spannungen gekennzeichnet. Im weiteren Verlauf wird eine Voigt-ähnliche Notation verwendet, wodurch sich Spannungen (und Verzerrungen) in eine Vektorschreibweise überführt lassen. Vektoren und Matrizen sind im weiteren Verlauf mit einem Unterstrich bzw. zwei Unterstrichen gekennzeichnet.

Der Rand von Ω , welcher mit $\partial\Omega$ gekennzeichnet wird, setzt sich aus einem Dirichlet-, Γ_u , und Neumann-Rändern, Γ_σ und Γ_0 , zusammen, für die $\partial\Omega = \Gamma_u \cup \Gamma_\sigma \cup \Gamma_0$, $\Gamma_u \cap \Gamma_\sigma \cap \Gamma_0 = \emptyset$ gilt. Die Bedingungen auf den jeweiligen Rändern lauten (siehe Bild 1)

$$\underline{u} = \underline{\underline{0}} \quad \text{auf } \Gamma_u \quad , \quad (2)$$

$$\underline{t} = \underline{\underline{\bar{t}}} \quad \text{auf } \Gamma_\sigma \quad , \quad (3)$$

$$\underline{t} = \underline{\underline{0}} \quad \text{auf } \Gamma_0 \quad . \quad (4)$$

Die Gln. (1)-(4) definieren ein Randwertproblem, welches unter der Verwendung einer Testfunktion \underline{v} und anschließender Integration über Ω in die folgende schwache Form überführt wird

$$\int_{\Omega} \left(\underline{\underline{D}} \underline{v} \right)^T \underline{\underline{\sigma}} d\Omega - \int_{\Gamma_\sigma} \underline{v}^T \underline{\underline{\bar{t}}} d\Gamma = \underline{\underline{0}} \quad . \quad (5)$$

$\underline{\underline{D}}$ ist die Differentialoperatormatrix, welche Verschiebungen in Relation zu Verzerrungen setzt

$$\underline{\underline{D}} \underline{u} = \underline{\underline{\varepsilon}} \quad . \quad (6)$$

Unter Verwendung des Hookeschen Gesetzes in Matrix-Vektor-Form ergibt sich letztendlich

$$\int_{\Omega} (\underline{D} \underline{v})^T \underline{C} \underline{D} \underline{u} \, d\Omega - \int_{\Gamma_{\sigma}} \underline{v}^T \underline{\bar{t}} \, d\Gamma = \underline{0} \quad , \quad (7)$$

wobei \underline{C} die Elastizitätsmatrix ist.

In der FCM wird das ursprüngliche Gebiet Ω um ein fiktives Gebiet Ω_{fic} erweitert. Das erweiterte Gebiet wird mit Ω_{ex} bezeichnet. Zur Vereinfachung wird hier angenommen, dass das fiktive Gebiet vollständig vom ursprünglichen Gebiet eingeschlossen ist (siehe Bild 1). Im Fall einer Gussteiluntersuchung bedeutet dies, dass sich Poren komplett innerhalb der Bauteilgeometrie befinden.

Unter der Berücksichtigung der Erweiterungen $\underline{u}_{\text{ex}}$ bzw. $\underline{v}_{\text{ex}}$ und stetigen Übergangsbedingungen von Randspannungen und Verschiebungen auf dem Rand $\Gamma = \partial\Omega_{\text{fic}} \cap \partial\Omega$ hat die schwache Form bzgl. des erweiterten Gebietes die folgende Gestalt

$$\int_{\Omega_{\text{ex}}} (\underline{D} \underline{v}_{\text{ex}})^T \underline{C}_{\text{ex}} \underline{D} \underline{u}_{\text{ex}} \, d\Omega - \int_{\Gamma_{\sigma}} \underline{v}_{\text{ex}}^T \underline{\bar{t}} \, d\Gamma = \underline{0} \quad . \quad (8)$$

Die modifizierte Elastizitätsmatrix $\underline{C}_{\text{ex}}$ ist dabei wie folgt definiert

$$\underline{C}_{\text{ex}} = \alpha(\underline{x}) \underline{C} \quad , \quad (9)$$

wobei

$$\alpha(\underline{x}) = \begin{cases} 1.0 & \forall \underline{x} \in \Omega \quad , \\ 0.0 & \forall \underline{x} \in \Omega_{\text{fic}} \quad . \end{cases} \quad (10)$$

Im Rahmen der numerischen Integration sollte im fiktiven Gebiet Ω_{fic} anstelle des Wertes $\alpha = 0.0$ ein hinreichend kleiner Wert nahe Null verwendet werden, da dieser im späteren Diskretisierungsprozess Einfluss auf die Kondition der Gesamtsteifigkeitsmatrix nimmt.

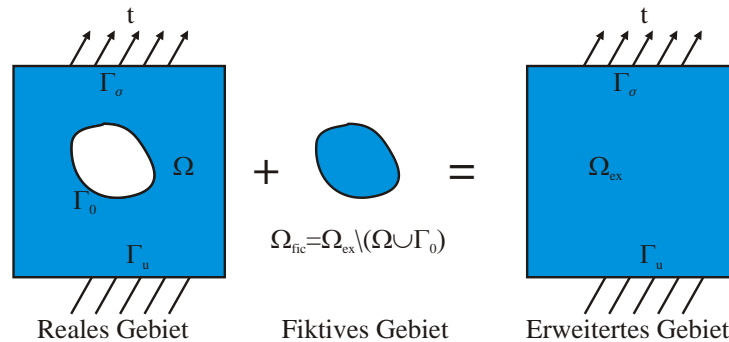


Bild 1: Erweiterung des realen Gebietes

In der FEM wird das Gebiet Ω in finite Elemente unterteilt. Im Unterschied zur FEM wird in der FCM das erweiterte Gebiet anstelle des ursprünglichen Gebietes diskretisiert. Die dazu verwendeten „Elemente“ unterscheiden sich von klassischen finiten Elementen dadurch, dass sie in der Regel nicht den geometriekonformen Regeln unterliegen und somit beispielsweise Elementgrenzen nicht an Materialgrenzen gebunden sind. Diese „Elemente“ werden im weiteren Verlauf als finite Zellen bezeichnet (in Anlehnung an [11, 13]), um eine Verwechslung mit klassischen finiten Elementen zu vermeiden.

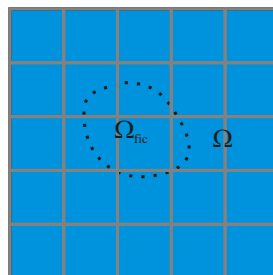


Bild 2: Diskretisierung des erweiterten Gebietes in 2-D durch quadratische Zellen

Das erweiterte Gebiet wird vollständig in finite Zellen unterteilt. In Bild 2 ist eine solche Unterteilung dargestellt. Eine einfache Vernetzung mit quadratischen Zellen für 2-D- oder mit würfelförmigen Zellen für 3-D-Anwendungen hat den Vorteil, dass eine konstante Jacobi-Matrix bei der Koordinatentransformation entsteht. Unter der Annahme, dass das erweiterte Gebiet vollständig in n finite Zellen unterteilt ist, verändert sich der erste Term aus Gl. (8) zu

$$\sum_{z=1}^n \int_{\Omega_z} \left(\underline{D} \underline{v}_{ex} \right)^T \underline{c}_{ex} \underline{D} \underline{u}_{ex} d\Omega . \quad (11)$$

Der zweite Term der Gleichung lässt sich analog dazu umformen.

Wie in der FEM werden die Verschiebungen in jeder Zelle durch Ansatzfunktionen approximiert

$$\underline{u}_{ex} = \underline{N} \underline{\hat{u}} , \quad (12)$$

wobei mit \underline{N} und $\underline{\hat{u}}$ die Matrix der Formfunktionen bzw. der Vektor der Verschiebungsfreiheitsgrade bezeichnet werden.

Unter Nutzung des Ansatzes $\underline{v}_{ex} = \underline{N} \underline{\hat{v}}$ und der Gln. (11), (12) lässt sich ein Gleichungssystem für eine finite Zelle

$$\underline{K} \underline{\hat{u}} = \underline{F} \quad (13)$$

herleiten. Das Gesamtgleichungssystem ergibt sich aus der Assemblierung der Gleichungssysteme aller Zellen

$$\underline{K}^G \underline{\hat{u}}^G = \underline{F}^G . \quad (14)$$

Durch die Verwandtschaft zwischen finiten Elementen und Zellen ergibt sich die Möglichkeit, zu jedem finiten Elementtyp einen entsprechend kompatiblen finiten Zellentyp zu definieren. Des Weiteren ist es möglich, ein hybrides Elemente-Zellen-Netz zu generieren. Ein solches hybrides Modell wird im weiteren Verlauf als FE-FZ-Modell bezeichnet.

2.2 Numerische Integration

Zum Bestimmen von \underline{K} und \underline{F} (siehe Gl. (13)) müssen Integrale berechnet werden. Dazu wird, wie in der klassischen FEM, auf das numerische Integrationsverfahren der Gauß-Quadratur zurückgegriffen. Dieses Verfahren konvergiert schnell im Fall von glatten Integranden. Dies gilt jedoch nicht im Fall von Integranden mit unstetigem Verlauf. Die Unstetigkeit wird hier durch die veränderliche Elastizitätsmatrix \underline{c}_{ex} hervorgerufen.

Daher ist es notwendig ein adaptives Integrationsschema zu verwenden, um die Unstetigkeit hinreichend genau erfassen zu können.

Im weiteren Verlauf wird sich auf den Fall beschränkt, dass das Integral einer finiten Zelle einen unstetigen Integranden enthält. Diese Zelle ist dann dadurch charakterisiert, dass sie von dem Rand Γ geschnitten wird. Für die numerische Berechnung des Integrals wäre eine herkömmliche Gauß-Quadratur ungeeignet. Stattdessen wird eine zusammengesetzte Integration verwendet. Diese Integration wird dadurch charakterisiert, dass das Integrationsgebiet geteilt wird. Im 2-D-Fall wird die in Bild 3 dargestellte Quadtree-Unterteilungsprozedur verwendet. Der Unterteilungsgrad wird mit k gekennzeichnet. Für $k = 1$ wird das Integrationsgebiet in vier gleich große Teilgebiete unterteilt. Diese Teilgebiete werden im weiteren Verlauf Subzellen genannt. Für $k = 2$ wird geprüft, ob eine Subzelle des Grades $k = 1$ von dem Rand Γ geschnitten wird. Trifft dies zu, so wird die Subzelle in vier weitere Subzellen zerlegt. Geschnittene Subzellen sind in Bild 3 grau hervorgehoben. Für jeden weiteren Unterteilungsgrad wird analog verfahren. Nach Beendigung der Unterteilungsprozedur wird auf jede Subzelle die Gauß-Quadratur angewendet.

Für dreidimensionale finite Zellen wird eine Octree-Unterteilungsprozedur genutzt. Hier wird die geschnittene Zelle in acht Subzellen unterteilt. Weitere Informationen, wie sich zum Beispiel die Gewichte und Integrationspunkte berechnen lassen, können aus [12] entnommen werden.

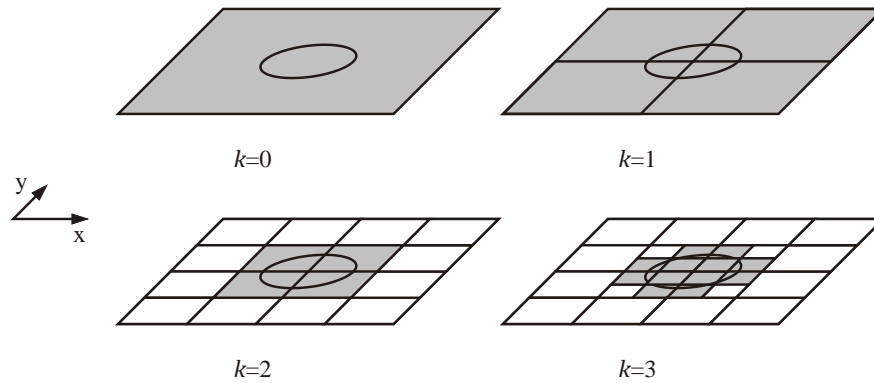


Bild 3: Quadtrees-Unterteilung einer finiten Zelle ($k = 0$) in 2-D

3. Konzept der Methodenplattform

Zur Entwicklung einer Methodenplattform wird die Software Matlab verwendet. Die Plattform ist prinzipiell in drei Bereiche eingeteilt. Dies sind der Preprocessor, der Solver und der Postprocessor.

Im Preprocessor werden das FE-Modell des idealen Bauteils (Abaqus) sowie Porendaten, welche in Form von einem STL-Datensatz (Topologie und Knotenkoordinaten der Porenoberflächentriangulierung) vorliegen, der Plattform bereitgestellt. Das Elementnetz des FE-Modells wird für die Finite-Zellen-Diskretisierung verwendet. Damit ist gemeint, dass die finiten Elemente durch finite Zellen ausgetauscht werden. Prinzipiell kann, wie im 2. Abschnitt erläutert, das ideale Bauteil vollständig mit finiten Zellen diskretisiert werden. Finite Zellen, die sich komplett im realen Bauteil befinden ($\alpha = 1.0$) sind in der numerischen Behandlung identisch zu klassischen finiten Elementen. Zellen, die sich komplett innerhalb einer Pore befinden ($\alpha = 0.0$), werden aus dem Modell entfernt, da sie aus theoretischer Sicht keinen Beitrag zum Gesamtgleichungssystem liefern und zusätzlich die Konditionszahl der Steifigkeitsmatrix signifikant erhöhen. Dadurch lässt sich zusätzlich das zu lösende Gleichungssystem reduzieren. Bei einer genauen Betrachtung des Austauschvorgangs wird deutlich, dass genau die Elemente durch finite Zellen ersetzt werden, deren Integrationsgebiet den Porenrand, d. h. die Materialunstetigkeit Gl. (9), beinhalten. Diese Materialunstetigkeit muss in der numerischen Integration hinreichend fein aufgelöst werden, um den Integrationsfehler klein zu halten.

Die Nutzung der Methodenplattform ist an die Bedingung geknüpft, dass das FE-Modell entweder vollständig aus Hexaeder- oder aus Tetraederelementen (Bild 4) bestehen muss. Prinzipiell ist eine Hexaedervernetzung einer Tetraedervernetzung vorzuziehen. Bei einer vorgegebenen Elementkantenlänge werden zudem weniger Elemente zur Vernetzung benötigt. Im Gegensatz dazu lassen sich komplexe Bauteilstrukturen, wie sie zum Beispiel in der Industrie vorkommen, meist nur mit Tetraederelementen vernetzen. Zum Aufstellen des FE-FZ-Modells werden dann die entsprechend kompatiblen finiten Zellen verwendet.

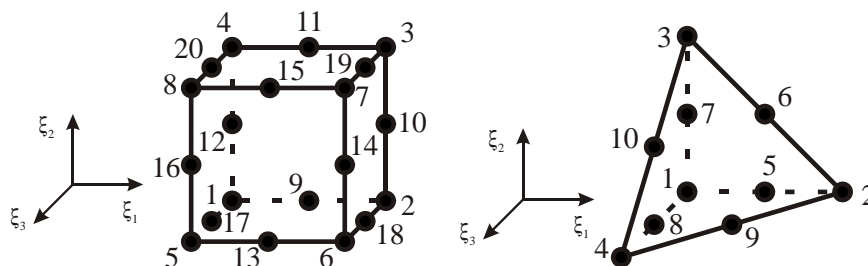


Bild 4: Finite Elemente: 20-Knoten-Hexaederelement (links), 10-Knoten-Tetraederelement (rechts)

Das entstandene FE-FZ-Modell sowie Integrationspunkte und -gewichte werden anschließend in geeigneter Form unter Nutzung von User-Subroutinen zum Aufstellen und Lösen des Gesamtgleichungssystems an Abaqus übergeben.

Danach wird im Postprocessor der berechnete Vektor der Unbekannten, d. h. die Verschiebungsfreiheitsgrade, von Abaqus an die Plattform weitergegeben. Mithilfe des dort abgelegten FE-FZ-Modells lassen sich dann Verschiebungen, Verzerrungen und Spannungen an beliebigen Punkten berechnen. Für die Darstellung dieser Größen ist das FE-FZ-Modell jedoch ungeeignet. Stattdessen wird ein geometriekonformes Visualisierungsnetz genutzt (siehe Bild 5). Dazu werden die Verschiebungen, Verzerrungen und Spannungen in den Knotenkoordinaten des Visualisierungsnetzes berechnet.

Für die Generierung eines geometriekonformen Visualisierungsnetzes stellt die Plattform eine weitere Schnittstelle zu Abaqus bereit. Es werden eine Oberflächentriangulierung des FE-Modells (STL-Format) und die Porendaten übergeben. Für das Netz werden 4-Knoten-Tetraederelemente verwendet. Lässt sich infolge der Komplexität das reale Bauteil inklusive der Poren nicht ohne Weiteres mit Tetraedern vernetzen, so wird eine Oberflächentriangulierung, die sich mit Hilfe des FE-Modells des idealen Bauteils und dem STL-Datensatz erzeugen lässt, zur Darstellung der Berechnungsgrößen verwendet (siehe Bild 5).

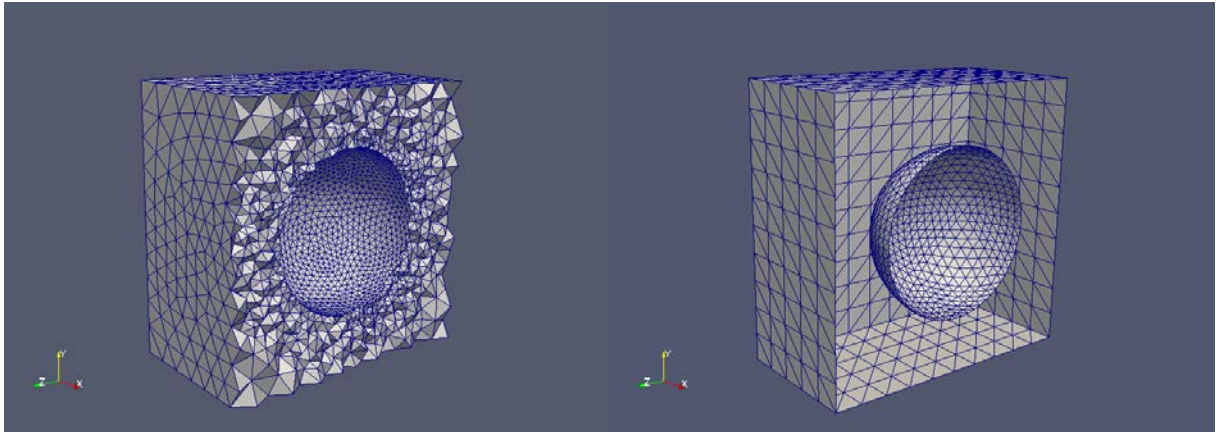


Bild 5: Visualisierungsvarianten: Geometriekonformes Netz (links), Oberflächennetz (rechts)

Für die eigentliche Darstellung der Berechnungsgrößen wird eine Schnittstelle zu Paraview genutzt. Mit Hilfe dieser Schnittstelle werden Daten der Berechnungsgrößen in geeigneter Form an Paraview übergeben. Zusätzlich wird die graphische Benutzeroberfläche von Paraview geöffnet, wodurch eine sofortige Auswertung der Berechnungsergebnisse erfolgen kann.

4. Berechnungsbeispiele

In diesem Abschnitt werden zwei Testbeispiele unter Nutzung der Methodenplattform präsentiert. Die verwendeten Porengeometrien werden im Folgenden durch Kugeln repräsentiert.

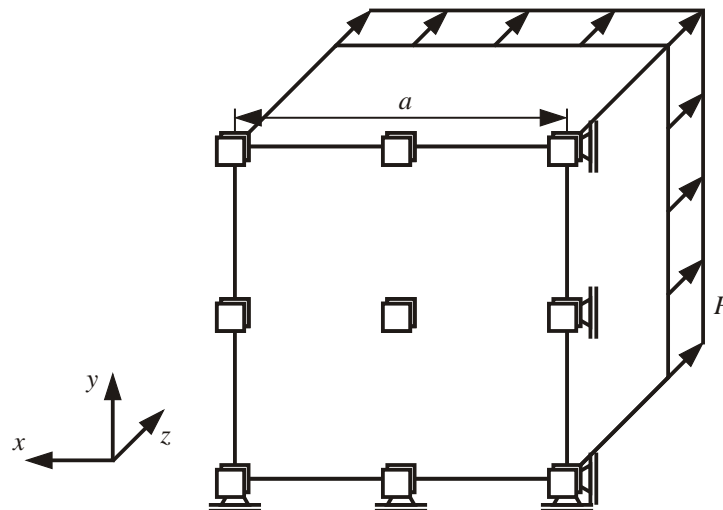


Bild 6: Geometrie und Randbedingungen der Berechnungsbeispiele

Im ersten Beispiel wird ein Würfel mit der Kantenlänge $a = 10$ m und eine kugelförmige Pore mit dem Radius $r = 2.9$ m, welche sich zentriert im Würfel befindet, betrachtet. Der Würfel ist so gelagert, dass die Querkontraktion zugelassen wird. Die z -Komponente der Verschiebung, u_z , derjenigen Randfläche, die normal zur negativen z -Richtung liegt, wird verhindert. Zusätzlich werden noch auf zwei Kanten dieser Fläche - eine Kante entlang der x -Achse und die andere entlang der y -Achse - die Verschiebungskomponenten u_y bzw. u_x fixiert

(siehe Bild 6). Auf die gegenüberliegende Randfläche wird eine Flächenlast $P = 100 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$ aufgebracht. Als Material wird Aluminium gewählt (Elastizitätsmodul = 70 GPa).

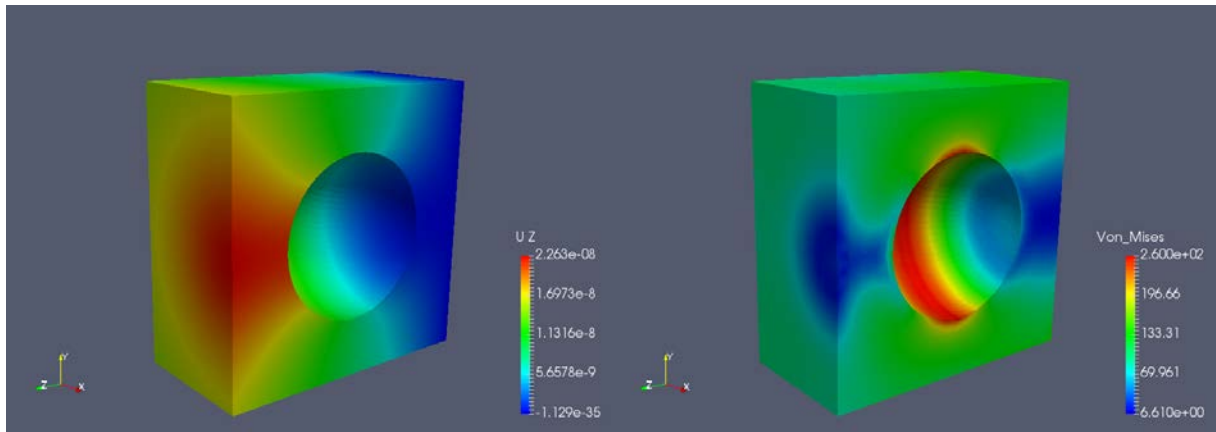


Bild 7: Verschiebung in z-Richtung (links) und von-Mises-Spannung (rechts) mittels Methodenplattform

In Bild 7 und 8 sind die Verschiebung in z-Richtung und die von-Mises-Spannung unter Verwendung von der Methodenplattform bzw. der herkömmlichen FEM (Abaqus) dargestellt. Es ist eine gute Übereinstimmung der Ergebnisse festzustellen, wobei in der FEM 295613 Tetraederelemente und in der Methodenplattform ein FE-Gitter aus $20 \times 20 \times 20$ Hexaederelementen (erweitertes Gebiet) verwendet worden sind. Für die Octree-Unterteilung wurde $k = 4$ gewählt.

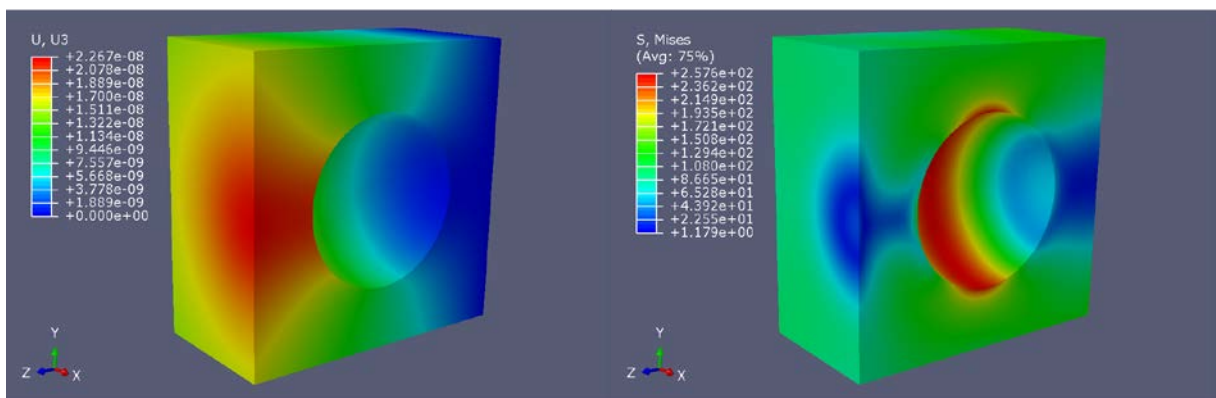


Bild 8: Verschiebung in z-Richtung (links) und von-Mises-Spannung (rechts) mittels FEM (Abaqus)

Als nächstes wird ein komplexeres Berechnungsbeispiel betrachtet. Hier sind unter Nutzung eines Zufallsgenerators fünf verschiedene Poren ($9 \text{ mm} \leq r \leq 11 \text{ mm}$) in einem Aluminium-Würfel ($a = 100 \text{ mm}$) verteilt. Die einzigen Beschränkungen bestehen darin, dass die Poren weder den Rand des Würfels noch sich untereinander schneiden dürfen. Des Weiteren müssen die Poren einen gewissen Abstand zum Würfelrand besitzen. Die Randbedingungen entsprechen denen aus Bild 6, wobei die Flächenlast $P = 20 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ ist.

Anhand der Bilder 9 und 10 lässt sich auch hier eine gute Übereinstimmung in den berechneten Größen feststellen. Für die Rechnungen sind 316756 Tetraederelemente (FEM in Abaqus) bzw. ein FE-Gitter aus $25 \times 25 \times 25$ Hexaederelementen (in der Methodenplattform) verwendet worden. Für die Octree-Unterteilung wurde $k = 3$ gewählt.

Im Großen und Ganzen lässt sich feststellen, dass sich für die behandelten Beispiele mittels der Methodenplattform unter Nutzung relativ grober FE-Gitter eine gute Übereinstimmung mit Berechnungsergebnissen aus der FEM (Abaqus) ergibt.

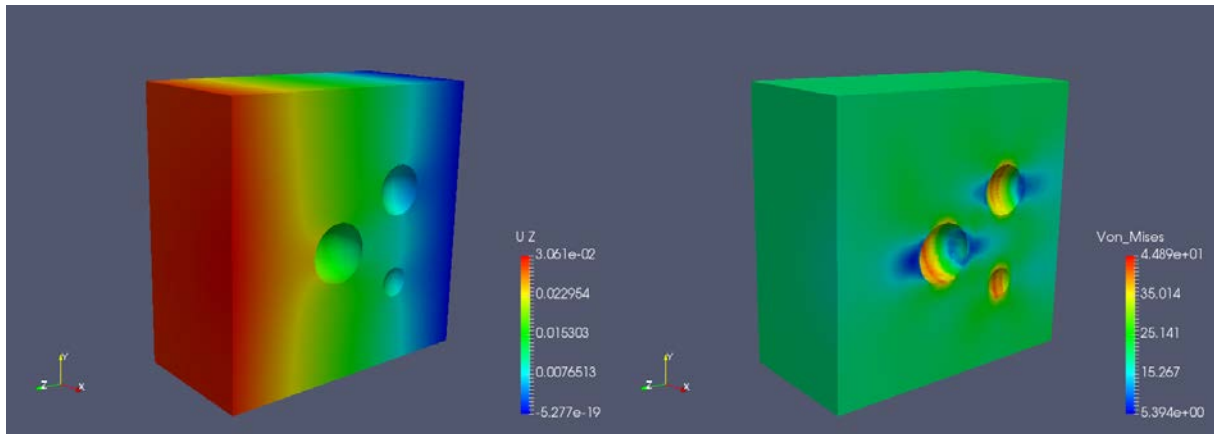


Bild 9: Verschiebung in z-Richtung (links) und von-Mises-Spannung (rechts) mittels Methodenplattform

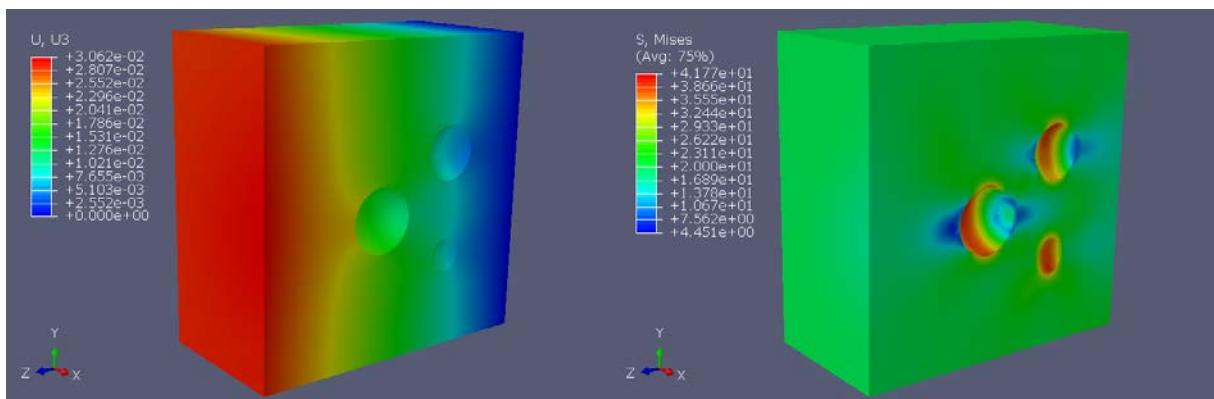


Bild 10: Verschiebung in z-Richtung (links) und von-Mises-Spannung (rechts) mittels FEM (Abaqus)

5. Ausblick

Ziel zukünftiger Arbeiten soll es sein, die Plattform hinsichtlich ihrer Prozessabläufe dahingehend weiter auszurichten, dass große Bereiche oder ganze Gussbauteile unter Berücksichtigung einer realen Porenmorphologie untersucht werden können. In diesem Zusammenhang ist auch die mögliche Eingliederung eines Bereinigungsprozesses von STL-Daten zu sehen, da es durchaus vorkommen kann, dass STL-Datensätze fehlerbehaftet sind.

Danksagung

Die Autoren bedanken sich bei dem Land Sachsen-Anhalt und bei der Europäischen Union (EFRE) für die finanzielle Unterstützung.

Literaturverzeichnis

- [1] Duczek, S.; Berger, H.; Ambos, E.; Gabbert, U.: Eine neue Methode zur Berücksichtigung des Einflusses der Porosität in Al-Druckgussteilen auf die Festigkeit – Ein Beitrag zum Leichtbau, Giesserei-Rundschau, 2015, Bd. 62, Nr. 9/10, S. 222-227
- [2] Ambos, E.; Anders, U.; Schalk, S.; Bullick, M.; Reinhart, C.; Matzen, H.-U.; Besser, W.: Gussteilprüfung auf einem neuen Niveau – Neue Ergebnisse über den Einsatz schneller Computertomografen in Druckgießereien, Giesserei Erfahrungsaustausch, 2013, Bd. 11/12, S. 8-15
- [3] Redik, S.; Guster, C.; Eichlseder, W.: Bruchmechanische Lebensdauerbewertung von Aluminiumgussbauteilen mit Hilfe eines erweiterten Kitagawa-Diagramms, Berg- und Hüttenmännische Monatshefte, 2011, Bd. 156, Nr. 7, S. 275-280

- [4] Rehse, C.; Schmicker, D.; Maaß, A.; Bähr, R.: Ein Bewertungskonzept für computertomographisch ermittelte Porositäten in Gussteilen hinsichtlich ihrer Auswirkung auf die lokale Beanspruchbarkeit des Bauteils, *Giesserei-Rundschau*, 2013, Bd. 60, S. 106-110
- [5] Oberwinkler, C.; Eichlseder, W.: Berücksichtigung der Porenverteilung bei der betriebsfesten Auslegung von Aluminium-Druckgussbauteilen, *Giesserei-Rundschau*, 2009, Bd. 56, S. 168-173
- [6] Stroppe, H.; Sonsino, C. M.; Bähr, R.: Einfluss von Poren und Kerben auf die Ermüdungsfestigkeit von Aluminiumgussteilen, *Giesserei*, 2011, Bd. 98, Nr. 8, S. 20-25
- [7] Gao, Y. X.; Yi, J. Z.; Lee, P. D.; Lindley, T. C.: The effect of porosity on the fatigue life of cast aluminium-silicon alloys, *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, 2004, Bd. 27, Nr. 7, S. 559-570
- [8] Fröschl, J.; Gänsler, H.-P.; Gerstmayr, G.; Eichlseder, W.: Neuere Berechnungsansätze für die betriebsfeste Auslegung von Gussbauteilen in Leichtbauweise, *Giesserei-Rundschau*, 2007, Bd. 54, Nr. 9/10, S. 222-232
- [9] Zienkiewicz, O. C.; Taylor, R. L.: *The Finite Element Method - Volume 2: Solid Mechanics*, Butterworth-Heinemann, 2000
- [10] Bathe, K.-J.: *Finite-Elemente-Methoden*, Springer-Verlag, 2002
- [11] Düster, A.; Parvizian, J.; Yang, Z.; Rank, E.: The finite cell method for three-dimensional problems of solid mechanics, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 2008, Bd. 197, S. 3768-3782
- [12] Duczek, S.: Higher order finite elements and fictitious domain concept for wave propagation, *Doktorarbeit, Fortschr.-Ber. VDI Reihe 20 Nr. 458*, 2014
- [13] Parvizian, J.; Düster, A.; Rank, E.: Finite cell method: h- and p-extension for embedded domain problems in solid mechanics, *Computational Mechanics*, 2007, Bd. 41, S. 121-133

Tragdruck- und Schmierstoffverteilung von Axialgleitlagern unter Berücksichtigung von masseerhaltender Kavitation und Zentrifugalkraft

M. Sc. Christian Ziese¹⁾, Jun.-Prof. Dr.-Ing. Elmar Woschke²⁾ Dr.-Ing. Steffen Nitzschke³⁾

¹⁾ Institut für Mechanik, Otto von Guericke Universität Magdeburg, Deutschland, christian.ziese@ovgu.de, 0391 67 52886

²⁾ Institut für Mechanik, Otto von Guericke Universität Magdeburg, Deutschland, elmar.woschke@ovgu.de, 0391 67 57071

³⁾ Institut für Mechanik, Otto von Guericke Universität Magdeburg, Deutschland, steffen.nitzschke@ovgu.de, 0391 67 52679

Zusammenfassung

Innerhalb dieser Veröffentlichung wird die Tragdruck- und Schmierstoffverteilung unter Berücksichtigung masseerhaltender Kavitation und Fluidträchtigkeit bei einem Axialgleitlager untersucht. Mit dem Auftreten von Kavitationseffekten im divergierenden Schmierpalt kommt es zu einer Änderung der Schmieröleigenschaften, die wiederum den Tragdruckaufbau im Gleitlager und damit die Stabilität des Rotors beeinflussen. Hierbei wird eine regulierte Formulierung des Kavitationsalgorithmus nach Elrod umgesetzt. Darin wird eine Unterteilung des Lösungsgebietes in Druck- und Kavitationsbereich vorgenommen, wobei zur Unterscheidung beider Gebiete ein stetig differenzierbarer Kavitationsindex eingeführt wird. Neben dem Effekt der Kavitation wird die Fluidträchtigkeit infolge der Zentrifugalbeschleunigung berücksichtigt. Diese liefert einen zusätzlichen Beitrag für den radialen Fluidtransport und beeinflusst somit die Fluidströmung bzw. den Tragdruckaufbau. Ausgehend von einem Stufenlager wird die Druck- und Schmierfilmverteilung in Abhängigkeit des Schmierpalt und der Kavitationstheorie untersucht. Dies beinhaltet eine Gegenüberstellung der Ergebnisse bei einem Fischgräten- bzw. Keilprofil sowie der Kavitationstheorie nach Gümbel und Elrod.

Schlüsselwörter: Axialgleitlager, Elrod-Kavitation, Zentrifugalkraft

1. Einleitung

Axialgleitlager sind in vielen Bereichen des Maschinenbaus z. B. bei Turbolader, Kompressoren, Turbinen, Vertikalrotoren usw. zu finden. Sie werden für die Lagerung von Rotoren eingesetzt, wobei die in Wellenlängsrichtung wirkenden Kräfte über einen hydrodynamischen Tragdruck im Schmierfilm aufgenommen werden. Der Aufbau eines Tragdruckes ist dabei erheblich von den Eigenschaften des Schmierfilms abhängig.

Die Bedeutung der Schmierfilmuntersuchung zeigt sich am Beispiel des Schwingungsverhaltens eines Pkw-Turboladers in [1] und [2]. Darin wurde die Entstehung und Ausprägung von subsynchronen Schwingungen in Abhängigkeit der Axiallast untersucht. Allerdings wurde ein nichtmasseerhaltender Kavitationsalgorithmus nach Gümbel umgesetzt, sodass die Schmierstoffverteilung und der über die Kavitation hervorgerufener Tragdruckverlust vernachlässigt wurden. Anhand der Untersuchungen wurde gezeigt, dass die Axiallagerung nicht zu vernachlässigen ist und einen entscheidenden Einfluss auf das subsynchrone Rotorschwingungsverhalten aufweist.

Zur Abbildung eines hohen Detaillierungsgrades des Lagerverhaltens wird in dieser Arbeit der Tragdruckaufbau unter Berücksichtigung masseerhaltender Kavitation und Fluidträchtigkeit untersucht. Die Notwendigkeit der Umsetzung der Zentrifugalbeschleunigung ist bedingt durch die Schmierpaltgeometrie. Demnach leistet die Fluidträchtigkeit einen zusätzlichen Beitrag für den Fluidtransport in radialer Richtung, was wiederum zur Folge hat, dass ein außerordentlich hoher Tragdruck im höheren Drehzahlbereich oder bei leichtbelasteten Lagern auftritt. Die radiale Fluidströmung wird zudem verstärkt, wenn ein Kavitationsgebiet vorliegt. Kavitationsgebiete zeichnen sich dadurch aus, dass der hydrodynamische Druck den Kavitationsdruck unterschreitet, sodass das im Schmiermittel gelöste Gas frei gesetzt wird und sich eine Zweiphasenströmung ausbildet. Innerhalb dieser Strömung liegt ein geringer Druckgradient vor, mit der Konsequenz, dass der radiale Fluidtransport über die Zentrifugalkraft bestimmt ist. Für die Ermittlung des Tragdruckaufbaus wird die um die Zentrifugalkraft erweiterte Reynolds-Differentialgleichung hergeleitet und in eine dimensionslose Form überführt. Zur Berücksichtigung der aufreißenden Strömung wird die Kavitationstheorie nach Elrod umgesetzt. Allerdings wird gegenüber der traditionellen Theorie eine regulierte Formulierung zur Aufteilung des Lösungsgebietes in Druck- und Kavitationsbereich vorgenommen [11].

2. Theorie der Hydrodynamik am Axialgleitlager

Der Aufbau eines Axialgleitlagers umfasst eine profilierte Lageroberfläche und rotierende Scheibe. Aufgrund der Relativbewegung zwischen Scheibe und Lager wird das Schmiermittel in den verengenden Spalt gefördert, sodass sich ein hydrodynamischer Tragdruck aufbaut. Zur Ermittlung des Druckaufbaus wird die Navier-Stokes- bzw. die Reynolds-Differentialgleichung mit Erhaltung der Massenbilanz numerisch gelöst. In [3] wird ein Axialgleitlager mit Keilprofil untersucht, wobei die 3D NS-Gleichung¹ unter Berücksichtigung der Schmierfilmkavitation nach der Theorie des bläschendynamischen Modells umgesetzt und mit experimentellen Werten verglichen wurde. In [4] wird der Tragdruck über die erweiterte Reynolds-Gleichung und die Schmierstoffverteilung nach der Theorie des Zweiphasenmodells ermittelt. Innerhalb der vorliegenden Arbeit erfolgt eine Gegenüberstellung der Ergebnisse mit [4] als Validierungsgrundlage. Weitere Veröffentlichungen bezüglich des Tragdruckaufbaus im Axialgleitlager sind in [5] und [6] zu finden. Die Herleitung der Reynold'schen Differentialgleichung ist in [7], [8], [9] und [10] detailliert beschrieben.

2.1 Schmierspaltgeometrie und Randbedingungen

Einen entscheidenden Einfluss auf den Tragdruckaufbau weisen die Schmierspaltgeometrie und Lagerrandbedingungen auf. Bei dem zu untersuchenden Spalt handelt es sich um ein Stufenlager, welches aus einem Rast- und Nutbereich besteht. Als Randbedingung wird angenommen, dass keine hydrodynamisch und thermisch bedingten Spaltänderungen auftreten. Zudem liegen isotherme Zustandsänderungen im Fluid vor, sodass die Dichte und Viskosität des Schmiermittels konstant sind. Die Zuführung erfolgt über den Lager Innen- und Außenrand mit einem konstanten Absolutdruck p_{Rand} . Die Spaltgeometrie mit den dazugehörigen Randbedingungen kann Abb. (1) entnommen werden.

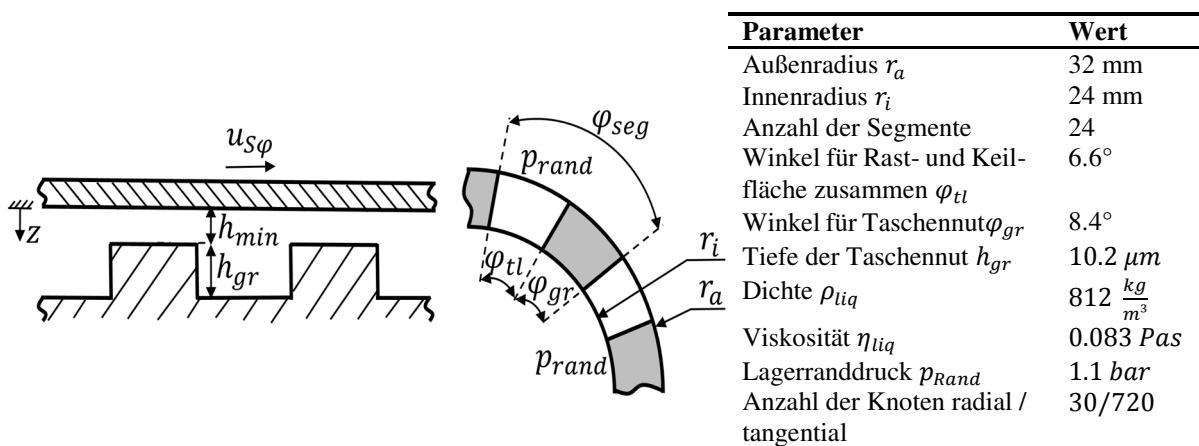


Abb. 1: Schmierspaltgeometrie und Randbedingungen eines Stufenlagers

2.2 Ermittlung der Reynolds-Differentialgleichung

Als Grundlage für die Ermittlung der um die Zentrifugalkraft erweiterten Formulierung der Reynolds-Differentialgleichung dient die vereinfachte Form der Navier-Stokes-Gleichung in Zylinderkoordinaten (1). Darin wird angenommen, dass der Druck p konstant über die Schmierspalthöhe ist. Aufgrund der Spaltgeometrie und der Relativbewegung der Scheibe zum Lagerprofil ist der in Breiten- und Umfangsrichtung vorliegende Geschwindigkeitsgradient der Fluidströmung vernachlässigbar. Lediglich die Änderung der Geschwindigkeiten über die Spalthöhe $\frac{\partial u_r}{\partial z}$ und $\frac{\partial u_\varphi}{\partial z}$ sind zu berücksichtigen. Unter der Annahme, dass der Spalt klein gegenüber den anderen Lagerabmessungen ist, liegt zudem ein ebenes Strömungsprofil mit u_r als radiale und u_φ als tangentiale Geschwindigkeitskomponente des Fluides vor. Die axial gerichtete Fluidströmung u_z ist in allen Raumrichtungen zu vernachlässigen. Im Fluid wirken keine äußeren Lasten, allerdings sind die Fluidträgheit in Form der Zentrifugalbeschleunigung und die Reibungskräfte, aufgrund der Scherung des Fluides, zu berücksichtigen. Der Term $\rho \frac{u_\varphi^2}{r}$ in Gl. (1) stellt die im Schmiermittel auftretende Zentrifugalbeschleunigung dar.

¹ Navier-Stokes Gleichung

$$\begin{aligned}
\frac{\partial^2 u_r}{\partial z^2} &= \frac{\partial p}{\partial r} - \rho \frac{u_\varphi^2}{r} \\
\eta \frac{\partial^2 u_\varphi}{\partial z^2} &= \frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \varphi} \\
0 &= \frac{\partial p}{\partial z}
\end{aligned} \tag{1}$$

Die Anwendung einer zweifachen Integration über die Schmier-spalthöhe und der Umsetzung der Stokes'schen Haftbedingung führt zur Gl. (2). Als Randbedingung wird dabei angenommen, dass keine radial gerichtete Strömung an der Oberfläche der Scheibe bzw. des Lagers vorliegt. Weiterhin vollzieht lediglich die Scheibe eine Rotationsbewegung.

$$\begin{aligned}
u_r(z=0) &= 0 & u_\varphi(z=0) &= u_{S\varphi} \\
u_r(z=h) &= 0 & u_\varphi(z=h) &= 0
\end{aligned} \tag{2}$$

$$\begin{aligned}
u_r &= \frac{1}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial r} (z^2 - hz) + \frac{\rho}{r\eta} \left[\frac{1}{(2r\eta)^2} \left(\frac{\partial p}{\partial \varphi} \right)^2 \left(-\frac{z^6}{30} + \frac{hz^5}{10} - \frac{h^2z^4}{12} + \frac{h^5z}{60} \right) \right. \\
&\quad \left. + \frac{u_{S\varphi}}{r\eta h} \frac{\partial p}{\partial \varphi} \left(\frac{z^5}{20} - \frac{hz^4}{6} + \frac{h^2z^3}{6} - \frac{h^4z}{20} \right) + \frac{u_{S\varphi}^2}{h^2} \left(-\frac{z^4}{12} + \frac{hz^3}{3} - \frac{h^2z^2}{2} + \frac{h^3z}{4} \right) \right] \\
u_\varphi &= \frac{1}{2\eta r} \frac{\partial p}{\partial \varphi} (z^2 - hz) + u_{S\varphi} \left(1 - \frac{z}{h} \right)
\end{aligned}$$

Damit ist das Strömungsprofil bekannt, sodass die Gl. (2) in die über die Spalthöhe gemittelte Kontinuitätsgleichung Gl. (3) eingesetzt werden kann. Das Ergebnis ist die Reynolds-Differentialgleichung mit Berücksichtigung der Zentrifugalkraft Gl. (4).

$$0 = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \int_0^h \rho u_r dz \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\int_0^h \rho u_\varphi dz \right) + \frac{\partial \rho h}{\partial t} \tag{3}$$

$$\begin{aligned}
0 &= -\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\rho h^3}{12 \eta} \frac{\partial p}{\partial r} \right) - \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\frac{\rho h^3}{12 \eta} \frac{\partial p}{\partial \varphi} \right) + \frac{\omega}{2} \frac{\partial \rho h}{\partial \varphi} + \frac{\partial \rho h}{\partial t} \\
&\quad + \frac{1}{40} \frac{\omega^2}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{r^2 \rho^2 h^3}{\eta} \right) - \frac{1}{120} \frac{\omega}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{\rho^2 h^5}{\eta^2} \frac{\partial p}{\partial \varphi} \right) + \frac{1}{1120} \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{\rho^2 h^7}{r^2 \eta^3} \left(\frac{\partial p}{\partial \varphi} \right)^2 \right)
\end{aligned} \tag{4}$$

Bei den ersten beiden Termen von Gl. (4) handelt es sich um die Poiseuille-Strömung. Diese beschreibt einen Fluidtransport in Folge eines Druckgradienten an den Bilanzgrenzen des Kontrollvolumen. Der dritte Term der Gleichung stellt die Couette-Strömung dar. Ein Schmiermitteltransport in den verengenden Spalt durch die Scherung des Fluides findet demnach statt, wenn die Scheibe eine Relativbewegung zum Lagerprofil vollzieht. Instationäre Vorgänge in Folge der Verdrängung des Schmiermittels werden innerhalb der Reynolds-Gleichung über die zeitliche Änderung des Spaltes und die Vergangenheit des Fluides berücksichtigt. Die Zentrifugalkraft wird über die Terme in der zweiten Zeile von Gl. (4) ermittelt. Für die weiterführenden Betrachtungen ist die Überführung der Reynold'schen Gleichung in eine dimensionslose Form vorteilhaft.

$$\begin{aligned}
H &= \frac{h}{h_0} & R &= \frac{r}{r_a} & \bar{t} &= t \frac{|\bar{u}_{S\varphi}|}{r_a} \\
P &= p \frac{h_0^2}{\eta_{ref} r_a |\bar{u}_{S\varphi}|} & \bar{\eta} &= \frac{\eta}{\eta_{ref}} & \bar{\rho} &= \frac{\rho}{\rho_{ref}}
\end{aligned} \tag{5}$$

$$\begin{aligned}
0 &= -\frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left(R \frac{\bar{\rho} H^3}{12 \bar{\eta}} \frac{\partial P}{\partial R} \right) - \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left(\frac{\bar{\rho} H^3}{12 \bar{\eta}} \frac{\partial P}{\partial \varphi} \right) + \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(H \bar{\rho} \frac{u_{S\varphi}}{2 |\bar{u}_{S\varphi}|} \right) + \frac{\partial H \bar{\rho}}{\partial \bar{t}} \\
&\quad + \frac{\rho_{ref} h_0^2 |\bar{u}_{S\varphi}|}{\eta_{ref} r_a} \left\{ \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left(\frac{\bar{\rho}^2 H^3}{40 \bar{\eta}} \frac{u_{S\varphi}^2}{|\bar{u}_{S\varphi}|^2} \right) - \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left(\frac{\bar{\rho}^2 u_{S\varphi}}{120 \bar{\eta}^2 |\bar{u}_{S\varphi}|} H^5 \frac{\partial P}{\partial \varphi} \right) + \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left(\frac{\bar{\rho}^2}{1120 \bar{\eta}^3} H^7 \left(\frac{\partial P}{\partial \varphi} \right)^2 \right) \right\}
\end{aligned}$$

Die Einführung von dimensionslosen Koordinaten und Kenngrößen liefert den Vorteil hinsichtlich der Numerik und damit der Auswertung der erweiterten Reynolds Gleichung.

2.3 Elrod Kavitation

Der Effekt der aufreißenden Strömung ist im Bereich des sich öffnenden Schmier-spaltes zu beobachten. Im divergierendem Spalt treten Zugspannungen im Fluid auf, die eine Zweiphasenströmung, bestehend aus kompressiblem Gas und inkompressiblem Schmiermittel, verursachen [9]. Eine effiziente Umsetzung der masseerhaltenden Kavitationstheorie stellt dabei der Algorithmus nach Elrod dar. Darin wird angenommen, dass eine teilweise Füllung

des Schmierpaltes, bestehend aus einer Mischdichte und -viskosität, vorliegt. Da die Dichte und Viskosität des Gases kaum einen Einfluss auf die Tragdruck- und Schmierstoffverteilung haben, werden diese bei der Ermittlung der dimensionslosen Kenngrößen vernachlässigt. Somit ergeben sich die Kenngrößen in Gl. (6) aus den Eigenschaften des Schmiermittels, dem Füllgrad ϑ und den Referenzgrößen.

$$\begin{aligned}\rho &= \vartheta \rho_{liq} + (1 - \vartheta) \rho_{gas} \approx \vartheta \rho_{liq} \\ \eta &= \vartheta \eta_{liq} + (1 - \vartheta) \eta_{gas} \approx \vartheta \eta_{liq} \\ \bar{\rho} &= \frac{\rho}{\rho_{ref}} = \frac{\rho_{liq}}{\rho_{ref}} \vartheta = \tilde{\rho} \vartheta \\ \bar{\eta} &= \frac{\eta}{\eta_{ref}} = \frac{\eta_{liq}}{\eta_{ref}} \vartheta = \tilde{\eta} \vartheta\end{aligned}\quad (6)$$

Das Einsetzen der Gl. (6) in Gl. (5) liefert eine dimensionslose Reynolds-Differentialgleichung, die sowohl vom Druck als auch vom Füllgrad abhängig ist. Zur eindeutigen Lösung der Gleichung wird angenommen, dass im Druckgebiet $P \geq P_{Kav}$ eine Vollschmierung $\vartheta = 1$ vorliegt und die zu ermittelnde Größe der dimensionslose Druck P ist. Demgegenüber wird im Kavitationsgebiet $P < P_{Kav}$ ein konstanter Druck angenommen. Dies hat zur Folge, dass keine Poiseuille-Strömung auftreten kann, sodass ein Fluidtransport lediglich über die Couette-, Verdrängungs- und anteilig über die Zentrifugalströmung erfolgt. Die zu ermittelnde Größe ist der Schmierstoffanteil ϑ . Um beide Lösungsvariablen zusammenzufassen wird die druckähnliche Funktion Π nach Gl. (7) eingeführt. Zur Ermittlung des Füllgrades wird eine Eins auf der rechten Seite der Gleichung zugefügt, was den Vorteil einer stetigen Funktion Π liefert.

$$\Pi = \begin{cases} P & \text{Druckgebiet} \\ \vartheta - 1 & \text{Kavitationsgebiet} \end{cases} \quad (7)$$

Neben der druckähnlichen Funktion ist eine Schaltfunktion g einzuführen, die das Lösungsgebiet in einem Druck- und Kavitationsbereich unterteilt. In der klassischen Elrod-Theorie handelt es sich um eine Heaviside-Funktion, die allerdings zu dem Nachteil führt, dass beim Übergang zwischen Druck- und Kavitationsgebiet Unstetigkeiten auftreten, sodass numerisch effiziente Verfahren zur Lösung des Gleichungssystems verwehrt bleiben. In dieser Arbeit wird eine stetig differenzierbare Schaltfunktion nach Gl. (8) eingeführt [11].

$$g(\Pi) = \frac{1}{\pi} \arctan\left(\frac{\Pi}{1 - \Pi^*}\right) + \frac{1}{2} \quad (8)$$

Einsetzen der Gl. (6), (7) und (8) in (5) führt zur dimensionslosen Reynolds-Differentialgleichung unter Berücksichtigung der Zentrifugalkraft und masseerhaltender Kavitation nach der Theorie von Elrod.

$$\begin{aligned}0 &= -\frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left(R \frac{\tilde{\rho} H^3}{12 \tilde{\eta}} \frac{\partial g \Pi}{\partial R} \right) - \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left(\frac{\tilde{\rho} H^3}{12 \tilde{\eta}} \frac{\partial g \Pi}{R \partial \varphi} \right) + \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(H \tilde{\rho} ((1-g)\Pi + 1) \frac{u_{S\varphi}}{2|\bar{u}_{S\varphi}|} \right) + \frac{\partial H \tilde{\rho} ((1-g)\Pi + 1)}{\partial t} + \\ &\frac{\rho_{ref} h_0^2 |\bar{u}_{S\varphi}|}{\eta_{ref} r_a} \left\{ \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left(\frac{\tilde{\rho}^2 ((1-g)\Pi + 1) u_{S\varphi}^2}{40 \tilde{\eta} |\bar{u}_{S\varphi}|^2} H^3 \right) - \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left(\frac{\tilde{\rho}^2 u_{S\varphi}}{120 \tilde{\eta}^2 |\bar{u}_{S\varphi}|} H^5 \frac{\partial g \Pi}{R \partial \varphi} \right) + \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left(\frac{\tilde{\rho}^2}{1120 \tilde{\eta}^3 ((1-g)\Pi + 1)} H^7 \left(\frac{\partial g \Pi}{R \partial \varphi} \right)^2 \right) \right\}\end{aligned}\quad (9)$$

Die Lösung von Gl. (9) erfolgt numerisch mittels der finiten Volumen Methode (FVM). Darin werden die beim betrachteten Kontrollvolumen zu- und abfließenden Massenströme bilanziert.

2.4 Netwon Raphson Verfahren

Zur numerischen Lösung von Gl. (9) wird das Lösungsgebiet zunächst diskretisiert. Für die Umsetzung der Poiseuille-, Couette- und Verdrängungsströmung genügen die im Nord, Ost, Süd und West liegenden Kontrollvolumen, jedoch muss bezüglich der Zentrifugalkraft eine Erweiterung vorgenommen werden, da diese Bilanzzentren für die Beschreibung der gemischten Ableitung des Druckgradienten nicht ausreichend sind. Somit werden neben den bereits verwendeten Knoten ebenfalls die im Nordost, Nordwest, Südost und Südwest angrenzend liegenden Kontrollvolumen benötigt. Abb. (2) veranschaulicht die Diskretisierung des Lösungsgebietes.

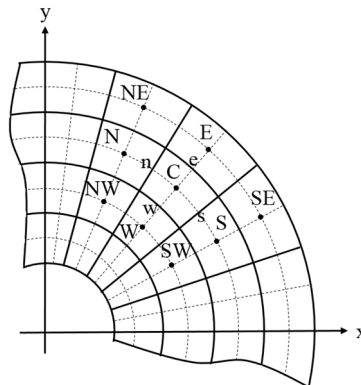


Abb. 2: Diskretisierung des Lösungsgebietes für die Anwendung der FVM

Im Druckgebiet werden die über die Bilanzgrenze ein- und austretenden Strömungen über einen zentralen Differenzenquotient ermittelt, wohingegen im Kavitationsgebiet zur Stabilisierung der Lösung eine Rückwärtsdifferenz verwendet wird, andernfalls sind in diesem Bereich unphysikalische numerische Oszillationen zu erwarten. Das verwendete Stabilisierungsverfahren entspricht dem 1st. Order Upwind, worin der Massenstrom an der Bilanzgrenze durch den stromaufwärtsliegenden Knoten approximiert wird. Als Resultat ergibt sich ein Gleichungssystem mit unsymmetrischer Koeffizientenmatrix \mathbf{A} , die neben der Hauptdiagonale acht Nebenbänder aufweist. Aufgrund der Bandstruktur ist die Systemmatrix prädestiniert für Kompaktspeicherungen. Anhand von Gl. (9) ist ebenfalls zu erkennen, dass unabhängig vom betrachteten Gebiet eine rechte Seite des Gleichungssystems \mathbf{rhs} , bestehend aus der Couette-, Verdrängungsströmung und dem druckinvarianten Term der Zentrifugalkraft, aufgebaut wird. Über die Gl. (10) gelingt es eine Jacobi-Matrix \mathbf{J} analytisch zu berechnen, sodass das Newton-Raphson-Verfahren angewendet werden kann.

$$\mathbf{f} = \mathbf{A}(\boldsymbol{\Pi}) \cdot \boldsymbol{\Pi} - \mathbf{rhs}(\boldsymbol{\Pi}) \quad (10)$$

$$\mathbf{J} = \left. \frac{\partial \mathbf{f}}{\partial \boldsymbol{\Pi}} \right|_{\boldsymbol{\Pi}_i} = \left(\frac{\partial \mathbf{A}(\boldsymbol{\Pi})}{\partial \boldsymbol{\Pi}} \cdot \boldsymbol{\Pi} + \mathbf{A}(\boldsymbol{\Pi}) - \frac{\partial \mathbf{rhs}(\boldsymbol{\Pi})}{\partial \boldsymbol{\Pi}} \right) \Big|_{\boldsymbol{\Pi}_i}$$

$$\boldsymbol{\Pi}_{i+1} = \boldsymbol{\Pi}_i + \mathbf{J}^{-1} \cdot \mathbf{f}$$

Die Gebietsaufteilung wird nach jedem Iterationsschritt aktualisiert. Der Übergang zwischen Druck- bzw. Kavitationsgebiet wird mittels eines Regularisierungsparameter Π^* festgelegt. Für die Wahl des Parameters wird auf die Veröffentlichung [11] verwiesen. Unter der Annahme, dass $\mathbf{J} = \mathbf{A}$ erfolgt die Lösung des Gleichungssystems über eine Fixpunktiteration. Ein Vorteil des Newton-Raphson-Verfahrens gegenüber der Fixpunktiteration ist eine höhere Konvergenzgeschwindigkeit bei der Lösung des Gleichungssystems.

3. Validierung

Zunächst werden die ermittelten Tragdruck- und Schmierstoffverteilungen mit den Ergebnissen von [4] validiert. In [4] wird ebenfalls die um die Zentrifugalkraft erweiterte Formulierung der Reynold'schen Differentialgleichung für isotherme Zustandsänderungen ausgewertet, wobei innerhalb der Fluidträchtigkeit die gemischten Ableitungen des Druckgradienten vernachlässigt wurden. Als Kavitationsalgorithmus wurde das Zweiphasenmodell umgesetzt. Darin werden die im Schmiermittel gelösten und ungelösten Gasmassen bilanziert. Der Phasenübergang wurde mittels einer Exponentialfunktion approximiert. Demgegenüber wird beim weichen Kavitationsalgorithmus nach Elrod der Phasenübergang über den regularisierten Parameter Π^* berücksichtigt.

In Abb. (3) sind die Absolutdrücke der Zweiphasenströmung und des Elrod-Kavitationsmodells bei einer Drehzahl $n = 161.33 \text{ 1/min}$ und minimalen Schmierpalt $h_{min} = 11.54 \mu\text{m}$ dargestellt. Der Vergleich zeigt sehr gute Übereinstimmungen sowohl im Druck- als auch im Kavitationsbereich. Der maximale Tragdruck ist bei $\varphi = 8.5^\circ$ und beträgt $p_{max} = 0.361 \text{ MPa}$. Im Kavitationsgebiet wird ein minimaler Druck $p_{min} = 0.013 \text{ MPa}$ und Schmierstoffanteil $\vartheta_{min} = 0.56$ ermittelt.

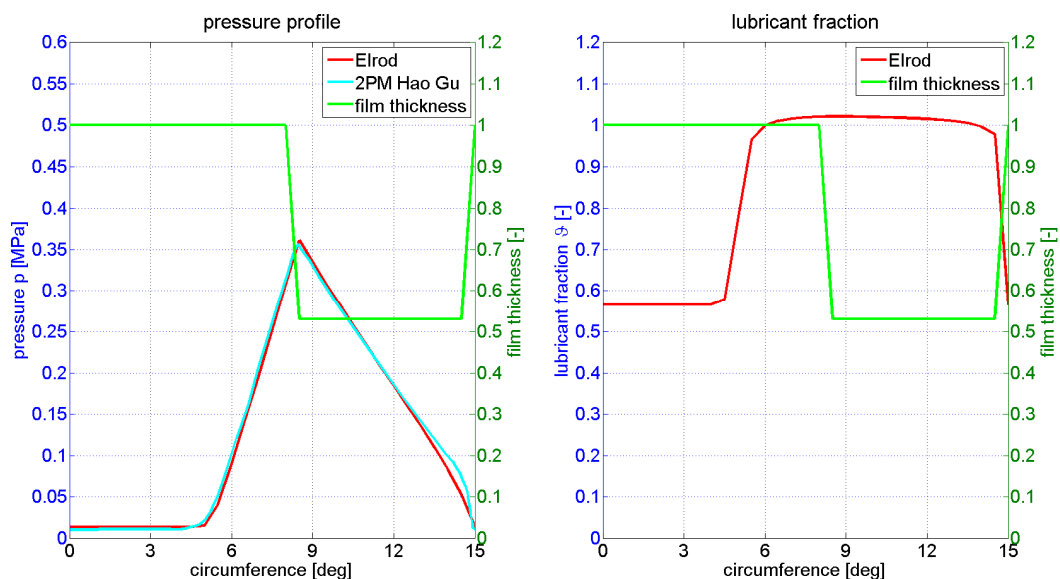


Abb. 3: Vergleich der Druck- und Schmierstoffverteilung für $n = 161.33 \text{ 1/min}$ und $h_{min} = 11.54 \mu\text{m}$ bei $r = 28\text{mm}$ und $\Pi^* = 0.95$

In Abb. (4) sind der Druckaufbau und die Schmierstoffverteilung bei einer Drehzahl $n = 333.98 \text{ 1/min}$ und minimalen Schmierpalt $h_{min} = 15.40 \mu\text{m}$ dargestellt. Auch bei dieser Parameterkonstellation zeigen sich sehr gute Übereinstimmungen mit den Ergebnissen aus [4]. Der maximale Druck liegt bei $\varphi = 8.5^\circ$ und beträgt $p_{max} = 0.374 \text{ MPa}$. Im Kavitationsgebiet liegt ein minimaler Füllgrad $\vartheta_{min} = 0.63$ bei einem Absolutdruck $p_{min} = 0.018 \text{ MPa}$ vor.

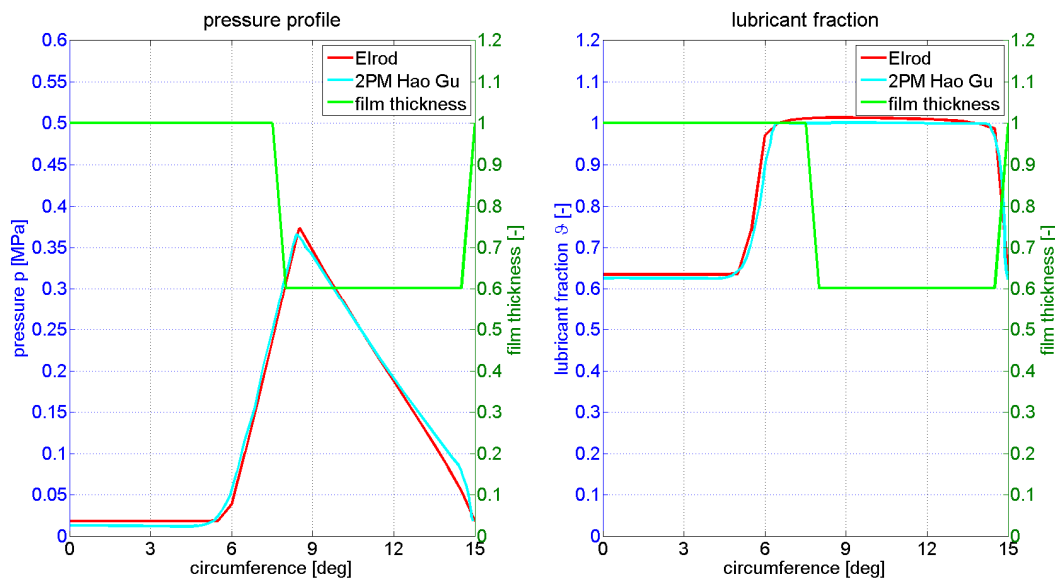


Abb. 4: Vergleich der Druck- und Schmierstoffverteilung für $n = 333.98 \text{ 1/min}$ und $h_{min} = 15.40 \mu\text{m}$ bei $r = 28\text{mm}$ und $\Pi^* = 0.92$

Kleinere Abweichungen bezüglich der Druckverteilung treten am Übergang vom Druck- in das Kavitationsgebiet auf und beruhen auf den unterschiedlichen Kavitationstheorien. Beim Zweiphasenmodell erfolgt eine Bilanzierung der Gasmassen, worin die Druckverteilung vom Phasenübergang zwischen dem im Schmiermittel gelösten und ungelösten Gas und vom bereits im Lager vorliegenden ungelösten Gas abhängig ist. Beide Effekte müssen beim hier verwendeten Modell über den Regularisierungsparameter Π^* berücksichtigt werden, um gleiche Druckverteilungen zu ermitteln. Zudem ist der Gasgehalt vom Betriebszustand des Gleitlagers abhängig, sodass eine weitere Anpassung des Parameters Π^* in Abhängigkeit der Ortskoordinaten vorgenommen werden müsste. Weiterhin ist ein Füllgrad von $\vartheta > 1$ als Kompression des Schmiermittels zu bewerten. Mit der Förderung in den verengenden Spalt verdichtet sich das Fluid, sodass ebenfalls eine Zunahme des Füllgrades erfolgt. Die Kompressibilität wird ebenfalls über Π^* bestimmt.

4. Untersuchung des Tragdruckaufbaus und der Schmierstoffverteilung bei Variation der Schmierpaltgeometrie und Kavitationstheorie

In diesem Kapitel wird die Tragdruck- und Schmierstoffverteilung bei einem Gleitlager mit verschiedener Spaltgeometrie untersucht. Als Bezugsgröße für die nachfolgenden Berechnungen dienen die Ergebnisse der Validierung bei einer Drehzahl $n = 333.98 \frac{1}{min}$ und minimalem Schmierpalt $h_{min} = 15.40 \mu\text{m}$. Davon ausgehend wird für den Schmierpalt ein Taschenwinkel α eingeführt, der die Neigung des Taschen- bzw. Rastbereiches für ein Fischgrätenprofil beschreibt. Bei einem Winkel $\alpha = 0^\circ$ stellt sich der Referenzzustand der Validierung ein. Im Folgenden sind die Druck- und Schmierstoffverteilungen bei einem Taschenwinkel von $\alpha = 20^\circ, 45^\circ$ dargestellt. Neben dem Fischgrätenprofil wird ein Schmierpalt untersucht, der aus einem Keil-, Rast- und Nutbereich besteht. Die Keilhöhe ist dabei gleich der Tiefe der Nut. Die Druckverteilung wird in Abhängigkeit des Keilwinkels φ_t ermittelt, wobei für einen Winkel von $\varphi_t = 0$ wiederum der Referenzzustand der Validierung berechnet wird. Die zu untersuchenden Keilwinkel betragen $\varphi_t = 3.5^\circ, 6.6^\circ$. Eine Darstellung der Schmierpaltgeometrie mit einer Zusammenfassung der Geometrieangaben ist in Abb. (5) gegeben.

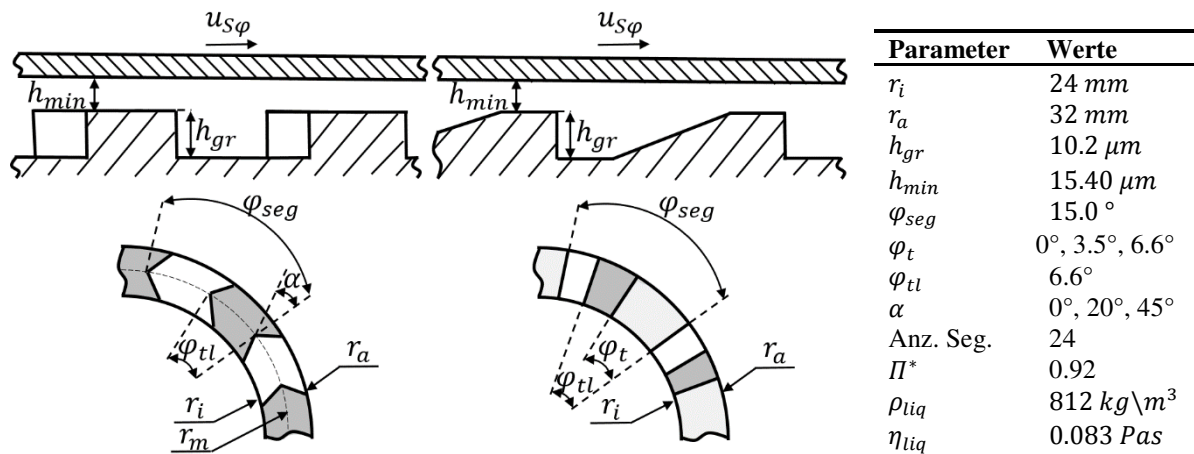


Abb.: 5 Darstellung der Schmierspaltgeometrie für ein Fischgrätenprofil (links), Keilprofil (rechts)

Abschließend wird in diesem Kapitel der Einfluss der Schmierfilmkavitation und der Zentrifugalkraft untersucht. Hierbei erfolgt eine Gegenüberstellung der Kavitationstheorie zwischen Gumbel und Elrod mit und ohne Zentrifugalkraft.

4.1 Tragdruck- und Schmierfilmverteilung bei einem Fischgrätenprofil

In den Abb. (6) und (7) sind die Druck- und Schmierstoffverteilungen in Abhängigkeit des Taschenwinkels α dargestellt. Darin ist deutlich zu erkennen, dass mit zunehmendem Winkel ebenfalls ein größerer hydrodynamischer Tragdruck aufgebaut wird. Über den Füllgrad zeigt sich, dass die Ausprägung des Druckgebietes mit größer werdendem Taschenwinkel zunimmt. In Tab. (1) sind die Ergebnisse zusammengefasst.

Tab. 1: Ergebnis der Druck- und Schmierstoffverteilung in Abhängigkeit des Taschenwinkels α

Taschenwinkel α	p_{max} [MPa]	ϑ_{min} [-]	Druckbereich
$\alpha = 0^\circ$	0.374	0.635	6.5 $^\circ$ -14.5 $^\circ$
$\alpha = 20^\circ$	0.506	0.629	4.5 $^\circ$ -14.0 $^\circ$
$\alpha = 45^\circ$	0.655	0.625	2.0 $^\circ$ -13.5 $^\circ$

Die Zunahme des Druckes ist auf die gewählten Randbedingungen der Simulation und die im Schmierspalt vorliegende Fluidströmung zurückzuführen. Für die Berechnungen wurde an den Lagerrändern ein Überdruck definiert, was zu einer Vollschmierung $\vartheta = 1$ führt. Beim Vorliegen eines Kavitationsgebietes ist der hydrodynamische Druck geringer als der Umgebungsdruck. Als Konsequenz wird das Schmiermittel über die Lagerränder in den Taschenbereich gefördert, sodass eine Versorgung des Lagers mit Öl erfolgt. Des Weiteren muss die Fluidströmung im Schmierspalt betrachtet werden. Anhand Gl. (2) ist bereits erkennbar, dass unter der Berücksichtigung der Zentrifugalkraft eine radial gerichtete Fluidströmung entsteht, die mit der Poiseuille-Strömung überlagert ist. Der umfangsgerichtete Fluidtransport ist über die Poiseuille- und Couette-Strömung bestimmt. Für die weiteren Betrachtungen wird das Lager in zwei Bereiche unterteilt.

Im innenliegenden Bereich $r_i < r \leq r_m$ lässt die Spaltgeometrie eine ungehinderte Überlagerung beider Strömungen zu. Darin leistet die Fluidströmung in der Lagertasche anteilig einen Fluidtransport in den verengenden Spalt. Dieser Anteil ist mit der Couette-Strömung gleichgerichtet, sodass sowohl die Scher- als auch die Taschenströmung für den Schmiermitteltransport verantwortlich sind. Mit zunehmendem Taschenwinkel ist der Einfluss dominanter. Im außenliegenden Bereich $r_m < r \leq r_a$ kehrt sich dieser Effekt um. Aufgrund der Schmierspaltgeometrie wirkt die tangential gerichtete Taschenströmung entgegen der Scherströmung, wobei letztere dominanter ist, sodass das Schmiermittel zur Lagermitte gefördert wird. Im Vergleich zu den Ergebnissen der Validierung bewirkt das Fischgrätenprofil einen erhöhten Tragdruckaufbau in der Lagermittelebene (Abb. 7).

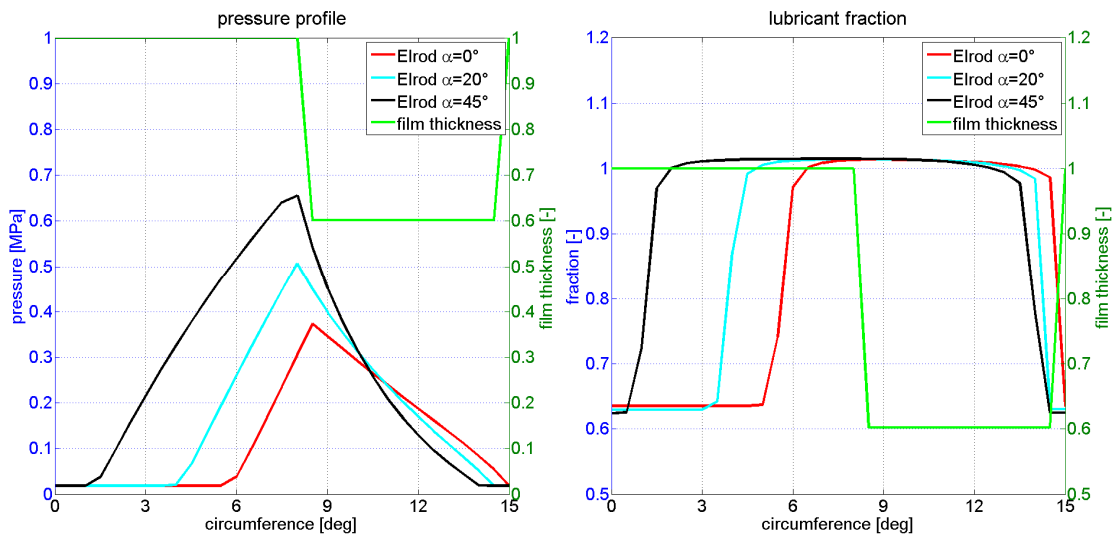


Abb.6: Vergleich der Tragdruck- und Schmierfilmverteilung bei einem Fischgrätenprofil bei $r = 28\text{mm}$

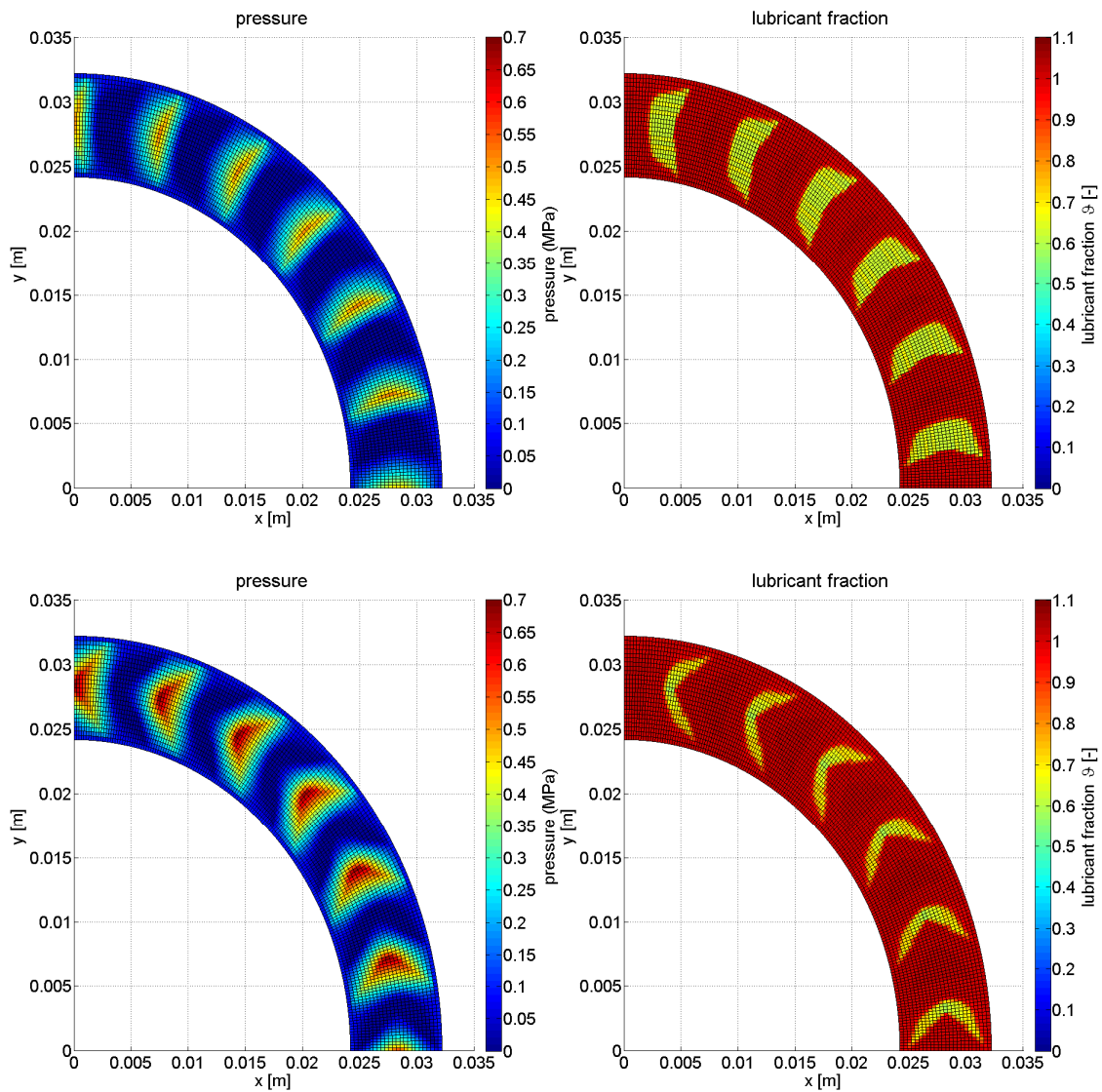


Abb.7: Tragdruck- und Schmierfilmverteilung bei einem Fischgrätenprofil mit einem Taschenwinkel von $\alpha = 20^\circ$ (oben), $\alpha = 45^\circ$ (unten)

4.2 Tragdruck- und Schmierstoffverteilung bei einem keilförmigen Profil

Die Auswertung der Tragdruck- und Schmierstoffverteilung ergibt, dass mit zunehmenden Keilwinkels φ_t ebenfalls eine Erhöhung des Druckes stattfand bis sich ein Maximum von $p_{max} = 0.445\text{MPa}$ bei $\varphi_t = 3.5^\circ$ einstellt. Besteht die Spaltgeometrie nur noch aus einem Nut- und Keilbereich, so beträgt der maximale Absolutdruck $p_{max} = 0.343\text{MPa}$. Weitere Ergebnisse sind in Tab. (2) zusammengefasst. Zudem sind die Druck- und Schmierstoffverteilung in Abhängigkeit des Keilwinkels in Abb. 8 und 9 dargestellt. Neben der Erhöhung des Tragdruckes ist ebenfalls eine Verlagerung des maximalen Druckes festzustellen, was auf die Lage des minimalen Schmierstoffspaltes zurückzuführen ist. Zur Ermittlung des Tragdruckaufbaus im Axialgleitlager mit dem dazugehörigen Geschwindigkeitsprofil des Fluids wird auf [6], [12] und [13] verwiesen.

Tab. 2: Ergebnis der Druck- und Schmierstoffverteilung in Abhängigkeit des Keilwinkels φ_t

Keilwinkel φ_t	p_{max} [MPa]	ϑ_{min} [-]	Druckbereich
$\varphi_t = 0.0^\circ$	0.374	0.635	6.5° - 14.5°
$\varphi_t = 3.5^\circ$	0.445	0.685	7.3° - 14.5°
$\varphi_t = 6.6^\circ$	0.343	0.788	8.2° - 14.5°

Für einen maximalen Tragdruckaufbau muss ein optimales Verhältnis vom Keil- und Rastbereich vorliegen. Beim Referenzzustand von $\varphi_t = 0^\circ$ besteht der Schmierstoffspalt lediglich aus einem Rast- und Nutbereich. Im Nutbereich ist das Kavitationsgebiet zu finden. Darin ist nach der Theorie von Elrod der Druckgradient $grad(p) = \mathbf{0}$, was zur Folge hat, dass ein Schmiermitteltransport ausschließlich über die Couette-Strömung und Zentrifugalkraft erfolgt. Beim Übergang vom Nut- in den Rastbereich $\varphi = 6.0^\circ - 9.0^\circ$ verdichtet sich die Fluidströmung bzw. das Schmiermittel drastisch, sodass eine hohe Änderung des Geschwindigkeitsgradienten $\frac{\partial u}{\partial z}$ vorliegt. Eine Verdichtung der Strömung in den verengenden Spalt ist ebenfalls mit dem Aufbau eines Tragdruckes verbunden. Aufgrund des fehlenden Keilbereiches verringert sich der druckinduzierte Geschwindigkeitsgradient allerdings schnell über den Rastbereich, bis sich wieder eine Scherströmung einstellt. Folglich muss ein Keilbereich zugefügt werden, um einen maximalen Tragdruckaufbau zu ermöglichen. Bei einem Keilwinkel von $\varphi_t = 3.5^\circ$ liegt ein optimales Verhältnis zwischen Keil- und Rastbereich vor, sodass der Tragdruck sein Maximum erreicht. Im Gegensatz zum Stufenschmierstoffspalt wird hierbei genügend Schmiermittel in den verengenden Spalt gefördert und komprimiert, wobei im Keilbereich die Verdichtung des Strömungsprofils und damit des Schmiermittels stattfindet, sodass sich ein größtmöglicher Tragdruck aufbauen kann. Gleichzeitig weist der Rastbereich eine genügend große Oberfläche auf, sodass sich der hydrodynamische Druck darauf abbauen kann bis sich im Nutbereich wieder der Kavitationsdruck einstellt. Bei einem Keilwinkel von $\varphi_t = 6.6^\circ$ besteht das Lager nur noch aus einem Keil- und Nutbereich. Hier wird zwar genügend Schmiermittel in den verengenden Spalt gefördert, allerdings folgt nach dem kleinsten Spalt wieder der Nutbereich, was zur Folge hat, dass der hydrodynamische Druck auf den Kavitationsdruck abfällt. Es ist nicht genügend Rastfläche vorhanden, um einen maximalen Tragdruck zu ermöglichen.

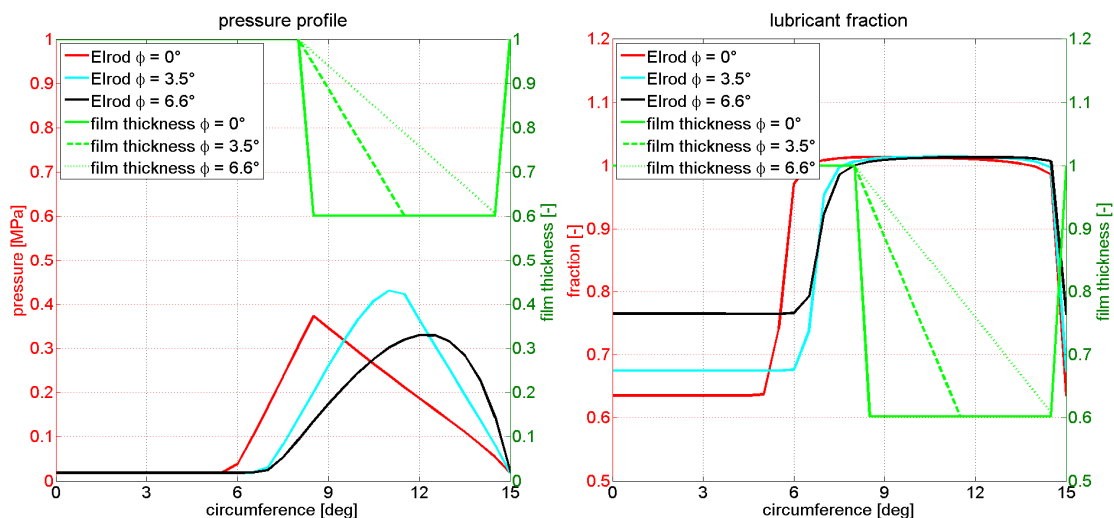


Abb.8: Vergleich der Tragdruck- und Schmierfilmverteilung bei einem Keilprofil bei $r = 28\text{mm}$

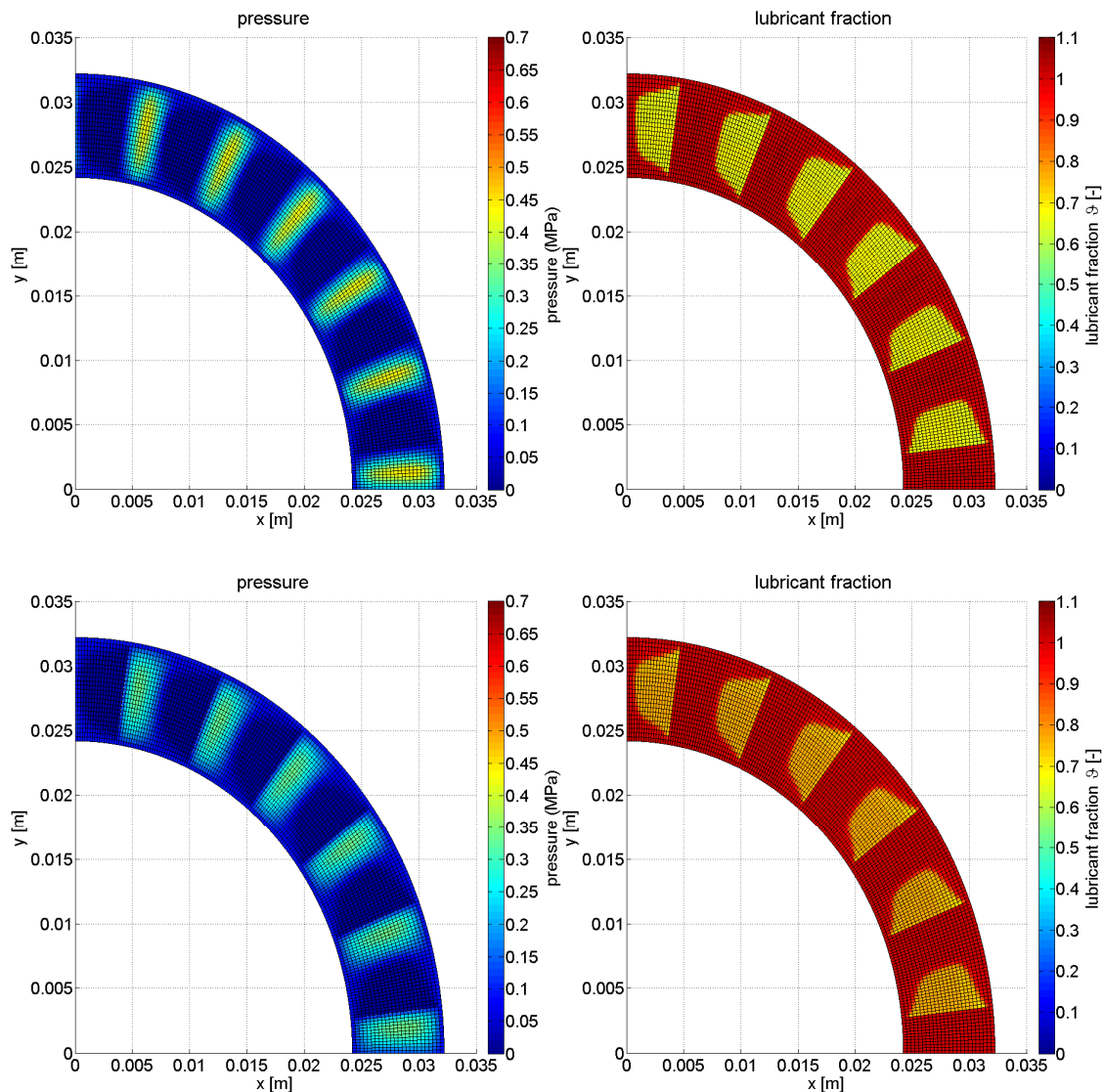


Abb.9: Tragdruck- und Schmierfilmverteilung bei einem Keilprofil mit einem Winkel von $\varphi_t = 3.5^\circ$ (oben), $\varphi_t = 6.6^\circ$ (unten),

4.3 Tragdruck- und Schmierstoffverteilung in Abhängigkeit der Kavitationstheorie

Neben der Untersuchung des Einflusses der Schmierspaltgeometrie auf die Druck- und Schmierstoffverteilung wird in diesem Kapitel eine Gegenüberstellung zwischen der Kavitationstheorie nach Elrod und Gümbel vorgenommen. Bei der Theorie nach Gümbel wird unabhängig vom Betriebszustand des Lagers eine Vollschmierung angenommen. Demzufolge handelt es sich um eine nichtmasseerhaltende Kavitationstheorie. Besonders beim Übergang zwischen Druck- und Kavitationsgebiet und bei Zuführbohrungen treten Diskontinuitäten bezüglich des Massentransportes auf. Die Ergebnisse der Lagerberechnung sind in Tab. (3) zusammengefasst und in Abb. 9 und 10 dargestellt. Bei Vollschmierung ist zwangsläufig immer genügend Schmiermittel vorhanden, um in den verengenden Spalt gefördert zu werden, was in einem maximalen Absolutdruck von $p_{max} = 0.892MPa$ resultiert. Bei der Umsetzung von masseerhaltender Kavitation tritt ein Tragdruckverlust auf, da neben dem Schmiermittel ebenfalls das gelöste Gas im Spalt vorliegt.

Tab. 3: Ergebnis der Druck- und Schmierstoffverteilung nach der Theorie von Gümbel und Elrod

Kavitationstheorie	p_{max} [MPa]	ϑ_{min} [-]	Druckbereich
Elrod	0.374	0.635	6.5°-14.5°
Gümbel	0.892	1.000	0.0°-15.0°
Elrod ohne F_z	0.374	0.636	6.5°-14.5°

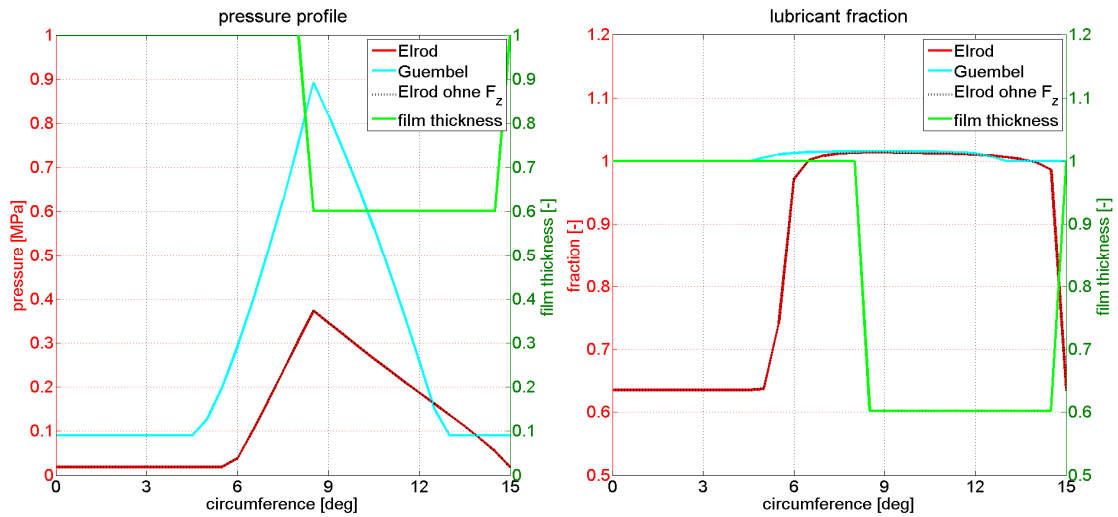


Abb.10: Vergleich der Tragdruck- und Schmierfilmverteilung nach der Theorie von Elrod und Gümbel

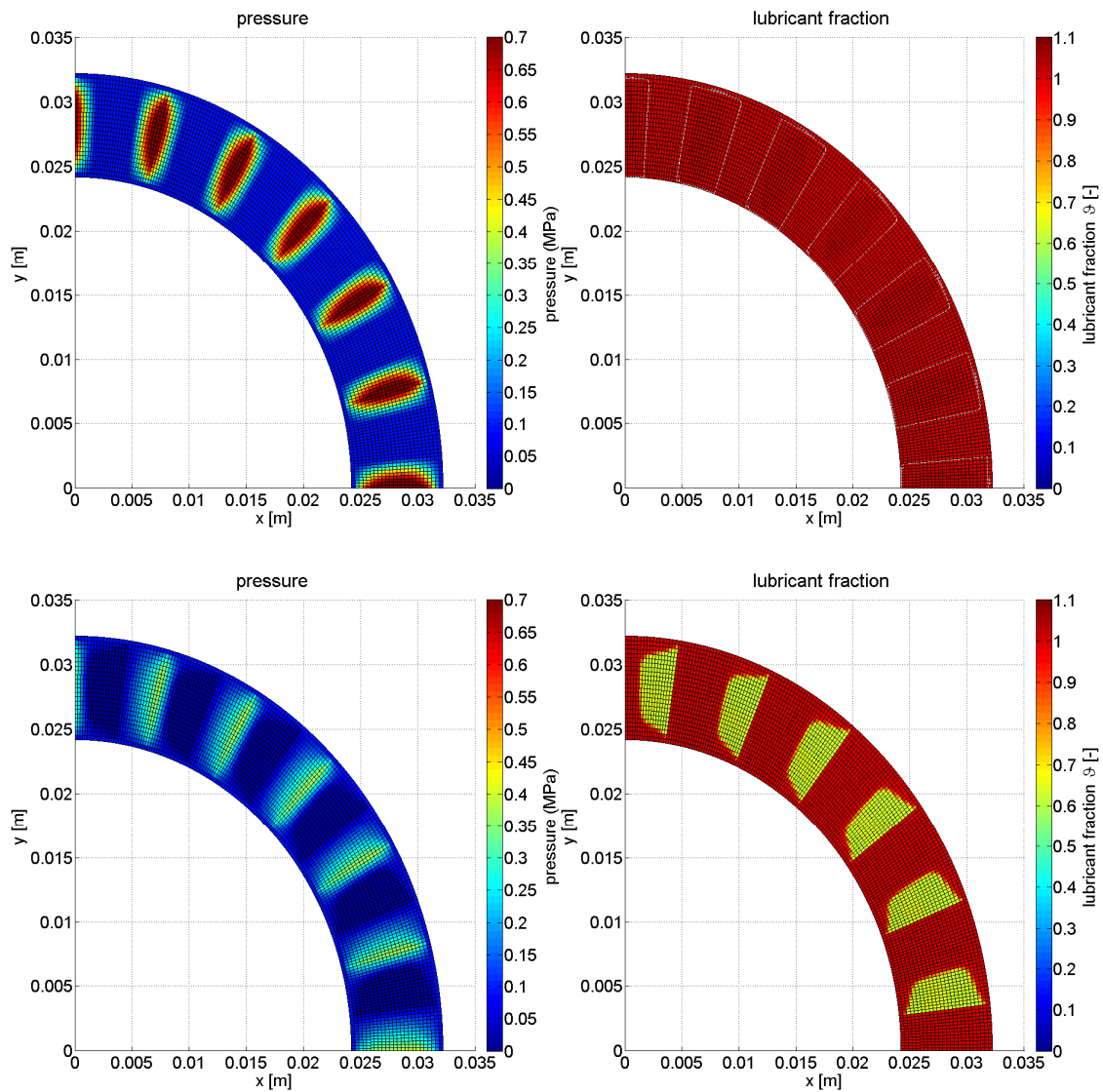


Abb.11: Tragdruck- und Schmierfilmverteilung Gümbellösung (oben), Elrod-Kavitation ohne Zentrifugalkraft (unten)

5. Zusammenfassung

Innerhalb dieser Veröffentlichung wurden der Aufbau des Tragdruckes und die Schmierstoffverteilung unter Berücksichtigung eines regularisierten Kavitationsalgorithmus nach Elrod und der Zentrifugalbeschleunigung ermittelt. Die Umsetzung eines weichen Kavitationsalgorithmus gelingt mit der Einführung eines stetig differenzierbaren Kavitationsindex. Darin wird über den Regularisierungsparameter der Übergang zwischen Druck- und Kavitationsgebiet bestimmt. Zudem liefert der weiche Kavitationsalgorithmus die Möglichkeit, einen effizienten Algorithmus zur Lösung des Gleichungssystems umzusetzen, wobei innerhalb dieser Veröffentlichung das Newton-Raphson Verfahren angewendet wurde. Neben der Umsetzung der Schmierfilmkavitation wurde ebenfalls die Fluidträchtigkeit berücksichtigt. Die Zentrifugalkraft leistet neben der Poiseuille-Strömung einen Beitrag für den Fluidtransport in radialer Richtung. Der Einfluss der Trägheitskraft auf die Tragdruck- und Schmierstoffverteilung ist dabei von der Schmierspaltgeometrie, den Eigenschaften des Schmierstoffes, der Lagerbelastung und der Rotordrehzahl abhängig.

Bei der Untersuchung des Tragdruckaufbaus wurde eine Variation der Schmierspaltgeometrie und eine Gegenüberstellung zu der Gümbellösung vorgenommen. Der größte Einfluss auf den Tragdruck zeigte sich beim Fischgrätenprofil mit einem Taschenwinkel $\alpha = 45^\circ$. Zudem wurde der Tragdruckaufbau in Abhängigkeit des Keilwinkels untersucht, worin sich ein maximaler hydrodynamischer Druck bei einem Keilwinkel von $\varphi_t = 3.5^\circ$ einstellte. Eine weitere Zunahme des Keilwinkels würde wiederum zu einer Verringerung des Druckes führen. Abschließend wurde eine Gegenüberstellung zwischen der Kavitationstheorie nach Gümbel und Elrod vorgenommen. Dabei zeigte sich, dass sich im Verhältnis zur Gümbellösung der maximale Tragdruck mehr als halbiert.

Aufbauend auf die vorliegende Arbeit besteht die Möglichkeit die Entstehung von subsynchronen Schwingungen in Abhängigkeit von axialen Rotorbelastungen, thermodynamischen Vorgängen im Schmierfilm und Fluidströmungen zwischen Radial- und Axialgleitlager zu untersuchen, wenn das Axiallagermodell mit einem elastischen Rotormodell gekoppelt wird.

Literaturverzeichnis

- [1] Li S.; Tuzcu S.; Klaus M.; Rienäcker A.; Schwarze H.; Analyse der Einflüsse der hydrodynamischen Axiallagerung auf das rotordynamische Verhalten eines PKW-Abgasturboladers, SIRM 2015, Magdeburg, Deutschland
- [2] Chatzisavvas I.; Boyaci A.; Koutsovasilis P.; Schweizer B.: Influence of hydrodynamic thrust bearings on the nonlinear oscillations of high-speed rotors, Journal of Sound and Vibration, 2016, <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2016.05.026>
- [3] Song Y.; Ren X.; Gu C.; Li X.: Experimental and Numerical Studies of Cavitation Effects in a tapered Land Thrust Bearing, Journal of Tribology, 2015, DOI: 10.1115/1.4028264
- [4] Hao Z.; Gu C.: Numerical modeling for gaseous cavitation of oil film and non-equilibrium dissolution effects in thrust bearing, Elsevier Tribology International Vol. 78, 2014, <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2014.04.028>
- [5] Gautnam S.; Quamar S.; Ghosh M.: Thermal analysis of externally pressurized step bearing including centrifugal inertia effect for a bubbly lubricant, Journal of Engineering, Science and Technology Vol. 2 No. 11 pp. 147-166, 2010
- [6] Yu T.; Sadeghi F.: Groove Effects on Thrust Washer Lubrication, Journal of Tribology Vol. 123, 2001, DOI:10.1115/1.1308014
- [7] Woschke E.: Simulation gleitgelagerter Systeme in Mehrkörperprogrammen unter Berücksichtigung mechanischer und thermischer Deformationen, Dissertation 2013, Otto von Guericke Universität Magdeburg
- [8] Nitzschke S.: Instationäres Verhalten schwimmbuchengelagerter Rotoren unter Berücksichtigung masseeerhaltender Kavitation, Dissertation 2016, Otto von Guericke Universität Magdeburg
- [9] Bartel D.: Simulation von Tribosystemen - Grundlagen und Anwendung, Vieweg+Teubner Research, 2009
- [10] Mermertax Ü.: Nichtlinearer Einfluss von Radialgleitlagern auf die Dynamik schnelllaufender Rotoren, Dissertation 2007, Technische Universität Clausthal
- [11] Nitzschke S.; Woschke E.; Schmicker D.; Strackeljan J.: Regularised cavitation algorithm for use in transient rotordynamic analysis, Elsevier International Journal of Mechanical Sciences, 2016, <https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2016.04.021>
- [12] Bruckner R.: Simulation and Modeling of the Hydrodynamic, Thermal, and Structural Behavior of Foil Thrust Bearings, Dissertation 2004, Case Western Reserve University
- [13] Fischer M.; Mueller A.; Rembold B.; Amman B.: Numerical Investigation of the Flow in a Hydrodynamic Thrust Bearing With Floating Disk, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power Vol. 135, 2013
- [14] Wasilczuk M.; Rotta G.: Modeling lubricant flow between thrust bearing pads, Elsevier Tribology International Vol. 41, 2008, <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2007.11.007>

Simulation rotordynamischer Systeme mit problemangepasster Modellreduktion und erweiterter Modellierungstiefe für Gleit- und Wälzlagerelemente

Dr.-Ing Christian Daniel¹⁾, Jun. Prof. Dr.-Ing Elmar Woschke²⁾, Dr.-Ing Steffen Nitzschke³⁾

¹⁾ Institut für Mechanik, Otto-von-Guericke Universität Magdeburg, Deutschland christian.daniel@ovgu.de

²⁾ Institut für Mechanik, Otto-von-Guericke Universität Magdeburg, Deutschland elmar.woschke@ovgu.de

³⁾ Institut für Mechanik, Otto-von-Guericke Universität Magdeburg, Deutschland steffen.nitzschke@ovgu.de

Zusammenfassung

Im Zuge der immer kürzeren Entwicklungszeit für Komponenten im Automobilbau und im Sektor der energie-wandelnden Maschinen wird die Simulation des Systemverhaltens vor allem in einem frühen Entwicklungsstadium immer wichtiger. Abgeleitet aus systematischen Analysen können wesentliche Einflussfaktoren schon vor dem Bau von Prototypen identifiziert werden. Dabei ist es wichtig, die Simulationstiefe dem Zweck anzupassen, um die relevanten Effekte abbilden zu können. Gleichzeitig sollte das Modell eine möglichst geringe Anzahl an Freiheitsgraden aufweisen, um die Simulation mit vertretbarem Aufwand durchführen zu können. Im Rahmen dieses Beitrags liegt der Fokus auf rotordynamischen Systemen wie z. B. Abgasturboladern oder ähnlichen Turbomaschinen. Diese sind durch die hohen Drehzahlen des Rotors und der damit verbundenen eminenten Wechselwirkung zwischen Rotor und Lagerung charakterisiert. Daher kommt der Abbildung der Lagerungselemente, welche als Gleit- oder Wälzlager ausgeführt sind, eine besondere Bedeutung zu. Eine Vielzahl der auftretenden Effekte erfordern einerseits ein Lagermodell, welches über die Abbildung durch konstante Steifigkeiten und Dämpfungen hinausgeht, und andererseits die Berücksichtigung der elastischen Deformation des Rotors. Am Beispiel eines Abgasturboladers soll in diesem Beitrag ein ganzheitliches Simulationsmodell vorgestellt werden, wobei sowohl die Gleit- als auch die Wälzlagerung des Rotors untersucht werden. Exemplarisch wird auf die rotordynamischen Effekte, die aus der jeweiligen Lagerung resultieren, eingegangen.

Schlüsselwörter: Turbolader, MKS, Rotordynamik, Gleitlager, Wälzlager

1. Einleitung

Die mechanische Auslegung von rotierenden Systemen ist ein Spezialfall innerhalb der Dynamik und wird unter dem Begriff Rotordynamik zusammengefasst. In der Praxis werden dazu speziell entwickelte Rotordynamik-Programme auf Basis von Finite-Elemente Algorithmen eingesetzt, welche den Einfluss der Lagerung allerdings nur vereinfacht abbilden können. Der allgemeine Trend zur ganzheitlichen Betrachtung mechanischer Fragestellungen führt auch in der Rotordynamik zu umfassenderen Modellen, welche einen tieferen Einblick in das betrachtete System ermöglichen. Für die Bearbeitung derartiger Fragestellungen haben die Autoren das Simulationsprogramm EMD entwickelt, indem die Teilgebiete Mehrkörperdynamik, Rotordynamik elastischer Systeme sowie die Dynamik der Verbindungselemente wie Gleit- und Wälzlager zusammenfassend in-situ betrachtet werden. Dies führt einerseits zu erheblichen Anforderungen an die verwendeten numerischen Lösungsverfahren und verursacht einer Erhöhung des Berechnungsaufwands, bietet aber andererseits durch die ganzheitliche rückwirkungsbehaftete Simulation von Rotorsystem und Lagerung und den Verzicht auf künstlich gesetzte Systemgrenzen die Möglichkeit zur Abbildung nicht-linearer Effekte und liefert so neben dem tieferen Systemverständnis auch genauere Ergebnisse.

Anhand zweier schnelldrehender Turbomaschinen (einem Abgasturbolader und einem Turbogenerator) wird das Vorgehen innerhalb von EMD illustriert und das Auftreten subsynchrone Schwingungen sowohl bei gleit- als auch bei wälzgelagerten Systemen analysiert.

2. Aufbau und Modellbildung am Beispiel eines Abgasturboladers

Der Abgasturbolader besteht aus einer Turbine und einem Verdichter, deren Laufräder auf einer gemeinsamen Welle angeordnet sind. Die Welle wird durch zwei Lager im Lagergehäuse geführt, wobei aus Kostengründen fast ausschließlich Gleitlager eingesetzt werden. Diese sind bei kleinen Turboladern unprofiliert und als Schwimmbuchse ausgeführt. Dabei wird zwischen frei drehender Schwimmbuche (full-floating) und nicht drehender Schwimmbuche (semi-floating) unterschieden¹. In beiden Fällen ergeben sich zwei in Reihe geschaltete Schmierfilme, die die Welle tragen. Der prinzipielle Aufbau des Modells kann Bild 1 entnommen werden.

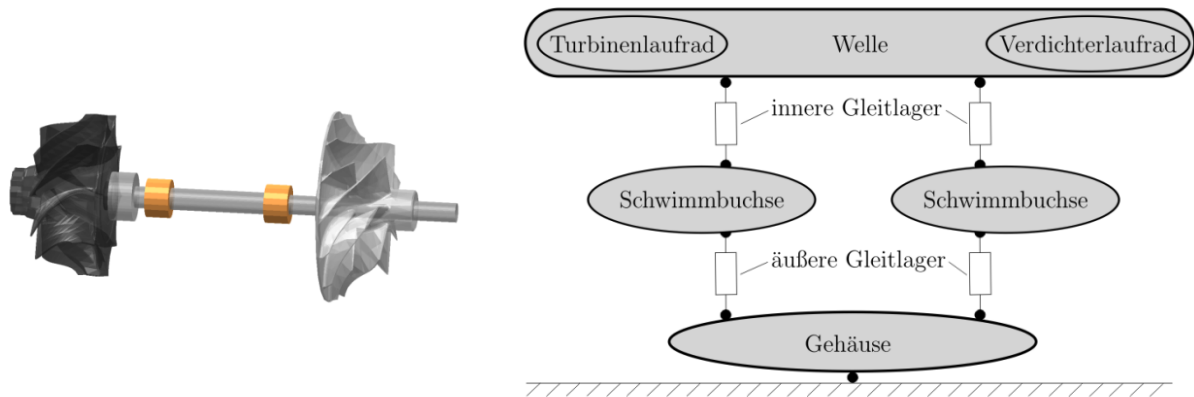


Bild 1 : Grundkomponenten eines schwimmbuchengelagerten Abgasturboladers

Mit Hinblick auf die Reibungsminimierung werden zunehmend auch wälzgelagerte Turbolader eingesetzt, wodurch die Konzepte des Downsizings und –speedings unterstützt werden [1]. Ein wälzgelagerter Turbolader wird in der Regel durch sog. Spindellager getragen. Diese müssen mit einer definierten Vorspannkraft axial belastet werden, um auch bei hohen Drehzahlen Schlupf zwischen den Tribopartnern weitestgehend zu vermeiden. Dafür wird der Außenring in einem Lagerträger eingefasst, welcher mit Druckfedern gegenüber dem Gehäuse belastet wird, was zudem die axiale Verschiebbarkeit des Lagerträgers bedingt. Wegen der geringen Dämpfungseigenschaften von Wälzlagern wird am Lagerträger ein äußerer Dämpfer installiert, welcher als O-Ring oder als Quetschöldämpfer ausgeführt werden kann, Bild 2.

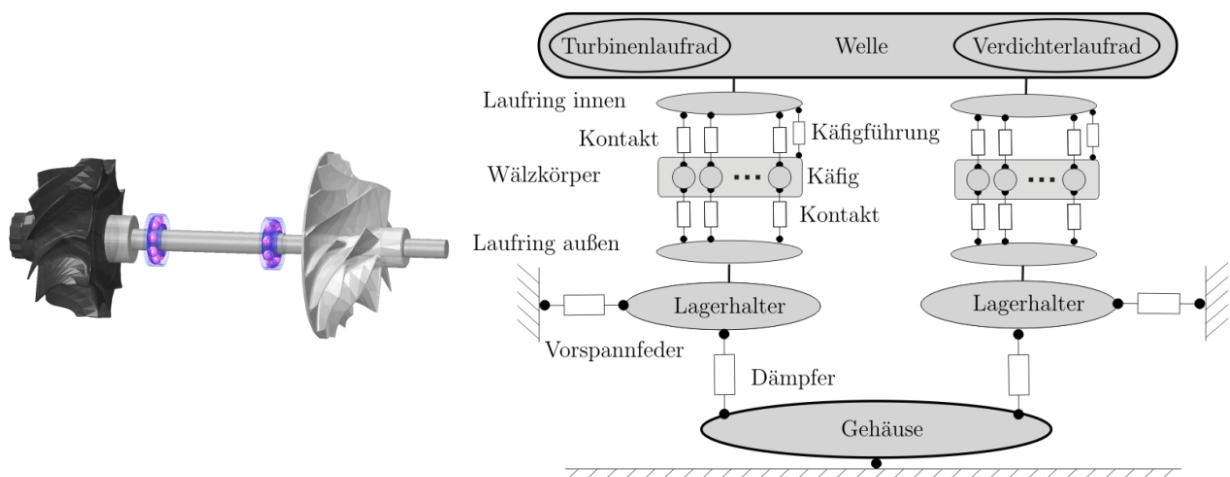


Bild 2 : Grundkomponenten eines wälzgelagerten Abgasturboladers

¹ Bei einer semi-floating Lagerung fungiert der äußere Schmierfilm lediglich als Quetschöldämpfer (nur Dämpfung), wohingegen bei der full-floating Lagerung durch die Rotation der Schwimmbuche ein Radialgleitlager mit Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaften resultiert.

3. Aufbau eines problemangepassten Simulationsmodells

Eine grundlegende Anforderung an alle Simulationsmodelle ist durch die Anpassung des Detaillierungsgrads an die eigentliche Berechnungsaufgabe determiniert. Dennoch besteht immer die Gefahr, dass durch die Verwendung eines zu einfachen Modells komplexe physikalische Effekte nicht abgebildet werden. In vielen Berechnungsaufgaben ist ausreichend, Wälzlager als elastisches Element mit konstanter oder lastabhängiger Steifigkeit und Dämpfung zu modellieren. Damit lassen sich die statischen und z.T. auch die wesentlichen dynamischen Kräfte bestimmen. Problematisch wird dieser Ansatz, wenn aus dem Betrieb des Lagers Anregungsmechanismen und damit signifikante Schwingungsamplituden des Gesamtsystems resultieren. Bei Gleitlagern ist eine Anregung durch das umlaufende Öl hinreichend bekannt [2], [3], [4]. Wälzgelagerte Rotoren können aufgrund der Führung der Wälzkörper durch den Käfig ebenfalls zu parametererregten Schwingungen angeregt werden. Bei langsam laufenden Anwendungen sind diese Mechanismen kaum ausgeprägt und damit nicht dominant sichtbar. Im Gegensatz dazu werden bei Turboladern größere Drehzahlen erreicht, wodurch die Kontaktzustände infolge der Interaktion der Wälzkörper mit dem Lagerkäfig dynamischer wechseln.

3.1 Bewegungsdifferentialgleichungen

Die Einzelteile des Systems werden als Körper aufgefasst, wodurch deren Bewegungen mit dem Mehrkörpersystem EMD abgebildet werden können. Dazu werden unter Verwendung der physikalischen Parameter der Bauteile die Bewegungsdifferentialgleichungen aufgestellt und im Zeitbereich gekoppelt gelöst. Grundsätzlich ist bei der Abbildung dieser Körper zu unterscheiden, ob eine signifikante elastische Verformung zu erwarten ist oder nicht. Die Entscheidung über die Einstufung ist modellabhängig und muss durch den Berechnungsingenieur festgelegt werden. Dabei kann die Deformation eines Körpers vernachlässigt werden, wenn diese keinen Einfluss auf das Bewegungsverhalten oder der Verteilung von Zwangskräften, z.B. bei statisch unbestimmten Systemen, hat. Für solche starren Körper kann eine gewöhnliche Differentialgleichung Gl. 1 mit im Allgemeinen veränderlichen Koeffizienten abgeleitet werden

$$\underline{\underline{M}}(\underline{y}) \cdot \underline{\ddot{y}} + \underline{h}_\omega(\underline{\dot{y}}) = \underline{h}_a(t, \underline{y}, \underline{\dot{y}}) \quad . \quad \text{Gl. 1}$$

Die Massenmatrix $\underline{\underline{M}}(\underline{y})$ enthält die Trägheitseigenschaften des Körpers und ist für eine Darstellung in relativen Koordinaten konstant. Der Term $\underline{h}_\omega(\underline{\dot{y}})$ enthält die verallgemeinerten Kräfte, die aus der Zentrifugal- und Coriolisbeschleunigung sowie den gyroskopischen Termen resultieren. Die Interaktion mit der Umgebung wird über die äußeren Kräfte \underline{h}_a abgebildet. Im vorliegenden Beitrag weisen diese Kräfte aufgrund der Lagerung einen nichtlinearen Charakter auf. Daher eignet sich zur Lösung in der Regel ein semi-explizites Zeitintegrationsverfahren mit variabler Schrittweitensteuerung [5].

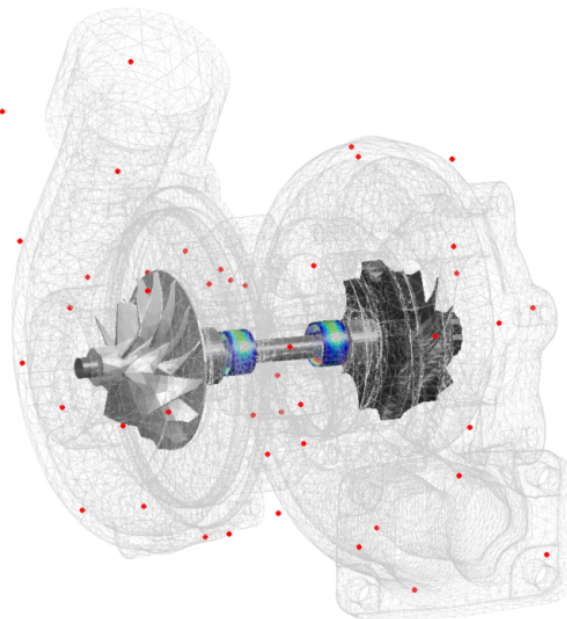


Bild 3 : Simulationsmodell eines Abgasturboladers mit elastischem Gehäuse und elastischer Welle. Die

roten Punkte markieren die verbleibenden Freiheitsgrade des Gehäuses.

Die Abbildung komplexer linear elastischer Körper wird hauptsächlich mit der Finiten Elemente Methode realisiert. Das Gehäuse des Turboladers ist geometrisch sehr komplex und resultiert in einem FE-Modell mit einer sehr großen Anzahl an Freiheitsgraden und muss daher für eine dynamische Untersuchung unter Nutzung eines Master-Slave Konzepts sowie einer anschließenden Transformation in den Modalraum stark reduziert werden. Wird der elastische Körper zudem noch großen Starrkörperbewegungen unterworfen, ist eine Unterteilung in Starrkörperbewegung und in überlagerter kleiner elastischer Deformation sinnvoll. Die Struktur der Differentialgleichung entspricht der des starren Körpers nach Gl. 1, wird aber um die modalen Freiheitsgrade erweitert [6]. Die Welle des Turboladers muss in jedem Fall elastisch modelliert werden, da diese sehr schlank ausgeführt ist und daher die erste Biegekritische häufig innerhalb der Betriebsdrehzahl liegt. Der Vorteil bei der Modellierung der Welle besteht in der Möglichkeit, 1D Balkenelemente auf Basis der Timoshenko-Theorie verwenden zu können. Diese können unter Ausnutzung der Rotationssymmetrie für rotordynamische Fragestellungen zugeschnitten werden und führen dann auf eine gewöhnliche Differentialgleichung mit konstanten Koeffizienten

$$\underline{M} \cdot \ddot{\underline{y}} + (\underline{D} + \Omega \cdot \underline{G}) \cdot \dot{\underline{y}} + \underline{C} \cdot \underline{y} = \underline{f}_a(t, \underline{y}, \dot{\underline{y}}) \quad . \quad \text{Gl. 2}$$

Diese Elemente sind in der Lage, komplexe Wellenstränge mit wenigen physikalischen Freiheitsgraden abzubilden, sodass eine Reduktion hier nicht notwendig ist.

Das resultierende MKS-Modell mit den starren Schwimmbuchsen, dem elastischen Rotor sowie dem elastischen Gehäuse ist in Bild 3 dargestellt, wobei zusätzlich eine Repräsentation des hydrodynamischen Druckverlaufs in den Lagern eingeblendet wurde.

3.2 Simulation der Hydrodynamik

Die Abbildung der Schwimmbuchsenlager erfolgt auf Basis der die Hydrodynamik beschreibenden Reynoldsschen Differentialgleichung

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6(U_1 + U_2) \frac{\partial h}{\partial x} + 12 \frac{\partial h}{\partial t} \quad . \quad \text{Gl. 3}$$

Die Grundlage der Ableitung dieser partiellen elliptischen Differentialgleichung ohne geschlossene Lösung stellt die Navier-Stokes Gleichung dar [5], [6].

Gl. 3 wird in den hier durchgeführten Untersuchungen ausschließlich mit numerischen Verfahren gelöst [7], [8], [9]. Dabei wird der Einfachheit halber das Kavitationsmodell nach Gumbel verwendet, gleichzeitig besteht in EMD für detailliertere Untersuchungen die Möglichkeit die Kavitationsbedingungen nach Elrod zu verwenden, wobei eine regularisierte und damit effiziente Formulierung umgesetzt wurde [10]. Die Diskretisierung des Schmierfilmgebietes führt je Lager auf Gleichungssysteme mit ca. 2000 Unbekannten, welche in jedem Zeitschritt simultan gelöst werden müssen.

Dem gegenüber ist die Verwendung von Linearisierungen der Reynoldsschen Differentialgleichung, welche auf konstante Steifigkeits- und Dämpfungsmatrizen für die Rückstellkräfte führt, bei den hier zu untersuchenden schwach belasteten Gleitlagern nicht zielführend, da sich aufgrund des Wellenorbis kein stationärer Betriebspunkt einstellt, um den eine Linearisierung zulässig wäre. Weiterhin ist die Berücksichtigung der Verkippung quer zur Drehachse ein wichtiger Bestandteil der Modellbildung. Der Anteil der Quermomente an der Steifigkeit der Lagerung ist eher untergeordnet; deren Dämpfungseinflüsse sind aber nicht zu vernachlässigen. Darüber hinaus lassen sich auf diese Weise Kantenträger erkennen, die gerade bei der konischen Bewegung der Welle verstärkt auftreten. Bei Vernachlässigung der Schiefstellung der Welle wird stattdessen die Tragreserve des Lagers überbewertet, was sich in zu großen Werten für den kleinsten Schmierpalt äußert [11].

3.3 Simulation der Wälzlagerung

Wälzlager stellen wegen ihrer isotropen Steifigkeit und vor allem ihrer geringen Reibungsverluste ein sehr häufig verwendetes Lagerungselement dar. Bei einer vorgespannten Lagerung ist die radiale Steifigkeit von der axialen Vorspannkraft abhängig. Grundsätzlich kann bei Kenntnis der Vorspannkraft und der Drehzahl des Lagers eine konstante Steifigkeitsmatrix für das Wälzlager abgeleitet werden. Die Elastizität resultiert maßgeblich aus dem Kontakt zwischen den Laufringen und den Wälzkörpern. Bei der hier betrachteten Lagerung handelt es sich um eine Spindellagerung, bei der als Wälzkörper Kugeln zum Einsatz kommen. Der Einzelkontakt zwischen Laufring und Wälzkörper ist damit punktuell ausgeprägt und kann mit den Hertzchen Formeln beschrieben

werden. Mit zunehmender Radialkraft kommen weitere Kontaktstellen an den verbleibenden Wälzkörpern zum Tragen, wodurch das Lager progressiv steifer reagiert.

Häufig werden die Effekte im Inneren des Lagers vernachlässigt und das Wälzlager wird zusammenfassend als reine Steifigkeit abgebildet. Bei hohen Drehzahlen können diese Effekte aber eine Anregungsquelle bilden, weshalb in diesem Beitrag ein sehr detailliertes Modell des Wälzlagers verwendet wird, welches alle Komponenten des Wälzlagers massebehaftet abbildet, wodurch sich die Anzahl der Freiheitsgrade des Gesamtsystems erhöht. Grundsätzlich lässt sich die Simulation des Wälzlagers in zwei Stufen unterteilen. In der ersten Stufe wird überprüft, ob ein Kontakt zwischen Wälzkörper und Laufring vorliegt und an welchem geometrischen Punkt dieser auftritt. Dabei werden die Durchdringung sowie die tangentielle und normale Geschwindigkeit der Kontaktpartner am Kontaktpunkt bestimmt. Bei komplexen Geometrien der Kontaktpartner kann dieser Schritt sehr aufwändig sein [12], [13]. Im vorliegenden Fall des Spindellagers ist durch die doppelt gekrümmte Laufbahn (vgl. Bild 4 mit den Krümmungsradien r_{LB} und r_W) bei Annahme eines jeweils konstanten Krümmungsradius die Bestimmung des Kontaktpunktes noch analytisch möglich. Bei einer aufwändigeren Kontaktoberfläche muss der Kontaktpunkt iterativ bestimmt werden, was den Rechenaufwand erhöht.

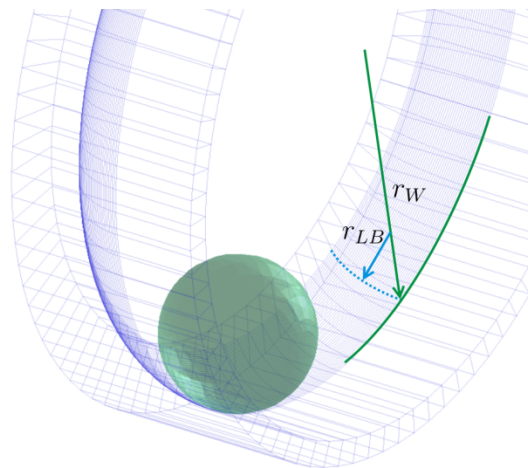


Bild 4 : Kontaktsituation zwischen Wälzkörper und Außenring mit den Krümmungsradien r_{LB} und r_W

Die zweite Stufe besteht in der Bestimmung der Kontaktkräfte, wobei die Kontaktnormalkraft F_N wie folgt berechnet wird

$$F_N = \begin{cases} F_{HPP}(\delta_K) + \dot{\delta}_K \cdot d & \text{falls } \delta_K \leq 0 \\ 0 & \text{falls } \delta_K > 0 \end{cases}$$

mit

$$F_{HPP}(\delta_K) = -\sqrt{\frac{E'^2 \cdot 3}{\rho'} \cdot \left(\frac{2 \cdot |\delta_K|}{3 \cdot \mu^*}\right)^3}, \quad \text{Gl. 4}$$

$$\rho' = \frac{1}{R_{x1}} + \frac{1}{R_{y1}} + \frac{1}{R_{x2}} + \frac{1}{R_{y2}},$$

$$\frac{1}{E'} = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2}\right).$$

Die Tangentialkraft ergibt sich anschließend nach dem Coulombschen Ansatz zu

$$F_T = F_N \cdot \mu(v_t) \quad \text{mit} \quad \mu(v_t) = \mu_r \cdot \text{sign}(v_t) \quad . \quad \text{Gl. 5}$$

Diese Schritte müssen für alle potentiellen Kontaktstellen ausgeführt werden, sodass für jeden Wälzkörper drei Kontaktstellen (Innenring, Außenring, Käfig) resultieren. Der Zustand dieser Kontaktstellen (offen oder geschlossen) ändert sich in Abhängigkeit der Bewegung des Systems und führt zu einer Nichtlinearität, die in Zusammenhang mit der hohen Steifigkeit eines Einzelkontakts einen sehr robusten und für steife Aufgaben zugeschnittenen Zeitintegrationsalgorithmus erforderlich macht.

4. Hochlaufsimulation

Im Folgenden wird zunächst ein Turbolader betrachtet, welcher einerseits mit einer Schwimmbuchsenlagerung und andererseits mit einer Spindellagerung versehen ist. Primär soll der Fokus dabei auf den rotordynamischen Effekten liegen. Der Turbolader hat eine maximale Drehzahl von $n = 150,000 \text{ U/min}$, alle weiteren Parameter sind in Tabelle 1 dokumentiert. Im Anschluss wird am Beispiel eines wälzgelagerten Turbogenerators die Existenz subharmonischer Schwingungen gezeigt und deren Ursache analysiert.

Tabelle 1 : Modelldaten des Abgasturboladers

Parameter	Wert	Einheit
Rotorlänge	140	mm
Wellendurchmesser	9	mm
Rotormasse	0.505	kg
Unwucht Turbine	60	mg · mm
Unwucht Verdichter	40	mg · mm
Masse Turbinenrad	0.34	kg
Massenträgheitsmoment Turbinenlaufrad	$(7.5, 7.5, 8) \cdot 10^{-3}$	kg · m ²
Masse Verdichterlaufrad	0.085	kg
Massenträgheitsmoment Verdichterlaufrad	$(2.5, 2.5, 3) \cdot 10^{-3}$	kg · m ²
Masse einer Schwimmbuchse	0.009	kg
Massenträgheitsmoment einer Schwimmbuchse	$(2.8, 2.8, 4) \cdot 10^{-7}$	kg · m ²
Innenlager Durchmesser / Breite	9/7	mm
Außenlager Durchmesser / Breite	16/10	mm
rel. Lagerspiel innen	$4 \cdot 10^{-3}$	–
rel. Lagerspiel außen	$1.3 \cdot 10^{-2}$	–
Koppelbohrungen in der Schwimmbuchse	5×1.8	mm
Öltyp	5W30	
Temperatur	90	°C
Zufuhrdruck	3.5	bar
Spindellager	$9 \times 22 \times 6$	mit 80N Vorspannung

4.1 Hydrodynamisch gelagerter Rotor

In der Simulation wird der Hochlauf gegenüber der Realität zeitlich etwas gestaucht; im aktuellen Beispiel erfolgt der Hochlauf mit konstanter Beschleunigung innerhalb von $t = 4 \text{ s}$. Zur Kategorisierung der sich ausbildenden Schwingungen wird häufig ein Spektrogramm von einer Schwingungsgröße erstellt. Vorzugsweise werden hier Auslenkungen an der Verdichtermutter oder am Turbinenrad genutzt, da diese auch am realen Objekt messtechnisch zugänglich sind. Das Spektrogramm liefert den Frequenzinhalt der Schwingung für jede Drehzahl des Turboladers, wodurch die Ursache der Schwingung einfacher zugeordnet werden kann. So sind die drehzahlsynchronen Schwingungen durch die Unwucht im System verursacht, welche in Bild 4 entlang der Ursprungsgerade mit dem Anstieg $m = 1$ auftreten. Es ist jedoch deutlich erkennbar, dass die nicht-drehzahlsynchronen Schwingungen beim gleitgelagerten Turbolader deutlich größere Amplituden erreichen, wobei sich verschiedene Arten subsynchroner Schwingungen zu unterschiedlichen Drehzahlen ausbilden. Die Nomenklatur erfolgt in der Regel nach dem ersten Auftreten, sodass die erste Subharmonische (kurz Sub1) schon bei 200 Hz dominant ausgeprägt ist und die Sub2 etwa bei 600 Hz Drehfrequenz der Welle beginnt. Am Ende der Drehzahlbereichs ab 2000 Hz Drehfrequenz wird die Sub3 sichtbar und erzeugt durch die zugeordnete konische Taumelbewegung der Welle in den Lagern sehr große Amplituden

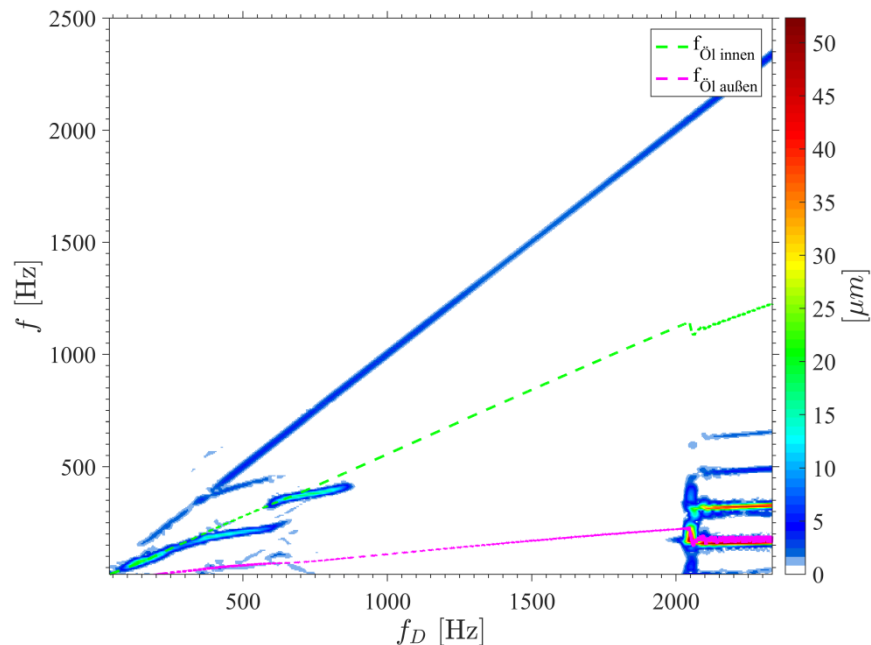


Bild 5 : Spektrogramm der Wellenschwingung eines ATL in full-floating Schwimmbuchsen

Die Ursache der subsynchronen Schwingungen ist in der Literatur hinlänglich beschrieben [2], [3]. Die Subharmonischen werden durch die mittlere Umlauffrequenz des Öls im inneren und äußeren Gleitlager angeregt. Die Bestimmung der mittleren Umfangsgeschwindigkeit kann unter Kenntnis des Geschwindigkeitsfelds des Öls in Umfangsrichtung erfolgen

$$\bar{U}_{\dot{O}1} = \frac{1}{A} \iint_{A(A)} U_{\dot{O}1}(x, y) dA \quad . \quad \text{Gl. 6}$$

Mit dem Wellendurchmesser D_w ergibt sich dann die Ölumlauffrequenz $f_{\dot{O}1}$ zu

$$f_{\dot{O}1} = \frac{2 \cdot \bar{U}_{\dot{O}1}}{D_w} \quad . \quad \text{Gl. 7}$$

Bedingt durch die Reihenschaltung der Gleitlager in full-floating Schwimmbuchsenlagerungen kommt es zum sprunghaften Wechsel zwischen verschiedenen Subharmonischen, Bild 5 Der Determinismus der Anregung wurde von den Autoren in [10] und [14] detailliert aufgezeigt und wird an dieser Stelle nicht näher erörtert.

4.2 Wälzgelagerte Rotoren

4.2.1 Turbolader

Unter Beibehaltung der geometrischen Abmaße des Turboladers wird die hydrodynamische Lagerung durch eine Wälzlagergruppe mit äußerem Quetschöldämpfer substituiert, Bild 6. Die resultierenden radial und tangential wirkenden Kontaktkräfte zwischen Kugel und Käfig bzw. Kugel und beiden Lagerringen ermöglichen die Untersuchung der Schwingungscharakteristik der Lagerelemente.

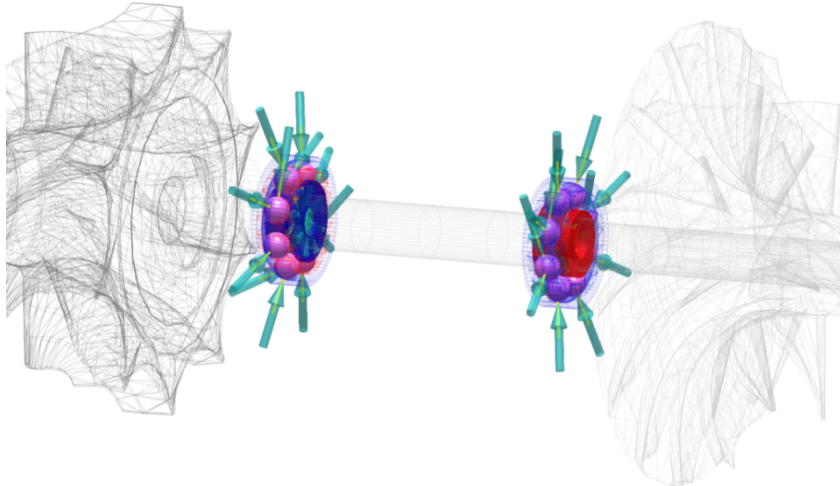


Bild 6 : Radiale und tangentiale Kontaktkräfte in den Spindellagern eines ATL

Die Ausgangskonstellation zeigt reine drehzahlsynchrone Schwingungen und die typischen Resonanzausprägungen bei 500 Hz und ab 1500 Hz Drehfrequenz, Bild 7. Insgesamt fällt auf, dass die Amplituden im Vergleich zum gleitgelagerten ATL ein deutlich geringeres Niveau aufweisen, was quantitativ eine Verringerung um fast zwei Größenordnungen ausmacht.

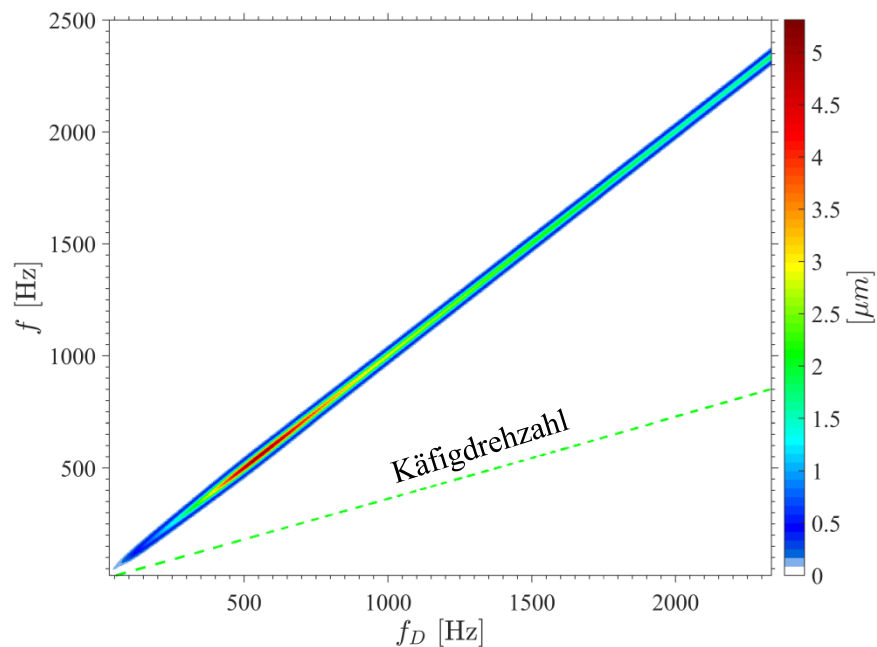


Bild 7 : Spektrogramm der Wellenschwingung eines ATL in Spindellagern

4.2.2 Turbogenerator

Unter bestimmten Umständen ist es aber möglich, dass auch bei wälzgelagerten Systemen subsynchrone Schwingungen auftreten. Ein wesentlicher Parameter ist dabei der konstruktiv bedingte Spalt zwischen einer Kugel und dem führenden Käfig. Zur Analyse dieser Effekte wird ein zweites wälzgelagertes Rotorsystem (Turbogenerator) mit Spindellagerung betrachtet, Bild 8. Die Komponenten sind grundsätzlich ähnlich, wobei lediglich die Positionierung der Lagerstellen anwendungsbedingt als fliegende Lagerung umgesetzt ist. Durch die überstehende Welle mit dem daran angebrachten Laufrad ist das System im Vergleich zum zuvor betrachteten ATL-Rotor in den Starrkörpereigenfrequenzen deutlich weicher.

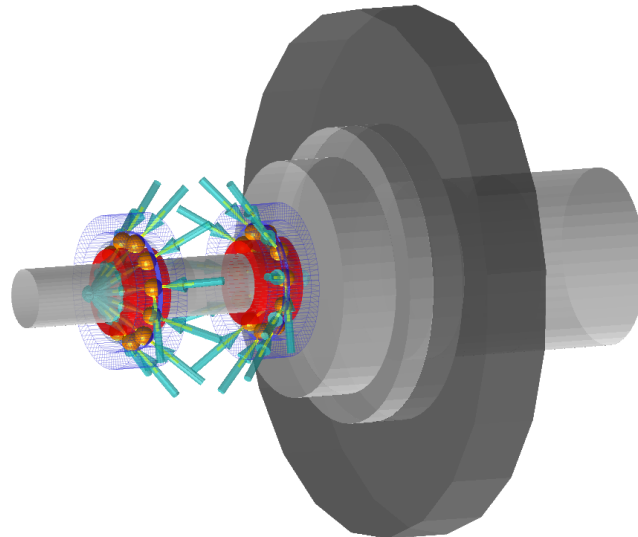


Bild 8 : Turbogenerator mit fliegender Lagerung

Die Auswertung der Wellendurchbiegung in der Nähe der Lagerung zeigt im Signal neben den drehzahlsynchronen auch subsynchrone Schwingungen, Bild 9. Deren Frequenz geht einher mit der Drehzahl des Käfigs, wobei die zugehörigen Amplituden bei ca. 750 Hz Drehfrequenz ein lokales Maximum aufweisen.

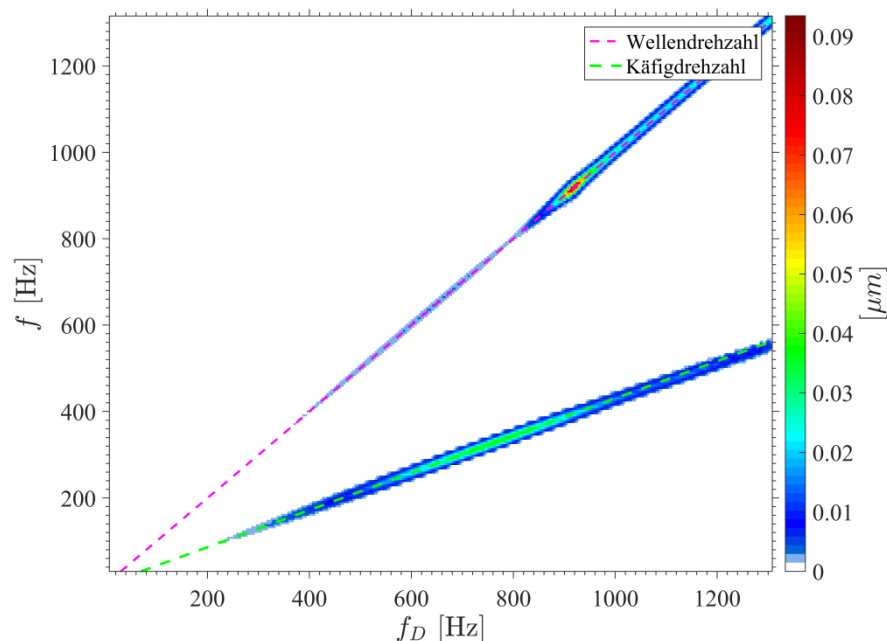


Bild 9 : Spektrogramm der Wellenverlagerung am Lager 1 (Turbogenerator mit fliegender Lagerung)

Die Ursache dieser subharmonischen Anteile ergibt sich aus dem Zusammenspiel des Käfigs mit den Wälzkörpern, was zu einer transient veränderlichen Positionierung der Wälzkörper führt: Bild 10 zeigt den zeitlichen Verlauf des Winkels zwischen zwei aufeinanderfolgenden Wälzkörpern im rotorfernen Wälzlager. Der Käfig sollte diesen Winkel im Idealfall konstant halten. Die Simulation zeigt jedoch einen dynamischen überlagerten

Anteil mit zwei dominanten Frequenzen, wobei der niederfrequenteren eindeutig der Käfigdrehzahl zugeordnet werden kann.

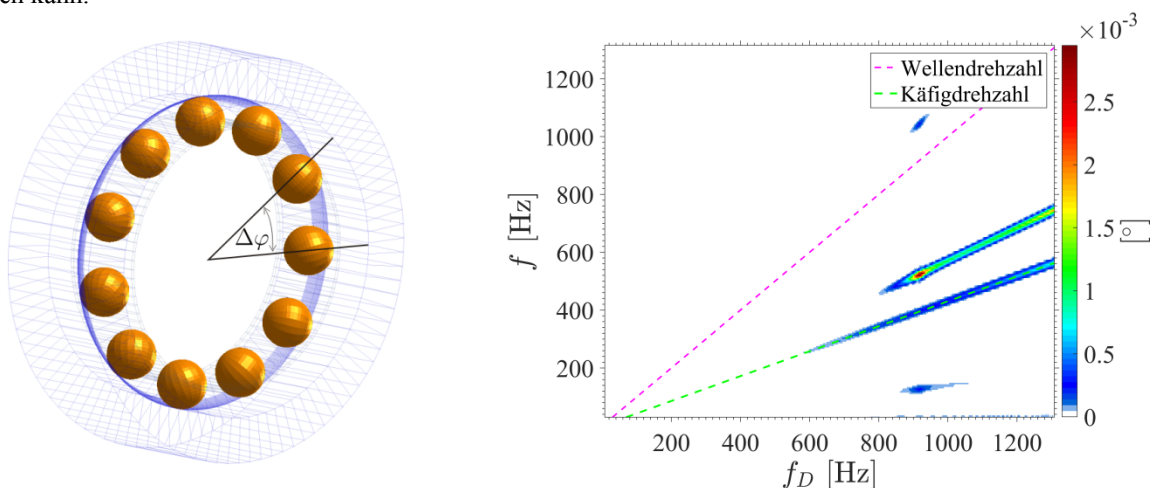


Bild 10 : Spektrogramm des Winkels $\Delta\varphi$ im Lager 1 (Turbogenerator mit fliegender Lagerung)

5. Fazit

Der Beitrag zeigt die aktuell bestehenden Möglichkeiten zur ganzheitlichen Simulation von Rotor-Lager-Systemen auf. Dadurch kann die Abbildung des Systemverhaltens in Abhängigkeit der Zielstellung der Untersuchung deutlich besser den Bedürfnissen angepasst werden, als es bisher der Fall war. Durch die beschriebene Modellierung können nicht-lineare Effekte, die durch die Lagerelemente Gleit- bzw. Wälzlager verursacht werden (hier subsynchrone Schwingungen durch Öl- bzw. Käfigumlauf Frequenz), bei der ganzheitlichen Untersuchung des Systems berücksichtigt werden. Letztlich erlangt der Anwender dadurch ein tieferes Systemverständnis, was auch dazu beiträgt, die Ergebnisse von Prüfstandsversuchen besser zu interpretieren. Die physikalischen Vorgänge im Inneren der Lager sind häufig nicht oder nur mit erheblichem Aufwand messtechnisch zugänglich. In diesem Fall stellt die begleitende ganzheitliche Simulation, z.B. mit dem Programm EMD, einen Mehrwert für die Entwicklung und Verbesserung derartiger Rotorsysteme dar. Unter anderem kann so in der Simulation der Einfluss der axialen Vorspannung der Lager nachvollziehbar variiert werden. In der Praxis liegt hingegen auch durch thermische Dehnungen eine Beeinflussung der Vorspannung vor, weshalb eine systematische, reproduzierbare Untersuchung der Einflüsse auf das Rotorverhalten erschwert ist.

Literaturverzeichnis

- [1] Mitchel, C.; et.al.; Wälzlagerungen im Turbolader - Ein wahres Schnäppchen in der CO2-Bilanz, Schaeffler Kolloquiumsbuch 2014, Schaeffler Technologies AG & Co. KG, 2014
- [2] Bently, D.; Muszynska, A. : Fluid-generated Instabilities of Rotors, Bently Rotor Dynamics, 1989
- [3] Ishida, Y.; Yamamoto, T.: Forced Oscillations of a Rotating Shaft with Nonlinear Spring Characteristics and Internal Damping (1/2 Order Subharmonic Oscillations and Entrainment), Nonlinear Dynamics, 1993, pages:413-431
- [4] Yamamoto, T.; Ishida, Y.: Linear and Nonlinear Rotordynamics. A Modern Treatment with Applications., John Wiley & Sons Inc, 2001
- [5] Daniel, C.; Simulation von gleit- und wälzgelagerten Systemen auf Basis eines Mehrkörpersystems für rotordynamische Anwendungen, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Dissertation, 2013
- [6] Woschke, E.; Simulation gleitgelagerter Systeme in Mehrkörperprogrammen unter Berücksichtigung mechanischer und thermischer Deformationen, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Dissertation, 2013
- [7] Woschke, E.; Göbel, S.; Nitzschke, S.; Daniel, C.; Strackeljan, J.: Influence of bearing geometry of automotive turbochargers on the nonlinear vibrations during run-up, Proceedings of the 9th IFToMM International Conference on Rotor Dynamics. - Cham : Springer International Publishing, 2015, pages 835-844

- [8] Daniel, C.; Göbel, S.; Nitzschke, S.; Woschke, E.; Strackeljan, J. : Numerical simulation of the dynamic behaviour of turbochargers under consideration of full-floating-ring bearings and ball bearings, ICOVP 2013 - 11th International Conference on Vibration Problems
- [9] Daniel, C.; Nitzschke, S.; Woschke, E.; Strackeljan, J. : Numerische Simulation des instationären Verhaltens der Schwimmbuchsenlagerung in Turboladern, SIRM 2011 - 9th International Conference on Vibrations in Rotating Machines, Darmstadt, Germany, 21. – 23. February 2011, Paper-ID 07
- [10] Nitzschke, S. : Instationäres Verhalten schwimmbuchsenlagerter Rotoren unter Berücksichtigung mas-seerhaltender Kavitation, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Dissertation, 2016
- [11] Woschke, E. ;Daniel, C.; Nitzschke, S.: Simulative analysis of turbine trains under blade fracture conditions with regard to the implementation methods of journal bearings, VIRM 11 - Vibrations in Rotating Machinery, Manchester, England, 2016
- [12] Fritz, F. : Modellierung von Wälzlagern als generische Maschinenelemente einer Mehrkörpersimulation. Karlsruher Institut für Technologie, Dissertation, 2011
- [13] Hippmann, G. : Modellierung von Kontakten komplex geformter Körper in der Mehrkörperdynamik, Technische Universität Wien, Dissertation, 2004
- [14] Daniel, C.; Woschke, E.; Nitzschke, S.; Strackeljan, J.: Determinismus der subharmonischen Schwingungen in gleitgelagerten Turbomaschinen, Tagungsband 12. Magdeburger Maschinenbau-Tage, Magdeburg, 2015

Die Dämpfung der Schwingungen des Containers des Portalkrans

Prof. Michail Juschkov ¹⁾, Stud. Timofei Schugailo ¹⁾, Prof. Schervani Soltachanov ²⁾

¹⁾ Staatliche Universität Sankt-Petersburg, Russland, yushkovmp@mai.ru, shugaylotis@gmail.com

²⁾ Tschetschenische Staatliche Universität, Groznyj, Russland, soltakhanov@ya.ru

Zusammenfassung

Der Vortrag untersucht die Dämpfung der Behälterschwingungen des Portalkrans, wenn er sich über eine vorbestimmte Zeit um einen vorbestimmten Abstand bewegt. Das Problem wird durch Anwendung des Pontrjagins Maximum-Prinzips unter der Minimierung der Funktionalen Abhängigkeit des Quadrats der erforderlichen Steuerkraft und durch ein verallgemeinerte Gauß-Prinzip gelöst. Ein verallgemeinerte Randwertaufgabe wird konstruiert. Eine endliche Leistungselektromotoren wird berücksichtigt. Die Ergebnisse der Berechnungen werden angegeben.

Schlüsselwörter: die Dämpfung der Schwingungen der Last, das Pontryagin Maximum-Prinzip, das allgemeine Gauss-Prinzip

1. Einleitung

Der Bericht untersucht die Dämpfung der Schwingungen der Last, die durch den Kran für die vorbestimmte Zeit die Anwendung [1] des Pontrjagin Maximum-Prinzips (das erste Verfahren) und durch die Anwendung des verallgemeinerten Gauß-Prinzips [2] (das zweite Verfahren). Es wurden die Lösungen verglichen, welche durch die beiden Methoden erhaltenen wurden. Die Lösungen wurden zum einen unter der Bedingung der geringen Schwingungen der Last gefunden. Zum anderen wurden die nominalen Merkmale eines bestimmten Portalkrans berücksichtigt.

2. Erklärung des Problems und die Bewegungsgleichungen

Auf dem Bild.1 wird ein mathematisches Modell eines Portalkrans gezeigt (es wird als ein Wagen gezeichnet). Hier sind auch grundlegende Notationen gegeben. Es wird das Problem der Findung der horizontalen Steuerkraft F erörtert, welche ein mechanisches System von einem Stillstand bis zu einem endgültigen Ruhezustand für die Zeit \tilde{T} bei der Entfernung des Krans auf S bringt.

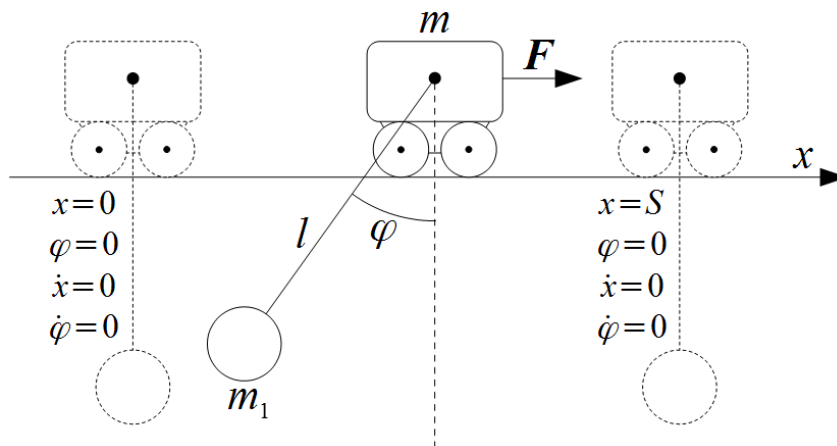


Bild. 1

Das System besitzt zwei Freiheitsgrade. Als generalisierte Koordinaten nehmen wir die horizontale Koordinate x des Wagens und der Ablenkwinkel des Pendels φ an (siehe Bild.1). Die Differentialgleichungen der Bewegung können als zweiter Ordnung der Lagrangen Gleichungen geschrieben werden:

$$\begin{aligned} m\ddot{x} + m_1\ddot{x} - m_1l\ddot{\varphi} \cos \varphi + m_1l\dot{\varphi}^2 \sin \varphi &= F, \\ -m_1l\dot{x} \cos \varphi + m_1l^2\ddot{\varphi} + m_1lg \sin \varphi &= 0. \end{aligned} \quad (1)$$

Hier ist g – die Beschleunigung des freien Falls. Die linearen Näherungsgleichung (1) werden auf folgende Weise umgeschrieben:

$$\begin{aligned} m\ddot{x} + m_1\ddot{x} - m_1l\ddot{\varphi} &= F, \\ -m_1l\dot{x} + m_1l^2\ddot{\varphi} + m_1lg\varphi &= 0. \end{aligned} \quad (2)$$

Folgende Randbedingungen sollen gestellt werden, um die gestellte Aufgabe zu lösen. Diese Randbedingungen charakterisieren den Zustand des Systems bei den Anfangs- und Endzeiten:

$$\begin{aligned} x(0) = 0, \quad \varphi(0) = 0, \quad \dot{x}(0) = 0, \quad \dot{\varphi}(0) = 0, \\ x(\tilde{T}) = S, \quad \varphi(\tilde{T}) = 0, \quad \dot{x}(\tilde{T}) = 0, \quad \dot{\varphi}(\tilde{T}) = 0. \end{aligned} \quad (3)$$

3. Lösung der Aufgabe bei der ersten Methode

Berücksichtigen wir die Tatsache, dass das System von zwei Differentialgleichungen (2) drei unbekannte Funktionen x, φ, F enthält. Deshalb brauchen wir für die Fertigstellung der Aufgabe gemäß der Monographie [3] folgende Minimalität des Funktionals

$$J = \int_0^{\tilde{T}} F^2(t) dt. \quad (4)$$

Die Lösung der gestellten Steuerungsaufgabe (2), (4) unter Verwendung des Pontryagin Maximum-Prinzips erlaubt uns die Stellkraft in Form [4, 5]

$$F(t) = C_0 + C_1t + C_2 \cos \Omega_1 t + C_3 \sin \Omega_1 t, \Omega_1 = \sqrt{Mg/ml}, \quad M = m + m_1 \quad (5)$$

zu finden. Bei der Inhomogenität (5), hat die allgemeine Lösung der Differentialgleichungen (2) die Form

$$\begin{aligned} x &= D_1 + D_2t + m_1lD_3 \cos \Omega_1 t + m_1lD_4 \sin \Omega_1 t + \frac{C_1}{2M}t^2 + \frac{C_2}{6M}t^3 - \\ &- \frac{C_3}{M\Omega_1^2} \cos \Omega_1 t - \frac{C_3}{M\Omega_1^2} \sin \Omega_1 t - \frac{m_1C_4}{2mM\Omega_1} t \cos \Omega_1 t + \frac{m_1C_3}{2mM\Omega_1} t \sin \Omega_1 t, \\ \varphi &= MD_3 \cos \Omega_1 t + MD_4 \sin \Omega_1 t + \frac{C_1}{2Mg} + \frac{C_2}{6Mg}t - \\ &- \frac{C_4}{2lm\Omega_1} t \cos \Omega_1 t + \frac{C_3}{2lm\Omega_1} t \sin \Omega_1 t. \end{aligned} \quad (6)$$

Substituieren die Funktion (6) in die Randbedingungen (3), so erhalten wir ein System linearer algebraischer inhomogenen Gleichungen zur Bestimmung der unbekanntenen Konstanten

$$D_1, D_2, D_3, D_4, C_1, C_2, C_3, C_4. \quad (7)$$

Merkmale (6) bei den Werten (7) machen es möglich, das Problem vollständig zu untersuchen.

4. Lösung des Problems auf die zweite Methode

Wie in den Arbeiten [4, 5] gezeigt wurde, um das Problem unter der Verwendung des Pontrjagin-Maximum-Prinzips bei der Minimierung des Funktional (4) zu lösen, eine nichtholonome lineare Verbindung sechster Ordnung kontinuierlich durchgeführt wird. Dies ermöglicht für die Lösung der gestellten Führungsaufgabe anstelle des ersten Verfahrens das zweite Verfahren zu verwenden, basierend auf der Verwendung des allgemeinen Gauss-Prinzips [2, 5]. Dann wird anstelle der Steuerung (5) ein Ausdruck für die Steuerspannung in der Form eines Polynoms erhalten

$$\bar{F}(t) = C_0 + C_1 t + C_2 t^2 + C_3 t^3. \quad (8)$$

Bei der Inhomogenität (8) hat allgemeine Lösung des Systems (2) die Form

$$\begin{aligned} x &= D_1 + D_2 t + m_1 l D_3 \cos \Omega_1 t + m_1 l D_4 \sin \Omega_1 t + \\ &+ \left(\frac{C_1}{2M} + \frac{m_1 l C_3}{g M^2} \right) t^2 + \left(\frac{C_2}{6M} + \frac{m_1 l C_4}{g M^2} \right) t^3 + \frac{C_3}{12M} t^4 + \frac{C_4}{20M} t^5, \\ \varphi &= M D_3 \cos \Omega_1 t + M D_4 \sin \Omega_1 t + \\ &+ \frac{C_1}{Mg} - \frac{2m l C_3}{g^2 M^2} + \left(\frac{C_2}{Mg} - \frac{6m l C_4}{g^2 M^2} \right) t + \frac{C_3}{Mg} t^2 + \frac{C_4}{Mg} t^4. \end{aligned} \quad (9)$$

Die numerischen Werte der Konstanten (7) in der Formel (9) sind ähnlich wie im vorhergehenden Absatz durchgeführt wurden.

5. Lösung des Problems, wenn die Schwingungen klein ausfallen

Wir werden die spezifische Bewegung des Behälters des Portalkrans KKC-10 (Tragfähigkeit von 10 Tonnen) untersuchen. Für diesen Kran $m = 42000 \text{ kg}$, glauben wir, dass er den Container mit der Masse $m_1 = 8000 \text{ kg}$ verschiebt, welcher auf dem Seil mit der Länge $l = 5 \text{ m}$ hängt, mit dem Abstand $S = 120 \text{ m}$.

Beim Erfordernis der kleinen Schwingungen des Containers, wenn $\varphi \leq 15^\circ$ nach der Durchführung des numerischen Experiments finden wir, dass die Bewegung gleich $\bar{T} = 21 \text{ sec}$ sein sollte. Die Ergebnisse der Bewegung des Krans mit einem Behälter, unter der Bedingung $\varphi \leq 15^\circ$, werden in Bild.2 gezeigt. Hier wird die Lösung durch das erste Verfahren durch die gestrichelten Linien dargestellt, und das zweite Verfahren – durch durchgezogene Kurven.

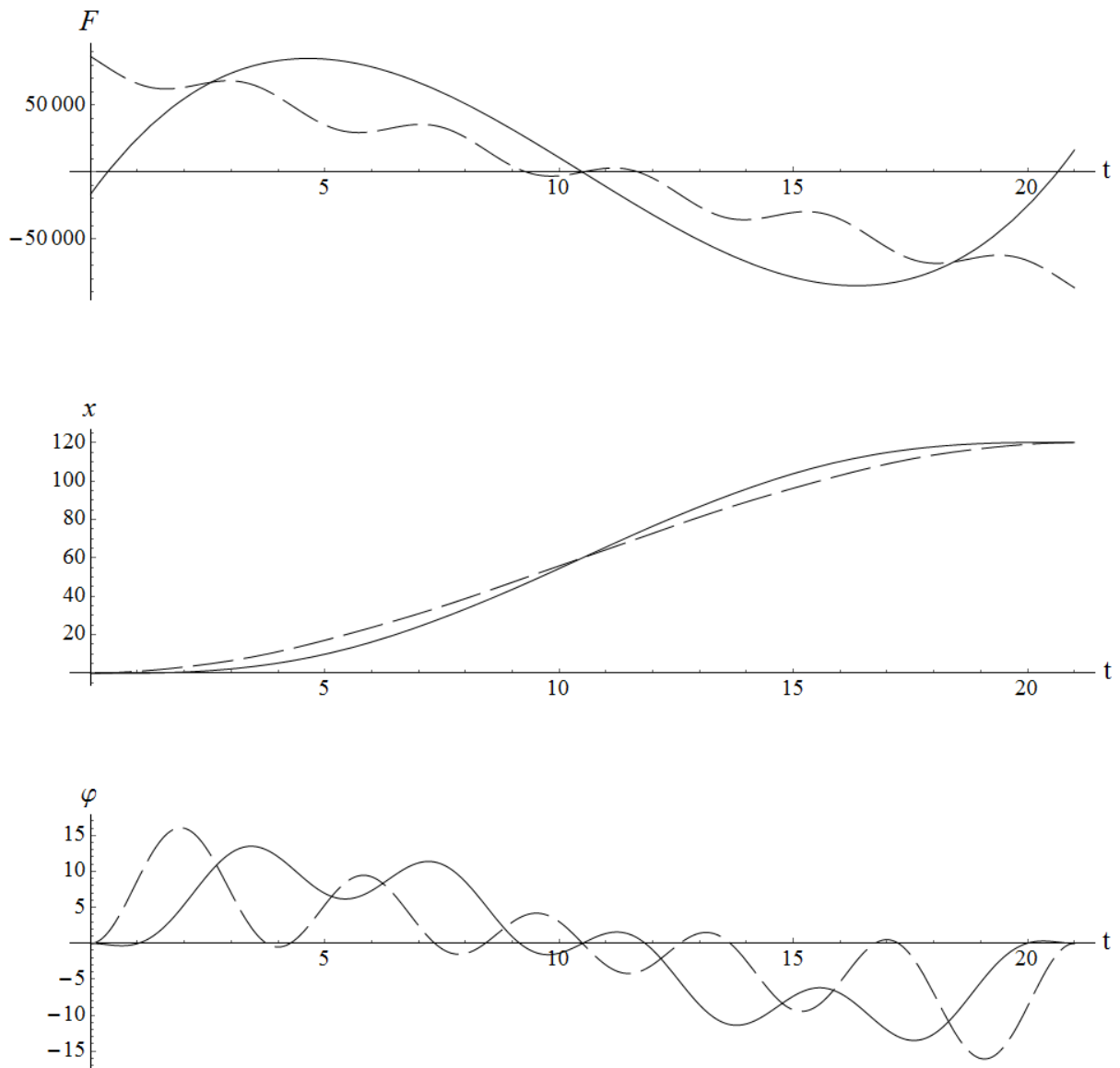


Bild. 2

Aus einem Vergleich der Graphiken wird klar, dass die durch beide Verfahren erhaltenen Lösungen etwa gleichwertig sind. Der Hauptunterschied liegt in der Größenordnung der Sprungsteuerkraft am Beginn und Ende der Bewegung. Von diesem Standpunkt aus ist die zweite Methode zum ersten bevorzugt. Mehr noch: bei der Bildung der verlängerten Randaufgabe [2, 5], wo zusätzliche Anforderungen eingeführt werden

$$\dot{x}(0) = 0, \quad \ddot{x}(\bar{T}) = 0, \quad (10)$$

erhalten wir die Grafiken, welche im Bild.3 gezeigt werden. Beachten wir, dass die Sprünge der Steuerungskraft unter Verwendung der ersten Methode nicht grundlegend beseitigt werden.

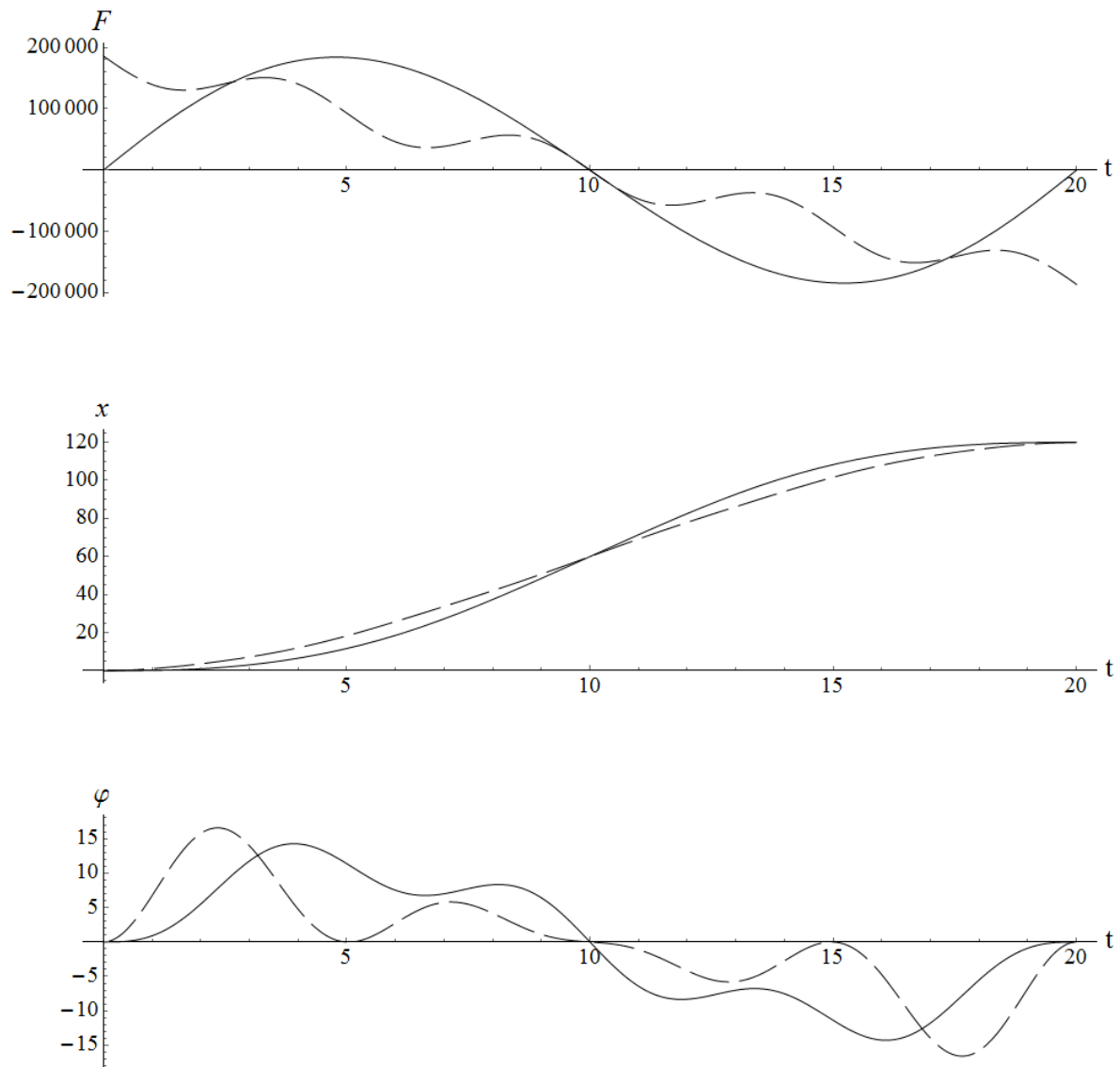


Bild. 3

6. Berücksichtigung der endlichen Leistung der Strommotoren des Portalkrans

Wie aus den graphischen Darstellungen der Kraft $F(t)$, die bei Bilder.2 und 3 zu sehen sind, die erhaltenen Lösungen, wenn auch schnell ein mathematisches Problem lösen, aber sehr große Mengen an Steuerkräften erfordern. Wir wenden uns nun zu einer Diskussion über die realen Möglichkeiten des KKC-10 Krans.

Dieser Kran wird von zwei Asynchron-Drehstrommotoren MTH-211-6 durch Reduzierer IQ2Y-200 angetrieben. Verarbeitungseigenschaften dieser Motoren und Reduzierungen erhalten, dass $F_{max}=24580\text{ N}$, aber in diesem Fall $v_{max}=0.65\text{ m/sec}$, da das Motordrehmoment scharf auf Null abfällt, wenn dieser Wert überschritten wird. Somit ist die ungefähre Zeit der Kranbewegungen gleich $\tilde{T} = S/v_{max} = 184.6\text{ sec}$. Die Berechnung in diesem \tilde{T} auf Diagramm zeigt aber einen signifikanten Überschuss v_{max} auf halben Weg. Nach und nach erhöhen wir den Wert \tilde{T} , so finden wir, dass die für die Fahrt erforderliche Zeit $\tilde{T} = 230\text{ sec}$ beträgt. Lösungen solche Werte \tilde{T} sind in Bild.4 gezeigt.

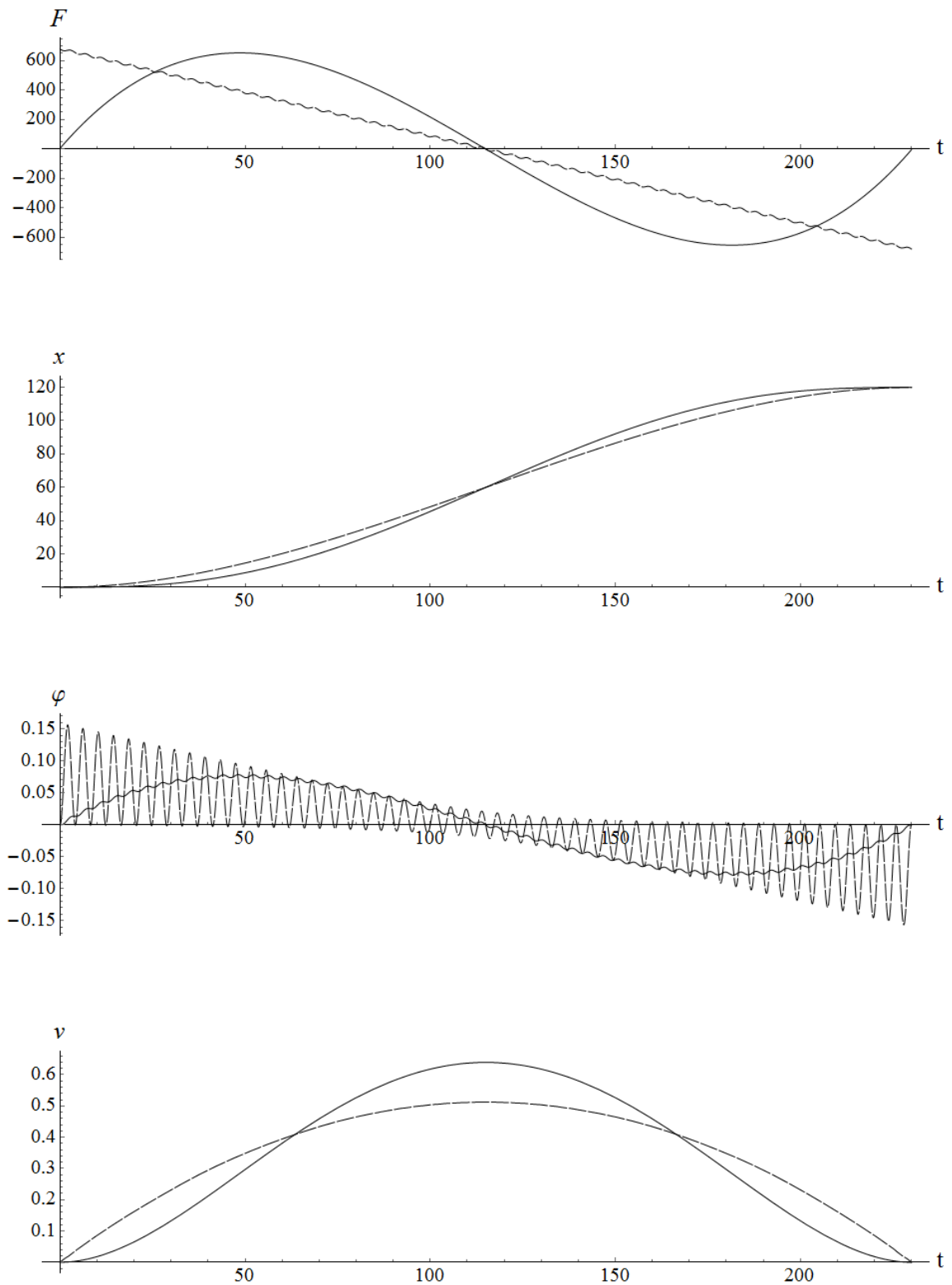


Bild. 4

Somit wird die Aufgabe für den Kran KKC-10 nicht auf dem maximal möglichen Wert unter Verwendung von Steuerungskraft entschieden. In unserem Fall war eine Grundvoraussetzung die Notwendigkeit, die maximal zulässige Geschwindigkeit der Kranbewegungen zu verwenden.

Wie immer hat in dem ersten Verfahren zur Lösung die maximale Sprünge der Steuerungskraft am Beginn und Ende der Bewegung zu beobachten waren, während das zweite Verfahren (auch ohne die Verwendung eines erweiterten Grenzproblems) mit einer so langen Bewegung eine kontinuierliche Änderung der Steuerkraft zur Verfügung stellt.

Lassen Sie uns auch beachten, dass das erste Verfahren, obwohl es das Problem löst, verursacht aber starke Vibrationen des Behälters. Dies ist so, weil die Antriebskraft (5), gefunden durch Verwendung des Pontrjagins Maximus-Prinzips, Harmoniken mit der Eigenfrequenz des Systems Ω_1 enthält, dass bei der langen Bewegung das ausgefahren Bewegungssystem in Resonanz tritt. Im Gegensatz dazu gibt die Verwendung eines verallgemeinerten Gauss-Prinzips eine Präsentationssteuerkraft in Form eines Polynoms (7), die eine nahezu sinusförmigen Bewegung eines Behälters mit einer sehr kleinen Abweichung Jitter gewährleistet.

Literaturverzeichnis

- [1] Pontryagin, L.; Boltyanskii, V.; Gamkrelidze, R.; Mishchenko, E.: Mathematical theory of optimal processes (Nauka, Moscow, 1983; Interscience, 1962) (russisch)
- [2] Poljachov, N.; Zegzhda, S.; Juschkov, M.: Verallgemeinertes Gauss-Prinzip, Dokl. Ak. Nauk UdSSR, Vol. 269, Nr. 6, 1983, S. 1328-1330 (russisch)
- [3] Tschernous'ko, F.; Akulenko, L.; Sokolov, B.: Schwingungsregelung, Moskau, Wissenschaft (Nauka), 1980 (russisch)
- [4] Juschkov, M.; Soltakhanov, Sh.; Zegzhda, S.: Verwendung des verallgemeinerten Gauss-Prinzips zur Aufgabe der Dämpfung der Oszillationen der mechanischen Systeme, 9. Magdeburger Maschinenbautage 2009, Tagungsband
- [5] Soltakhanov, Sh.; Yushkov, M.; Zegzhda, S.: Mechanics of non-holonomic systems. A new Class of control systems, Berlin Heidelberg, Springer-Verlag. 2009

Complexity Management in New Production Planning Processes

M. Eng. Mohammad Rostami Mehr ¹⁾, Dr. Arndt Lüder²⁾

¹⁾ Volkswagen, Hannover, Germany, mohammad.rostami.mehr@volkswagen.de, +4915174600776

²⁾ Institute of Ergonomics, Manufacturing Systems and Automation (IAF), Otto-von-Guericke University Magdeburg, Germany, arndt.lueder@ovgu.de, +49 391 67 51826

Abstract

New product development (NPD) processes are considered highly complex, especially in the automobile sector. Trends like global competition, strict regulations, rapid changes in the pattern of customer needs as well as the availability of technologies and short product lifecycles have intensified such complexity. Various strategies have been proposed as individual concepts to mitigate or manage complexity. However, these approaches are based on a holistic reflection of the company and refer to specific drivers of complexity. On the one hand, if complexity cannot be completely or even partially matched with a known driver, the corresponding approach may not take effect, as initially supposed. On the other hand, these approaches have not addressed the very dynamic characteristics of complexity in NPD processes. This paper intends to analyse NPD processes, especially production-development processes, and define the requirement of the framework used to develop a complexity management model. With the help of several interviews with production planning experts, the characteristics—such as transparency in NPD processes, appropriate methods of information exchange, reusability of the results from the last projects, quick decision-making processes, frontloading and predictivity—are defined as the requirements of the framework. The framework is the basis for developing the complexity management guideline. The framework builds up six main fields that address the requirements defined. It contributes to the extraction of an appropriate roadmap to deal with the complexity in developing a production plant for new products.

Key words: New product development processes, new production planning processes, complexity management

1. Introduction

In recent decades, the word ‘complexity’ has appeared in several scientific works. It seems that complexity, in itself, is going to be a feature of not only many scientific fields, but also of daily life. In the field of engineering field, especially in production and manufacturing, complexity has been a major challenge. Several factors, such as globalization, rapid market changes, global competition intensification, rising customer requirements, different national and international regulations, market segmentation, and decreasing quality and flexibility have escalated this challenge [1], [2]. Manufacturing companies—in particular, automobile producers—must deal with this increasing complexity by adjusting their internal processes to their products. This results in a high number of product variants and changes the manufacturing paradigm from mass production to mass customization [3].

Several research studies have worked on complexity and approaches to deal with it. Stephan Krumm and his colleagues have proposed the four phases approach comprising optimal variety, optimal product structure, optimal value stream, and optimal structure of resources. This approach should not be considered as a method to reduce the number of product variants or limit the product portfolio; it should be a reflection of the idea to adjust the internal processes of the company to market requirements [4]. Schuh and his colleagues have introduced the framework to evaluate the complexity in NPD projects. The framework includes three main sections: evaluating complexity by using complexity drivers, analysing the interdependencies between drivers, and segmenting or rating the drivers. This evaluation of complexity drivers serves as a basis to define proper methods to manage complexity by dealing with its causes and origin [5]. Horst Meier and Nico Hanenkamp have suggested a comprehensive approach for managing the complexity of products by means of, *inter alia*, variant management and managing the complexity of processes through lean management [6]. Daryani and his colleagues have drawn a five-step process for complex organization management by understanding the complexity type, investigating the causes of complexity, identifying solutions, selecting an effective solution, and implementing and evaluating the selected solution. They have identified the five-step process as a supportive tool for making decisions in complex situations [7]. R. Lasch and M. Gießmann have introduced the Deming cycle from quality management

to complexity management. In the first step, namely ‘plan’, the preventive methods to prevent complexity must be considered—for example, the product design team should consider a proper number of variants to prevent unnecessary complexity in products and processes. Here ABC analysis can be used. In the second step, namely ‘do’, the is-situation should be analysed and the causes and effects of complexity must be determined. Use of failure modes and effect analysis can be suitable in this regard. In the third step, namely ‘check’, complexity drivers must be assessed and their impact determined. Here the impact matrix can be an appropriate tool. In the last step, namely act, a long-term strategy for complexity management must be defined and implemented [8]. For production organizations producing industrial products, Marti has introduced a complexity management model with three phases: strategy and product lifecycle assessment, product complexity management, and driving guidelines for action. The first phase includes analysing the strategy of the company and product positioning in the market and its lifecycle. The second phase analyses product details for optimization of its architecture. And the last phase provides guidelines for action in accordance with the findings in the first two steps [9].

Maurer has summarized the scientific fields and relevant approaches with complexity management. Figure 1 illustrates these fields, and it also shows the overlapping of these fields with each other [10]. As mentioned above and can be seen in Figure 1, several approaches can deal with complexity. They are, on the one hand, either based on a holistic view of the system or general solutions provided by companies for managing complexity. On the other hand, they are based on specific complexity drivers, such as variant management, resulting from variants. The problem with the holistic approach is the lack of details for industrial usage, while the problem with the second type of approach is that they might not take effect as initially supposed if they do not completely or partially match the drivers. This research gap in the field of new production planning processes (NPPP) is obvious. Available approaches are either too general and face many unclear situation or they are too detailed and miss a comprehensive overview. This paper intends to fill the gap by analysing NPPP and providing a framework to manage complexity in this field, which is comprehensive and addresses all aspects of complexity.

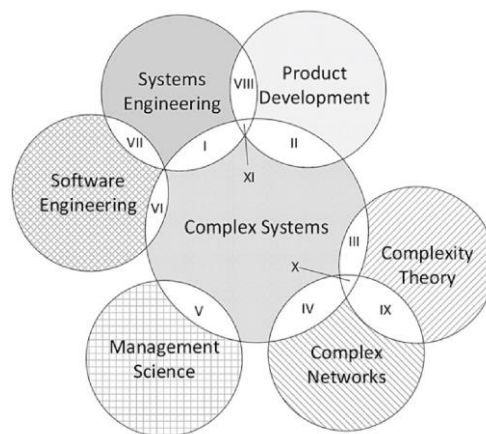


Figure 1: Complexity overview Venn diagram [M. Maurer]

1.1 Complexity management

For a better understanding of complexity management science, it is essential to have a clear definition of complexity. Although the word complexity becoming very common in many research fields, there are different perspectives regarding the term. The word complexity often is a description of the situation which is not easy to understand or not transparent [11]. In the engineering context, a system is complex if the output is not predictable based on the information from the input [8]. Complexity can be defined as the size of a system which amounts to the number of existing elements in the system; it can also be defined as the variability of system which amounts to the number of different types of elements connected with each other; it can further be defined as the length of system description which simply refers to the number of words necessary to describe the system [12]. Complexity has often a high number of influencing factors with mutual dependencies that hinder the structure of decision-making. It comprises changing variables, causing difficulty in understanding the situation [13]. Variables can be the number or the type of relationships or elements existing in a situation or phenomenon [14]. This definition of complexity supports understanding of the strong link between system engineering and complexity management when a system is formed from connected elements. In the context of system engineering for a system, the system and its environment must be differentiated. This concept of differentiation is very helpful for analysing complexity. Figure 2 illustrates a system comprising interrelated elements, subsystem (components), and the environment of the system [15]. In the context of this paper, a complex system is defined as a system that has high number of interconnected elements. The states, the numbers, and the

interconnection of elements may change over time; however, these changes are not partially or completely predictable. In summary, the high number of elements, connectivity, dynamic, and uncertainty are considered the features of complexity.

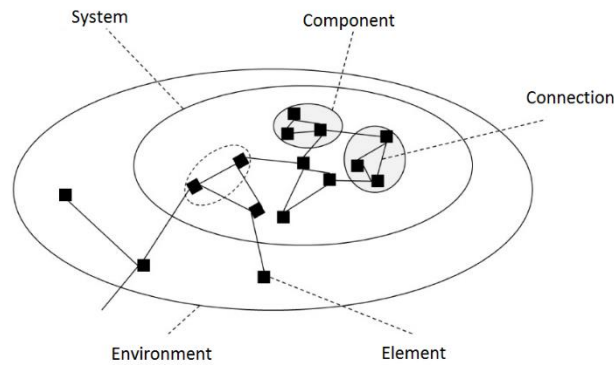


Figure 2: System and its element, component, interrelation, and environment [H. Ulrich]

1.2 New product development processes

NPD processes are sequences of activities and steps that an enterprise applies to conceptualize, construct, and commercialize a product. These steps and activities are mostly intellectual and organizational instead of physical [16]. If NPD processes are considered as a system which has a product as an output by responding to the demand from the market, the nature of dependencies within this system is a significant driver of complexity [17]. It includes the organizational units of product development, production, purchasing, sales and marketing, and finance. Under every organizational unit, the corresponding processes and their interrelations in the context of system engineering can be applied; in fact, the number of processes in some cases, such as in automobile industries can exceed up to a thousand processes [18]. This interrelation, especially in large projects in the automobile industry or the aerospace industry, results in enormous information flow. In addition to the high number of processes and the interdependencies, product complexity can be categorized under NPD processes. In the industrialization era, most products comprise a high number of connected parts or elements that undergo rapid changes [19]. Products are characterized by a large number of variants due to the mass customization paradigm. The other feature of NPD processes in recent decades is uncertainty regarding the time to market, market demand, fluctuation of demand, available technology, speed of development of new technologies, and the required resources such as human resources and capital [20]. With the presence of features like uncertainty and a high number of involved interrelated processes and dynamics, NPD processes can be categorized as a complex part of an enterprise.

1.3 Production planning processes

From another perspective, the NPD processes include three main interrelated blocks (in other words, there are three main components in the context of system engineering): product development, production development, and production (Figure 2). In the traditional engineering approach of Taylorism, the successor process can start only when the predecessor is completed. In this approach, the production planner receives considerably complete information regarding the product from the product developer and transfer the complete planning information to the next block after completing their own activities—this prolongs the development time and consequently the time to market. To keep alive the competitiveness, it is strongly essential to reduce the time to market. Recently, the approach of simultaneous engineering (SE) or cross enterprise engineering (CEE) has been introduced in the context of NPD [22]. The parallelism, distribution, and connection of product and production start in the early phase of development. On the one hand, these approaches support the enterprise to reach the goal of reducing the time to market and decrease the cost of development [23]. On the other hand, they tremendously increase the information flow and uncertainty due to the mutual dependencies between the organizational units that are responsible for the development of products and production, even though the involvement of production development in the NPD project and accordingly the mutual dependencies start in the early phase of NPD.

The further breakdown of the production planning processes can be categorized in six phases; setting goals and objectives, concept planning, detail planning, implementation, tracking, and delivery [24]. In large-scale projects, such as the development of a new car, suppliers, as external SE partners are involved in NPD to support the planning in terms of concept and detail planning and to execute the implementation phase. This intensifies the challenge of information exchange and provides transparency for engineers.

The production plant or the factory, as mentioned in several papers, is considered a product of production planning processes and delivers a long life and complex product as output in the context of system engineering. This output is a unique entity that differs in terms of the product, structure, layout, cycle time, manufacturing time, material flow, and the number of employees [25]. However, product data, production premises, and information from the last or similar projects form the input of production planning processes. Process modelling and definition of input–output support the way to obtain transparency within complex NPPP.

Of late, the numbers of product families and variants are recently increasing in production companies due to the mass customization paradigm [26]. This results in product complexity as well as process and production complexity. It also enhances the information flow. A good example can be given with the help of car production companies: For instance, the number of product variants for a commercial vehicle reaches up to 500 only for body of the car. In large-scale projects, manufacturing companies mostly start to develop the production line first for a limited number of variants. This allows them to stabilize the production line for the main variant regarding the quality and then adjust the line for the next variants. Moreover, this approach supports them to implement a strategy of resource-levelling for NPD projects and avoid fluctuating in required resources such as product development engineers. This gradual development of the production line is illustrated in Figure 3, where i refers the product family and j refers the variant.

The distance between the first start of production (SOP) and last SOP could be more than a year. Owing to the interdependencies among variants and organization units, including product development, production planning, and suppliers, the ramp-up process for such a project is very dynamic and causes enormous information flow. Besides the dynamic feature of the ramp-up as one of the last processes in production planning, the feature of uncertainty can be mentioned as it shows unstable behaviour [27].

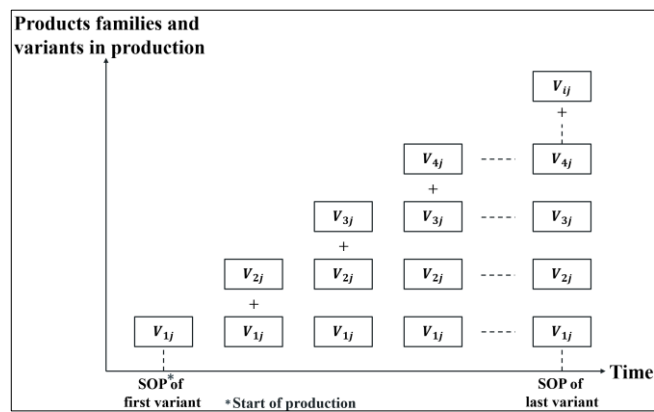


Figure 3: Distribution of product families and variants in product development processes [A. MirRashed]

2. Complexity management framework in production planning processes

As discussed in the last chapter, the new production planning processes are considered complex. The complexity features, including high number of connected elements, dynamics, and uncertainty, are identified. It is argued these features can be intensified by increasing the number of variants. The available approaches are not satisfactory for managing this complexity as they are either general or specific and thus do not match all complexity drivers. To avoid, manage, and reduce complexity in production planning processes, a two-step approach is applied, where the two steps are modelling the requirement and configuring the complexity management framework. For the modelling of requirement, several interviews with production planning experts have been carried out. Identifying complexity drivers and their consequences is the preliminary aim of such interviews which form the basis for modelling the requirements. The framework responds to the matching strategies for the identified requirements.

2.1 Modelling of requirements

The classical requirements of production planning processes consist of fulfilment of criteria like production cost, investment, cycle time, optimal layout, flexibility, and meeting general project goals (time, cost, and quality) [24]. In complex planning processes, besides the classical requirement, it is vital to define the requirement to deal with complexity. As the outcome of the interviews, the findings are categorized into three main groups: process-related group, interconnectivity group, and dynamic group. This categorizing simplifies the next step to appoint strategies to match the requirements and complexity features. The category of the process-related group

is characterized by features such as standardization and modularization of processes and the corresponding products (output) of processes, transparency, reusability and adaptability of the processes and their output, and the ability to predict the output of processes. The focus of the interconnectivity group is on information exchange. Loss of information must be avoided. Complete and accurate information must be provided for each process; such information must be clear and self-explanatory to avoid any individual interpretation; and such information must be accessible and transferable from different information systems. The evaluation of information must not be time-consuming and preferably should be automated or computer-aided. The category dynamic group includes a solid and agile change management process, the ability to monitor the NPPP elements, and the shortening of the time of identification of changes. The ability to find and track the process and its status plays an important role to provide proper information for making decisions. The modelling of the requirements of production planning processes is effectively the analysis of complexity drivers—it is a common phase in most complexity management approaches. After defining the requirements, it is essential to provide a framework which would reduce the negative impact of complexity and support the classical requirements of production planning. The general importance of some requirements like history, adaptability, holistic approach, data accuracy, and transparency is shown in [21].

2.2 Complexity management framework in NPPP

The framework must address all characteristics of complexity in NPPP. The main part is related to the interconnectivity of elements within NPPP that causes high information flow and rate [3]. The information flow in NPPP has two mainstreams: product data and information from the last project available in the systems and the competence of planning expertise recorded in knowledge management systems. These two mainstreams build an information model and are included in the model illustrated in Figure 4. Product data keeps changing during the project phases and enormously impact change management. The availability and completeness of product data strongly depends on the quality gates and product-release strategies. Another source of change is digitization, which could be a complexity driver as well as a solution to manage complexity—for example, a new computer-aided system for supporting planning tasks. On the one hand, it increases the information flow and interdependencies, while it simplifies the tasks in planning processes on the other hand.

The other part of framework is engineering processes within planning, and they must be clearly defined. The aim to model engineering processes is achieved by obtaining transparency through the identification of discrete elements and their connections. They support the engineers involved in planning processes to understand the whole system and interactions among their own activities with other parts of system [28]. Since standardization and modularization is an important requirement of planning, it builds the sixth and last part of the framework. Here the most known interdependencies between three elements of production are considered: product, production, and production tools. The requirement of production standardization or modularization is the standard or modular product in the first place, while standard production tools are in the second place. Figure 4 illustrates the framework and its six main parts.

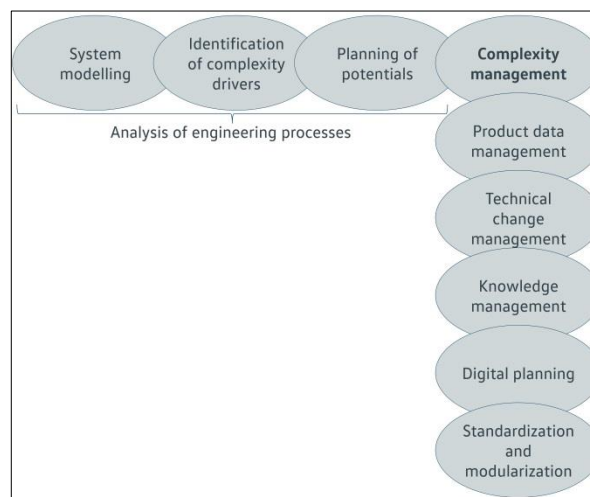


Figure 4: Complexity management framework in production planning processes

Engineering processes

Gadatsch defines the process as a regular repeating activity which has determined the starting and end points [28]. It processes the predefined information (input) to provide an output. There are many methods for modelling

engineering processes: flowcharts, RACI charts, swim-lane diagrams, and SIPOC. These methods provide an appropriate overview of the whole system and the interconnection between system elements; they help to obtain transparency. Like most other complexity management approaches whose first phase is modelling and analysing the system, the first step of the introduced framework is modelling the engineering processes, see figure 4. As the model and the illustration of whole engineering processes in NPPP must be transparent and understandable, the level of details must be corresponding. Therefore, the swim-lane diagram is proposed for large-scale project. The milestone of the project as well as responsible organizational units can be added to the diagram to increase perception of the whole system.

In the context of this paper, the processes within NPPP are defined as interconnected elements and could be illustrated by means of swim-lane diagram. They include processes such as production layout, concept of transport system, material flow design, definition of assembly structure, determination of manufacturing technology, manufacturing stations design, automation system, make or buy process, and evaluating product design or changes in product. These elements often have strong dependencies. For instance, product structure has a strong impact on assembly structure definition, and consequently, an enormous effect on the production layout. At the earliest level of complexity, management analysis of engineering processes provides the fundamentals to obtain understanding from NPPP, e.g. identification and gaining knowledge about the elements, their interactions within NPPP.

Product data management

Product data is a main pillar of the framework as it is the main complexity driver and the main input in NPPP. As explained in the last chapter, product data must be timely exchanged within NPPP owing to the gradual development of product variants, simultaneous engineering, and technical changes in the development phase. Incomplete information or time-delayed information could mislead and intensify complexity. The issue of product data and information management is addressed in many studies. The most common approach for information management in NPD processes is the four-level model in product lifecycle management (PLM), with product data management (PDM) being the central part of this model [29]. Depending on the size of the project, the interface between the levels of this model and information exchange varies in the architecture. The exchange is often processed in IT systems through format transfer if there is no direct interface. The numbers of involved IT systems increase drastically in large-scale projects.

The exchange between IT systems often results in the information lost or time delay. These are the complexity drivers in NPPP. Production planning dependency on product data is increasing due to the recent trend of integration of product and the production plant [30]. To avoid this complexity, the layer model of information is introduced. The core element of the model is the product data characterized by direct and indirect interfaces with process and production information—for instance, product data relating to components for the car's body includes geometry, the structure of sub-assemblies and the main assembly, and joining information that is the basis for process and production. As illustrated in Figure 5, process information, such as assembly procedure, production equipment, concept of fixing components, including jig and fixture design, and reference point system (RPS), is integrated in product information, similar to the integration of production information including the layout, cycle time, production programme, and the quality control concept.

In multi-variant NPPP, the strategy of product data release impacts the completeness of the required information for planning engineers. The increasing interconnectivity of planning processes with product development in multi-variant NPPP intensifies the importance of data release strategies. The release strategies are mostly compatible with approaches in the ramp-up process. Therefore, recent ramp-up strategies [27] can be adjusted for product release. Such adjustment belongs to the complexity-avoiding strategies. It means the selection of proper product data release in the early phase of NPD supports NPPP to avoid unnecessary complexity in the planning phase by eliminating uncertainty due to incomplete or time-delayed information. The quality and accuracy of product data help NPPP to avoid any misunderstanding and increase transparency. Quality gates assure the quality of delivered data from product development by means of a set of measurable criteria that were initially agreed between product development, production planning, and suppliers [31]. The challenge of defining quality gates (QG) for product data is characterized by three factors: a set of measurable criteria, placing the QG in the proper phase of NPD, and the frequency of QG in NPD. QGs help to correct errors in product data in the early phase and to avoid costly changes later in production development. Another advantage of the quality gate is the elimination of high-cost error detection processes in later phases due to the avoidance of error transfer in successor processes. Error detection in early phase is generally simple and not time-consuming—it helps to avoid complexity in NPPP. To summarize, product data management supports complexity management through addressing two features of complexity—connectivity and uncertainty.

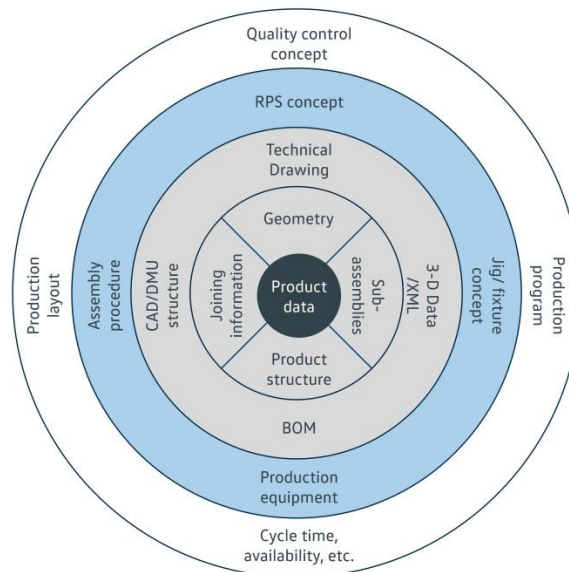


Figure 5: An example of the layer model of integrated information management [adopted from Burr]

Technical change management

According to the DIN 69901 standard, change management includes five activities; record, evaluate, making decision, documentation, and implementation of changes. Owing to the increasing complexity of products, it is almost impossible to avoid technical changes in NPD. A research study has presented that approximately 20% of the product development capacity and 40% of the production planning capacity are dedicated to technical change management [32]. In particular, in a large-scale project, such as development of multi-variant cars, changes made in the product impact several other organizational units and create enormous information flow. Therefore, any changes in the product can be considered as complexity drivers. The cost of technical changes, depending on the phase of occurrence, could vary and affect the cost of NPD. The later the changes occur, the bigger can be the impact of any change in the cost of the project. For this reason, it is very important to distinguish and communicate the changes. The faster the process of recognition, the most cost-effective is the technical change management, and as a result, the higher is the chance to avoid complexity. Monitoring and tracing any changes in the product provides a reasonable basis for better and quick reaction; it also helps to avoid unnecessary information flow and unnecessary complexity. Indeed, technical change management directly addresses two features of complexity management—connectivity and dynamic.

Knowledge management

Knowledge management refers to the ability of identification, collecting, sorting, storing, and retrieving a set of scientific and technical information [33] which can be reused. As discussed in the last chapter, the inputs of NPPP comprise the product data and information from last projects, which, in combination with the information from other parts of enterprises, built the premises of the project. In the traditional approach relating to new production planning, the employee and the available knowledge from existing production are not involved in very early phases of development [34]. The early engagement of this knowledge in new production planning supports the frontloading process-reducing complexity. The other source of knowledge is information from last implemented projects which in many cases supports the decision-making processes in NPPP. Collection and quick evaluation of such information is a challenging task due to the big information flow (big data), missing structure, and the corresponding IT system [35]. Structured information, in combination with agile product data management, provides an integrated information system for NPPP in order to avoid and manage complexity. In fact, knowledge management addresses the uncertainty feature of complexity through modelling the information from past projects or existing production systems.

Digital planning

Digital tools for production organization are changing the paradigm of production; they support the NPD and NPPP to reach their goals. Providing product data in the CAD data format helps to reduce the development time and provides the essential data for planning in the early phase. It enables the connection between product data and production tools. This connection supports the planning decisions regarding the manufacturability of the new

product [36]. Simplifying the communication between product development and production planning allows the production planner to be involved in very early phases of development. NPD and NPPP operate in a more agile manner and engineers analyse numerous scenarios in a very short period by means of simulation. In the automobile industry, a planning engineer spends approximately 60% of their capacity to obtain information [37]. Digital tools provide the possibility of perceiving the data in a format which would be suitable for further processing and support engineers to save their time for planning activities. In addition, the integration of product data in production and process information enormously reduces the information exchange effort. It enables the reusability of planning from last projects and contributes to knowledge management. Moreover, it supports change management by providing quick information in recording and evaluating the changes, and simulating of the possible impact of changes. Digital planning contributes to avoiding and reducing complexity in NPPP by supporting product data management, knowledge management, and technical change management. Strictly speaking, digital planning addresses three features of complexity—connectivity, dynamic, and uncertainty.

Standardization and modularization

The last part of the framework—like many other approaches in complexity management— recommends the standardization and modularization of the product, process, and production, especially for multi-variant production firms. Using the standard and modular elements in NPD and NPPP generally speeds up the development and ensures the termination of activities within planned time [37]. Standardization and modularization approaches reduce the complexity of the product and processes, mostly by accelerating the development time—it helps NPPP to avoid complexity. In a complex system, delay in one element may impact the next connected element as well as the whole system, thereby ushering in the snowball effect. More precisely, standardization and modularization address two features of complexity—the high number of elements and uncertainty—by providing predictability and increasing the number of common elements used in products or processes, i.e. by reducing the number of elements forming products or processes.

3. Conclusion

Owing to recent trends, such as mass customization, short development time, and global competitions, the complexity of NPD and NPPP is on the rise. The available approaches in the literature do not support the practical engineering processes in the planning of new production. They are either too general, which is not suitable in practice, or very specific in covering the determined drivers of complexity. This paper has introduced a comprehensive framework to manage the complexity of NPPP in practice and also to fulfil the research gap in this field. The framework includes six main parts: defining and modelling engineering processes, product data management, technical change management, knowledge management, standardization, and modularization. The modelling of engineering processes provides a clear overview of the planning system and creates a better understanding. It is the first and most fundamental step. The combination of product data management and knowledge management supported by digital planning tools helps to resolve the main part of complexity by providing integrated information management. And the last part of the framework operates to simplify the product and processes by means of common approaches for standardization and modularization.

All parts of the framework follow the common approach principle in complexity management which avoids, reduces, and manages complexity. The main basis of the framework is to speed up the activities by providing transparency and smooth information flow. For complex NPPP, applying the common approaches, such as variant management or standardization, alone would not be sufficient, since they only meet the corresponding drivers of complexity. Therefore, the complexity arising from drivers often do not match complexity management approaches—this type of complexity remains unmanaged and is called ‘remained complexity’. The introduced framework seeks to cover all aspects of complexity by addressing all features of complexity—high connectivity, dynamic, and uncertainty—and provides a guideline to manage complexity practically and tangibly for project management in NPPP.

References

- [1] Park, K.; Okudan Kremer, G.: assessment of static complexity in design and manufacturing of a product family and its impact on manufacturing performance, *Int. J. Production economies* No. 169, 2015, P. 215-232
- [2] Efthymiou, K.; Pagoropoulos, A.; Papakostas, N.; Mouritz, D.; Chryssolouris, G.: Manufacturing Systems Complexity Review: Challenges and Outlook, *Procedia CIRP* (2012), P. 644- 649

- [3] MirRashed A.; Rostami Mehr, M.; Mißler-Behr, M.; Lüder, A.: Analysing the Causes and Effects of Complexity on Different Levels of Automobile Manufacturing Systems, 2016, IEEE.
- [4] Krumm S.; Schopf, K. D.; Rennkamp, M.: Komplexitätsmanagement in der Automobilindustrie- optimaler Fit von Vielfalt am Markt, Produktstruktur, Wertstrom und Ressourcen (German), Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2014
- [5] Schuh G.; Riesener, M.; Mattern, C.: Approaches to Evaluate Complexity in New Product Development Projects, Int. J. of Design & Nature and Ecodynamics, Vol. 11, No. 4 (2016), P 573-583
- [6] Meier, H.; Hanenkamp, N.; Mattern, C.: Komplexitätsmanagement im Lebenszyklus individualisierter Produkte im Maschinen- und Anlagebau, Springer Fachmedien Wiesbaden, 2005.
- [7] Daryani, M. S.; Amini, A.: Management and Organizational Complexity, Procedia- Social and Behavioural Sciences 230 (2016) P. 359-366
- [8] Lasch, R.; Gießmann, M.: Qualität- und Komplexitätsmanagement- Parallelitäten und Interaktionen zweier Managementdisziplinen, Gabler, GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden, 2009, P. 93-124
- [9] Marti, M.: Complexity management- Optimizing Product Architecture of Industrial Products, Deutsche Universität-Verlag, Wiesbaden, 2007
- [10] Maurer, M.: Complexity management in Engineering Design- a Primer, Springer-Verlag, Berlin, 2017
- [11] Bliss, C.: Management von Komplexität- ein integrierter, systemtheoretischer Ansatz zur Komplexitätsreduktion (German), Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, 2000
- [12] Brosch, M.: eine Methode zur Reduzierung der produktvarianteninduzierten Komplexität (German), TuTech Verlag, Hamburg, 2014
- [13] Groesser, S. N.: Dynamics of long-life assets- from technology adaptation to upgrading the business model, Springer international publishing, München, 2017
- [14] Schuh, G.: Produktkomplexität managen: Strategien- Methoden- Tools (German), Carls Hanser Verlag, München, 2005
- [15] Ulrich, H.; Probst, G. J. B.: Anleitung zum ganzheitlichen Denken und Handeln, ein Brevier für Führungskräfte (German), Bern Haupt, 1991
- [16] Oyama, K.; Learmonth, G.; Chao, R.: Analysing complexity science to new product development: Modelling considerations, extensions, Journal of Engineering and Technology Management No.35 (2015) P.1-24
- [17] Ulrich, K. T.; Eppinger, S. D.: Product design and development, fifth edition, 2008
- [18] Kirchhof, R.: Ganzheitliches Komplexitätsmanagement: Grundlage und Methodik des Umgangs mit Komplexität im Unternehmen (German), Wiesbaden, 2003
- [19] Vogel, W.: Complexity management approach for resource planning in variant-rich product development, Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, 2017
- [20] Grussenmeyer, R; Blecker, T.: Requirement for the design of a complexity management method in new product development of internal and modular products, international journal of engineering, science and technology Vol.5, No. 2, 2013, P. 132-149
- [21] Braess, H. H.: Handbuch Kraftfahrzeugtechnik (German), Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, 2011
- [22] Kerga, E.; Taisch, M.; Terzi, S.: Manufacturing process planning in Set-Based concurrent engineering paradigm, International federation for information processing, IFIP AICT 388, 2012, P. 158- 169
- [23] Wannewetsch, H.: integrierte Materialwirtschaft, Logistik und Beschaffung (German), fifth edition, Springer Vieweg, Berlin, 2014
- [24] Schady, R.: Methode und Anwendungen einer wissensorientierten Fabrikmodellierung (German), Dissertation, Magdeburg, 2008
- [25] Francisco, R. d. P.; Bastos, J.; Azevedo, A.: Using the life cycle paradigm to support factory planning approaches, International federation for information processing, IFIP AICT 322, 2010, P. 224- 232
- [26] Schoeller, N.: internationales Komplexitätsmanagement am Beispiel der Automobilindustrie (German), Dissertation, Aachen, 2009
- [27] Schuh, G.; Gartzten, T.; Wagner, J.: Complexity-oriented ramp-up of assembly systems, CIRP Journal of manufacturing science and technology 10 (2015), P.1-15
- [28] Gadatsch, A.: Geschäftsprozesse analysieren und optimieren, Praxistools zur Analyse, Optimierung und Controlling von Arbeitsabläufe (German), Springer Vieweg, 2015
- [29] Sindermann, S.: Modellbasierte virtuelle Produktentwicklung, Schnittstellen und Datenaustauschformate (German), Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2014
- [30] Loos, M. N.: Daten- und termingesteuerte Entscheidungsmethodik der Fabrikplanung unter Berücksichtigung der Produktentstehung (German), Dissertation, KIT scientific publishing, 2013
- [31] Richter, K.; Walther, J.: supply chain integration challenges in commercial aerospace, a comprehensive perspective on the aviation value chain, Springer international publishing, 2017
- [32] Köhler, C.: Technische Produktänderungen – Analyse und Beurteilung von Lösungsmöglichkeiten auf Basis einer Erweiterung des CPM/PDD-Ansatzes (German), Dissertation, University of Saarland, 2009

- [33] Carayannis, E. G.: Encyclopedia of creativity, invention, innovation and entrepreneurship, Springer New York, 2013
- [34] Schuh, G.; Kamoker, A.; Wesch-Potente, C.: Condition based factory planning, Prod. Eng. Res. Devel. (2011), 5: 89-94
- [35] Olson, D. L.: Descriptive Data mining, Springer Singapore, 2017
- [36] Bracht, U.; Geckler, D.; Wenzel, S.: Digital Fabrik, Methoden und Praxisbeispiele, Springer Singapore, 2017Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2011
- [37] Reijers, H. A.; Mendling, J.: Modularity in process models: review and effects, Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2008

CPM/PDD-basierter Ansatz für Produktevaluation in Virtual Reality (VR)

Andreas Liebal¹⁾, Atif Mahboob²⁾, Prof. Dr.-Ing. Christian Weber³⁾, Prof. Dr. phil. Heidi Krömker⁴⁾

¹⁾ Institute of Media Technology, Technische Universität Ilmenau, Germany,
andreas.liebal@tu-ilmenau.de, +49 3677 69 2865

²⁾ Institute for Design and Precision Engineering, Technische Universität Ilmenau, Germany,
atif.mahboob@tu-ilmenau.de, +49 3677 69 1804

³⁾ Institute for Design and Precision Engineering, Technische Universität Ilmenau, Germany,
christian.weber@tu-ilmenau.de, +49 3677 69 2472

⁴⁾ Institute of Media Technology, Technische Universität Ilmenau, Germany,
heidi.kroemker@tu-ilmenau.de, +49 3677 69 2890

Zusammenfassung

Die wettbewerbsfähige Produktentwicklung innerhalb eines sich schnell verändernden Marktes erfordert die Einbindung von digitalen Technologien und neuen Methoden. Die frühzeitige Evaluation des Produktes und seines Kontextes ermöglicht dem Produktentwickler ein besseres Verständnis des Produktverhaltens in seinen späteren Lebensphasen. Zu dem Kontext gehören in dem vorliegenden Beitrag die Umgebung des Produktes sowie die Akteure, die in dieser Umgebung in der jeweiligen Lebensphase mit dem Produkt interagieren. Dieser Beitrag präsentiert eine Methode zur Entwicklung eines ganzheitlichen Modells für den benutzer- und aufgabenorientierten Einsatz von VR in der Produktentwicklung. Das Innovative an dem Ansatz ist die Zerlegung einer gesamten VR-Szene in die drei Teilmodelle Produkt, Akteur und Umgebung. Die technische Realisierung und Darstellung in VR basiert auf dem interdisziplinären Ansatz Model-Based Systems Engineering (MBSE) und auf einer Verhaltensbeschreibung der Teilmodelle mit Systems Modeling Language (SysML). Das Resultat ist ein VR-System, in dem der Produktentwickler das Verhalten des Produkts flexibel im jeweiligen Kontext (Umgebungen, Akteure) beobachten und bewerten kann. Von besonderer Bedeutung ist dabei die einfache Konfiguration und Erweiterung der VR-Szene sowie die Wiederverwendung der Teilmodelle ohne eine vollständige Neuentwicklung.

Schlüsselwörter: Virtuelle Produktentwicklung, Produktbewertung, Virtual Reality, nutzerorientierte Entwicklung, SysML

1. Einleitung

Für den Produktentwickler ist es von großer Bedeutung, innerhalb des Produktentwicklungsprozesses die Anwendungsfälle (Use-Cases) und das entsprechende Verhalten der verschiedenen Stakeholder (im Weiteren als Akteure bezeichnet) zu berücksichtigen. Gemäß der VDI-Richtlinie 2221 [1] sind die Lebensphasen Produktplanung/Aufgabenstellung, Entwicklung/Konstruktion, Fertigung/Montage/Prüfung, Vertrieb/Beratung/Verkauf, Gebrauch/Verbrauch/Instandhaltung und thermische Nutzung bzw. Recycling zu berücksichtigen. Diesen stehen verschiedene Akteure gegenüber wie beispielsweise Produktplaner, Produktentwickler, Fertigungstechniker, Sales Manager, Kunde oder Demonteur. Gleichzeitig steht das jeweilige Produkt in allen Lebensphasen auch mit unterschiedlichen Umgebungen in Beziehung. Eine frühe aufgaben- und nutzerorientierte Evaluation über sämtliche Produktlebensphasen hinweg kann für den Produktentwickler zu einem besseren Verständnis der benötigten oder auch neuer Produktanforderungen und Produktverhalten führen. Bisher wurde das Produkt(-modell) in den einzelnen Lebensphasen weitgehend isoliert betrachtet. Jedoch sind die lebensphasenspezifischen Akteure und Umgebung von hoher Relevanz. Daher wird in diesem Beitrag das gesamte Modell in drei Teilmodelle Produkt, Akteur und Umgebung geteilt. Ein wesentlicher Vorteil dieser Trennung ist die flexible und lebensphasenübergreifende Kombination der Teilmodelle. Abbildung 1 veranschaulicht einen konzeptionellen Ansatz zur lebensphasenübergreifenden Produktevaluation unter Zuhilfenahme beispielhafter Akteure und Umgebungen. Es zeigt, wie aus allen Produktlebensphasen das Produkt, die entsprechenden Akteure

und entsprechende Umgebungen in einem übergreifenden Informationsmodell organisiert werden können, und frühzeitig das Produkt und seine Wechselwirkungen in seinen späteren Lebensphasen evaluiert werden können.

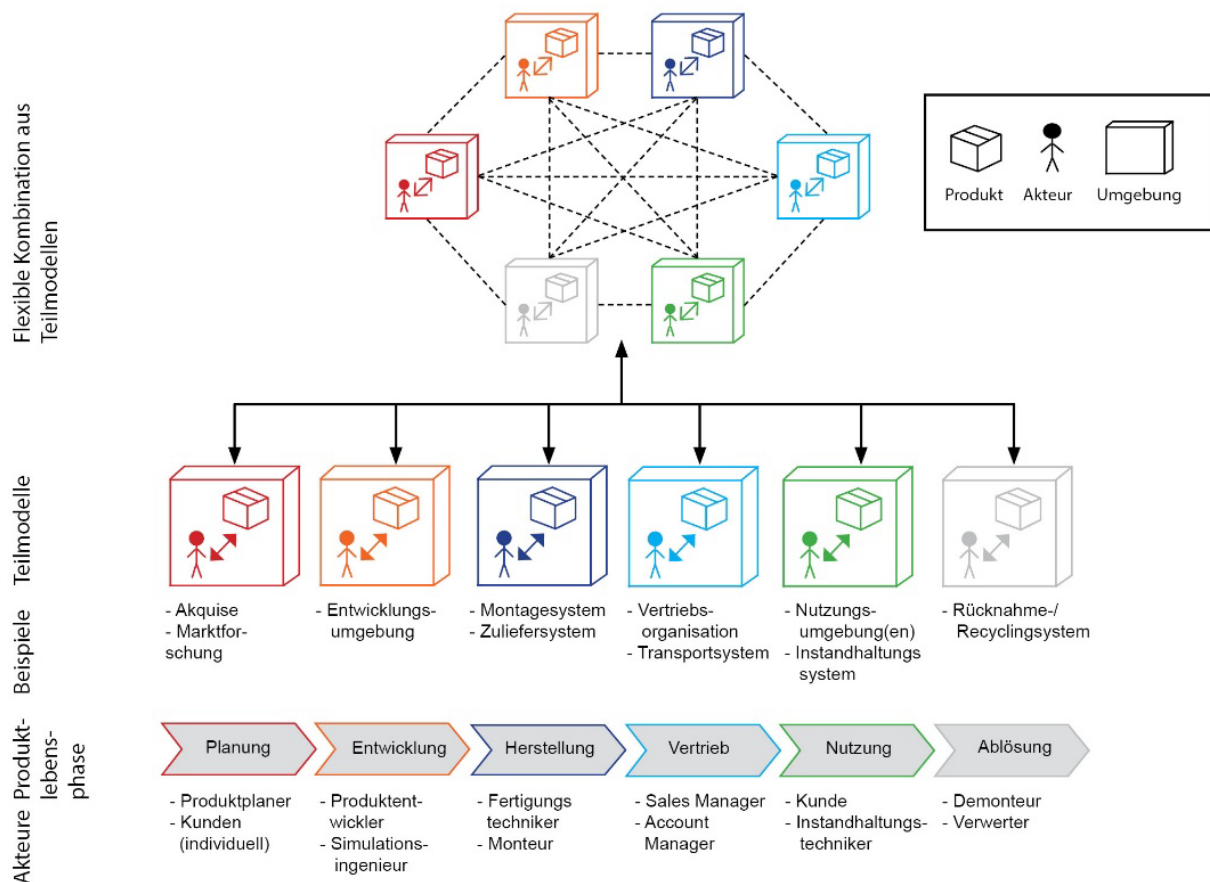


Abbildung 1: Übergreifende Informationsbereitstellung mit beispielhaften Akteuren und Umgebungen

Um gleichzeitig der steigenden Produktkomplexität, wachsenden Kundenbedürfnissen und sinkenden Entwicklungszeiten produzierender Unternehmen gerecht zu werden, finden digitale Modelle und Methoden Anwendung, mit steigender Tendenz Virtual Reality (VR) Werkzeuge und Umgebungen. Mit Hilfe von VR-Technologien können zukünftige Produkte bereits frühzeitig visuell, akustisch und taktil innerhalb eines bestimmten Kontextes gezeigt und evaluiert werden. Der Aufbau von Produktszenarien (Beschreibungen von typischen Benutzungssituationen) in VR ist allerdings sehr zeit- und kostenintensiv, da die gesamte Szene individuell programmiert werden muss und spätere Änderungen an Produkt- oder Umgebungsmodell unter Umständen eine vollständige Neuprogrammierung nach sich ziehen. In der Regel versetzt sich dann der VR-Benutzer (in diesem Beitrag wird der Produktentwickler als VR-Benutzer bezeichnet) in die Rolle eines bestimmten Akteurs einer Lebensphase, um oftmals ohne Bezug zur Umgebung mögliche Schwachstellen am Produkt zu erkennen. Es fehlt ein lebensphasenübergreifendes Modell, das die Informationen über das Produkt, sein Verhalten und die spätere Interaktion so früh wie möglich zur Verfügung stellen kann.

Dieser Beitrag soll ein VR-Modell vorstellen, das dem Produktentwickler Wissen über die Nutzung aller Akteure in allen Lebensphasen unter Einbezug entsprechender Umgebungen bietet. Damit ergeben sich erweiterte Möglichkeiten zur Definition und Bewertung der Produkteigenschaften.

Der innovative Ansatz beinhaltet die folgenden Kerngedanken:

- Aufteilung der VR-Szene in Produkt, Akteur und Umgebung, die im Folgenden jeweils als Teilmodell bezeichnet werden
- Ansatz für eine voneinander unabhängige Beschreibung der Teilmodelle, der eine einfache (Re-)Kombination der Teilmodelle und eine einfache Erweiterbarkeit ermöglicht
- der generische und technologieunabhängige Ansatz ermöglicht den Einsatz auf unterschiedlichen VR-Darstellungstechnologien, wie z.B. Cave Automatic Virtual Environment (CAVE) oder Head-Mounted Displays (HMD)
- der Produktentwickler kann Akteure, die als digitale Menschmodelle umgesetzt werden, bei der Arbeitsausführung beobachten.

2. Bisherige Arbeiten

Um Szenarien effizient und wiederverwendbar erstellen zu können, ist ein generischer und technologieunabhängiger Ansatz erforderlich, um Produkt, Akteur und Umgebung zu modellieren. Eine geeignete Grundlage für die Evaluation des Produktverhaltens bildet der CPM/PDD-Ansatz (Characteristics- Properties Modeling/ Property Driven Development) von Weber [2]. Wie in Abbildung 2 dargestellt definiert Weber die Merkmale (C_i) als die Struktur und die Gestalt als die Beschaffenheit des Produkts. Die Eigenschaften (P_j) werden als das Verhalten definiert (z. B. Fertigungsgerechtigkeit, Bedienbarkeit, Umweltfreundlichkeit, Kosten, usw.). R_j stellen die Beziehungen einer Eigenschaft und den entsprechenden Merkmalen dar. Die Analyseprozesse bestehen aus der Berechnung der Produkteigenschaften gegen die angegebenen Merkmale und können virtuell mit Hilfe von Berechnungsmethoden und/oder digitalen Simulationswerkzeugen durchgeführt werden. Die berechneten Eigenschaften sind nur unter spezifischen externen Einflüssen gültig. Von besonderer Bedeutung ist hierbei, dass externe Einflüsse (EC_j) sich aus den Eigenschaften von und Interaktionen mit Nachbarsystemen ergeben, die selbst von konstitutiven Parametern (Merkmalen) dieser Nachbarsysteme abhängen [3].

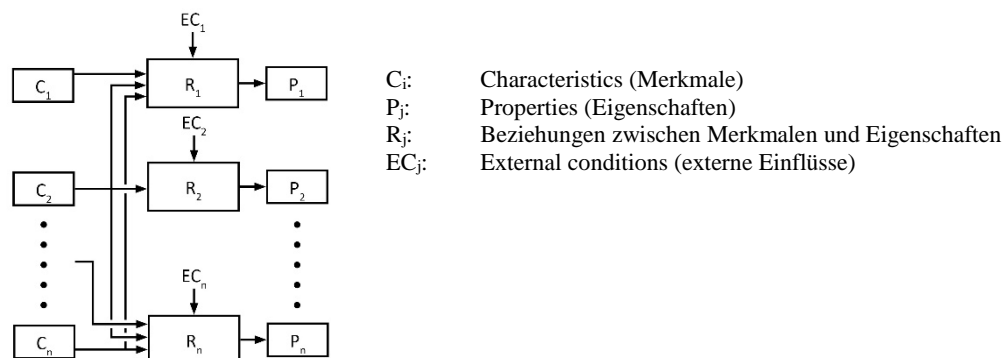


Abbildung 2: Basismodell für Analysetätigkeiten in der Produktentwicklung

Für eine lebensphasenübergreifende Produktevaluation ist die Integration von Akteuren und Umgebungen von besonderer Bedeutung. VR besitzt ein hohes Potential zur Unterstützung des konstruktiven Entwicklungs- und des Evaluationsprozesses. Metag et al. analysieren die Anforderungen an ein Produktmodell in VR und fokussieren den nutzerzentrierten Ansatz, um Unsicherheiten im Produktentwicklungsprozess zu reduzieren [4]. Darüber hinaus wird in dem Beitrag über die Vorteile von VR und die Analyse der Produkthanforderungen mit Hilfe von Use-Case Szenarien in VR diskutiert. Um diese Szenarien in VR zu realisieren, gibt es verschiedene Implementierungsansätze. Ein Ansatz zur Erstellung, Anwendung und Pflege von Modellen komplexer Systeme ist das „Model-Based Systems Engineering“ (MBSE). Mit Hilfe dieser formalisierten Modellierungsanwendung werden Systemanforderungen, Design-, Analyse-, Verifizierungs- und Validierungsaktivitäten, die in der konzeptionellen Designphase beginnen und sich über die gesamte Entwicklungsphase und die späteren Lebenszyklusphasen hinaus erstrecken, unterstützt [5]. Für die Implementierung des MBSE-Ansatzes wurde eine graphische Modellierungssprache, die „Systems Modeling Language“ (SysML), entwickelt. SysML unterstützt Analyse, Design, Verifizierung und Validierung für vielfältige Systeme und Systeme von Systemen [6]. Abidi et al. simulieren ein SysML-basiertes System für die Simulation von Produktionslinien in VR und diskutieren die Probleme der Integration von SysML-Simulation in VR. [7]. Carrol beschreibt die Effektivität von szenariobasierten Entwicklungsansätzen und hebt hervor, dass neben einem fokussierten Entwicklungsprozess der Produktentwickler das Produkt in verschiedenen Stadien und Perspektiven bewerten kann [8]. Zusammenfassend lässt sich sagen, dass eine frühzeitige, szenariobasierte Untersuchung der Produkteigenschaften in VR den Produktentwickler in seinen Tätigkeiten unterstützen kann, indem ein Produkt mit hohem Reifungsgrad für die späteren Lebensphasen entwickelt wird.

Das nächste Kapitel zeigt einen methodischen Ansatz, wie mit Hilfe von CPM/PDD eigenständige Teilmodelle für Produkt, Akteur und Umgebung konzipiert werden können und welche neuen Herausforderungen sich daraus ergeben.

3. Methodischer Ansatz

Ein Produkt hat wie in Abbildung 2 bereits dargestellt zwei wesentliche Nachbarsysteme: den Akteur und seine Umgebung. Daraus abgeleitet wurden die externen Einflüsse, wie in Abbildung 3 dargestellt, erweitert. In dieser Erweiterung werden Akteur und Umgebung als neue externe Einflüsse definiert. Dadurch wird es möglich, die

Produkteigenschaften (P_j) im Zusammenspiel mit Akteur und Umgebung in verschiedenen Produktlebensphasen abzusichern. Die späteren Wechselwirkungen des Produkts mit dem Akteur und der Umgebung können damit frühzeitig evaluiert werden.

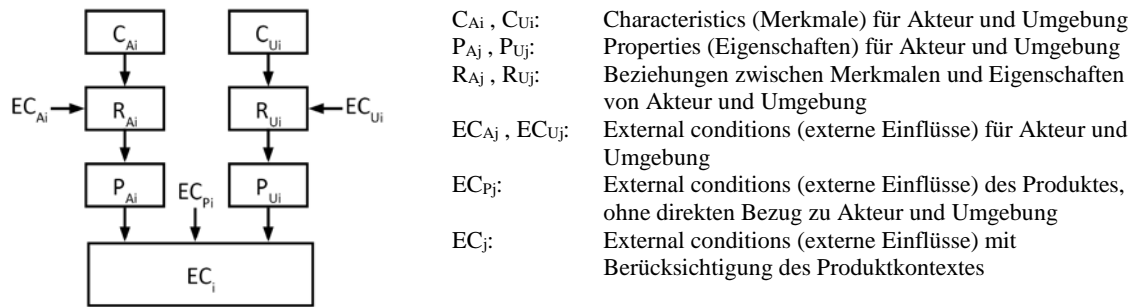


Abbildung 3: Erweiterte externe Einflüsse (EC_j)

In dem erweiterten Modell bilden die externen Einflüsse aus den Nachbarsystemen eine geeignete Grundlage, um Akteure und Umgebungen für die Produktevaluation einbinden zu können. Die getrennte Darstellung von Akteur und Umgebung als strukturell ähnliche Teilmodelle innerhalb der externen Einflüsse ist die Basis für den flexiblen und dynamischen Aufbau des VR-Modells und dessen Nutzung für die Visualisierung von Produkteigenschaften im Zusammenwirken mit Akteur und Umgebung sowie für deren Evaluation (Abbildung 4).

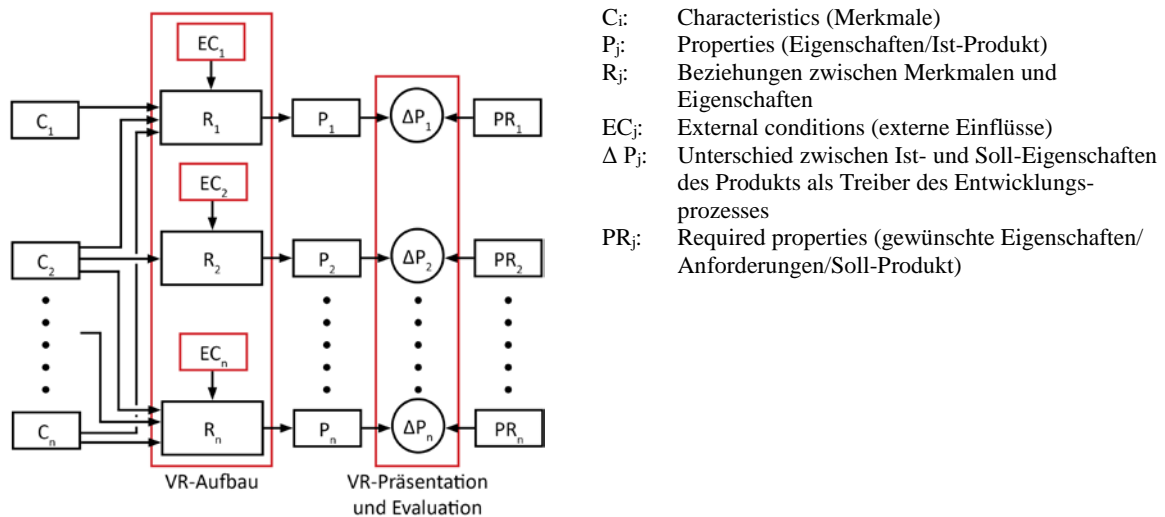


Abbildung 4: Gesamtes erweitertes CP-Modell (in Anlehnung an Weber [9])

PR_j stellen hierbei diejenigen Anforderungen an das Produkt dar, die der Produktentwickler in seinem VR-System evaluieren können soll. P_j zeigt den Unterschied zwischen den Soll- und Ist-Eigenschaften. Diese Darstellung bietet eine neue Ausgangsbasis für die Entwicklung von kontextbasierten VR-Szenen für die Analyse der Produkteigenschaften. ΔP_j stellt damit den jeweils gegenwärtigen Stand des Entwicklungsprozesses für eine VR-Präsentation und Evaluation dar. Der jeweilige Akteur kann dabei vom Produktentwickler in seiner Aufgabenausführung mit dem Produkt beobachtet werden, um Schwachstellen am Produkt oder Optimierungspotenziale zu evaluieren. Durch Rückkopplungen zu R_i anhand der Ergebnisse der Evaluation können sich Veränderungen am Produkt ergeben, dessen neue Produktversion und somit dessen neues VR-Modell in ΔP_{j+1} erneut evaluiert werden muss.

Das CPM-Modell, das die hier beschriebene Erweiterung um Akteur und Umgebung und die Trennung des kompletten Modelles in Teilmodelle ermöglicht, bildet die Grundlage für die kontextbasierte Produktevaluation. Daraus ergeben sich Herausforderungen an die getrennte und unabhängige Beschreibung sowie die technische Implementierung der Teilmodelle. Die getrennt behandelten Teilmodelle müssen weiterhin über entsprechende Schnittstellen miteinander verknüpft werden. Eine Lösung für diese Herausforderungen wird im nachfolgenden Kapitel beschrieben.

4. Implementierungsansatz SysML

Die Aufteilung einer VR-Szene in drei voneinander unabhängige Teilmodelle erfordert für jedes einzelne Teilmodell ein Geometriemodell für die Darstellung in VR und ein Verhaltensmodell für die Beschreibung der Funktionalitäten. Die Verhaltensmodelle der Teilmodelle sollen über entsprechende Schnittstellen miteinander verknüpft werden. Die Verhaltensmodelle können mit SysML durch Nutzung von Struktur- und Verhaltensdiagrammen inklusive der notwendigen Schnittstellen geschaffen werden. Einzelheiten der Struktur und der Notationen von SysML wurden bereits an anderer Stelle vorgestellt [10] [11].

Abbildung 5 stellt vielmehr eine systematisierte Darstellung des Zusammenwirkens der Teilmodelle und der Struktur dar. Die VR-Szene besteht dabei aus den Teilmodellen Produkt, Akteur und Umgebung. Die Eigenschaften jedes Teilmodells sind zusätzlich noch von äußeren Einflüssen (ECA_j , ECP_j , ECU_j) abhängig, die nicht Bestandteil der direkten Produkt-Akteur-Umgebung-Beziehung sind. Das können Störgeräusche, Lichtverhältnisse oder Rahmenbedingungen der Berechnungen sein. Diese externen Bedingungen werden zusätzlich zu den eigentlichen Schnittstellen jedes einzelnen Teilmodells berücksichtigt. Die Schnittstellen (Ports in SysML) definieren die Interaktionen zwischen zwei Modellen in SysML und ermöglichen die Übertragung von Signalen, Werten, Verhalten, usw. Über die Schnittstelle „Arbeitsaufgabe“ werden die Aktionen vom Akteur an das Produkt ausgeführt, beispielsweise das An-/Aussschalten eines Staubsaugers, das Variieren der Saugleistung, usw. Die Schnittstelle „Bewegungen“ überträgt die Bewegungen des Produktes, die vom Akteur ausgeführt werden, beispielsweise die Bewegung eines Staubsaugers vorwärts, rückwärts oder drehend. Gleichzeitig müssen Schnittstellen ebenfalls für die Bewegung des Akteurs und seine Raumpositionierung bestehen. Auf diese Weise kann das gesamte Verhalten von Produkt, Akteur und Umgebung unabhängig voneinander beschrieben werden.

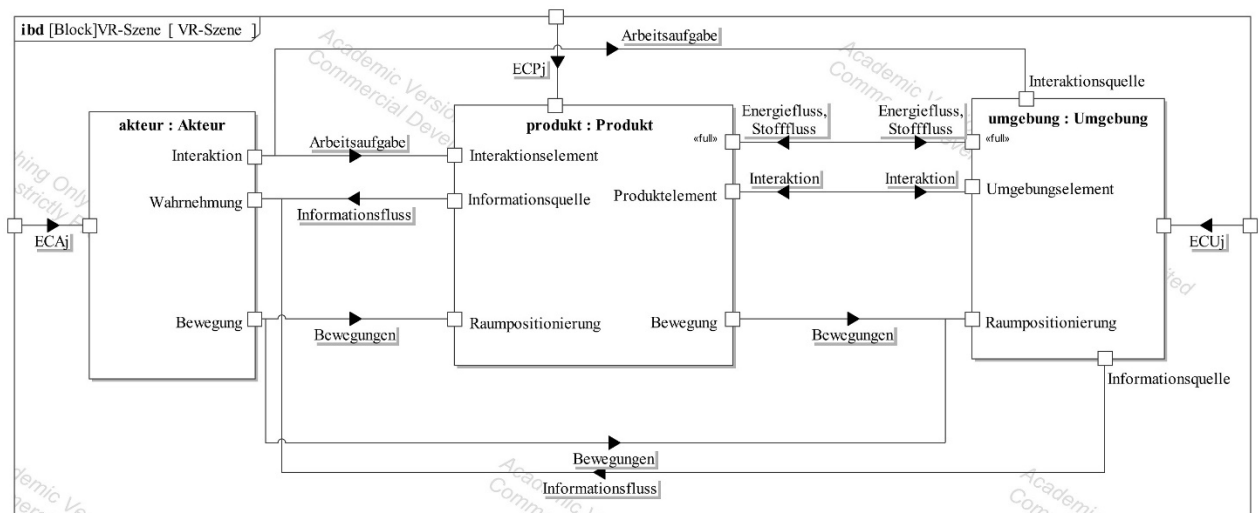


Abbildung 5: Systematisierte Darstellung der Schnittstellen zwischen Produkt, Akteur und Umgebung

Im nächsten Kapitel soll anhand des konkreten Produktbeispiels „Handstaubsauger“ gezeigt werden, wie die Gesamtimplementierung der Teilmodelle in ein VR-System realisiert werden kann und welche Herausforderungen hier berücksichtigt werden müssen.

5. Beispielmodell und Interaktion

Im Folgenden soll gezeigt werden, wie mit Hilfe des CPM-Ansatzes und SysML die Teilmodelle Produkt, Akteur und Umgebung in den gesamten Konfigurationsprozess eines VR-Systems integriert wurden. Die Teilmodelle wurden dabei einfach gehalten: ein alltagstauglicher Handstaubsauger als Produktmodell, ein Wohnzimmer als Umgebungsmodell und eine staubsaugende Person (Kunde) als Akteursmodell. Zur Ableitung von relevanten Szenarien fand im ersten Schritt die Analyse von Use-Cases zur späteren Verhaltensbeschreibung und technischen Umsetzung statt. Für den Handstaubsauger zeigt der innere grüne Bereich der Abbildung 6 beispielhaft Use-Cases für die Lebensphase „Nutzung durch den Kunden“. Die Use-Cases beinhalten Aktionen, die der äußere rote Bereich in Abbildung 6 zeigt, aus denen die relevanten Eigenschaften von Produkt, Akteur und Umgebung extrahiert werden können.

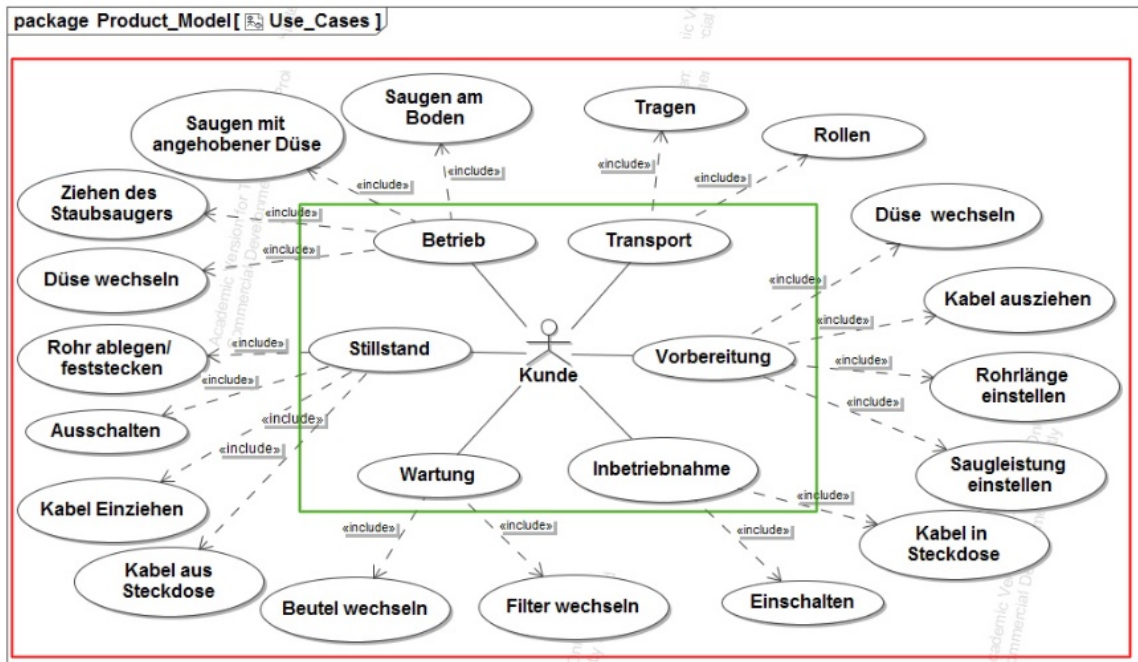


Abbildung 6: Use-Cases für die Lebensphase "Nutzung durch den Kunden" für das Beispielprodukt Staubsauger

Aus den Use-Cases und Aktionen wurden Szenarien entwickelt, die typische Benutzungssituationen beschreiben. Anhand des Szenarios „Saugen der Ecken an der Decke“ ergeben sich beispielsweise Aktionen wie Aufbauen, Bewegen, Düse entfernen, usw. Diese Szenarien bilden die Grundlage für die vom Produktentwickler im VR-System letztendlich initiierten Aufgaben, die der zu beobachtende Akteur in der definierten Umgebung mit dem Produkt ausführt. Abbildung 7 zeigt, wie der gesamte Prozess für die Konfiguration der VR-Szene aufgebaut ist.

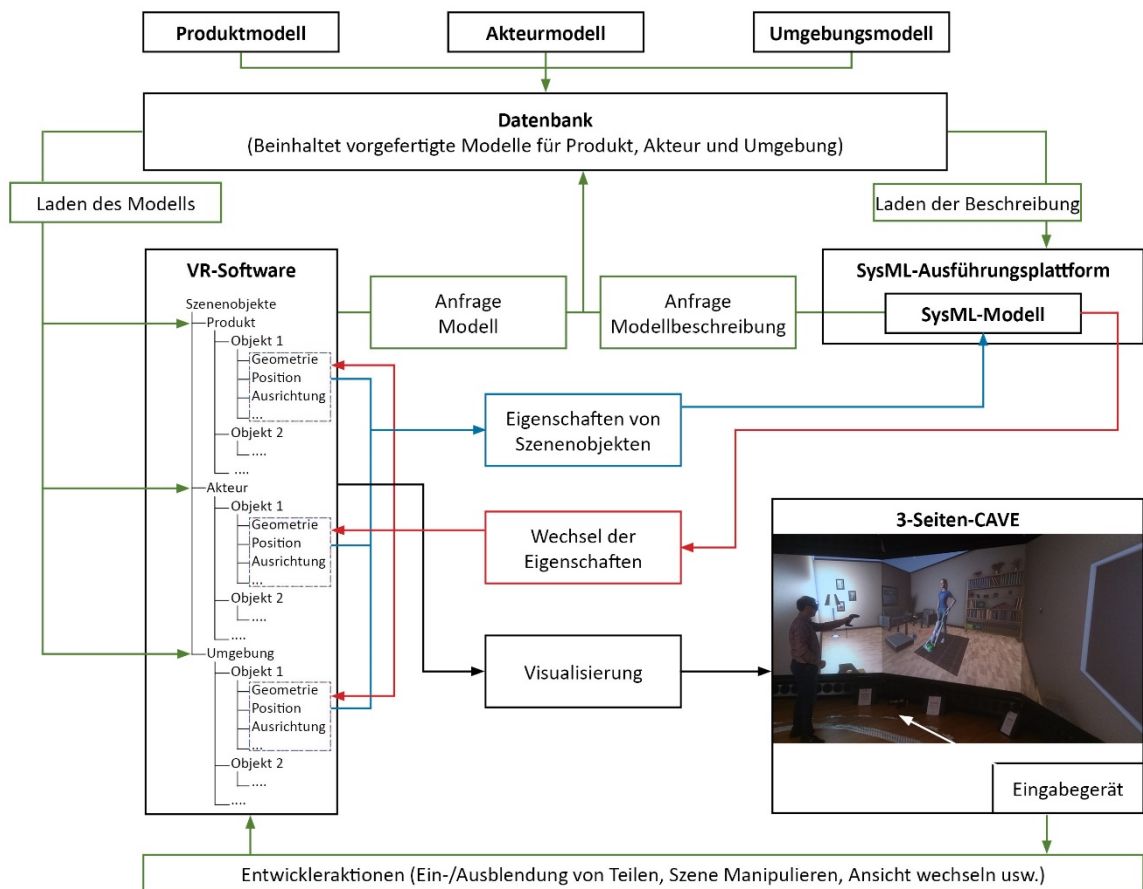


Abbildung 7: Übersicht über den kompletten Prozess für die VR-Konfiguration [9]

Der VR-Benutzer konfiguriert sein benötigtes Szenario mit Produkt, Akteur und Umgebung. Auf Basis der Kombination ergeben sich individuelle Arbeitsaufgaben, die vom VR-Benutzer initiiert werden können und dann von dem gewählten Akteur ausgeführt werden. Die VR-Software (hier: RTT Deltagen zur Darstellung auf einer 3-Seiten-CAVE) beinhaltet die geometrischen Modelle von Produkt, Akteur und Umgebung. Das mit SysML beschriebene Verhaltensmodell wird verwendet, um die Objekte innerhalb der VR-Software zu simulieren. Anhand des in Kapitel 4 beschriebenen Ansatzes wurden dazu die Teilmodelle Produkt und Umgebung mit einer Struktur- und Verhaltensbeschreibung entwickelt und über Schnittstellen miteinander verknüpft. (Der Akteur ist derzeit noch nicht in der Verhaltensbeschreibung integriert). Die SysML-Diagramme und -Modelle wurden mit Hilfe eines eigens erweiterten Tools für die Simulation in VR ausführbar gemacht, wie an anderer Stelle bereits beschrieben [11]. SysML dient als zentrales Informationsmodell, das sowohl mit der VR-Software als auch mit weiteren benötigten Werkzeugen/Berechnungen kommuniziert z. B. einer Physik-Engine. Die Objektinformationen in VR-Software werden während einer aktiven Simulation zwischen SysML und der Physik-Engine ausgetauscht, während das VR-System bzw. die Visualisierung in der CAVE kontinuierlich durch SysML auf Basis der Physikengine-Informationen aktualisiert wird.

Diese Methode resultiert in einer allgemeingültigen Beschreibung der VR-Szene, die für verschiedene VR-Darstellungstechnologien (CAVE, HMD, Powerwall, usw.) nutzbar ist. Das realisierte VR-System versetzt dann den Produktentwickler in die Lage, flexible und wiederverwendbare Szenarios innerhalb ihres VR-Systems konfigurieren zu können. Da die Teilmodelle eine je nach Anforderungen unterschiedliche Komplexität haben, spielt auch die Gestaltung des User Interfaces eine wesentliche Rolle. Ergebnis umfangreicher Experteninterviews zu Anforderungen an die Funktionalität und das User Interface ergaben, dass der VR-Nutzer aus einer Datenbank Produkte, Akteure und Umgebungen auswählen will, um ganz individuelle Szenarios zu konfigurieren und bestimmte Produktschwachstellen zu evaluieren. Jede Konfiguration kann je Teilmodell jeweils über eine große Menge an Unterkategorien verfügen. Wird z. B. der Kunde als Akteur ausgewählt, stehen andere Umgebungen zur Verfügung als beim Fertigungstechniker. Die Umgebungen für den Akteur „Kunde“ können unterschiedliche Gebäudearten sein (1-Etagen-Wohnung, 2-Etagen-Wohnung mit verschiedenen Treppenformen, usw.) mit unterschiedlicher Innenausstattung (Möbiliar, Bodenbeläge, usw.) oder speziellem Aufbau (z. B. breite Türen für Rollstuhlfahrer). Abbildung 8 zeigt den gegenwärtigen Stand des VR-Systems. Darin ist der VR-Benutzer zu sehen, wie er die Szene bestehend aus Staubsauger, Kunde und Wohnzimmer aus unterschiedlichen Perspektiven beobachten kann.



Abbildung 8: Visualisierung des derzeitigen VR-Systems innerhalb einer 3-Seiten-CAVE

Da die Interaktionen mit dem Produkt und der Umgebung sehr vielfältig sind und das System flexibel reagieren soll, wird als Akteur ein digitales Menschmodell eingesetzt. Parameter für Größe, die z. B. beim Staubsauger relevant für die Handhabung von Erwachsenen oder Kindern ist, oder individuelles Nutzungsverhalten, das beim Staubsauger relevant bei der Evaluation kulturspezifischer Nutzungsarten ist, müssen vollständig definierbar und mit der Verhaltensbeschreibung abbildbar sein. Derzeit wird die Verwendung eines öffentlich zugänglichen digitalen Menschmodells (MakeHuman¹) sowie zweier kommerzieller digitaler Menschmodelle (Jack and Process

¹ MakeHuman, <http://www.makehuman.org/> [letzter Zugriff am 10.08.2017]

Simulate Human², RAMSIS³) validiert. Voraussetzungen für den Einsatz eines dieser digitalen Menschenmodelle sind die bidirektionale Kommunikation zwischen SysML und dem digitalen Menschmodell zum Austausch der Positionsdaten, die flüssig animierbare Interaktionen mit Objekten und den Aufbau des Körpers über ein vollständiges Körperskelett bestimmen. Die bisherige Erfahrung hat gezeigt, dass die Schnittstellen zwischen digitalen Menschmodellen und VR-Software sowie die Funktionalitäten sehr begrenzt sind. Gründe hierfür sind beispielsweise sehr spezifische und definierte Anwendungsfälle für digitale Menschmodelle wie Zustandsberechnungen und Erreichbarkeitsanalysen im Fahrzeug mit Hilfe von RAMSIS. Somit kann erst nach einer anwendungsorientierten Auseinandersetzung mit entsprechenden Schnittstellen und den Implementierungsmöglichkeiten der SysML-Verhaltensbeschreibung eines der digitalen Menschmodelle zur Implementierung herangezogen werden.

6. Fazit und Ausblick

In diesem Beitrag wurde die Zerlegung des gesamten VR-Modells in die Teilmodelle Produkt, Akteur und Umgebung gezeigt. Das CPM-Modell wurde um Akteur und Umgebung erweitert, was die Basis für die Realisierung der Teilmodelle bildet. Dies ermöglicht die Wiederverwendung der Teilmodelle und reduziert den Aufbereitungsaufwand von VR-Modellen. Gleichzeitig führt das zu der Herausforderung, die Modelle unabhängig voneinander zu beschreiben. Um diese Idee realisieren zu können, wurde ein Implementierungsansatz unter Verwendung des MBSE-Ansatzes präsentiert. Außerdem ermöglicht die Trennung eine effiziente Verwendung der Teilmodelle, um Produktevaluationsszenarien in VR mit wenig Aufwand zu erstellen. Weiterhin ist dieser Ansatz unabhängig von den Darstellungstechnologien, wie z.B. CAVE, HMD oder Powerwall. Im nächsten Schritt erfolgt die Implementierung eines Akteurs mit Hilfe eines digitalen Menschmodells, das bei der Durchführung definierter Aufgaben beobachtet werden kann. In diesem Rahmen werden austauschbare Teilmodelle implementiert, um die einfache Austauschbarkeit im Rahmen von Nutzertests zu evaluieren. Dies steht ebenfalls im Fokus der weiteren Arbeit.

Projektbeteiligung

Der Beitrag ist Bestandteil des Forschungsprojektes „Benutzer- und aufgabenorientiertes virtuelles Modell für die Produktentwicklung“, gefördert durch die Deutsche Forschungsgemeinschaft (DFG) unter den Förderkennzeichen KR 3297/3-1 und WE 1989/6-1.

² Jack and Process Simulate Human, https://www.plm.automation.siemens.com/en_us/products/tecnomatix/manufacturing-simulation/human-ergonomics/jack.shtml [letzter Zugriff am 10.08.2017]

³ RAMSIS, <http://www.intrinsys.com/software/ramsis?src=applied> [letzter Zugriff am 10.08.2017]

Literaturverzeichnis

- [1] VDI-Richtlinie 2221: Methodik zum Entwickeln und Konstruieren technischer Systeme und Produkte, Düsseldorf, Beuth Verlag GmbH, 1993
- [2] Weber, C.: CPM/PDD An extended Theoretical Approach to Modelling Products and Product Development Processes, in Proceedings of the 2nd German-Israeli Symposium on Advances in Methods and Systems for Development of Products and Processes. Stuttgart, Fraunhofer-IRB-Verlag, 2005, S. 159–179
- [3] Weber, C.: Looking at “DFX” and “Product Maturity” from the Perspective of a New Approach to Modelling Product and Product Development Processes. In: Proceedings of the 17th CIRP Design Conference in co-operation with Berliner Kreis. Berlin-Heidelberg, Springer Verlag, 2007, S. 85-104
- [4] Metag, S.; Husung, S.; Krömker, H.; Weber, C.: User-centered Design of Virtual Models in Product Development, Proc. of 53rd IWK, Ilmenau, 2008
- [5] International Council On Systems Engineering (INCOSE): Systems Engineering Vision 2020, INCOSE_TP-2004-004-02, Version/Revision: 2.03, September 2007
- [6] OMG-SysML: OMG Systems Modeling Language (OMG SysML™, Version 1.4): <http://www.omg.org/spec/SysML/1.4/PDF/> [letzter Zugriff: 08.08.2017]
- [7] Abidi, M.A.; Lyonnet, B.; Chevaillier, P.; Toscano, R.: Contribution of Virtual Reality for Lines Production's Simulation in a Lean Manufacturing Environment, International Journal of Computer Theory and Engineering, 8(3), 2016, S.182.
- [8] Carroll, J.M.: Five reasons for scenario-based design, Interacting with computers, 13(1), 2000, S. 43-60.
- [9] Weber, C.; Deubel, T.: New Theory-Based Concepts for PDM and PLM. In: Proceedings of ICED 03 (DS 31), Stockholm, The Design Society & the Royal Institute of Technology, 2003, S. 429-430
- [10] Mahboob, A.; Weber, C.; Husung, S.; Liebal, A.; Krömker, H.: Model based systems engineering (MBSE) approach for configurable product use-case scenarios in virtual environments, ICED17-21st International Conference on Engineering Design, University of British Columbia, Vancouver, Canada, 21-25 August 2017
- [11] Mahboob, A.; Liebal, A.; Husung, S.; Weber, C.; Krömker, H.: A method for efficient and task oriented configuration of Virtual Reality (VR) Models for the analysis of technical systems, 59th Ilmenau Scientific Colloquium, Technische Universität Ilmenau, Ilmenau, 11-15 September 2017

Engineering mit VINCENT – Der digitale Zwilling für die Entwicklungsphase

Matthias Kennel ¹⁾, Dr. Tamas Juhasz ²⁾

¹⁾ Fraunhofer IFF, Magdeburg, Germany, matthias.kennel@iff.fraunhofer.de, +49 391-4090-104

²⁾ Fraunhofer IFF, Magdeburg, Germany, tamas.juhasz@iff.fraunhofer.de, +49 391-4090-260

Zusammenfassung

Trotz vielfältiger, unterschiedlicher Softwaretools, die den Entwurfsprozess bei komplexen Maschinen und Anlagen unterstützen, ist mit dem Übergang von Planungssystemen für Ablaufspezifikation und Entwurf in Simulationssysteme für die virtuelle Inbetriebnahme und realitätsbegleitende Simulation ein Bruch sowohl in Daten als auch in Systemen zu erkennen. Es wird im vorliegenden Beitrag dargestellt, wie mechanische Konstruktion und Elektrokonstruktion Hand in Hand arbeiten wobei der Übergang weitgehend automatisiert erfolgen kann. Weiterhin wird gezeigt, wie komplexe, multiphysikalische Zusammenhänge einfach beschrieben und sowohl in der Planungsphase zur Auslegung der Maschine als auch während der Inbetriebnahme durchgängig benutzt werden können.

Schlüsselwörter: VINCENT, Modellbildung, Ablaufspezifikation, digitaler Zwilling, Schaltplan

1. Einleitung

Immer komplexer werdende Produkte mit einer kaum noch überblickbaren Menge an Funktionen fordern neue Werkzeuge für die Steuerung des Projektablaufes sowie die eigentliche technische Durchführung der Entwicklung [1]. Lange stand dafür der mechatronische Gedanke der Integration von Hardware, Elektrik/Elektronik und Software in eine quasiautomatische Einheit im Mittelpunkt der Forschung [2]. Jedoch scheint diese Denkweise in den mittelständischen Unternehmen des Sondermaschinenbaus nach wie vor nicht wirklich angekommen zu sein, da unter anderem die grundsätzliche Schwierigkeit besteht, eine Baugruppenhierarchie zu finden, die sowohl baulichen (Ortsbezug) als auch funktionalen Aspekten (Kinematische Struktur, elektrische Ansteuerung, ...) Rechnung trägt. Weiterhin stellt gerade die Integration von Komponenten – also das gut abgestimmte Zusammenspiel der Funktionen – Maschinenbauer vor Herausforderungen, da dies von sehr vielen Randbedingungen (z.B. Kollisionsrisiken, Materialverhalten, Taktzeit, ...) beeinflusst wird. Aktuelle Publikationen versuchen daher wieder die Softwareentwicklung am Gesamtsystem durchzuführen [3], stehen aber, was Komplexität betrifft, vor erheblichen Herausforderungen.

Agile Methoden wie Scrum setzen daher auf interdisziplinäre Teams, die auf der Basis einer gemeinsamen Zieldefinition die Detailentwicklung in kurzen Iterationen (Sprints) kollaborativ durchführen [4]. Voraussetzung für die Anwendung dieser Methoden ist die Möglichkeit nächste Schritte einer komplexen Aufgabe für alle Beteiligten verständlich zu definieren. Digitale Modelle von Geometrie und Funktion einer Anlage werden im allgemeinen als ein zentraler Weg gesehen, Informationen abzugleichen und zu übermitteln [5], sie beschreiben aber typischerweise nur Aspekte eines Gesamtsystems (Materialfluss, Maschinenbewegung, Steuerungslogik, ...). Die Kopplung unterschiedlicher Systeme zur Integration von Planung und Inbetriebnahme wurde von vielen Autoren beschrieben [6–8]. Eine Systemkopplung bietet aber eher Schnittstellen für die Datenübernahme und schafft es nicht einen wirklichen digitalen Zwilling zu erzeugen, da die Systeme nicht gemeinsam und integriert agieren [9]. Mit dem Übergang von Planungssystemen für Ablaufspezifikation und Entwurf in Simulationssysteme für die virtuelle Inbetriebnahme und realitätsbegleitende Simulation ist typischerweise ein Bruch sowohl in Daten als auch in Systemen zu erkennen: Während Planungssysteme so gestaltet sind, dass sie zu einer Komponente definierende Eigenschaften verwalten (z.B. Artikelnummer, Hersteller, Geometrie) und damit jede Komponente gleichen Typs identisch ist, müssen für den Aufbau eines digitalen Zwillings Einbausituationen einer Komponente individuell betrachtet werden.

Der vorliegende Beitrag diskutiert Möglichkeiten, die sich mit dem Einsatz von VINCENT in den Bereichen „Durchgängige Planung von Maschinenfunktionen“, „Ankopplung und Ableitung von Simulationsmodellen“ und „Elektrokonstruktion“ ergeben und setzt die Innovationen in Bezug zum Stand der Technik.

2. Durchgängigkeit durch Planung von Maschinenfunktionen am 3D-Modell

Mit dem am Fraunhofer IFF entwickelten Werkzeug VINCENT wird schon ein sehr früher Übergang in die Werkzeugwelt des digitalen Zwillinges angestrebt: VINCENT erlaubt es die Daten aus der Planung bis in die virtuelle Inbetriebnahme und den Betrieb der Anlage zu tragen. Lange bevor die Detailkonstruktion fertig gestellt ist kann ein funktionales Modell der Maschine durch Teach-In erstellt und weiter gepflegt werden. Dabei werden Bewegungsabläufe und -zusammenhänge zunächst direkt an diesem Modell spezifiziert, anstatt sie in einer konkreten Steuerung zu implementieren (siehe Abbildung 1). Dies wird gemeinsam von Konstrukteur und Programmierer durchgeführt, indem die gewünschten Abläufe mit dem Modell durchgespielt und aufgezeichnet werden. Im Hintergrund entsteht dabei automatisch das Programmgerüst des technologischen Ablaufs, welches final auf der Zielhardware verwendet und mit weiterem Code (Bedienhandlungen, Fehlerreaktionen etc.) ergänzt werden kann.

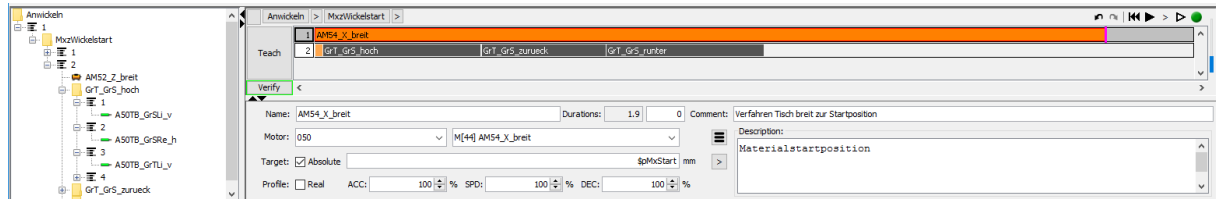


Abbildung 1: Beispielablauf für ein Maschinenmodul

Veränderungen des CAD-Modells werden erkannt und weitgehend automatisch in das funktionale Modell übernommen [10], [11]. Für Maschinen, bei denen Aktoren (z.B. Motoren, Pneumatik-Zylinder, ...) und Sensoren (Lichtschranken, Initiatoren, Laser-Abstandssensoren, ...) zu einer Handling-Maschine verbunden sind, ist diese Methodik gut anwendbar und vielfach verifiziert [12].

Beim Übergang auf komplexe Fertigungsstraßen bedarf es auch an dieser Stelle einer sinnvollen Hierarchie um das Verhalten der unterschiedlichen Module gemeinsam zu planen. Sämtliche Softwareprodukte zur virtuellen Inbetriebnahme von Sondermaschinen stehen in realen Einsatzbedingungen typischerweise vor folgender Herausforderung: Entweder wird die Maschine gesamtheitlich betrachtet, wobei für jeden neuen Anwendungsfall neue Arbeit bei der Erstellung des Simulationsmodells entsteht oder es wird mit einer strengen mechatronischen Modularisierung [2] gearbeitet, wobei jedoch kaum oder nur mit erhöhtem Aufwand auf Sonderfälle eingegangen werden kann (Konfigurator-Ansatz [13]).

In unserem Softwaresystem VINCENT wurde eine Referenzimplementierung für ein hybrides Planungssystem für Maschinenfunktionen entwickelt, das einerseits existierende Funktionen fertiggerstellter Maschinenmodule kombiniert und in gewissem Rahmen instanzbezogene Veränderungen dieser erlaubt (z.B. Anpassung der Endlagen eines konkreten Roboters ohne die Endlagen aller Roboter dieses Typs zu verändern) aber gleichzeitig auch ermöglicht neue Funktionen festzulegen. So können Module einer komplexen Fertigungsanlage eigene Abläufe mitbringen oder auch Funktionen, die bezogen auf die Gesamtanlage formuliert wurden, angesprochen werden.

Für die gesamtheitliche Betrachtung einer Fertigungsstraße ist es essentiell auch Roboter in die Funktionsplanung einzubeziehen. Die Integration von Roboterfunktionen mit SPS-Funktionalität erlaubt es die Fertigungsstraße als EIN modulares System zu betrachten und deren Funktion ohne Systembruch festzulegen. Die Ablaufspezifikation von VINCENT [14] wurde mit der Unterstützung von Referenzpunkten und Bahnbefehlen erweitert. Dafür werden interaktive Steuerelemente angeboten, mit denen der Tool-Center-Point (TCP) des virtuellen Roboters mithilfe der inversen Kinematik auf eine gewünschte Pose gebracht werden kann (Abbildung 2). Des Weiteren können Oberflächenpunkte eines Bauteils mit vordefinierten Orientierungen als Zielposition angefahren werden. Durch das Anfahren eines Zielpunktes per 1-Mausklick entsteht automatisch ein entsprechender Bahnbefehl, der manuell weiter parametrisiert werden kann.

Mit VINCENT können sowohl SPS-gesteuerte als auch Roboterbewegungen parametrisch gestaltet werden (z.B. variable Zielposition). In der Planungsphase können sowohl Prozesse, die später auf der SPS-Steuerung implementiert werden als auch Roboterprogramme auf dieselben Parameter sowohl lesend als auch schreibend zugreifen. Bei der Übergabe der Funktionen an den Controller (Erzeugung Steuerungscode) stellt VINCENT sicher, dass diese Variablen konsistent zwischen SPS und Roboter via Feldbus abgeglichen werden. Voraussetzung für den Übergang von der virtuellen Ablaufplanung auf die reale SPS bzw. den Roboter ist die weitgehende

Offline-Verifikation der Maschinenfunktion am virtuellen Modell. Der Export der SPS- und Roboterprogramme ist anschließend direkt aus VINCENT möglich.

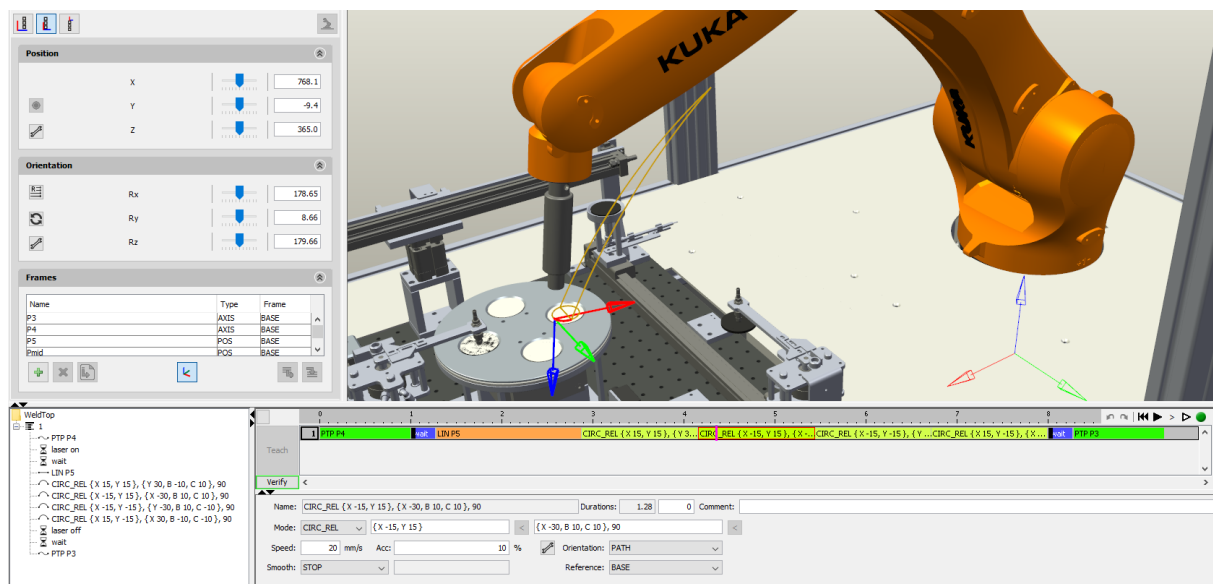


Abbildung 2: Ablaufplanung für Roboter mit Bahnbefehlen und Referenz-Frames

3. Prozesssicherheit durch Anbindung und Ableitung von Simulationsmodellen

3.1 Bewegungssimulation für Handling-Systeme

Der Simulationskern von VINCENT wurde um eine virtuelle Robotersteuerung erweitert, deren Kernfunktionalität ein generisches Bahnplanungsmodul für simulierte Roboter beinhaltet. Die Bahnplanung ist roboterunabhängig und roboterunspezifisch und auf allgemein gängige Befehle begrenzt (PTP, LIN, CIRC), wobei die Eingabe des Benutzers sofort simuliert und die Ergebnistrajektorie im 3D Fenster dargestellt wird [15]. Ähnlich der „advanced run“-Funktionalität in Robotersteuerungen (KUKA: \$ADVANCE) werden zusammengehörige Verfahrensbefehle (z.B. bei Überschleifen) gemeinsam analysiert und in einen Zwischenspeicher übertragen um während der eigentlichen Bewegung keine unnötigen Pausen für die Bahnplanung zu provozieren. Zusammen mit den schon verfügbaren Modulen zur Simulation von linearen und rotatorischen Antrieben entsteht eine umfangreiche Simulationsplattform für Bewegungssysteme.

3.2 Verfahrenstechnische Prozesssimulation

Typische Herangehensweise bei der simulationsbasierten Steuerungsinbetriebnahme ist die Formulierung der logisch-physikalischen Effekte des Anlagenverhaltens als „virtuelle Anlage“ in Form von algebraischen oder Differentialgleichungen (typische Tools: MATLAB/Simulink, Dymola, WinMOD, ISG Virtuos, Simit) sowie die Implementierung der Steuerungslogik als Steuerungscode und die Ankopplung der echten Steuerung an das Modell via Feldbus (z.B. PROFINET, EtherCAT). In der Interaktion von Modell und Controller entsteht ein virtuelles Abbild des Anlagenverhaltens (digitaler Zwilling). Die Erstellung der Modelle für die Prozesssimulation ist nach wie vor Kernherausforderung bei der Etablierung eines digitalen Zwillings von Prozessanlagen.

Verschiedene Publikationen zeigen den direkten Weg von Prozessauslegung in Form des R&I-Diagrammes zu entsprechenden Simulationsmodellen [16–18]. Andere Forschungsarbeiten setzen auf einen deskriptiven Ansatz unter Nutzung einfacher Modellfunktionen für die Simulation [19]. Beide Ansätze definieren gewisse Vorbedingungen für das Engineering (z.B. Einsatz gewisser Entwurfssysteme, vorbereitete Modulbibliothek verfahrenstechnischer Apparate) und sind daher nicht universell anwendbar. Wir favorisieren bei der Verbindung von komplexen Bewegungs- und Prozesssimulationen in VINCENT den Einsatz von Functional Mockup Units (FMU), die via Functional Mockup Interface (FMI) angebunden sind [20]. Die breite Unterstützung von FMI in den entsprechenden freien und kommerziellen Simulationstools (z.B. Dymola, OpenModelica, Simplorer, Matlab/Simulink, ...) erlaubt es einem Anwender jedoch das Werkzeug seiner Wahl zu benutzen um das Simulationsmodell für die Prozesssimulation zu erstellen [21].

FMUs bestehen aus einer Modell-Variablen-Beschreibung in Form einer XML-Datei und den zu lösenden Gleichungen mit oder ohne Solver (CoSimulation bzw. ModelExchange) in Form einer oder mehrerer Dynamic Link Libraries (DLLs). Beides ist in einem zip-Archiv vereinigt und kann dabei schon sehr gut im entsprechenden R&I-Entwurfssystem (z.B. Aucotec Engineering Base) abgelegt und verwaltet werden.

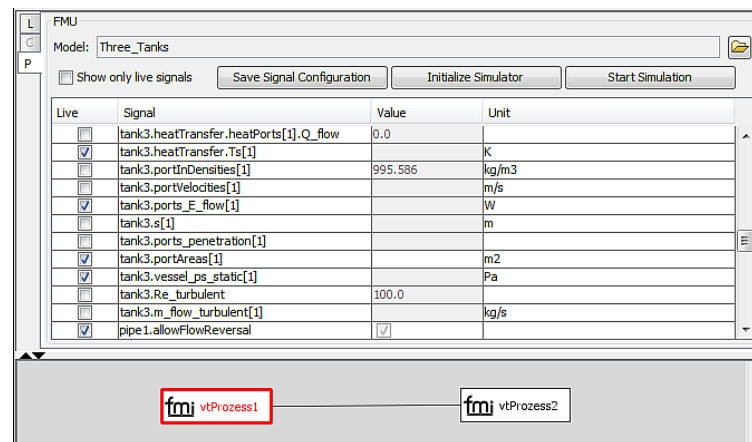


Abbildung 3: In VINCENT importierte FMU zur Fluidik-Simulation

Für die eigentliche Nutzung in VINCENT setzen wir auf die in FMI standardisierten Methoden zum Model Exchange. Dafür wird die Bibliothek FMI++ [22] mit den entsprechenden Solvern der Sundials-Bibliothek eingesetzt. VINCENT kann dabei mehrere FMUs einbetten und gemeinsam simulieren. Da VINCENT ein ereignisorientiertes Planungssystem ohne hohe Echtzeitforderungen ist, wurde keine enge Kopplung unterschiedlicher FMUs und die gemeinsame Simulation dieser in einem gemeinsamen Gleichungssystem angestrebt, sondern eine lose Kopplung der FMUs über SharedMemory implementiert.

Grundlage für die Interaktion unterschiedlicher FMUs und VINCENT ist Echtzeitschnittstelle RTI/RESI des Fraunhofer IFF [7], [8], [23], [24]. Für jede FMU wird auf RESI der entsprechende Signalbereich angelegt über den das Modul mit anderen Softwarekomponenten Simulationsdaten austauscht. FMUs können so unabhängig voneinander auf unterschiedlichen Prozessorkernen berechnet werden. Dadurch ist es weiterhin möglich modular zu arbeiten: Ausgänge und Eingänge von FMUs können ähnlich wie das auch in der verfahrenstechnischen Anlage durch z.B. Rohre geschieht, einander zugewiesen werden. Die Möglichkeit FMUs aus unterschiedlichen Simulationssystemen schnell und einfach zusammenzufügen, erleichtert darüber hinaus die Modellierung von Großanlagen: Hier kann für jede Domäne das leistungsfähigste Simulationstool eingesetzt werden. Der Bedarf, ein großes monolithisches Anlagenmodell zu erstellen, entfällt.

4. Normenkonforme elektrische Verschaltungen und Erzeugung des Schaltplanes

4.1 Auswahl passender Schaltgeräte

Der vorliegende Beitrag adressierte bisher nur die Funktionen einer Fertigungsanlage. Für die Durchführung einer Funktion (z.B. Bewegen einer Achse) sind neben dem eigentlichen Aktor und den dafür im Feld angebauten mechanischen Komponenten noch eine ganze Reihe von elektrischen Schaltgeräten notwendig, die zum großen Teil im Schaltschrank platziert werden. Die Auswahl passender Schaltgeräte sowie die korrekte Verschaltungsplanung sowie deren Dokumentation im Schaltplan ist die Kernaufgabe eines Elektrokonstruktors. Für Elektroplaner besteht weiterhin die Herausforderung die Schaltanlage hinsichtlich der sich ständig ändernden Normenlage zu verifizieren. Bei diesen Arbeiten kann der digitale Zwilling wichtige Informationen zur Verfügung stellen, die eine Unterstützung und weitreichende Automatisierung der Aufgaben ermöglichen.

Nachfolgend wird beschrieben, wie Elektroplaner softwareunterstützt abgesichert agieren können. Im vorliegenden Beitrag wurde der Schwerpunkt auf Normen gelegt, die für Handlingsysteme im nicht explosionsgeschützten Bereich relevant sind. Damit liegt der Primärfokus auf EN60204-1 und EN61439-1.

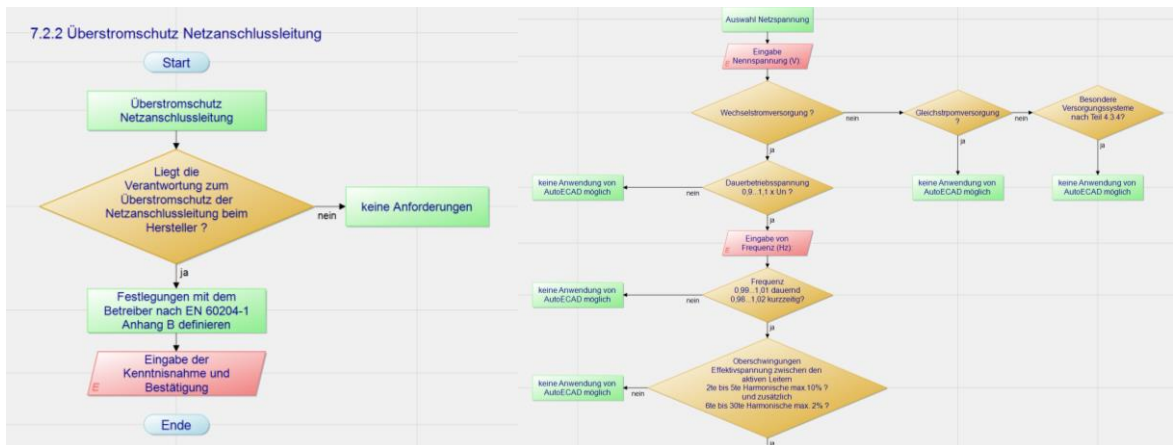


Abbildung 4: Beispiel-Workflows nach EN60204-1 7.2.2 „Überstromschutz Netzanschlussleitung“ und 4.3.2 „Elektrische Versorgung“. Identifikation von automatisch behandelbaren Situationen "AutoECAD".

Die Forderungen der genannten Normen lassen sich allesamt als Ablaufpläne formulieren, wobei sich die vier in Abbildung 4 dargestellten Typen von Aktionen identifizieren lassen

- Abfragen hinsichtlich Rand- und Einsatzbedingungen an den Nutzer des Systems
- Entscheidungen auf der Basis der Nutzerabfragen (z.B. ja/nein)
- Konkrete und eindeutig formulierte Forderungen an gewisse Schaltgeräte (z.B. Einspeisung min. 100A)
- Weiterhin durchzuführende Aufgaben mit entsprechendem Verweis auf Sekundärliteratur

Das Ergebnis der Evaluation zeigt, dass sich die Mehrzahl der Forderungen der genannten Normen nicht so fassen lassen, dass diese vollständig automatisiert verarbeitet werden könnten. Wichtig ist jedoch, dass sich ein breites Spektrum an Situationen identifizieren lassen konnte, innerhalb deren man voll- oder halbautomatisch Forderungen an die Elektrokonstruktion ableiten kann und diese Forderung sowohl bei der Geräteauswahl als auch bei deren Verschaltung einfließen lassen kann. Weiterhin lässt sich durch die Normenanalyse eindeutig identifizieren ob die automatische Schaltplanerzeugung mit den zur Verfügung stehenden Mitteln zulässig ist.

4.2 Automatische Schaltplanerzeugung auf der Basis von Schaltkonzepten

Grundlegend für eine Elektroplanung ist die Festlegung von Schaltkonzepten. Schaltkonzepte beschreiben, mit welchen Typen von Komponenten man arbeitet und wie diese im Normalfall in das Elektroprojekt eingebunden werden sollten. Zur Illustration verschiedener Schaltkonzepte geht dieser Beitrag im Folgenden näher auf die Frage ein, wie Endlagenschalter einer pneumatisch angetriebenen Achse an die Anlagensteuerung elektrisch angebunden werden können. Hierbei lassen sich exemplarisch folgende grundlegend verschiedene Konzepte erkennen:

- Mit einer EA-Baugruppe der SPS verbunden
 - Über Stecker (z.B. Harting Han®) im Feld
 - Über Klemmleiste im Schaltschrank
 - Direkt (untypisch)
- Auf eine Baugruppe der dezentralen Peripherie aufgelegt und über Feldbus mit der SPS verbunden
 - EA-Baugruppe im Feld (z.B. Siemens ET200AL, Festo CPX)
 - EA-Baugruppe im Schaltschrank (z.B. Siemens ET200S, Beckhoff EK1100+EL1008)
 - Über Klemmleiste aufgelegt
 - Direkt aufgelegt
 - Mit Stecker-Verbindung
- Sonstige Verschaltung (z.B. Bündelung über Weidmüller Sensor-Aktor-Interface SAI-Boxen)

Eine Analyse verschiedene Herangehens- und Denkweisen sowie der typischerweise von Auftraggebern vorgegebenen Forderungen an die Elektroplanung (z.B. Auswahl gewisser Schaltgeräte-Hersteller) offenbarte zwei grundsätzliche brauchbare Herangehensweisen an die Spezifikation von Schaltkonzepten:

1. Definition von konkreten Verschaltungen weitgehend konkreter Schaltgeräte (Pin-Belegung und Benennung ist festgelegt) in Form von Schaltplan-Makros

- Makro enthält für einen Sensor die gesamte funktionale Kette inclusive Klemme
 - Notwendigkeit der Erzeugung einer Vielzahl von Makros für Sonderfälle
 - Begrenzte Flexibilität bei dem Layout des Schaltplanes
2. Flexible Verwaltung funktionaler Abhängigkeiten von elektrischen Komponenten und Nutzung leistungsfähiger Analyse- und Generator-Algorithmen
- Hohe Komplexität bei der Verwaltung von Beziehungswissen
 - Aufwendige Überführung des Schaltkonzeptes in den Schaltplan

Für den vorliegenden Beitrag wurde der Engineering Model Linker (EMELI) als Bestandteil von VINCENT für die Verwaltung von Beziehungswissen eingesetzt [25] wobei auf Strategie 2 (Flexible Verwaltung funktionaler Abhängigkeiten von elektrischen Komponenten und Nutzung leistungsfähiger Analyse- und Generator-Algorithmen) gesetzt wird.

Auf der Basis des aus der kinematischen Struktur der Maschine in VINCENT resultierenden Mengengerüsts von Sensoren und Aktoren werden entsprechend nötige Primär-Betriebsmittel identifiziert, angelegt und durch eine entsprechende Kennung (z.B. Betriebsmittelkennung BMK oder Kraftwerk-Kennzeichnungssystem KKS) [26] eindeutig benannt. Primär-Betriebsmittel sind für die eigentliche Maschinenfunktion zuständig, benötigen aber möglicherweise noch weitere Schaltgeräte um ihre eigentliche Funktion ausführen zu können (z.B. Eingangsbaugruppe der SPS, Spannungsversorgung). Sekundär-Betriebsmittel lassen sich mit Strategie 2 der Schaltkonzeptspezifikation vorerst nicht automatisch ableiten, daher muss dies noch manuell erfolgen. Jedes Betriebsmittel hat einen eindeutigen und hierarchischen Typ, der grundsätzlich frei konfigurierbar ist, wobei jedoch eine Typisierung analog zum eCI@ass-Standard zu empfehlen ist [27].

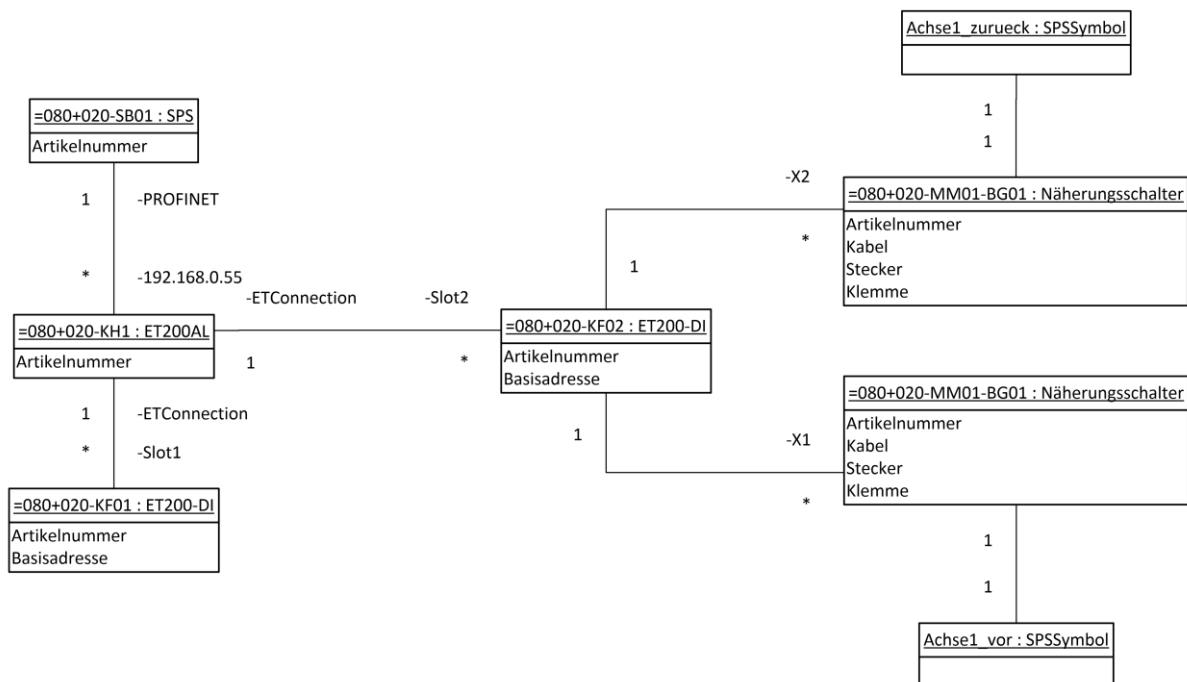


Abbildung 5: Ausschnitt eines funktionalen Beziehungsgraphen für die Erzeugung der Schaltplanseiten einer Achse mit zwei Näherungsschaltern

Für das zuvor genannte Referenzszenario „Endlagenschalter einer pneumatischen Achse“ ergibt sich das in Abbildung 5 dargestellte funktionale Netz als Grundlage für die Schaltplanerstellung. Durch die Kenntnis der Eigenschaften (z.B. Artikelnummer) und funktionalen Beziehungen zwischen den Komponenten lassen sich mit artikelbezogenen Schaltplanmakros die in Abbildung 6 dargestellten Schaltplanseiten unter Nutzung der API des ECAD-Systems vollautomatisch erzeugen. Dafür wird die Artikeldatenbank des ECAD-Systems abgefragt. Hier liegt typischerweise die Beziehung zwischen Artikelnummer und entsprechendem Schaltplansymbol oder -makro.

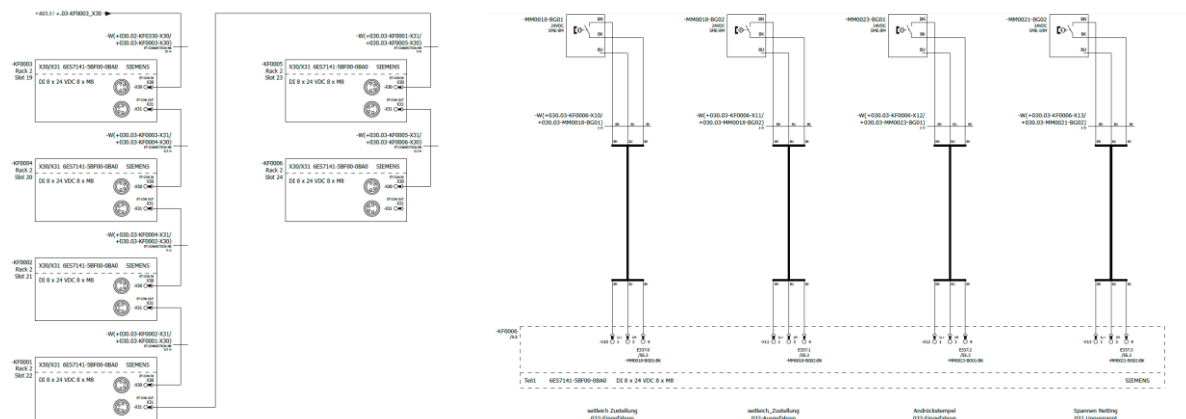


Abbildung 6: Aus funktionalem Netz erzeugte EPlan-Seiten

Für eine typische, von pneumatischen Aktoren dominierte Handling-Einheit lassen sich damit, ohne weiteres Vorwissen (außer Artikeldatenbank mit Makros und funktionale Beziehungen), mit einem Mausklick 30% -50% aller Schaltplanseiten erzeugen wobei wegen schlechter Automatisierbarkeit durch Makros über 70% der manuellen Arbeit bisher in diese Teile fließen musste.

5. Zusammenfassung

Flexible Fertigungsstraßen sind eine Verkettung von Roboter-Zellen mit Bearbeitungsmaschinen und Handlingsystemen. VINCENT baut eine Brücke, die unter Aufbau eines digitalen Zwillings die komplette Entwicklungskette vom frühen Systems Engineering [28] über die Konkretisierung und Detailentwicklung bis hin zur Inbetriebnahme überspannt und erlaubt agile Entwicklungsmethoden konsequent in den verschiedenen Entwicklungsphasen zu etablieren. Mit VINCENT werden die software- und hardwaretechnischen Gräben zwischen komplexen SPS-gesteuerten Handlingsystemen und Robotern begradigt ohne tiefgreifende Veränderungen der Komponenten zu fordern. In VINCENT können neben den eigenen leistungsfähigen Bewegungssimulationen verschiedenste externe Simulationen via FMI angebunden und so schon bei der Ablaufplanung einbezogen werden. Schließlich können durch die Verwaltung von funktionalen Zusammenhängen zwischen den Maschinenkomponenten Schaltplanseiten automatisiert und normenkonform abgeleitet werden.

6. Fördervermerk

Zu Grunde liegende Arbeiten wurden im Rahmen der FuE-Richtlinien (FuE-Projekt ISIFLEX, Zuwendungsbescheid-Nr. 1504/00014, FuE-Projekt autoECAD, Zuwendungsbescheid-Nr. 1504/00011, FuE-Projekt ErSiAn, Zuwendungsbescheid-Nr. 1504/00016) vom Ministerium für Wirtschaft, Wissenschaft und Digitalisierung des Landes und dem Europäischen Fond für regionale Entwicklung (EFRE) gefördert und von der Investitionsbank Sachsen-Anhalt betreut. Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt beim Autor.



Literaturverzeichnis

- [1] VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE (VDI): VDI-Richtlinie 2206, Entwicklungsmethodik für mechatronische Systeme, Beuth-Verlag Berlin (2004)
- [2] ISERMANN, ROLF: *Mechatronische Systeme: Grundlagen ; mit 103 Tabellen.* 2., vollst. neu bearb. Aufl. Aufl. Berlin : Springer, 2008 — ISBN 978-3-540-32336-5
- [3] PRIESTERJAHN, CLAUDIA ; HOLTSMANN, JÖRG ; MEYER, MATTHIAS: Smarte Entwicklung fuer smarte Systeme: Softwareentwicklung im Kontext des Gesamtsystems. In: *Tagungsband Embedded Software Engineering Kongress 2014*, 2014, S. 619–627
- [4] HANSER, ECKHART: *Agile Prozesse: von XP über Scrum bis MAP*, eXamen.press. Berlin : Springer, 2010 — ISBN 978-3-642-12312-2
- [5] SCHREIBER, W. ; ZIMMERMANN, P. (Hrsg.): *Virtuelle Techniken im industriellen Umfeld.* Berlin, Heidelberg : Springer Berlin Heidelberg, 2011 — ISBN 978-3-642-20635-1
- [6] MEYER, TORBEN ; STRAßBURGER, STEFFEN: Integrierte virtuelle Inbetriebnahme. In: *wt Werkstattstechnik online* Bd. 103 (2013), Nr. 3, S. 177–183
- [7] BÖHME, T. ; KENNEL, M. ; SCHUMANN, M. ; WINGE, A.: Automatisierte Erstellung domänenübergreifender Modelle und echtzeitfähige Kopplung von Simulation, Visualisierung und realen Steuerungen. In: *8. Paderborner Workshop Augmented & Virtual Reality in der Produktentstehung, HNI-Verlagsschriftenreihe.* Bd. 252. Paderborn : W. V. Westfalia Druck GmbH, 2009 — ISBN 978-3-939350-71-2, S. 155–170
- [8] MATTHIAS KENNEL ; TORSTEN BÖHME: Anbindung Simulationssysteme an Echtzeit VR-System. In: *Angewandte Virtuelle Techniken im Produktentstehungsprozess: AVILUSplus.* 1. Aufl. 2016. Aufl. Berlin s.l : Springer Berlin, 2016 — ISBN 978-3-662-49316-8, S. 128–138
- [9] *Siemens PLM Software - PLM - Vom 3D-Modell zum Digitalen Zwilling - PLM IT Business ONLINE.* URL <http://www.plm-it-business.de/plm/siemens-plm-software---plm---vom-3d-modell-zum-digitalen-zwilling.htm>. - abgerufen am 2017-02-10
- [10] KENNEL, MATTHIAS ; BAYRHAMMER, ERIC ; JUHÁSZ, TAMÁS: Effiziente Entwicklung und Inbetriebnahme von komplexen Sondermaschinen - Durchgängige funktionale Ablaufspezifikation und anwendungsübergreifende Konsistenzsicherung. In: *15. Forschungskolloquium am Fraunhofer IFF.* Magdeburg, 2013 — ISBN / ISSN 2191-8783
- [11] EISENTRÄGER, MARLENE: Erzeugung einer Entwicklungsmethodik auf Basis des Virtual-Engineering-Ansatzes des Sondermaschinenbaus am Fraunhofer IFF (Masterarbeit) (2016)
- [12] SCHMUCKER, ULRICH: Steuerungsentwicklung: Programmierst Du noch oder teachst du schon? In: *SPS-MAGAZIN, Sonderausgabe Hannover Messe 2014* (2014)
- [13] BAYRHAMMER, ERIC ; KENNEL, MATTHIAS ; SCHMUCKER, ULRICH ; TSCHAKAROW, ROKKO ; PARLITZ, CHRISTOPHER: Viro-Con: Efficient Deployment of Modular Robots. In: ITG ; VDMA ; IFR ; DGR (Hrsg.): *Proceedings for the joint conference of ISR 2010 (41st International Symposium on Robotics) and ROBOTIK 2010 (6th German Conference on Robotics).* München : VDE Verlag GmbH, 2010 — ISBN 978-3-8007-3273-9, S. 759–764
- [14] BÖHME, TORSTEN: Steuerungsprogrammierung durch Vorführen an virtuellen Modellen. In: *17. IFF-Wissenschaftstage 2014, Digitales Engineering zum Planen, Testen und Betreiben technischer Systeme.* Magdeburg, 2014 — ISBN 2196-7598, S. 25–30
- [15] JUHASZ, TAMAS ; KENNEL, MATTHIAS ; BAYRHAMMER, ERIC: INTEGRIERTE PLANUNG UND VIRTUELLE INBETRIEBNAHME VON KOMPLEXEN FERTIGUNGSSTRASSEN MIT ROBOTERZELLEN. In: *20. IFF-Wissenschaftstage 2017 Digitales Engineering und virtuelle Techniken zum Planen, Testen und Betreiben technischer Systeme.* Magdeburg, 2017
- [16] BARTH, MIKE ; WEBER, PETER ; FAY, ALEXANDER ; GREIFENEDER, JÜRGEN: Semiautomatisch generierte Element - und Prozesssimulationsmodelle für PLS - Tests. In: *Proceedings of the Automation 2009.* Baden-Baden, 2009 — ISBN 978-3-18-092067-2, S. 5–8
- [17] BEEZ, SEBASTIAN ; FAY, ALEXANDER ; THORNHILL, NINA: Automatic generation of bond graph models of process plants. In: *Emerging Technologies and Factory Automation, 2008. ETFA 2008. IEEE International Conference on : IEEE*, 2008, S. 1294–1301
- [18] MIKE BARTH ; JÜRGEN GREIFENEDER ; PETER WEBER ; ALEXANDER FAY: Simulationsbasierte Steuerungsfunktionstests - Generierung von Anlagenmodellen aus CAE-Planungsdaten. In: *atp-edition* Bd. 5/2012 (2012)
- [19] JAHN, KARSTEN ; KENNEL, MATTHIAS ; FRANKE, MARCO: SMARTDIGITAL - ABLAUFPLANUNG FÜR KOMPLEXE PROZESSANLAGEN. In: *20. IFF-Wissenschaftstage 2017 Digitales Engineering und virtuelle Techniken zum Planen, Testen und Betreiben technischer Systeme.* Magdeburg, 2017

- [20] POHLMANN, UWE ; WAGNER, ROBERT: Einsatz des FMI/FMU-Standards zur frühzeitigen Simulation von Software-und Hardwaremodellen komplexer mechatronischer Systeme (2012)
- [21] MODELICA ASSOCIATION: *Tools / Functional Mock-up Interface*. URL <http://fmi-standard.org/tools/>. - abgerufen am 2017-07-25
- [22] WIDL, EDMUND ; MÜLLER, WOLFGANG ; ELSHEIKH, ATIYAH ; HÖRTENHUBER, MATTHIAS ; PALENSKY, PETER: The FMI++ library: A high-level utility package for FMI for model exchange. In: *Modeling and Simulation of Cyber-Physical Energy Systems (MSCPES), 2013 Workshop on* : IEEE, 2013, S. 1–6
- [23] JUHASZ, TAMAS ; DZHANTIMIROV, SERGIY ; KIEKBUSCH, LISA ; BERNIS, KARSTEN ; SCHMUCKER, ULRICH: Verteilte Echtzeitsimulation einer automatischen Planungsmethode. In: *14. IFF-Wissenschaftstage 2011 Digitales Engineering und virtuelle Techniken zum Planen, Testen und Betreiben technischer Systeme*. Magdeburg, 2011 — ISBN 978-3-8396-0281-2
- [24] NIELEBOCK, SEBASTIAN: Mechanismen zur Kopplung zeitdiskreter Simulation mit virtueller Realität (Bachelor-Thesis), 2012
- [25] BAYRHAMMER, ERIC ; MÖSER, SEBASTIAN ; KENNEL, MATTHIAS ; SCHMUCKER, ULRICH: Durchgängige Produktentwicklung im Sondermaschinenbau für kleine und mittlere Unternehmen. In: *11. Magdeburger Maschinenbau-Tage*. Magdeburg, 2013 — ISBN 978-3-940961-90-7
- [26] KÖGL, THOMAS: *Projektmanagement - Schlüsselsysteme*. URL <http://www.hs-augsburg.de/pm-bau/Daten/2004%20FHA%20PM%203%20tools/540SchlSys.pdf>. - abgerufen am 2017-07-25
- [27] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG: DIN SPEC 91345:2016-04, Referenzarchitekturmodell Industrie 4.0 (RAMI4.0), Beuth-Verlag Berlin (2016)
- [28] THALLER, GEORG ERWIN: *Systems Engineering: High-Tech-Systeme entwickeln und bauen*. Hannover : Heise, 1996 — ISBN 978-3-88229-069-1

Wirkkettenmodellierung für verteilte und mechatronische Entwicklungsprozesse

Wi.-Ing. M.Sc. Ferdinand Endraß ¹⁾, Dipl.-Ing. Jakob Schmidt-Colinet ²⁾

¹⁾ Prozesswerk GmbH, Unterföhring, Deutschland, endrass@prozesswerk.eu, +49 (0) 172 34 68 084

²⁾ Prozesswerk GmbH, Unterföhring, Deutschland, schmidt-colinet@prozesswerk.eu, +49 (0) 152 339 80 679

Zusammenfassung

Um den übergreifenden Herausforderungen an die Modellierung mechatronischer Systeme gerecht zu werden, wurde 2009 die Methode der Wirkkettenmodellierung/-analyse entwickelt, die bereits seit mehreren Jahren in der Praxis erfolgreich Anwendung findet (1)(2). Die Wirkkettenmodellierung wird im Folgenden detailliert vorgestellt und ein Einblick in die Modellierung mit dem Software-Tool Mechatronik Impact Analyzer (MIA) gegeben.

Das einleitende Kapitel geht hierzu auf die gestellte Problematik und den daraus resultierenden Anforderungen an die Modellierungsmethode ein. Im zweiten Kapitel wird die Wirkkettenmodellierung in Bezug auf den methodischen Ansatz, den Entstehungsablauf und auf den Nutzen dargestellt. Im folgenden Kapitel wird ein vertiefter Einblick in die Methodik anhand von praxisnahen Beispielen gegeben. Das letzte Kapitel fasst die gewonnenen Erkenntnisse zusammen.

Schlüsselwörter: Produktentwicklung, Mechatronik, Modellierung, Vernetzung

1. Problemstellung

Erfolgsentscheidend bei der Entwicklung mechatronischer Systeme ist das effiziente Zusammenspiel der Disziplinen Mechanik, Elektronik und Software. Diese in vielerlei Hinsicht unterschiedlichen Disziplinen müssen innerhalb eines oft verteilten Netzwerks ein komplexes Produkt entwickeln. Dabei steigen die Anforderungen an Entwickler sowohl fachlich wie organisatorisch kontinuierlich. Zum einen erhöhen regulatorische Anforderungen den Aufwand bei Planung, Dokumentation und Test, zudem nehmen Innovationsgeschwindigkeit und Wettbewerb durch den Markt stetig zu (3).

Zum anderen steigt die Komplexität mechatronischer Systeme seit Jahren an, was sich in einer wachsenden Funktionsrealisierung durch Software widerspiegelt. Im Zuge der voranschreitenden Industrie 4.0 unterliegen Unternehmen und ihre Produkte zunehmend einer intensivierten Digitalisierung und Vernetzung von Funktionen und Diensten auch über den unternehmenseigenen Produktrahmen hinaus. Gleichmaßen steigen die Anforderungen zur Einhaltung von Standards und Normen wie z.B. in der Automobilindustrie die Einhaltung von Standards für funktionale Sicherheitsanforderungen sowie standardisierte Softwareentwicklungsprozesse (7)(8)(9).

Die momentan etablierten Methoden und Vorgehensweisen in der Entwicklung mechatronischer Systeme gliedern sich in zwei unterschiedliche Ansätze; der Umsetzung von disziplinübergreifenden und somit generischen Prozessen sowie der operativen Untersetzung der Entwicklungsarbeit durch fachspezifische Methoden und Tools. Eine in der gesamten Automobilindustrie anerkannte Vorgehensweise ist bspw. das V-Modell mit seinen drei Detaillierungsebenen (s. Abbildung 1). Es findet in Form von unternehmensspezifisch angepassten Produkt-Entwicklungs-Prozessen (PEP) Anwendung. Im linken Ast des Entwicklungsmodells werden Anforderungen und Spezifikationen definiert, welche im fortschreitenden Entwicklungsverlauf zunehmend detaillierter beschrieben werden. Im rechten Ast des Modells werden Integrations- und Testtätigkeiten durchgeführt, die schließlich in Abnahmetests auf oberster Systemebene enden (13). In der Praxis wird dieses Modell in mehreren Zyklen durchlaufen und kann auf unterschiedliche Skalierungsebenen angewendet werden. Disziplinspezifische Anforderungen und Ansätze werden lediglich aus prozessualer Sichtweise, nur stark eingeschränkt aus technischer Sicht betrachtet. Zudem wird der Umgang mit Änderungen bei Anpassung der Anforderungen auf der Systemebene kritisch gesehen. In diesem Fall kann es erforderlich sein, den gesamten Prozess des V-Modells erneut zu durchlaufen.

Eine nachhaltige Verbesserung würde eine Methodik bieten, welche die Qualität der erhobenen Anforderungen bereits in der frühen Phase der Entwicklung weitreichend erfasst, möglichst klar und allgemein verständlich

formuliert, für nachgelagerte Prozesse zur flexiblen Detaillierung bereitstellt und diese auch sichert. Somit würden kosten- und zeitintensive Iterationen vermieden werden.

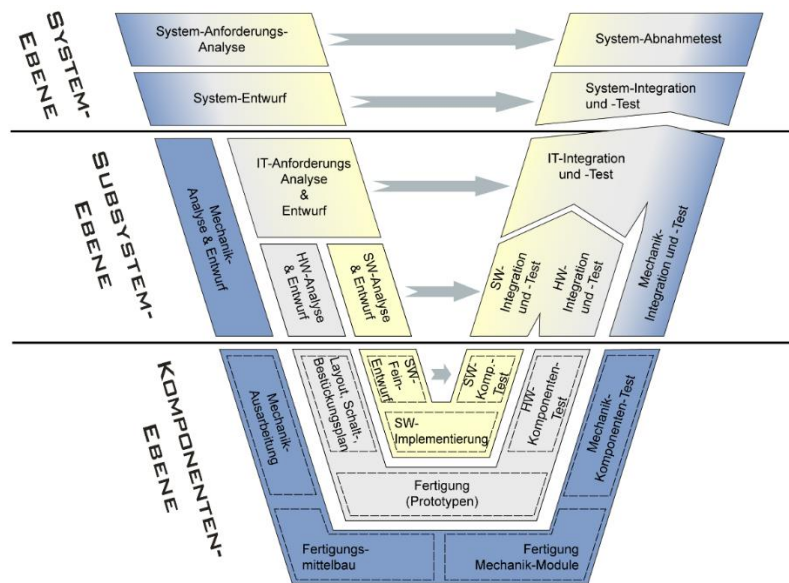


Abbildung 1: V-Modell mit den drei Gliederungsebenen nach VDI2206 (12)

Neben den klassischen prozessorientierten Vorgehensweisen haben die unterschiedlichen Disziplinen und Fachrichtungen in der Entwicklung eigenständige und somit hoch spezialisierte Methoden entwickelt. In der Softwareentwicklung gelten Agile und Scrum als verbreitete Ansätze, um Abläufe und Entwicklungsaufgaben dynamisch zu strukturieren (11). Diese Methode wird bereits in zahlreichen Modellderivaten auf weitere Anforderungen angepasst, um beispielsweise der Teamskalierung nachzukommen (10) oder die Anwendung in anderen Domänen wie der Hardwareentwicklung (für Elektronik und Mechanik) umzusetzen.

Im Bereich der Hardwareentwicklung für Elektronik und Mechanik ist im Verlauf der vergangenen Jahrzehnte ebenfalls eine vielfältige Methoden- und Toollandschaft gewachsen. All dies verursacht eine große Anzahl an Schnittstellen innerhalb zunehmend komplexer werdender Strukturen. Hierdurch geht ein systemübergreifendes Verständnis für das Gesamtprodukt häufig verloren. Der Austausch über Schnittstellen hinweg gestaltet sich zunehmend schwierig und zeitraubend.

Die Entwicklung der eigentlichen Systemfunktionen und -modelle erfolgt meist domänenspezifisch unter Verwendung geeigneter Werkzeuge wie für Software z. B. mittels MATLAB, Enterprise Architect und anderweitigen Entwicklungstools. Diese Werkzeuge sind jedoch einerseits nicht für jeden Systementwickler gleichermaßen einfach nutzbar, oder sie fordern während der Modellierung bereits viele Informationen ab, die beispielsweise in einer frühen Systementwicklungsphase noch nicht vorliegen. Durch diese Domänenspezifika werden systemorientierte Modellierungsansätze negativ beeinflusst, da z.B. entweder das Werkzeug ein Mindestmaß an Anwendungskompetenz einfordert, oder das erforderliche Detailwissen zum System noch nicht vorliegt.

Zusammenfassend resultieren verschiedenartige nicht-technische Anforderungen an eine Modellierungsmethode, wenn sie eine effektive Lösung für alle Disziplinen darstellen soll. (s. Abbildung 2).

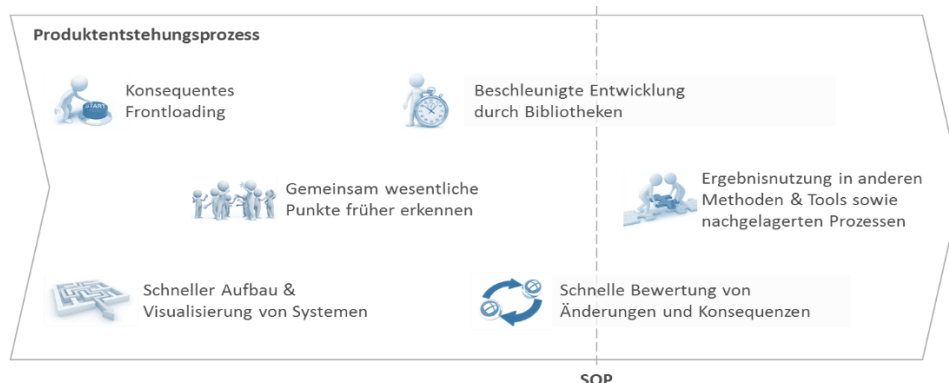


Abbildung 2: Übergreifende Anforderungen an Modellierungsmethoden entlang des Produktentstehungsprozesses

2. Wirkkettenmodellierung für mechatronische Systeme

Das Ziel der Wirkkettenmodellierung ist die Generierung einer „Landkarte der Mechatronik“ unter Einbeziehung von Vertretern der Produktentwicklung, Produktion, Qualitätssicherung, Service und weiterer betroffener Abteilungen und Fachbereiche. Diese Landkarte bildet das Gesamtsystem über die Wirkungen zwischen den einzelnen Elementen auf technischer wie auch auf organisatorischer Ebene ab.

Dabei soll das Gesamtsystem möglichst nicht detailspezifisch für jede Fachdisziplin dargestellt werden, vielmehr sollen jedem Nutzer des Modells die für seine Tätigkeit relevanten Informationen zur Verfügung stehen.

Mittels des Mechatronik Impact Analyzers, eines für die Erstellung von Wirkketten entwickelten Software Tools, können auch große und komplexe Systeme mit überschaubarem Aufwand abgebildet werden. Unter Berücksichtigung des Modellierungszwecks wird dabei das betrachtete Gesamtsystem in Subsysteme sowie Systemelemente gegliedert, sodass innerhalb des Wirkkettenmodells einzelne Elemente mit ihren jeweiligen Abhängigkeiten detailliert dargestellt werden.

Ziel der Wirkkettenmodellierung ist es, die Wirkungen und Einflüsse auf das zu entwickelnde mechatronische Produkt unter den einzelnen Teildisziplinen (z. B. Mechanik, Elektronik, Software) transparent zu gestalten, Abhängigkeiten disziplinübergreifend zu identifizieren und somit eine gemeinsame Sprache zu etablieren. Die Methode der Wirkkettenmodellierung wurde in der Automobilindustrie, im Maschinen- und Anlagenbau sowie in der Medizintechnik erfolgreich erprobt. Als ‚Landkarte der Mechatronik‘ hilft sie Entwicklern im Produktentstehungsprozess sowohl in frühen Phasen als auch in zeitkritischen Taskforce Tätigkeiten schnell ein gemeinsames Systemverständnis herzustellen, Fehler früher zu erkennen und Änderungen fundierter bewerten und umzusetzen zu können (vgl. übergreifende Methodenanforderungen Abbildung 2).

2.1 Methodischer Ansatz

In der Wirkkettenmodellierung werden alle beitragsleistenden Elemente und Entitäten (Benutzer, Systeme, oder Teilsysteme) unabhängig von der realisierenden Domäne (Elektronik, Software, Mechanik) in der gleichen grafischen Form dargestellt (s. Abbildung 3 links). Jedes dieser Elemente erhält einen repräsentativen Bezeichner und wird im Verlauf der Entwicklung einer Verantwortlichkeit zugeordnet.

Verbindungen zwischen den Entitäten werden nach drei Arten von Wirkungen unterschieden: Gewollte und ungewollte Wirkungen sowie die sogenannten nutzerinduzierten Misuse Fälle (s. Abbildung 3 mitte). Diese Wirkungen können im weiteren Modellierungsverlauf unter Einbeziehung der realisierenden Domänen weiter detailliert werden. Als Auswahloption der Domänen sind standardmäßig die in der Abbildung aufgeführten Optionen konfiguriert, sie lässt sich jedoch an individuelle Bedarfe anpassen.

Wird eine Wirkung zwischen zwei Entitäten geschlossen erhält sie ebenfalls einen repräsentativen Bezeichner. Die Wirkung selber kann darüber hinaus in Bezug auf weitere Eigenschaften spezifiziert werden. Standardmäßig sind dies Abhängigkeiten, Zustand oder Rahmenbedingungen, sowie allgemeine Information (z.B. für Verweise auf weiterführende Dokumente (s. Abbildung 3 rechts). Einziges Sonderelement ist das Sammelement, das Wirkungen gleicher Art zusammenfassen kann, um z.B. in späteren Phasen die Übersicht verbessern zu können.



Abbildung 3: Elemente der Wirkkettenmodellierung und -analyse.

Gemeinsam mit den Verantwortlichen der betroffenen Komponenten (Entitäten) und Funktionen (Wirkungen) werden je Element Spezifikationsverweise und die Bestimmung der vorliegenden Schnittstellenqualität festgelegt,

2.3 Nutzen der Wirkkettenmodellierung

Rückmeldungen aus Praxisanwendungen belegen den Nutzen der Wirkkettenmodellierung in unterschiedlicher Hinsicht. Dies ist zum einen die gesprächsbegleitende, visuelle Anwendungsform. Vergleichbar einer Protokollführung entsteht mit dem Werkzeug des Mechatronik Impact Analyzers ein Systemmodell, das die behandelten Inhalte visuell repräsentiert und in einer digital weiterverwertbaren Form zur Verfügung stellt.

Für große und komplexe Systeme können in einer Woche Intensivworkshop für Jahre tragfähige Modelle erarbeitet werden. Gleichmaßen liefern bereits Einzeltermine in wenigen Stunden die wesentlichen Kerne bzw. Entwürfe von Systemen jeder beliebigen Komplexität. In Taskforce-Einsätzen konnten binnen Stunden die fehlerursächlichen Einflussfaktoren identifiziert werden, sodass deren Abstimmung nachhaltige Wirkung erzielte. Gleichmaßen hält sich der Pflegeaufwand der Wirkkettenmodelle im Projektverlauf verhältnismäßig in Grenzen. Je Meilenstein können die Informationen in einem großen bzw. komplexen Systemmodell leicht geprüft und aktualisiert werden. Darüber hinaus ermöglicht die Anlegung individueller Bibliotheken die beschleunigte Entwicklung der Modelle in Folgeprojekten.

Aufwandsabschätzung der Wirkkettenmodellierung

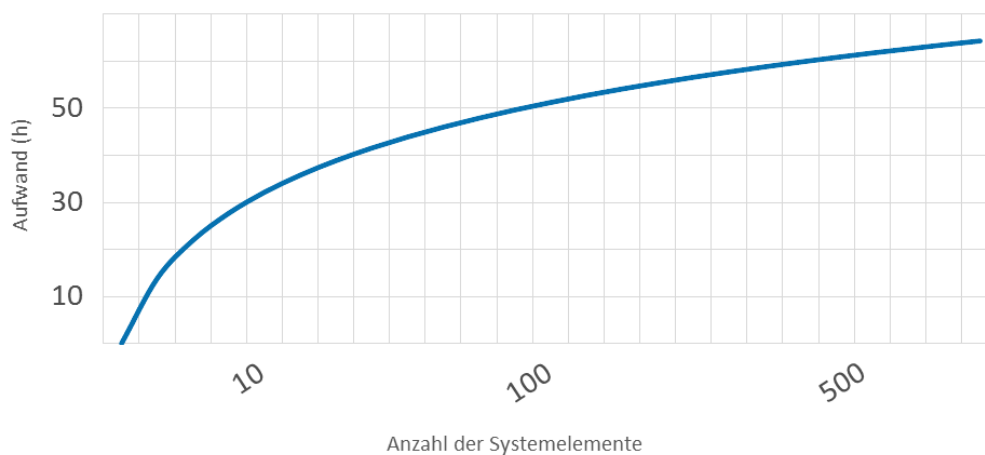


Abbildung 6: Aufwandschätzung zur Erstellung von Wirkkettenmodellen in Abhängigkeit der Systemelemente

Des Weiteren liegt der Nutzen im Kern des Ursache-Wirkungsmodells, durch das nicht nur direkte Ursachen von Problemen erkannt werden können. Die Möglichkeit der Modellierung verschachtelter Systemelemente und deren Wirkungen ermöglicht die systematische Analyse auf Grundursachen (Root Causes), deren Identifikation in der Praxis oftmals eine beachtliche Herausforderung darstellt. Bereits in wenigen Stunden Teamarbeit konnten durch die Wirkkettenanalyse repräsentative Ergebnisse erzielt werden.

Weiter besteht der Nutzen des Wirkkettenmodells in der erleichterten Zuordnung von Verantwortungen zu Systemelementen bereits in frühen Entwicklungsphasen und deren kontinuierlichen Pflegemöglichkeit.

Das Werkzeug zur Wirkkettenmodellierung beherrscht darüber hinaus die Ausleitung von in der Praxis relevanten Dokumentgrundlagen wie z.B. dem Formblatt zur Erstellung der oftmals gesetzlich geforderten FMEA (Fehlermöglichkeits- und Einflussanalyse), die durch die modellierten Wirkzusammenhänge bereits zu 50-70% der Inhalte repräsentiert. Darüber hinaus unterstützt das Wirkkettenmodell methodisch während der gesamten weiteren Bearbeitung der FMEA.

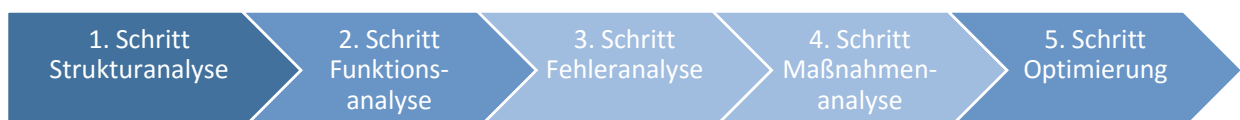


Abbildung 7: 5 Schritte zur Erstellung & Resultat aus dem aus MIA ausgeleiteten Formblatt (5)(6)

Subsummiert resultiert durch die Wirkkettenmodellierung in kurzer Zeit und in jeder beliebigen Phase des Produktlebenszyklus ein für alle Beteiligten leicht zugängliches Gesamtsystemverständnis, das in beliebiger Detailtiefe erarbeitet und während der gesamten Laufzeit genutzt werden kann.

Der Nutzen konnte in mehreren Projekten in den Branchen der Automobil- und Medizintechnik, Lichttechnik, Industrie für sowohl mechanische, elektrische/elektronische sowie Software-basierte Systeme bestätigt werden.

3. Nutznachweis anhand von Beispielen

Die Wirkkettenmodellierung wurde bereits in mehr als 100 Kundenprojekten mit unterschiedlichen Zielsetzungen angewendet. Dabei hat die Methodik ihre Wirksamkeit in unterschiedlichsten Projektkonstellationen unter Beweis gestellt und kam sowohl bei der Entwicklung von hoch komplexen Systemen, wie auch bei räumlich verteilten Entwicklungsprojekten erfolgreich zum Einsatz. Im folgenden Abschnitt werden einige Ergebnisse aus der Anwendung unter Einbeziehung des Mechatronik Impact Analyzers in Kundenprojekten skizziert.

Das Anwendungsspektrum erstreckt sich von der frühen Phase des Entwicklungsprozesses über die Unterstützung während der Konzeptumsetzung und Implementierung bis hin zur Unterstützung von Taskforce-Projekten nach erfolgtem Produktionsstart (SOP) sowie der Ausleitung und Übertragung von Ergebnissen für die Weiterverwendung in der FMEA.

3.1 Konzeptvergleich mittels Wirkkettenmodellierung

Bei der Erstellung des Systemdesigns können mit Hilfe der Wirkkette unterschiedliche Konzepte schnell und einfach erstellt und unterschiedlichste Lösungsansätze im Projektteam diskutiert und analysiert werden. Somit können Entwickler mit geringem Aufwand und in kurzer Zeit die Auswirkungen verschiedener Optionen abschätzen und damit das Optimum aus Kosten, Funktion und Qualität erreichen. Abbildung 8 zeigt die unterschiedlichen Wirkungen und Abhängigkeiten die sich aus den beiden unterschiedlichen Lösungskonzepten „elektromechanischer Stellantrieb“ und „elektrohydraulischer Stellantrieb“ ergeben.

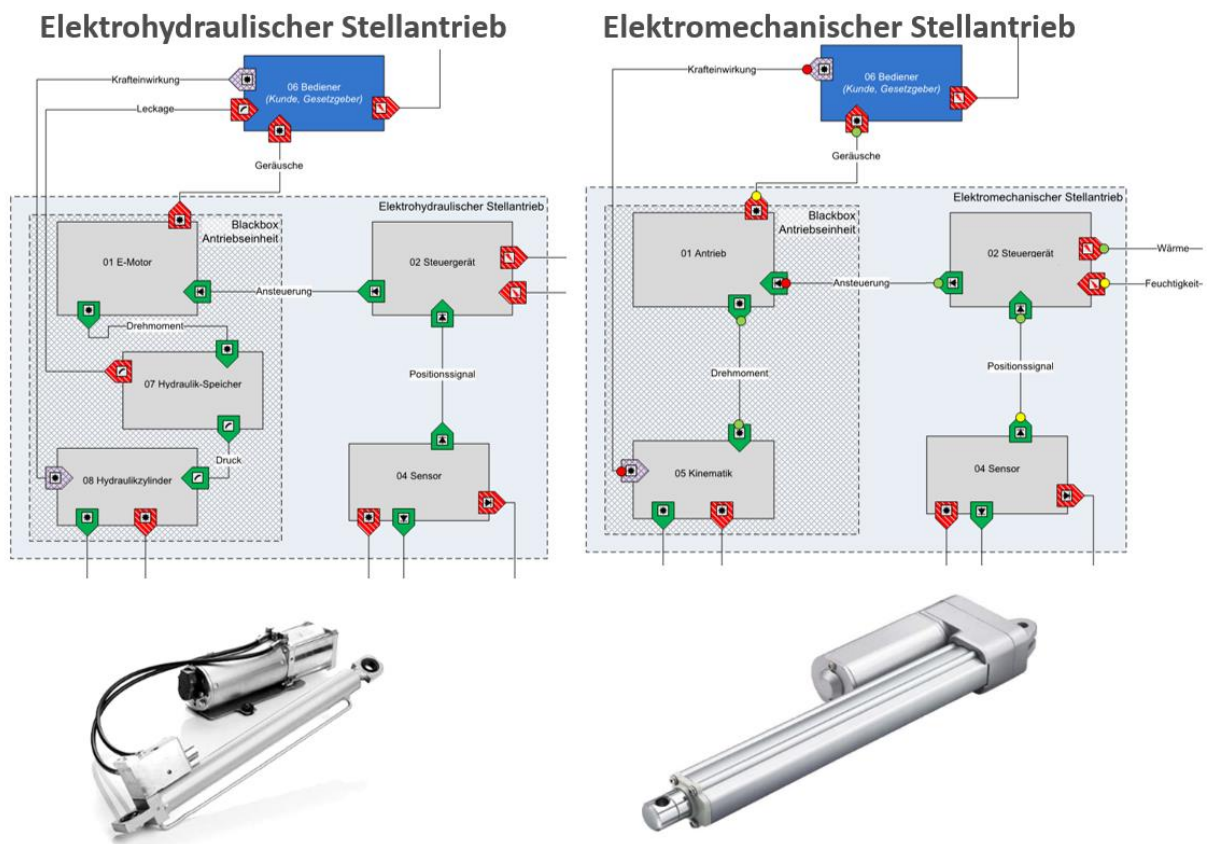


Abbildung 8: Vergleich unterschiedlicher Lösungskonzepte

3.2 Vergabe von Sub-Systemen an Entwicklungspartner

Sind das Wirkkettenmodell und die -analyse erstellt, können auch externe Partner schnell und effizient in die Systemmodellierung bzw. Entwicklung eingebunden werden. Dabei wird zwischen unterschiedlichen Anwendungsszenarien unterschieden:

- Vergabe eines Sub-Systems mit definierten Schnittstellen nach außen an externe Partner
- Integration eines bereits vorhandenen Sub-Systems in das Entwicklungsprojekt

Beispielhaft kann hier auf die Vergabe einzelner Sub-Systeme und Komponenten im Rahmen einer Sitzentwicklung an Zulieferer verwiesen werden (s. Abbildung 9). Hierbei kann dem Lieferanten des Sub-Systems ergänzend zum Lastenheft eine Liste der existierenden Wirkungen und der erforderlichen Spezifikationen aller identifizierten Schnittstellen übergeben werden. Mittels des Wirkkettenmodells können somit die Anforderungen für externe Komponenten klar und eindeutig definiert werden. Dies reduziert nicht nur den Kommunikations- und Abstimmungsaufwand, sondern trägt auch dazu bei Fehler in der Entwicklung zu minimieren.

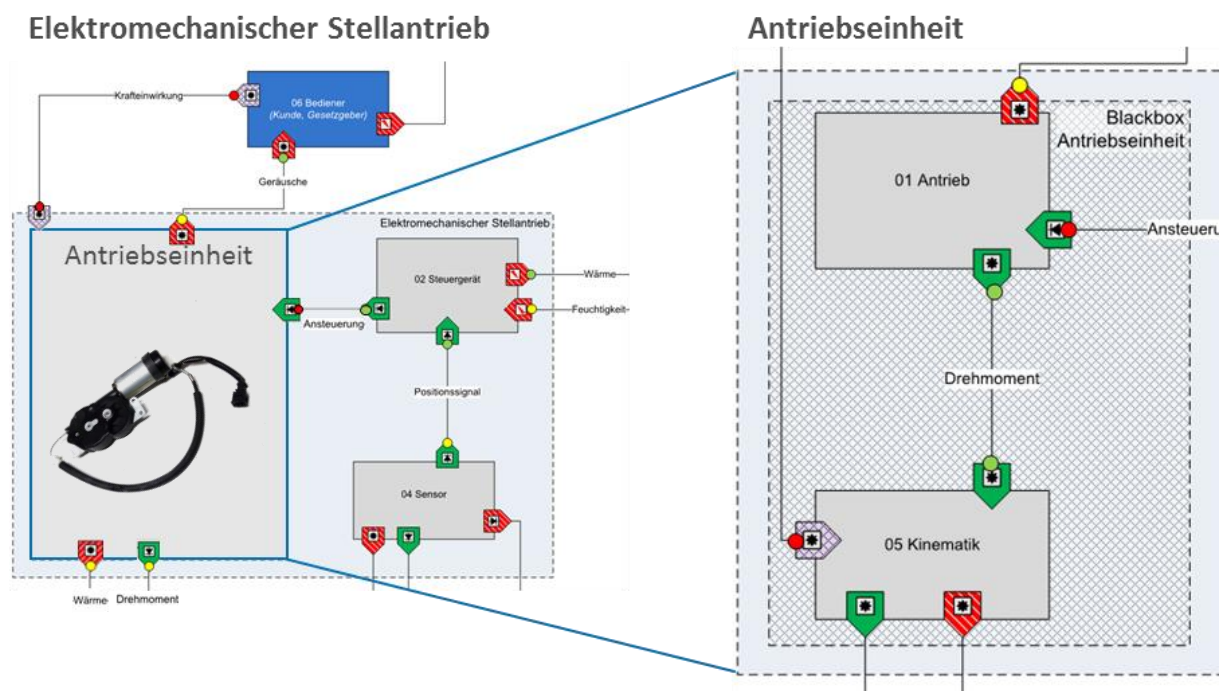


Abbildung 9: Vergabe von Sub-Systemen an Unterlieferanten

3.3 Produktaktualisierung basierend auf Bibliotheken

Wird ein bereits bestehendes Produkt im Rahmen einer Produktaktualisierung überarbeitet bzw. angepasst, kann die Wirkkettenmodellierung auf bereits vorhandene Lessons-Learned, etablierte Entwicklungsstandards sowie mögliche Modellierungsmodule in Form von Bibliotheken zurückgreifen. Diese „Carry-Over-Strategie“ erlaubt eine schnelle Erstellung des Wirkkettenmodells. Hierbei können bereits vorhandene Systemelemente aus einem früheren Wirkkettenmodell verwendet werden. Die ursprünglich definierten Schnittstellen, Spezifikation und Anforderungen werden somit je Element in das neue System übertragen, bzw. können im Verlauf der Modellierung angepasst werden. Abbildung 10 zeigt die Verwendung von Carry-Over Elementen aus einem Projekt zur Entwicklung einer elektronischen Lenkradverriegelung.

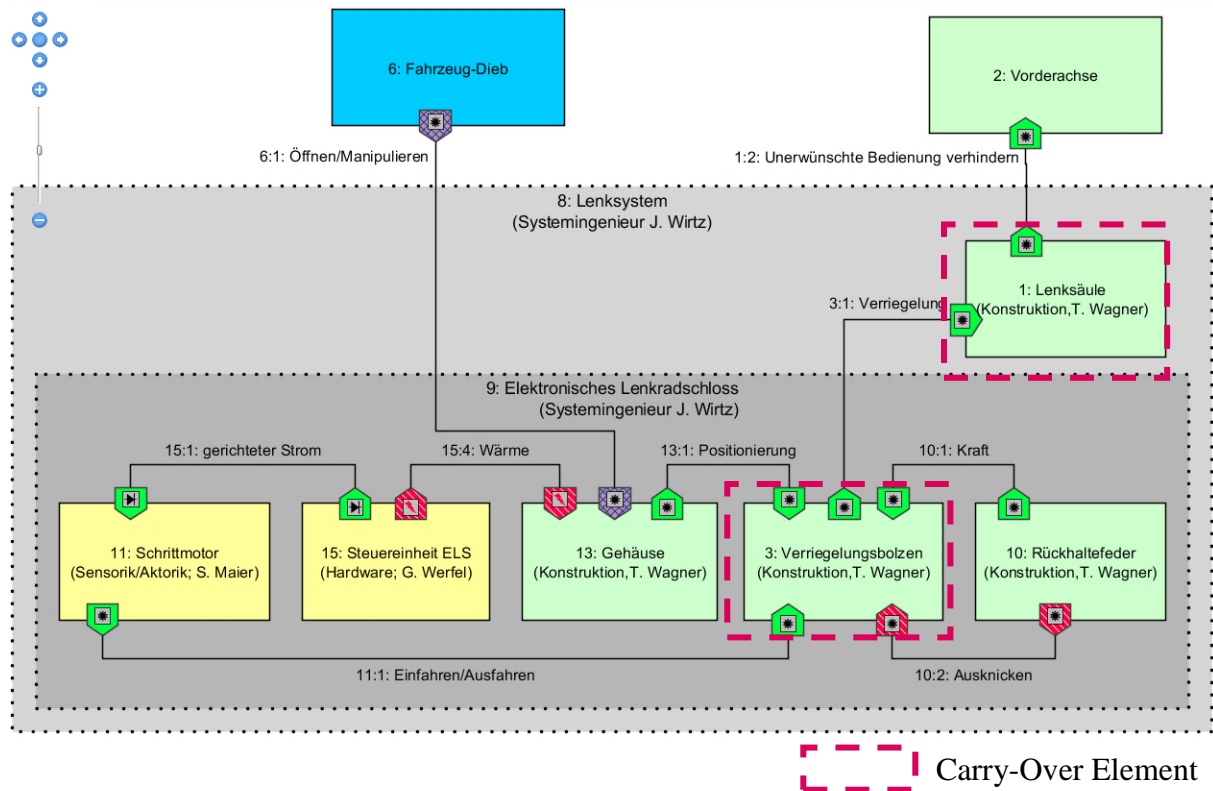


Abbildung 10: Ausschnitt aus dem MIA-Modell „Elektronische Lenkverriegelung“ mit Übernahmeelementen(6)

3.4 Unterstützung des Industrialisierungsprozesses

Im Rahmen der Produktindustrialisierung wird die Wirkkettenmodellierung ebenfalls angewendet um frühzeitig Handlungsfelder zu identifizieren und mit Abstellmaßnahmen zu belegen. So wurden durch die Wirkkettenmodellierung potenzielle Montage-Probleme frühzeitig erkannt. Mittels der Identifizierten Wirkungen und Abhängigkeiten zwischen den zur Justage erforderlichen Komponenten konnte bereits in einer sehr frühen Entwicklungsphase eine zu hohe Funktionsdichte identifiziert werden. Die Vielzahl an Wirkungen, die auf eine einzelne Komponente gerichtet gewesen wäre, hätten im späteren Justage-Prozess zu Qualitätsproblemen geführt bzw. die geplante Taktzeit der Montage unmöglich gemacht. Durch geringfügige Änderungen an zwei Komponenten zur Kraftaufnahme konnte die Funktionsdichte gesenkt werden. Dies ermöglichte einen vereinfachten und stabileren Justage-Prozess in der Montage.

3.5 Unterstützung von Taskforce Projekten

Nach erfolgreichem Produktionsstart kann die Wirkkettenmodellierung zur Fehler- bzw. Ursachenanalyse eingesetzt werden. So können mittels eines reduzierten Wirkkettenmodelles, welches die relevanten Komponenten und Elemente betrachtet, eine Fehleranalyse durchgeführt werden. Im konkreten Beispiel konnten bereits durch ein einfaches Wirkkettenmodell konkrete Punkte hinterfragt sowie offene Spezifikationen in einem kurzen Workshop gemeinsam mit Entwicklung und Produktion des OEM sowie dem Lieferant des betroffenen Systems gesammelt und festgehalten werden (s. Abbildung 11). In der Wirkkette wurden offene Punkte mit Maßnahmen und den entsprechenden Verantwortlichkeiten belegt und ein Terminplan mit allen Betroffenen abgestimmt.

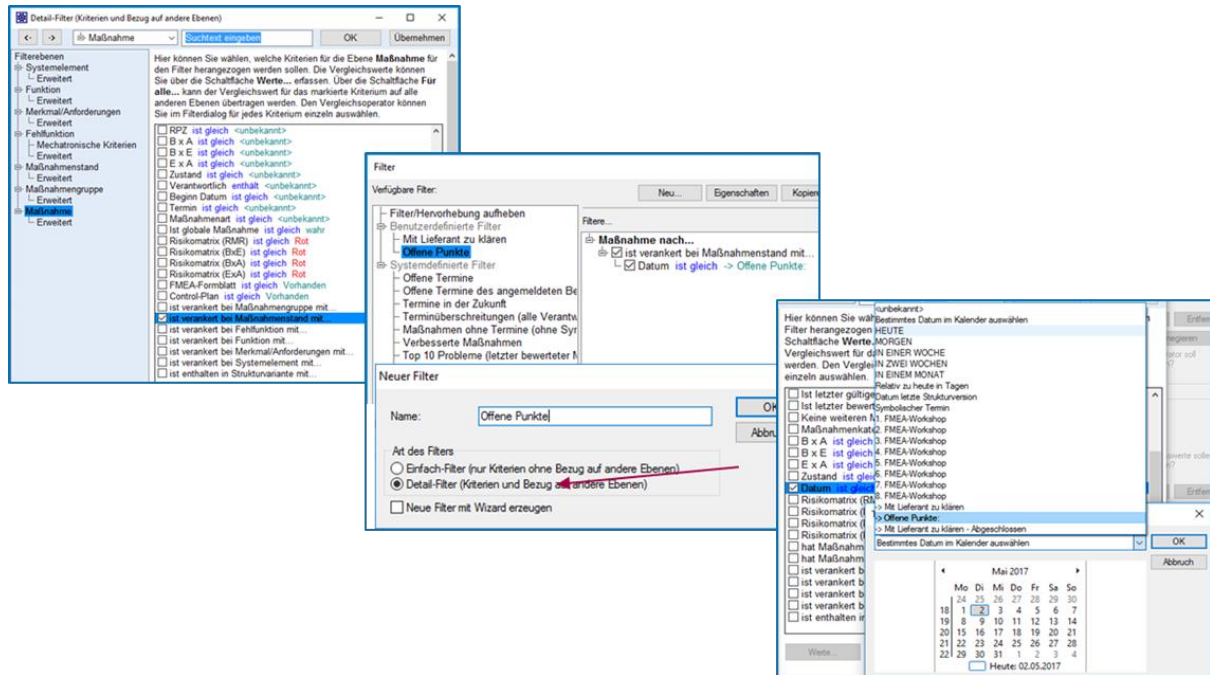


Abbildung 11: Einsatz der Wirkkettenmodellierung im Rahmen von Taskforce Projekten nach SOP

3.6 Anwendung der Wirkkettenmodellierung im Rahmen der FMEA

Die FMEA ist einer in der Automobil- und Medizintechnik weit verbreitete und oftmals normativ vorgegebene Methode. Im Rahmen der FMEA gilt es zunächst das vorhandene System zu modellieren und zu analysieren, wobei die Qualität der Analyse für den Erfolg der Methodenanwendung entscheidend und oftmals auch zeitaufwendig ist. Mittels der Wirkkettenanalyse können nicht nur die identifizierten kausalen Wirkzusammenhänge beschrieben und um weitere Funktionen ergänzt werden, vielmehr können mittels einer generierten Fehlerbaumstruktur mögliche Fehlerfunktionen spezifiziert und abgesichert werden (6). Grundlage für diese Übertragbarkeit der Ergebnisse bilden ähnliche Metamodelle welche der FMEA und Wirkkette zugrunde liegen (s. Abbildung 12). In der Praxis liefert das Wirkkettenmodell somit bereits wertvollen Input für die Erstellung der FMEA und trägt dazu bei, zügiger ein grundlegendes Systemmodell zu generieren. Basierend auf diesem kann mit einem motivierten Team der eigentliche und kreative Arbeitsanteil einer FMEA durchgeführt werden.

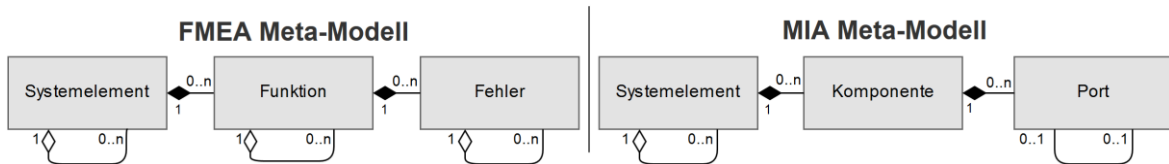


Abbildung 12: Vereinfachtes Meta-Modell der FMEA und des Mechatronic Impact Analyzers

4. Zusammenfassung und Ausblick

Die Methode der Wirkkettenmodellierung hat ihren Nutzen in zahlreichen Praxisprojekten unter Beweis gestellt und bietet somit Entwicklern unterschiedlichster Disziplinen die Möglichkeit die Effizienz ihrer Entwicklungsarbeit zu steigern, Fehler frühzeitig zu vermeiden und somit Zeit und Kosten zu sparen. Schnittstellen zu anderen Entwicklungsmethoden wie bspw. der FMEA werden bereits erfolgreich genutzt.

Die Kombination der Wirkkettenmodellierung mit weiteren Methoden und Tools im Rahmen einer schlanken und effizienten vernetzten Entwicklung wird ein Fokus der künftigen Weiterentwicklung der Methode darstellen. Erste Schritte hin zu einer Verknüpfung der Wirkkettenmodellierung mit der Funktionalen Sicherheit sowie dem zunehmend komplexer werdenden Testmanagement bei der Entwicklung mechatronischer Systeme werden derzeit unternommen und mit Partnern aus Wissenschaft und Industrie getestet. Damit verbunden ist beispielsweise auch die methodische Erweiterung der Wirkkettenmodellierung um die Option, Informationen über Verarbeitungslogik von Daten in den Systemelementen und Wirkungen zu hinterlegen, falls diese in der Phase bekannt sind.

Außerdem ist auch die Erweiterung der Methode geplant, Prozessmodelle in ähnlicher Weise aufzustellen, um beispielsweise Beziehungen zwischen Entwicklungsprozessen modellieren zu können.

Literatur

- (1) **A. Urban; C. Eberle:** *Mit Methode zum Verständnis*. In: Automobil Industrie 11-1 2 / 2012.
- (2) **A. Naß:** *Modellierungsmethodik für mechatronische Systeme*. Diplomarbeit, Lehrstuhl für Informationstechnik im Maschinenwesen, Technische Universität München, 2009.
- (3) **S. Michenfelder; C. Neumann:** *Projektorbasiertes automobiles Pixellicht*. In: ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift 115: 922. / 2013.
- (4) **VDA Band 4:** *Sicherung der Qualität in der Prozesslandschaft*, Kapitel 2: Produkt- und Prozess-FMEA, 06/2012.
- (5) **M. Werdich:** *FMEA - Einführung und Moderation. Durch systematische Entwicklung zur übersichtlichen Risikominimierung (inkl. Methoden im Umfeld)*. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2012.
- (6) **T. Burdach, A. Nass:** *FMEA leicht gemacht – Ideale Vorbereitung durch Mechatronic Impact Analysis*. In: Tag des Systems Engineering, 2016.
- (7) **VDA Quality Management Center:** *Automotive SPICE® Process Reference Model Process Assessment Model*. VDA QMC Working Group 13 / Automotive SIG, Version 3.0, 2015.
- (8) **ISO/IEC 15504-5:** *Information technology – Process assessment, also termed Software Process Improvement and Capability Determination (SPICE). Part 5: An exemplar Process Assessment Model*. International Standardization Organization, 2012.
- (9) **ISO 26262:** *Road vehicles - Functional safety*. International Standardization Organization, 2011.
- (10) **C. Larman, B. Vodde:** *Large-Scale Scrum: More with Less*. Addison-Wesley Verlag, Business & Economics, ISBN 0321985710 / 9780321985712, 2015.
- (11) **K. Beck; M. Beedle; A. v. Bennekum; et al.:** *Manifesto for Agile Software Development*. <http://agilemanifesto.org> (Stand August 2017), 2001.
- (12) **VDI-Richtlinie 2206:** *Entwicklungsmethodik für mechatronische Systeme*. VDI-Verlag, Düsseldorf 2004
- (13) **A. Spillner; T. Roßner; M. Winter; T. Linz:** *Praxiswissen Softwaretest – Testmanagement; Aus- und Weiterbildung zum Certified Tester Advanced Level nach ISTQB-Standard*. dpunkt.verlag, 4. Auflage, Paderborn, 2014.

Validierung eines kalibrierten Simulationsmodells des Rotationsreibschweißprozesses mit Hilfe eines experimentellen Prozessabgleichs

Dipl.-Ing. Markus Körner ¹⁾, Dr.-Ing. David Schmicker ²⁾, M. Sc. Christoph Rößler ³⁾, M. Sc. Eric Heppner ⁴⁾, Prof. Dr.-Ing. Sven Jüttner ⁵⁾, Jun.-Prof. Dr.-Ing. Elmar Woschke ⁶⁾, Prof. Dr.-Ing. Frank Trommer ⁷⁾

- 1) Institut für Werkstoff und Füge­technik, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Deutschland, markus.koerner@ovgu.de, +49 391 6757072
- 2) Sampro GmbH, Deutschland, david.schmicker@sampro-software.com
- 3) Institut für Mechanik, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Deutschland, christoph.roessler@ovgu.de, +49 391 6757088
- 4) Institut für Mechanik, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Deutschland, eric.heppner@ovgu.de, +49 391 6757088
- 5) Institut für Werkstoff und Füge­technik, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Deutschland, sven.juettner@ovgu.de, +49 391 6758741
- 6) Institut für Mechanik, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Deutschland, elmar.woschke@ovgu.de, +49 391 6757071
- 7) Institut für Maschinenbau, Hochschule Magdeburg-Stendal, Deutschland, frank.trommer@hs-magdeburg.de, +49 391 8864773

Zusammenfassung

Im Rahmen der prädiktiven, simulativen Abbildung des Rotationsreibschweißprozesses wurde der eigenständige Finite-Elemente-Code *virtua RFW* entwickelt, welcher unter anderem neben der simulativen Technologieforschung, Streuungsanalyse und Fügestellengeometrieoptimierung auch zur Prozessparametrierung und -optimierung eingesetzt wird. Üblicherweise findet die Auswahl der Prozessparameter, beispielsweise im Rahmen der Lohnfertigung von Reibschweißbauteilen, anhand von Erfahrungswerten oder auch tabellierter Parameterfenster in Abhängigkeit von Werkstoff und Geometrie statt. Diese stellen jedoch keinen Zusammenhang zwischen Prozessparametern (Drehzahl, Reibdruck, Stauchdruck, Reib- und Stauchzeit) und Prozessgrößen (Reibmoment, Verkürzungsrate, Wulstform, Maximaltemperatur, Prozesszeit) zur quantitativen Beurteilung der Reibschweißverbindung dar. Eine Möglichkeit, die Prozessparameter und -größen in Verbindung zueinander zu setzen, sind zu entwickelnde Prozessparameterkarten, in welchen der Zusammenhang zwischen Reibdruck, Drehzahl, Gleichgewichtsverkürzungsrate und Gleichgewichtsmoment in Abhängigkeit vom Werkstoff und der Probengeometrie aufgezeigt wird. Zur Charakterisierung dieser Darstellungsmethode bedarf es jedoch einer umfangreichen, zeit- und kostenintensiven, experimentellen Parameterraumerfassung. Durch die experimentelle Bestimmung eines verkleinerten Parameterraumausschnittes ist es möglich, das Simulationsmodell derart zu kalibrieren, dass der gesamte Parameterraum durch eine prädiktive Simulation beschrieben werden kann. Hierfür ist jedoch zunächst die Kalibrierung des numerischen Simulationsmodells notwendig, so dass der gesamte Streuungsbereich der Prozessparameter hinsichtlich der Zielgrößen qualitativ erfasst werden kann. Derzeit erfasst das tribologische Simulationsmodell noch nicht die drehzahlabhängige Schlupfgeschwindigkeit, weshalb es mit steigender Drehzahl zur erhöhten Abweichung in der Vorhersage der Verkürzungsrate kommt. Die Erweiterung des Modells um diesen Effekt ist Bestandteil eines Forschungsvorhabens zur simulativen Ermittlung der Prozessparameterkarten. Im Rahmen dieses Beitrages sollen das Vorgehen zur Prozessparameterbestimmung, die experimentelle Versuchsdurchführung und Auswertung sowie die Simulationskalibrierung einschließlich eines Ausblicks auf die weiteren Vorgehensweisen im Rahmen des Projektvorhabens vorgestellt werden, welche die Standardisierung der Reibschweißprozessparametrierung zum Ziel haben.

Schlüsselwörter: *Prozesssimulation, Prozessparametrierung, Rotationsreibschweißen, Reibgesetz, Warmfließkurven, Versuchsplanung*

1. Einleitung

Ein in den letzten Jahren immer stärker werdender Trend im Maschinenbau zur Steigerung der Zeit- und Kosteneffizienz ist die Digitalisierung der Produktionstechnik. Ein technologischer Prozess, für welchen diese Anwendung findet, ist das Rotationsreibschweißen. Hierbei handelt es sich um ein Pressschweißverfahren zum Fügen zweier (oder mehr) meist rotationssymmetrischer Komponenten, wobei eine statisch fixierte Komponente und ein rotierendes Bauteil unter der Beaufschlagung einer hohen Axialkraft aufeinander reiben [1, 2]. Dabei entsteht Reibungswärme im Bauteil. Sobald der Wärmeeintrag ausreicht und sich die Bauteile aufgrund der reduzierten Fließspannung verkürzen, wird das rotorseitige Bauteil abgebremst und unter gleicher bzw. erhöhter Axialkraft auf den Stator gestaucht. Die so entstehende, stoffschlüssige Verbindung überzeugt unter anderem durch ihre sehr guten metallurgischen und mechanischen Eigenschaften, den reproduzierbaren Schweißverzug, der schmalen Wärmeeinflusszone und der hohen Lagegenauigkeit der Füge­teile zueinander. Aus diesen Gründen ist das Verfahren unter anderem im Automobil- und Schiffsbau, aber auch in der Luft-

fahrtindustrie, etabliert. Mit dem Anspruch der Qualitätssteigerung bei gleichzeitiger Kostenreduktion, beispielsweise im Rahmen der Lohnfertigung, findet eine stetige Weiterentwicklung des Prozesses, der Materialkombinationen und der Fügepartnergeometrie statt. Üblicherweise erfolgt die Auswahl geeigneter Prozessparameter, welche von Material und Geometrie abhängig sind, anhand von Erfahrungswerten des Maschinenbedienpersonals oder durch Anwendung von tabellierten Parameterfenstern, wie etwa jene im DVS Merkblatt 2909 Teil 2, dargestellt in Tabelle 1 [3].

Tabelle 1: Parametrierung des kontinuierlich angetriebenen Rotationsreibschweißprozesses anhand von DVS Merkblatt 2909 Teil 2 [3]

Werkstoff	flächenbezogene		Reibzeit s	Stauchzeit s	Umfangsgeschwindigkeit m/s
	Reibkraft N/mm ²	Stauchkraft N/mm ²			
unlegierte Stähle:	20 ... 80	80 ... 250	1 ... 100	2 ... 10	0,5 ... 5
C60	50 ... 80	150 ... 250	3 ... 6	2 ... 3	1,5 ... 3
42 CrMo 4	50 ... 80	150 ... 250	3 ... 6	2 ... 3	1,5 ... 3

Hierbei erfolgt die Prozessparametrierung durch Auswahl einer Werkstoff- und Geometriekombination bei Vorgabe der anzuwendenden Prozesskräfte und -zeiten. Völlig aussagelos bleibt bei dieser Parametrierungsform jedoch der Einfluss der gewählten Prozessparameter (z.B. Drehzahl, Reibdruck und Stauchdruck) auf die Prozessgrößen (Reibmoment, Verkürzungsrate, Wulstform, Maximaltemperatur, Prozesszeit, etc.). Insbesondere die Drehzahl ist ein Parameter, dessen Einfluss auf die Prozessgrößen ohne erhöhten Versuchsaufwand nur unzureichend greifbar ist [4]. Neben dem Ziel, den Zeit- und Kostenaufwand zur Klärung der erläuterten Zusammenhänge im Rahmen der Prozessauslegung durch simulative Hilfsmittel zu reduzieren, soll durch die Einführung einer neuartigen, grafischen Beschreibungsform zwischen Prozessparametern und -größen der Zusammenhang dieser dokumentiert und damit die Prozessauslegung standardisiert werden. Eine mögliche Form der grafischen Aufarbeitung stellt die in Abbildung 1 dargestellte Prozessparameterkarte dar.

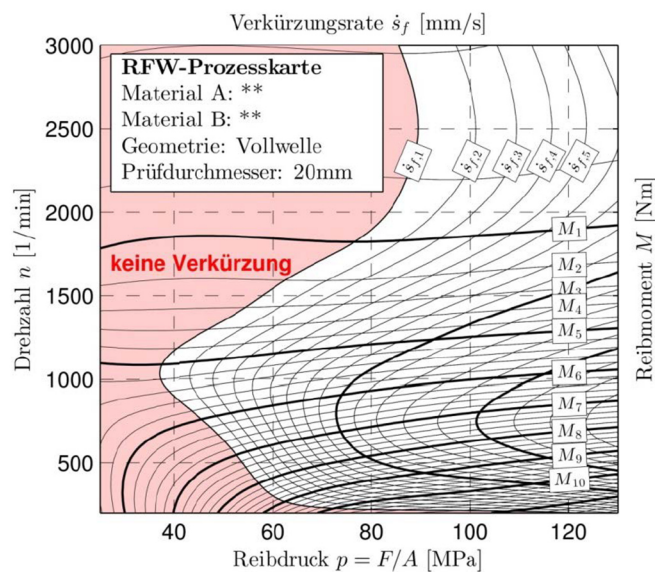


Abbildung 1: Qualitative Darstellung einer Prozessparameterkarte als innovatives Werkzeug zur Parametrierung des Rotationsreibschweißprozesses [5].

Für eine gewählte Werkstoff- und Geometriepaarung lassen sich die Prozessparameter (Reibdruck p und Drehzahl n) in Abhängigkeit von den Prozessgrößen (Gleichgewichtsreibmoment T_{eq} und -verkürzungsrate \dot{s}_{feq}) darstellen. Dabei bezeichnet der Gleichgewichtsbereich eine quasistationäre Phase, in welcher das Reibmoment nahezu konstant ist. Zur vollständigen Bezugsherstellung zwischen Prozessparametern und -größen ist lediglich die Kenntnis zweier dieser Größen erforderlich. Der Vorteil der Parametrierungsform mit Hilfe von Prozessparameterkarten ist die übersichtliche Darstellung eines großen Parameterraumes in Abhängigkeit von Prozessparametern und -größen, jedoch würde die alleinige experimentelle Erfassung dieses Parameterraumes mit einem enormen Zeit- und Kostenaufwand einhergehen. Das Ziel der simulativ gestützten Prozessparametererfassung ist daher die erhebliche Reduktion des experimentellen Versuchsaufwandes zur Kalibrierung eines Simulationsmodells und die anschließende simulative Parameterraumerfassung, was eine wirtschaftliche Bereitstellung von Prozessparameterkarten ermöglicht.

Die programmtechnische Umsetzung des Simulationsmodells wurde innerhalb einer Matlabumgebung anhand einer an der Otto-von-Guericke-Universität entwickelten Software namens *virtua RFW*, Abbildung 2, realisiert [5]. Diese basiert auf einer vollständig thermodynamisch-mechanisch gekoppelten Fluidformulierung zur Abbildung der Wulstformung und der Wärmeleitungsvorgänge innerhalb der Werkstücke. Es werden hierbei die Bereiche des Kontinuums (Deformationen, Wärmeleitung, Diffusion und Gefügetransformation), der Umgebung (Spannmittel, Prozessführung, Maschine und umgebendes Medium) und des Kontaktes (Reibung, Grenzschichtströmung, Reibwärme und Wärmetausch) erfasst. Die während der Simulation zu lösende Differentialgleichung für die Verschiebung beschreibt das lokale Kraftgleichgewicht, in welchem die Trägheits- und Massenkräfte vernachlässigt wurden, da sie beim Rotationsreibschweißprozess eine untergeordnete Rolle spielen. Weiterführend zur grundlegenden Theorie der Simulationssoftware wird auf [6,7,8,9,10,11] verwiesen.

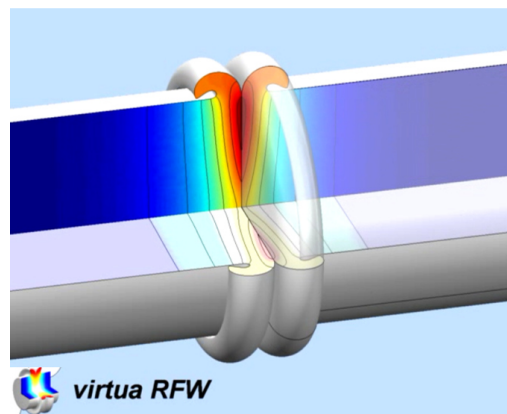


Abbildung 2: Visualisierungsbeispiel der Temperaturverteilung in einer Vollwellenreibschweißung mittels *virtua RFW*.

2. Problemstellung und methodisches Vorgehen

Problemstellung

Neben dem Material-, Prozess- und Geometriemodell bildet das numerische Modell, welches beispielsweise die Bauteilvernetzung oder das Reibverhalten definiert, die Eingangsgrößen zur Bestimmung des gesamten Simulationsmodells. Abbildung 3 (links) stellt den Zusammenhang zwischen Prozessparametern und –größen in Verbindung mit den Simulationsergebnissen dar. Basierend auf Vorarbeiten kann mit Bezug auf den derzeitigen Stand des Simulationsmodells eine sehr gute Ergebniskorrelation zwischen der Reibkraft und dem Reibmoment erzielt werden. Hierbei bewirkt eine Erhöhung der Reibkraft eine Erhöhung des Reibmomentes, was das Realverhalten des Reibschweißprozesses sehr gut widerspiegelt. Gleiches gilt für den Zusammenhang zwischen dem Prozessparameter Reibkraft und der Prozessgröße Verkürzungsrate.

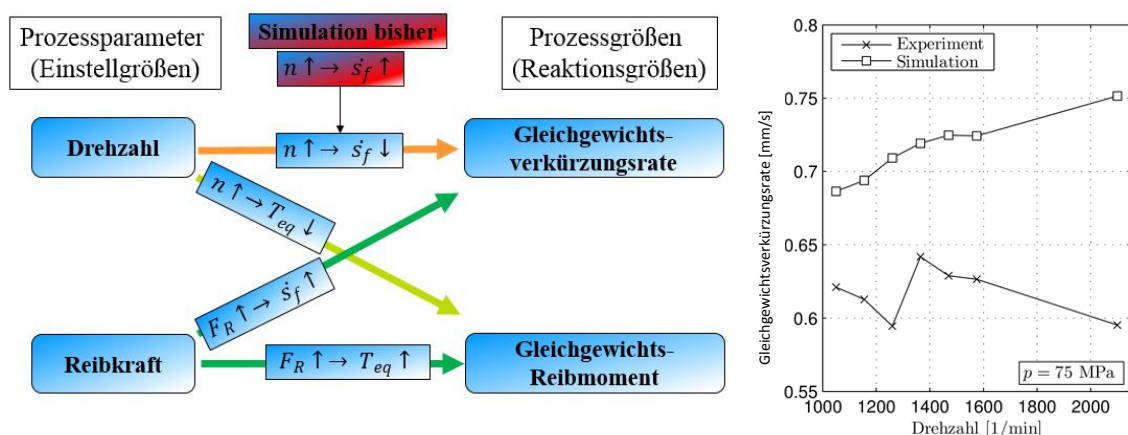


Abbildung 3: Simulative Abbildbarkeit der Wirkkette zwischen Prozessparametern und –größen (links) und Korrelation der Verkürzungsrate in Abhängigkeit von der Drehzahl zwischen Experiment und Simulation (rechts) [5]

Eine Erhöhung der Reibkraft führt zu einer mit dem Realversuch korrelierenden Erhöhung der Verkürzungsrate, weshalb hierfür ebenfalls eine sehr gute Prädiktierbarkeit mit einem kalibrierten Simulationsmodell zutreffend ist. Beim Reibschweißprozess ist bei der Erhöhung der Drehzahl eine Verringerung der Gleichgewichtsprozessgrößen zu erwarten. Während die Erhöhung der Drehzahl in der Simulation zu einer Verringerung des Gleichgewichtsreibmomentes führt, was einer guten Korrelation zwischen Experiment und Simulation entspricht, divergiert das Ergebnis der Gleichgewichtsverkürzungsrate zwischen Experiment und Simulation, in welcher eine Drehzahlerhöhung eine Gleichgewichtsverkürzungszunahme zur Folge hat. Dieser Zusammenhang ist für den niedrigen Drehzahlbereich bis zirka 2100min^{-1} in Abbildung 3 (rechts) dargestellt. Dieses Ergebnis korreliert mit experimentell bestimmten Erkenntnissen aus [12], wobei nach Erreichen eines Verkürzungsminimums die Verkürzungsrate mit steigender Drehzahl wieder zunimmt. Eine zu untersuchende Ursache für die Abweichung zwischen Experiment und Simulation, wie in Abbildung 2 (rechts) dargestellt, wird im der Simulation hinterlegten Reibmodell vermutet, welches die drehzahlabhängige Schlupfgeschwindigkeit nicht berücksichtigt. Zur Bereitstellung von Prozessparameterkarten für den Reibschweißprozess ist die simulative Erfassung eines umfangreichen Drehzahlbereiches nötig. Unter Verwendung des bestehenden Reibmodells ist somit zu erwarten, dass mit steigender Drehzahl die Abweichungen zwischen dem Experiment und der Simulation sowohl für die Gleichgewichtsverkürzungsrate als auch für das Gleichgewichtsmoment zunehmen und somit mangels Prädiktierbarkeit des Simulationsmodells keine qualitative Erfassung der Prozessparameterkarten und der damit verbundenen Kreuzkorrelationen zwischen Prozessparametern und -größen möglich wäre. Als Zwischenschritt zur Bereitstellung der Prozessparameterkarten ist somit zunächst die Modifikation des Reibmodells der Reibschweißprozesssimulation notwendig.

Methodisches Vorgehen

Zur Bereitstellung qualitativer Prozessparameterkarten für den Rotationsreibschweißprozess müssen verschiedene Zwischenziele realisiert werden. Dies wird aus Abbildung 4 ersichtlich. Ziel ist es, den experimentellen Aufwand aus Gründen der Wirtschaftlichkeit zu reduzieren, jedoch ist der vollständige Verzicht auf Experimentaldaten mangels eines nicht bestehenden, kalibrierten Simulationsmodells nicht möglich.

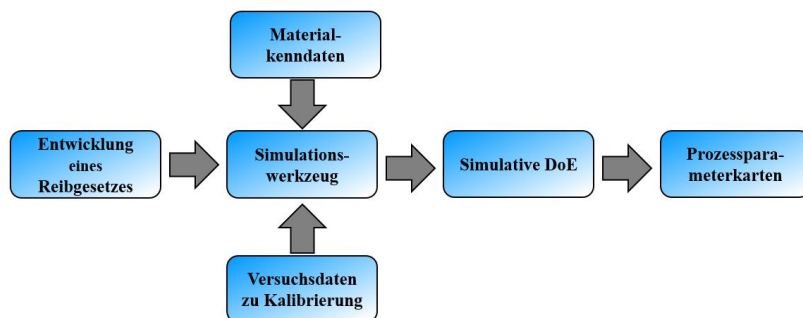


Abbildung 4: Methodikschema zur wirtschaftlichen Bereitstellung von Prozessparameterkarten durch simulativ gestützte Parameterraumerfassung

Daher ist es zunächst notwendig, das Prozesssimulationsmodell anhand eines Materialmodells und Experimentaldatensätzen zu kalibrieren und anschließend das Reibmodell der Simulation zu modifizieren. Das Materialmodell des Werkstoffs *Cf53* (1.1213) wird durch ausgewählte thermodynamische und mechanische Materialeigenschaften beschrieben. Hierzu zählen die Wärmeleitfähigkeit in Abhängigkeit der Temperatur $\kappa(\Theta)$ und die spezifische Wärmekapazität $c(\Theta)$ als thermodynamische Kennwerte des Materialmodells. Diese wurden mittels chemischer Materialanalyse softwaretechnisch (JMatPro) bestimmt und durch Literaturquellen verifiziert. Neben der Warmfließspannung in Abhängigkeit der Referenzdehnrate der Temperatur $\sigma_0(\dot{\epsilon}_0, \Theta)$ bildet der Norton-Bailey-Koeffizient in Abhängigkeit der Temperatur $n(\Theta)$ die Basis zur Beschreibung des mechanischen Materialmodells des Werkstoffs. Die Ermittlung der Warmfließigenschaften erfolgte durch eine modifizierte thermomechanische Prüfroutine mit dem Gleeble® 3500-System unter signifikanter Reduktion des Probenaufwandes. Bezüglich der Prüfroutinen und der explorativen Datenanalyse zur Bestimmung der Warmfließigenschaften eines Werkstoffs existieren Veröffentlichungen, auf welche für weitere Erläuterungen verwiesen wird [11,13,14,15].

Neben dem Materialmodell erfolgt anhand einer vollfaktoriellen Versuchsplanung die experimentelle Versuchsdurchführung für einen eingeschränkten Drehzahl- und Reibdruckbereich zur Kalibrierung des Simulationsmodells. Neben den Prozessparametern Drehzahl, Kraft und Verkürzung wird mittels spezieller Piezomess-technik auch das Reibmoment detektiert. Auf die experimentelle Versuchsdurchführung und die anschließende Simulationskalibrierung und -korrelation wird in Abschnitt 3 Bezug genommen.

Nach Bereitstellung von Experimentaldatensätzen kann mit Hilfe der Simulation, in welche die realen Drehzahl-Zeit und Kraft-Zeit-Verläufe einfließen, der Istzustand abgebildet und das Simulationsmodell mit Hilfe numerischer Parameter, beispielsweise dem Trockenreibungskoeffizienten η_0 oder der Übersetzungsdehnrate $\dot{\epsilon}_{qContact}$, hinsichtlich der Zielgrößen der Endverkürzung s_{f_4} und der Wulstgeometrie an den Realprozess kalibriert werden. Ebenfalls erfolgt in diesem Zusammenhang die Sicherstellung, dass die zur Prozesssimulation notwendige Bauteilvernetzung derart fein gewählt wird, dass die Zielgröße der Endverkürzung des Bauteils konvergiert. Die Kalibrierung des Simulationsmodells erfolgt für einen konstanten Drehzahlbereich für das maximale Kraftniveau und findet dann Anwendung auf alle übrigen Kraftbereiche. Aufgrund der in Abschnitt 2 erläuterten Problemstellung ist mit steigender Drehzahl mit einer zunehmenden simulativen Abweichung der Zielgrößen zu rechnen. Daher ist die Ableitung funktionaler Zusammenhänge aus numerischen Simulationsparametern in Abhängigkeit von der Drehzahl notwendig, um das bestehende Reibmodell dahingehend zu modifizieren, dass die Schlupfgeschwindigkeit im hinterlegten Reibgesetz Berücksichtigung findet. Für das Rotationsreibschweißen und artverwandte Prozesse, beispielsweise das Rührreibschweißen oder Linearreibschweißen, existieren verschiedene Modelle, welche das Reibverhalten versuchen qualitativ zu erfassen [16,17,18,19], jedoch berücksichtigt keines der in der Literatur publizierten makroskopischen Reibmodelle die Verkürzungsabnahme mit steigender Drehzahl. Eine Möglichkeit, dieses Phänomen zu erfassen und mathematisch zu beschreiben, ist die Formulierung der in der Fügezone induzierten Scherkräfte τ_φ

$$\tau_\varphi = \tau_\varphi(p, \Delta v_\varphi, \Theta) \quad (1)$$

als Funktion der wirkenden Zustandsvariablen des Druckes p , der Schlupfgeschwindigkeit Δv_φ und der Temperatur Θ . Durch Ableiten funktionaler Zusammenhänge zwischen Parametern des numerischen Simulationsmodells und der ortsabhängigen Schlupfgeschwindigkeit sollte eine Modifikation des kalibrierten Simulationsmodells derart möglich sein, dass eine prädiktive, simulative Parameterraumerfassung möglich ist.

3. Experimentelle Versuchsdurchführung und simulativer Abgleich

Versuchsplanung

Die Kalibrierung der Simulation erfolgt anhand von experimentellen Versuchsdaten, welche basierend auf einer vollfaktoriellen Versuchsplanung gewonnen wurden. Prozessparameterkarten stellen generell den Bezug zwischen Einstellgrößen (Drehzahl n , Reibdruck p_{Reib}) und Reaktionsgrößen (Gleichgewichtsreibmoment T_{eq} , -verkürzungsrate $\dot{s}_{f_{eq}}$) her. Der umfangreiche Werte- und Definitionsbereich der Prozessparameter (Einstellgrößen) zur qualitativen Erfassung der Prozessparameterkarten macht es nötig, diesen partiell experimentell zum Zwecke der Simulationskalibrierung zu erfassen. Für die Datenakquise in einem größtmöglichen Werte- und Definitionsbereich wurde die experimentelle Versuchsdurchführung auf zwei Maschinen geplant, wovon eine für die Abdeckung hoher Drehzahlen und die andere zur Abdeckung hoher Kräfte genutzt wird. Die Planung erfolgte daher in Abhängigkeit von den Maschinenparametern und den verwendeten Geometrien. In Abbildung 5 sind die vorgesehenen Reibschweißmaschinen dargestellt.

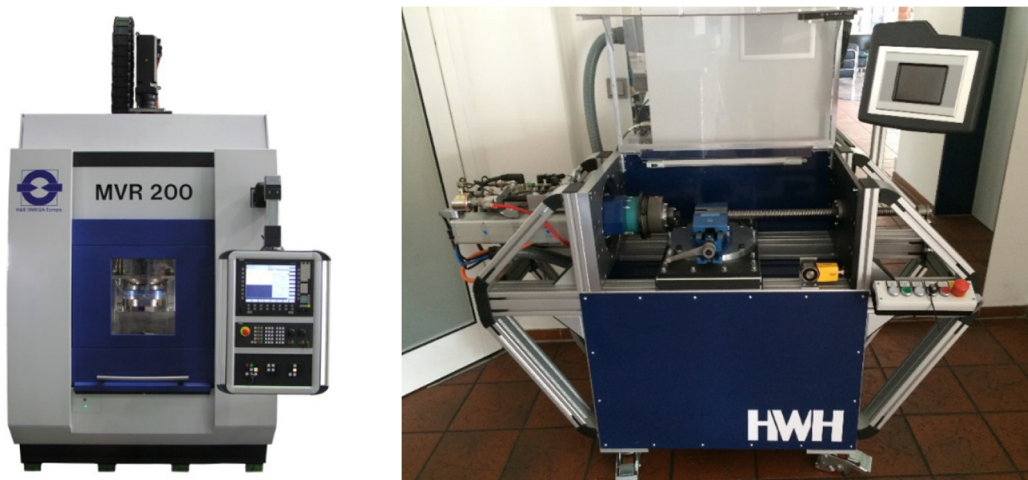


Abbildung 5: 20to Reibschweißmaschine MVR-200-SE (links) der H&B OMEGA Europa GmbH und 1, 4to Reibschweißmaschine RSM401 der Harms & Wende GmbH & Co. KG (rechts)

Die MVR-200-SE des Herstellers H&B OMEGA Europa GmbH ist eine Vertikalreibschweißmaschine mit einem Drehzahlbereich von $0 - 4000 \text{ min}^{-1}$ und einer stufenlos regelbaren Maximalkraft von bis zu 200 kN . Der Rotorvorschub erfolgt servoelektrisch. Die Reibschweißmaschine RSM401 der Firma Harms & Wende GmbH und Co. KG kann einen Drehzahlbereich von $6000 - 21000 \text{ min}^{-1}$ bei einer Maximalkraft von bis zu 14 kN durch pneumatischen Vorschub sicherstellen. Durch die Verwendung beider Maschinen kann in Abhängigkeit der Werkstoffkombination und der Probengeometrie ein größerer Werte- und Definitionsbereich hinsichtlich der Prozessparameter experimentell erfasst werden. Im Gegensatz zur MVR-200-SE, auf welcher eine Kraftparametrierung erfolgt, wird auf der RSM401 der pneumatische Zylinderdruck zur Beaufschlagung der Axialkraft vorgegeben. Für eine einheitliche Berechnung der notwendigen Prozessparameter empfiehlt sich für die vollfaktorielle Versuchsplanung und auch die Visualisierung der Prozessparameterkarten die Verwendung des geometrieabhängigen Reibdruckes p_{Reib} als Einstellgröße. Der Grund hierfür ist, dass auf der Reibschweißmaschine MVR-200-SE ein Probendurchmesser $\varnothing 20,25 \text{ mm}$, beziehungsweise auf der RSM401 $\varnothing 10,3 \text{ mm}$, vorgesehen ist. Durch Darstellung der maximalen Schlupfgeschwindigkeit $\Delta v_{\varphi_{Max}}$ in Abhängigkeit des Reibdruckes p_{Reib} , Abbildung 6, wird die Erweiterung des Werte- und Definitionsbereichs der gewählten Prozessparameter ersichtlich. Dabei ist die maximale Schlupfgeschwindigkeit von der gewählten Spindel-drehzahl n abhängig. Im Rahmen der Experimentaldurchführung wird jeder Versuch 3-fach zwecks statistischer Absicherung und zur Bewertung der Ergebnisse hinsichtlich der Prozessstabilität durchgeführt. Der Stauchdruck p_{Stauch} entspricht dem doppelten Reibdruck p_{Reib} . Tabelle 2 stellt übersichtlich den gesamten Versuchsumfang dar. Dabei ergibt sich aufgrund technischer Leistungsgrenzen der Reibschweißmaschine RSM401 die Notwendigkeit, Versuche für niedrige Drehzahlen und hohe Reibdrücke in Folge zu hoher Antriebsmomente zu vernachlässigen.

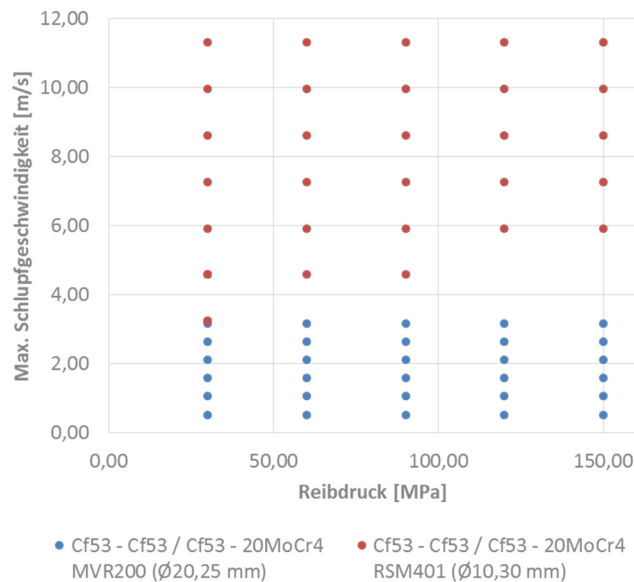


Abbildung 6: Maximale Schlupfgeschwindigkeit in Abhängigkeit vom Reibdruck für die ausgewählten Material- und Geometriekombinationen des zu Grunde gelegten Versuchsplans

Tabelle 2: Vollfaktorielle Versuchsplanung der Reibschweißversuche auf den Reibschweißmaschinen MVR-200-SE und RSM401

Cf53 - Cf53 / Cf53 - 20MoCr4 MVR200 (Ø20,25 mm)	Drehzahlvariation [U/min]		Rastergröße	Reibkraft [kN]		Rastergröße	Redundanz für Statistik [%]	Sicherheitsfaktor für Versuche	Einrichteteile für Versuche
	von	bis		von	bis				
Eingabe	500	3000	6	9,66	48,31	5	200,00%	1,30	10
	0,53	3,18		30,00	150,00				
Skaleneinteilung	500			30					
Anzahl der Versuche	30						60	117	127

Cf53 - Cf53 / Cf53 - 20MoCr4 RSM401 (Ø10,30 mm)	Drehzahlvariation [U/min]		Rastergröße	Reibkraft [kN]		Rastergröße	Redundanz für Statistik [%]	Sicherheitsfaktor für Versuche	Einrichteteile für Versuche
	von	bis		von	bis				
Eingabe	6000	21000	7	2,50	12,50	5	200,00%	1,30	10
	3,24	11,33		30,00	150,00				
Skaleneinteilung	2500			30					
Anzahl der Versuche	29						58	114	124

Versuchsdurchführung

Die Durchführung der Versuche auf der Reibschweißmaschine MVR-200-SE konnte bereits abgeschlossen werden. Der Prozessablauf wurde entsprechend der Prozessparameter in Tabelle 2 und der vorgeschriebenen Parametrierung je Prozessphase als direktangetriebener Rotationsreibschweißprozess aus [3] (Drehzahl, Kräfte, Weitschaltmodus, Aufbau- sowie Phasenzeiten bzw. Phasenwege) definiert. Tabelle 3 stellt exemplarisch die Prozessparametrierung für eine ausgewählte Probe der Versuchsreihe dar. Grundsätzlich wurde für die Phasen des Anreibens, Bremsens, Stauchens und Haltens ein Zeitweitschaltmodus verwendet. Das Umschalten von der Reib- in die Stauchphase erfolgte nach einer Reibwegverkürzung s_{f_3} von 4 mm . Eine Überlagerung des Prozessverlaufs mit dem kalibrierten Simulationsmodell sowie die Schliffkorrelation sind exemplarisch in Abbildung 7 und 8 für eine Kalibrierung beim Drehzahlniveau 1500 min^{-1} dargestellt. Neben den Prozessparametern wurden die Prozessgrößen Verkürzung s_f und Reibmoment T aufgezeichnet. Zur Ergänzung wurde das Reibmoment zusätzlich zur Momentenmessplattform auch über den Spindelstrom erfasst, welches sich insbesondere bei der Kompensation von Signalstörgrößen, beispielsweise der Axialkraft, für die Identifikation der Gleichgewichtsprozessgrößen als geeigneter erweist.

Tabelle 3: Prozessparametrierung auf der Reibschweißmaschine MVR-200-SE für die homogene Materialkombination Cf53 – Cf53 (Probenbezeichnung 20_Cf53_Cf53_15_3)

Prozessphase	Kraft	Druck	Aufbauzeit	Drehzahl	Geschwind.	Weg soll	Zeit soll	WSM Weitschalt- Modus
	kN	MPa	s	U/min	m/s	mm	s	
Anreiben	48,3	150,00	0,01	1500	1,59	-	0,10	Zeit
Reiben	48,3	150,00	0,30	1500	1,59	4,00	-	Weg
Bremsen				0	0,00			Stehend
Stauen	96,6	300,00	0,10			-	0,30	Zeit
Halten	96,6	300,00	0,20			-	3,00	Zeit

Im Rahmen der Versuchsdurchführung konnte festgestellt werden, dass bei konstantem Drehzahlniveau durch Erhöhung des Reibdruckes eine stetige Abnahme der Gesamtprozesszeit zu verzeichnen ist. Insbesondere für niedrige Prozesskräfte bei steigendem Drehzahlniveau konnte beobachtet werden, dass die Prozesszeit und die Endverkürzung stark zunehmen. Vermutet wird als Ursache hierfür, dass höhere Drehzahlen die Gleiteffekte in der Fügezone begünstigen, wodurch der mögliche Wärmeeintrag in Form von reibinduzierter Wärme abnimmt. Somit benötigt das Bauteil zum Erreichen der Reibverkürzung länger. Darüber hinaus nimmt der axiale Wärmegradient des Bauteils aufgrund der zunehmenden Bauteildurchwärmung ab, weshalb es durch den Aufbau des Stauchkraftniveaus zu einer starken Bauteilverkürzung kommt.

Korrelation des kalibrierten Simulationsmodells mit den Experimentaldaten

Anhand der gewonnenen Experimentaldaten ist zunächst die Kalibrierung des Simulationsmodells notwendig. Die Zielgrößen für die Kalibrierung sind die Endbauteilverkürzung s_{f_4} und die Vertikal- und Horizontalabmaße der Wulst d_h und d_w . Im numerischen Simulationsmodell werden unter anderem die Parameter des Trockenreibungskoeffizienten $\eta_0(p_{Reib}, \Delta v_\varphi)$, welcher von Reibdruck und drehzahlabhängiger Schlupfgeschwindigkeit abhängig ist, und die Übersetzungsdehnrate in Abhängigkeit von der drehzahlabhängigen Schlupfgeschwindigkeit $\dot{\epsilon}_{q_{Contact}}(\Delta v_\varphi)$ berücksichtigt. Das Vorgehen zur Simulationskalibrierung sieht vor, dass zunächst für eine Drehzahl beim maximalen Kraftbereich die Übersetzungsdehnrate $\dot{\epsilon}_{q_{Contact}}(\Delta v_\varphi)$ hinsichtlich der Endbauteilverkürzungskorrelation optimiert wird. Im Anschluss erfolgt die Anpassung dieser Korrelation für die übrigen Kraftniveaus bei ausgewählter Drehzahl über die Anpassung des Trockenreibungskoeffizienten $\eta_0(p_{Reib}, \Delta v_\varphi)$. Während die Übersetzungsdehnrate als numerische Stellgröße für den gesamten Reibschweißprozess mit signifikantem Einfluss auf den Gleichgewichtsbereich betrachtet werden kann, ist der überwiegende Einfluss des Trockenreibungskoeffizienten auf das Anreibverhalten reduziert, in welchem durch Parameteranpassung die Temperaturaufbauzeiten und somit die Anfangsverkürzung beeinflusst werden kann. Aufgrund der Verwendung der realen Maschinenprozessparameter wird zusätzlich der transiente Anreibprozess mit abgebildet, weshalb die Anpassung des Trockenreibungskoeffizienten notwendig wird. Abschließend werden die verwendeten numerischen Parameter auf die restlichen Kraftniveaus einer konstanten Drehzahl übertragen. Abbildung 7 und 8 stellen das kalibrierte Simulationsmodell exemplarisch für den in Tabelle 3 definierten Reibschweißversuch anhand des Prozessverlaufs und einer Schliffkorrelation dar. Hierbei sind Simulationsergebnisse durch gestrichelte Linien dargestellt. Ebenfalls ist in Abbildung 7 der festgelegte Gleichgewichtsbe-

reich, in welchem das Gleichgewichtsmoment T_{eq} und die -verkürzungsrate $\dot{s}_{f_{eq}}$ ausgewertet werden, dargestellt. Das Ende dieses Bereiches wird mit dem Beginn des Abbremsens der Spindel festgelegt. Das Startkriterium wird durch die experimentell ermittelte Verkürzung zu diesem Zeitpunkt $s_{f_3}(t_{EQ_2})$ bedingt. Entsprechend der Formulierung

$$s_f(t_{EQ_1}) = 0,7 \cdot s_{f_3} \quad (2)$$

ergibt sich der Beginn des Gleichgewichtsbereiches beim Erreichen einer 70%-igen Verkürzung zum Zeitpunkt t_{EQ_2} .

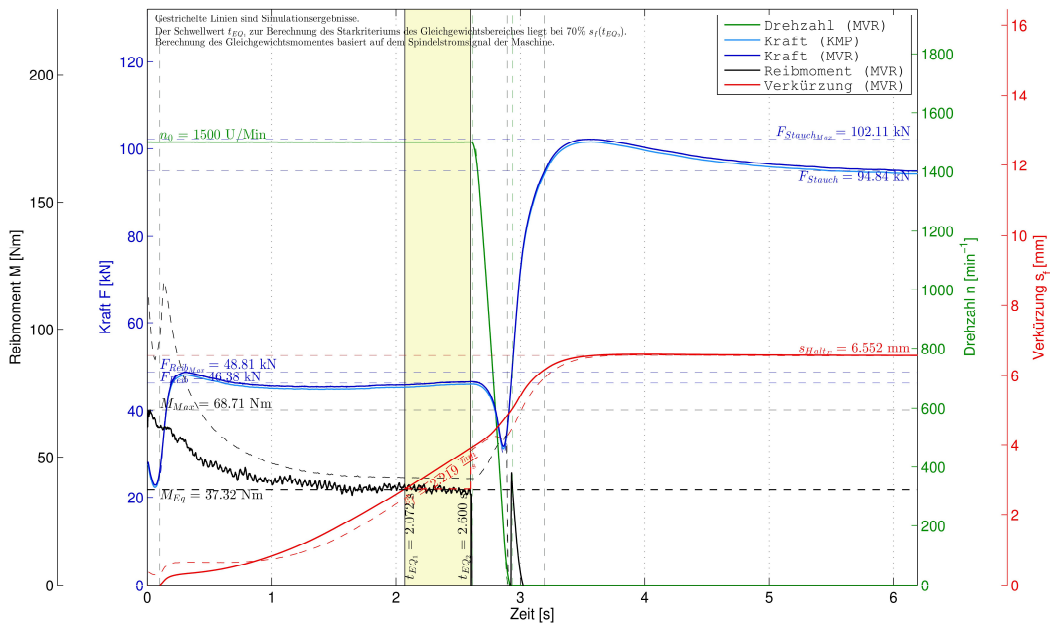


Abbildung 7: Prozessverlauf mit überlagerten, kalibrierten Simulationsdaten Versuch 20_Cf53_Cf53_15_3 (Tabelle 3)

Aufgrund der Verwendung des motorstrombasierenden Momentes kann kein Bremsmoment abgebildet werden, da der Motorstrom mit Initiierung der Bremsphase negativ wird. Für den ausgewählten Versuch lässt sich anhand von Abbildung 7 eine sehr gute Korrelation zwischen Experiment anhand des Momenten- und Verkürzungsverlaufs abschätzen. Neben den elastischen, maschinenabhängigen Verkürzungsanteilen, welche zu Beginn des Verkürzungsverlaufs zu einem sprunghaften Anstieg führen, wird auch der Verlauf des Reibmomentes qualitativ wiedergegeben. Durch eine sehr gute Momenten- und Verkürzungskorrelation zwischen Experiment und Simulation lässt sich in Abbildung 7 erkennen, dass die simulative Wulstabbildung, als rot gestrichelte Linie dargestellt, mit lediglich 1,64% Vertikal- bzw. 1,01% Horizontalabweichung zur experimentellen Bezugsgröße der rotorseitigen Wulst sehr gering ausfällt.

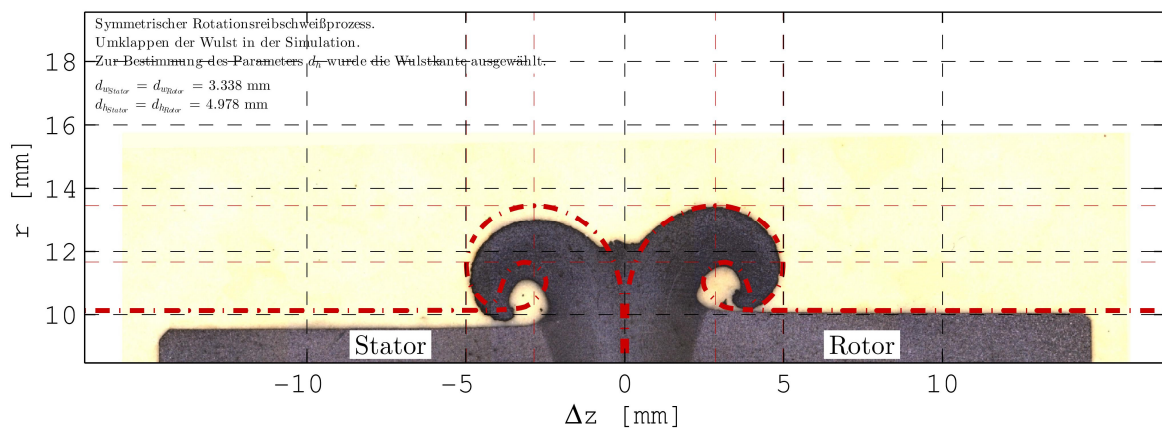


Abbildung 8: Exemplarische Schliffkorrelation mit dem kalibrierten Simulationsmodell für Versuch 20_Cf53_Cf53_15_3 (Tabelle 3)

Nach Fertigstellung der Kalibrierung des Simulationsmodells für alle Drehzahlkollektive erfolgt die Nachsimulation und Korrelation der Simulations- mit den gewonnenen Experimentaldaten. Insbesondere für das Drehzahlkollektiv von 500min^{-1} ergaben sich dabei größere Abweichungen. Ursache hierfür ist, dass der simulierte Wärmeeintrag zu gering war. Der Wärmeeintrag wird aufgrund der maximalen Schlupfgeschwindigkeit am Bauteilrand induziert. In Folge der Wärmeleitung stellt sich bei ausreichender Dauer der Reibphase meist ein quasistationärer Temperaturzustand in der Fügeebene ein. Die Nachsimulation des besagten Drehzahlkollektivs verdeutlichte, dass sich eben dieser Temperaturzustand nicht einstellte, somit in Bauteilmitte fast keine Erwärmung zu detektieren war, wodurch die Bauteile nicht oder nur minimal verkürzt wurden und die experimentelle Endbauteilverkürzung als Zielgröße durch Anpassung der numerischen Simulationsparameter nicht erreicht werden konnte. Die vermutete Ursache für diese Abweichung zwischen Experiment und Simulation begründet einmal mehr den Forschungsbedarf bei der qualitativen Beschreibung eines Reibmodells, welches die drehzahlabhängige Schlupfgeschwindigkeit als mathematische Formulierung mit berücksichtigen sollte. Ein weiterer Grund für die verhältnismäßig große Abweichung sind tribologische Effekte während des Schweißprozesses, durch welche es zum Fressen und Losreißen der Bauteile und dadurch zu Abweichungen hinsichtlich der Prozesskraft und des Reibmomentes im Gleichgewichtsbereich kam.

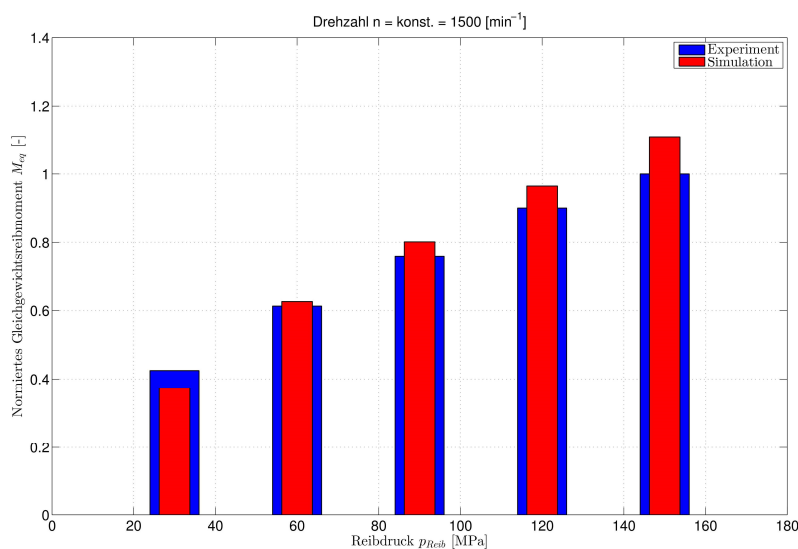


Abbildung 9: Vergleich des normierten Gleichgewichtsreibmomentes zwischen Experiment und Simulation in Abhängigkeit vom Reibdruck bei konstanter Drehzahl

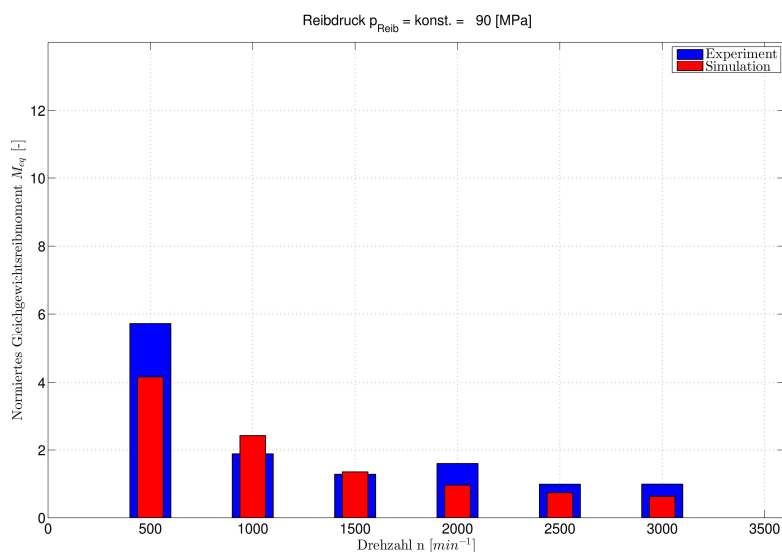


Abbildung 10: Vergleich des normierten Gleichgewichtsmomentes zwischen Experiment und Simulation in Abhängigkeit von der Drehzahl bei konstantem Reibdruck

Abbildung 9 und 10 fassen die Einzelergebnisse hinsichtlich der Zielgröße des Gleichgewichtsmomentes in Abhängigkeit vom Reibdruck (Abbildung 9) bzw. von der Drehzahl (Abbildung 10) zusammen. Bezogen auf das Gleichgewichtsreibmoment ergibt sich zwischen Simulation und Experiment sowohl im Definitionsbereich der Prozessparameterkarte (Abbildung 9) als auch im Wertebereich (Abbildung 10) eine gute Korrelation der Ergebnisse. Zu erkennen ist hierbei in Abbildung 10, dass das simulative Gleichgewichtsmoment mit steigender Drehzahl immer weiter abnimmt. Dieses Verhalten entspricht den Erwartungen und wurde bereits in [5] beschrieben. Ursache hierfür sind Gleiteffekte in der Fügeebene, wodurch die Zeit zum Erreichen einer Reibverkürzung von $4mm$ bei einem konstanten Reibdruck mit steigender Drehzahl zunimmt. Exemplarisch für die Gütebeurteilung der Gleichgewichtsverkürzungsrate \dot{s}_{feq} als Prozessgröße hinsichtlich des bestehenden Simulationsmodells ist dieser Zusammenhang in Abbildung 11 und 12 dargestellt. Abbildung 11 zeigt die erläuterte Ergebniskorrelation zwischen Experiment und Simulation bei einer konstanten Drehzahl von 1500min^{-1} . Entsprechend den Ergebnissen des Experimentaldatensatzes wurde erwartet, dass aufgrund des steigenden Reibdruckes die Reibwegverkürzung von $4mm$ in einer kürzeren Zeit erreicht wird und somit die Verkürzungsrate stetig steigt. Dies konnte entsprechend den Erwartungen unter Berücksichtigung des numerischen Simulationsmodells abgebildet werden.

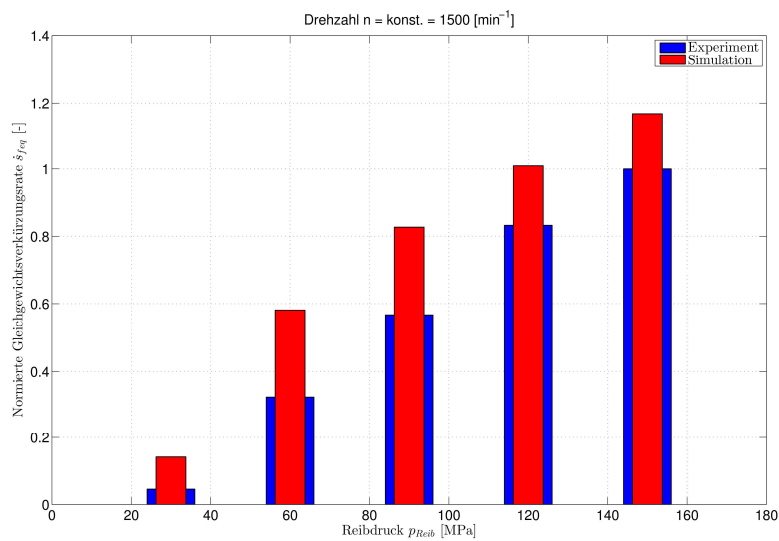


Abbildung 11: Vergleich der normierten Gleichgewichtsverkürzungsrate zwischen Experiment und Simulation in Abhängigkeit vom Reibdruck bei konstanter Drehzahl

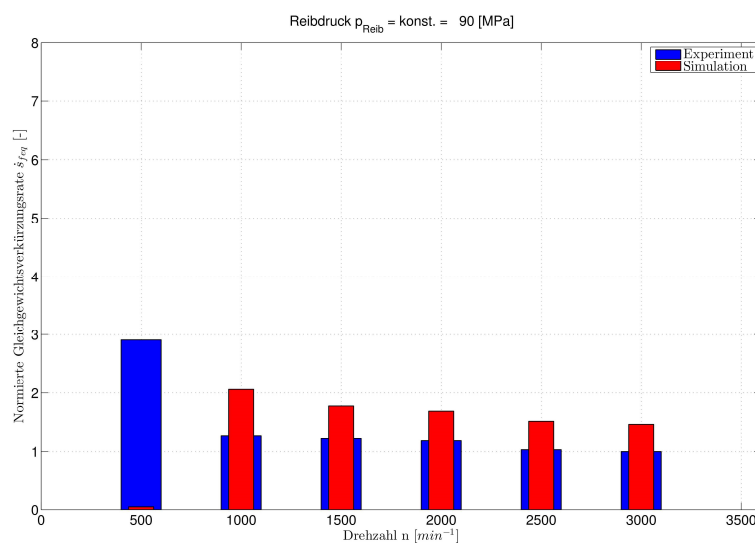


Abbildung 12: Vergleich der normierten Gleichgewichtsverkürzungsrate zwischen Experiment und Simulation in Abhängigkeit von der Drehzahl bei konstantem Reibdruck

Im Rahmen des Vorhabens wurde ein kalibriertes Simulationsmodell für den Rotationsreibschweißprozess einer homogenen Materialkombination abgeleitet. Darüber hinaus ergeben sich aus der Anpassung des numerischen Simulationsmodells die Übersetzungsdehnrate in Abhängigkeit der drehzahlabhängigen Schlupfgeschwindigkeit sowie der Trockenreibungskoeffizient in Abhängigkeit des Reibdrucks und der drehzahlabhängigen Schlupfgeschwindigkeit. Durch geeignete mathematische Formulierung der Zusammenhänge und Extrapolation der Daten auf den gesamten Daten- und Wertebereich des Versuchsraums sollte eine Anpassung des bestehenden Reibmodells derart möglich sein, dass die Verkürzungsratendivergenz mit steigender Drehzahl zwischen Experiment und Simulation, veranschaulicht in Abbildung 3, minimiert werden kann. Dadurch wird ein Beitrag zur Verbesserung der Simulationsgüte und Steigerung der Prädiktivität geleistet, wodurch abschließend im Rahmen des Vorhabens wirtschaftlich Prozessparameterkarten für ausgewählte Werkstoff- und Geometrie-kombinationen zur Standardisierung des Rotationsreibschweißens bereitgestellt werden können.

4. Zusammenfassung, Ausblick und Danksagung

Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen des Konferenzbeitrags konnte die Motivation und das prinzipielle Vorgehen zur Bereitstellung von Prozessparameterkarten für den Rotationsreibschweißprozess anhand einer simulativ gestützten Parameter-raumerfassung für die homogene Werkstoffmaterialpaarung *Cf53 – Cf53* für einen Vollwellenquerschnitt mit $\varnothing 20\text{mm}$ gezeigt werden. Neben der vollfaktoriellen Versuchsplanung und der experimentellen Versuchsdurchführung erfolgte bereits die Kalibrierung des Simulationsmodells für die gewählte Material- und Geometrie-kombination. Im weiteren Vorhaben soll die heterogene Stahlmaterialpaarung *Cf53 – 20MoCr4* sowie eine weitere Geometrie-kombination untersucht werden. Hierfür sind für den Vollwellenquerschnitt $\varnothing 10, 30\text{mm}$ Versuche auf der Reibschweißmaschine RSM401 (Reibschweißkopf RK30) des Herstellers Harms & Wende GmbH und Co. KG mit einem Drehzahlbereich von $6000 – 21000\text{min}^{-1}$ bei einer maximalen Axialkraft von 14kN vorgesehen. In weiterführenden Schritten ist nach Abschluss der gesamten experimentellen Versuchsdurchführung die Ableitung der funktionalen Zusammenhänge zwischen numerischen Reibmodellparametern und dem der Simulation hinterlegten Reibgesetz, mit dem Ziel der Erzeugung von Prozessparameterkarten für den Rotationsreibschweißprozess und die jeweilige Material- und Geometrie-kombination, vorgesehen.

Danksagung

Das IGF-Vorhaben Nr.: 18.966 B / DVS-Nr.: I2.022 der Forschungsvereinigung, Forschungsvereinigung Schweißen und verwandte Verfahren e.V. des DVS, Aachener Str. 172, 40223 Düsseldorf, wurde über die AiF im Rahmen des Programms zur Förderung der industriellen Gemeinschaftsforschung und -entwicklung (IGF) vom Bundesministerium für Wirtschaft und Energie aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages gefördert. Für diese Förderung und Unterstützung wird gedankt. Gleichfalls Dank gilt den im projektbegleitenden Ausschuss vertretenden Unternehmen, die aktiv an der Projektbearbeitung mitgewirkt haben.

Quellen

- [1] DIN 8580: *Fertigungsverfahren - Begriffe, Einteilung*, Deutsches Institut für Normung (DIN).
- [2] DIN 14610:2005: *Schweißen und verwandte Prozesse - Begriffe für Metallschweißprozesse*, Deutsches Institut für Normung (DIN).
- [3] DVS MERKBLATT 2909: *Reibschweißen von metallischen Werkstoffen.*, Deutscher Verband für Schweißen und verwandte Verfahren e.V. (2010)
- [4] Bowden, F.P. and Tabor, D.: *Reibung und Schmierung fester Körper*. Springer-Verlag, 1959
- [5] Schmicker, D.: *A holistic approach on the simulation of rotary friction welding*. Diss., Otto-von-Guericke Universität, 2015.
- [6] Schmicker, D.; Naumenko, K. and Strackeljan, J.: *A robust simulation of Direct Drive Friction Welding with a modified Carreau fluid constitutive model*. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 265:186–194, 2013.
- [7] Schmicker, D.; Persson, P.-O. and Strackeljan, J.: *Implicit Geometry Meshing for the simulation of Rotary Friction Welding*. Journal of Computational Physics, 270(0):478–489, 2014.
- [8] Schmicker, D.; Naumenko, K.; and Strackeljan, J.: *A holistic Approach on the Simulation of Rotary-Friction-Welding*. 7th Asia Pacific IIW International Congress Singapore, 2013.
- [9] Schmicker, D.; Naumenko, K. and Strackeljan, J.: *Potenziale der Prozesssimulation beim Rotationsreibschweißen*. Proceedings of Simulationsforum Weimar, 2013.
- [10] Schmicker, D. and Strackeljan, J.: *Die prädiktive Prozesssimulation mittels virtua RFW als innovatives*

- Werkzeug für die Optimierung des Rotationsreibschweißprozesses.* 21. Erfahrungsaustausch Reibschweißen, München, 2015.
- [11] Körner, M.; Paczulla, S.; Jüttner, S. and Schmicker, D.: *Anwendungsfälle der Prozesssimulation anhand des Reibschweißverfahrens.* 36. Assistentenseminar Fügetechnik. DVS Berichte, 2015
- [12] GSI SLV MÜNCHEN: *Untersuchungen des Einflusses hoher Drehzahlen auf das Schweißergebnis für das Reibschweißen mit niedrigen Prozesskräften,* GSI SLV München. 2003, Forschungsbericht
- [13] Schmicker, D.; Paczulla, S.; Nitzschke, S.; Groschopp, S.; Naumenko, K.; Jüttner, S. and Strackeljan J.: *Experimental identification of flow properties of a S355 structural steel for hot deformation processes.* The Journal of Strain Analysis for Engineering Design, 50(2):75–83, 2015.
- [14] Körner, M.; Schmicker, D.; Paczulla, S.; Kreibich, M.; Keil, D.; Jüttner, S. and Strackeljan, J.: *Experimentelle Durchführung und explorative rechnergestützte Datenauswertung von Gleeble Warmzugversuchen am Beispiel des Aluminiumwerkstoffs AA 6016.*, Smart, effizient, mobil: 12. Magdeburger Maschinenbautage, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, 2015.
- [15] Paczulla, S.; Schmicker, D.; Körner, M. and Jüttner, S.: *Fertigungsschweißen von Gusswerkstoffen mittels Stopfenreibschweißen.* DVS Congress, 2015.
- [16] Guerdoux, S.; Fourment, L.: *A 3D numerical simulation of different phases of friction stir welding.*, Modelling and Simulation in Materials Science and Engineering 17 (2009), S. 1–32
- [17] Hilgert, J.: *Knowledge Based Process Development of Bobbin Tool Friction Stir Welding,* Technical University Hamburg-Harburg, Diss., 2012
- [18] Li, W.Y.; Wang, F.F.; Shi, S.X.; Ma, T.J.; Li, J.L.; Vairis, A.: *3D Finite Element Analysis of the Effect of Process Parameters on Linear Friction Welding of Mild Steel.*, Journal of Materials Engineering and Performance (2014), 1-9.
- [19] Pan, W.X.; Li, D.S.; Tartakovsky, A.M.; Ahzi, S.; Khraisheh, M.; Khaleel, M.: *A new smoothed particle hydrodynamics non-Newtonian model for friction stir welding: Process modeling and simulation of microstructure evolution in a magnesium alloy.*, International Journal of Plasticity 48 (2013), S. 189–204.

Umwandlungsverhalten von kohlenstoffhaltigen Stählen beim Kurzzeitschweißen

M.Sc. Veronika Zhuk ¹⁾, Prof. Dr.-Ing. Sven Jüttner¹⁾, Dr.-Ing. Jörg Zschetzsche²⁾

¹⁾ Institut für Werkstoff- und Füge­technik, Otto-von Guericke Universität Magdeburg, Deutschland, veronika.zhuk@ovgu.de, Tel.: +49 391 67 – 57097

¹⁾ Institut für Werkstoff- und Füge­technik, Otto-von Guericke Universität Magdeburg, Deutschland, sven.juettner@ovgu.de, Tel.: +49 391 67-58741

²⁾ Institut für Fertigungstechnik, Technische Universität Dresden, Deutschland, joerg.zschetzsche@tu-dresden.de , Tel.: +49 351 463-35307

Zusammenfassung

Das Kondensatorentladungsschweißen (KE-Schweißen) ist in der Serien- und Massenfertigung aufgrund seiner kurzen Stromanstiegszeit und, im Vergleich zu dem konventionellen Punkt- oder Buckelschweißen, der geringen, schnellen Wärmeeinbringung sowie der Möglichkeit der Automatisierung und Parameterüberwachung ein sehr wichtiges Fügeverfahren. Das KE-Schweißen ermöglicht unterschiedliche Werkstoffe, Materialdicken, Werkstoffe mit hoher thermischer Leitfähigkeit, wärmeempfindliche oder auch beschichtete Bauteile reproduzierbar zu verschweißen. In Bezug auf einen innovativen Leichtbau wurde von Stahlproduzenten in letzter Zeit eine Reihe von höher-, hoch- und höchstfesten Feinblechwerkstoffen entwickelt, die auch zunehmend in der blechverarbeitenden Industrie Verwendung finden.

Im Getriebebau zum Beispiel werden höherkohlenstoffhaltigen Stähle für Teile, die hohe Verschleißfestigkeit aufweisen sollen, eingesetzt. Beim Schweißen jedoch härten diese Werkstoffe in Abhängigkeit vom Kohlenstoff und den Legierungselementen teilweise enorm auf und neigen sehr stark zur Versprödung und zur Rissbildung. Um dies zu verhindern oder Gebrauchsfähigkeit wieder herzustellen, müssen aufwendige Wärmebehandlungen vor und nach dem Schweißen durchgeführt werden. KE-Schweißen bietet durch den schnellen Stromanstieg den Vorteil kurzer Stromzeiten bis zu 10 ms. Im Endeffekt können die höherkohlenstoffhaltigen Stähle prozesssicher miteinander verschweißt werden, d.h. die zusätzliche Wärmebehandlung erfolgt direkt durch die Stromimpulse.

Das Ziel der Untersuchungen ist es, grundlegende werkstoffkundliche und verfahrenstechnische Arbeits- und Randbedingungen zum KE-Schweißen von höherkohlenstoffhaltigen Werkstoffen zu erarbeiten. Es sollen neue Erkenntnisse über die Schweißbarkeit von nicht oder bedingt schmelzschweißgeeigneten Vergütungsstählen (Kohlenstoffgehalt > 0,2 %) gewonnen werden. Hier ist die Frage zu beantworten, inwieweit sich die extrem hohen Aufheizgeschwindigkeiten und die hohe Energiedichte positiv auf die Schweißung auswirken. Im Rahmen dieses Beitrags wurden neue Erkenntnisse zum KE-Schweißen höherkohlenstoffhaltiger Stähle erarbeitet. Es hat sich gezeigt, dass unter Voraussetzung geeigneter Parameterwahl rissfreie Verbindungen erzeugt werden können. Auf diese Weise kann man auch ein geeignetes Gefüge in der Schmelz- und Wärmeeinflusszone erzielt werden, um ein sicheres Verhalten der Schweißverbindung zu gewährleisten.

Schlüsselwörter: Kondensatorentladungsschweißen, Kurzzeitschweißen, Vergütungsstahl

1. Einleitung und Stand der Technik

Das Kondensatorentladungsschweißen (KE-Schweißen) ist ein Widerstandsschweißverfahren, das durch sehr kurze Schweißzeiten (3-20 ms) und hohe Schweißströme bis 1000 kA charakterisiert ist. Mit diesem Schweißverfahren können die Bauteile im Überlappstoß mit einem Ringbuckel bis 200 mm Durchmesser verschweißt werden. Aufgrund der kurzen Stromanstiegszeiten und der geringen und schnellen Wärmeeinbringung gibt es die Möglichkeit, auch Stähle mit hohem Kohlenstoffgehalt > 0,2 % zu schweißen, die zur Aushärtung und Versprödung neigen. Der Anwendungsbereich von diesen Stählen im Automobilbau sind Getriebeteile, wie z.B. Schalträder, Nockenwellen, Kardangelenke oder hochbeanspruchte Getriebeteile mit hohen Anforderungen an Zähigkeitseigenschaften. Das Schweißen von Einsatzstählen und Vergütungsstählen ist aufgrund eines hohen Kohlenstoffäquivalents kritisch. Die Herstellung von einsatzgehärteten Getriebe-

Schalträdern wird heutzutage hauptsächlich durch das Elektronenstrahlschweißen oder Laserstrahlschweißen realisiert. Für die Schalträder kann je nach Belastung Stahl 16MnCrS5 eingesetzt werden. Teilweise können die Schalträder bereits vor dem Härtevorgang gefügt werden, aber in der Regel erst nach dem Härten, so dass weitere Maßnahmen vor dem Fügen getroffen werden müssen. Eine weitere Vorgehensweise bietet das Abdrehen der Einsatzhärteschicht oder das Vorwärmen des Zusammenbaus auf 160°C, was jedoch zu erhöhten Betriebskosten führt. Die vorherigen Untersuchungen mittels Laserstrahlschweißen haben gezeigt, dass durch eine kurze Wärmeeinbringung die Härte in der Fügezone reduziert und rissfreie Verbindungen hergestellt werden können. [1] Andererseits erfordert das Laserstrahlschweißen im Vergleich zum KE-Schweißen einen höheren technischen Aufwand und eine längere Schweißzeit. (s.Tab.1)

Tabelle 1. Vor- und Nachteile des KE-Schweißens und Laserstahlschweißens

Schweißverfahren	Vorteile	Nachteile
KE-Schweißen/ Buckelschweißen	<ul style="list-style-type: none"> • geringste Schweißzeit im ms-Bereich; • begrenzte Wärmeausbreitung innerhalb der Fügestelle; • Minimierung der thermischen Belastung der Fügeile; • Verschweißen von größeren (rotations-symmetrischen) Teilen mit Ringbuckel bis ca. 200 mm Durchmesser; • Verschweißen von Stählen mit erhöhtem Kohlenstoffgehalt durch dem extrem kurzen Prozess; • gute Automatisierbarkeit; • hohe Standzeit der Elektroden; • Einfache Möglichkeit zu nachfolgender Wärmebehandlung 	<ul style="list-style-type: none"> • speziell angepasste Anlagentechnik erforderlich; • komplexes Kraftsystem zur Bereitstellung der Elektrodenkraft und der Nachsetzwege notwendig. [2]
Laserstahlschweißen	<ul style="list-style-type: none"> • flexible Anlagentechnik mit hoher Energiedichte • kein Werkstückkontakt, geringer Verschleiß; • Verschweißen von unterschiedlichen Bauteilgeometrien möglich; 	<ul style="list-style-type: none"> • hohe werkstoffabhängige Reflexion an der Bauteiloberfläche; • Strahlenschutzeinrichtung notwendig • schnelle Abkühlung, als Folge die erhöhte Rissgefahr und die größere Härtewerte in der Schweißverbindung; • geringer anlagentechnischer Wirkungsgrad

Das KE-Schweißen erfolgt durch einen Hochstromimpuls bei gleichzeitig wirkender Kraft, so dass während des Erstarrungsprozesses eine Druckspannung in der Fügezone aufgebaut wird, welche einen positiven Einfluss auf die Volumenkontraktion (Schrumpfung bei der Abkühlung) und umwandlungsbedingte Volumendilatationen der Fügezone nimmt. [3] Während des KE-Schweißens ist im Vergleich zum Laserstahlschweißen ein symmetrisches Temperaturfeld vorhanden und der Wärmeeintrag gut steuerbar ist. In Abhängigkeit ausgewählter Parameter der Schweißanlage beträgt die Aufheizgeschwindigkeit mehrere tausend Grad pro Sekunde, was ein sehr großer Vorteil für das Schweißen kohlenstoffhaltigen Stähle ist. So kann die Wärmeeinflusszone im Gegensatz zu konventionellen Schmelzschweißverfahren durch die stark lokalisierte Aufschmelzung örtlich eng begrenzt werden. Trotzdem ist bei Stählen mit hohem Kohlenstoffgehalt auch beim KE-Schweißen mit unzulässiger Aufhärtung und mit Rissen in der Fügezone zu rechnen. Bei solchen Stählen wird empfohlen, Nachwärmeimpulse zu benutzen, was jedoch nicht immer zu positiven Ergebnissen führt. [2, 4]

In [5-7] werden KE-Buckelschweißungen an höherfesten Stählen experimentell untersucht. Es wurde festgestellt, dass aufgrund der hohen Abkühlgeschwindigkeit immer Martensit entsteht und dass ein zusätzlicher Nachwärmeimpuls einen Anlasseneffekt mit positiver Auswirkung auf die Schweißverbindung hervorruft. Höherkohlenstoffhaltige Werkstoffe verhalten sich beim Schweißen mit Nachwärmeimpulsen sehr unterschiedlich. Eine verzögerte Energieeinbringung durch die Nachwärmeimpulse kann zu weiterer Aufhärtung führen. Ein nachfolgender zweiter Nachwärmeimpuls kann sich günstig, aber bei zu großem Energieeintrag auch nachteilig auswirken. So kann es zu unzulässiger Spritzerbildung kommen.

Bisher beschäftigten sich die durchgeführten Untersuchungen zum Kondensatorentladungsschweißen im Wesentlichen nicht mit dem Verschweißen von höherkohlenstoffhaltigen Stählen. Gerade hier besteht ein großer Entwicklungsbedarf. Die neuen Verfahren ermöglichen es, den Fertigungsprozess zu verbessern und die Nacharbeiten zu rationalisieren.

2. Versuchsdurchführung und Auswertung

2.1 Versuchsdurchführung

Zum Schweißen wurde die am Institut für Fertigungstechnik (Professur für Fügetechnik und Montage) in TU Dresden verfügbare Anlage zum KE-Schweißen genutzt. Es handelte sich um eine ortsfeste Ständer-schweißmaschine in C-förmigen Aufbau der Firma Harms & Wende mit Multi Capacitor Source (MSC). D. h. die Schweißanlage hat 4 Kondensatoren und lässt Mehrimpuls-Schweißungen zu. Üblicherweise kann ein zweiter Impuls erst ausgelöst werden, wenn der Strom des ersten Pulses vollständig abgeklungen und die Ladezeit verstrichen ist. Mit der MSC können nicht nur Zwei-, sondern auch Mehrimpuls-KE-Schweißungen in schneller zeitlicher Folge durchgeführt werden.

Als kohlenstoffhaltige Stähle wurden Einsatzstähle 16MnCrS5, 20MoCr4 mit und ohne vorhergehender Wärmebehandlung untersucht (s.Tab.2). Es wurden artgleiche Verbindungen und Werkstoffkombinationen geschweißt.

Tabelle 2. Untersuchte Werkstoffkombinationen

Nr	Buckelseite	Zustand	Blech	Zustand
1	20MoCr4	weich	20MoCr4	weich
2	16MnCrS5	weich	16MnCrS5	weich
3	20MoCr4	weich	16MnCrS5	weich
4	20MoCr4	weich	16MnCrS5	einsatzgehärtet
5	20MoCr4	einsatzgehärtet	16MnCrS5	weich
6	20MoCr4	einsatzgehärtet	16MnCrS5	einsatzgehärtet

Für die Schweißuntersuchungen wurden Ronden mit einem Durchmesser von 30 mm und einer Höhe von 10 mm auf 2 mm dicke Bleche mit dem Durchmesser 20 mm geschweißt (s.Abb.1). Die Ronden hatten einen Ringbuckel von 15 mm Durchmesser. Als Basis für die Geometrie des Buckels wird ein Spitzenwinkel von 70° verwendet. Für die Werkstoffkombinationen im gehärteten Zustand, wurden die Proben zusätzlich einsatzgehärtet und angelassen.

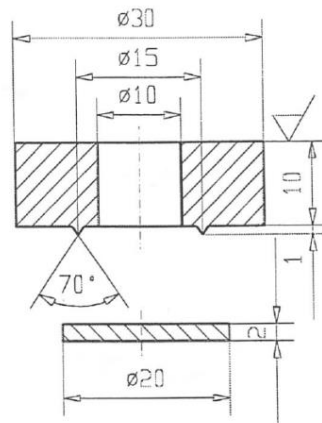


Abbildung 1. Skizze der Proben mit Ringbuckelgeometrie

Durch das Einsatzhärten erhalten weiche Bauteile eine bezogenen auf die Bauteilabmessung dünne harte Randschicht, indem das Randgefüge von Stählen mit Kernkohlenstoffgehalten zwischen 0,15 - 0,25% auf Kohlenstoffgehalte im Bereich von 0,7 - 0,9 % aufgekohlt und martensitisch umgewandelt wird. Die Proben aus 16MnCrS5 und 20MoCr4 wiesen nach dem Einsatzhärten und Anlassen folgende Parameter auf: Randschichthärtigkeit 58-62 HRC bzw. 650-750 HV30 und CHD=0,5 bis max. 1,0 mm. Dabei entsteht eine Härteverlaufskurve und bedingt durch die Volumenänderungen bei der martensitischen Umwandlung, eine Eigenspannungsverteilung mit Druckeigenspannungen im Randgefüge. Dadurch wird das Vermögen zu plastischen Formänderungen deutlich verringert und es können schon bei relativ geringen Verformungen Anrisse entstehen, was für das Schweißprozess sehr kritisch ist.

Die Abb.2 zeigt das Aussehen der Einsatzhärtungsschicht. Das martensitische Gefüge unmittelbar unter der Probenoberfläche ist deutlich feiner ausgebildet als im Übergangsbereich zum Kern. Anrisse in der Randschicht verlaufen überwiegend interkristallin. [8]

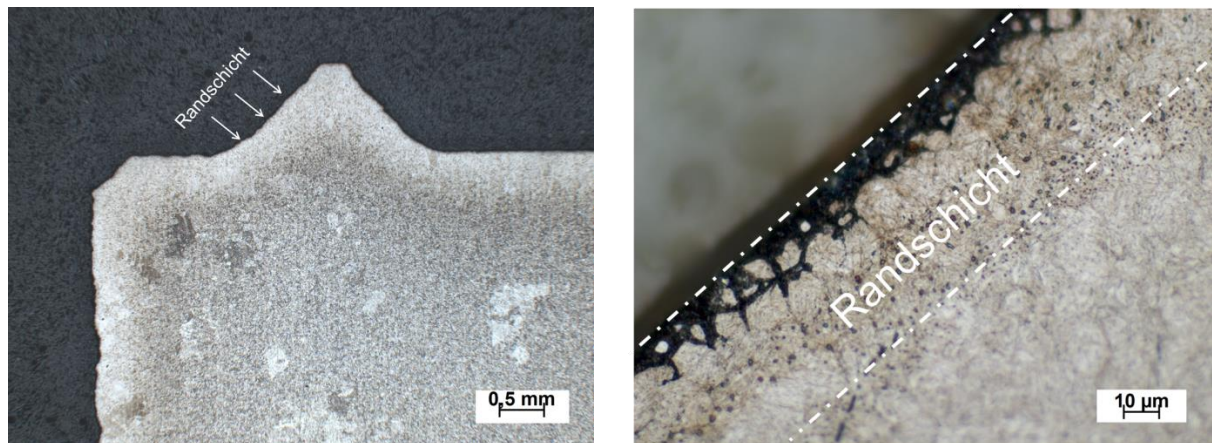


Abbildung 2. Makroschliff einer einsatzgehärteten Probe (links); Aufnahme der einsatzgehärteten Randschicht (rechts)

Die Schweißparameter wurden so eingestellt und optimiert, dass zunächst die äußeren Bedingungen wie Spritzerbildung zufriedenstellend waren. Parameter wie Schweißenergie, Elektrodenkraft und Buckelgeometrie sind maßgeblich an der Entstehung der Aufschmelzung beteiligt und beeinflussen sich gegenseitig. Es wurde der Einfluss der Schweißparameter wie z.B. Strom und Verzögerung zwischen Schweiß- und Nachwärmimpuls auf die Nahtgüte und das Gefüge untersucht und Rückschlüsse auf die Zusammenhänge zwischen Wärmebringung und Gefügeausbildung gezogen. Ein wesentlicher Parameter zum Einstellen der KE-Schweißanlage ist die Ladespannung. Die Schweißenergie und auch das Schweißergebnis werden durch die Ladespannung bestimmt. Die Schweißparameter, die gewählt wurden (s. Tab.3), stellen die technologischen Möglichkeiten und Grenzen zur Reduzierung der Aufhärtung und Rissbildungsneigung dar.

Tabelle 3. Ermittelte Schweißparameter für unterschiedliche Gefügestände

Nr	U (A), [V]	E (A), [kWs]	t, [ms]	U (B), [V]	E (B), [kWs]	F, [kN]	U (Trafo)
1	1,032	4,80	0	0	0	17,5	45
2	1,032	4,80	10	1032	4,8	17,5	45
3	1,032	4,80	100	1032	4,8	17,5	45
4	1,032	4,80	4,3	1032	4,8	17,5	45

U (A) – Ladespannung von Kondensator A; E (A) – Nennenergie von Kondensator A;

U (B) – Ladespannung von Kondensator B; E (B) – Nennenergie von Kondensator B.

Die Bewertung der Schweißparameter erfolgte durch eine Prüfung der Schweißverbindungen. Mit der Sichtprüfung erfolgte die Erkennung der Spritzerbildung. Anhand der Bruchbilder wurden Bindefehler in Schweißverbindungen erkannt. Eine schnelle Kontrolle der Schweißparameter erfolgte die durch zerstörende Meißelprüfung. Anhand von Makroschliffen können die Abmessungen der Schweißlinsen und eventuell auftretende Schweißfehler dokumentiert werden. Zur Untersuchung der Gefügestruktur der Buckelschweißungen wurden Mikroschliffe angefertigt. Die Bestimmung des Austenitsgehaltes erfolgte mittels Farbniederschlagsatzung nach Klemm I. Bei dieser Ätzmethode zeigt die Färbung der anodischen α -Bereiche (Ferrit: blau/braun, Martensit: braun), während die γ -Bereiche (Austenit) ungefärbt, d.h. weiß erscheinen. Neben metallografischen Untersuchungen wurden auch die mechanischen Eigenschaften der Werkstoffe und der Verbindung kontrolliert. Mittels Härteprüfung wurde die gefügetechnischen Veränderungen infolge von Phasenumwandlungen bestimmt.

2.2 Auswertung von Ergebnissen

Im Vergleich zum Widerstandspunktschweißen wiesen die durch das KE-Schweißen erzeugten Schweißverbindungen keine Schweißlinse auf. Beim KE-Schweißen ohne flüssige Phase trat keine ausgeprägte Aufmischung zwischen den Fügepartnern auf, da die Zeit für die notwendigen Diffusionsvorgänge zu kurz war.[9]

Es ist eine stoffschlüssige Verbindung liegt innerhalb einer Fügelinie zu erkennen, die Abb. 3 zeigt eine minimale Aufmischung mit einer deutlich erkennbaren Trennlinie zwischen den Werkstoffen. Gut zu erkennen ist auch sehr schmale Wärmeinflusszone (WEZ) und die Übergangszone zwischen WEZ und Grundwerkstoff.

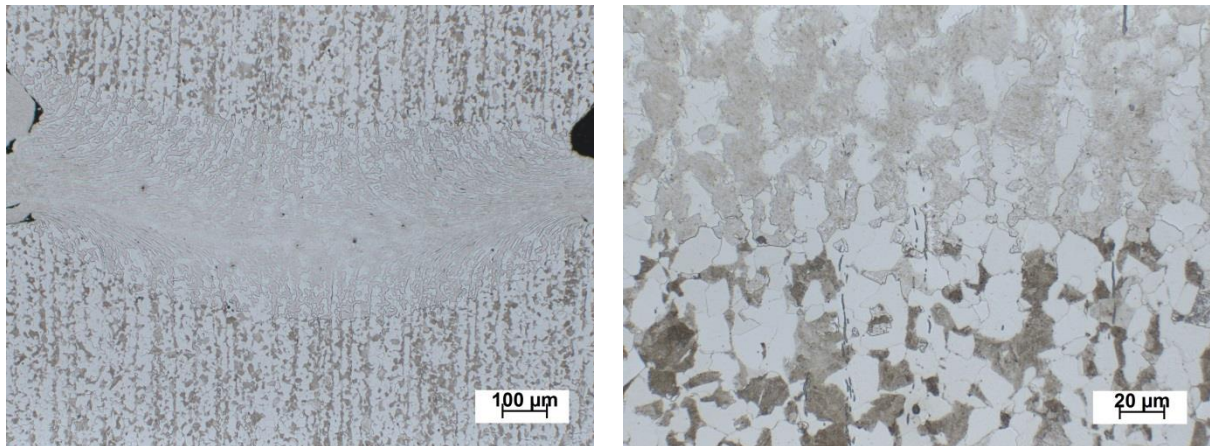


Abbildung 3. KE-Schweißung mit minimaler Aufmischung, Werkstoff 16MnCrS5 (links); Übergangszone zwischen WEZ und Grundwerkstoff (rechts)

Artgleiche Verbindungen:

Die Untersuchungen haben gezeigt, dass alle artgleichen Schweißverbindungen im weichen Zustand keine Risse in der Fügezone oder im Kerbbereich am Buckelübergang aufweisen. Das ferritisch-perlitische Grundwerkstoffgefüge der höherkohlenstoffhaltigen Stähle wurde durch die impulsartige Füge-technologie mit hoher Energiedichte im Fügebereich stark verändert. Die Verzögerung von 100 ms zwischen Impulsen hatte einen deutlichen Einfluss auf das Gefüge, der entstandene Martensit wurde durch die Nachwärmimpulse angelassen. Die Härte fiel ab und die Fügeverbindung wurde zäher im Vergleich zu den Schweißungen mit dem 1-Impuls oder mit der Pause 4,3 oder 10 ms zwischen den Impulsen. (Abb.3) Die Härteprüfungen ergaben, dass die 1-Impuls-Schweißung zu einer hohen Aufhärtung des Werkstoffs insbesondere beim 16MnCrS5 führte.

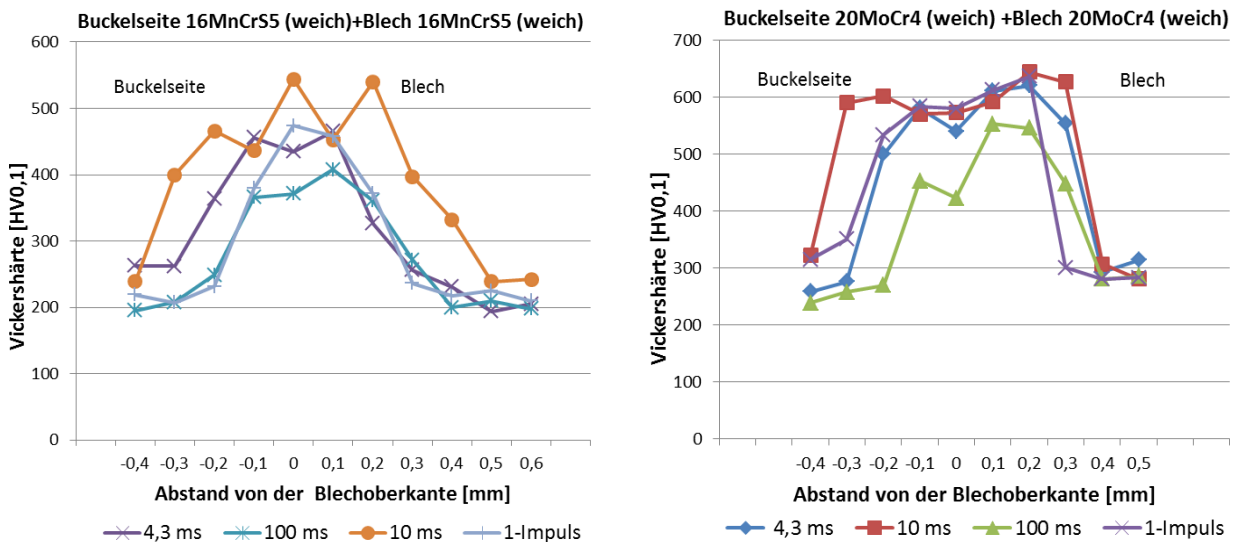


Abbildung 4. Härteverläufe von KE-Schweißungen mit unterschiedlicher Verzögerung zwischen dem Schweiß- und Nachwärmimpuls: 16MnCrS5 (links); 20MoCr4 (rechts)

Die Gefügebetrachtungen in allen Proben zeigen einen nadeligen Martensit, der sich über die ganze Fügezone erstreckt. Neben dem Martensit sind geringe Anteile an Ferrit in der Fügezone erkennbar bei der 1-Impuls-Schweißung und bei einer kurzen Verzögerung der Nachwärmimpulses von 4,3 ms. Der in Richtung Fügeebene abnehmende Anteil an Ferrit vorhanden (s.Abb.5 rechts) deutet darauf hin, dass die Kohlenstoffdiffusion wegen sehr kurzer Schweißzeit nicht vollständig erfolgte. Zusätzlich wurde festgestellt, dass Mangansulfide in der Fügezone angelagert wurden, die die Festigkeit beeinflussen können. Die Farbniederschlagätzung nach Klemm I

bestätigt das Vorhanden von Anlassmartensit (schwarze oder dunkle Linie) in der Mitte der Schweißverbindung, kleine Körner von Restaustenit und Ferrit sind zu erkennen. (s.Abb.5) Die Wärmeeinbringung in die Grundwerkstoffe führte somit zu einem geringfügigen und kurzzeitigen Aufwärmen der Fügezone. Die Härte ist in diesem Bereich niedriger und das Gefüge feinkörniger.

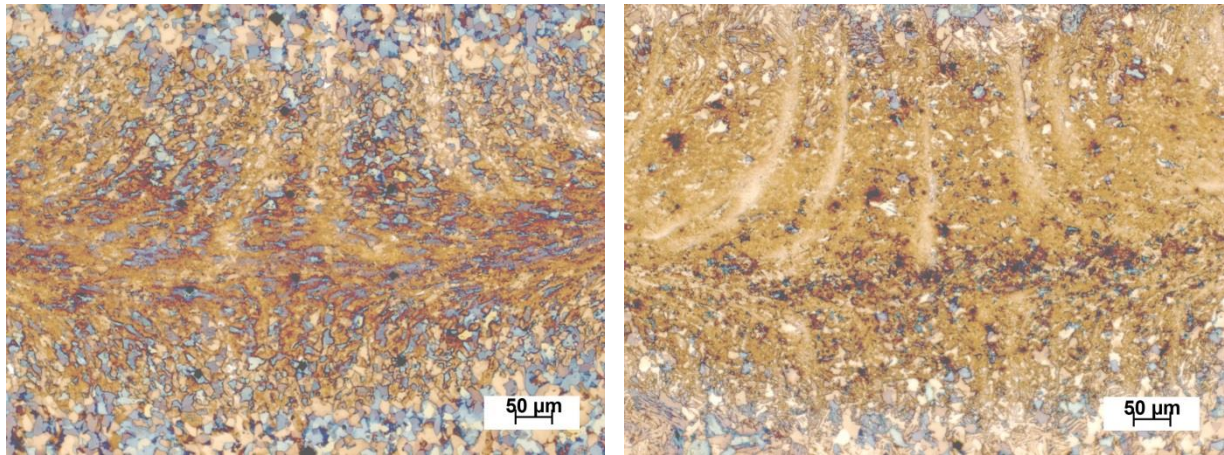


Abbildung 5. Fügezone einer Schweißverbindung aus 16MnCrS5 1-Impuls-Schweißung (links) und mit der Verzögerung 100ms (rechts)

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass die Stähle 16MnCrS5 und 20MoCr4 im unbehandelten Zustand mittels KE-Schweißen rissfrei geschweißt werden konnten.

Mischverbindungen:

Alle Mischverbindungen wurden mit den gleichen Schweißparametern wie die artgleichen Verbindungen geschweißt. Die Ergebnisse zeigen, dass die Werkstoffkombination 20MoCr4 (weich) + 16MnCrS5 (weich) vollflächig verschweißt wurden und keine Bindefehler auftraten. (s.Tab.4)

Tabelle 4. Einfluss der Schweißparameter auf die Rissanfälligkeit von Mischverbindungen

Verzögerung, [ms]	20MoCr4 (weich) 16MnCrS5 (weich)	20MoCr4 (weich) 16MnCrS5 (hart)	20MoCr4 (hart) 16MnCrS5 (weich)	20MoCr4 (hart) 16MnCrS5 (hart)
0	+	-	-	-
4,3	+	+	+	+
10	+	+	+	-
100	+	-	-	-

(+) rissfreie Verbindung; (-) Risse

Die Schweißverbindungen aus 20MoCr4 (weich) + 16MnCrS5 (hart)/ 20MoCr4 (hart) + 16MnCrS5 (weich) haben gezeigt, dass die Schweißparameter mit 1-Impuls und der Verzögerung von 100 ms zu Rissen führten, im Vergleich zu den artgleichen Verbindungen, wo ein Härteabfall beobachtet wurde. Die Nachwärmbehandlung im Fall von einsatzgehärteten Stählen provozierte eine Aufhärtung. Die Verbindungen zeigten vor allem Risse am Rondenübergang, besonders die höherkohlenstoffhaltigen Stähle, die einsatzgehärtet wurden. Das Gefüge der Verbindung besteht in der Fügezone aus Martensit und Restaustenit. (Abb.6) Wie in der Literatur schon beschrieben wurde, werden die Martensitstart- und Martensitendtemperaturen mit zunehmendem Kohlenstoffgehalt und Legierungsanteil zu niedrigeren Werten verschoben, bei Abschrecken auf Raumtemperatur verbleibt ab etwa 0,5% Kohlenstoff nicht umgewandelter Austenit als Restaustenit im Gefüge.[8] Restaustenit ist offensichtlich mit Martensit verbunden, das kennzeichnende lichtmikroskopische Gefügebild zeigt Martensit im Wechsel mit Restaustenit - Abb.6 - rechts. Neben einer Behinderung der bei der Umwandlung auftretenden Volumenausdehnung können auch örtliche Schwankungen im Lösungszustand des Kohlenstoffs zur Erhöhung des Restaustenitgehalts führen. So ist die Verteilung von Kohlenstoff im Werkstoff durch Einsatzhärten nicht gleichmäßig.

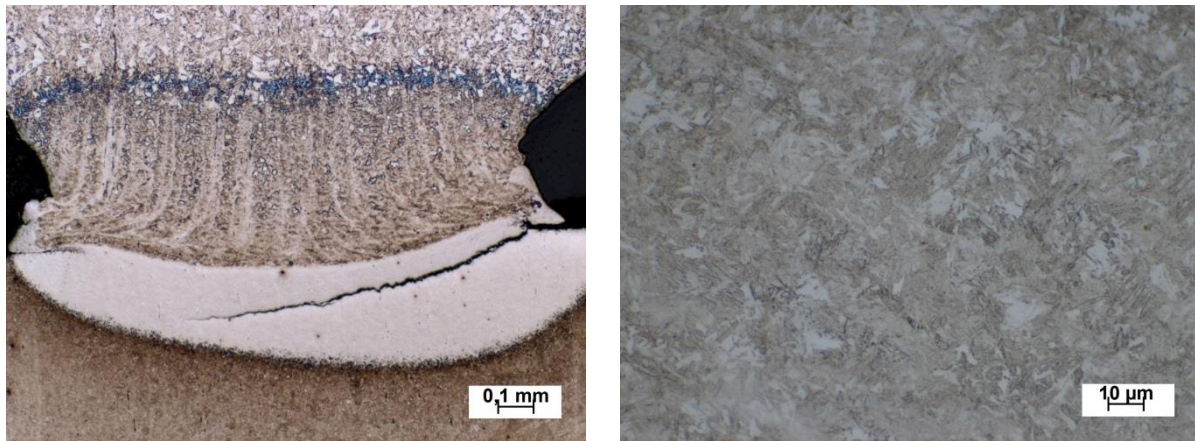


Abbildung 6. Die Schweißverbindung mit der Verzögerung 100ms aus 20MoCr4(weich) +16MnCrS5(hart) (links); das Gefügebild – Martensit und Restaustenit (rechts)

Die WEZ ist wie bei den artgleichen Verbindungen klein. Die optimalen Schweißparameter bei den harten Mischverbindungen sind die mit Verzögerungen von 4,3 ms und 10 ms. Außerdem ist die Wärmeeinbringung größer als bei dem 1-Impul-Parameter und die daraus entstehenden längeren Abkühlgeschwindigkeiten können vermutlich zu einer geringeren Aufhärtung führen. Die Verbindungen waren rissfrei und zeigten die größte WEZ - Fläche. (s.Abb.7) Der Nachwärmeimpuls mit der Verzögerung von 100 ms hatte dagegen fast keinen Einfluss auf die Fläche der Schweißverbindung. Der Werkstoff konnte durch den Nachwärmeimpuls nicht mehr aufgeschmolzen, sondern nur noch angelassen werden.

Im Fall von gehärteten Stählen funktionierte diese Prozessführung nicht. Die zusätzliche Energieeinbringung durch die Nachwärmeimpulse führte zur weiteren Aufhärtungen und das Gefüge wurde dabei nicht angelassen.

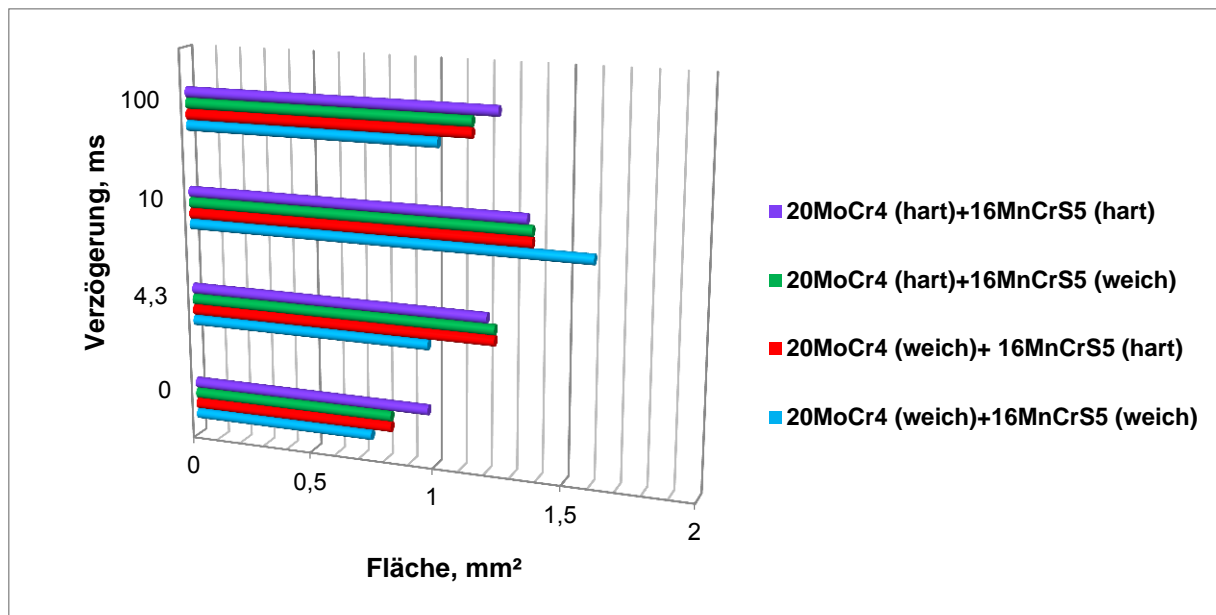


Abbildung 7. Der Einfluss von Schweißparameter auf die Fläche der Schweißverbindung

Die Werkstoffkombination aus 20MoCr4 (hart) + 16MnCrS5 (hart) zeigte im Schweißbereich eine hohe Härte. Aufgrund der extrem hohen Abkühlgeschwindigkeit bildete sich direkt in der Fügeebene ein gut strukturiertes, nadeliges martensitisches Gefüge. Alle Verbindungen dieser Werkstoffkombination zeigten Unregelmäßigkeiten. Zum einen traten Risse von der Schweißzone zum Rondenübergang auf. Zum anderen wurden Bindefehler in der Fügezone nachgewiesen, vermutlich eine Folge einer ungünstigen Parameterwahl. Die Schweißparameter müssen für diesen Werkstoffzustand weiter optimiert werden. Die einsatzgehärteten Proben, hatten eine Randschicht mit ungefähr 0,7 – 0,9 % Kohlenstoff. Teilweise waren auch Oxide oder Mangansulfide aus den Grundwerkstoffen in der Fügezone angesiedelt, welche die Schweißverbindung zusätzlich schwächten. Die Anrissbildung im Randbereich der Verbindungen höherkohlenstoffhaltiger Stähle konnte auch durch einen Nachwärmeimpuls nicht vermieden werden.

Neben den Rissen am Rondenübergang sind Rissansätze am Blechübergang sichtbar. Diese werden durch die mangelhafte Anbindung des Schweißwulstes hervorgerufen und setzen sich in die Schweißzone fort. Die Ergebnisse zeigen auf, dass das KE-Schweißen von einsatzgehärteten Stählen möglich ist, wenn auch die Buckelgeometrien an die Anforderungen angepasst wird. Größte Probleme stellen die Ungenauigkeiten der Buckelhöhe und Aufstandsfläche dar, die zu einer sehr unregelmäßigen Erwärmung der Buckel führten. Die Schweißparameter müssen für solche Verbindungen weiter optimieren werden.

3. Zusammenfassung und Ausblick

Das KE-Schweißen bietet beim Fügen von höherkohlenstoffhaltigen Stahlwerkstoffen große Vorteile. Bedingt durch die sehr kurzen Stromzeiten wird eine hohe Stromdichte an der Kontaktstelle Buckel – Grundwerkstoff erreicht. Die Anbindung des Buckels an das Grundblech wird dadurch besser ausgebildet. Ein weiterer positiver Aspekt ist die geringere wärmebeeinflusste Zone als bei konventionellen Mittelfrequenz-Schweißungen. Problematisch können sich hohe Auf- und Einhärtungen beim Schweißen dieser Werkstoffgruppe auswirken. Die Untersuchungen zeigen einen positiven Einfluss von Nachwärmimpulsen (Pulsenergie, Pulszeiten, Verzögerungszeiten etc.) auf die Härte und das Gefüge in der Verbindungszone (Schweißzone, WEZ und Grundwerkstoff). Durch das Schweißen mit Nachwärmimpulsen können höhere, kohlenstoffhaltige Stähle mit hoher Qualität und Festigkeit geschweißt werden. Werden die Impulse in Höhe und Zeitabstand richtig gewählt, sind rissfreie Schweißungen möglich. Das KE-Schweißen von einsatzgehärteten Stählen erfordert noch zusätzliche Untersuchungen hinsichtlich der Optimierung von Schweißparametern und Buckelgeometrie. Durch weitere Untersuchungen ist es zu überprüfen, inwieweit sich die zum Teil noch als kritisch zu bewertende Auf- und Einhärtung unter zyklisch mechanischen Beanspruchungen im Bauteilversuch auswirken. Gerade bei Werkstoffkombinationen und schwierig zu schweißenden Werkstoffen stellen die Widerstandsschweißverfahren mit sehr kurzer Erwärmung beim Schweißen und angepasster Nachwärmung ein hohes Potential für Gerätehersteller und Anwender dar.

4. Literaturverzeichnis

- [1] N. N.: Untersuchungen zur Schweißbeignung von Stählen zum Laserstrahlschweißen mit CO₂-Hochleistungslasern. Untersuchung der Schweißtechnischen Lehr- und Versuchsanstalt SLV München GmbH, AiF-Bericht Nr. 9803 (1997).
- [2] Petersmann, C.: Kondensator-Impuls-Schweißen höher kohlenstoffhaltiger, randschichtgehärteter Einsatzstähle am Beispiel eines Pkw-Sitzbeschlages, Zugl.: Aachen, Techn. Hochsch., Diss., 2004. Aachen 2004.
- [3] Stahl-Information-Zentrum: Wärmebehandlung von Stahl - Härten, Anlassen, Vergüten, Bainitisieren (2005) Merkblatt 450
- [4] J. Zschetzsche, U. Füssel, M. Hertel, Ch. Mathiszik, H.-J. Rusch: Kurzzeitschweißen mit hoher Stromdichte: DVS-Berichte Band.
- [5] Cramer, Heidi: Fügen von hochwarmfesten Werkstoffen mit dem Kondensatorentladungsschweißen. München, 2008
- [6] Cramer, Heidi: Untersuchungen zum Anschweißen von Widerstandsschweißmuttern an Bleche aus höher- bis höchstfesten Werkstoffen : AiF-Nr. 14.435N DVS-Nr. 04.039. München, September 2007
- [7] Cramer, Heidi: Widerstandsschweißen von höherkohlenstoffhaltigen Stählen mit sehr kurzer Wärmeeinbringung : AiF-Nr. 2037/00 DVS-Nr. 4.027. München, Oktober 2003
- [8] Grosch, J.: Einsatzhärten. Grundlagen - Verfahren - Anwendungen - Eigenschaften einsatzgehärteter Gefüge und Bauteile ; mit 205 Literaturstellen. Renningen-Malmsheim 1994
- [9] Merkblatt DVS 2911: Kondensatorentladungsschweißen - Grundlagen, Verfahren und Technik.

Herstellung von Hybridverbindungen aus Stahl und Aluminium mittels neuartiger Füge-technologie

M.Sc. Anastasiia Zvorykina¹⁾, M.Sc. Niels Mitzschke²⁾, Prof. Dr.-Ing. Sven Jüttner³⁾

¹⁾ Institut für Werkstoff- und Füge-technologie, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Deutschland, anastasiia.zvorykina@ovgu.de, +49 391 6757097

²⁾ Institut für Werkstoff- und Füge-technologie, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Deutschland, niels.mitzschke@ovgu.de, +49 391 6752436

³⁾ Institut für Werkstoff- und Füge-technologie, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Deutschland, sven.juettner@ovgu.de, +49 391 6758741

Abstract

Im Maschinenbau geht das Bestreben vor dem Hintergrund der Ressourceneinsparung dahin, leichtere und kompaktere Bauteile mit höherer Leistungsfähigkeit zu entwickeln. Daher ist die Reduzierung des Fahrzeuggewichts besonders wichtig. Dabei hat sich vor allem das Konzept des Multi-Material-Designs im Karosseriebau vielversprechend erwiesen. Die Kombination von unterschiedlichsten Materialpaarungen ermöglicht vielfältige Karosseriestrukturen, wobei ein Materialmix aus Aluminium und hochfestem Stahl unter dem Gesichtspunkt des Leichtbaus von besonderem Interesse ist. Kombinationen aus höchstfestem Stahl und Aluminium sind oft in Flanschverbindungen anzutreffen. Meist sind die Flansche ultrahochfester Bauteile hybrid gefügt, wodurch Schweißpunkte mit Klebstoff verstärkt werden. Daher kommen an dieser Stelle spezielle Hybridfügeverfahren und mehrstufig kombinierte Fügeverfahren zum Einsatz.

Allerdings gibt es beim Fügen dieser Verbindungen einige Probleme zu lösen und Herausforderungen zu meistern. So führt der Einsatz dieser Werkstoffkombination dazu, dass die bisher genutzte Anlagentechnik an ihre Grenzen geführt wird und es besteht nach wie vor der Bedarf nach einer neuartigen Füge-technologie.

Im Rahmen dieses Beitrags soll eine neuartige Füge-technologie auf Basis der Widerstandsschweiß-technologie für das Fügen von hochfestem Stahl mit Aluminium vorgestellt werden. Die Technologie besteht aus einem zweistufigen Widerstandspunktschweißprozess mit einem Zusatzelementeinsatz und ermöglicht das Fügen von Stahl-Aluminium-Verbindungen an einem extrem kurzen Flansch. Es wird auf die zur Realisierung dieser Verbindungstechnik angewandte Methodik, die technologischen Anforderungen sowie die erzielten Ergebnisse eingegangen. Zur Bewertung der hergestellten Verbindungen wurden die mechanisch-technologischen Eigenschaften der Fügeverbindungen geprüft.

Schlüsselwörter: Stahl-Aluminium, Mischverbindungen, Widerstandsschweißen, Buckelschweißen, Hybridfügen, kurzer Flansch

1. Einleitung

Heutzutage steht die Entwicklung der Leichtbaukonzepte mit einem Einsatz von Mischbauweisen im Automobilbau im Vordergrund. Als Folge werden bei der Entwicklung von modernen Kraftfahrzeugen leichtere Konstruktionen im Karosseriebau immer wichtiger. Die Kombinationen von unterschiedlichsten Materialpaarungen ermöglichen vielfältige Karosseriestrukturen, wobei der Materialmix aus hochfestem Stahl und Aluminium von besonderem Interesse ist und hohes Leichtbaupotential zu geringen Kosten als bei reiner Aluminiumbauweise zeigt. Aluminium-Legierungen finden insbesondere für großflächige Außenhautteile zunehmende Anwendung. Hochfester Stahl ist für die Massenfertigung im Automobilbau kostengünstig und aufgrund seines hohen Elastizitätsmodul sowie der ausgezeichneten Verarbeitungseigenschaften von zunehmender Wichtigkeit [1, 2].

Der Einsatz von Stahl-Aluminium-Mischverbindungen im Fahrzeugbau erlaubt es, trotz steigender Anforderungen an die Fahrzeugsicherheit und den Insassenkomfort, die Karosserie leichter zu gestalten, und dennoch eine hohe Steifigkeit beizubehalten. So lassen sich die zukünftigen Emissionsziele erreichen, zu geringeren Kosten als bei klassischen Aluminium-Leichtbaustrukturen [3]. Unter anderem führen Leichtbaukonzepte im Anbauteilbereich (Türen und Klappen) zukünftig zu einer Reduzierung der Blechdicken sowie in der Gesamtkarosserie zu einem vermehrten Einsatz unterschiedlicher Werkstoffe in Mischbauweise [4].

Begründet durch ihre sehr unterschiedlichen chemischen sowie physikalischen Eigenschaften sind für das Fügen von hochfestem Stahl mit Aluminium jedoch nur eingeschränkte Fügeverfahren geeignet. Die Schwierigkeiten beim Schweißen von Stahl mit Aluminium liegen in den sehr unterschiedlichen physikalischen Eigenschaften wie Schmelztemperatur, Wärmeausdehnung, Wärmeleitfähigkeit und elektrische Leitfähigkeit. Eine weitere Besonderheit, die beim Fügen solcher Verbindungen berücksichtigt werden muss, ist ihre Neigung zur Bildung

spröder, intermetallischer Phasen, deren Folge eine nur begrenzte technische Einsetzbarkeit derartiger Verbindungen ist [5, 6]. Nach [7] sind diese Phasen üblicherweise eine Schwachstelle der Fügezone.

Durch den zunehmenden Einsatz von hoch- und höchstfesten Stählen für Verstärkungsbauerteile, beispielsweise in A- und B-Säulen und deren Kombination mit Leichtmetallen, wird das Fügen derartiger Strukturen immer wichtiger.

Bislang erfolgte das Verbinden entsprechender Mischbauweisen mittels mechanischer Fügeverfahren wie z.B. dem Halbhohlstanznieten, welche sich gut zum Fügen von sowohl Aluminiumwerkstoffen als auch artverschiedener Werkstoffe etabliert haben. Allerdings können mechanische Verfahren wie das Stanznieten, Nageln, Schrauben und Clinchen bei höchstfesten, pressgehärteten Stählen sowie bei Werkstoffkombinationen mit einer Festigkeit von mehr als 1000 MPa nicht mehr kostenattraktiv eingesetzt werden [8]. Der Einsatz von mechanischen Fügeverfahren wie etwa Schraub-, Niet-, oder Bolzenverbindungen schränken den Gestaltungsprozess ein und führen häufig zu überdimensionierten Schnittstellen, d.h. Flanschlängen und eine damit verbundene Zunahme der Gesamtmasse und Kosten [9]. Beim Nieten, ist beispielsweise eine Mindestflanschlänge von 16 mm erforderlich, wodurch sich das Gewicht der Fügebauteile unnötig erhöht. Bild 1 zeigt den bisherigen Einsatz von mechanischen Fügeverfahren bei der geometrisch entkoppelten Schnittstelle einer Stahl-Aluminium-Flanschverbindung im Audi TT, sowie eine schematische Vorgehensweise beim Halbhohlstanznieten.

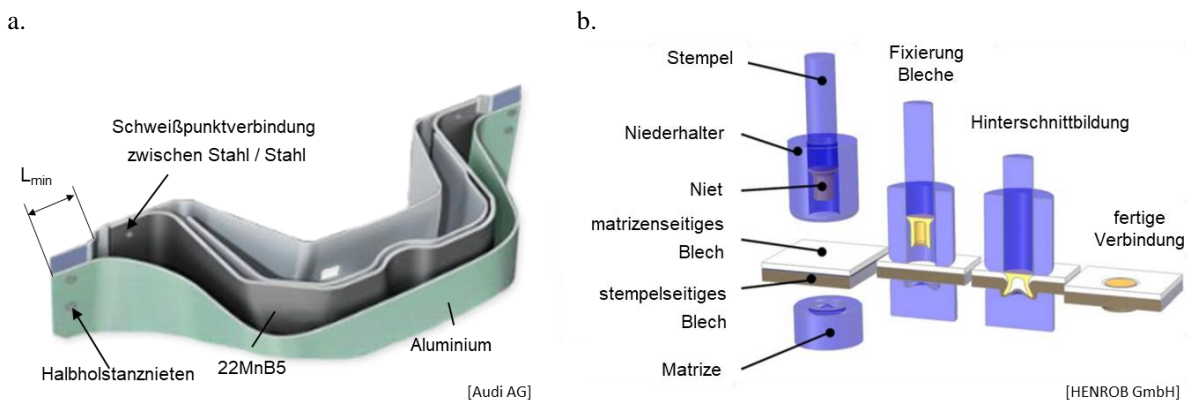


Bild 1: a. Stahl-Aluminium-Flanschverbindung an einer B-Säule, mit eingetragener minimaler Flanschlänge - L_{min} und b. Verfahrensablauf des Halbhohlstanznietens

Die Flanschverbindungen werden mit dem Ziel der Steifigkeitserhöhung, Zunahme der Crash- und Schwingfestigkeit sowie der Geräusch- und Vibrationsreduktion häufig zusätzlich geklebt. Da der Klebstoff thermisch ausgehärtet werden muss, besteht die Gefahr, dass aufgrund unterschiedlicher Werkstoffeigenschaften die Blechteile während der Aushärtung zueinander verschoben werden [8, 10]. Dabei treten infolge der unterschiedlichen Wärmeausdehnungskoeffizienten während des KTL-Trocknungsprozesses so hohe Spannungen auf, dass es zur Schädigung der Klebverbindung während des Fertigungsprozesses kommen kann [4]. Außerdem soll laut [11] der Spalt, in denen der Klebstoff wirkt, im Bereich von 0,05 bis 0,2 mm liegen, da die Klebfestigkeit mit steigender Klebstoffdicke sinkt. Aus diesen Gründen ist eine Bauteilfixierung bis zur Aushärtung des Klebstoffs erforderlich.

Das Fügen von formgehärtetem Stahl mit Aluminiumblechen ist durch konventionelles Widerstandspunktschweißen ohne zusätzliche Bearbeitung nicht möglich. Eine Möglichkeit zum Verbinden dieser Materialkombination bietet das Widerstandselementschweißen (WES). Das WES gehört zu den thermisch-mechanischen Fügeverfahren und ermöglicht das Verbinden zweier ungleichartiger Werkstoffe. Der Hauptunterschied dieses Verfahrens zum klassischen Widerstandspunktschweißen besteht darin, dass zusätzlich ein nietähnliches Element (sogenanntes Fügehilfselement) zum Einsatz kommt. Das Element wird üblicherweise aus einem artgleichen Werkstoff wie das Basisblech gewählt, um die schweißmetallurgische Verträglichkeit zu gewährleisten. Beim WES wird das Element zunächst in das zu fügende Blech mechanisch eingepreßt und anschließend mithilfe konventioneller Widerstandspunktschweißtechnik stoffschlüssig verbunden [12], siehe Bild 2 a.

Eine weitere Variante zum Aufbringen der Fügehilfselemente ist das Ultraschallschweißen. Hierbei wird ein Metallplättchen (Fügehilfselement) auf ein Blech mit Hilfe der Ultraschalltechnik geschweißt. Anschließend erfolgt, analog zum WES, das konventionelle Widerstandsschweißen [13], siehe Bild 2 b. Während des Ultraschallschweißens werden die Werkstoffe nicht aufgeschmolzen. Als Folge treten keine Kornvergrößerungen, Schweißspannungen oder intermetallische Phasen auf [14].

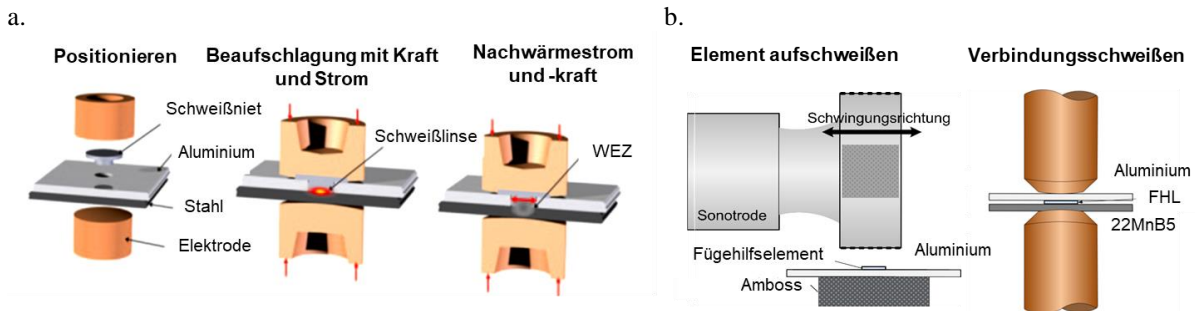


Bild 2: a. Verfahrensablauf des Widerstandselementschweißens [12] und b. Ultraschall-Widerstandspunktschweißens mit dem Fügehilfselement, nach [13]

Wie schon erwähnt, kommt bei derartigen Verbindungen häufig Klebstoff zum Einsatz. Eine Kombination aus Punktschweißen und Kleben wird Widerstandskleben genannt und als hybrides Fügeverfahren klassifiziert. Der Schweißpunkt wird durch den vorher aufgetragenen Klebstoff hindurch gesetzt. Dabei befindet sich der Klebstoff in noch nicht ausgehärtetem Zustand, das Abbinden des Klebstoffs erfolgt während der kathodischen Tauchlackierung.

Die Verbindungssteifigkeit der punktschweißten Verbindungen wird durch eine zusätzliche Verklebung erhöht und der Schweißpunkt wird bei schwingender oder schlagartiger Beanspruchung entlastet. Als Folge wird eine höhere Belastbarkeit als bei reinen Punktschweißverbindungen erreicht [15]. Das Besondere beim Punktschweißkleben ist, dass die Tragfähigkeit der Verbindungen mit größeren Schweißpunkten sinkt, während beim klassischen Widerstandspunktschweißen das Tragverhalten durch größere Schweißpunkte zunimmt. Ursache dafür ist, dass bei großen Schweißpunkten die eingebrachte Schweißwärme größere Klebstoffmengen zersetzt.

2. Problemstellung und methodisches Vorgehen

Die im Stand der Technik aufgezeigten Fügeverfahren ermöglichen die Herstellung von Stahl-Aluminium-Mischverbindungen, dennoch weisen sie eigene, verfahrensbedingte Herausforderungen auf. Diese sind zum Beispiel Schwierigkeiten beim Einprägen eines Elements, Korrosionsanfälligkeit beim Einsatz im Nassbereich, unerwünschte Härtegradienten in der Wärmeinflusszone sowie ein erhöhter Wärmeeintrag welcher die Zersetzung des Klebstoffes zur Folge hat.

Da die existierenden Fügeverfahren zunehmend an ihre Grenzen geführt werden und aufgrund der steigenden Zahl von Mischverbindungen zwischen höchstfesten Stahlgüten und Aluminiumwerkstoffen, kam es zur Entwicklung neuer fügetechnischer Lösungen. Dadurch sind spezielle Hybridfügeverfahren und mehrstufige Kombinationen von Fügeverfahren von besonderem Interesse und es besteht nach wie vor der Bedarf an neuartigen Fügetechnologien.

Die nun neuentwickelte Technologie hat als Ziel, die Herstellung von Verbindungen aus formgehärtetem Stahl mit Aluminiumblech zu ermöglichen, ohne dass die Fugestelle äußerlich zu erkennen ist. Dabei muss der Wärmeeintrag begrenzt und die Fugestelle geometrisch so gestaltet werden, dass sie für kurze Flansche und in Kombination mit Klebstoff angewendet werden kann. Für die Entwicklung dieser neuen Technologie sind folgende Anforderungen zu beachten:

- die Technologie muss für das Schweißen von höchstfesten formgehärteten Bauteilen (aus 22MnB5) mit unterschiedlichen Schichtsystemen und Blechdicken geeignet sein,
- die Fugestelle soll äußerlich nicht sichtbar sein. Weder ein Kopf noch ein Fußüberstand, wie beim Stanznieten, ist sichtbar,
- es ist eine dichte Verbindung zu gewährleisten, ohne Durchtrennung der Fügeteile,
- die Flanschlänge ist zu minimieren,
- der Wärmeeintrag muss begrenzt werden, um den Einsatz von Klebstoff zu erlauben, ohne diesen während oder nach dem Fügen zu schädigen,
- die Technologie soll auf bestehender Anlagentechnik basieren, kostengünstig und leicht anwendbar sein,
- es müssen günstige Fügehilfselemente verwendet werden, die ohne aufwendige Präparation hergestellt werden können.

Basierend auf den im Stand der Technik beschriebenen Verfahren wurde am IWF zunächst das Ultraschall-Widerstandspunktschweißen weiterentwickelt. Als nächstes wurde eine neue Technologie, welche ausschließlich auf der Basis des Widerstandspunktschweißens beruht, entwickelt. Bild 3 a und b zeigen die Prozessabläufe bei dieser Verfahrensvariante.

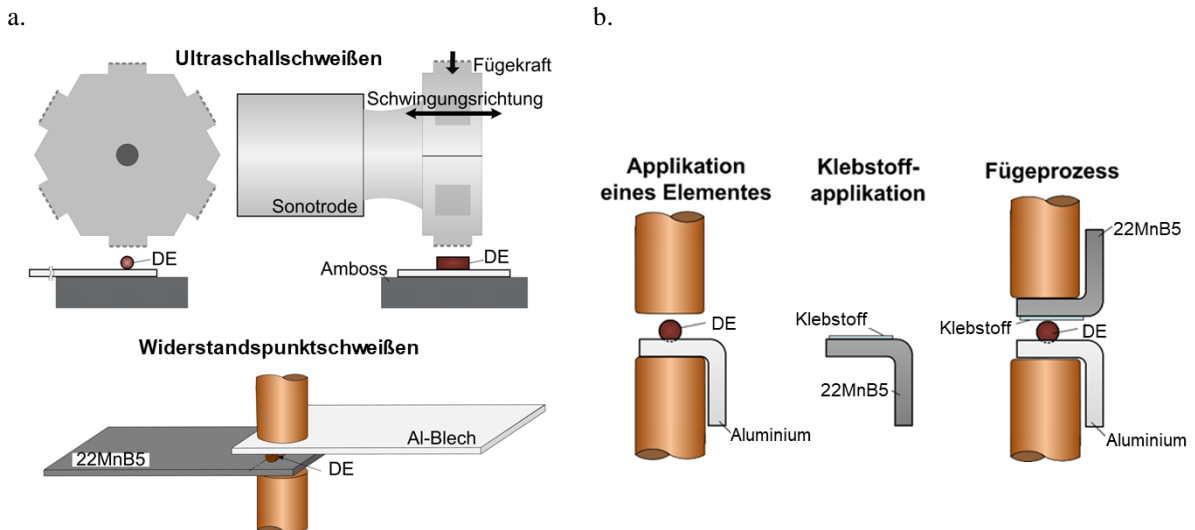


Bild 3: a. Verfahrensablauf des Ultraschall-Widerstandspunktschweißens mit Drahtelement und b. neue Widerstandsschweißtechnologie

Ultraschall-Widerstandspunktschweißen

Einer der grundsätzlichen Unterschiede zur vorherigen Methode liegt darin, statt ebenen Metallplättchen ein drahtförmiges Element als Fügehilfselement zu verwenden. Dadurch wird eine kleinere Kontaktfläche beim Schweißen erreicht, bei der durch Anpassung der Schweißparameter weniger Wärme in die Fügeverbindung eingebracht wird. Da es sich um ein kombiniertes Herstellungsverfahren handelt, kamen zwei separate Schweißmaschinen zum Einsatz. Beide Verfahren wurden nacheinander ausgeführt werden. Das prinzipielle Vorgehen ist Bild 3 a zu entnehmen. Hierbei wird zunächst das Fügehilfselement durch Ultraschallschweißen mit einem Aluminiumblech verbunden, danach erfolgte das Fügen dieses Verbundes mit einem Stahlblech durch das Widerstandspunktschweißen.

Allerdings wurde bei der Versuchsdurchführung [16] ein starker und schneller Verschleiß der Sonotrodenoberflächen festgestellt, was eine geringe Standzeit der Sonotrode zur Folge hat und den Kostenaufwand erheblich steigert. Da diese Applikationsmethode verbesserungsbedarf hat, wurde als weiterer Schritt eine verbesserte Methode entwickelt, die die Herstellung von gezielten Mischverbindungen ermöglicht und kostenartaktiver ermöglicht. Darüber hinaus wurde festgestellt, dass die Erzeugung der Verbindungen auch ohne zusätzliche Befestigung des Drahtelementes möglich ist. Jedoch ist ein wirtschaftlicher Einsatz dieser Methodik ohne vorherige Befestigung des Drahtelementes nicht gegeben.

Widerstandsschweißtechnologie

Im Gegensatz zur vorherigen Methode ist hier der Einsatz von zwei separaten Schweißanlagen nicht nötig, da die Verbindungen auf nur einer Widerstandsschweißanlage hergestellt werden. Der erste Gewinn besteht darin, die Kombination mehrerer Schweißverfahren zu vermeiden und die Möglichkeit marktübliche Widerstandsschweißanlagen zu nutzen. Dennoch basiert die neuartige Fügetechnologie weiterhin auf einem zweistufigen Widerstandsschweißprozess. In der ersten Prozessstufe wird ein Drahtelement aus Stahl auf das Aluminiumblech appliziert. Der so vorbereitete Verbund wird anschließend mit einem pressgehärteten Stahlblech in einer zweiten Prozessstufe widerstandspunktgeschweißt. Der Ablauf des Verfahrens und die so erzeugte Stahl-Aluminium-Flanschverbindung können dem Bild 3 b entnommen werden.

3. Experimentelle Untersuchungen

Als Versuchswerkstoffe wurden die Aluminiumlegierung sowie ein pressgehärteter Vergütungsstahl mit Aluminium-Silizium-Überzug verwendet. Die Werkstoffe wurden anhand der potenziellen Anwendungen im Automobilbau ausgewählt. Die Aluminiumlegierung EN AW 6016 entspricht chemisch der EN-AW- $AlSi1,2Mg0,4$ und ist aushärtbar. Der Wärmebehandlungszustand war T4 laut DIN EN 515 lösungsgeglüht und anschließend kaltausgelagert [17]. Beim Stahl handelt es sich um den borlegierten Vergütungsstahl 22MnB5 mit einem Aluminium-Silizium-Überzug im pressgehärtetem Zustand [12]. Beide Materialien lagen in einer Blechstärke von 1,5 mm vor und ihre chemische Zusammensetzung ist in Tab. 1 beschrieben.

Die Verbindung der Werkstoffe erfolgte über ein eingelegtes Fügehilfselement, weiter als Drahtelement (DE) bezeichnet. Die Drahtelementwerkstoffe wurden auf Basis von Erkenntnis aus vorherigen studentischen Arbeiten [18] am IWF der OvGU Magdeburg ausgewählt. Zum Einsatz kamen ein unlegierter sowie ein hochlegierter Draht, deren Eigenschaften in [19, 20] beschrieben sind. W4Si1 (Werkstoffnr.: 1.5130) ist eine verkupferte Massivdrahtelektrode für das WIG-Schweißen von unlegierten Stählen und Feinkornbaustählen.

W19 9LSi ER308LSi (Werkstoffnr.: 1.4316) ist ein Schweißstab zum WIG-Schweißen von korrosions- und hitzebeständigen Stählen. Die Drahtelemente hatten einen Durchmesser von 2,4 mm und wurden in kurze Stücke von jeweils 10 mm Länge zugeschnitten.

Für die Untersuchungen von zusätzlich geklebten Verbindungen wurde der 1K-Epoxidharzklebstoff Betamate 1480 V203 (Fa. Dow Automotive) verwendet. Er wird für diese Werkstoffkombination serienmäßig in crash-relevanten Verbindungen genutzt. Die Verbindungsfestigkeit des Klebstoffes wird erst durch das Aushärten im KTL-Prozess bei Temperaturen von 180°C und einer Reaktionszeit von ca. 20 Minuten erzeugt [21].

Tabelle 1: Chemische Zusammensetzung der Versuchswerkstoffe [22, 23]

Werkstoff	Dicke mm	Chemische Zusammensetzung / Gew. - %												
		C	Si	Mn	Ni	Cr	P	S	Cu	Mg	Ti	B	Al	Fe
22MnB5 +AS150	1,5	0,25	0,3	1,4	0,1	0,2	0,02	0,005	0,1	-	0,05	0,0035	0,05	Rest
EN AW 6016	1,5	-	1,5	0,2	-	0,1	-	-	0,2	0,6	0,15	-	Rest	0,5
N. 1.5130	2,4	0,1	1,0	1,7	-	-	0,025	0,025	-	-	-	-	-	Rest
N. 1.4316	2,4	0,02	0,9	1,7	10,0	20,0	-	-	-	-	-	-	-	Rest

Für die Schweißversuche wurde eine ortsfeste Ständeranlage in C-Bauweise mit einem 1 kHz Mittelfrequenzinverter verwendet. Das Gesamtsystem der Fa. Nimak GmbH ermöglicht durch eine neuentwickelte Steuerung das Schweißen im Bereich weniger Millisekunden bei gleichzeitig sehr hoher Wärmestromdichte. Durch eine zusätzlich integrierte, magnetische Nachsetzeinheit wird außerdem ein zeitgenaues Nachsetzen der beweglichen Elektrode begünstigt. Das System erreicht Schweißströme bis 30 kA sowie eine max. Elektrodenkraft von 10 kN. Die verwendeten Elektrodenkappen waren vom Typ C0 mit einem Durchmesser von 16 mm.

Zunächst war es wichtig, die Einflussgrößen sowie die Zielgrößen zu bestimmen, die dem in Bild 4 dargestellten Prozessmodell entnommen werden können. Die verwendeten Zusatzwerkstoffe spielen hierbei eine wichtige Rolle für den Prozess, denn durch sie können zahlreiche unterschiedliche Verbindungseigenschaften erreicht und beeinflusst werden. Neben der Werkstoffgüte hat die Geometrie, d.h. die Länge und der Durchmesser der Drahtelemente, ebenso Einfluss auf die Fügeverbindung. Durch eine Reduzierung des Querschnitts der Drahtelemente kann eine Minimierung der Flanschlänge erzielt werden, was dem Ziel, einer Gewichtsreduktion der geschweißten Konstruktion, zu Gute kommt.

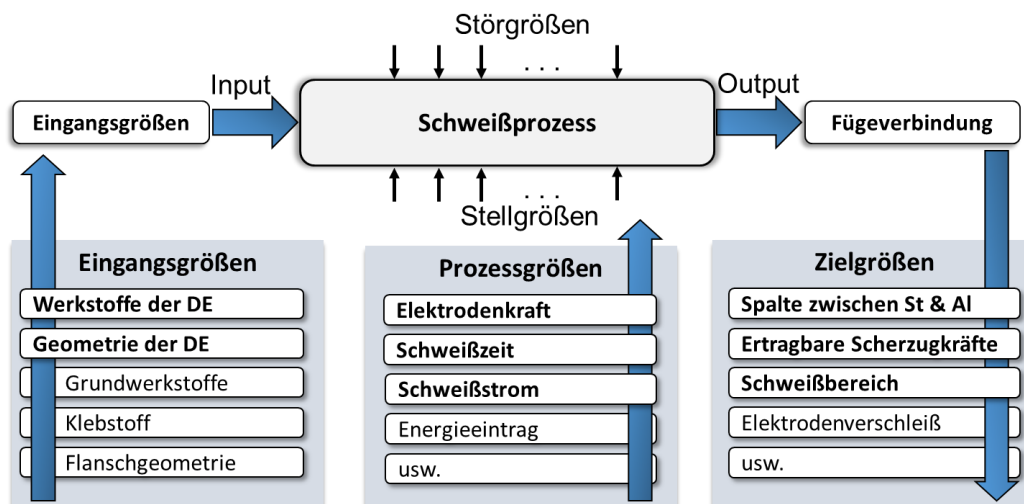


Bild 4: Prozessmodell der neuartigen Widerstandsschweißtechnologie

Da es sich um einen zweistufigen Widerstandsschweißprozess handelt, müssen für beide Prozessstufen die Schweißparameter Elektrodenkraft, Schweißstrom und Schweißzeit angepasst werden. Ziel ist das Schweißen im Kurzzeitbereich, beidem die Schweißzeit unterhalb von 50 ms liegt.

Zu den Zielgrößen gehört unter anderem die Dicke der Endspalte zwischen Aluminium- und Stahlblech, was durch die Geometrie des Drahtelementes als auch die Schweißparameter beeinflusst werden kann. Die ertragbaren Scherzugkräfte sind ebenfalls durch die Spaltdicke, insbesondere bei Verbindungen mit Klebstoff beeinflussbar. Zu guter Letzt muss der Elektrodenverschleiß ebenfalls mitberücksichtigt werden.

Im Folgenden werden ausgewählte Ergebnisse aus erste Untersuchungen vorgestellt, die sich mit dem Fügen von pressgehärtetem Stahl mit Aluminium unter Anwendung der neuartigen Füge-technologie befassen. Zunächst wurden unter Berücksichtigung, dass das Drahtelement auf dem Aluminiumblech transportsicher halten muss und gleichzeitig kaum deformiert werden darf, die Schweißbereiche für die erste Prozessstufe, die Applikation des Drahtelementes, ermittelt. Es wurden die Elektrodenkraft, Schweißstrom und Schweißzeit zur Applikation gemäß Tab. 2 variiert. Für die Bestimmung der Schweißbereiche wurden zunächst Elektrodenkraft und Schweißzeit bestimmt. Diese lagen bei 2 kN und 9 ms für das hochlegierte Drahtelement sowie 2 kN und 10 ms für das unlegierte Drahtelement. Der Schweißstrom wurde danach weiter variiert. Bild 5 veranschaulicht einen Querschliff vom widerstandspunktgeschweißten Drahtelement auf ein Aluminiumblech. Die Verbindung aus Drahtelement und Aluminiumblech wird im Folgenden Fügestelle 1 genannt und ist auf Bild 7 entsprechend markiert.

Tabelle 2: Variation der Schweißparameterbereiche für die Applikation des Drahtelementes (Primärprozess) und das Fügen von Stahl und Aluminium (Gesamtverbindung)

Schweißparameter für zwei Drahtwerkstoffe	Variationsbereich für Primärprozess		Variationsbereich für Gesamtverbindung	
	N 1.5130	N 1.4316	N 1.5130	N 1.4316
Elektrodenkraft, / kN	1...2		2...4	
Schweißzeit / ms	5...10		10...30	10...30
Schweißstrom / kA	10...15	8...15	15...25	

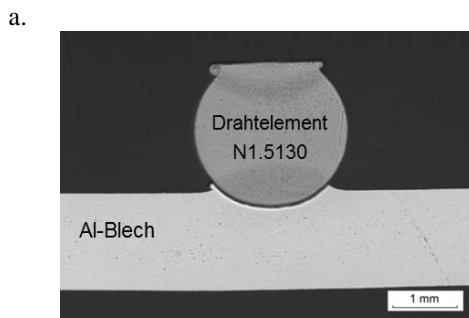
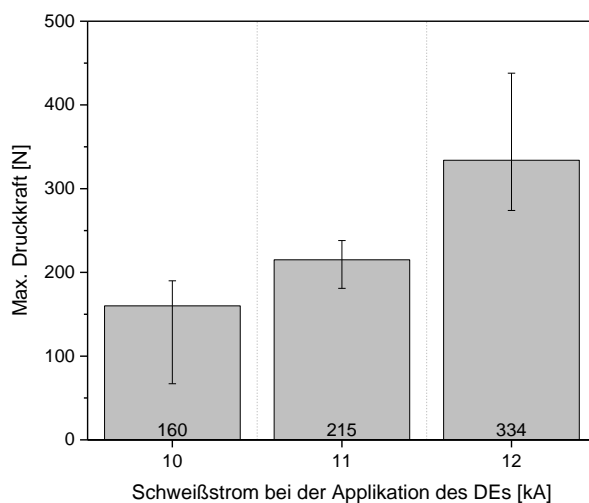


Bild 5: Querschliff (links) und Draufsicht (rechts) auf ein Aluminiumblech verschweißtes Drahtelement

Um die applizierten Drahtelemente quantitativ zu bewerten und die endgültigen Schweißstromwerte zu ermitteln, wurde ein Druckversuch durchgeführt. Hier wurden die Drahtelemente mithilfe eines massiven Gegenbleches solange belastet, bis sie abscheren. Die maximal ertragbaren Druckkräfte der aufgeschweißten Drahtelemente auf den Aluminium-Blechen im Bezug zum Schweißstrom sind dem Bild 6 zu entnehmen.



Prüfmethode	
Druckversuch	
Prüfbedingungen	
Prüfmaschine	Zwick Z250
Prüfgeschwindigkeit	10 mm/min
Werkstoffe	
Drahtelement	N 1.4316; Ø 2,4 mm
Unterblech	EN AW 6016; 1,5 mm
Schweißparameter Primärprozess	
Elektrodenkraft	$F_E = 2 \text{ kN}$
Schweißzeit	$t_s = 9 \text{ ms}$
Schweißstrom	$I_s = \text{var.}$
Prüfumfang	
n=3	

Bild 6: Maximal ertragbare Druckkräfte des auf das Aluminiumblech aufgeschweißten hochlegierten Drahtelements

Bei der zweiten Prozessstufe erfolgte das Verschweißen des vorher hergestellten Verbundes auf einem Blech aus 22MnB5. Dem Bild 7 ist einen Querschnitt der gesamten Fügeverbindung zu entnehmen, sowie eine Draufsicht auf die nicht sichtbare Verbindung von Aluminium- und Stahl. Die Fugestelle 1 wurde als primär erzeugte Verbringung gekennzeichnet und Fugestelle 2 als die Fügeverbindung zwischen Drahtelement und dem Stahlblech. Außerdem veranschaulicht das Bild 7 die Möglichkeit eine Verbindung an einem extrem kurzen Flansch (bis zu 6 mm) durchzuführen. Der ermittelte Schweißparameterbereich für die zweite Prozessstufe ist ebenfalls in der Tab. 2 aufgelistet. Die untere Qualitätsgrenze wurde anhand von Scherzugversuchen bestimmt, die obere Qualitätsgrenze wurde durch die maximal einstellbaren Schweißströme an der Schweißanlage begrenzt.

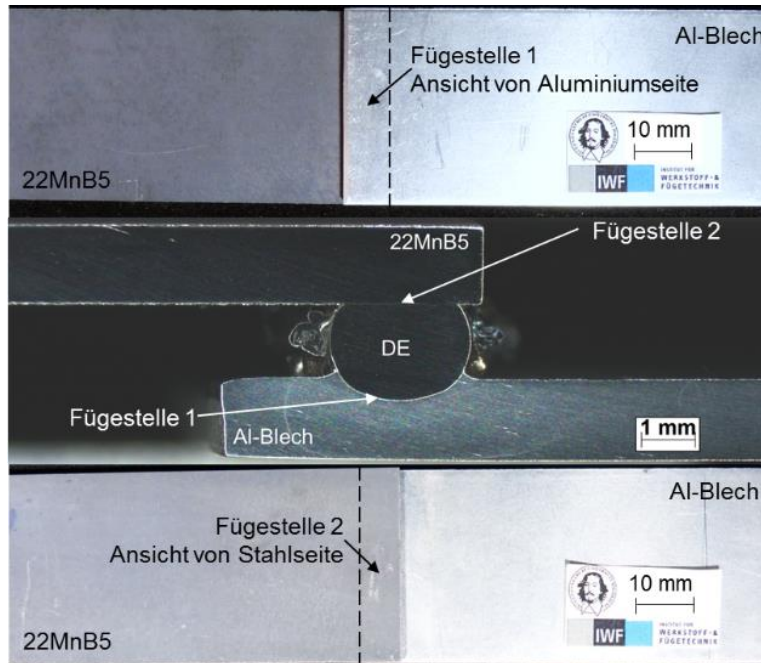
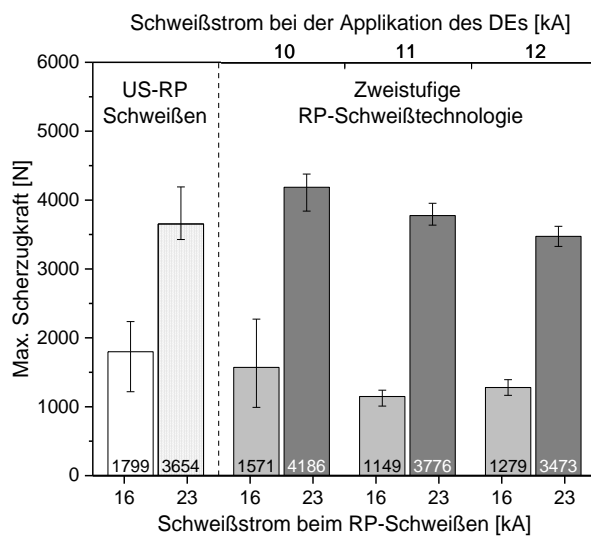


Bild 7: Draufsicht auf die nicht sichtbare Verbindung von oben (oberes Bild), Querschnitt der geschweißten Stahl-Aluminium-Verbindung mit ca. 6 mm Flanschlänge (mittleres Bild), Ansicht von unten (unteres Bild)

Des Weiteren bestand die Fragestellung, inwieweit die Endverbindung durch die erste Prozessstufe, der Applikation des Drahtelementes, beeinflusst wird. Um diese Erkenntnisse zu bekommen, wurden Scherzugversuche an geschweißten Verbindungen durchgeführt, die mit Schweißparameter jeweils für die obere und untere Qualitätsgrenze hergestellt wurden. Die generierten Ergebnisse für die Verbindungen mit hochlegiertem Drahtelement sind Bild 8 zu entnehmen.



Prüfmethode	
 Zugversuch	
Prüfbedingungen	
Prüfmaschine	Zwick Z250
Prüfgeschwindigkeit	10 mm/min
Werkstoffe	
Drahtelement	N 1.4316; Ø 2,4 mm
Oberblech	22MnB5+AS150; 1,5 mm
Unterblech	EN AW 6016; 1,5 mm
Schweißparameter Primärprozess & Gesamtverbindung	
Elektrodenkraft	$F_E = 2 \text{ kN}$ $F_E = 4 \text{ kN}$
Schweißzeit	$t_s = 9 \text{ ms}$ $t_s = 10 \text{ ms}$
Schweißstrom	$I_s = \text{var.}$ $I_{s,uG} = 16 \text{ kA}$ $I_{s,oG} = 23 \text{ kA}$
Prüfumfang	
n=3	 Max. Min. Mittelwert 1500

Bild 8: Maximal ertragbare Scherzugkräfte der geschweißten Stahl-Aluminium-Verbindungen mit hochlegiertem Drahtelement

Dem Schaubild ist zu entnehmen, dass mit dem Anstieg des Schweißstroms bei der Applikation des Drahtelementes die ertragbaren Scherzugkräfte der Gesamtverbindungen sinken. Außerdem ist zu erkennen, dass die Scherzugkräfte der Ultraschall-Widerstandspunktschweißverbindungen tiefer liegen als die der Verbindungen, die mit der neuartigen Widerstandsschweißtechnologie geschweißt worden.

Wie zu Beginn erwähnt, ist einer der wichtigen Punkte bei der Herstellung hybrider Stahl-Aluminium-Verbindungen die Betrachtung des Wärmeeintrages beim Schweißvorgang. Dieser muss möglichst gering gehalten werden, um die Zersetzung bzw. den Abbrand des Klebstoffes zu vermeiden.

Durch einen lokalen und zeitlich begrenzten Wärmeeintrag wird bei der neuen Widerstandsschweißtechnologie die Klebstofffläche nur minimal beeinträchtigt. In Bild 9 ist ein Querschliff der Verbindung mit Klebstoff dargestellt und es ist deutlich zu erkennen, dass der Klebstoff die hergestellte Verbindung dicht umschließt, und an der unteren Grenze die eingebrachte Wärme den Klebstoff nicht beschädigt. Die Verbindung an der oberen Qualitätsgrenze weist im Querschnitt eine teilweise thermische Beeinflussung des Klebstoffs auf, welche aber als nicht kritisch einzustufen ist.

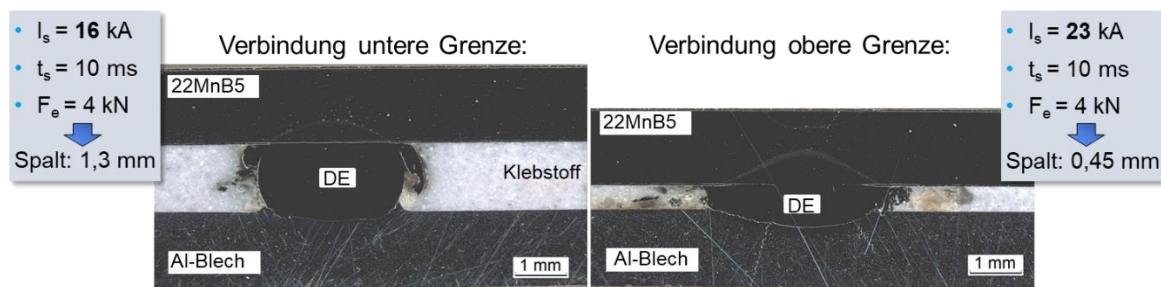


Bild 9: Querschliff einer hybriden Verbindung an der unteren und oberen Qualitätsgrenze

4. Zusammenfassung und Fazit

Die neuartige Widerstandsschweißtechnologie aufweist, trotz dass sie als zweistufiger Fertigungsprozess ausgelegt ist, zahlreiche wirtschaftliche Vorteile sowie ein großes Potential zur Vereinfachung des Fügeprozesses artfremder Werkstoffe auf. Die Nutzung dieser neuen Füge-technologie hat eine hohe Relevanz für Mischverbindungen aus Stahl und Aluminium, die sich im Karosseriebau bereits stark etabliert haben und deren Anzahl in der Zukunft noch deutlich zunehmen wird. Eine Reduzierung der Überlapplänge (Flanschlänge) auf bis zu 6 mm zeigte, dass durch den Einsatz von drahtförmigen Einlegeelementen mit kürzeren Flanschlängen gearbeitet werden kann, die zudem geklebt werden können.

Eine gezielte Optimierung der Fügeverbindung kann durch den Einsatz von andere Drahtelementwerkstoffen sowie Geometrien (Durchmesser und Länge) erreicht werden. Die benötigte Spaltdicke zwischen beiden Fügepartnern kann durch den Widerstandsschweißprozess sowie den Durchmesser des Elementes beeinflusst werden. Weiterhin weist diese Verfahrensvariante sehr kurze Prozesszeiten und eine gute Automatisierbarkeit auf, was einem möglichen späteren Einsatz und der Wirtschaftlichkeit zu Gute kommt.

Literaturverzeichnis

- [1] Kotschote, C.; Korte, M.; Neudel, C.; Bergmann, J. P.; Rudolf, H.: Bewertung der Verbindungscharakteristik beim Widerstandspunktschweißen mit Stanzelement, DVS Media, Nürnberg, 2015.
- [2] Jank, N.; Staufer, H.; Bruckner, J.: Schweißverbindungen von Stahl mit Aluminium – eine Perspektive für die Zukunft, BHM, 2008, Jahrgang: 153 (5), Seite S. 189–192.
- [3] Prange, W.; Schneider, C.: Werkstoff Stahl-Automobile Leichtbauinitiativen der internationalen Stahlindustrie, Stahl und Eisen, 2001, Jahrgang: 121 (7), Seite S. 23-29.
- [4] Eichleiter, F.: Fertigungs- und prozessbedingte Eigenschaften von Klebverbindungen im Karosseriebau, Forschungsberichte des Instituts für Füge- und Schweißtechnik, Aufl.29, Shaker, Aachen, 2012.
- [5] Meschut, G.; Janzen, V.; Olfermann, T.: Optimierung der Prozesskette und der Verbindungseigenschaften beim Widerstandselementschweißen von Mischbauverbindungen für Leichtbaukaroseriestrukturen, Duisburg, 2016.
- [6] Szczepaniak, A.; Fan, J.; Kostka, A.; Raabe, D.: On the Correlation Between Thermal Cycle and Formation of Intermetallic Phases at the Interface of Laser-Welded Aluminum-Steel Overlap Joints, Advanced Engineering Materials, 2012, Seite S. 464–472.
- [7] Achar, D.; Ruge, J.; Sundaresan, S.: Verbinden von Aluminium mit Stahl, besonders durch Schweißen, Aluminium-Verlag, 1981.
- [8] Meschut, G.; Hahn, O.; Janzen, V.: Untersuchungen zum Fügen artverschiedener Werkstoffkombinationen durch das Widerstandselementschweißen (WES), Duisburg, 2013.

- [9] Georgi, W.: Beitrag zum mechanischen Fügen von Metall-Kunststoff-Mischverbindungen, Dissertation, 2014.
- [10] Wiese, E.: Kleb- und prozesstechnische Bewertung des Falzklebens, Forschungsberichte des Instituts für Füge- und Schweißtechnik, Aufl.37, Shaker, Aachen, 2015.
- [11] Habenicht, G.: Kleben. Grundlagen, Technologien, Anwendungen, 6. Aufl., Berlin, Heidelberg, 2009.
- [12] Friedrich, H. E.: Leichtbau in der Fahrzeugtechnik, ATZ / MTZ-Fachbuch, Springer Fachmedien Wiesbaden, Wiesbaden, s.l., 2013.
- [13] Heiko, R., Yang, Y, Broda, T., Koltschote C.: Neuartige Widerstandspunktschweißverfahren für den automobilen Aluminium-Stahl-Mischbau, Duisburg, 2013.
- [14] Adam, T.: Ultraschallschweißen ausgewählter Aluminiumlegierungen mit erhöhter Festigkeit, Dissertation, Magdeburg, Otto-von-Guericke-Universität, Fakultät für Maschinenbau, IFS, 1999.
- [15] Ostermann, F.: Anwendungstechnologie Aluminium, 2. Aufl., VDI-Buch, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, 2007.
- [16] Zvorykina, A.: Untersuchungen zur Herstellung von Stahl-Aluminium-Mischverbindungen durch das kombinierte Ultraschall- und Widerstandspunktschweißen, Masterarbeit, Betreuer: Jüttner, S.; Hübner, A.; Holtschke, N., Otto-von-Guericke-Universität, Magdeburg, 2016.
- [17] Roos, E.; Maile, K.: Werkstoffkunde für Ingenieure: Grundlagen, Anwendung, Prüfung, 4. Aufl., Springer-Lehrbuch, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, 2011.
- [18] Zvorykina, A.; Gericke, L.: Ultraschallschweißen von Stahl-Aluminium-Mischverbindungen, Masterprojektarbeit, Betreuer: Jüttner, S.; Hübner, A., Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Magdeburg, 2015.
- [19] DIN EN ISO 636: Schweißzusätze - Stäbe, Drähte und Schweißgut zum Wolfram-Inertgasschweißen von unlegierten Stählen und Feinkornstählen – Einteilung, Beuth, 2013.
- [20] DIN EN ISO 14343: Schweißzusätze - Drahtelektroden, Bandelektroden, Drähte und Stäbe zum Lichtbogenschweißen von korrosionsbeständigen und hitzebeständigen Stählen – Einteilung, Beuth, 2015.
- [21] Dow Automotive Systems, Dow Europe GmbH: Product Overview - Betamate Body Structure Adhesives (23.10.2015).
- [22] DIN EN 573-3:2009-08.:Aluminium und Aluminium-legierungen - Chemische Zusammensetzung und Form von Halbzeug - Teil 3: Chemische Zusammensetzung und Erzeugnisformen
- [23] ArcelorMittal: ArcelorMittal Auto, USIBOR 1500 Precoated, 2003. ArcelorMittal

Regelungsstruktur und Realisierbarkeitsanalyse für den Betrieb eines direktangetriebenen Freikolbenmotors

Dipl.-Ing. Andreas Gerlach¹⁾, Dipl.-Ing. Stephan Zeilinga²⁾, Prof. Dr.-Ing. Hermann Rottengruber³⁾,
Prof. Dr.-Ing. Roberto Leidhold⁴⁾

¹⁾ IESY, Otto-von-Guericke Universität Magdeburg, Deutschland, andreas.gerlach@ovgu.de, 0391/6712752

²⁾ IMS, Otto-von-Guericke Universität Magdeburg, Deutschland, stephan.zeilinga@ovgu.de, 0391/6712307

³⁾ IMS, Otto-von-Guericke Universität Magdeburg, Deutschland, hermann.rottengruber@ovgu.de, 0391/6718721

⁴⁾ IESY, Otto-von-Guericke Universität Magdeburg, Deutschland, roberto.leidhold@ovgu.de, 0391/6718595

Zusammenfassung

Der Freikolbenmotor ist ein weitgehend unerforschtes Gebiet. Für die Auslegung einer elektrischen Maschine muss herausgefunden werden was für Anforderungen an den Antriebsstrang existieren. Es wird gezeigt welche Dynamiken erreicht und was für Bewegungstrajektorien erzielt werden müssen. Dafür wurde ein Simulationsmodell erstellt. Da es noch ungewiss ist, wie der Hubverlauf den Zylinderdruckverlauf beeinflusst, werden reale Messungen aus einem konventionellen Einzylinderversuchsstand genutzt. Diese Messdaten werden umgerechnet auf die Linearbewegung und diese als Sollgrößen für die Linearmaschine vorgegeben. Als Last wird der im Zylinder wirkende Druck auf eine Kraft umgerechnet. Diese Kraft wird durch die Linearmaschine in elektrische Energie umgewandelt. Bei der Umwandlung dient die Masse des Antriebssystems für die Glättung der Bewegungsunförmigkeit andererseits beschränkt eine große Masse die Dynamik des Gesamtsystems. Dies äußert sich unter anderem durch einen variierenden Kraftverlauf. Des Weiteren wird untersucht welchen Einfluss eine Änderung des Hubverlaufs hat.

Schlüsselwörter: Range Extender, Freikolbenmotor, linearer Direktantrieb, permanent erregte Synchronmaschine

1. Einleitung

Durch die weite Verbreitung des Verbrennungsmotors als Fahrzeugantrieb ist er ein bedeutendes Forschungsthema in unserer Gesellschaft. Durch die stetig steigenden Anforderungen an Kosten, Umweltfreundlichkeit und Effizienz sind viele verschiedene Antriebskonzepte entstanden. Ein wichtiger Meilenstein war die Entwicklung des Hybridfahrzeugs. Er kombiniert die Nutzung zweier verschiedener Antriebsmotoren. Häufig sind dies der Verbrennungsmotor und die elektrische Maschine. Hauptgegenstand in dieser Arbeit soll der Freikolbenmotor sein. Bislang ist es nicht gelungen den Freikolbenmotor praxistauglich zu nutzen. Für die meisten Freikolbenmotoren wurden hierfür zusätzliche mechanische Elemente in das Antriebssystem mit eingebaut. Das in Abschnitt 4 vorgeschlagene Konzept beinhaltet lediglich ein Freikolbenmotor mit direkt gekoppelter elektrischer Maschine. Die vorgeschlagene elektrische Maschine ist eine lineare permanent erregte Synchronmaschine und der Freikolbenmotor ist in Abschnitt 2 näher beschrieben. Die Regelung dieses Antriebsstrangs ist in Abschnitt 3 erläutert. Dafür wird auf einen Kraftregler in Abschnitt 3.1, einen Geschwindigkeitsregler in Abschnitt 3.2 und einen Positionsregler in Abschnitt 3.3 gezeigt. Zur Umrechnung der rotativen in eine lineare Bewegung ist es erforderlich die korrekten Solltrajektorien zu bestimmen. Diese Umrechnung ist beschrieben in Abschnitt 3.4. Zur Validierung werden Messungen aus einem konventionellen Verbrennungsmotors einem Simulationsmodell übergeben und dort umgerechnet um den Betrieb des Freikolbenmotors zu simulieren (siehe Abschnitt 4.2). Mithilfe eines 1D Modells des Verbrennungsmotors wird in Abschnitt 4.3 untersucht wie sich das Belastungsprofil der elektrischen Maschine bei unterschiedlichen Drehzahlen, effektiven Drücken und unterschiedlichen Steuerzeiten verändert. Als letztes werden die Ergebnisse in Abschnitt 5 zusammengefasst.

2. Freikolbenmotor und lineare elektrische Maschine

Freikolbenmotor

Als Freikolbenmotor bezeichnet man eine Wärmekraftmaschine welche mit einer Arbeitsmaschine gekoppelt und die zyklische Bewegung ohne mechanische Übersetzungen realisieren kann. [1] Zur Erzeugung von Strom wird eine elektrische Maschine benötigt die im Folgenden erläutert wird. Als Wärmekraftmaschinen existieren Konzepte als Stirlingmotor [2], allgemeiner interner Verbrennungsmotor [3], Dieselmotor [4] und noch viele weitere. Bei allen Konzepten ist gleich, dass sie, zur Realisierung der zyklischen Bewegung, keine Kurbelwelle besitzen. In der Abbildung 1 ist der Vergleich zwischen einem konventionellen Kurbeltriebwerk und einem Freikolbenmotor dargestellt.

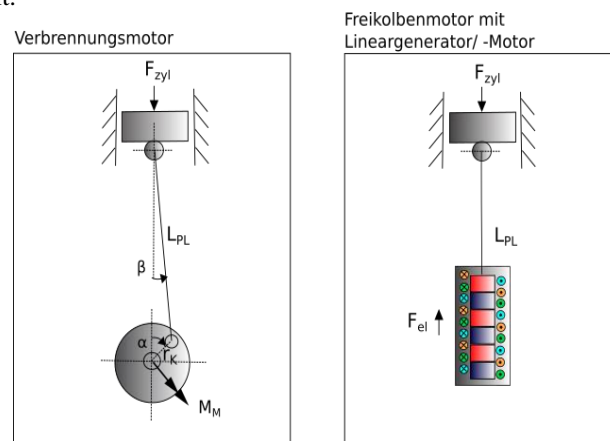


Abbildung 1: Kinematischer Vergleich beider Antriebskonzepte

Es ist hierbei erkennbar, dass die Drehmomenterzeugung bei Schubkurbelmotoren mit einem Hebel eingeht der vom Kurbelwinkel α abhängt. Diese Kräfte wirken dann direkt auf die Lager des Verbrennungsmotors. Der Freikolbenmotor kann hingegen seine Kraft direkt auf den Pleuel abgeben. Die Kraft bestimmt sich dann durch:

$$F_{zyl} = A_K \cdot p_{zyl} \quad (1)$$

Lineare elektrische Maschine

Bei den elektrischen Maschinen existieren sowohl rotative als auch lineare elektrische Maschinen. Für die direkte Kopplung einer elektrischen Maschine an einem Freikolbenmotor bietet es sich an eine lineare elektrische Maschine zu nutzen. Es gibt verschiedene Typen wie z.B.

- Permanent erregte Synchronmaschine [5]
- Reluktanz Maschinen [6]
- Asynchronmaschinen [7]
- und noch weitere.

Es wurde eine permanent erregte Synchronmaschine genutzt. (vgl. Kapitel 4). Hierbei unterscheidet man wiederum ob die Magneten oder die Spulen bewegt sind bzw. im Läufer sich befinden. Das Funktionsprinzip ändert sich hierbei aber nicht. So kann das allgemeine elektrische Modell der Synchronmaschine in d/q – Koordinaten wie folgt beschrieben werden:

$$u_d = R \cdot i_d + L_d \frac{d}{dt} i_d - \omega \cdot L_q \cdot i_q \quad (2)$$

$$u_q = R \cdot i_q + L_q \frac{d}{dt} i_q + \omega \cdot L_d \cdot i_d + \omega \cdot \psi_{PM} \quad (3)$$

Hierbei beschreibt u_d und u_q die gestellte Spannung am Stator. Sie führt zu einem Stromfluss i_d und i_q . Dieser Stromfluss hängt ab vom Widerstand R , den Induktivitäten L_d und L_q , von der Winkelgeschwindigkeit ω und von der induzierten Gegenspannung (EMK) $\omega \cdot \psi_{PM}$.

Diese Gleichungen sind sowohl für rotative als auch für lineare Maschinen gültig, wenn man den Winkel und die Winkelgeschwindigkeit auf dem Weg bzw. die translatorische Geschwindigkeit umrechnet.

$$v = \frac{\omega}{2\pi} \cdot p \cdot T_p \quad (4)$$

In dieser Gleichung entspricht p der Polpaarzahl und T_p dem Abstand einer Polteilung.

Die Kraft der permanent erregten Synchronmaschine ergibt sich hierbei aus der Multiplikation des Stroms i_q mit einer Kraftkonstanten k_F .

$$F_{el} = k_F \cdot i_q \quad (5)$$

Die Regelung dieses Maschinentyps ist im Kapitel 3 näher beschrieben.

3. Regelungsstruktur

Die elektrische Maschine muss für den Betrieb des Freikolbenmotors Positionsgeregt werden. Für die Positionsregelung des Antriebssystems existieren verschiedene Ansätze unter anderem die Zustandsregelung und die Kaskadenregelung.

Im ersten Schritt wurde sich für eine Kaskadenregelung entschieden (vgl. Abbildung 3). Unter einer Kaskadenregelung versteht man eine Regelkreisstruktur welche verschachtelt aufgebaut ist. [8] In Abbildung 2 ist die Grundstruktur einer Kaskadenregelung aufgebaut:

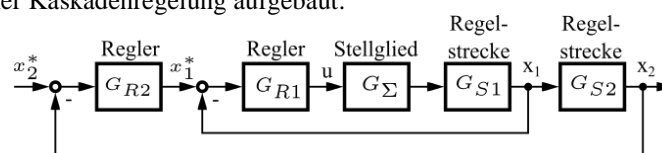


Abbildung 2: Grundstruktur einer Kaskadenregelung

Die Kaskadenregelung besteht aus einem inneren Regelkreis und einem äußeren Regelkreis. Die innere Regelstrecke G_{Σ} und G_{S1} wird durch den Regler G_{R1} geregelt. Dieser innere Regelkreis wird optimiert (Stabilität und Dynamik). Dabei beeinflusst die Dynamik des inneren Regelkreises die Dynamik des äußeren Regelkreises und muss für die Auslegung des äußeren Reglers mitbetrachtet werden. Ein weiterer wichtiger Vorteil der Kaskadenregelung ist, dass die Stellgrößen der Regler begrenzt werden können.

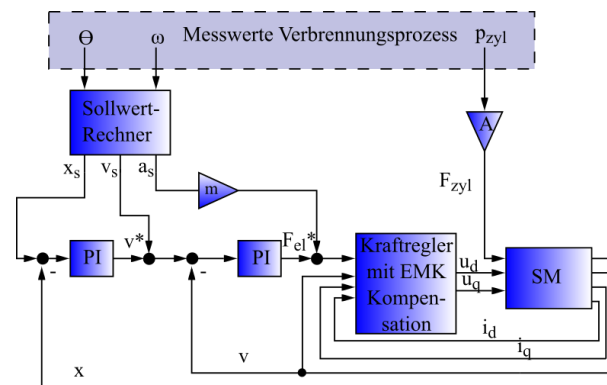


Abbildung 3: Regelungsstruktur / Simulationsmodell des Freikolbenmotors

Der innerste Regelkreis ist der Kraftregelkreis. Es wird hierbei der Strom i_q gemessen und mit Hilfe der Kraftkonstanten die Kraft von der Linearmaschine berechnet. Da die EMK einen Einfluss auf den Strom i_q hat, empfiehlt sich eine Aufschaltung der induzierten Spannung auf u_q , um diesen Einfluss zu kompensieren. Die Sollkraft wird vom überlagerten Geschwindigkeitsregler und durch den Sollwertrechner vorgegeben. Überlagert wirkt der Geschwindigkeitsregler. Er dient zur Ausregelung der Zylinderkraft F_{zyl} und zur Verfolgung der Geschwindigkeitstrajektorie. Die Geschwindigkeit mithilfe der Ableitung der Position berechnet werden. Der äußerste Regelkreis ist die Regelung der Position. Die Position kann direkt mithilfe eines linearen Positionssensors, wie z.B. der IKS8 der Firma Bogen, hochgenau bestimmt werden. Die Sollposition wird durch einen Sollwertrechner bestimmt.

3.1 Kraftregler mit EMK- Kompensation

Der Kraftregler der elektrischen Maschine sorgt dafür, dass die geforderte Kraft von der elektrischen Maschine produziert wird. Die Stellgröße ist hierbei die Spannung u_q . Die Kraft F_{el} ist proportional zum Strom i_q . Die Dynamik hierfür ist beschrieben durch die Gleichung (3). Der Strom i_d trägt nicht zur Kraft F_{el} bei und würde in dieser Anwendung nur Verluste erzeugen. Aus diesem Grund wird i_d auf 0 A geregelt. Die induzierte Spannung $\omega \cdot \psi_{PM}$ ist hierbei eine Störung vom System und kann (vom Stromregler) nicht stationär genau ausgeregelt werden. Zur Kompensation dieses Terms wird die Winkelgeschwindigkeit berechnet und mit dem Verkettungsfaktor ψ_{PM} multipliziert und auf die Spannung hinzuaddiert. Hierdurch vereinfacht sich Gleichung (3) zu:

$$u_q = R \cdot i_q + L_q \frac{d}{dt} i_q \quad (6)$$

$$G_{S1} = \frac{1}{\frac{L_q}{R}s + 1} \quad (7)$$

Dies ist ein System erster Ordnung. Weiterhin muss betrachtet werden, dass u.a. das Stellglied, die Sensorik, etc. eine Laufzeit hat. Dieses Verhalten kann als PT1 Übertragungssystem beschrieben werden:

$$G_{\Sigma} = \frac{1}{sT_{\Sigma} + 1} \quad (8)$$

T_{Σ} beschreibt hierbei die Summe aller kleinen Zeitkonstanten. Die Auslegung der Stromregler soll mit hoher Dynamik und wenig Überschwingen erfolgen. Hierfür bietet sich eine Betragsoptimale Einstellung der Regler an. [8] Es ergibt sich hierfür ein PI-Regler mit der Übertragungsfunktion.

$$G_{R1} = \frac{1 + sT_{R1}}{sT_{01}} \quad (9)$$

Die Reglerzeitkonstanten werden nach [8] zu $T_{R1} = \frac{L_q}{R}$ und $T_{01} = 2 \cdot T_{\Sigma} \cdot \frac{1}{R}$ gewählt. Die größte Summenzeitkonstante ist die Schaltfrequenz vom Wechselrichter. Sie wird beim Prototyp 10 kHz betragen. Durch die Möglichkeit in den Nullvektoren die PWM zu verstellen, ist die größte mögliche Abtastrate 20 kHz. Die Übertragungsfunktion des geschlossenen Regelkreises ergibt sich dann zu:

$$G_1 = \frac{1}{1 + s2T_{\Sigma} + s^2 2T_{\Sigma}^2} \approx \frac{1}{1 + s2T_{\Sigma}} \quad (10)$$

Die Multiplikation des Stroms i_q mit der Kraftkonstanten k_F ergibt schließlich die Kraft der elektrischen Maschine F_{el} .

3.2 Geschwindigkeitsregler

Die entstehende Kraft aus der elektrischen Maschine wirkt direkt gegen die Gaskraft des Freikolbenmotors. Die Differenz daraus resultiert in eine Beschleunigung des Antriebs und kann wie folgt ausgedrückt werden.

$$F_{el} - F_{zyl} = m \cdot \dot{v} \quad (11)$$

Das Führungsverhalten von F_{el}^* nach v kann ausgedrückt werden mit folgender Übertragungsfunktion

$$G_{v0} = \frac{1}{m \cdot s(1 + 2T_{\Sigma}s)} \quad (12)$$

Zur Einfachheit halber kann man die Zeitkonstante $2T_{\Sigma}$ zu einer neuen Zeitkonstante $T_{\Sigma I}$ zusammenfassen. Dies ist ein IT1 System. Da der Geschwindigkeitsregler dazu genutzt werden soll, möglichst schnell die Störung F_{zyl} auszuregeln, bietet es sich an einen Regler nach dem symmetrischen Optimum auszulegen. Die Herleitung kann hierbei nachgelesen werden in [8]. Für eine IT1 Strecke wird ein PI- Regler empfohlen mit folgender Übertragungsfunktion:

$$G_{R2} = \frac{1 + sT_{R2}}{sT_{02}} \quad (13)$$

Hierbei wird $T_{02} = 8 \cdot \frac{T_{\Sigma I}^2}{T_{S1}} V_S$ und $T_{R2} = 4 T_{\Sigma I}$ gewählt. Die Führungsübertragungsfunktion des geschlossenen Regelkreises verändert sich dann zu:

$$G_v = \frac{1 + s4T_{\Sigma I}}{1 + s4T_{\Sigma I} + s^2 8T_{\Sigma I}^2 + s^3 8T_{\Sigma I}^3} \quad (14)$$

3.3 Positionsregler

Der Positionsregler befindet sich übergeordnet zum Geschwindigkeitsregler. Die Regelstrecke von der Ist-Geschwindigkeit zur Ist-Position hat ein integratives Verhalten. Die gesamte Regelstrecke ist die Reihenschaltung vom Integrator und dem Systemverhalten aus Gleichung (14). Es ergibt sich das Systemverhalten in Gleichung (15).

$$G_v = \frac{1 + s4T_{\Sigma I}}{s \cdot (1 + s4T_{\Sigma I} + s^2 8T_{\Sigma I}^2 + s^3 8T_{\Sigma I}^3)} \quad (15)$$

Ein Sollwertfilter (siehe Gleichung (16)) [9] kann hierbei genutzt werden, um die störende Nullstelle zu kompensieren.

$$G_{v,\text{filt}} = \frac{1}{1 + s4T_{\Sigma I}} \quad (16)$$

Des Weiteren kann angenommen werden, dass die Terme $8T_{\Sigma I}^2$ und $8T_{\Sigma I}^3$ viel kleiner sind als $4T_{\Sigma I}$ weshalb sie auch fast keinen Einfluss auf das Systemverhalten haben. Das vereinfachte Systemverhalten mit Vorfilter ergibt sich schließlich zu:

$$G_v \approx \frac{1}{s \cdot (1 + s4T_{\Sigma I})} \quad (17)$$

Dies ist ein IT1 Systemverhalten und kann sowohl Betrags- als auch Symmetrisch Optimal ausgelegt werden. Es wurde sich für das Symmetrische Optimum entschieden und es ergibt sich dann als Gesamtübertragungsfunktion. ($4T_{\Sigma I} = T_{\Sigma v}$)

$$G_x = \frac{1 + s4T_{\Sigma v}}{s \cdot (1 + s4T_{\Sigma v} + s^2 8T_{\Sigma v}^2 + s^3 8T_{\Sigma v}^3)} \quad (18)$$

3.4 Sollwertvorsteuerung

Da lediglich Messwerte für den rotativen Versuchsstand vorhanden sind, muss die verfolgte Trajektorie des Freikolbenmotors identisch mit der Trajektorie des rotativen Verbrennungsmotors sein. Die gemessenen Winkelgeschwindigkeiten und Winkel müssen somit umgerechnet werden auf die lineare Hubbewegung. Das kinematische Modell ist hierbei in verschiedenen Literaturen bereits hergeleitet worden [10]. Die Gleichungen ergeben sich hierbei zu:

$$x_s = r_K(1 - \cos(\theta)) + \frac{\lambda}{2} \sin^2(\theta) \quad (19)$$

$$v_s = \omega r_K(\sin(\theta) + \frac{\lambda}{2} \sin^2(2\theta)) \quad (20)$$

$$a_s = \omega^2 r_K(\cos(\theta) + \lambda \cos(2\theta)) \quad (21)$$

Diese Größen werden dem Freikolbenmotor teilweise als Sollgrößen als auch zur Vorsteuerung genutzt. Somit muss von den Reglern größtenteils nur noch die Störungen / Modelunsicherheiten ausgegelt werden.

4. Simulation der Freikolbenmotoransteuerung

Der Vorteil eines Freikolbenmotors ist die nahezu freie Kolbenbewegung. Somit ist gegenüber herkömmlichen Motoren ein weiterer Freiheitsgrad vorhanden, sodass alternative motorische Verfahren umgesetzt werden können. Um Emissionen und auch Kraftstoff einzusparen werden sowohl in dynamischen [11] als auch in stationären [12] Anwendungen Verfahren eingesetzt, die durch variable Ventilsteuerzeiten lastabhängig die Zylinderfüllung variieren und somit das effektive Verdichtungsverhältnis des Motors bestimmen. Der ottomotorische Wirkungsgrad (Gleichung 22) ist einerseits vom Verdichtungsverhältnis und andererseits vom Isentropenexponenten, also letztendlich vom Wandwärmeübergang während der Verdichtung und der darauffolgenden Expansion abhängig. Diese Wechselwirkung bewirkt, dass das ideale motorische Verdichtungsverhältnis vom Wärmeübergang und dieser von der Brennraumtemperatur abhängt. Um einen effizienten Prozess darzustellen, ist eine lastabhängige effektive Verdichtung ein effektives Tool. In der Motorenentwicklung werden zur Anpassung der effektiven Verdichtung der Miller- und Atkinson-Zyklus eingesetzt. Beide Verfahren verringern den effektiven Ansaughub, wobei aufgrund der Kinematik des Kurbeltriebs der reale Hub gleichbleibt. Je nach Verfahren bleibt entweder nach dem Einlassventilschließen angesaugte Frischluft im Brennraum, die expandiert und wieder komprimiert wird (Miller-Zyklus) oder es wird ein Teil der angesaugten Frischluft aus dem Brennraum ausgeschoben bis das Einlassventil geschlossen wird (Atkinson-Zyklus). Bei beiden Verfahren ergibt sich ein effektiver Ansaughub, der sich vom geometrischen Zylinderhub unterscheidet. Für einen Freikolbenmotor ist ein frühes Einlassventilschließen (FES) – entsprechend einem Miller-Zyklus – eine sinnvolle Verfahrensweise, da mit einer entsprechenden Regelung der effektive

Ansaughub dem realen Ansaughub gleichgesetzt werden kann. Damit können thermodynamische Verluste verhindert werden, die bei der Expansion und Kompression der Frischluft entstehen. Bei Anwendung des Miller-Zyklus in herkömmlichen Motoren können der indizierte Wirkungsgrad gesteigert bzw. der effektive Kraftstoffverbrauch verbessert werden. [13] Weiter ist eine Senkung von unverbrannten Kohlenwasserstoffen (HC) und Kohlenmonoxiden (CO) erreichbar. [14] Durch ein vermindertes effektives Verdichtungsverhältnis können zudem die Prozesstemperaturen gesenkt werden, die in einem direkten Zusammenhang mit den Stickoxid-Emissionen (NO_x) stehen und folgendermaßen reduziert werden können. [12]. Verbindet man die Potentiale des Miller-Verfahrens mit denen eines Freikolbenmotors können durch den weiteren Freiheitsgrad weitere positive Effekte erschlossen werden.

$$\eta = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \quad (22)$$

Das Modell zur Maschinenauslegung analysiert einen gegebenen Zylinderdruckverlauf und ermittelt die aufzubringenden Kräfte, die am Freikolbenmotor auftreten. Diese Kräfte sind maßgebend für die Maschinenbelastung. Zur Ermittlung einer zur Linearmaschine äquivalenten Belastung wurde eine Kolbenmaschine gleicher Leistungsklasse am Prüfstand untersucht. Hierzu wurde u.a. der Zylinderdruck indiziert, sodass eine reale Messung als Grundlage der weiteren Untersuchung zugrunde liegt. So ist eine möglichst weite Annäherung an die realen Belastungen im Freikolbensystem sichergestellt.

Um den Motorprüfstand einfach zu gestalten, wurden auf weitere Mess- und Verstelleinrichtungen verzichtet, sodass bspw. ein Miller Zyklus nicht darstellbar ist. Um an geeignete Zylinderdruckverläufe zu gelangen, wurde ein 1D-Motormodell aufgesetzt und anhand von Messungen validiert. Mittels des validierten Motormodells konnten unter definierten Randbedingungen Zylinderdruckverläufe nachgebildet werden, die einem Prozess mit FES entsprechen. Diese Druckverläufe stellen eine Referenz für einen Brennraumdruckverlauf dar, wie er in einem Motor mit verkürztem Ansaughub auftritt. Weiter kann mit der 1D-Simulation eine Studie durchgeführt werden, die eine Abschätzung des Betriebsbereiches ermöglicht.

4.1 Referenzmessung mit Schubkurbeltriebwerk und Zylinderdruckmodellierung

Bei einem Freikolbenmotor sind die gleichen thermodynamischen Abläufe zu erwarten wie sie bei Kolbenmaschinen auftreten. Daher ist es zur Simulation der Kraftwirkung auf den Freikolben sinngemäß einen herkömmlichen Verbrennungsmotor zum Vergleich heranzuziehen. Um den Brennraumdruck zu ermitteln, wurde ein Motorprüfstand aufgebaut und der Zylinderdruck indiziert (Abbildung 4). Der gemessene Zylinderdruck dient als Eingangssignal für die Freikolbenmotorsimulation. Da ein Freikolbenmotor eine frei wählbare Kolbenkinematik ermöglicht, stellt sich die Frage welche Leistungen die elektrische Maschine für ungleichförmige Laufbahnen aufbringen muss. Zur Nachbildung eines Zylinderdruckverlaufes mit einem verkürzten Ansaughub ist die 1D-Motorsimulation herangezogen worden. Wie eingangs erwähnt kann eine Verfahrensweise mit FES positive Wirkung auf den Gesamtprozess haben. Bei Verbrennungsmotoren mit Kurbeltrieb wird mit einem FES ein quasi verkürzter Einlasshub nachgebildet. Diese Eigenschaft wird genutzt indem der Zylinderdruck eines quasi verkürzten Einlasshubes simuliert und als Datengrundlage für die Freikolbenmotorsimulation genutzt wird.

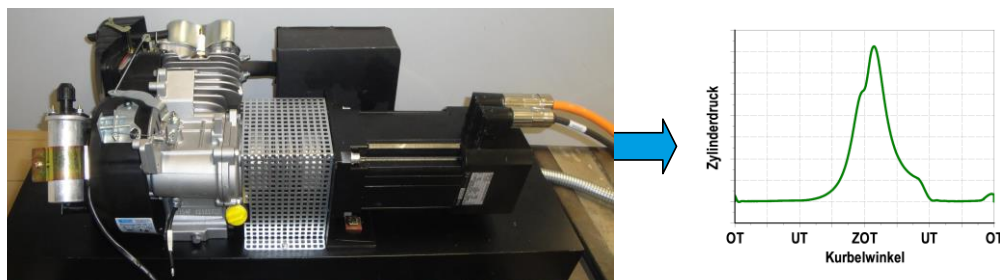


Abbildung 4: Motorprüfstand

Auf der Grundlage des Basismotors wurde ein 1D-Simulationsmodell abgeleitet, das den Zylinderdruckverlauf mit und ohne Verbrennung sowie die Leistungsdaten des Gesamtmotors abbildet. Hierfür wurden die Leistungsdaten des Herstellers als Referenzdatensatz genutzt, wobei die Brennraumgeometrie näher analysiert und detailliert in der Berechnung berücksichtigt wurde. Es wurde ein definierter Referenzpunkt am Motorprüfstand vermessen, sodass die Verbrennungssimulation entsprechend des Referenzpunktes parametrisiert werden konnte. In Abbildung 5 ist der Vergleich zwischen gemessenen und simulierten Zylinderdruckverlauf veranschaulicht. Anhand der Übereinstimmung der Zylinderdruckverläufe wird von einer guten

Systemnachbildung ausgegangen, sodass darauf basierend weiterführende Berechnungen durchgeführt werden können.

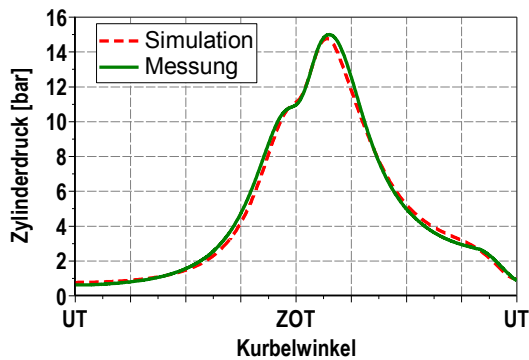


Abbildung 5: Zylinderdruckverlauf am Referenzpunkt - Vergleich Messung und Simulation

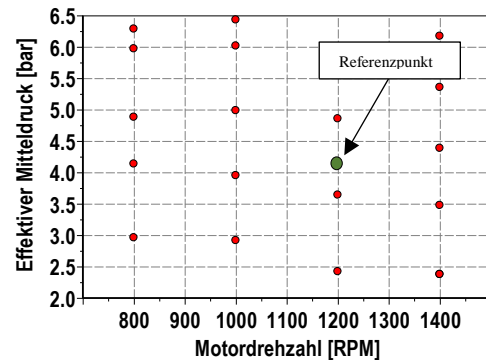


Abbildung 6: Stützpunkte für die Motorsimulation

Der Referenzpunkt liegt bei einer Drehzahl von 1200 min^{-1} und einem effektiven Mitteldruck von 4,1 bar. Die Auswertung der Simulationsergebnisse ermöglichte es schließlich eine elektrische Maschine für den Arbeitspunkt auszulegen. Der Freikolbenmotor ist in Abbildung 7, Abbildung 8 und Tabelle 1 dargestellt.

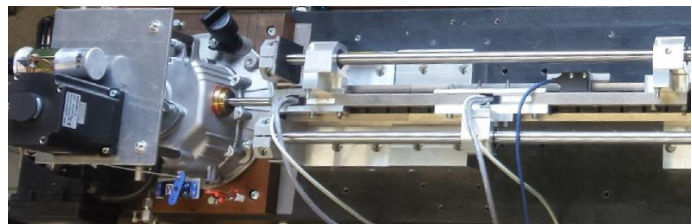
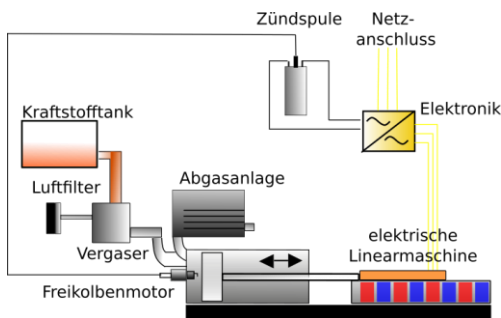


Abbildung 7: Schemata des Versuchsstands Abbildung 8: Realer Prototyp

Tabelle 1: Daten der Maschinen

	Elektrische Linearmaschine		Rotativer Ottomotor		Linearer Ottomotor
Hersteller	Tecnotion	Hersteller	Güde	Hersteller	Hecht
Nenngeschw.	6,6 m/s	Nenndrehzahl	3180	Nenndrehzahl	2850
Nennkraft	282N * 2	Nennmoment	6	Nennmoment	6
Nennleistung	1,86kW * 2	Nennleistung	2kW	Nennleistung	1,8kW
Nennspannung	300V	Hubraum	87 ccm	Hubraum	94 ccm
Nennstrom	5,6A * 2	Komp.Verhält.	7,7	Komp.Verhält.	8,6

Da dieser Versuchsstand noch nicht in Betrieb genommen werden konnte und es erforderlich ist die Belastung der elektrischen Maschine durch eine Variation des Kolbenhubes zu kennen, wurden diese Verläufe simuliert. Ausgehend von dem validierten Referenzpunkt wurden die Einlassventilhübe skaliert, sodass verschiedene Steuerzeitenvariationen (in Form von FES) analysiert werden konnten. Diese Steuerzeitenvariationen ergeben unterschiedliche quasi verkürzte Einlassventilhübe, die als Datenbasis der Freikolbenmotorsimulation dienen. Die FES Steuerzeiten wurden ohne Frischluftdrosselung ermittelt. Die sich ergebenden effektiven Mitteldrucke wurden daraufhin mit dem originalen Einlassventilprofil simuliert, um den Einfluss auf den Freikolbenmotor ermitteln zu können. Weiter ist eine Drehzahlvariation durchgeführt worden, um einen Drehzahleinfluss untersuchen zu können. Die sich ergebenden Stützpunkte sind Abbildung 6 nachzuvollziehen.

4.2 Test der Regelungsstruktur

Das in Kapitel 3 vorgestellte Modell verarbeitet die Brennraumdrücke zur Ermittlung der Maschinenbelastung, sodass eine ideale Ansteuerung für den Freikolbenmotor abgeleitet werden kann. Zur Untersuchung der Funktionalität des Simulationsmodells sind die zuvor vorgestellten Maßnahmen durchgeführt worden. Die unterschiedlichen Zylinderdrücke bei unterschiedlichen Lasten und Drehzahlen ermöglichen einen erweiterten Untersuchungsspielraum, um die Belastungen zu analysieren, die auf den freilaufenden Kolben wirken. Die Vorgehensweise bei der Untersuchung der Regelungsstruktur sieht eine Funktionalitätsanalyse anhand des Referenzpunktes vor. Dabei erfolgt ein Abgleich der Trajektorie der Kolbensimulation mit dem Basismotor. Weiter wird der Einfluss des verkürzten Kolbenhubes im Ansaugtakt betrachtet und der Leistungsaufwand für ungleichförmige Trajektorien im Freikolbenmotor ermittelt.

Referenzmessung

Für die Untersuchung der Regelung sind Messdaten am Motorenprüfstand ermittelt worden. Die Messdaten des Referenzbetriebspunktes sind der Zylinderdruck und die Kolbenposition welche in Abbildung 9 und Abbildung 10 aufgetragen sind. Dem Modell wird der Zylinderdruckverlauf als Eingangssignal vorgegeben. Die sich daraus ergebende Kolbenposition wird rechnerisch ermittelt. Aus diesem Datensatz werden mit den in Kapitel 3.4 vorgestellten Gleichungen die Sollwerte berechnet (siehe Abbildung 9). Die Sollwertvorgabe ist eine numerische Herleitung der theoretischen Kolbendynamik. Dem gegenübergestellt ist die Kolbendynamik, die aus den Messwerten bzw. aus der Verbrennungssimulation abgeleitet ist. Die Kolbenposition ist nahezu identisch zu der Sollwertvorgabe. Die Abweichung bei der Kolbengeschwindigkeit und der Kolbenbeschleunigung ist einerseits auf den befeuerten Motorbetrieb und andererseits auf die genauere Berücksichtigung der Kurbeltriebskinematik zurückzuführen. Die Befeuerung des Motors verursacht die Schwingungen im oberen Totpunkt (Kolbenposition 0 mm). Die weiteren Abweichungen sind auf mögliche Kolbendesachsierung zurück zu führen.

In der Abbildung 10 sind die Kräfte aufgetragen, die sich aus der Simulation ergeben. Als Referenz ist zusätzlich die Gaskraft aufgetragen. Die erzielten Istverläufe stimmen sehr gut mit den Sollverläufen überein. Es ist im Kraftverlauf erkennbar, dass kurze und hohe Kräfte erforderlich sind. Die Effektive Kraft beträgt hierbei 920 N.

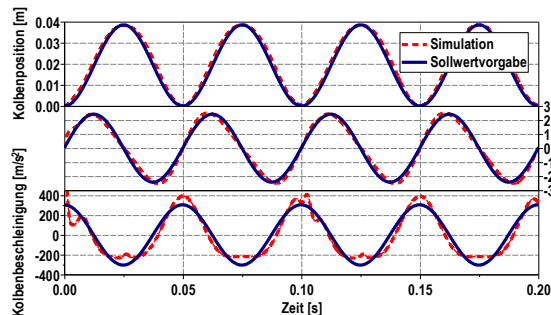


Abbildung 9: Trajektorien Freikolbenmotor

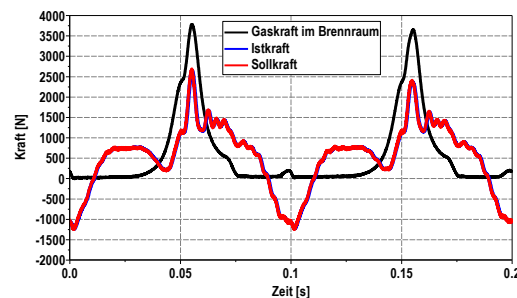


Abbildung 10: Kräfte am Freikolbenmotor

4.3 Untersuchung der Bewegungsform-, Drehzahl- und Lastabhängigkeit

Die modellierten Zylinderdrücke sind mit einem verkürzten Ansaughub und dem originalen Ansaughub simuliert worden. Der daraus abgeleitete Verlauf für die Kolbenposition ist in Abbildung 11 aufgetragen. Der originale Verlauf beschreibt eine gleichförmige Kolbenbewegung wohingegen bei der verkürzten Ansaugung eine ungleichförmige Kolbenbewegung resultiert. Zudem ergibt sich eine ungleichförmige effektive Drehzahl, da der Kompressions- und Expansionstakt sowie der Ausschleibe- und Ansaugtakt bei gleicher Drehgeschwindigkeit unterschiedliche Verläufe aufweisen. Dies führt zu einer Verkürzung des motorischen Arbeitsprozesses.

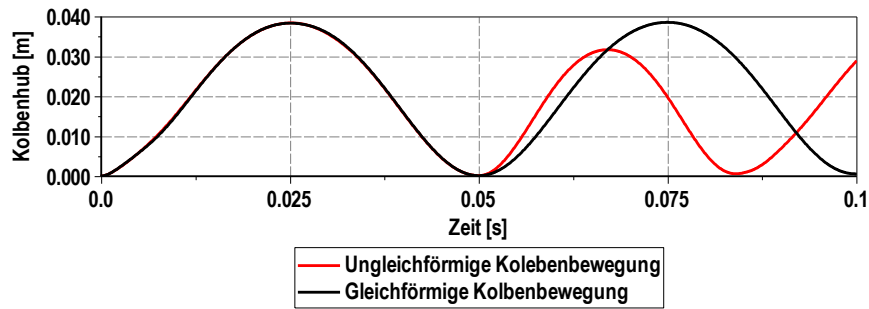


Abbildung 11: Kolbenbewegung bei verkürztem Ansaughub

Aus den simulierten Zylinderdrücken ergeben sich die Kräfte, die von der elektrischen Maschine aufgebracht werden müssen, um die Bewegungsform auf den Kolben zu übertragen. Um die Abhängigkeit der Motordrehzahl zu untersuchen wurden unterschiedliche Drehzahlen vergleichbarer Motorlasten analysiert. In Abbildung 12 sind die Maschinenbelastungen gegenübergestellt. Bei der gleichförmigen sowie bei der ungleichförmigen Kolbenbewegung ist eine Verschiebung erkennbar. Diese ist drehzahlabhängig und kann somit unberücksichtigt bleiben. Die Kraftspitzen in Bereichen des Arbeitstaktes sind auf die Spitzendrücke im Brennraum zurückzuführen. Da die Betriebspunkte in Abhängigkeit des effektiven Mitteldruckes ermittelt wurden, fallen die Spitzendrücke bei den jeweiligen Drehzahlen unterschiedlich aus und damit die aufzubringende Maschinenkraft. Der Verlauf bis zum Ladungswechsel lässt auf eine Drehzahlunabhängigkeit schließen. Der Kräfteaufwand im Bereich des Ladungswechsels zeigt bei steigenden Drehzahlen einen steigenden Leistungsaufwand. Dies ist an der Höhe der negativen Schwingung vor dem nachfolgenden Kompressionstakt zu erkennen.

Beim Vergleich der ungleichförmigen und gleichförmigen Kolbenbewegungen sind marginal Unterschiede zu erkennen, die auf geringfügige Abweichungen der Motorlast zurückzuführen sind. Ein weiterer Unterschied ist beim Übergang der Ladungswechseltakte erkennbar. Hier treten Sprünge auf, die auf einem ungünstig gewählten Sollverlauf resultieren aber für den eigentlichen Prozess keine Probleme darstellt.

In der folgenden Abbildung 13 sind die simulierten Belastungen abgebildet, die sich bei unterschiedlicher Last und konstanter Drehzahl bei 800 min^{-1} einstellen. Bei der gleichförmigen Kolbenbewegung ist eine direkte Abhängigkeit vom Verbrennungsdruck ableitbar. Weitere Einflüsse auf die Maschinenlast ist nicht erkennbar. Weiter ist in der unteren Abbildung die ungleichförmige Kolbenbewegung aufgetragen. Der Kompressionstakt in diesen Verläufen ist unterschiedlich ausgebildet. Diese Ausprägung ist auf unterschiedliche Ansaughübe bei der Motorsimulation zurückzuführen. Der charakteristische Verlauf der Maschinenbelastung ist unabhängig von der Motorlast und des Ladungswechsels.

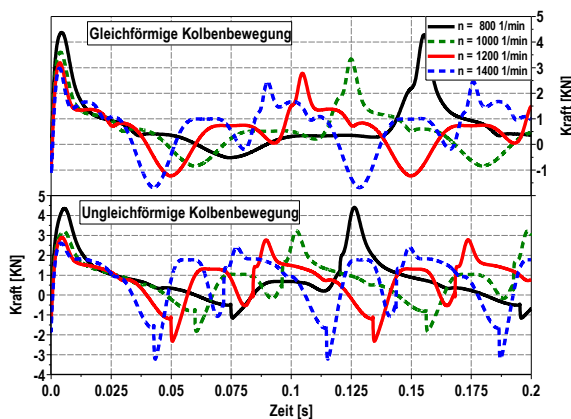


Abbildung 12: Simulierte Kraft an der E-Maschine bei vergleichbaren Motorlasten

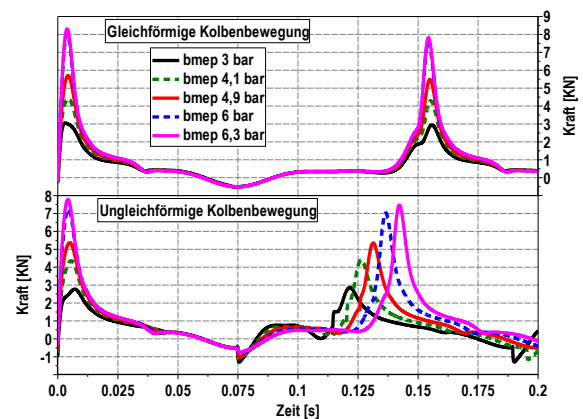


Abbildung 13: Simulierte Kraft an der E-Maschine bei konstanter Drehzahl

5. Fazit

Es wurde gezeigt, dass es möglich ist einen Freikolbenmotor zu regeln. Es wurde daraufhin aufgezeigt, welche Dynamiken vom Regelkreis erforderlich sind, was für Anforderungen an die elektrische Maschine gestellt wird und was für Forschungspotenzial vorhanden ist. Es kann kein Einfluss der Bewegungsform auf die Maschinenbelastung ermittelt werden. Die verkürzte Ansaugphase staucht das Lastprofil in diesem Bereich und verursacht marginal höhere Peaks, die in einem motorisch effizienten Bereich keinen Einfluss auf die Maschinenauslegung haben. Die Drehzahl und Lastabhängigkeit auf die Maschinenbelastung zeigen eine Abhängigkeit vom Verbrennungsspitzenruck. Die charakteristischen Belastungsprofile sind unabhängig von den Steuerzeiten des motorspezifischen Ladungswechsels. In zukünftigen Arbeiten muss untersucht werden, welche Trajektorien für eine optimale Verbrennung sinnvoll sind. Diese Erkenntnisse könnten Wegweisend für die Entwicklung effizienterer Verbrennungsmotoren mit Freilaufkörper sein.

6. Literaturverzeichnis

- [1] M. W. Zouaghi, I. Abdennadher, and A. Masmoudi, "No-load Features of T-LSMs With Quasi-Halbach Magnets: Application to Free Piston Engines," *IEEE Trans. Energy Convers.*, vol. 31, no. 4, pp. 1591–1600, 2016.
- [2] T. T. Dang, M. Ruellan, L. Prevond, H. Ben Ahmed, and B. Multon, "Sizing Optimization of Tubular Linear Induction Generator and Its Possible Application in High Acceleration Free-Piston Stirling Microcogeneration," *IEEE Trans. on Ind. Applicat.*, vol. 51, no. 5, pp. 3716–3733, 2015.
- [3] J. Wang, M. West, D. Howe, H. Z.-D. La Parra, and W. M. Arshad, "Design and Experimental Verification of a Linear Permanent Magnet Generator for a Free-Piston Energy Converter," *IEEE Trans. On Energy Conversion*, vol. 22, no. 2, pp. 299–306, 2007.
- [4] T. A. Johansen, O. Egeland, E. Aa Johannessen, and R. Kvamsdal, "Free-piston diesel engine timing and control - toward electronic cam- and crankshaft," *IEEE Trans. Contr. Syst. Technol.*, vol. 10, no. 2, pp. 177–190, 2002.
- [5] H. Hu, J. Zhao, X. Liu, and Y. Guo, "Magnetic Field and Force Calculation in Linear Permanent-Magnet Synchronous Machines Accounting for Longitudinal End Effect," *IEEE Trans. Ind. Electron.*, vol. 63, no. 12, pp. 7632–7643, 2016.
- [6] D. Wang, C. Shao, and X. Wang, "Performance Analysis and Design Optimization of an Annular Winding Bilateral Linear Switch Reluctance Machine for Low Cost Linear Applications," *IEEE Trans. Appl. Supercond.*, vol. 26, no. 7, pp. 1–5, 2016.
- [7] J. Lu and W. Ma, "Research on End Effect of Linear Induction Machine for High-Speed Industrial Transportation," *IEEE Trans. Plasma Sci.*, vol. 39, no. 1, pp. 116–120, 2011.
- [8] D. Schröder, *Elektrische antriebe - regelung von antriebssystemen*. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 2009.
- [9] Y. Nael and R. Todd, "Digital control HIL comparison for adjustable speed drives," in *IECON 2016: USB proceedings*, Florence, Italy, op. 2016, pp. 2754–2759.
- [10] G. P. Merker, *Verbrennungsmotoren: Simulation der Verbrennung und Schadstoffbildung*, 3rd ed. Wiesbaden: B.G. Teubner Verlag / GWV Fachverlage, Wiesbaden, 2006.
- [11] M. hakariya, T. Toda, and M. Sakai, "The New Toyota Inline 4-Cylinder 2.5L Gasoline Engine," in *WCX™ 17: SAE World Congress Experience*, 2017.
- [12] E. Schutting *et al.*, "Miller- und Atkinson-Zyklus am aufgeladenen Dieselmotor," *MTZ Motortech Z*, vol. 68, no. 6, pp. 480–485, 2007.
- [13] M. Sens, S. Zwahr, and M. Günther, "Potenziale des variablen Verdichtungsverhältnisses am voll gemillerten Ottomotor," *MTZ Motortech Z*, vol. 77, no. 4, pp. 52–58, 2016.
- [14] W. Gottschalk, *Einfluss kleiner Einlassventilhübe auf die Gemischbildung in Ottomotoren*. Aachen: Shaker, 2001.

Ein modularer Gleichstromsteller zur Regelung des Leistungsflusses zwischen Hochvolt-Bordnetz und Doppelschichtkondensator im Elektrofahrzeug

Dipl.-Ing. Bastian Strauß ¹⁾, Prof. Dr.-Ing. Andreas Lindemann ²⁾

¹⁾ Institut für Elektrische Energiesysteme, Otto-von-Guericke Universität MD, bastian.strauss@ovgu.de, 0391-67-51074

²⁾ Institut für Elektrische Energiesysteme, Otto-von-Guericke Universität MD, andreas.lindemann@ovgu.de, 0391-67-58594

Zusammenfassung

Der vorliegende Beitrag befasst sich mit dem Aufbau eines Versuchsstandes für Untersuchungen an modularen bidirektionalen DC/DC-Wandlern für automobiler Anwendungen. Dabei wird neben simulativen Vorbetrachtungen modularer Synchronwandler (SW) auf die Systemarchitektur des Versuchsstandes eingegangen. Des Weiteren wird anhand der Messungen von Ein- und Ausgangsgrößen eines bidirektionalen DC/DC-Wandlers als Tiefsetzsteller (TSS) und Hochsetzsteller (HSS) der gesteuerte Parallelbetrieb zweier Wandlermodule gezeigt. Ferner werden Messergebnisse mit Bezug auf das Schaltverhalten im periodischen Betrieb der eingesetzten Leistungshalbleiter vorgestellt.

Schlüsselwörter: Traktionsbatterie, IGBT, Doppelschichtkondensator, bidirektionaler modularer DC/DC-Wandler

1. Einleitung

Neben der kalendarischen Alterung einer Traktionsbatterie durch Lagerung bzw. Parken des betreffenden Elektrofahrzeugs kommt es nach [1] während der Batterielebensdauer zu einer Erhöhung des Innenwiderstandes. Die kalendarische Alterung führt außerdem zu einer stetigen Reduzierung der Batteriekapazität und somit zu einer abnehmenden Reichweite des Elektrofahrzeugs. Die Zunahme des Innenwiderstands hat wiederum erhöhte Leistungsverluste und dadurch eine steigende Erwärmung der Batterie zur Folge. Auch eine zunehmende Anzahl an Lade- und Entladezyklen führt zur Widerstandserhöhung und Senkung der Batteriekapazität [2]. Die steigenden Leistungsverluste wirken sich gemäß [1] nachteilig auf die Beschleunigungsvorgänge des Elektrofahrzeugs aus. Von besonderer Bedeutung sind allerdings die Zelltemperaturen eines Akkumulators für die Batteriealterung, da erhöhte Betriebstemperaturen die Alterungsprozesse innerhalb der betreffenden Traktionsbatterie beschleunigen. Die erreichbare Lebensdauer einer Lithium-Ion-Batterie hängt dabei unter anderem von den Betriebsbedingungen, dem Ladeverhalten, sowie der Fahrweise ab (siehe [1]). So können, bedingt durch Anlauf- und Bremsvorgänge, hohe Strombelastungen zu lokalen Überhitzungen und irreversiblen Schädigungen führen, was eine beschleunigte Degradation der Traktionsbatterie zur Folge hat.

Um die Belastung der Traktionsbatterie durch derartige Leistungsspitzen zu reduzieren, bietet sich der Einsatz dynamisch regelbarer Zwischenspeicher an. Dabei wird im Rahmen der Rekuperation ein Teil der während der Bremsvorgänge gespeicherten kinetischen Energie bei Beschleunigungsvorgängen wieder bereitgestellt, was in hybriden und vollelektrischen Fahrzeugen bereits seit einigen Jahren Anwendung findet [3]. Die über die Rekuperation zur Verfügung gestellte Regelreserve kann genutzt werden, um die thermischen Belastungen der Traktionsbatterie im Beschleunigungs- und Verzögerungsvorgang zu begrenzen. Im Zuge eines Verbundprojektes mit industriellen und universitären Partnern wird derzeit ein Demonstrator entworfen, für den unter anderem ein geregelter Zwischenspeicher – basierend auf einem Doppelschichtkondensator, der über eine Leistungselektronik mit Halbleitern großen Bandabstandes wie Silizium-Karbid (SiC) oder Gallium-Nitrid (GaN) an das Bordnetz gekoppelt werden soll – entwickelt und erprobt wird. Im Rahmen des vorliegenden Beitrages wird der dafür vorgesehene Versuchsstand beschrieben, die Einstellung der Regelung erläutert und die generelle Funktionsweise, unter anderem durch Simulations- und Messergebnisse, dokumentiert.

2. Systemarchitektur des Demonstrators

Um für die im Rahmen des Verbundprojektes vorgesehen abschließenden EMV-Messungen möglichst reale Betriebs- und Umgebungsbedingungen zu schaffen, müssen im bereits erwähnte Demonstrator im Wesentlichen die typischen Komponenten eines rein elektrischen Kraftfahrzeugs verfügbar sein.

Die Abbildung 1 stellt die Versorgungsstruktur des Demonstrators sowie die eingesetzten Spannungsebenen vereinfacht dar. Als Energiequelle wird eine 400V-Traktionsbatterie eingesetzt. Die Batterie versorgt sämtliche am Hochvolt-Bordnetz angeschlossenen Betriebsmittel. Das Traktionsantriebssystem besteht aus einem Frequenzumrichter und der zugehörigen permanenterrregten Synchronmaschine (PSM).

Der Motorumrichter ist in das 400V-Bordnetz des Demonstrators eingebunden. Um die Lastspitzen bei Motor- und Bremsbetrieb des Traktionsantriebssystems bereitzustellen bzw. aufzunehmen, wird ein SW in modularer Bauweise eingesetzt. Dieser bidirektionale DC/DC-Wandler bildet die Schnittstelle zwischen dem 400V-Bordnetz des Demonstrators und dem zur Zwischenspeicherung der im Bremsvorgang freiwerdenden kinetischen Energie eingesetzten Doppelschichtkondensator (DSK). Des Weiteren werden das Kühlsystem sowie die Klimaanlage über einen 24V-DC-Bus versorgt. Die Komponenten der Medienelektronik werden über das 12V-Niederspannungssystem gespeist. Beide DC-Niederspannungsnetze sind durch Einsatz handelsüblicher DC/DC-Wandler an das 400V-Bordnetz gekoppelt.

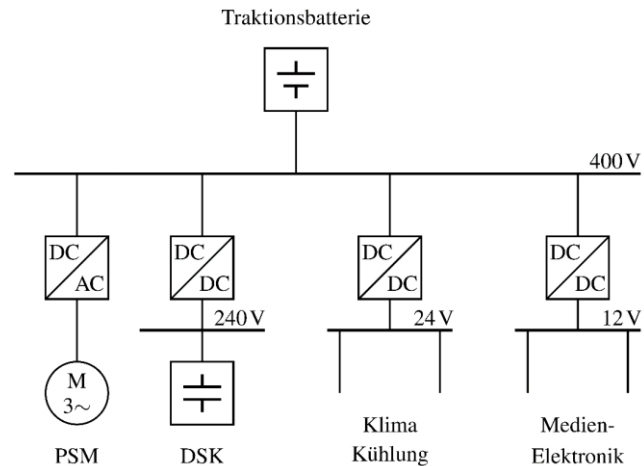


Abbildung 1: Energieverteilsystem und Spannungsebenen des Demonstrators

Im Folgenden wird der für diesen Beitrag zugrundeliegende und zur Entwicklung des bidirektionalen DC/DC-Wandlers eingesetzte Versuchsstand näher beschrieben. Das Leistungsteil ist in Abbildung 2 mit den zugehörigen Leistungsdaten der DC-Quelle und der DSK-Module vereinfacht mit zwei Wandlermodulen dargestellt.

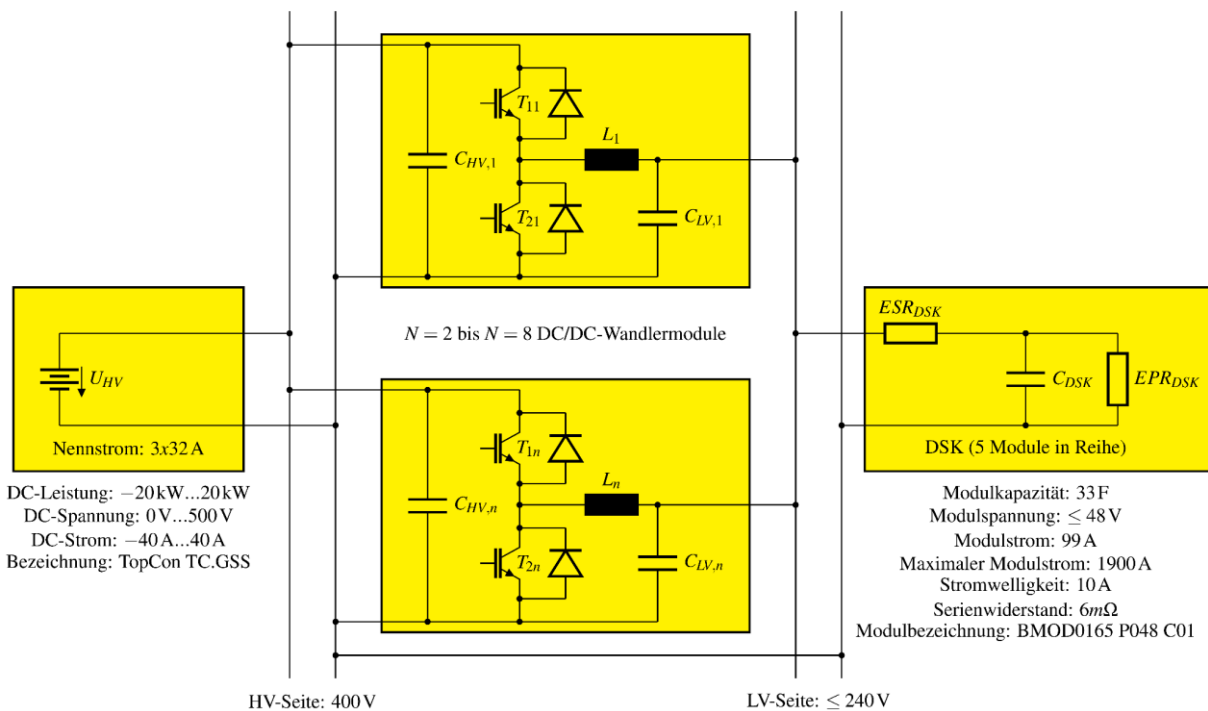


Abbildung 2: Leistungsteil des Versuchsstandes für Untersuchungen an bidirektionalen DC/DC-Wandlern

Um das Verhalten der Traktionsbatterie im Betrieb des Versuchsstandes nachzubilden, wird eine programmierbare bidirektionale DC-Quelle (TopCon TC.GSS) eingesetzt. Innerhalb des nominalen Spannungs- und Strombereiches regelt diese Quelle auf eine konstante Klemmenspannung. Werden die festgelegten Nennwerte von Klemmenspannung oder Quellstrom erreicht, erfolgt bis zum Leistungsnennwert eine Leistungsregelung. Mittels geeigneter Softwareanwendung ist ein mit Traktionsbatterien vergleichbares Verhalten der Quelle programmierbar. Für die Zwischenspeicherung der freiwerdenden kinetischen Energie werden seriell geschaltete DSK-Module (BMOD0165P048C01, [4]) auf der Unterspannungsseite des modularen DC/DC-Wandlers eingesetzt. In Abbildung 2 ist das vereinfachte Ersatzschaltbild eines DSK über den äquivalenten Serienwiderstand ESR_{DSK} , den äquivalenten Parallelwiderstand EPR_{DSK} und die Gesamtkapazität C_{DSK} dargestellt. Das 400V-Bordnetz und der DSK sind über den modularen DC/DC-Wandler gekoppelt. Jedes der Wandlermodule – mit dem Index $0 \leq n \leq 5$ bezeichnet – besteht aus einem Brückenkreis als SW (IGBT: IXXH50N60C3D1, [5]), einer oberspannungsseitigen Zwischenkreiskapazität $C_{HV,n}$, einer unterspannungsseitigen Pufferkapazität $C_{LV,n}$ und einer Modul-Induktivität L_n . Die maximale Anzahl der Module ist nachfolgend an entsprechender Stelle mit N definiert. In Abbildung 3 ist die Integration der bidirektionalen DC/DC-Wandlermodule in den Versuchsaufbau angedeutet.

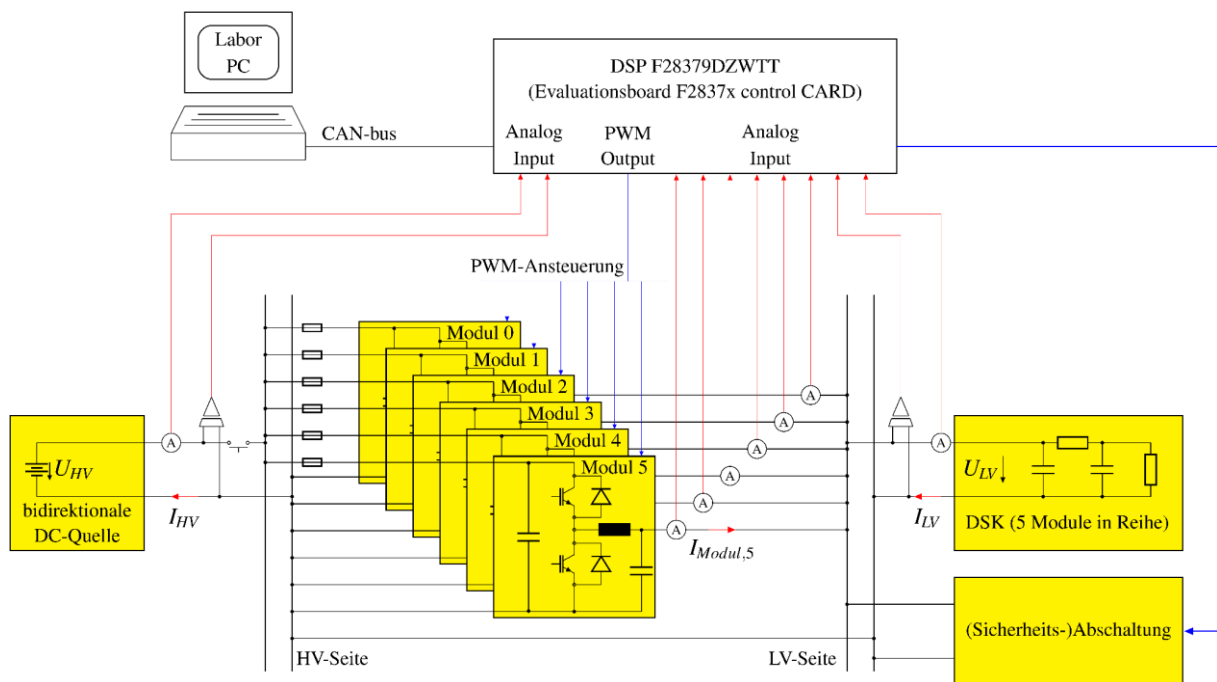


Abbildung 3: Versuchsaufbau für Untersuchungen an bidirektionalen DC/DC-Wandlern

Über einen für Kraftfahrzeuge standardisierten Kommunikationsbus (Controller-Area-Network – CAN), wird – abhängig vom Betriebszustand des Traktionsantriebssystems – dem geregelten bidirektionalen DC/DC-Wandler ein Leistungs-Sollwert vorgegeben. Über die Messrückführung von Klemmenspannung und DC-Strom am Anschlusspunkt der DSK-Module wird ein übergeordneter Leistungsregelkreis geschlossen. Der Leistungsregelung sind, jedem DC/DC-Wandlermodul zugeordnet, mehrere Stromregelkreise unterlagert. Diese Regelkreise werden mittels Rückführung der gemessenen Modulströme geschlossen. Die vom digitalen Signalprozessor (DSP, Bsp.: F28379DZWTT) generierten pulswertenmodulierten Steuersignale werden mittels zugehöriger Treiberschaltungen der Wandlermodule an die für die Leistungshalbleiter typischen Potentialverhältnisse angepasst.

3. Streckenmodell und Regelung eines DC/DC-Wandlers

In diesem Abschnitt werden das Streckenmodell, sowie die darauf basierende Einstellung der Regelung des modularen SWs dargestellt. Beim Übertragungsverhalten eines SWs wird von einem Mittelwertmodell ausgegangen, wobei für den Mittelwert einer zeitvarianten elektrischen Größe $x(\tau)$ gilt:

$$X = \frac{1}{T} \cdot \int_t^{t+T} x(\tau) d\tau \quad (1)$$

Der Mittelwert der getakteten Spannung U_{L1n} eines SW-Moduls lässt sich durch Multiplikation der Zwischenkreisspannung U_{HV} mit dem Aussteuergrad a_n darstellen, sodass aus dem allgemeinen Ersatzschaltbild eines Wandlermoduls nach Abbildung 4 das Streckenmodell gemäß Abbildung 5 folgt. Dabei stellt C_{Mn} die auf einen Modulstrom skalierte Kapazität des Doppelschichtkondensators C_{DSK} mit $C_{Mn} = \frac{1}{N} \cdot C_{DSK}$ dar. Die zu regelnde Größe ist der jeweilige Drosselstrom bzw. Modulstrom I_{Mn} , welcher daher als Ausgangsgröße des Streckenmodells angenommen wird. Als Eingangsgröße wird der Aussteuergrad a_n zugrunde gelegt. Die elektrischen Größen werden nachfolgend im Frequenzbereich betrachtet, sodass die Übertragungscharakteristiken unter Verwendung des Laplace-Operators $s = j\omega$ dargestellt werden können.

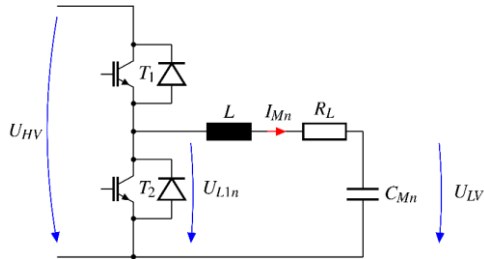


Abbildung 4: Ersatzschaltbild eines SW-Moduls

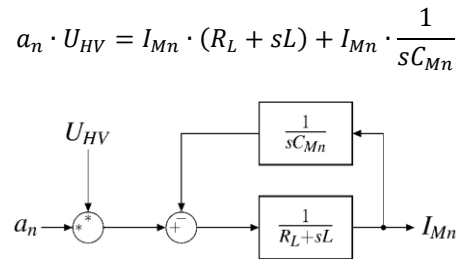


Abbildung 5: Streckenmodell eines SW-Moduls

Ein SW-Modul kann vereinfacht als Verzögerungsglied zweiter Ordnung charakterisiert werden, was in der Übertragungsfunktion des Streckenmodells $G_{SWn}(s)$ gemäß Gleichung (2) deutlich wird. Die Abbildung 7 zeigt unter anderem die Übertragungscharakteristik des Streckenmodells im Frequenzbereich.

$$G_{SWn}(s) = \frac{I_{Mn}}{a_n} = \frac{sC_{Mn} \cdot U_{HV}}{s^2LC_{Mn} + sR_L C_{Mn} + 1} \quad (2)$$

Das Streckenmodell eines SW-Moduls weist eine Nullstelle im Koordinatenursprung der komplexen s -Ebene auf. Die zwei Polstellen des Streckenmodells sind reell und negativ. Das vereinfachte Streckenmodell des Synchronwandlers neigt somit zu einer aperiodischen Systemantwort [9]. Da die Polstellen keinen Imaginärteil aufweisen, erfolgt weder eine ungedämpfte Schwingung (rein imaginäre Polstellen) noch eine gedämpfte Schwingung (konjugiert komplexe Polstellen) des Modulstromes [10].

Die DC-Ströme der Wandlermodule werden mittels einer Stromregelung gemäß Abbildung 6 eingestellt, wobei für die Konfiguration des verwendeten Reglers $G_{Rn}(s)$ ein Ansatz auf Grundlage von [10] angewendet wird. Dabei wird das Bode-Diagramm des offenen Regelkreises $G_{In,o}(s)$ eingesetzt, um das Frequenzverhalten des geschlossenen Regelkreises $G_{In}(s)$ einem Tiefpass anzunähern.

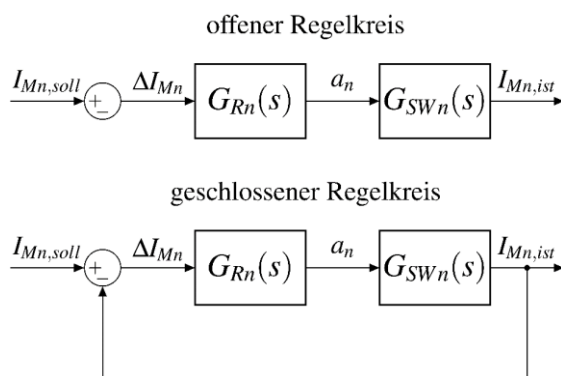


Abbildung 6: offener und geschlossener Regelkreis

Übertragungsfunktion eines offenen Regelkreises

$$G_{In,o}(s) = G_{Rn}(s) \cdot G_{SWn}(s) \quad (3)$$

Übertragungsfunktion eines geschlossenen Regelkreises

$$G_{In}(s) = \frac{G_{Rn}(s) \cdot G_{SWn}(s)}{1 + G_{Rn}(s) \cdot G_{SWn}(s)} \quad (4)$$

Übertragungsfunktion eines PI-Reglers

$$G_{Rn}(s) = \frac{s \cdot K_p + K_i}{s}; K_i = \frac{K_p}{T_{na}} \quad (5)$$

Einstellung eines PI-Reglers

Das Streckenmodell eines SW-Moduls $G_{SWn}(s)$ sowie das Modell eines offenen Modul-Stromregelkreises $G_{In,o}(s)$ für $K_{p1} = 1$ weisen gemäß Abbildung 7 über einen weiten Frequenzbereich eine Amplitude von $G_{In,o}(s) \leq -6,02\text{dB}$ auf. Der Verstärkungsfaktor des Reglers wird so gewählt, dass der Amplitudengang eines offenen Modul-Stromregelkreises über einen weiten Frequenzbereich gerade 0dB, also eine Verstärkung von 1,

aufweist. Das hat zur Folge, dass das Ausgangssignal des geschlossenen Modul-Stromregelkreises $G_{In}(s)$ die Amplitude des Eingangssignals annimmt. Für die Korrektur des Amplitudenganges mittels K_{p2} resultiert nach [11] der folgende Ausdruck (6).

$$K_{p2} = K_{p1} \cdot 10^{\frac{\Delta K_{dB}}{20}} = 1 \cdot 10^{\frac{6,02dB}{20}} = 2,0 \quad (6)$$

Dabei wurde mit einer großen Nachstellzeit T_{na} der Anteil von K_i an $G_{Rn}(s)$ vorerst eliminiert. Um im betrachteten Frequenzbereich die Phasenverschiebung und folglich die zeitliche Verzögerung des Ausgangssignals zum Eingangssignal möglichst gering einzustellen, wird anschließend die Nachstellzeit T_{na} des PI-Reglers konfiguriert. Die Einstellung der Nachstellzeit auf $T_{na2} = 1\text{ms}$ führt im Phasengang des geschlossenen Modul-Stromregelkreises bis zur Durchtrittsfrequenz von $G_{In}(s)$ zur Phasenlage $\varphi = 0^\circ$. Somit stellt der geschlossene Modul-Stromregelkreis $G_{In}(s)$ das gewünschte Tiefpassverhalten dar (siehe Abbildung 7).

Da sich die Klemmenspannung des DSKs abhängig von seinem Ladezustand ändert und dadurch mit einer Änderung des Kondensatorstromes einhergeht, erfolgt die Vorgabe eines Leistungswertes. Über die Rückkopplung der Kondensatorspannung $U_{LV} = \frac{1}{sC_{DSK}} \cdot I_{LV}$ auf den Sollwert der Leistung ergibt sich der Stromsollwert $I_{LV,soll}$ (siehe Abbildung 8). Um für die aktiven Modul-Stromregelkreise die entsprechenden Stromsollwerte zu definieren, wird $I_{LV,soll}$ mittels des Faktors $1/N$ entsprechend skaliert. Der Mikrokontroller berechnet daraufhin nach jeder neuen Leistungs-Sollwertvorgabe die Anzahl der N aktiven DC/DC-Wandlermodule. Mit Berücksichtigung eines geschlossenen Modul-Stromregelkreises $G_{In}(s)$ ergibt sich bei N aktiven Wandlermodulen mit Ausdruck (7) die Übertragungsfunktion des geregelten SWs gemäß Gleichung (8). In Abbildung 8 ist das zugehörige Modell des geregelten bidirektionalen modularen DC/DC-Wandlers dargestellt.

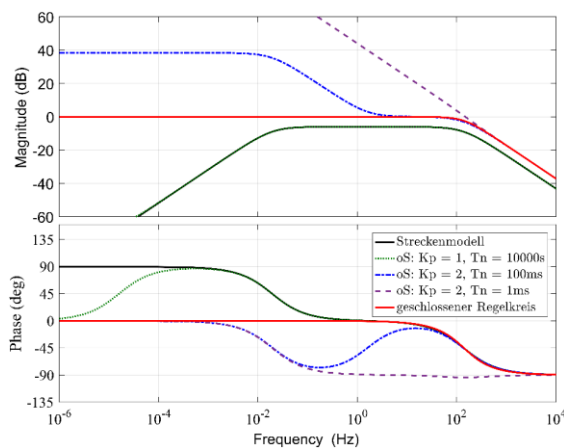


Abbildung 7: Einstellung des PI-Stromreglers mittels Bode-Diagramm; oS – offener Regelkreis $G_{In,o}(s)$; Streckenmodell – $G_{SWn}(s)$

$$G_{NI}(s) = N \cdot G_{In}(s) \quad (7)$$

$$\frac{I_{LV,ist}^2(s)}{P_{soll}} = \frac{G_{NI}(s)}{N} sC_{DSK} = G_{In}(s) \cdot sC_{DSK} \quad (8)$$

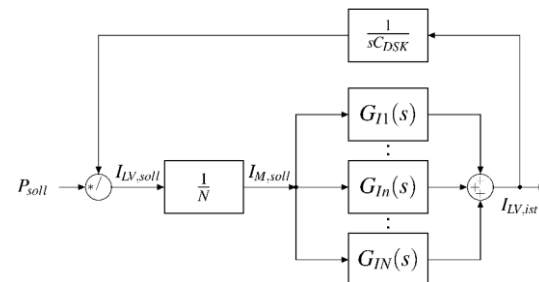


Abbildung 8: Modell des geregelten modularen Synchronwandlers

Unter Verwendung eines Schaltungssimulators wurde das Führungsverhalten des geregelten bidirektionalen modularen SWs betrachtet. Für die Einstellung der Regelung sind die oben angegebenen Werte für K_p und T_n gewählt worden. In das Simulationsmodell wurden der ohmsche Anteil der Drossel, sowie die ohmschen und induktiven Leitungsverluste von Kabelverbindungen und Kupferschienen integriert. Des Weiteren wurde das Durchlassverhalten der Leistungshalbleiter berücksichtigt. Für den Betrieb der parallelen DC/DC-Wandlermodule ist im Simulationsmodell das nach [12] empfohlene Verfahren der phasenversetzten Ansteuerung (interleaved mode) implementiert. Die pulsweitenmodulierten Signale (PWM-Signale) zur Ansteuerung der Leistungshalbleiter sind dabei zueinander phasenverschoben angeordnet. Bei Verwendung von $N = 6$ Wandlermodulen und einer Taktfrequenz von $f_{PWM} = 35\text{kHz}$ ergibt sich eine zeitliche Verschiebung der PWM-Signale um jeweils

$$\Delta t_{PWM} = \frac{1/f_{PWM}}{6} = \frac{28,57\mu\text{s}}{6} = 4,76\mu\text{s} \quad (9)$$

was einem Phasenversatz von $\Delta\varphi_{PWM} = 60^\circ$ zwischen zwei aufeinanderfolgenden PWM-Signalen entspricht. In Abbildung 9 bzw. Abbildung 10 ist das Führungsverhalten des Simulationsmodells bei Vorgabe eines Leistungssollwertes von $\pm 20\text{kW}$ für den jeweiligen Betriebsmodus des Synchronwandlers dargestellt.

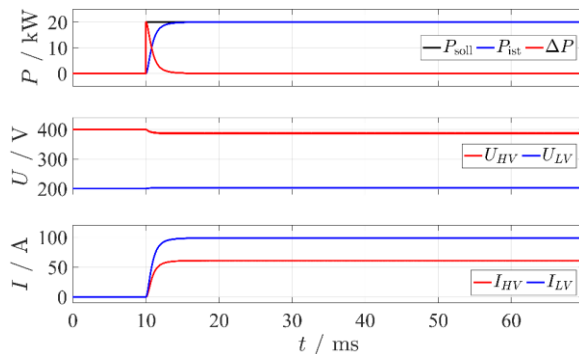


Abbildung 9: Führungsverhalten bei Leistungsregelung des bidirektionalen modularen SWs im TSS-Betrieb

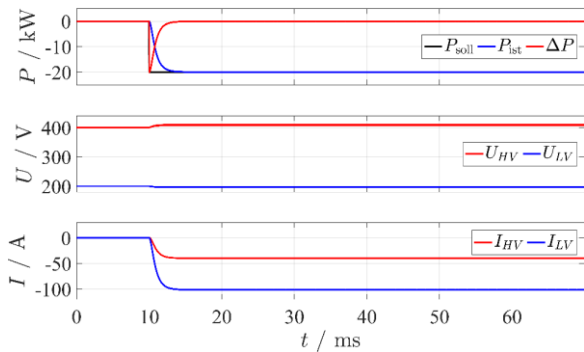


Abbildung 10: Führungsverhalten bei Leistungsregelung des bidirektionalen modularen SWs im HSS-Betrieb

Unter Berücksichtigung des Führungsverhaltens kann durch Variation der Reglerparameter eine Optimierung der Anregelzeit t_{an} und der Ausregelzeit t_{aus} vorgenommen werden.

Die Einbindung der Regelstruktur nach Abbildung 6 bzw. Abbildung 8 in den Aufbau des Versuchsstandes ist in der nachfolgenden Abbildung 11 dargestellt. Die zeitdiskrete Regelung wird dabei von der zentralen Steuerung (DSP) übernommen. Diese erzeugt die phasenversetzten PWM-Signale, welche zur Ansteuerung der Leistungshalbleiter dienen und somit zum überlappenden Betrieb der Wandlermodule führen. Für die Regelung des SW kommen zwei Methoden in Betracht. Nach [13] ist die Peak-Current-Mode-Regelung (PCC) dabei im Vergleich zur Average-Current-Mode-Regelung (ACC) bedeutend stör anfälliger, was speziell durch das verwendete Messverfahren zur Erfassung der Modulströme beeinflusst wird. Die nachfolgenden Ausführungen beziehen sich daher lediglich auf die ACC. Für die Umsetzung einer ACC müssen sämtliche Messgrößen innerhalb einer Schaltperiode der Leistungshalbleiter zweimal abgetastet werden. Die Abtastfrequenz f_{sa} der Analog-Digital-Umsetzung (ADC) ergibt sich unter Verwendung einer Schaltfrequenz von $f_{PWM} = 35\text{kHz}$ daher zu mindestens $f_{sa} = 70\text{kHz}$. Für eine Synchronisation der Abtastung werden die PWM-Generatoren des verwendeten Controllers eingesetzt. Dadurch wird sichergestellt, dass die analogen Messsignale der Modulströme phasengleich mit dem jeweiligen PWM-Signal abgetastet werden. Somit kann zwischen den Wandlermodulen eine symmetrische Stromaufteilung gewährleistet werden. Abhängig vom aktuellen Leistungssollwert werden des Weiteren durch den DSP ausgewählte DC/DC-Wandlermodule aktiviert bzw. deaktiviert, um die Effizienz des Zwischenspeichers über einen weiten Arbeitsbereich zu optimieren. Analog wird die Phasenverschiebung der PWM-Signale entsprechend angepasst.

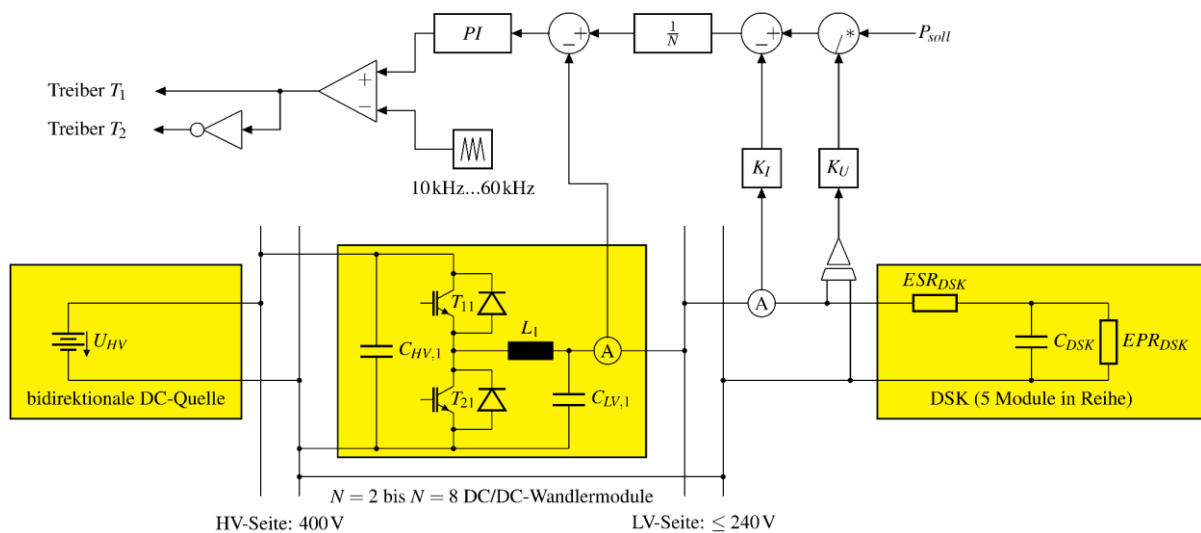


Abbildung 11: Einbindung der Regelstruktur in den Aufbau des modularen bidirektionalen DC/DC-Wandlers; zeitdiskrete Regelung erfolgt über den zentralen Controller (DSP)

4. Untersuchungen am modularen Synchronwandler

In diesem Abschnitt werden die Messergebnisse zur Funktionsvalidierung des Versuchsstandes anhand des gesteuerten Parallelbetriebs zweier DC/DC-Wandlermodule dargestellt. Die Messungen wurden unter Verwendung des im Abschnitt 2 beschriebenen Versuchsaufbaus durchgeführt. Für eine genauere Betrachtung der Umschaltvorgänge sind an entsprechender Stelle die an einem Leistungshalbleiter gemessenen Ein- und Ausschaltcharakteristiken dargestellt.

4.1 Gesteuerter Parallelbetrieb zweier Synchron-Wandlermodule

Um die Funktionsweise zweier DC/DC-Wandlermodule im Parallelbetrieb zu verifizieren, wurden die zeitlichen Verläufe der Gate-Emitter-Spannungen von Modul 1, der Modulströme und des gesamten DC-Stromes gemäß Abbildung 12 und Abbildung 13 oszillographiert. Beide Module wurden um $\Delta\varphi_{PWM} = 180^\circ$ phasenversetzt mit einem Aussteuergrad von $\alpha = 0,5$ angesteuert. Die Taktfrequenz wurde dabei auf $40kHz$ eingestellt, sodass die Leistungshalbleiter innerhalb der gemäß Datenblatt angegebenen Betriebsbedingungen eingesetzt wurden. Die Kühlung der Leistungshalbleiter ist über Rippenkühlkörper sowie unter Verwendung einer erzwungenen Konvektion mittels Lüfter sichergestellt. Aufgrund der unterschiedlichen Auf- und Entmagnetisierung der Modul-Induktivitäten stellt sich dabei – im eingeschwungenen Zustand – eine asymmetrische Stromaufteilung ein. Mit Vorgabe einer digitalen und somit für jedes Wandlermodul identischen Totzeit, sowie durch Einsatz der Modul-Stromregelung kann sichergestellt werden, dass im Gesamtaufbau eine symmetrische Belastung der Module erfolgt.

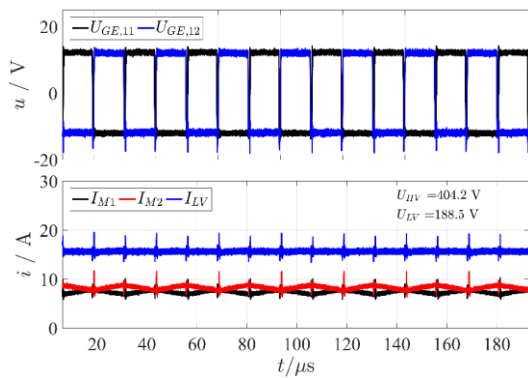


Abbildung 12: Gesteuerter Parallelbetrieb zweier SW-Module als TSS

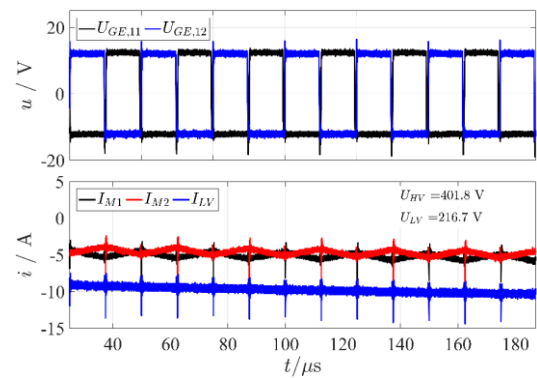


Abbildung 13: Gesteuerter Parallelbetrieb zweier SW-Module als HSS

4.2 Schaltvorgänge eines Leistungshalbleiters

Bezug nehmend auf die in Abbildung 12 und Abbildung 13 dargestellten Verläufe der Ströme und Gate-Emitter-Spannungen sind in Abbildung 14 und Abbildung 15 das Ein- und das Ausschaltverhalten für den IGBT T_2 eines Wandlerrmoduls dargestellt. Im Sperrzustand des Transistors beträgt die Kollektor-Emitter-Spannung 400V, was der Zwischenkreisspannung bzw. der Batteriespannung entspricht. Im eingeschalteten Zustand sinkt die Kollektor-Emitter-Spannung über T_2 auf den Wert seiner Durchlassspannung bzw. Kollektor-Emitter-Sättigungsspannung $U_{CE,sat}$. Der Kollektorstrom wurde im eingeschwungenen Zustand dabei zu $I_C = 20A$ gemessen. Der externe Gate-Widerstand des Gate-Treiberkreises ist für den Einschaltvorgang mit 10Ω und für den Ausschaltvorgang mit $2,3\Omega$ vorgegeben. Für eine genauere Beschreibung des Schaltverhaltens von Leistungshalbleitern sei an dieser Stelle auf [14] bzw. [15] verwiesen.

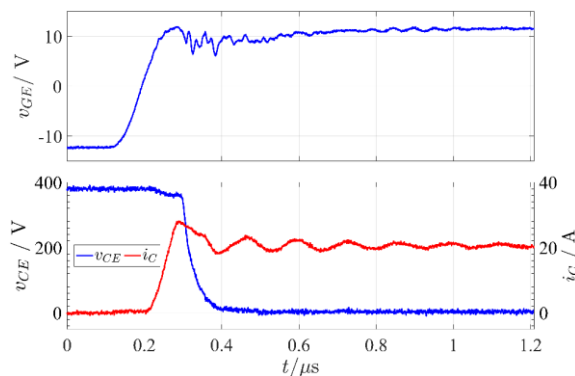


Abbildung 14: Einschaltvorgang des IGBT T2 eines SWs

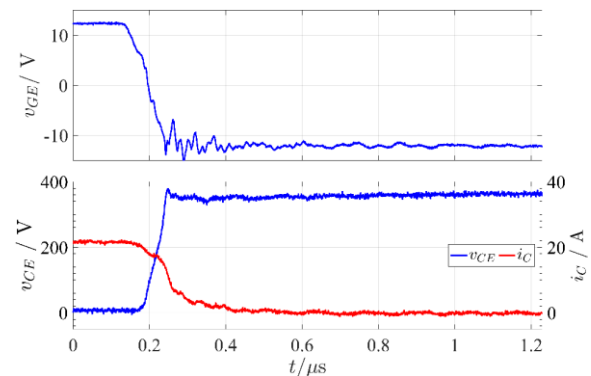


Abbildung 15: Ausschaltvorgang des IGBT T2 eines SWs

5. Schlussfolgerung

Es wurde ein Versuchsstand eines bidirektionalen modularen DC/DC-Wandlers für automobile Anwendungen vorgestellt. Dabei ist auf das Leistungsteil – bestehend aus mindestens zwei DC/DC-Wandlermodulen –, auf dessen Einbindung in die Regelung, sowie auf das Gesamtsystem des Versuchsstandes eingegangen worden. Anhand des Streckenmodells eines Synchronwandlers wurde mittels des Bode-Diagramms die Reglereinstellung für den geregelten Betrieb beschrieben. Unter Verwendung eines Simulationsmodells ist die Konfiguration der Regelung mittels des Führungsverhaltens im Tiefsetzsteller- und Hochsetzstellerbetrieb verifiziert worden. Mit Messergebnissen wurde abschließend die Funktionsweise der entwickelten DC/DC-Wandlermodule, ihrer Treiberschaltungen sowie der gesteuerte Parallelbetrieb zweier Wandlermodule dargestellt und validiert. Somit ist ein Versuchsaufbau verfügbar, welcher zur Entwicklung sowie zu Verhaltensanalysen geregelter bidirektionaler Synchronwandler für automobile Anwendungen – auf Basis schnellschaltender Leistungshalbleiter – eingesetzt werden kann.

Danksagung

Das diesem Bericht zugrundeliegende Vorhaben wurde mit Mitteln des Bundesministeriums für Bildung und Forschung unter dem Förderkennzeichen 16EMO0120K gefördert. Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt beim Autor.

Literaturverzeichnis

- [1] Hoffmann, D.: Alter reduziert Reichweite: Wie lange lebt die Batterie im Elektrofahrzeug, SSG Group Management SA, 2015
- [2] Mesbahi, T., Rizoug, N., Bartholomeüs, P., Sadoun, R., Khenfri, F., Moigne, P. L., Dynamic Model of Li-Ion Batteries Incorporating Electrothermal and Ageing Aspects For Electric Vehicle Applications, IEEE-Transactions on industrial electronics, 2016
- [3] Blesl, M., Bruchof, D., Hartmann, N., Özdemir, D., Fahl, U., Eltrop, L., A., Entwicklungsstand und Perspektiven der Elektromobilität, Universität Stuttgart, 2009
- [4] Datasheet, BMOD0165P048C01 Dura Blue, Maxwell Technologies, 2015
- [5] Datasheet, IXXH50N60C3D1, IXYS Corporation, 2013
- [6] Sun, J., Bass, R. M., Modeling and Practical Design Issues for Average Current Control, IEEE, 1999
- [7] Cooke, P., Modeling Average Current Mode Control, IEEE, 2000
- [8] Paul, R., Paul, S.: Repetitorium Elektrotechnik, Springer Lehrbuch, 1996
- [9] Trölb, J., Angewandte Mathematik mit Mathcad, Springer Wien New York, 2008

- [10] Frey, T., Bossert, M., Signal- und Systemtheorie, B. G. Teubner, 2004
- [11] Zacher, S., Reuter, M.: Regelungstechnik für Ingenieure, Springer Vieweg, 2017
- [12] Schlien, U.: Schaltnetzwerke und ihre Peripherie – Dimensionierung, Einsatz, EMV, Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, 2015
- [13] Dixon, L., Average Current Mode Control of Switching Power Supplies, Unitrode Corporation, 1998
- [14] Lutz, J., Schlangenotto, H., Scheuermann, U., Doncker, R.D.: Semiconductor Power Devices, Springer Verlag, 2011
- [15] Wintrich, A., Nicolai, U., Tursky, W., Reimann, T.: Applikationshandbuch Leistungshalbleiter, ISLE Verlag 2015

Modellierung von Verkopplungen im Hochvoltbordnetz eines Elektro- oder Hybridfahrzeugs

Dr.-Ing. Mathias Magdowski und Prof. Dr.-Ing. Ralf Vick ¹⁾, Dr.-Ing. Martin Obholz ²⁾

¹⁾ Institut für Medizintechnik, OvGU Magdeburg, Deutschland, mathias.magdowski@ovgu.de, (+49)-391-67-52195

²⁾ EMC-Center, Volkswagen AG Wolfsburg, Deutschland, martin.obholz@volkswagen.de, (+49)-5361-9-78556

Zusammenfassung

Im Beitrag wird ein Simulationsmodell für das Hochvoltbordnetz eines Elektrofahrzeugs vorgestellt. Dazu wurden die passiven Komponenten (Kabel, Zwischenkreiskondensatoren, Klimakompressor) eines beispielhaften Bordnetzes durch entsprechende Ersatzschaltbilder für harmonische und transiente Anregung modelliert. Die Parametrierung der Modelle erfolgte anhand von Messdaten eines Impedanzanalysators für den Frequenzbereich bis 1 MHz. Die Einzelmodelle wurden zu einem Gesamtmodell kombiniert, welches die Analyse der galvanischen Kopplung und des Energieflusses zwischen den verschiedenen Zwischenkreiskondensatoren ermöglicht, die an unterschiedlichen Stellen im Bordnetz angeordnet sind. Ein zentrales Ergebnis ist, dass für bestimmte Taktfrequenzen des Umrichters ein höherer Strom aus dem weiter entfernten Zwischenkreiskondensator entnommen wird, was zu unerwünschten elektromagnetischen Störungen und damit einhergehenden Funktionsbeeinträchtigungen führen kann.

Schlüsselwörter: Elektrofahrzeug, Hybridfahrzeug, Zwischenkreiskondensator, Klimakompressor, Umrichter

1 Einleitung

In einem modernen Elektrofahrzeug [1] wird der Traktionsmotor über einen Frequenzumrichter gespeist, der direkt an der Hochvoltbatterie angeschlossen ist. Um beim Betrieb auftretende Stromspitzen auszugleichen, wird zusätzlich ein Zwischenkreiskondensator verwendet. Andere am Hochvoltbordnetz angeschlossene Verbraucher, wie z. B. Klimakompressoren, besitzen eigene Zwischenkreiskondensatoren, siehe Bild 1. Jeder Zwischenkreiskondensator besitzt parasitäre Anschlussinduktivitäten und kann deshalb ein schwingungsfähiges System bilden. Durch Verkopplungen und Resonanzen im Hochvoltbordnetz kann der Fall eintreten, dass Energie zwischen den verschiedenen Kondensatoren hin- und her pendelt und somit Störungen und zusätzliche Verluste verursacht.

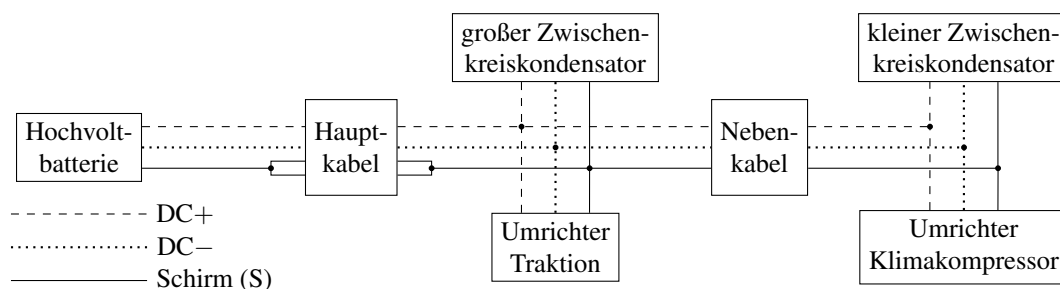


Bild 1: Überblick über das Gesamtmodell des Hochvoltbordnetzes in einem Elektrofahrzeug. Das Hauptkabel weist dabei eine separate Schirmung für jeden Leiter auf.

2 Entwicklung und Parametrierung eines Simulationsmodells für SPICE

Zur Entwicklung eines Simulationsmodells muss jede passive Komponente durch ein äquivalentes elektrisches Ersatzschaltbild aus Widerständen, Kapazitäten und (eventuell gekoppelten) Induktivitäten beschrieben werden. Solche Ersatzschaltbilder erlauben die Simulation im Zeit- und Frequenzbereich. Sie sind außerdem problemlos in SPICE-basierten Netzwerksimulatoren wie [2] nutzbar. Die aktiven Komponenten (Hochvoltbatterie, Umrichter) dienen nur der Energieversorgung und Anregung, haben aber keinen großen Einfluss auf die Verkopplungen der Zwischenkreiskondensatoren und müssen deshalb nicht im Detail modelliert werden. Da die übliche Schaltfrequenz

von Frequenzumrichtern im Bereich von 10 kHz bis 100 kHz liegt, ist es ausreichend, Modelle zu entwickeln, die bis ca. 1 MHz gültig sind. Die Hochvoltkabel können in diesem Frequenzbereich als einzelnes Segment eines üblichen Leitungsersatzschaltbildes [3] für Längen bis zu einigen Metern modelliert werden. Für die Parametrierung wird ein Impedanzanalysator benutzt, der den Frequenzbereich von 40 Hz bis 110 MHz abdeckt.

Hauptkabel Das entwickelte Modell des Hauptkabels ist in Bild 2 gezeigt. Eine Besonderheit dieses Hochvoltkabels ist die einzelne Schirmung S+ und S- für die Leiter DC+ und DC-. Zur Parameterbestimmung wurde die Impedanz zwischen DC+ und DC-, DC+ und S+, DC- und S- sowie zwischen S+ und S- am Anfang des Kabel für einen Leerlauf und Kurzschluss am Ende des Kabel gemessen. Die Parameter können dann recht einfach aus einem Vergleich mit der modellierten Impedanz des Ersatzschaltbildes bestimmt werden. Dabei ist es notwendig, eine Gegeninduktivität zwischen den Leitern und dem jeweiligen Schirm anzunehmen, da der entsprechende Abstand sehr gering, der Abstand zwischen beiden Schirmen jedoch sehr groß ist. Die tatsächliche Kabellänge beträgt 3,1 m.

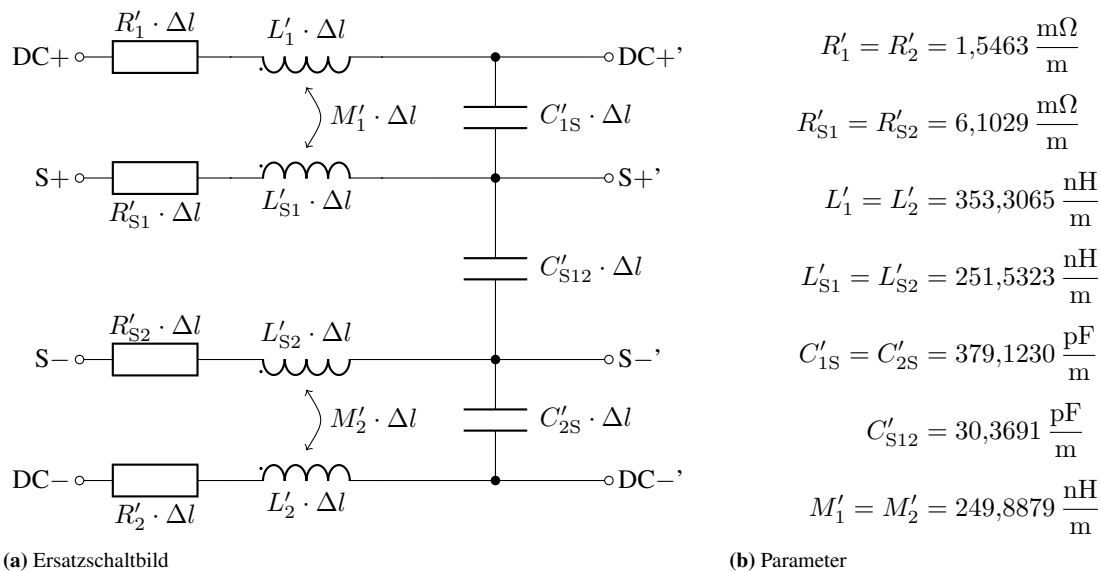


Bild 2: Modell für ein Stück der Länge Δl des Hauptkabels (vergleiche mit [4, Bild 10])

Nebenkabel Bild 3 zeigt das entsprechende Modell des Nebenkabels. Hier umgibt ein einzelner Schirm S beide Leiter DC+ und DC-. Erneut wurden Impedanzmessungen zwischen DC+ und DC-, DC+ und S sowie DC- und S am Kabelanfang mit leerlaufendem und kurzgeschlossenem Kabelende durchgeführt, um die Parameter des Ersatzschaltbildes zu bestimmen. Gekoppelte Induktivitäten sind bei diesem Modell nicht notwendig. Die tatsächliche Kabellänge des Nebenkabels beträgt nur 1,15 m.

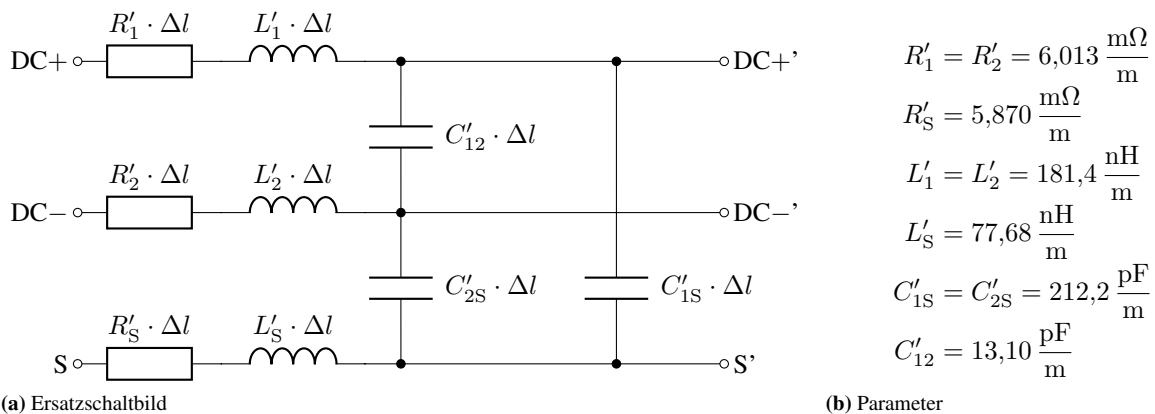


Bild 3: Modell für ein Stück der Länge Δl des Nebenkabels (vergleiche mit [3, Bild 3.6])

Großer Zwischenkreiskondensator Der große Zwischenkreiskondensator hat eine Nennkapazität von mehreren hundert Mikrofarad. Impedanzmessungen wurden zwischen den Anschlüssen DC+ und DC–, DC+ und S sowie DC– und S durchgeführt. Die gemessene Impedanz zwischen DC+ und DC– weist zwei Resonanzstellen bei etwa 50 kHz und 300 kHz auf, die durch einen Parallel- und einen Reihenschwingkreis (siehe die Ersatzschaltung in Bild 4) modelliert werden können. Die genauen Parameter wurden durch eine Optimierungsroutine in MATLAB [5] bestimmt, welche versucht, den relativen quadratischen Fehler zwischen der gemessenen und simulierten Impedanz nach Betrag und Phase zu minimieren. Um ein symmetrisches Ersatzschaltbild zu erhalten, wurde die Impedanz jeweils zur Hälfte auf zwei Zweige aufgeteilt, die an einem gemeinsamen Sternpunkt mit der Streukapazität gegenüber dem Schirm verbunden sind. Aus praktischer Sicht sind vor allem der äquivalente Serienwiderstand R_s sowie die parasitäre Serieninduktivität L_s von Bedeutung, da sie beim Umladen des Zwischenkreiskondensators Verluste verursachen.

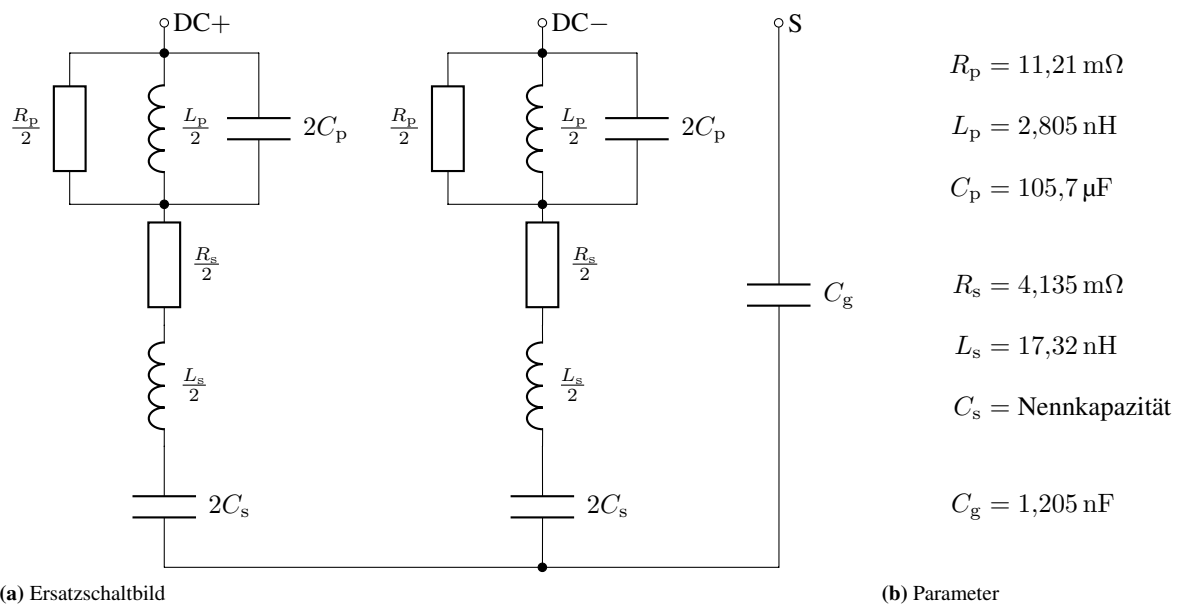


Bild 4: Modell des großen Zwischenkreiskondensators am Antriebsumrichter

Kleiner Zwischenkreiskondensator Die kleinen Zwischenkreiskondensatoren von elektrischen Nebenaggregaten wie Klimakompressoren haben typischerweise deutlich kleinere Nennkapazitäten von weniger als 100 μF . Der hier modellierte Kondensator ist fest in dem Umrichter eines Klimakompressor integriert. Erneut wurden die frequenzabhängigen Impedanzen zwischen DC+ und DC–, DC+ und S sowie DC– und S gemessen. Der Betrag der Impedanz zwischen DC+ und DC– weist auch hier zwei Resonanzstellen auf, eine bei etwa 10 kHz, die durch den Zwischenkreiskondensatoren an sich hervorgerufen wird, und eine weitere bei etwa 180 kHz, die sich aus einem X-Kondensator eines EMV-Filters am Eingang des Umrichters ergibt. Die Parameter R_1 , L_1 und C_1 sowie R_2 , L_2 und C_2 können direkt aus diesen Resonanzfrequenzen und den entsprechenden Impedanzen ermittelt werden. Der Betrag der Impedanz zwischen DC+ (oder DC–) und S weist dagegen nur eine Resonanzstelle bei etwa 15 kHz auf, siehe Bild 6. Diese Resonanz wird durch die Gleichtaktdrossel innerhalb des EMV-Filters hervorgerufen. Sehr interessant ist, dass der Betrag der Impedanz nach dieser Resonanz proportional zur Wurzel der Frequenz ansteigt. Ebenso ungewöhnlich ist, dass der Phasenwinkel der Impedanz kurz nach der Resonanz einen Maximalwert von ungefähr 45° erreicht, danach mit steigender Frequenz aber wieder abfällt und nahezu ohmsches Verhalten anstrebt. Es wird vermutet, dass dieses Verhalten durch den Ferritkern innerhalb der Gleichtaktdrossel hervorgerufen wird. So interessant dieser Effekt ist, so schwierig ist er durch ein äquivalentes Ersatzschaltbild zu modellieren. Als Ansatz wird ein Treppennetzwerk wie auf der rechten Seite von Bild 5a benutzt, das Simulationen mit transienter und harmonischer Anregung erlaubt. Erneut wurden die Parameter durch eine Optimierungsroutine bestimmt. Für eine bessere Konvergenz wurde die Routine jeweils immer mit nur einem Parameter (z. B. L_{g1}) durchgeführt, wobei die jeweiligen Ergebnisse einer Optimierung als Startwerte für die nächste Iteration genutzt wurden. Diese Iterationsprozedur wird wiederholt, bis alle Parameter hinreichend genau bestimmt wurden. Wie beim großen Zwischenkreiskondensator ist es sinnvoll, die Impedanz zwischen DC+ und DC– in zwei gleichartige Zweige aufzuteilen, um ein symmetrisches Ersatzschaltbild zu erhalten.

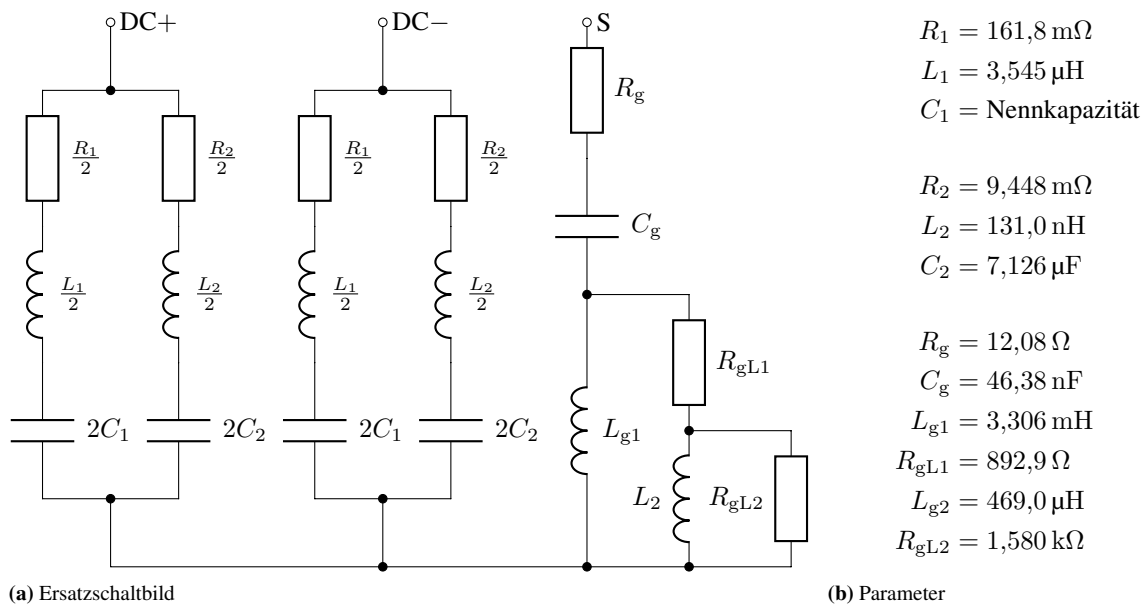


Bild 5: Modell des kleinen Zwischenkreiskondensators am Klimakompressor

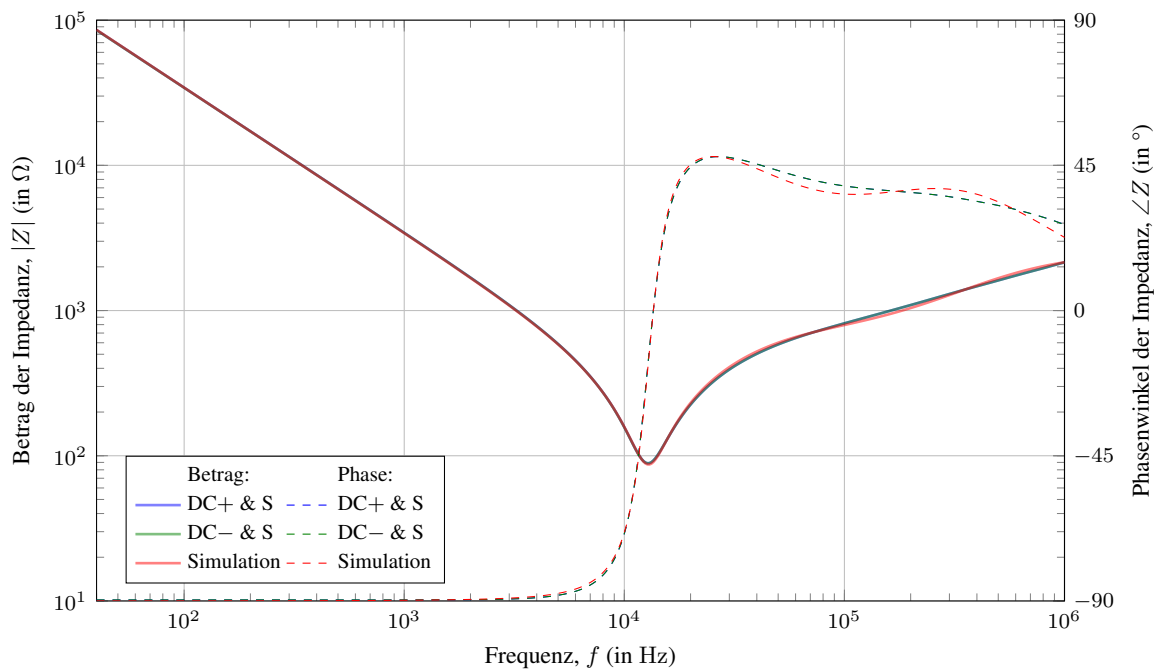


Bild 6: Vergleich der gemessenen und simulierten frequenzabhängigen Impedanz zwischen den Anschlüssen DC+ oder DC- sowie dem Schirm S des kleinen Zwischenkreiskondensators als Betrag und Phase

Klimakompressor Die letzte in diesem Beitrag modellierte Komponente ist ein dreiphasiger Klimakompressor, dessen Ersatzschaltbild in Bild 7 gezeigt ist. Die gemessene frequenzabhängige Impedanz zwischen jeweils zwei der drei Phasen zeigt bis zu einigen 100 kHz ohmsch-induktives Verhalten mit einer Resonanzstelle kurz unterhalb von 1 MHz, die durch die parasitäre Kapazität zwischen den Windungen hervorgerufen wird. Die Impedanz zwischen jeweils einer Phase und dem Gehäuse zeigt demgegenüber zunächst kapazitives Verhalten und weist dann ebenfalls zwei Resonanzstellen bei ungefähr 200 kHz and 800 kHz auf. Erneut wurden alle Parameter durch eine Optimierungsroutine zur Minimierung des relativen quadratischen Fehlers zwischen den gemessenen und simulierten Impedanzverläufen bestimmt. Das erstellte Ersatzschaltbild weist die gleiche Symmetrie wie die Ersatzschaltbilder der Zwischenkreiskondensatoren aus Bild 4 und Bild 5 auf.

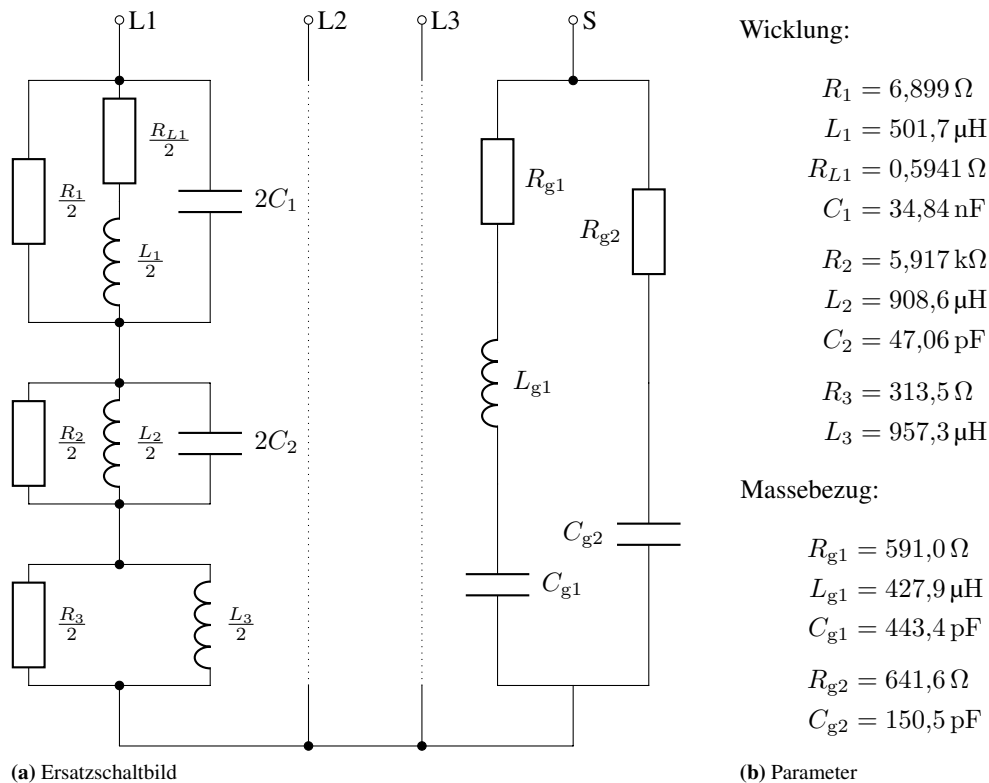


Bild 7: Modell des Klimakompressors. Die nur als gestrichelte Linie gezeichnete Impedanz zwischen L2 (oder L3) und dem unteren Sternpunkt der Ersatzschaltung ist gleich der Impedanz zwischen L1 und dem unteren Sternpunkt (symmetrische Sternschaltung).

Gesamtmodell Nach der Modellierung aller Einzelkomponenten können deren Modelle zu einem Netzwerkmodell des Gesamtsystems wie in Bild 1 verbunden werden. Anschließend kann dieses gesamte Simulationsmodell durch Vergleichsmessungen mit dem realen Aufbau validiert werden, siehe Bild 8. Die Übereinstimmung der gemessenen und berechneten frequenzabhängigen Impedanz nach Betrag und Phase ist sehr gut, zumindest wenn im Simulationsmodell eine gewisse Zuleitungsinduktivität von einigen hundert Nanohenry und ein Reihenwiderstand von einigen Milliohm berücksichtigt werden. Besonders gut ist die Übereinstimmung nahe der ersten Resonanz bei 11,7 kHz. Nur die Resonanzstelle bei etwa 90 kHz, die vom EMV-Filter des Umrichters für den Klimakompressor stammt, wird in der Simulation etwas überschätzt.

Resonanzstellen mit einem Impedanzminimum führen selbst bei kleinen anregenden Quellspannungen zu hohen Strömen. Aus EMV-Sicht ist es deshalb sehr interessant, solche Resonanzstellen (wie z. B. die bereits in Bild 8 erwähnten 11,7 kHz) vorzuberechnen. Entsprechende Simulationen können mit Hilfe des erstellten Gesamtmodells für alle anderen Anschlüsse, z. B. an der Hochvoltbatterie am Anfang des Hauptkabels oder am kleinen Zwischenkreiskondensator am Ende des Nebenkabels durchgeführt werden. Ebenso lassen sich Parametervariationen am Modell, wie die Änderungen der Abzweiglängen bestimmter Leitungen im Netzwerk bzw. die Modifikation der Nennkapazitäten der Zwischenkreiskondensatoren, rein simulatorisch recht einfach untersuchen. Die entsprechenden Resonanzfrequenzen sowie deren Ursachen und Einflussfaktoren sind in Tabelle 1 zusammengefasst.

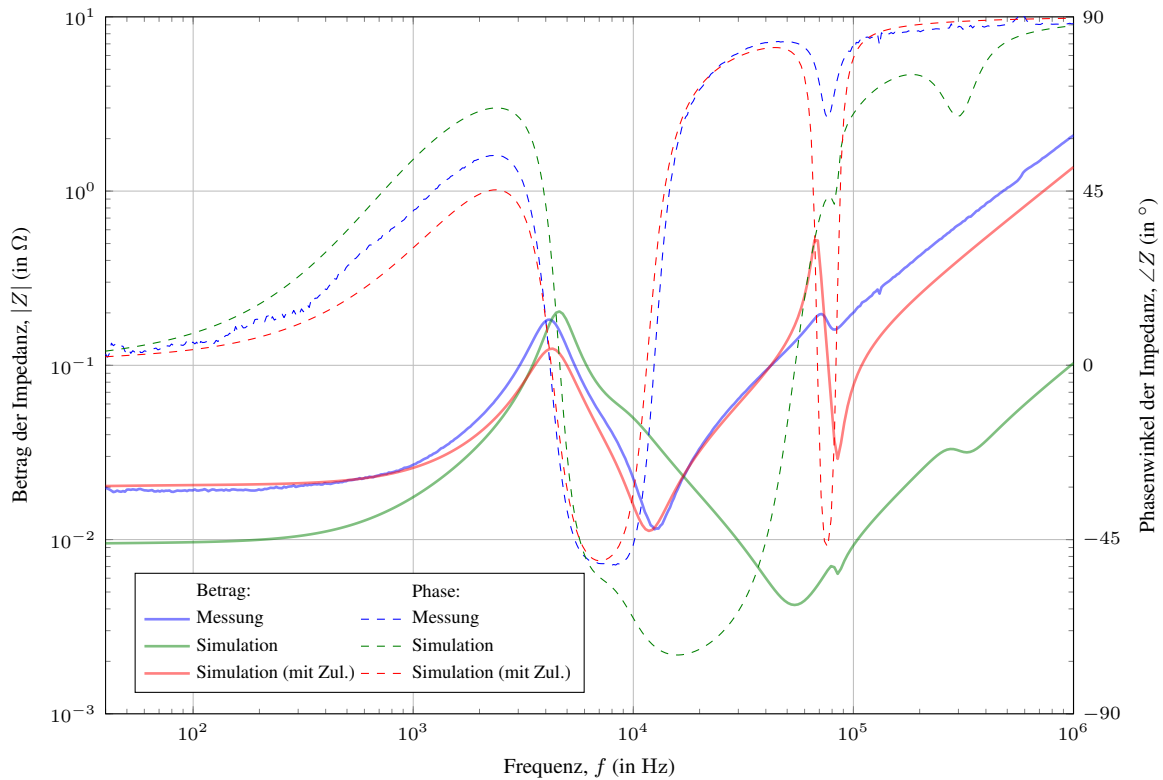


Bild 8: Vergleich der gemessenen und simulierten frequenzabhängigen Impedanz zwischen DC+ und DC- des Gesamtsystems am großen Zwischenkreiskondensator als Betrag und Phase

Tabelle 1: Zusammenfassung der Systemresonanzen

(a) Am Anfang des Hauptkabels:

Position	Resonanzfrequenz	Ursache	Einflussfaktoren
DC+ & DC-	4,5 kHz	großer Zwischenkreiskondensator	Kabellänge des Hauptkabels
DC+/DC- & S	12,7 kHz	Filter des Klimakompressors	nahezu keine

(b) Am kleinen Zwischenkreiskondensator am Klimakompressor:

Position	Resonanzfrequenz	Ursache	Einflussfaktoren
DC+ & DC-	8,6 kHz	großer und kleiner Zwischenkreiskondensator	Kabellänge des Nebenkabels, Zuleitungsinduktivitäten am kleinen Zwischenkreiskondensator
DC+ & DC-	120 kHz	großer und kleiner Zwischenkreiskondensator	Zuleitungsinduktivitäten am kleinen Zwischenkreiskondensator
DC+/DC- & S	12,7 kHz	Filter des Klimakompressors	nahezu keine

(c) Am großen Zwischenkreiskondensator am Antriebsumrichter:

Position	Resonanzfrequenz	Ursache	Einflussfaktoren
DC+ & DC-	11,7 kHz	großer Zwischenkreiskondensator	Zuleitungsinduktivitäten am großen Zwischenkreiskondensator
DC+/DC- & S	12,7 kHz	Filter des Klimakompressors	nahezu keine

3 Untersuchung der Aufteilung der Lastströme

3.1 Simulation im Frequenzbereich

Nach der Validierung des Gesamtmodells kann dieses zur Analyse der Aufteilung der Lastströme zwischen den jeweiligen Zwischenkreiskondensatoren benutzt werden. Von den Verbrauchern muss dabei mindestens einer dynamisch betrieben werden, um Resonanzen im Netz anzuregen. Obwohl die reale Anregung ein Umrichter oder ein anderer getakteter Schaltkreis ist, wird als Vereinfachung zunächst von harmonischer Anregung ausgegangen. Die relevanten Taktfrequenzen können so schnell identifiziert werden.

Ein Beispiel der simulierten Aufteilung der Lastströme ist in Bild 9 gezeigt. Wie zu erwarten, fließt ein Hauptteil des Stromes durch den großen Zwischenkreiskondensator nahe der Quelle. Trotzdem gibt es einen erheblichen Frequenzbereich (hier von 70 kHz bis 150 kHz), in dem mehr Strom aus dem weiter entfernten kleinen Zwischenkreiskondensator entnommen wird.

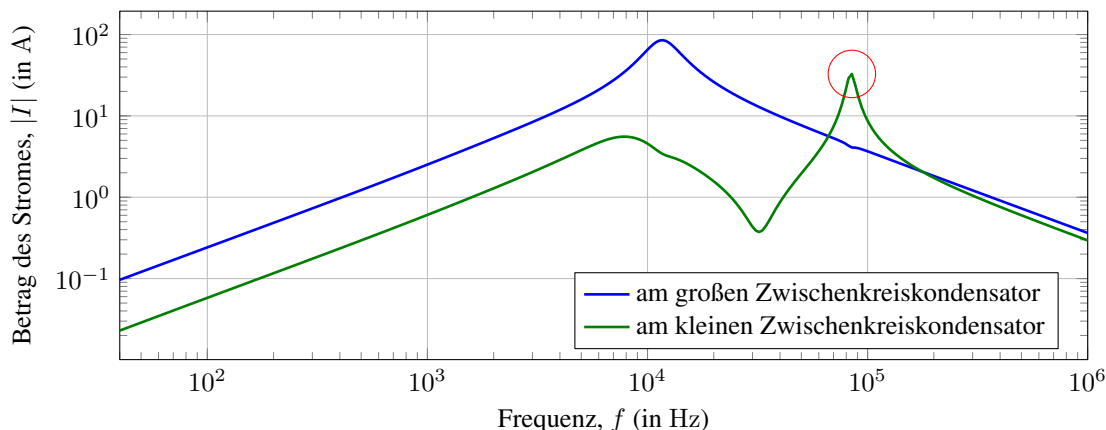


Bild 9: Simulierte Stromverteilung zwischen den beiden Zwischenkreiskondensatoren bei einer Anregung zwischen DC+ und DC– des Gesamtsystems am großen Zwischenkreiskondensator

3.2 Simulation im Zeitbereich

Im nächsten Schritt kann überprüft werden, ob die gleichen Effekte auch bei transienter Simulation auftreten. Bild 10 zeigt das entsprechende Simulationsmodell. Der Umrichter wird vereinfacht als ein schaltender N-Kanal-MOSFET dargestellt. Die Traktionsmaschine wird als ohmisch-induktive Last mit einer Induktivität von $L_{\text{Motor}} = 80 \mu\text{F}$ und einem Serienwiderstand von 5Ω angenommen. Eine Freilaufdiode ist parallel zu dieser Last geschaltet, um den Laststrom zu übernehmen, wenn der MOSFET ausschaltet. Das Tastverhältnis der Pulsweitenmodulation wird auf 50 % festgesetzt. Der Leistungs-MOSFET wird durch einen spannungsgesteuerten Schalter mit $1 \text{ m}\Omega$ -Durchlasswiderstand und $1 \text{ M}\Omega$ -Sperrwiderstand nachgebildet. Die Hochvoltbatterie wird durch eine reale Spannungsquelle mit einer Quellspannung von $U_{\text{DC}} = 400 \text{ V}$ sowie einer parasitären Anschlussinduktivität von $L_{\text{DC}} = 5 \mu\text{H}$ und einem Reihenwiderstand von $20 \text{ m}\Omega$ modelliert. Für zukünftige Antriebskonzepte wäre es problemlos möglich, höhere Quellspannungen wie z. B. 800 V zwischen DC+ und DC– (mit entsprechend kleineren Strömen bei der gleichen Nennleistung des Antriebs) in der Simulation zu berücksichtigen.

Die simulierten Ströme an den Zwischenkreiskondensatoren und am nachgebildeten Motor sind in Bild 11 für zwei verschiedene Taktfrequenzen dargestellt. Die Diagramme zeigen jeweils zehn Schaltzyklen. Die Taktfrequenz von 11 kHz (siehe Bild 11a) entspricht dem Fall, bei dem der Hauptteil des Stromes aus dem großen Zwischenkreiskondensator entnommen wird. Dieser wird entladen, solange der MOSFET eingeschaltet ist und sich der Strom an der Motornachbildung erhöht. Der Zwischenkreiskondensator lädt sich wieder aus der Hochvoltbatterie auf, wenn der MOSFET ausgeschaltet ist und der Motorstrom abnimmt. Weiterhin ist zu erkennen, dass der große Zwischenkreiskondensator hauptsächlich zum niederfrequenten Anteil des Laststromes beiträgt, während der Strom am kleinen Zwischenkreiskondensator hochfrequente Oszillationen aufweist.

Ein anderes Verhalten ergibt sich für die höhere Taktfrequenz von 84 kHz, siehe Bild 11b. Erneut zeigt der Strom am kleinen Zwischenkreiskondensator hochfrequente Oszillationen, jedoch mit viel höherer Amplitude. Obwohl sich der große Zwischenkreiskondensator viel dichter an der Umrichternachbildung befindet, wird aus ihm bei dieser Taktfrequenz nur ein kleinerer Strom entnommen. Die Darstellung des transienten Verhaltens zeigt, dass die Kopplung der Zwischenkreiskondensatoren und der Last sehr komplex ist und dass mehrere Schaltzyklen notwendig sind, bis ein eingeschwungener Zustand erreicht wird.

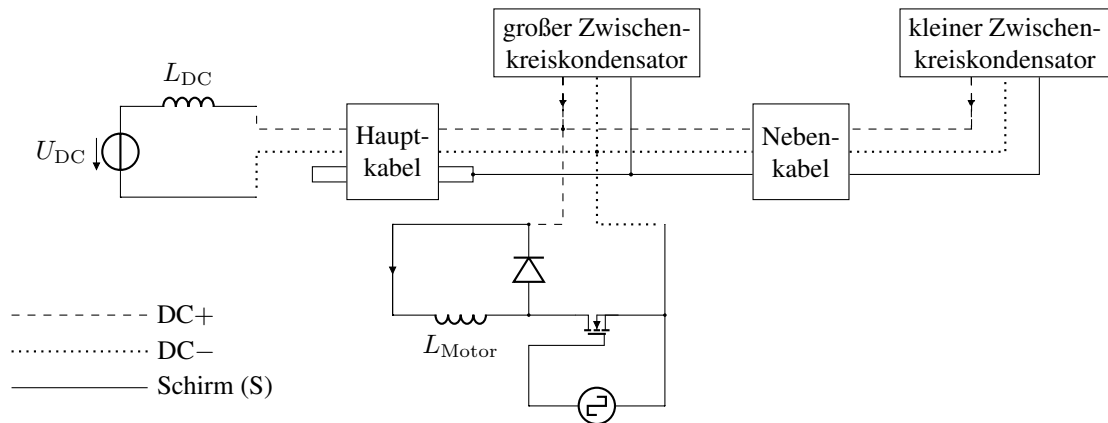
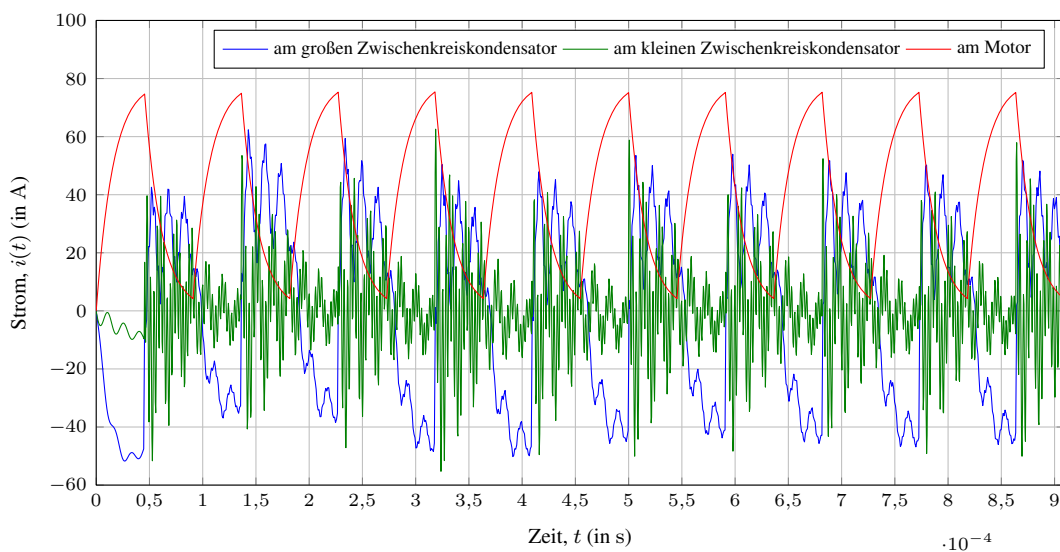
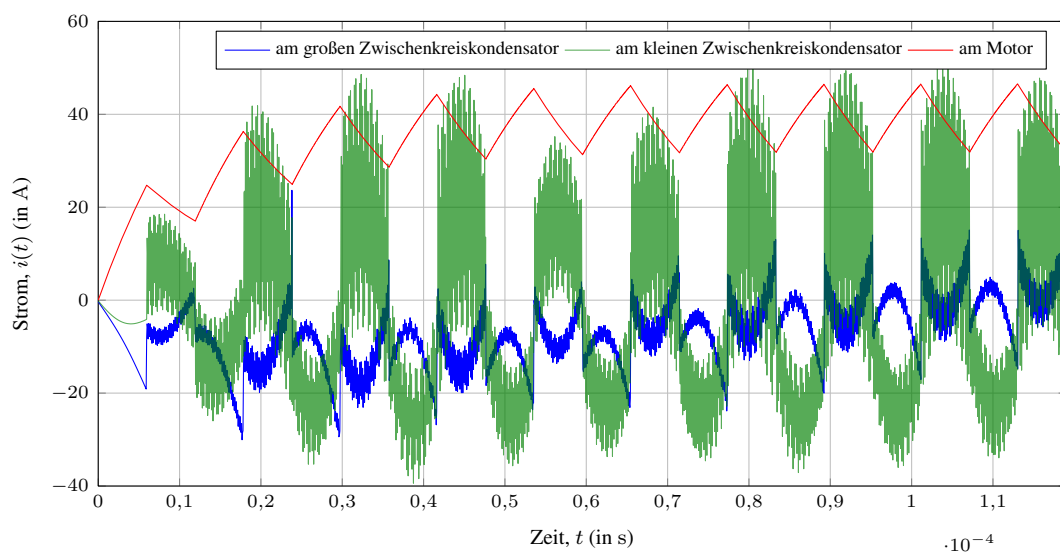


Bild 10: Schematischer Aufbau des Gesamtsystems für die Simulation und Messung im Zeitbereich



(a) bei 11 kHz Taktfrequenz



(b) bei 84 kHz Taktfrequenz

Bild 11: Transienter Stromverlauf an den beiden Zwischenkreiskondensatoren und am Motor bei einer Anregung zwischen DC+ und DC- des Gesamtsystems am großen Zwischenkreiskondensator

Aus den Stromverläufen in Bild 11 können die entsprechenden Effektivwerte der Ströme berechnet werden. Deren Zusammenfassung in Tabelle 2 zeigt, dass die Aufteilung der Lastströme zwischen den Zwischenkreiskondensatoren sehr stark von der Taktfrequenz des Umrichters abhängt.

Tabelle 2: Effektivwert der Ströme an den beiden Zwischenkreiskondensatoren und am Motor bei einer Anregung zwischen DC+ und DC- des Gesamtsystems am großen Zwischenkreiskondensator

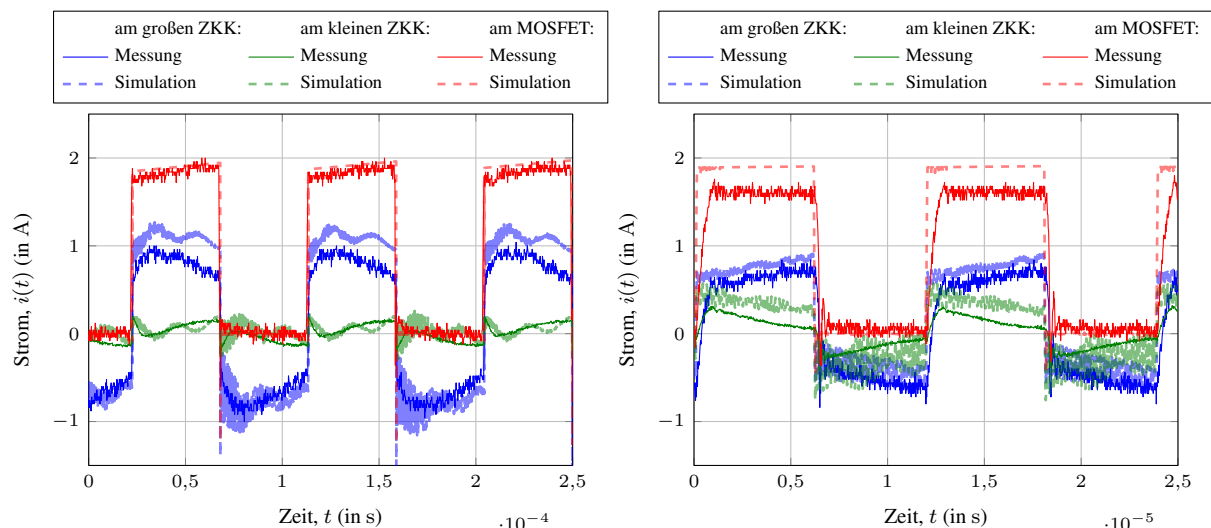
Ort	Strom bei 11 kHz Taktfrequenz	Strom bei 84 kHz Taktfrequenz
am großen Zwischenkreiskondensator	31,4 A	10,1 A
am kleine Zwischenkreiskondensator	15,8 A	21,6 A
am Motor	46,6 A	36,0 A

3.3 Validierende Messungen im Zeitbereich

Eine abschließende Validierung des erstellten Modells wurde durch eine Messung im Zeitbereich durchgeführt. Dazu wurde ein ähnlicher Aufbau wie in Bild 10 verwendet. Um gefährliche Berührungsspannungen im Aufbau zu vermeiden, wurde eine viel geringere Quellspannung von $U_{DC} = 12\text{ V}$ verwendet. Als Schaltelement wurde ein MOSFET vom Typ IRFBE30 [6] mit einem Drain-Source-Widerstand von $3\ \Omega$ benutzt. Da für diesen Typ kein SPICE-Modell existiert, wurde für die Simulation ein MOSFET vom Typ BSS123 [7] mit nahezu gleichen Eigenschaften verwendet. Der Motor wurde durch eine ohmisch-induktive Last mit einer Induktivität von $L_{DC} = 1\text{ mH}$ und einem Reihenwiderstand von $0,4\ \Omega$ nachgebildet. Zur Einstellung einer variablen Taktfrequenz wurde ein programmierbarer Signalgenerator benutzt, mit dem eine Gate-Source-Spannung von 10 V erzeugt wurde. In der Simulation wurde dagegen von einer idealen Rechteckpulsfolge ausgegangen.

Mittels einer Stromzange mit einer Bandbreite von 20 MHz und einem Oszilloskop wurde nun der Zeitverlauf des Stromes an den Zwischenkreiskondensatoren und am MOSFET gemessen. Dabei wurde die Gate-Source-Spannung als zuverlässiges Triggersignal benutzt. Die Messergebnisse sind in Bild 12 für die gleichen Taktfrequenzen von 11 kHz and 84 kHz gezeigt, wobei ein ähnliches Verhalten wie in Bild 11 festgestellt werden kann. Bei einer Taktfrequenz von 11 kHz fließt der Hauptanteil des Laststromes durch den großen Zwischenkreiskondensator. Außerdem stimmen die Simulations- und Messergebnisse hier recht gut überein.

Für die Taktfrequenz von 84 kHz fließt dagegen deutlich weniger Strom durch den großen Zwischenkreiskondensator während der Stromfluss durch den kleinen Zwischenkreiskondensator zunimmt. Hier ist die Übereinstimmung zwischen der simulierten und experimentell bestimmten Stromverläufen nicht so gut, da die etwas verzerrte und nicht mehr rechteckförmige Ansteuerung sowie das tatsächliche Schaltverhalten des MOSFETs nicht in der Simulation berücksichtigt wurden.



(a) bei 11 kHz Taktfrequenz

(b) bei 84 kHz Taktfrequenz

Bild 12: Gemessene und simulierte transiente Stromverläufe an beiden Zwischenkreiskondensatoren und am schaltenden MOSFET bei einer Anregung zwischen DC+ und DC- des Gesamtsystems am großen Zwischenkreiskondensator

Erneut können die Effektivwerte der Ströme aus den Zeitverläufen in Bild 12 berechnet werden. Diese sind in Tabelle 3 zusammengefasst. Die Aufteilung der Ströme zwischen beiden Zwischenkreiskondensator hängt immer noch erheblich von der Taktfrequenz ab, jedoch nicht mehr so stark wie im realitätsnäheren Aufbau, der zuvor rein simulatorisch untersucht wurde.

Tabelle 3: Effektivwert der Ströme an den beiden Zwischenkreiskondensatoren und am Umrichter bei einer Anregung des HV-Bordnetzes am großen Zwischenkreiskondensator

Ort	Strom bei 11 kHz Taktfrequenz		Strom bei 84 kHz Taktfrequenz	
	Messung	Simulation	Messung	Simulation
am großen Zwischenkreiskondensator	758,7 mA	946,3 mA	577,7 mA	623,0 mA
am kleinen Zwischenkreiskondensator	92,57 mA	86,67 mA	171,8 mA	353,8 mA
am Umrichter	1,302 A	1,415 A	1,138 A	1,383 A

4 Zusammenfassung

Ein Simulationsmodell zur Analyse der Stromverteilung zwischen verschiedenen Zwischenkreiskondensatoren im Hochvoltbordnetzes eines Elektrofahrzeuges wurde vorgestellt. Das Gesamtmodell besteht aus den Ersatzschaltbildern der passiven und reaktiven Elemente des Hochvoltsystems. Die Ersatzschaltbilder wurden anhand von Messungen mit einem Impedanzanalysator im Bereich von 40 Hz bis 1 MHz parametrisiert und sind demnach auch nur in diesem Bereich gültig. Das entwickelte Modell ist vollständig innerhalb eines SPICE-basierten Netzwerksimulators im Zeit- und Frequenzbereich nutzbar. Es wurde außerdem durch Messungen validiert, wobei eine gute Übereinstimmung festgestellt wurde. Eines der wichtigsten Untersuchungsergebnisse ist die Tatsache, dass bestimmte Taktfrequenzen der Umrichter existieren, bei denen ein höherer Betriebsstrom vom weiter entfernten als vom direkt benachbarten Zwischenkreiskondensator entnommen wird. Diese Leistungsflüsse erzeugen zusätzliche Verluste und rufen möglicherweise elektromagnetische Störungen hervor.

Streng genommen ist das vorgestellte Modell natürlich nur für die spezifisch analysierten Komponenten gültig. Trotzdem kann die Vorgehensweise der Modellerstellung recht einfach auf andere Komponenten oder Konfigurationen übertragen werden. Ein wichtiger Vorteil des vorgestellten Modells ist die Möglichkeit, Parameterstudien mit variablen Kabellängen, unterschiedlichen Nennkapazitäten der Zwischenkreiskondensatoren oder verschiedenen Taktfrequenzen der Umrichter ohne großen Aufwand durchführen zu können. Ebenso kann eine Worst-Case-Analyse durch eine statistische Monte-Carlo-Simulation mit einem geeigneten Netzwerksimulator durchgeführt werden.

Literaturverzeichnis

- [1] TSCHÖKE, Helmut (Hrsg.): *Die Elektrifizierung des Antriebsstrangs*. Wiesbaden : Springer Vieweg, 2015 (ATZ/MTZ-Fachbuch). <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-04644-6>. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-04644-6>. – ISBN 978-3-658-04643-9. – auch als eBook verfügbar
- [2] ENGELHARDT, Mike: *LTspice IV*. Milpitas, CA, USA: Linear Technology Corporation, 1998. – <http://www.linear.com/designtools/software/#LTspice>
- [3] PAUL, Clayton R.: *Analysis of Multiconductor Transmission Lines. 2*. Hoboken, New Jersey, USA : John Wiley & Sons, 2008 (IEEE Press). – ISBN 978-0-470-13154-1
- [4] GUTTOWSKI, Stephan ; WEBER, Stefan-Peter ; HOENE, Eckart ; JOHN, Werner ; REICHL, Herbert: EMI in Electric Vehicles. In: *PCIM Conference (Power Conversion and Intelligent Motion)*. Nürnberg, Deutschland, 2003, S. 6
- [5] THE MATHWORKS, INC. (Hrsg.): *MATLAB*. Natick, MA, United States: The MathWorks, Inc., September 2015. <http://www.mathworks.com/products/matlab/>. – Version R2015b
- [6] VISHAY SILICONIX: *IRFBE30 Power MOSFET*. Malvern, Pennsylvania, USA, März 2011. <http://www.vishay.com/docs/91118/91118.pdf>. – Document Number: 91118
- [7] FAIRCHILD SEMICONDUCTOR CORPORATION: *BSS123 N-Channel Logic Level Enhancement Mode Field Effect Transistor*. San Jose, California, USA, Juni 2003. <https://www.fairchildsemi.com/datasheets/BS/BSS123.pdf>. – Rev G(W)

End-of-Life Support for Production Systems

Nicole Schmidt¹⁾, Arndt Lüder¹⁾

¹⁾ Institute of Ergonomics, Manufacturing Systems and Automation, Otto-von-Guericke University, Germany,
[nicole.schmidt, arndt.lueder]@ovgu.de

Abstract

When a production system comes to the end of its life, a decision needs to be made what to do with it. This paper proposes a recovery planning method (RPM) that can serve as a basis to determine a suitable End-of-Life (EoL) scenario for a production system. By making the recovery process planning more systematic and providing a holistic view on the process, the performance of the EoL phase can be improved. In doing so, the provision and management of relevant information about the production system is crucial. This will be also addressed by this paper.

Keywords: recovery planning method, End-of-Life support, production system information, data management

1. Introduction

Since customers regularly demand new and individualized products and they are also willing to replace products in less time, the life cycle of products gets reduced. Due to the interconnection of the product life cycle with other life cycles, but especially with the life cycle of the production systems, this can be also reduced [1,2]. To be able to cope with this reduced life cycle of a production system or of a production system configuration, the following approaches are mainly pursued:

Engineering phase: Reducing the engineering time of the production system, e.g. by enhancing the data exchange between tools or by enhancing working processes between different involved engineering disciplines. Here, the focus is on shortening the engineering phase.

Operation phase: Making the already operating production system more flexible and changeable by: (a) having it engineered modular and better re-configurable right from the beginning or by (b) updating and upgrading the production system during operation. In any case, the focus is on extending the operation phase by enabling different configurations to be run on one production system. Maintenance and repair also extends the lifetime. [5] states that these capabilities are not fully exploited, yet. But these are not in the scope of this paper.

Due to requirement changes, like trends or technical progress, or deterioration the production system's operation phase come to an end [3]. When all inherent flexibility and reconfiguration potentials are exhausted as well as all upgrade and update possibilities, the production system has to be removed to make room for another production system, which is engineered to meet the changed requirements which come along with the demand of producing new products or a new product mix for the customers. Therefore, the last phase of production system's life has to be considered as well [4], because the life cycle of a production system configuration can be reduced by shortening this last phase - the End-of-Life (EoL) phase.

Even though, optimizing one life cycle phase a viable way to reduce the production system life cycle, there is also another possibility: Optimizing the interconnection of life cycle phases (within one life or across lives). An interconnection represents information and/or a physical asset, which is valuable enough to be gathered and used again to enhance the life cycle of production systems in some way. For example, when engineering information about the installation is available, it makes maintenance and repair during the subsequent operation phase easier. When information about the current state of wear and tear of the production system is available, the subsequent EoL phase (recovery process) is supported in finding the best recovery option. Those interconnections can also be established across lives. When information e.g. about errors, malfunctions, or recycling issues is considered in the engineering phase of the production system's next generation (second cycle), operation and EoL phase of the second cycle can benefit from that. All those interconnections can support a production system life cycle reduction.

This paper focuses on the EoL phase with its interconnections – coming in and going out (see Figure 1).

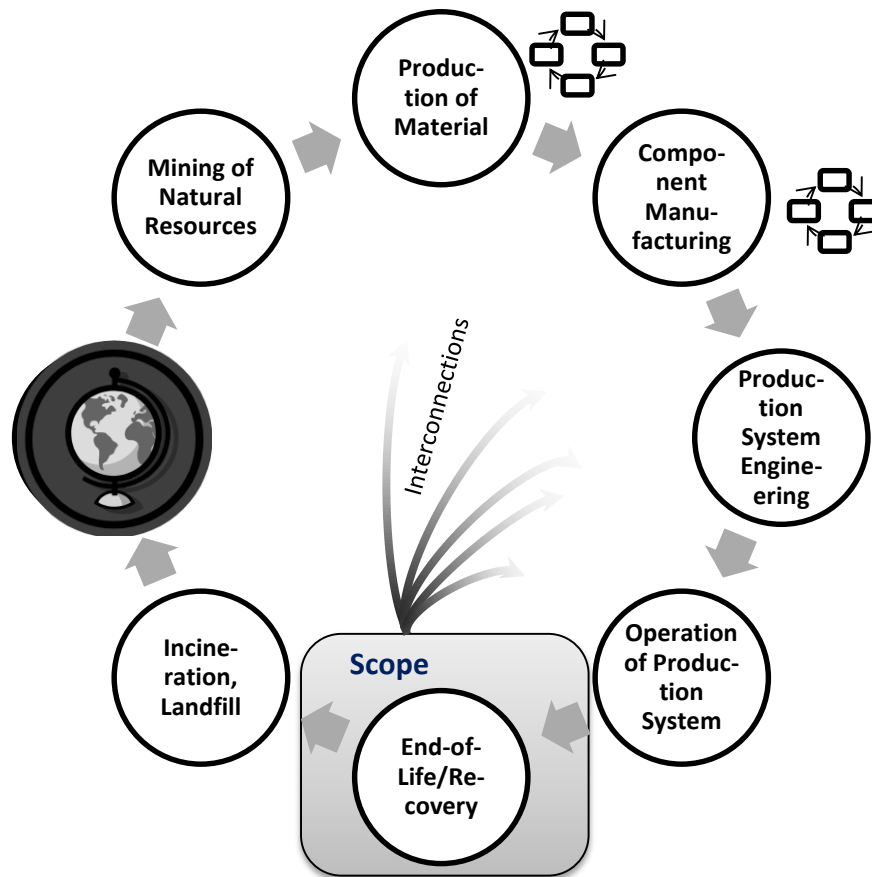


Figure 1: General Life Cycle of a Production System with its Phases and Indicated Interconnections for Recovery Options, based on [21]

EoL in this paper is understood as the point in time, when the life of a production system (at a certain geographically location) ends, because it can no longer fulfill the needs of the owner or operator [6]. Then, it needs to be decided what to do with it (output of the EoL phase). Which interconnection or recovery option (called EoL scenario [7]) is the most suitable one for a certain production system? To answer this question, certain information as input for the EoL phase is needed. For this, the paper will present a recovery planning method (RPM) that addresses the information required (input) to finally characterize the different interconnections (output). This should help decision-makers to determine the most suitable one for a certain production system.

The paper is, therefore, structured as followed: Section 2 will analyze the state of the art regarding EoL support methods. After pointing out the limitations of the reviewed methods, the proposed recovery planning method (RPM) as EoL support is described in Section 3 with its inputs and output. In Section 4, the provision of relevant information about the production system is addressed, since this is crucial for RPM. Also the management of this information is addressed. With a summary and future work the paper ends.

2. State of the Art

This section gives an overview of methods which can support decision-making processes in the EoL phase. According to the authors, methods (explicitly for production systems) do not exist. However, due to the fact that a production system can be also seen as a product (question of perspective), methods that are focusing on products are presented.

2.1 Disassembly Planning Method

Disassembly is necessary for almost every EoL scenario since the production system, components, or material needs to be disintegrated out of the bigger system. Disassembly is also necessary to make components

transportable or shreddable. All in all, a disassembly planning method (DPM) is, therefore, always dependent on what needs to be disassembled and for what purpose.

An often found application of DPM in literature are disassembly factories. Here, products of many different kinds (like washing machines) are the input and the output are components or fractions of material. A knowledge about the product structure and its connections is required which are analyzed for the most profitable disassembly path. For this, all possible disassembly paths are determined and the calculated output (components or fractions of material) is assessed taking usually economical but also environmental aspects into account. The best disassembly path is automatically chosen which supports the idea of a disassembly factory that operates fully automatically. Examples can be found in [8], [9], and [10]. These methods are usually addressing the EoL phase.

2.2 Recycling Planning Method

As indicated in Subsection 2.1, disassembly is mostly considered together with a disassembly goal (e.g. component or fractions of material). That means, that also recycling planning methods (RecyPM) usually consider, besides the recycling planning itself, the disassembly planning. The goal of RecyPM is to find a disassembly path for a certain product (e.g. washing machine, building) that generates the best output from the recycling or material recovery point of view. Costs and revenues, available recycling techniques, legislative compliance, environmental impact are some aspects considered. Examples can be found in [11], [12], and [13]. These methods are usually addressing the EoL phase.

2.3 Adaptation Planning Method

[14] proposes to disassemble products for adaptation processes. With adaptation processes the authors understand processes that increase the use time of a product, like repair, modernization, remanufacturing, or downgrading. Depending on the chosen adaptation process different subprocesses are required, also to a certain extent. For example, repairing a product does not need such a deep disassembly path than it is required to remanufacture it. The adaptation planning method (APM) uses this information as well as the information of the product (regarding product characteristics and current state) and information for which purpose the product will be used again. Out of this set of information APM calculates the optimal adaptation process for a certain product. See also [15]. These methods are addressing the EoL phase but also the operation phase.

2.4 Limitations of the Reviewed Methods

All the presented methods have in common, that there is always an evaluation step that analyzes the product. Possible EoL scenarios of the product are identified and evaluated. However, these methods are only focusing on a subset of processes (disassembly and recycling or disassembly and adaptations). A method is needed which combines those presented methods to provide a holistic consideration of a production system with its EoL scenarios ranging from direct reuse to recycling. So, that a suitable EoL scenario can be found for a production system at the end of its life, see Figure 2.

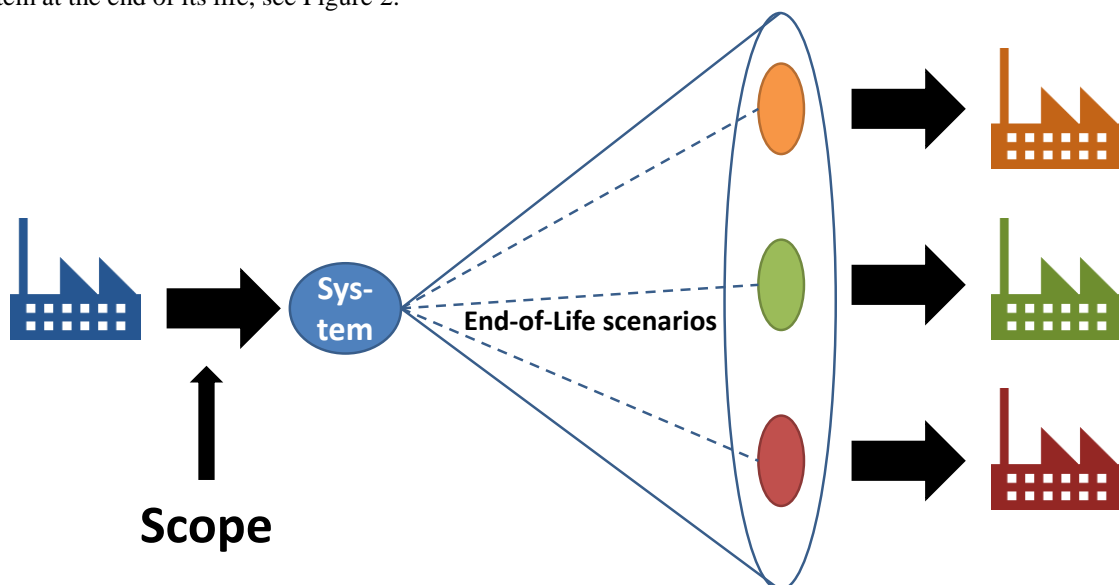


Figure 2: Scope of this paper related to the point in time of the decision-making

3. Recovery Planning Method (RPM)

This section describes the proposed method for planning the recovery process of production systems. Deciding for and planning a recovery process is a part of the EoL phase to determine the next steps for the production systems.

An essential input here is the digital representation of the production system (1). It contains the relevant information from the engineering and operation phase, which is necessary to assess the current state of the production system, so that possible EoL scenarios can be evaluated. Production system information could be stored in one data model as a digital representation of the production system.

In the next steps the recovery goals need to be identified (2). Each EoL scenario comes with a recovery goal. It addresses what it is that is intended to be recovered. Recovery goals can be: production system, component, and material. No recovery by just disposing the production system and buying a new one is also a recovery goal. Besides the identification, the recovery goal should also include a technical characterization/specification of production system, component, or material that reflects the future application/purpose of it. As pointed out in the state of the art the disassembly process is highly dependent on the future application. There is a difference if a production system is disassembled for material recovery or for production system recovery. In the first case destructive disassembly techniques can be used that destroys the connections and possibly also the functionality. In the latter case the connections and the functionality of the production system must stay intact, because it is assembled again at another location.

System assessment (3) is an evaluation step where the digital representation or current state of the production system is used and compared with the characterization/specification from step 2. Can the future application be achieved with the production system in its current state? And if so, how or with which EoL strategy would it be possible? In this step also the value of each recovery goal is assessed.

To decide if and how a recovery goal can be achieved, each EoL strategy is analyzed (4). An EoL strategy is basically the main process that is represented by a processes chain that enables the recovery of a certain recovery goal (EoL goal + EoL strategy = EoL scenario). A possible EoL strategy for recover material is: recycling. Possible EoL strategies for the recovery of the production system or its components are: (direct) reuse, reuse after remanufacturing, and reuse after repair. The process chain with its single processes for recycling a production system and recover material is different than for a direct reuse of a production system at another location (relocation).

As indicated, each EoL strategy is composed by different processes (5) resulting into this process chain. Processes are: clean, repair, reassemble, decommission, commission, disassemble, transport, recondition, preprocess, store, and test.

Each process within the process chain of an EoL strategy is evaluated using different performance indices (6). For each performance index there can be one or more metrics used to calculate the index. Performance indices can be weighted depending on the company's values, strategy, or unique selling point. Performance indices are: societal, environmental, and economic impact (equals to the sustainability impact), and the time impact as well as the quality impact (representing the quality loss of the production system/component/material due to the execution of a process).

All these inputs are now used to characterize or assess each EoL scenario (6) as an output. For this, at first the impact of each process in each performance index is summed up in accordance with the process chain (with or without a weighting according to the company's strategy). Secondly, the value of the physical asset (from step 3 – system assessment) is put into this calculation. This applies to economic impact regarding costs. Not just the residual monetary value but also the costs for operating the physical asset. This also applies to environmental and societal impact regarding the operation, e.g. the CO₂ emission of a certain recovered component. Quality impact is assessed before and after the processes. Time impact is not relevant for the system assessment.

All steps together (see Figure 3) should enable a decision-maker determining the best EoL scenario for the production system and the company. For this, the decision-maker can use e.g. KPI-based strategic planning methods. The RPM serves as a basis for those methods as RPM provides the characterization of each EoL scenarios.

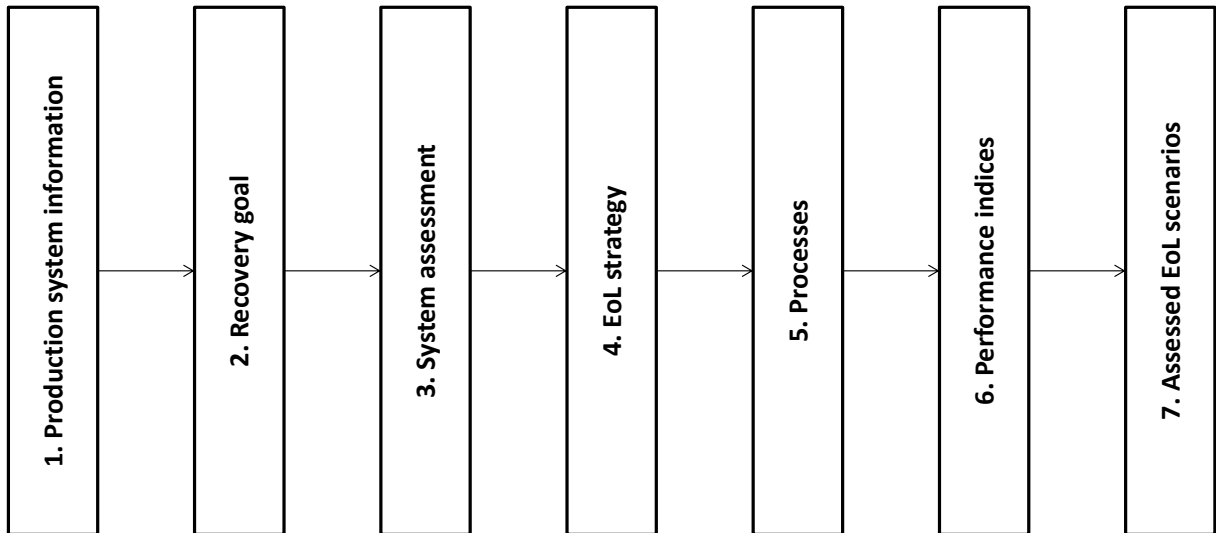


Figure 3: Recovery Planning Method

4. Production System Data and Management

In Figure 4 it is indicated whether the input of the RPM can be stored in a library or needs to be input individually. The production system information (representing the current state) as well as the system assessment (future state) are such individual inputs. Processes with their descriptions can be put into a library. Those can, then, be used to compose out of them the EoL strategies which, in turn, can be stored in a library. Also the performance indices with their metrics as well as the recovery goals can be stored in a library to be reusable. This architecture is shown in Figure 4.

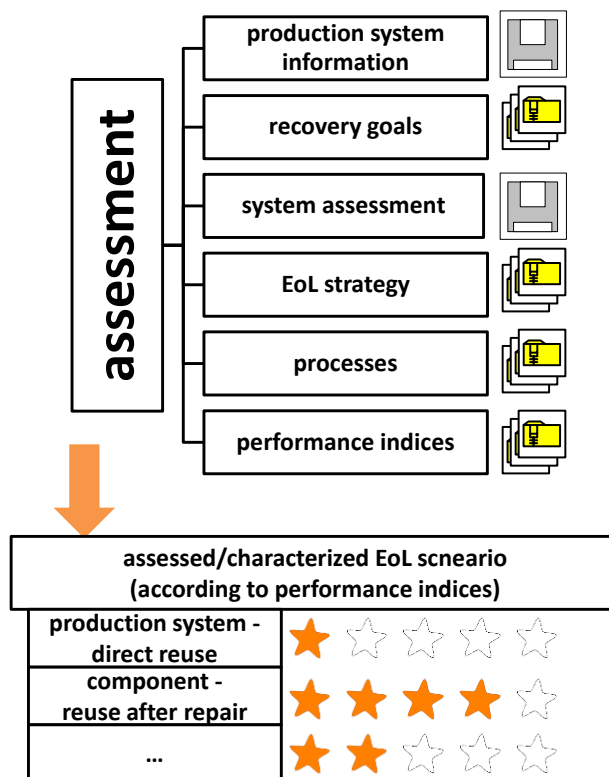


Figure 4: Recovery Planning Method Architecture, based on [22]

Assuming that all the information is available in a digital form, especially the production system information, this can reduce the costs of the recovery process in terms of the necessity or extent of inspecting the production system and reading and examining all the documents available for this production system. Another important fact is that the costs for the entire recovery process are usually estimated before the process has actually started, especially when third party service providers are commissioned to do the recovery process for a company. The holistic consideration that the RPM provides could support this offer creation process.

However, the RPM does not need every data from the digital production system representation. Which data or information is especially needed for the RPM it addressed by this paper [7]. This paper had developed an EoL data model that is structured in accordance with the PPR concept (product – resource – process). With the difference that the product is the production system, which is intended to get recovered with certain resources or tools with which processes can be executed.

But it does need information from different life cycle phase. When comparing the engineering phase with the operation phase there is a difference in their duration. The operation phase is usually longer than the engineering phase. Therefore, it is challenging to store all the information throughout the entire operation phase and keep it up-to-date. But this information is necessary for the EoL phase. For this life cycle phase crossing data storage, a central database is usually used - called PDM. A PDM system (product data management) is fed by different software tools from different life cycle phases. This technical information system is used to store, manage, and provide this production system describing data and information or documents [16].

To enable the data exchange between software tools directly or between the software tools with a PDM system in between, data exchange formats are required. [17] provides a standards landscape for smart manufacturing systems. [17] as well as the authors of this paper agree that AutomationML (AML) could be one upcoming standard for this data exchange.

On the one hand, AML [18] is a scalable, open, neutral, XML based, extendable, and free data exchange format, standardized in IEC 62714, which enables a discipline and company crossing transfer of engineering data between software tools. The data model, AML provides, comprises the production system structure expressed as a hierarchy of AML objects containing geometry and kinematics, logic information (behavior and sequencing), and relations among AML objects as well as references to information that is stored in external documents. Each AML object can integrate different information with different semantics related to different disciplines. Thus, it is possible to model a production system – the digital representation.

On the other hand, in [19] and [20] it is defined how AML data models can be represented in an OPC UA information model. That means, components of a production system are capable to describe themselves in AML and communicate this during operation phase via OPC UA to a superordinated system which aggregates this to an overall model – the digital representation. New installed, recently repaired, or still operating components – all could communicate their new description, changes, or state of wear and tear to the superordinated system.

[7] has described how the EoL data model can be mapped onto AML for such purposes. By doing this, AML gets applicable in the engineering, operation, and EoL phase.

Summary and Future Work

This paper had focused on the EoL phase and on interconnections that can emerge from it. Because when the production system's life at a certain location ends, the life of the production system itself, its components or materials had not necessarily ended, yet. It is possible, that the production system, its components, or materials will start a second life at a different location in a different setup. Remains the open question, which interconnection resp. option is the most suitable one for a certain production system and how could this be decided? Especially when systems become more intelligent or smart, the inherent value should not be destroyed. It should be kept. With this, energy, resources, and waste can be saved and a circular economy can be established – the embodiment of life cycle thinking.

For this, the paper had proposed a recovery planning method (RPM) that can serve as a basis to determine a suitable EoL scenario for a production system. The different EoL scenarios are characterized by different performance indices which can be used to evaluate the best EoL scenario for a specific production system. The production system information and management were also discussed, because they are crucial not just for the RPM but also for the EoL phase in general.

Future work will be a lab size application of the RPM. Implementations for off-the-shelf tools are not considered, yet.

References

- [1] T. Bauernhansl, M. ten Hompel, B. Vogel-Heuser (Editors), "Industrie 4.0 in Produktion, Automatisierung und Logistik: Anwendung, Technologien, Migration," Wiesbaden, Springer Vieweg, 2014 (in German).
- [2] H. Kagermann, W. Wahlster, J. Helbig (Editors), "Recommendations for implementing the strategic initiative INDUSTRIE 4.0 – Securing the future of German manufacturing industry, Final report of the Industrie 4.0 Working Group," April 2013, http://www.acatech.de/fileadmin/user_upload/Baumstruktur_nach_Website/Acatech/root/de/Material_fuer_Sonderseiten/Industrie_4.0/Final_report__Industrie_4.0_accessible.pdf, last access 2016-03-15.
- [3] G. Seliger, B. Basdere, T. Keil, "e-Cycling Platform for Profitable Reuse," Proceedings of the IEEE International Symposium on Assembly and Task Planning, May 28 – 29, Fukuoka, Japan, 2001. Lunze, J.: Regelungstechnik 2, Berlin, Springer Verlag, 2002.
- [4] H.-P. Wiendahl, J. Reichardt, P. Nyhuis, "Handbook Factory Planning and Design," Berlin, Springer, 2015.
- [5] J. Koch, A. Gritsch, G. Reinhart, "Process design for the management of changes in manufacturing: Toward a Manufacturing Change Management process," CIRP Journal of Manufacturing Science and Technology, 14, 2016, 10-19.
- [6] M. Lindahl, E. Sundin, J. Östlin, M. Björkman, "Concepts and definitions for product recovery, Analysis and clarification of the terminology used in academia and industry," in: D. Brissaud et al. (eds.), "Innovation in Life Cycle Engineering and Sustainable Development," 123–138, Springer, 2006.
- [7] N. Schmidt, A. Lüder, "Development of a generic model for End-of-Life scenarios of production systems," 14th Global Conf. on Sustainable Manufacturing (GCSM), 2016.
- [8] K. Feldmann, S. Trautner, O. Meedt, "Innovative Disassembly Strategies based on Flexible Partial Destructive Tools," Annual Reviews in Control, 1999, 23, 159-164.
- [9] E. Simolowo, C.E. Onovughe, "Automation of Generation of Models for Disassembly Process Planning for Recycling," Proceedings of the World Congress on Engineering (WCE 2013), 2013, III, 1-5.
- [10] A. Huber, "Demontageplanung und -steuerung: Planung und Steuerung industrieller Demontageprozesse mit PPS-Systemen," PhD Thesis, Otto-von-Guericke University Magdeburg, 2001 (in German).
- [11] S. Rahimifard, M.S. Abu Bakar, D.J. Williams, "Recycling process planning for the End-of-Life management of waste from electrical and electronic equipment," CIRP Annals-Manuf. Technology, 2009, 58, 5-8.
- [12] Th. Spengler, H. Püchert, T. Penkuhn, O. Rentz, "Environmental integrated production and recycling management," European Journal of Operational Research, 1997, 97, 308 – 326.
- [13] B. Rosemann, H. Meerkamm, St. Trautner, K. Feldmann, "Design for Recycling, Recycling Data Management and Optimal End-of-Life Planning based on Recycling-Graphs," International Conference on Engineering Design (ICED 1999), 1999, 1-6.
- [14] G. Seliger, B. Basdere, T. Keil, "e-Cycling Platform for Profitable Reuse," Proceedings of the IEEE International Symposium on Assembly and Task Planning, 2001.
- [15] B. Willems, G. Seliger, J. Duflo, B. Basdere, "Contribution to design for adaptation: Method to Assess the Adaptability of Products (MAAP)," Proceedings of EcoDesign2003: Third International Symposium on Environmentally Conscious Design and Inverse Manufacturing, 2003, 589-596.
- [16] C. Herrmann, "Ganzheitliches Life Cycle Management – Nachhaltigkeit und Lebenszyklusorientierung in Unternehmen," Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010.
- [17] Y. Lu, KC Morris, S. Frechette, "Current standards landscape for smart manufacturing systems," Technical report, NIST - National Institute of Standards and Technology, February 2016.
- [18] IEC 62714-1 ed.1.0 - Engineering data exchange format for use in industrial automation systems engineering - Automation markup language - Part 1: Architecture and general requirements, June 2014.
- [19] AutomationML consortium, OPC Unified Architecture Information Model for AutomationML, Whitepaper, https://www.automationml.org/o.red/uploads/dateien/1485865685-WP OPCUAforAutomationML_V1.0.0.zip, accessed Mar.26, 2017.
- [20] R. Henßen, M. Schleipen, Interoperability between OPC UA and AutomationML, 8th International Conference on Digital Enterprise Technology - DET 2014 – Disruptive Innovation in Manufacturing Engineering towards the 4th Industrial Revolution, 297–304, 2014.
- [21] N. Schmidt, A. Lüder, K. Hell, H. Röpke, J. Zawisza, "A generic model for the end-of-life phase of production systems," IECON: 42th annual conference of the IEEE Industrial Electronics Society, 2016.
- [22] N. Schmidt, A. Lüder, "Recovery Planning Method as End-of-Life Support for Production Systems," INDIN: 15th international conference on industrial informatics, 2017.

Koexistenzsicherung von Funklösungen für Industrie 4.0

Dipl.-Ing. Darina Schulze¹⁾, Oliver Krüger²⁾, Dr.-Ing. Lutz Rauchhaupt¹⁾, Dr.-Ing. Ulrich Jumar¹⁾

¹⁾ Institut für Automation und Kommunikation e.V. Magdeburg, Deutschland, darina.schulze@ifak.eu, 03919901499

²⁾ Hochschule Magdeburg-Stendal, Deutschland, Oliver.Krueger@student.iwid.hs-magdeburg.de

Zusammenfassung

Das Konzept Industrie 4.0 sieht steigende Flexibilität und Mobilität im Produktionsprozess vor. Im industriellen drahtlosen Kommunikationsbereich werden zunehmend höhere Anforderungen an das Zeit- und Fehlverhalten einer Nachrichtenübertragung gestellt. Dabei ist zu beachten, dass sich die Kommunikationsanforderungen im Laufe der Zeit ändern können und gegebenenfalls neue Anwendungen wichtiger als bereits vorhandene werden. In Folge dieser gestellten Kommunikationsanforderungen kommen unterschiedliche Funkkommunikationssysteme (WCS) zum Einsatz. Diese WCS können auf der Basis unterschiedlicher Technologien (WiFi, Bluetooth oder DECT) implementiert sein. Wenn mehrere WCS auf dem gleichen Frequenzband, zur selben Zeit und zum selben Ort übertragen, können sie sich gegenseitig beeinflussen, bzw. interferieren. Die WCS sollten dabei *koexistieren*. Der Begriff der Koexistenz wurde in [1] mit der folgenden Definition belegt: „Koexistenz ist ein Zustand, in dem alle Funkkommunikationslösungen einer Anlage, die ein gemeinsames Medium nutzen, alle Kommunikationsanforderungen ihrer Anwendung erfüllen“. Maßnahmen, die zum Erreichen bzw. Beibehalten der Koexistenz beitragen werden Koexistenzmanagement genannt. Hierbei wird zwischen manuellem und automatisiertem Koexistenzmanagement entschieden. Auf Grundlage der zeitlichen Aspekte konzentrieren sich die Forschungsaktivitäten auf den Bereich des automatischen Koexistenzmanagements. Abbildung 1 zeigt ein Beispiel dreier WCS, welche Interferenzen ausgesetzt sind, auf. Dieses System besitzt zusätzlich eine zentrale Verwaltungs- und Steuer- bzw. Regeleinheit. Diese sammelt Informationen des Übertragungsverhaltens der unterschiedlichen WCS und trifft im Anschluss Maßnahmen, um die genannten Interferenzen zu minimieren. In der Literatur wird diese Einheit auch als Central Coordination Point (CCP) beschrieben [2].

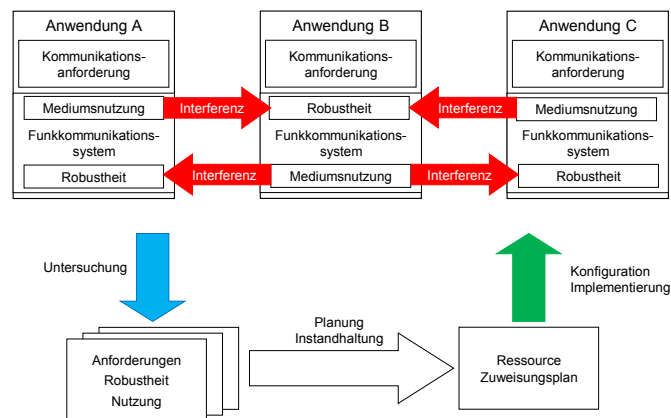


Abbildung 1: Beschreibung eines automatischen Koexistenzmanagements nach [1]

In [3] wird dieser Forschungsansatz als Regelkreis beschrieben, wobei zunächst auf die Modellierung des Streckenverhaltens eingegangen wird. Dieser Beitrag soll eine Parametrierung des Streckenverhaltens wiedergeben. Dazu wurden Untersuchungen des zeitlichen Verhaltens realer Funkkommunikationssysteme unter definierten Bedingungen vorgenommen. Im Beitrag wird gezeigt, wie die Ergebnisse dieser Untersuchungen zur Parametrierung der Strecke genutzt werden. Weiterhin wird ein Ausblick zur Anwendung des Streckenmodells gegeben.

Schlüsselwörter: Automation, Fabrik, Funkkommunikationssystem, Regelkreis, Signalanalyse

1. Einleitung

Der Begriff der Koexistenz wurde in [1] mit der folgenden Definition belegt: „Koexistenz ist ein Zustand, in dem alle Funkkommunikationslösungen einer Anlage, die ein gemeinsames Medium nutzen, alle Kommunikationsanforderungen ihrer Anwendung erfüllen“. Maßnahmen, die zum Erreichen bzw. Beibehalten der Koexistenz beitragen werden Koexistenzmanagement genannt. In [1] ist das Koexistenzmanagement wie folgt definiert, „Prozess der Herstellung und Erhaltung von Koexistenz mit Hilfe von technischen und organisatorischen Maßnahmen“. Durch die immer höher gestellten Anforderungen an das Zeit- und Fehlerverhalten der Nachrichtenübertragung in der industriellen Funkkommunikation, wird das Streben nach einem automatisierten Koexistenzmanagement erhöht. Die Forschungsarbeit beschäftigt sich mit der Fragestellung der regelungstechnischen Ausnutzung, um den industriellen Anforderungen nach einem automatisierten Koexistenzmanagement gerecht zu werden. In [3] und [4] wurden bereits erste Ansätze des Konzeptes und der Modellierung aufgezeigt. Die Modellierung beinhaltet dabei ein Modell der Regelstrecke mit Hilfe der Petri-netzmethodik, welche das zeitliche Verhalten der Nachrichtenübertragung (von der Quelle bis zum Ziel) beinhaltet. Hierbei wurde jedoch nur das Nominalverhalten (störungsfrei) in Betracht gezogen, d.h. die Ermittlung der Übertragungszeit von der Quelle bis zum Ziel mit *einer* WiFi -Technologie. Ziel dieses Beitrages ist es messtechnisch ein Streumodell zu ermitteln, unter der Berücksichtigung mehrerer WiFi -Technologien unterschiedlicher WCS. Hierzu werden zu unterschiedlichen industrienahen Testfällen, Einzelverzögerungen zu der Gesamtübertragungszeit ermittelt und jeweils eine obere und eine untere Fehlerschranke abgeschätzt. Diese sollen dann später für eine Reglerauslegung berücksichtigt werden.

2. Stand der Forschung

In diesem Abschnitt wird auf den aktuellen Stand der Forschung zum Koexistenzmanagement eingegangen. Hierzu werden die grundlegenden Arten herausgestellt um diesen Beitrag in den wissenschaftlichen Kontext einzugliedern.

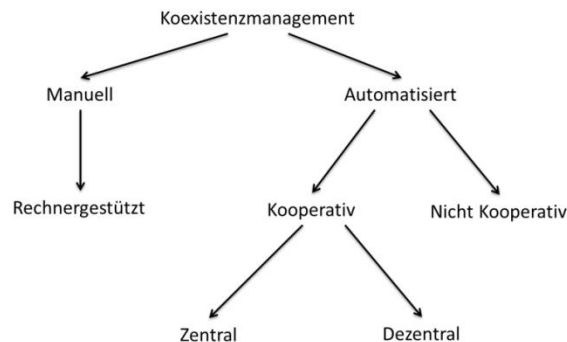


Abbildung 2: Übersicht der Methoden zum Koexistenzmanagement [3]

Abbildung 2 gibt einen Überblick der unterschiedlichen Ausführungen eines Koexistenzmanagements. So unterscheidet man wie in [3] erwähnt, grundsätzlich zwischen manuellen und automatisierten Koexistenzmanagement. Unter dem manuellen Koexistenzmanagement können manuelle Einstellmöglichkeiten zur Vermeidung von Interferenzen gezählt werden. In der Regel wird Koexistenz im industriellen Umfeld über die klassische manuelle Einstellung statischer Parameter bei der Inbetriebnahme der Wifi-Geräte erreicht. So wird beispielsweise die Sendeleistung auf ein notwendiges Maß reduziert, sodass die gewünschte drahtlose Kommunikation störungsfrei möglich ist. Dies reduziert somit die maximale Reichweite, was sich als nachteilig erweisen kann, wenn einzelne Stationen weiter entfernt liegen. Des Weiteren können auch die Kanäle innerhalb der Frequenzbänder für bestimmte Funkverbindungen festgelegt werden. Daraus ergibt sich der Vorteil, dass durch eine entsprechende Planung die verwendeten Kanäle so zugeordnet werden, dass zwischen verschiedenen benachbarten Funkstrecken keine Interferenzen auftreten.

Bei den automatisierten Verfahren wird weiterhin zwischen kooperativen und nicht-kooperativen Systemen unterschieden. Eine Klassifizierung folgt im Informationsaustausch der einzelnen Funkkommunikationssysteme. Bei dem angestrebten zentralisierten kooperativen Koexistenzmanagement findet daher ein ständiger Austausch von Statusinformationen zwischen den einzelnen Funkkommunikationssystemen und der zentralen Managementeinheit statt. Alternativ kann das Koexistenzmanagement auch verteilt von verschiedenen Coordination Points erfolgen [4]. Für die industriellen Anwendungen ist in der Regel nur eine automatisierte

Lösung realisierbar. Dies resultiert aufgrund des relativ großen Aufwandes einer ständigen Neukonfiguration und der geringen Effizienz bei Ausnutzung des Übertragungsmediums.

Bei der Recherche zur Koexistenz von IEEE 802.11- Geräten wird in der Regel auf die Distributed Coordination Function (DCF), welche mit IEEE 802.11e eingeführt wurde verwiesen. Bei der DCF wird mit CSMA/CA (Carrier Sense Multiple Access with Collision Avoidance) ein Verfahren zur Kollisionsvermeidung verwendet. Der Medienzugriff wird dabei von der sendenden Station selbstständig geregelt [5].

Weiterhin ist das Dynamic Frequency Selection (DFS) zu nennen, welches durch den IEEE 802.11h-Standard definiert wurde. Dabei handelt es sich um ein Verfahren zur Vermeidung von Interferenzen mit im gleichen Frequenzbereich arbeitenden Wetterradarstationen. Sobald eine Störung festgestellt wird führen die betreffenden Geräte einen Kanalwechsel aus, welcher in der Regel durch einen Access Point initiiert wird [6].

Im Gegensatz zum angestrebten Koexistenzmanagement weisen die vorgestellten Medienzugriffsverfahren Nachteile bei zeitkritischen Anwendungen auf. So reagieren sowohl die DCF als auch die DFS nur auf die Kanalbelegung, wodurch es zu Verzögerungen bei der Übertragung kommen kann.

Für den Einsatz eines anwendungsbezogenes, technologieunabhängiges und automatisiertes Koexistenzmanagements wollen wir regelungstechnische Prozesse nutzen. Bereits in [3] wurde ein regelungstechnisches Konzept zum automatisierten Koexistenzmanagement vorgestellt, welches eine Analogie zwischen den Aspekten der Kommunikationstechnik und denen eines Regelkreises zulässt. In [4] wurde die Modellierung des Streckenverhaltens mit Methoden der Petri-Netz Modellierung für ein störfreies Übertragungsverhalten vorgestellt. Das Modell der Regelstrecke beinhaltet unter anderem das zeitliche Übertragungsverhalten der Nachrichten. Für die Parametrierung des Modells spielen die Gerätesteuungen eine wesentliche Rolle. In diesem Beitrag werden die Gerätesteuungen zweier Hersteller, im weiteren Verlauf Gerät A und Gerät B genannt, messtechnisch untersucht. Ziel ist es dafür ein Modell Δ für die Gerätesteuungen herzuleiten.

3. Messungen

3.1 Messaufbau

Für die messtechnischen Untersuchungen der Gerätesteuungen liegt das nachstehende Modell in Petri-Netz Notation vor [4]. Dabei wird die Quelle in verteilte Anwendungsfunktion, welche die Nachricht generiert und in Funkkommunikationsfunktion, welche u.a. den Medienzugriff bestimmt, beschrieben. Das Ziel wird gleichermaßen in der Funkkommunikationsfunktion, welche den Erfolg der Nachrichtenübertragung feststellt und die verteilte Anwendungsfunktion, welche die Kenngrößen zur Zeit- und Fehlerbewertung nach [8] berechnet, beschrieben. Die Menge $\{\theta_{DAFs}, \theta_{WCFs}, \theta_{DAFb}, \theta_{WCFb}, \theta_m, \theta_d\} \in \Theta$ beschreibt dabei die Anzahl der Plätze, die Menge $\{\lambda_{in}, \lambda_{refs}, \lambda_{refb}, \lambda_{m1}, \lambda_{m2}, \lambda_{i1}, \lambda_{i2}, \lambda_{out}\} \in \Lambda$ die Anzahl der Transitionen und die Menge $\{v_{refs}, v_{refb}, v_{m1}, v_{m2}, v_{i1}, v_{i2}\} \in v$ die Anzahl der Verzögerungen an den Transitionen. Zur Bestimmung des zeitlichen Verhaltens wird der Weg von der Referenzschnittstelle der Quelle zu der Referenzschnittstelle des Ziels beschrieben. Es werden dabei zwei Fälle, Interferenzfrei und Interferenz, unterschieden. In diesem Beitrag geht es darum die Gerätesteuungen von v im interferenzfreien Fall zu bestimmen.

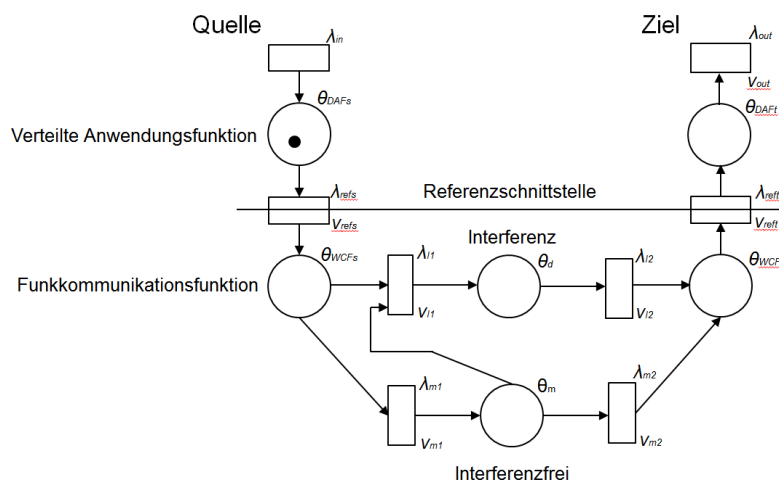


Abbildung 3: Strukturmodell der Regelstrecke für das automatische Koexistenzmanagement nach [3]

Für die Erfassung der einzelnen Verzögerungen (Abb. 3) wurde der in Abbildung 4 dargestellte Messaufbau gewählt. Für die Messungen werden zunächst Nachrichten durch den Anritsu generiert, welcher einen Network Quality Analyzer ist, und im Anschluss über die aufgebaute Funkstrecke geschickt. Bei den Messungen wurden PROFINET IO (PNIO)-Nachrichten verwendet, deren Größe und Sendezeitabstand variiert werden kann. In dem verwendeten Aufbau fungiert der Anritsu als Quelle und Ziel, da die Nachrichten vom Output-Port durch das Netzwerk geschickt werden bis sie an dem Input-Port des Anritsu wieder ankommen.

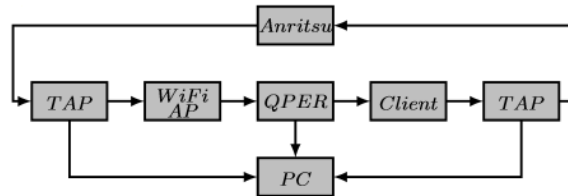


Abbildung 4: Messaufbau zur Bestimmung der Gerätestreuungen nach [3]

Der Testaufbau umfasst weiterhin zwei Test Access Points (TAPs), die den Datenverkehr vor und hinter der Funkstrecke duplizieren ohne dabei in das Netzwerk einzugreifen. Dabei treten keine zusätzlichen Verzögerungen auf, welche die Messungen verfälschen könnten. Zwischen den beiden TAPs befindet sich die für den jeweiligen Testfall genutzte Wifi-Strecke. Diese umfasst einen Access Point, den Kanalemulator und das Clientmodul. Der Kanalemulator simuliert, dank der vorhandenen Abschirmung, eine für die Modellbildung nötige störfreie Funkstrecke. Weiterhin kann am Kanalemulator die Dämpfung zwischen den einzelnen WiFi-Geräten für die verschiedenen Messszenarien geändert werden, was der Entfernung entspricht. Die verschiedenen Testszenarien, welche im Abschnitt 3.2 genauer beschrieben sind, werden jeweils mit den Geräten zweier unterschiedlicher Hersteller durchgeführt. Diese werden als "Geräte A" und "Geräte B" bezeichnet.

Für die Ausgabe der Messwerte (z. B. Übertragungszeit (Transmission time)) dient ein weiterer PC, welcher mit einer WiFi-Karte und zwei Netzwerkkarten ausgestattet wurde. Über die zwei Netzwerkkarten erfolgt die Aufzeichnung der, durch die TAPs duplizierten, Nachrichten. Somit dienen die beiden TAPs und der Kanalemulator als Messschnittstellen für die Messungen.

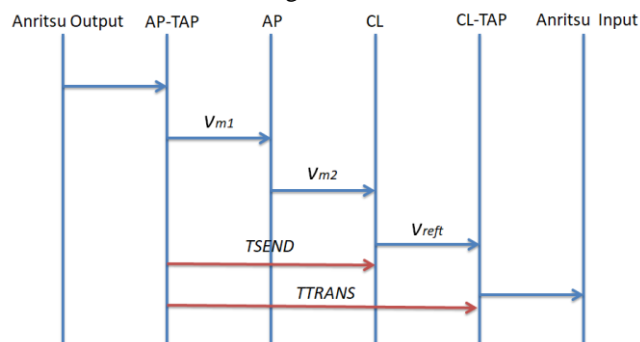


Abbildung 5: Übersicht der Referenzschnittstellen und Verzögerungszeiten

Die Verzögerung zwischen dem Anritsu Output und Anritsu Input wird als Gesamtverzögerung (Summe aller v 's aus Abb. 5), also die Übertragungszeit (TTRANS) bezeichnet. Diese setzt sich wiederum aus der Zeit, die zur Verarbeitung einer Nachricht im Access Point, der Backoff-Zeit, welche wesentlich für die Varianz sein kann, der Übertragung auf dem Medium (TSEND) und der Verzögerung, die bei dem Empfang der Nachricht im Client entsteht (v_{ref}), zusammen. Um die Verzögerung bei der Generierung der WiFi-Nachrichten (v_{m1}) zu ermitteln wird die Medienbelegungsdauer v_{m2} benötigt, welche, wie in Abschnitt 4.1 gezeigt, berechnet und während der Messung als statisch angenommen wird.

3.2 Testszenarien

Die verschiedenen Testszenarien, die im Folgenden betrachtet werden sollen, sind an praktische Szenarien, wie sie im industriellen Umfeld vorkommen, angelehnt. Tabelle (Tab.) 1 gibt einen Überblick der einzelnen Testszenarien.

Tabelle 1: Testparameter

Testfall	High rate data streaming	Factory hall including crane	Robot	Camera image aquisition
Sendeleistung in dB	10	10	10	10
Sendefrequenz in MHz (Kanal)	2442 (7)	2442 (7)	2442 (7)	2442 (7)
Datenlänge in Byte	1024	512	64	1024
Sendezeitabstand in ms	100	1	0.1	1
Abstand AP<>CL	10	100	10	50
Dämpfung in dB	60 dBm	80 dBm	60 dBm	80 dBm

Im ersten Testfall wird von großen Datenmengen ausgegangen (High rate data streaming), wie sie sich bei der Überwachung von Fabrikanlagen ergeben. Diese werden vergleichsweise in einem langen zeitlichen Abstand von 100 ms gesendet. Die Paketgröße umfasst dabei 1024 Byte und der Abstand zwischen Access Point und Client soll 10 m betragen, wodurch sich eine Dämpfung von 60 dBm ergibt.

Im Testfall Factory hall including crane, einer mit einem Kran ausgestatteten Fabrikhalle, besitzen die einzelnen Nachrichten eine Länge von 512 Byte und werden mit einem Sendezeitabstand von 1 ms gesendet. Der durch den Kanalemulator simulierte Abstand soll 100 m betragen, was eine Dämpfung von 80 dBm zur Folge hat.

Im Testfall Robot wird die Kommunikation eines industriell genutzten Fertigungsroboters betrachtet. Aufgrund der Selbstständigkeit solcher Geräte werden nur kleine Datenmengen verschickt, die meist Statusinformationen enthalten, weshalb in diesem Fall Nachrichten mit einer Länge von 64 Byte betrachtet werden. Der Sendezeitabstand ist aufgrund der Forderung nach Echtzeitfähigkeit mit 0,1 ms sehr klein gehalten. Der Abstand zwischen Access Point und Client soll wieder 10 m betragen und die daraus resultierende Dämpfung 60 dBm.

Der Testfall Camera image aquisition beschäftigt sich mit dem Streaming von Überwachungskameras. Aufgrund des großen Datenaufkommens bei der Übertragung von Bildern werden im letzten Testfall Nachrichten mit einer Länge 1024 Byte generiert. Weiterhin wird aufgrund des großen Datenaufkommens ein Sendezeitabstand von 1 ms angenommen. Weiterhin wird ein für die vorherigen Testfälle mittlerer Abstand von 50 m gewählt und mit einer Dämpfung 80 dBm bedacht.

4. Auswertung der Messungen

Im Zuge der Messungen werden pro Testszenario 50.000 Nachrichten aufgezeichnet. Darunter befinden sich allerdings zusätzliche Nachrichten, wie beispielsweise vermehrt Beacons bei größerem Sendezeitabständen und die Probe Request/Response Nachrichten. Daher wurden zunächst die benötigten PROFINET IO-Nachrichten für die weitere Auswertung gefiltert. In Folge dessen ergibt sich für die jeweiligen Testszenarien eine unterschiedliche Anzahl von Messwerten. Diese sind im Folgenden in Tab. 2 aufgelistet.

Tabelle 2: Anzahl der aufgezeichneten Nachrichten

Testfall	High rate data streaming	Factory hall including crane	Robot	Camera image aquisition
Geräte A	3553	11517	12631	12184
Geräte B	1883	12235	15030	12210

4.1 Berechnung der Medienbelegungsdauer v_{m2}

Die Medienbelegungsdauer v_{m2} stellt die Verzögerung zwischen dem Access Point und dem Client dar. Diese Zeitspanne lässt im verwendeten Messaufbau nicht messtechnisch erfassen. Daher wird wie aus [7] entnommen die Medienbelegungsdauer rechnerisch aus den Eigenschaften der aufgezeichneten Nachrichten wie in der folgenden Formel gezeigt,

$$v_{m2} = T_{Preamble} + \frac{(L_{Flag} + L_{LLC} + L_{Profinet} + L_{Checksum})}{C} \quad (1)$$

berechnet. Die Übertragungszeit $T_{Preamble}$ ergibt sich aus der Länge der Preamble. Daraus folgt für die Zeit $T_{preamble}$ ein Wert von $72 \mu s$ oder $144 \mu s$ je nachdem, ob es sich um eine kurze Preamble (72 Bit) oder lange Preamble (144 Bit) handelt. Die restliche für die Übertragung benötigte Zeitspanne ergibt sich aus der Länge der einzelnen Paketsegmente L dividiert durch die Bitrate C .

Daraus ergeben sich die in der Tab. 3 aufgeführten Medienbelegungszeiten für die einzelnen Testfälle.

Tabelle 3: Berechnung der Medienbelegungsdauer v_{m2}

Testfall	High rate data streaming	Factory hall including crane	Robot	Camera image aquisition
Preamble	$72 \mu s$	$72 \mu s$	$72 \mu s$	$72 \mu s$
IEEE 802.11 Data	42 Byte	42 Byte	42 Byte	42 Byte
Profinet cyclic real-time	1014 Byte	502 Byte	58 Byte	1014 Byte
Bitrate	48 MBit/s	24 MBit/s	54 MBit/s	24 MBit/s
T_{on} der Geräte	$248 \mu s$	$253 \mu s$	$87 \mu s$	$424 \mu s$

4.2 Auswertung der Verzögerungszeiten

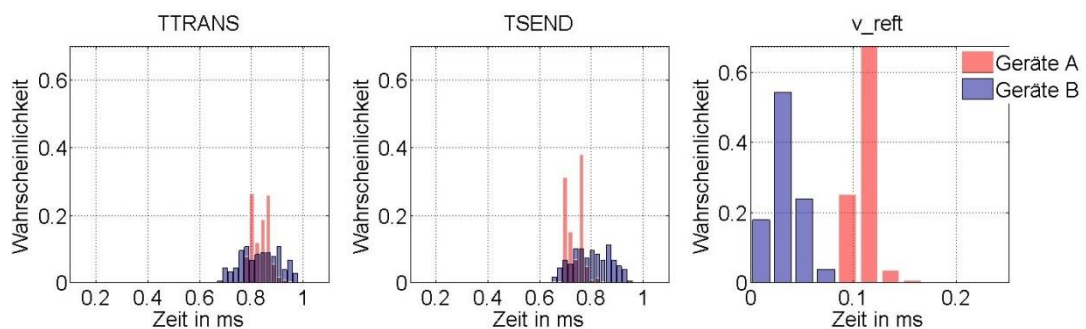


Abbildung 6: Ergebnisse des Testszenarios 1

Bei der Auswertung der Verzögerung zwischen den beiden verwendeten TAPs (TTRANS) ist deutlich zu erkennen, dass die Geräte B durchweg über alle Testszenarien einer größeren Streuung unterliegen, als die Geräte A. Weiterhin erkennt man, dass wie bereits angenommen, die Übertragungszeit direkt proportional von der Nachrichtenlänge abhängt. Analog zu der Verzögerung zwischen den beiden TAPs (TTRANS) verhält es sich mit der Übertragungsdauer zwischen dem ersten TAP und dem Übertragungsmedium (TSEND).

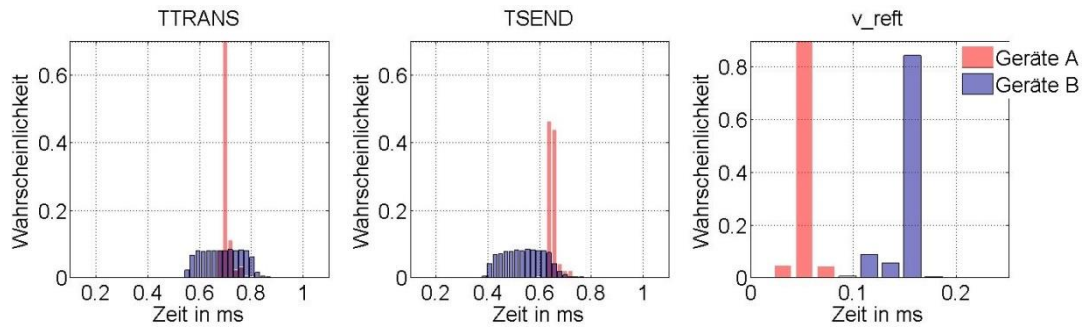


Abbildung 7: Ergebnisse des Testszenarios 2

Es ist weiterhin festzuhalten, dass die Verzögerung TSEND, wie in Abbildung 7 gezeigt, den Hauptanteil der Gesamtdauer einer Übertragung ausmacht. Damit zeigt der Client bei der Verarbeitung ein genau entgegengesetztes Verhalten, wie die Geräte A. Der Testfall 2 liegt mit seiner Nutzdatenlänge von 512 Byte bei Betrachtung aller Verzögerungszeiten im Vergleich zu den übrigen Testszenarien im "mittleren" Bereich.

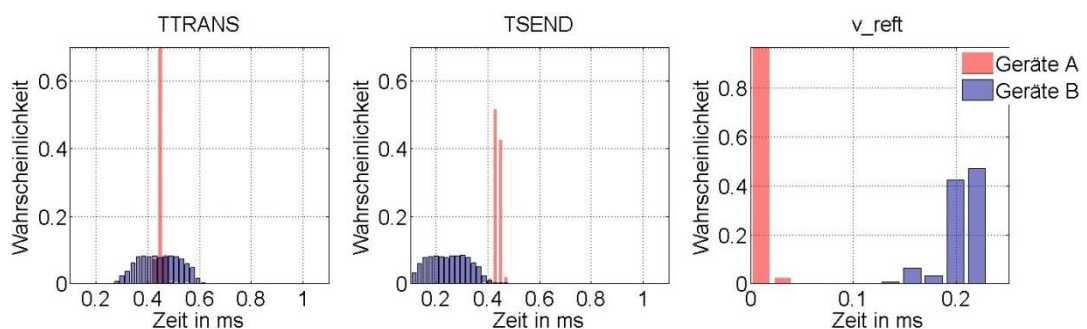


Abbildung 8: Ergebnisse des Testszenarios 3

Die im Testszenario 3 (Roboter) generierten Nachrichten mit einer Länge von 64 Byte benötigen, wie in Abbildung 8 gezeigt, aufgrund der geringen internen Verarbeitungszeit im Access Point bzw. Client, eine deutlich geringere Zeit zur Übertragung, als die Nachrichten der übrigen Testfälle. Während die Geräte A bei kurzen Nachrichten eine geringere Streuung aufweisen, ist diese bei den Geräten B nahezu konstant.

Bei der Betrachtung der Verzögerung der Geräte B, beim Empfang der Nachrichten zwischen dem Übertragungsmedium und dem zweiten TAP (v_{ref}) ist auffällig, dass lange Nachrichten mit 1024 Byte schneller empfangen werden als kurze Nachrichten der Länge 64 Byte.

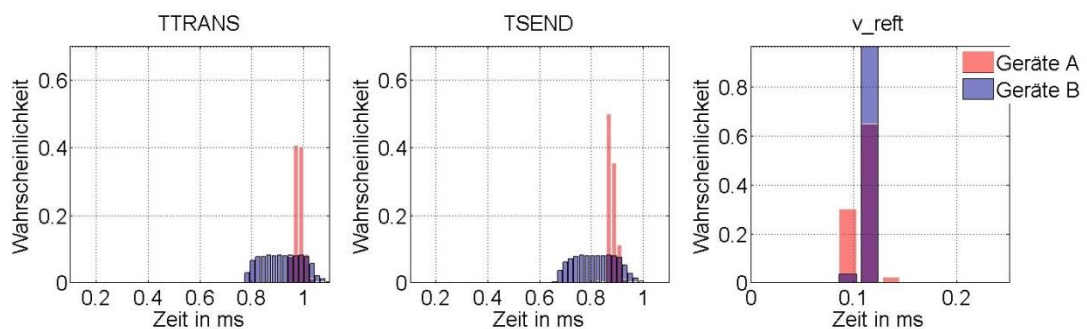


Abbildung 9: Ergebnisse des Testszenarios 4

Die Nachrichten mit einer Länge von 1024 Byte benötigen am längsten, wobei die Nachrichten des Testfalls 4 (siehe Abbildung 9) einer kleineren Verzögerung unterliegen, als die des ersten Testszenarios, was mit der unterschiedlichen Datenrate mit der die Nachrichten übermittelt wurden, begründet werden kann. So wurde für die Kommunikation zwischen Access Point und Client bei Test 1 eine von 54 MBit/s und im Test 4 MBit/s von 48 MBit/s aufgezeichnet. Bei der Auswertung der Verzögerung TSEND konnte ebenfalls festgehalten werden, dass beim Vergleich des ersten Testfalls und des vierten bei denen die Nachrichten die gleiche Länge besitzen, die unterschiedlichen Datenraten darüber entscheiden bei welchem Testfall die kürzeren Übertragungszeiten auftreten. Der Unterschied zwischen beiden ist allerdings, verglichen mit dem Einfluss der Paketlänge, gering.

4.3 Messtechnische Abschätzung des Δ -Modells

Ziel dieser Arbeit ist die messtechnische Analyse und Ermittlung eines Streumodells (Δ) von verschiedenen WiFi- Geräteherstellern. Bei der Auswertung der Messungen von den Geräten wird zunächst der P95-Wert ermittelt. Dieser bildet, wie in [2] erwähnt ein geeignetes Maß für die Übertragungszeit einer Nachricht. Bei dem Vergleich des P95-Wertes als Maß für die Übertragungszeit einer Kommunikation für die verschiedenen Messszenarien, ergibt sich das bereits bei der Betrachtung der Verteilungen festgehaltene Bild hinsichtlich der Abhängigkeit der Nachrichtenlänge und der gesamten Übertragungszeit TTRANS. So gibt der P95-Wert den direkt proportionalen Zusammenhang zwischen Nutzdatenlänge und Übertragungszeit wieder. Weiterhin fließt durch die Differenz der beiden Schranken die Streuung in das Δ -Modell mit ein. Die messtechnischen Untersuchungen der Streuungen konnten keine signifikanten Unterschiede zwischen der gesamten Verzögerung bei der Übertragung (TTRANS) und dem Teilabschnitt TSEND unabhängig von den gewählten Testparametern verzeichnen. Das bedeutet, dass sich beide Verzögerungen hinsichtlich der Streuung geringfügig unterscheiden.

Tabelle 4: Ermittelte Streuungen und Schranken der Gesamtverzögerung (TTRANS)

Testfall	High rate data streaming	Factory hall including crane	Robot	Camera image aquisition
Geräte A				
P95/obere Grenze	0.897 ms	0.751 ms	0.468 ms	1.023 ms
Streuung	0.122 ms	0.076 ms	0.043 ms	0.078 ms
untere Grenze	0.775 ms	0.675 ms	0.425 ms	0.945 ms
Geräte B				
P95/obere Grenze	0.972 ms	0.892 ms	0.602 ms	1.072 ms
Streuung	0.277 ms	0.367 ms	0.277 ms	0.407 ms
untere Grenze	0.695 ms	0.525 ms	0.325 ms	0.665 ms

Als untere Grenze wurde jeweils die kleinste verzeichnete Laufzeit verwendet, da diese die voraussichtlich kürzeste mögliche Übertragungszeit darstellt. Aufgrund dieser Einschätzung ergeben sich die in der Tab. 4 gelisteten Grenzwerte, die später Verwendung im Δ -Modell finden sollen. Veranschaulicht werden diese Grenzen in Abbildung 10 in der für den dritten Testfall (Roboter) einmal die ermittelten Grenzen der gesamten Messung über einen Teil der ermittelten Verzögerungszeiten aufgetragen sind.

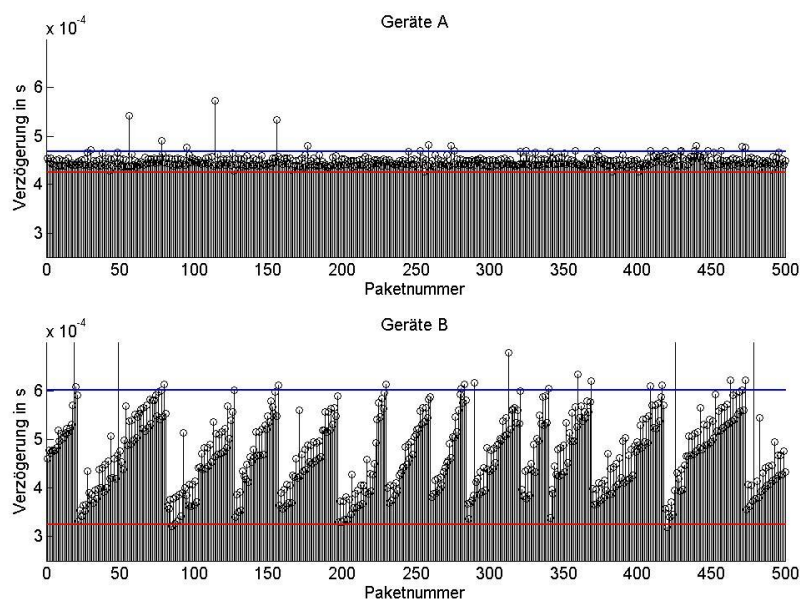


Abbildung 10: Vergleich der Schranken von Gerät A und B

5. Zusammenfassung und Ausblick

Wie im Beitrag gezeigt, weisen IEEE 802.11-Geräte verschiedener Hersteller bezüglich ihres Übertragungsverhaltens große Gerätestreuungen bei der Gesamtverzögerung (TTRANS) auf. So zeichnen sich gerade die Geräte von Hersteller A durch ihre geringe Streuung im Vergleich zu den Geräten des Herstellers B aus. Diese Eigenschaft spiegelt sich in allen Testszenarien wieder. Durch die Wahl der unterschiedlichen Testszenarien konnte weiterhin der Zusammenhang zwischen der Nutzdatenlänge und der Übertragungszeit herausgestellt werden. So erfolgt die Übertragung von kurzen Nachrichten im dritten Testfall (Roboter) deutlich schneller als im vierten Testfall (Kamera) mit den entsprechend umfangreicheren Nachrichten.

Der bei der Auswertung erkennbare Unterschied zwischen dem ersten und dem vierten Testfall, bei denen die gleiche Paketlänge vom Anritsu generiert wurde, resultiert dabei aus den unterschiedlichen Übertragungsraten. Diese wiederum ergeben sich aus den unterschiedlichen Parametern der Testfälle.

Wie in Abschnitt 4.1 gezeigt geht ein Großteil der Übertragungszeit auf den Medienzugriff zurück während die Medienbelegungsdauer v_{m2} einen kleineren, aber nicht zu unterschlagende Anteil ausmacht.

Auch wurde mit dem P95-Wert als obere Schranke für das Δ -Modell ein geeignetes Maß für die Modellunsicherheiten, die durch unterschiedliche Wifi-Geräte hervorgerufen werden, gefunden.

Offen ist noch die Frage inwiefern, die Verzögerung beim Empfang v_{ref} von den gegebenen Parametern abhängig ist. Diese Zusammenhänge zu erfassen wird den nächsten Schritt der Untersuchung darstellen.

Im Zuge der weiteren Arbeit soll weiterhin die Einordnung der Ergebnisse in die gängige Klassifizierung der Fehlermodelle, additive und multiplikative, für den regelungstechnischen Kontext erfolgen. Das sich daraus ergebende Modell mit den beschriebenen Geräteunsicherheiten soll anschließend, aufbauend auf dem in [4] vorgestellten Nominalmodell, einer Analyse der robusten Stabilität unterzogen werden. Hierbei soll eine Stabilitäts-reserve hergeleitet werden, die eine robuste Regelung gewährleistet.

Danksagung

Die diesem Beitrag zugrunde liegenden Arbeiten werden im Rahmen von ReICoVAir (FZ: 16KISO417), im BMBF-Förderprogramm IKT 2020 -„Forschung für Innovationen“ durchgeführt.

Literaturverzeichnis

- [1] IEC62657-2. Ed1: Industrial Communication Networks Wireless Communication Networks Part 2: Coexistence Management. Technical report, 2014
- [2] Kraetzig, M.; Rauchhaupt, L.: Koordinierung heterogener, industriellen Funkkommunikation durch ein zentrales Koexistenzmanagement. KommA 2015 - 6. Jahreskolloquium "Kommunikation in der Automation", 17.-18.11.2015, Magdeburg, ifak/inIT, 2015, ISBN 978-3-944722-33-7
- [3] Schulze, D.; Rauchhaupt, L.: A Control Engineering Approach for an Automated CoexistenceManagement. In 4th IFAC Symposium on Telematics Application (TA2016). Porto Alegre, Brazil, 2016
- [4] Schulze, D.; Rauchhaupt, L.; Kraetzig, M.; Jumar, U.: Coexistence Plant Model for an Automated Management. In 20th IFAC World Congress (WC'17), July 9th - 14th 2017, Toulouse, France.
- [5] Glisic, S.; Lorenzo, B.: Advanced Wireless Networks: Cognitive, Cooperative & Opportunistic 4GTechnology, 2009, S. 157-159
- [6] Rech, J.: Wireless LANs: 802.11-WLAN-Technologie und praktische Umsetzung im Detail, 2012
- [7] IEEE 802.11, Part 11: Wireless LAN Medium Access Control (MAC) and Physical Layer (PHY) Specification, 2012
- [8] VDI/VDE Richtlinie 2185 "Funkgestützte Kommunikation", 2013

Einheitliche Bewertung der Zuverlässigkeit von Kommunikationslösungen im Maschinen- und Anlagenbau

M. Sc. Sarah Willmann¹⁾, Dipl.-Ing. (FH) André Gnad¹⁾, Dr.-Ing. Lutz Rauchhaupt¹⁾

¹⁾Institut für Automation und Kommunikation e.V. (ifak), Magdeburg, Deutschland

sarah.willmann@ifak.eu, andre.gnad@ifak.eu, lutz.rauchhaupt@ifak.eu, 0391 9901461

Kurzfassung

Ausgehend von der Recherche in Normen, technischen Spezifikationen und Richtlinien werden im Beitrag das Wesen der Kategorie "Zuverlässigkeit", sowie deren Leistungsmerkmale wie Verfügbarkeit oder Funktionsfähigkeit aufgezeigt. Die dazugehörigen Begriffe werden strukturiert, um eine geeignete Auswahl von Kenngrößen zur Zuverlässigkeitsbewertung der industriellen Kommunikation zusammenzustellen. Es wird herausgestellt, dass es unerlässlich ist, die zu bewertenden Betrachtungseinheiten zu definieren. Die Ergebnisse der Überlegungen in einem Modell zur Zuverlässigkeitsbewertung von Kommunikationslösungen im Maschinen- und Anlagenbau zusammengefasst. Relevante Betrachtungseinheiten, erwartete Funktion, Fehlfunktion, zu berücksichtigende Bedingungen und für die Bewertung notwendige Bezugsschnittstellen werden betrachtet. Es wird eine Auswahl von Kenngrößen zur Bewertung von industrieller Kommunikation vorgeschlagen, um darauf aufbauend einen Ansatz für eine gesamtheitliche Bewertung von heterogener industrieller Kommunikation vorzustellen. Zuletzt werden die möglichen Anwendungsfälle für den vorgeschlagenen Ansatz diskutiert. Damit liegt eine anwendungsbezogene, aber von Kommunikationstechnologien unabhängige Beschreibung zur Zuverlässigkeitsbewertung vor, die im gesamten Lebenszyklus vernetzter Maschinen und Produktionsanlagen Anwendung finden kann.

Schlüsselwörter: Zuverlässigkeit, Kommunikation, Zuverlässigkeitsbewertung, industrielle Anwendungen

1. Notwendigkeit der einheitlichen Bewertung der Kommunikation

Die zukünftige Industrieproduktion wird geprägt sein von zwei Arten von Produktionssystemen. Klassische, deterministische Produktionssysteme und flexible vernetzte Produktionssysteme entsprechend dem Konzept Industrie 4.0. Hybride Prozesse sind nicht ausgeschlossen. Ein flexibler Produktionsprozess erfordert auch eine flexible Kommunikation. Es wird erwartet, dass diese Produktionsprozesse ein höheres Kommunikationsaufkommen aufweisen. Das ist einerseits der Digitalisierung der Produktionsprozesse und andererseits der vorgesehenen Interaktion zwischen virtueller Repräsentation und realem Betrachtungsgegenstand geschuldet. Die Automatisierungstechnik und deren Kommunikationssysteme werden somit vor neue Herausforderungen gestellt.

Neue Entwicklungen basieren auf Kommunikationssystemen die für den Massenmarkt produziert werden, da diese Standardkomponenten in hoher Stückzahl produziert werden und so günstig zur Verfügung stehen. Aus diesem Grund werden neue Standards wie TSN und aufkommende Standards wie 5G auf ihre Anwendbarkeit für die industrielle Kommunikation untersucht. Die Zuverlässigkeitsanforderungen der Standardkomponenten sind allerdings häufig viele geringer, als in der Industrie benötigt. Neben den unterschiedlichen Designzielen bezüglich der Zuverlässigkeit, werden auch die Zuverlässigkeitsbegriffe differenziert definiert.

Interdisziplinäre Diskussionen, zum Beispiel im deutschem BMBF Förderprogramm "IKT 2020 – Zuverlässige drahtlose Kommunikation in der Industrie", zeigten eine Diskrepanz zwischen den verschiedenen Aspekten der Zuverlässigkeit sowie die Notwendigkeit der Nutzung einheitlicher Kenngrößen. Verschiedene Sichtweisen können zu Missverständnissen, fehlerhaften Entwicklungen oder Fehlinvestitionen führen. Eine einheitliche Definition der Zuverlässigkeitskenngrößen ist somit ausschlaggebend für die Einführung von Kommunikationssystemen, in Bereiche wie die industrielle Kommunikation mit ihren hohen Zuverlässigkeitsanforderungen.

Der Artikel ist folgendermaßen gegliedert. Abschnitt 2 diskutiert mehrere Terme und Definitionen von Zuverlässigkeitskenngrößen, zusammengetragen aus verschiedenen Standards. Die Relationen zwischen ihnen sowie die Relevanz für Betrachtungseinheiten der Kommunikation, sind in Abschnitt 3 aufgezeigt. Die Betrachtungseinheiten der Kommunikation werden in Abschnitt 4 definiert und beschrieben, die auf die Kommunikation angewandten Parameter in Abschnitt 5. In Abschnitt 6 wird ein von den Autoren entwickelter

Ansatz zur Bewertung der Zuverlässigkeit vorgestellt. Eine Zusammenfassung und weiter Arbeiten werden in Abschnitt 7 aufgezeigt.

2. Definitionen der Zuverlässigkeit und deren Leistungsmerkmale/ Kenngrößen

Eine Recherche in der Literatur, in Standards und Normen deckt verschiedene Sichtweisen zur Definition des Begriffs Zuverlässigkeit auf. Zum einen eine Definition als Gattungs- also Oberbegriff. Zuverlässigkeit wird in [1] definiert als "Fähigkeit zu funktionieren, wie und wann gefordert" mit der Anmerkung "Zur Zuverlässigkeit gehören Verfügbarkeit, Funktionsfähigkeit, Wiederherstellbarkeit, Instandhaltbarkeit und Instandhaltungsbereitschaft und in manchen Fällen weitere Merkmale wie Haltbarkeit und Sicherheit." Diese Definition beinhaltet den Begriff Funktionsfähigkeit welcher eine weitere Sichtweise widerspiegelt. In [1] ist die Funktionsfähigkeit wie folgt definiert "Fähigkeit, unter gegebenen Bedingungen und für ein gegebenes Zeitintervall wie gefordert ohne Ausfall zu funktionieren". Diese Definition scheint ähnlich, der der Zuverlässigkeit einer Betrachtungseinheit: " Fähigkeit einer Betrachtungseinheit, eine geforderte Funktion unter vorgegebenen Bedingungen während eines festgelegten Zeitintervalls zu erfüllen." Allerdings ist die Funktionsfähigkeit nur ein, wenn auch wichtiges Leistungsmerkmal der Zuverlässigkeit. In diesem Artikel werden der Zuverlässigkeit Leistungsmerkmale, Kenngrößen und Maßgrößen zugeordnet (Bild 1). Die Merkmale sind zum Beispiel Verfügbarkeit und Funktionsfähigkeit und beruhen auf der ersten oben stehenden Definition. Die Kenngrößen sind messbare Größen, wie Zeiten oder Anzahlen, die die Bewertung der Zuverlässigkeit zulassen und auf der die Maßgrößen beruhen. Maßgrößen sind berechnete Werte (Raten, Quoten, Mittelwerte), die zur statistischen Auswertung beitragen. Es sei darauf hingewiesen, dass es auch im Englischen diesbezüglich zu Vermischungen kommt. Zuverlässigkeit als Oberbegriff wird mit "dependability" übersetzt. Zuverlässigkeit wurde in [2] im Sinne einer Maßgröße definiert: "die Menge von gesendeten Paketen, die erfolgreich an einen gegebenen Knoten innerhalb der geforderten Zeitbedingungen des Zielservices empfangen wurden, geteilt durch die Gesamtzahl der gesendeten Pakete" [2, frei übersetzt]. Diese Definition ist gleichzusetzen mit einer Quote für erfolgreich empfangene Pakete, also einer Maßgröße. Eine Sammlung weiterer Definitionen findet sich in [3]. Diese Vielfalt zeigt die Notwendigkeit für eine einheitliche Bewertung der Zuverlässigkeit, um Missverständnisse und Fehlinterpretationen zu vermeiden. Besonders wichtig ist ein einheitliches Verständnis, wenn Experten verschiedener Disziplinen wie zum Beispiel der Automatisierungstechnik, der Telekommunikationstechnik und der Informatik für Kooperationen zusammentreffen.

Zuverlässigkeit				
Leistungsmerkmale	Verfügbarkeit Sicherheit	Funktionsfähigkeit Selbstwiederherstellbarkeit	Wiederherstellbarkeit Dienstgüte	
Allgemeine Zuverlässigkeitskenngrößen	Klarzeit Betriebszeit bis zum Ausfall	Unklarzeit Ausfallabstand	BZ bis zum ersten Ausfall Betriebszeit zwischen Ausfällen Wiederanlaufzeit	Allgemein
Allgemeine wahrscheinlichkeitstheoretische Maßgrößen	Mittlere BZ bis zum Ausfall Überlebenswahrscheinlichkeit mittlere Ausfallrate	Mittlere BZ zwischen Ausfällen momentane Ausfallrate mittlere Klardauer		
Zuverlässigkeitskenngrößen der logischen Verbindung	Übertragungszeit AZ korrekt empfangener N AZ verlorener N	Antwortzeit AZ empfangener N	Aktualisierungszeit Datendurchsatz AZ inkorrekt empfangener N unrechtmäßiger Herkunft	Kommunikation
Wahrscheinlichkeitstheoretische Maßgrößen der logischen Verbindung	N-fehlerquote N-verlustwahrscheinlichkeit Restfehlerquote	N-verlustquote N-fehlerwahrscheinlichkeit Restfehlerwahrscheinlichkeit	N-störquote	

BZ - Betriebszeit; AZ – Anzahl; N - Nachrichten

Bild 1: Leistungsmerkmale, Kenngrößen, Maßgrößen [3]

Bild 1 zeigt die Sichtweise dieses Artikels; Zuverlässigkeit als Gattungsbegriff dem Merkmale, Kenn- und Maßgrößen zugeordnet werden. Für das weitere Vorgehen zur Zuverlässigkeitsbewertung werden vier Punkte betrachtet.

- eine Betrachtungseinheit

- die Funktion der Betrachtungseinheit
- die Betriebsbedingungen der Betrachtungseinheit
- Beobachtungszeit in der die Funktion durchgeführt werden soll

3. Betrachtungsraum

3.1 Kommunikation im Kontext industrieller Automatisierungsanwendungen

Die Grundlage der Betrachtungen ist, dass zwischen örtlich verteilten Anwendungsfunktionen einer industriellen Automatisierungsanwendung Nachrichten zu übertragen sind. Nachrichten werden an einer Schnittstelle zwischen Anwendungssystem und Funkkommunikationssystem ausgetauscht. Alle geforderten und zugesicherten Werte der Kenngrößen beziehen sich auf diese Schnittstelle und heißt deshalb Bezugsschnittstelle an der die Verhaltenseigenschaften der Funkkommunikation abgeleitet werden. Eine Auswahl der Kenngrößen wird im Kapitel 4 dargestellt.

Die Bedingungen, die das Verhalten der Funkkommunikation beeinflussen, werden bestimmt von

- Kommunikationsanforderungen der Anwendung (z. B. Länge der Nachricht),
- Eigenschaften des Kommunikationssystems (z. B. Ausgangsleistung eines Senders) und
- Übertragungsbedingungen des Mediums (z. B. Signaländerung durch Mehrwegeausbreitung).

Der in Bild 2 dargestellte Betrachtungsraum repräsentiert die allgemeine Sicht eines Industrieanwenders von Funkkommunikationssystemen. Verteilte Automatisierungsfunktionen können sein: Sensoren, Messgeräte, Antriebe, Encoder, I/O Geräte, Schalter etc. Die verteilten Anwendungsfunktionen können zum Beispiel mit Hilfe von Feldbussystemen, Ethernet oder Funkkommunikationssystemen verbunden werden, welche die Kommunikationsfunktion darstellen. Von diesen hängt das Übertragungsmedium ab, Kabel oder Luft.

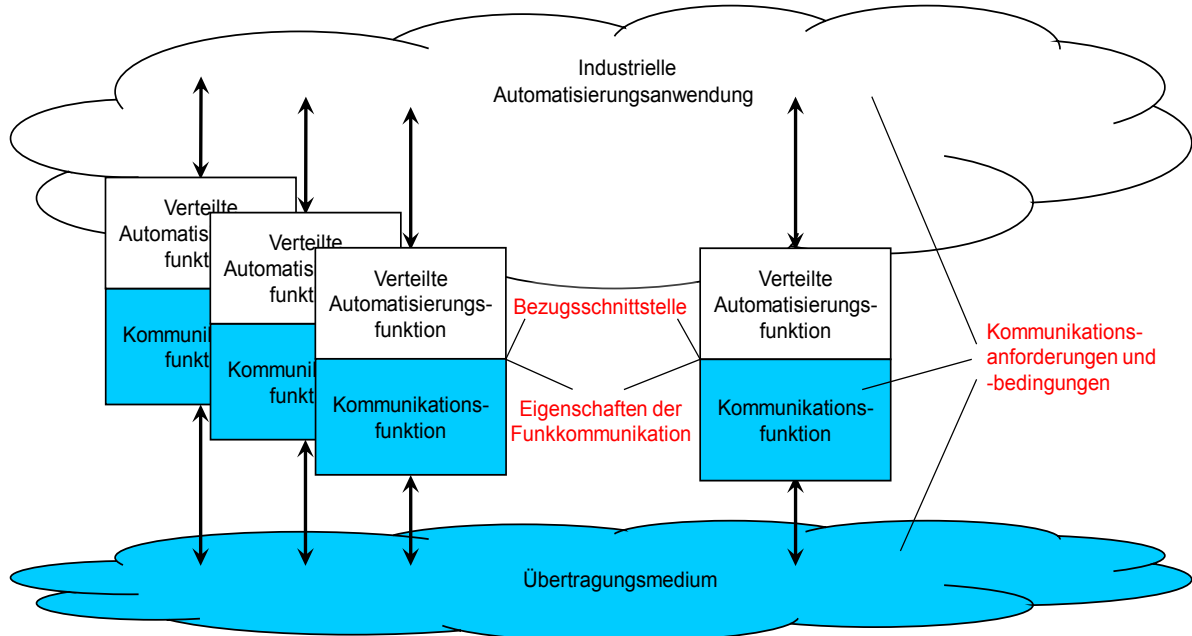


Bild 2: Abstraktion des Betrachtungsraums industrieller Funkkommunikation [3]

3.2 Betrachtungseinheiten der Kommunikation

Für eine gezielte Zuverlässigkeitsbewertung kann der Betrachtungsraum in folgende Betrachtungseinheiten aufgeteilt werden:

- logische Verbindung
- Kommunikationsgerät
- physikalische Verbindung
- Kommunikationssystem

Für die Analyse der Zuverlässigkeit ist es hilfreich diese Betrachtungseinheiten, deren Funktion und Fehlerpotenzial zu betrachten. Die nachfolgenden Ausführungen geben hierzu einen Überblick. Ausführliche Erläuterungen sind in [3] zu finden.

Die logische Verbindung ist eine Betrachtungseinheit aus Anwendungssicht, die für den Transport der Nachrichtenfolgen verantwortlich ist (siehe Bild 3). Alle Zuverlässigkeitskenngrößen beziehen sich auf die Endpunkte der logischen Verbindung. Für die Anwendung ist unerheblich durch welche Maßnahmen die geforderte Zuverlässigkeit gewährleistet wird.

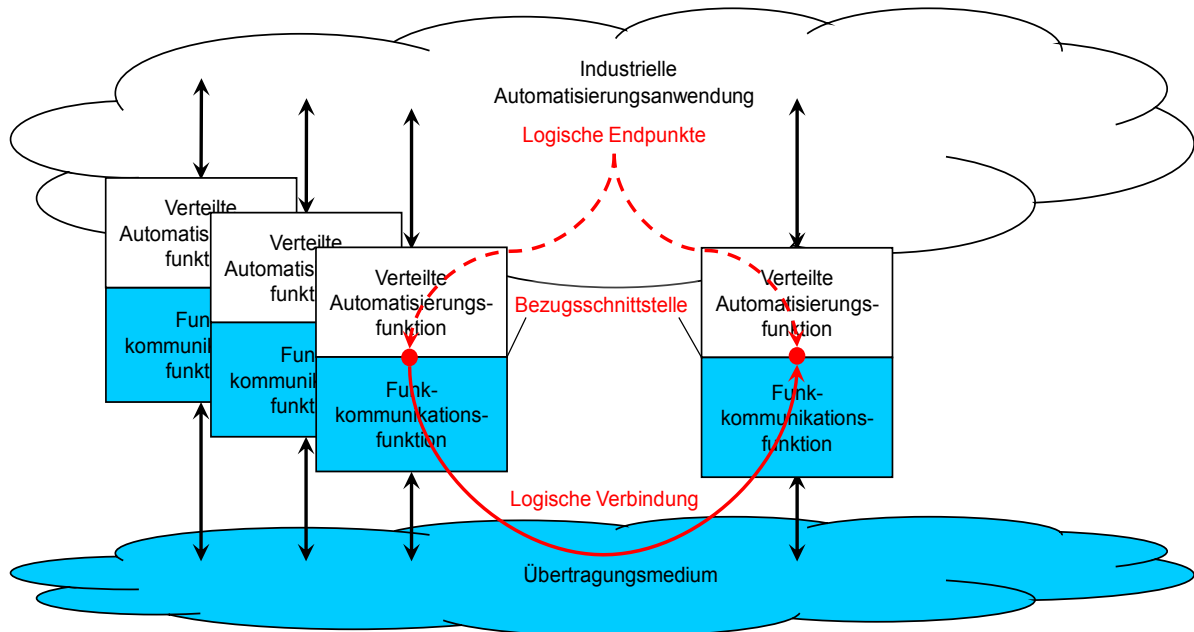


Bild 3: Logische Verbindung [3]

In Tab. 1 sind die Eckdaten zur logischen Verbindung zusammengefasst.

Tabelle 1: logische Verbindung

	Erklärung
Betrachtungseinheit	Logische Verbindung
Definition	Verbindung zwischen einem logischen Endpunkt in einem Quellgerät und einem logischen Endpunkt in einem in einem Zielgerät
Funktion	Transport einer Folge von Nachrichten von einem logischen Quellendpunkt zum korrekten logischen Zielendpunkt
Fehlerpotenzial	Summe aller Fehler der physikalischen Übertragung und der Hard- und Software die in Kommunikationsfehler (Verfälschung, Falsche Abfolge etc.) resultieren

Bei der Entwicklung von Kommunikationstechnologien bzw. von Kommunikationsgeräten und -system ist es allerdings erforderlich, Einflüsse auf die Zuverlässigkeit zu kennen. So spielt die Zuverlässigkeit der physikalischen Übertragungsstrecke, der physikalische Verbindung, eine Rolle. Die Zuverlässigkeitskenngrößen für diese Verbindung können aber nicht direkt auf die logische Verbindung übertragen werden.

In Tab. 2 sind die deren Eckdaten zusammengefasst.

Tabelle 2: physikalische Verbindung

	Erklärung
Betrachtungseinheit	physikalische Verbindung
Definition	Verbindung zwischen einem physikalischen Endpunkt in einem Quellgerät und einem physikalischen Endpunkt in einem in einem Zielgerät
Funktion	fehlerfreie Signalübertragung zwischen dem physikalischen Endpunkt der Quelle und dem physikalischen Endpunkt des Ziels
Fehlerpotenzial	Übertragungsfehler (resultieren aus passiven und aktiven Umgebungseinflüssen)

Neben der physikalischen Verbindung haben auch die Kommunikationsgeräte Einfluss auf die Zuverlässigkeit der logischen Verbindung. Deshalb sind bei der Entwicklung der Hard- und Software Zuverlässigkeitsaspekte zu berücksichtigen. Die Zuverlässigkeitsparameter beziehen sich hier auf einen Geräte- bzw. Produkttyp. Die Zuverlässigkeitsaspekte der Betrachtungseinheit Kommunikationsgerät sind in Tab. 3 aufgeführt.

Tabelle 3: Kommunikationsgerät

	Erklärung
Betrachtungseinheit	Kommunikationsgerät
Definition	Hard- und Software die Nachrichten zur Übertragung auf einem Übertragungsmedium vor- und nachbereitet
Funktion	korrekte Sendung bzw. der korrekte Empfang von Nachrichtenfolgen Hin- und Rücktransformation von Nachrichten in ein oder mehrere Pakete
Fehlerpotenzial	Software- und Hardwarefehler

An der Bezugsschnittstelle innerhalb eines Gerätes können ein oder mehrerer logische Endpunkte (Quell- oder Zielpunkte) liegen. Die Menge dieser Endpunkte markieren aus Anwendungssicht das Kommunikationssystem, das die erforderlichen Nachrichten an den erforderlichen Stellen der örtlich verteilten Anwendung zur Verfügung stellt. In Abschnitt 5 wird mit der Klarzustandsfunktion ein Ansatz zur Bewertung der Zuverlässigkeit eines Kommunikationssystems aus dieser Perspektive vorgestellt. Die Beschreibung der Betrachtungseinheit Kommunikationssystem zeigt Tabelle 4.

Tabelle 4: Kommunikationssystem

	Erklärung
Betrachtungseinheit	Kommunikationssystem
Definition	Menge aller logischen Verbindungen
Funktion	Transport einer Folge von Nachrichten von allen logischen Quellendpunkt zu den korrekten logischen Zielpunkten einer örtlich verteilten Anwendung
Fehlerpotenzial	Summe aller Fehler logischer Verbindungen zuzüglich Synchronisationsfehler zwischen Nachrichten und Fehler beim Mediumszugriff

Für die folgenden Betrachtungen wird auf die logische Verbindung als Betrachtungseinheit fokussiert.

4. Zuverlässigkeitskenngrößen

Diese Kenngrößen wurden aus [3] übernommen. Weitere Kenngrößen und Erläuterungen sind dort zu finden.

4.1 Klarzeit, Unklarzeit

Folgende Abbildung soll der besseren Unterscheidung der Kenngrößen und deren Beziehungen dienen. In Bild 4 sind Klarzeit, Betriebszeit und Unklarzeit dargestellt. Der Klarzustand umfasst einen aktiven Zustand, den Betriebszustand, und einen inaktiven Zustand, den Wartezustand. Demzufolge können innerhalb der Klarzeit Betriebszeiten einer Betrachtungseinheit durch eine Wartezeit getrennt sein. Tritt eine Fehlfunktion auf, wechselt die Betrachtungseinheit vom Klarzustand in den Unklarzustand bis der Klarzustand durch Instandsetzung oder Wiederanlauf wiederhergestellt ist.

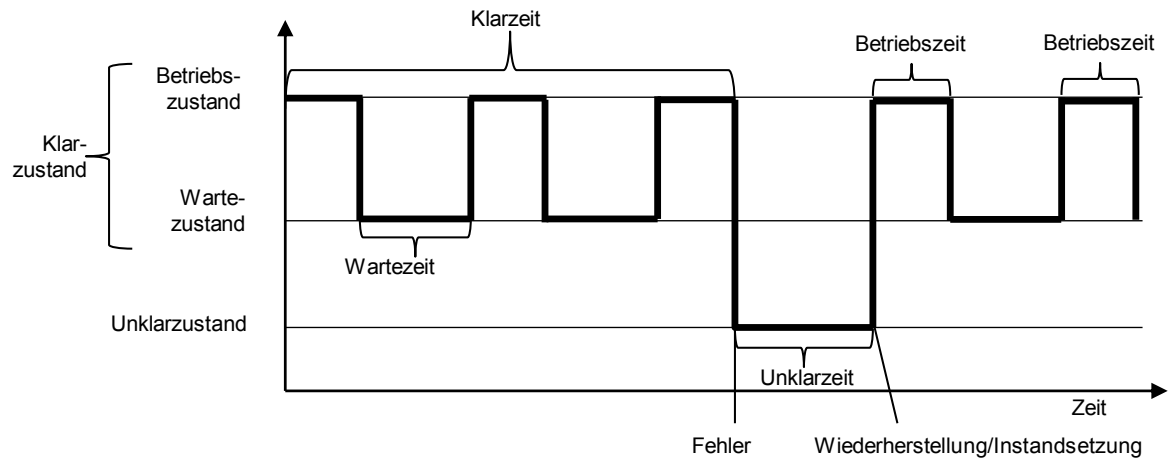


Bild 4: Zusammenhang zwischen Klarzeit, Betriebszeit, Wartezeit und Unklarzeit in Anlehnung an Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.

Wird eine Verbindung abgebaut, wechselt nicht der Zustand in Wartezustand oder Unklarzustand, sondern die logische Verbindung ist nicht mehr vorhanden. Eine Bewertung ist in diesem Fall nicht notwendig.

4.2 Übertragungszeit

Die Übertragungszeit (Transmission Time) ist eine grundlegende Kenngröße, die zur Bewertung von Verfügbarkeit und Echtzeitfähigkeit einer Funklösung herangezogen werden kann. Dabei ist von Interesse wie lange die Übertragung einer Nachricht von der Quelle (z. B. einem Sensor) bis zum Ziel (z. B. eine Steuerung) dauert. Ein einheitliches Verständnis dieser Zeitspanne erfordert die genaue Festlegung des Starts dieser Übertragung und deren Ende. Gemäß [5] ist die Übertragungszeit der Zeitabschnitt von der Übergabe des ersten atomaren Bestandteils einer Nachricht, der Nutzdaten (Bit, Oktett), an der Schnittstelle zwischen Anwendung und Funkkommunikation eine Quelle und der Übergabe des letzten atomaren Bestandteils derselben Nachricht an der Schnittstelle zwischen Funkkommunikation und Anwendung eines Ziels (siehe Bild 5). Die Art der Schnittstelle zwischen Funkkommunikation und Anwendung sowie deren Charakteristik ist bei der Veröffentlichung der Kenngrößenwerte immer mit anzugeben, da es keine einheitliche Bezugsschnittstelle gibt.

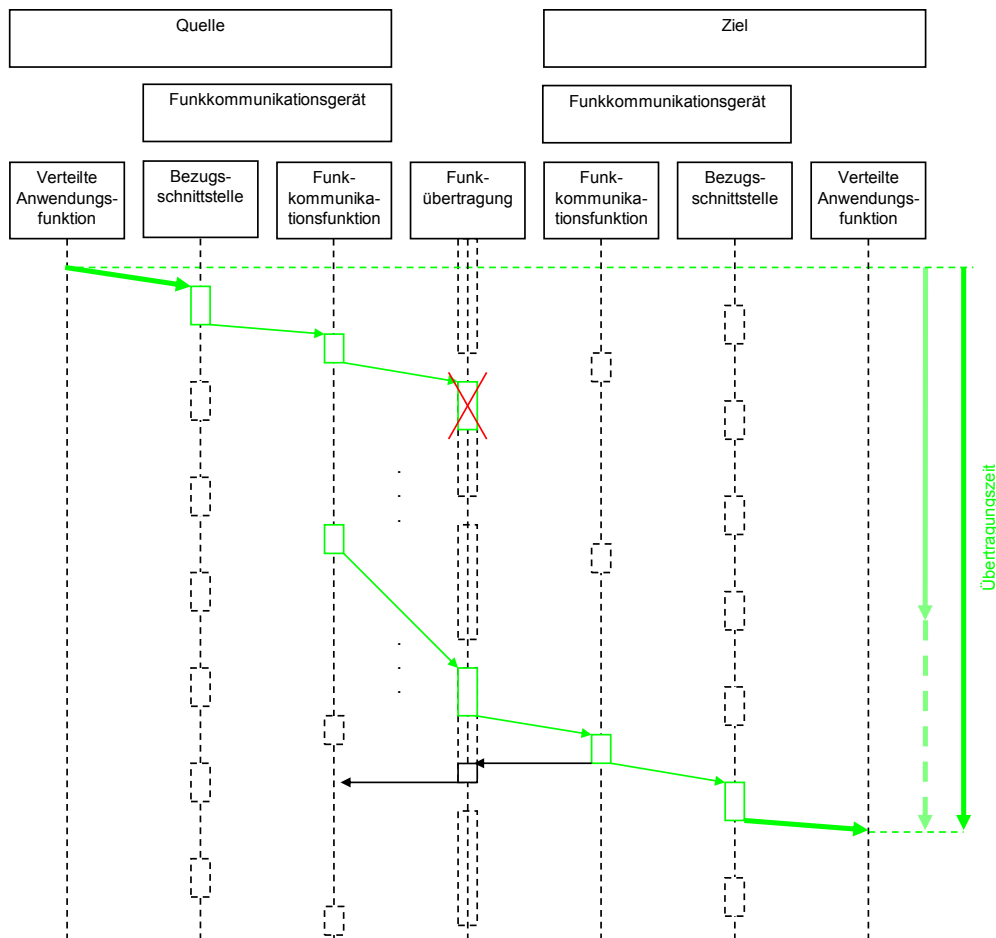


Bild 5: Definition der Übertragungszeit

Die Übertragungszeit eignet sich als Kenngröße der Echtzeitfähigkeit besonders für Anwendungen mit aperiodischem Kommunikationsbedarf. Unabhängig vom zeitlichen Abstand zweier Übertragungen kann der Zeitpunkt der Bereitstellung der Nutzdaten am Ziel bewertet werden. Außerdem wird die Übertragungszeit zur Bewertung der Zuverlässigkeit herangezogen.

Wie in Bild 5 dargestellt, schwanken die Werte der Übertragungszeit. Zu den Ursachen gehört, dass auf die Bereitschaft zur Datenübernahme oder auf den Zeitschlitz für den Mediumzugriff (jeweils durch ein gestricheltes Rechteck dargestellt) gewartet werden muss. Die Übertragungszeit kann einen Minimalwert nicht unterschreiten, nimmt meist aber einen Wert in dessen Nähe ein. Deshalb ist der Wert der am häufigsten auftritt, der Modalwert, für die Bewertung des Zentrums am Besten geeignet. Ein sinnvoller Streuungsparameter der Übertragungszeit ist das Perzentil P95, der Wert für 95% aller Übertragungen. Der Maximalwert der Übertragungszeit kann Zehnerpotenzen größer sein als der Modalwert und ist deshalb als Parameter zur Bewertung ungeeignet.

4.3 Aktualisierungszeit

Die Aktualisierungszeit (Update time) entspricht im Idealfall dem Sendezeitabstand von Nachrichten einer logischen Verbindung. Das heißt, die übertragenen Nutzdaten einer Nachricht werden an der Bezugsschnittstelle des Ziels in denselben zeitlichen Abständen übernommen, wie sie an der Bezugsschnittstelle einer Quelle übergeben wurden. Die Aktualisierungszeit ist definiert als der Zeitabschnitt von der Übergabe des letzten atomaren Bestandteils der Nutzdaten einer Quelle an der Bezugsschnittstelle eines Ziels bis zur Übergabe des letzten atomaren Bestandteils der unmittelbar nachfolgend übertragenen Nutzdaten der gleichen Quelle einer logischen Verbindung. In Bild 6 ist dargestellt, dass Information zum Teil nur zu bestimmten Zeiten bzw. in bestimmten Zeitintervallen weiter gegeben werden können. Daraus ergeben sich die Differenzen zwischen Sendezeitabstand und Aktualisierungszeit.

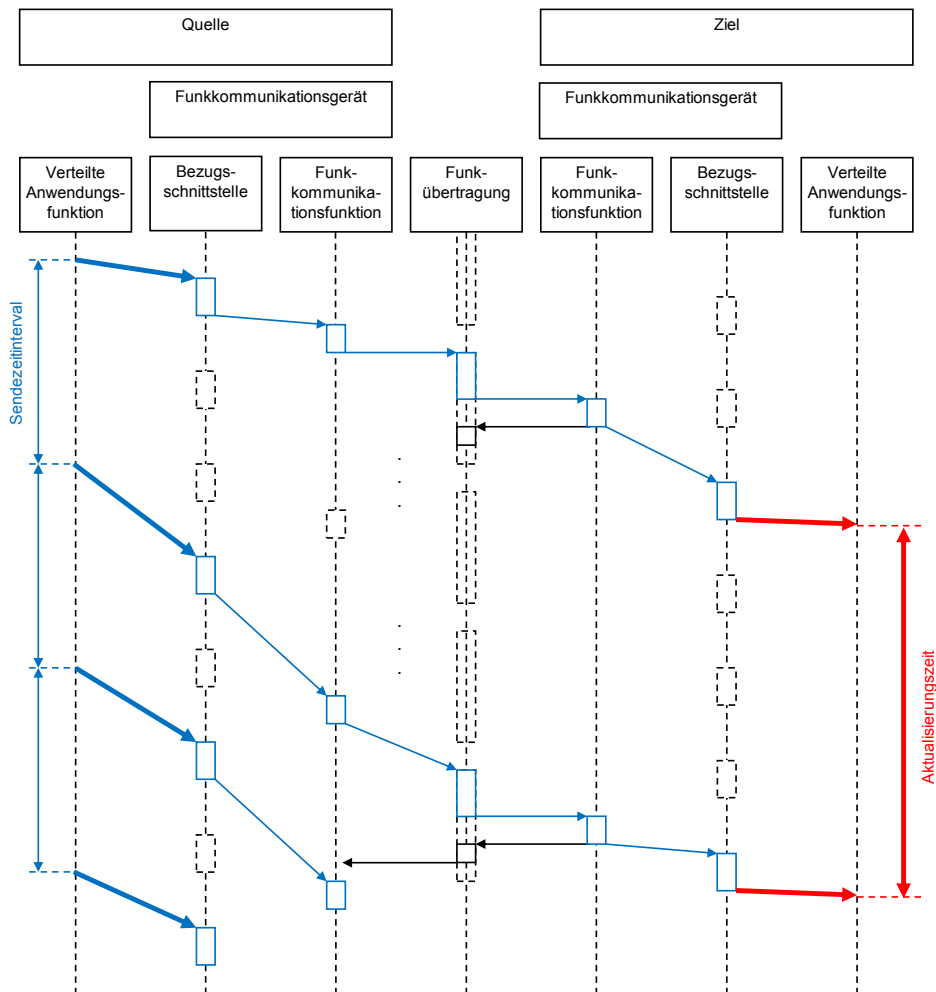


Bild 6: Definition der Aktualisierungszeit [3]

Die Aktualisierungszeit ist besonders für die Bewertung der Rechtzeitigkeit und des Determinismus von Anwendungen mit periodischem Kommunikationsbedarf geeignet [6]. Aussagefähige wahrscheinlichkeitstheoretische Maßgrößen für die Aktualisierungszeit sind der arithmetische Mittelwert und die Standardabweichung.

4.4 Nachrichtenverlustquote

Die Nachrichtenverlustquote (Message Loss Rate - MLR) ist gemäß [1] IEV 371-08-07 das Verhältnis der Anzahl der verlorenen Nachrichten zur Gesamtzahl der gesendeten Nachrichten.

$$MLR = \frac{N_{LM}}{N_{Tx}} \quad (1)$$

5. Modellansatz für einen abstrakten Zuverlässigkeitskenngrößen

Im vorherigen Kapitel wurden einige Zuverlässigkeitsparameter vorgestellt. Allumfänglich sind diese in [3] zu finden. In diesem Kapitel stellen die Autoren ein Modell zur einheitlichen Zuverlässigkeitsbewertung von industrieller Kommunikation vor, die Klarzustandsfunktion (Up State Function - USF). Als Basis für die USF können verschiedene Zuverlässigkeitskenngrößen dienen. Für einen ersten Vorschlag werden folgende Kenngrößen gewählt:

- σ_1 : die Übertragungszeit TT
- σ_2 : die Aktualisierungszeit UT

- σ_3 : Anzahl aufeinanderfolgender verlorener Nachrichten (CMS)
- σ_4 : Nachrichtenverlustquote (MLR)
- σ_5 : Datendurchsatz

Diese Kenngrößen sind normiert zwischen 0 und 1, sodass es keine Einheiten mehr gibt und keine Zeiten oder Anzahlen als solches. Des Weiteren werden diese Werte gewichtet, je nach Anforderungen und Relevanz für die Bewertung. Der Wichtungsfaktor hat einen Definitionsbereich von [0,1]. Mit diesen Informationen kann der Zuverlässigkeitskenngröße für einen logischen Link wie in Gleichung (2) berechnet werden:

$$\Psi(t) = \frac{1}{\sum v_i} \sum_{i=1}^n v_i \cdot \sigma_i \quad (2)$$

Die Anzahl der Zuverlässigkeitskenngrößen $i=0 \dots n$ ist in diesem Beispiel $n=5$. Wird ein Kommunikationssystem betrachtet, wird Gleichung (2) erweitert zu Gleichung (3). Dabei wird die Summe über alle logischen Links gebildet, welche Teil des Kommunikationssystems sind. Die Anzahl der logischen Links ist $j=1 \dots m$.

$$\Psi(t) = \frac{1}{m} \sum_{j=1}^m \frac{1}{\sum v_{j,i}} \sum_{i=1}^n v_{j,i} \cdot \sigma_{j,i} \quad (3)$$

In Bild 7 ist ein möglicher Verlauf der Klarzustandsfunktion zu sehen. Der Wertebereich kann in zwei Teile aufgeteilt werden. Zum einen in den unkritischen Betriebsbereich, d.h. alle Werte sind nahe dem Optimum. Zum anderen können die Werte im kritischen Betriebsbereich sein. Gründe hierfür können eine oder mehrere Kenngrößen sein, deren Werte nicht mehr im Optimum liegen. Durchbricht die Funktion die Grenze von unkritischem zu kritischem Betriebsbereich, so wird die Handlungsgrenze überschritten. Dieses Überschreiten der Handlungsgrenze leitet Maßnahmen ein. Diese Maßnahmen haben das Ziel die Kommunikation wieder zu stabilisieren um bessere Kenngrößenwerte zu erzielen und einen Totalausfall zu vermeiden. Der Totalausfall ist im Bild als Unklarzustand dargestellt. Der kritische Betriebsbereich kann in verschiedene Stufen eingeteilt werden in denen unterschiedliche Maßnahmen eingeleitet werden können. Demzufolge kann die Klarzustandsfunktion als ein Indikator für die Realisierung von resilienten Kommunikationssystemen angesehen werden. Die Klarzustandsfunktion ist beliebig erweiterbar, zum Beispiel um Kenngrößen oder zur Bewertung von mehr als einem Kommunikationssystem.

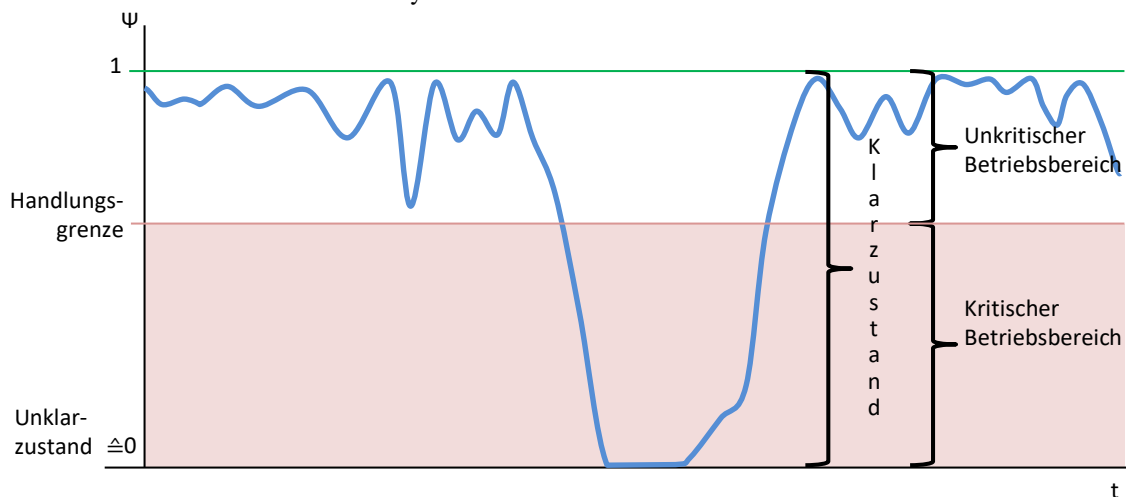


Bild 7: Klarzustandsfunktion

6. Zusammenfassung

In diesem Artikel wurden verschiedene Ansätze zur Zuverlässigkeitsbewertung diskutiert. Für den Begriff Zuverlässigkeit die Sichtweise als Gattungsbegriff aufgegriffen. Für die Zuverlässigkeitsbewertung muss eine Betrachtungseinheit klar definiert werden und Zuverlässigkeitskenngrößen je nach Anforderungen gewählt werden. Es wurden beispielhaft Kenngrößen gewählt um eine Klarzustandsfunktion zu definieren. Die Klarzustandsfunktion kann für folgende Aufgaben verwendet werden:

- Analyse komplexer Simulationen von Kommunikationssystemen
- Analyse komplexer Tests von Kommunikationssystemen z.B. Koexistenztests
- Diagnose und Fehleranalyse von laufenden industriellen Kommunikationssystemen
- Entwicklung von resilienten Kommunikationssystemen durch den Einsatz von Maßnahmen im kritischen Betriebsbereich

Des Weiteren liegt eine einheitliche Grundlage zur Abstimmung der Qualität der Kommunikation zwischen IKT (Bürokommunikationstechnologien, WLAN, 5G, ...) und Automation (umfassende Vernetzung vom Sensor bis zum Internet) vor. Das Modell kann die Basis für Service Level Agreements zwischen Nutzer und Bereitsteller von Kommunikation im Produktionsumfeld sein und damit auch für neue Business-Modelle. Die Implementierung des Modells kann Grundlage für ein flexibles und automatisiertes Aushandeln und Implementieren von Kommunikationsdienstgütern sein.

Das Modell wird zurzeit verwendet, um mit realen Messwerten geeignete Wichtungs- und Normalisierungsfaktoren zu ermitteln. Zukünftig soll die Klarzustandfunktion zum einen in Simulations- und Testplattformen für industrielle Kommunikationssysteme implementiert werden. Zum anderen soll ein Onlinemechanismus entwickelt werden, mit dessen Hilfe die Kommunikation aktiv beeinflusst werden kann.

Danksagung

Das Material dieses Artikels basiert auf der Arbeit der Begleitforschung im Förderprogramm des Bundesministeriums für Bildung und Forschung "IKT 2020 – Zuverlässige drahtlose Kommunikation in der Industrie" (BZKI) unter dem Förderkennzeichen: 16KIS0303.

Literaturverzeichnis

- [1] International Electrotechnical Vocabulary (IEV), DKE-IEV Webseite: <https://www2.dke.de/de/Online-Service/DKE-IEV/Seiten/IEV-Woerterbuch.aspx>, [Accessed 10.04.2017]
- [2] 3rd Generation Partnership Project; Technical Specification Group Services and System Aspects; Feasibility Study on New Services and Markets Technology Enablers - Critical Communications; Stage 1 (Release 14), Juni 2016
- [3] BZKI "Aspekte der Zuverlässigkeitsbewertung in ZDKI", Juni 2017
- [4] IEC 61703:2016; mathematical expressions for reliability, availability, maintainability and maintenance support terms
- [5] IEC: Industrial communication networks - Wireless communication networks - Part 2: Coexistence management, IEC 62657-2
- [6] VDI/VDE: Funkgestützte Kommunikation in der Automatisierungstechnik, VDI/VDE Richtlinie 2185, Blatt 1
- [7] André Gnad, Marko Krätzig, Lutz Rauchhaupt, Spiro Trikaliotis, "Relevant Influences in Wireless Automation", 7th IEEE International Workshop on Factory Communication Systems, COMMUNICATION in AUTOMATION (WFCS 2008), May 20-23, 2008, Dresden, Germany, In: Proceedings, Pages ISBN: 978-1-4244-2350-7, CD
- [8] EN: Industrielle Kommunikationsnetze - Profile – Teil 3: Funktional sichere Übertragung bei Feldbussen – Allgemeine Regeln und Profilstellungen, IEC 61784-3-3:2016
- [9] VDI/VDE- Guideline 2185 Part 1 "Radio-based Communication in industrial automation", September 2007

Ansatz der Topologiegestaltung zur gezielten Nutzung von Eigenschwingzuständen für die Sensorapplikation

Dipl.-Ing. Wolfgang König¹⁾, Univ.-Prof. Dr.-Ing. Hans-Christian Möhring²⁾

¹⁾Institut für Fertigungstechnik und Qualitätssicherung, Otto-von-Guericke Universität Magdeburg, Deutschland,

wolfgang.koenig@ovgu.de, 0049 391 67-57128

²⁾Institut für Werkzeugmaschinen, Universität Stuttgart, Deutschland,

hc.moehring@ifw.uni-stuttgart.de, 0049 711 685-83773

Zusammenfassung

Die bei dynamischen Prozessen an mechanischen Strukturen auftretenden Eigenschwingungszustände sind in der Praxis zumeist unerwünscht, da die hiermit einhergehenden, durch den jeweiligen Prozess gespeisten Schwingungen, zu Prozess-/Funktionsbeeinträchtigungen führen.

Im Allgemeinen kann die Konvertierung von Prozessenergie in Formänderungsenergie mit technischen und konstruktiven Mitteln eingeschränkt, jedoch nicht völlig verhindert werden. Die im konkreten Fall auftretenden plastischen Verformungen, wie beispielsweise an Lagern über ihre Lebenszeit oder an Tragwerken unter schwellender und wechselnder Dauerbelastung, verändern dabei das dynamische Verhalten der Systementität, lokal und darüber hinaus global. In Abhängigkeit von den charakteristischen Werkstoffeigenschaften sowie den mechanischen Eigenschaften der Entität und der Art der Anregung verändert sich die physikalische, detektierbare Signatur transienter elastischer Verformungen.

Es wird anhand einfacher mechanischer Strukturen aufgezeigt, wie Systeme aus der Betrachtung atomarer Schwingungszustände übergehend auf generalisierte partielle Differentialgleichungen gezielt modifiziert werden können, um (Eigen-)Schwingungszustände hervorzurufen und zu lokalen Ausprägungen zu bringen, damit die mit ihnen einhergehende Schwingungs-(Formänderungs-) Energie sensorisch erfasst werden kann.

Im Detail wird gezeigt, dass die durch einen Surface-Transducer in die Struktur eingebrachte Prozessenergie in einer frequenzabhängigen lokal fokussierten Verstärkung im formänderungsenergieproportionalen Schwingverhalten resultiert. Darüber hinaus wird eine Abhängigkeit des Verstärkungseffektes von der Viskosität des eingesetzten Elastomers aufgezeigt.

Ausgehend von den gewonnenen Ergebnissen wird ein Resümee gezogen. Hierbei wird u.a. eine Analogie zwischen elektronischen und den „hier erzeugten“ mechanischen Filtern angestellt, sowie ein perspektivischer Ausblick für den Einsatz dieser zur strukturintegrierten Messdatenerfassung in Werkzeugmaschinen und allgemein transient belasteter mechanischer Strukturen gegeben.

Schlüsselwörter: Zustandsüberwachung, Prozessüberwachung, Strukturdynamik

1. Einleitung

Das Betreiben von Werkzeug- und anderen Maschinen sowie die Durchführung von praktischen diagnostischen Messungen, an diesen, können herausfordernde Aufgaben sein. Schwingungen mit praktisch relevanten Amplituden entstehen zum Teil ungewollt, durch den Arbeits-/Bearbeitungsprozess selbst und durch den Betrieb von Nebenaggregaten; aber auch durch das dynamische Verhalten weiterer unterschiedlicher Maschinenkomponenten.

Für den Werkzeugmaschinenbau, wie auch andere Bereiche des Maschinenbaus bedeutet dieses inhärente Verhalten, dass es in den Entwurfsprozess und die Auslegung von Maschinen mit einbezogen werden muss, und darüber hinaus eine für deren Betrieb notwendige Kenntnis darstellt. So ist Wissen über die Ursachen, das Entstehen und die Ausbereitung von Schwingungen insbesondere auch in der zerspanenden Fertigung vom signifikanten Interesse; da anhand von sensorischen Messungen beispielsweise Aussagen über den Verschleißzustand von Werkzeugen, aber auch die Prozessstabilität eines Bearbeitungsvorgangs abgeleitet werden können.

Als etablierte Sensorik zur Erfassung von Schwingungen und Schwingungsursachen, haben sich dabei zur Detektion der transienten Größen Abstand, Geschwindigkeit und Beschleunigung; die durch Integration bzw. Differentiation auseinander hervorgehen, Wirbelstromsensoren, kapazitiven Sensoren, Laserinterferometer, resistive und piezoresistive Dehnungsmessstreifen (DMS), piezoelektrische Beschleunigungssensoren; aber auch piezoresistive Körper- und kapazitive Luftschallmikrofone sowie *micro electronical electrical systems* (MEMS) - Sensoren entwickelt. Kräfte als Schwingungsursachen werden durch piezoelektrische Kraftmesselemente oder DMS-basierte Kraftmessdosen aufgenommen. [1][2][3]

Darüber hinaus werden faseroptische Sensoren oftmals in quasistatischen Fällen zur Messung von Verlängerungen zur Strukturüberwachung eingesetzt. [3]

Methodisch werden Sensoren aufgrund des Tiefpassverhaltens jeglicher Übertragungstrecke in unmittelbarer Nähe zur Quelle der zu erfassenden Größen eingesetzt; Kraftsensoren unmittelbar im Kraftfluss. Ist dies zur Wahrung der Funktionalität und Messsicherheit nicht möglich, so kann mitunter, durch eine Modell-Identifikation des Übertragungsgliedes die Signalverzerrung durch ein digitales, der Strecke inverses Filter kompensiert werden. Diese Methode lässt sich eingeschränkt von linearen auf nichtlineare Systeme übertragen. [4][5]

Oftmals ist es Ziel, mittels diagnostischen Messungen, neben Aussagen über unmittelbare, aktuelle Maschinenzustände, auch dynamische Prozesse über größere Zeithorizonte beurteilen zu können. Erfolgt die Überwachung periodisch oder dauerhaft kontinuierlich automatisiert mittels permanent applizierter bzw. integrierter Messwertaufnehmer spricht man von Structural Health Monitoring. Hierin ist eine der Messwertaufnahme nachgelagerte Messdatenakquise sowie eine automatisierte Datenauswertung inbegriffen. [2][6]

In Überschneidung hierzu befasst sich die Verschleißüberwachung auch mit aperiodischen Beobachtungen auf kleinen Zeithorizonten und über die Belange der Strukturüberwachung hinaus mit dem Einsatz flexibel positionierbarer Sensoren. So bestehen für die Beurteilung des Werkzeugverschleißes je nach betrachtetem Prozess Möglichkeiten anhand der Vermessung der Oberflächentopographie einer gefertigten Kontur Rückschlüsse auf den Schneidkantenzustand, aber auch Prozesskräfte und die Werkzeugabdrängung; [7][8][9][10][11] sowie unmittelbar direkt durch die Erfassung der Prozesskräfte nahe der Wirkstelle [12][13][14]; und indirekt über Veränderungen in den zur Prozessrealisierung nötigen Motorströme [15][16] auf den Werkzeugzustand zu schließen.

Das physikalische Grundwissen über einen Prozess ermöglicht hierauf, auf der Erfassung von Prozessinformationen aufbauend die systemtheoretische Modellbildung und die Rekonstruktion interner Zustände, die eine prozessrelevanten Charakter innerhalb der Grenzen der Modellvereinfachung gegenüber der Wirklichkeit besitzen. Weiterhin wird neben einer fundierten Stabilitätsanalyse die effiziente Steuerung beispielsweise durch die Auslegung von Vorsteuerungen, sowie die Prozessregelung möglich [17][18][19][20]. Konkret werden damit praktisch relevante Prozesscharakteristika, wie die Prozessstabilität im Sinne des dynamischen Schwingverhaltens innerhalb von Zerspanprozessen, Regenerativeffekte zugänglich, stabilisierbar und steuerbar [21][22][23].

Insbesondere die aktive Regelung des Vorschubs sowie die Steuerung und Beschränkung des Rucks seien zur generellen Vermeidung von unerwünschten Schwingungseffekten [24][25], sowie Strategien zur aktiven Gegenanregung zur selektiven Unterdrückung bestimmter Schwingungseffekte [26] erwähnt.

Über die Limitierungen von groben Modellvereinfachungen hinaus, lassen sich komplexere Wirkzusammenhänge oft nur durch partielle Differentialgleichungen beschrieben, die ihrerseits die Abhängigkeiten mehrerer physikalischer Größen in Relation zu einander setzen, aber oftmals nicht oder nur für Sonderfälle analytisch gelöst werden können. Methoden der Numerischen Mathematik überwinden das Problem der Lösungsfindung in dem sie sich den unbekannt analytischen Lösungen iterativ annähern.

Die Beschreibung von Schwingungserscheinungen können so in einfachen Fällen durch die homogene Wellengleichung oder die Helmholtz-Gleichung, zweier partieller Differentialgleichungen zweiter Ordnung, bestimmt werden. In Abhängigkeit von der jeweiligen Problemstellung können unter der Annahme von Rand- und Anfangsbedingungen mit Hilfe von Finite Elemente Methoden (FEM) softwarebasiert physikalische sowie ingenieurtechnische Aufgaben, näherungsweise realitätsnah gelöst werden. Dies stellt eine wesentliche Basis für die Beschreibung von Schwingungen, sowie die Modellbildung und der darauf fußenden Steuerungs- und Regelungsstrategien, für das Prozessverständnis in und an Werkzeugmaschinen dar.

Die aufgezeigte praktische Relevanz von mechanischen Schwingungen für den Werkzeugmaschinenbau wird im Weiteren unter dem Blickwinkel der Strukturmechanik betrachtet. Die Modifizierbarkeit der Ausprägung von frequenzabhängigen Eigenschwingungszuständen durch eine Variation von einfachen mechanischen Strukturen wird dabei mit dem Ziel untersucht, diese in der Form einstellen zu können, dass Dissipations- und Diffusionseffekte der durch Schwingungen übertragenen sensorseitig detektierbaren Energien minimiert werden.

Die für Schwingungen im Atomaren und Makroskopischen elementaren physikalischen Sachverhalte werden neben den für die Datenauswertung relevanten Methoden im zweiten Kapitel grob umrissen. Die Konfiguration der durchgeführten numerischen Simulationen wird im Folgekapitel behandelt. Die Beschreibung des Aufbaus sowie die Rahmenbedingungen des praktischen Experiments zur Validierung der Simulationsergebnisse werden in Kapitel 4 beschrieben. Kapitel 5 behandelt die Gegenüberstellung und Diskussion von Simulationsergebnissen und praktischem Experiment. Abschließend wird in Kapitel 6 ein Ausblick über die Relevanz und Anwendbarkeit der gefundenen Resultate für den Bereich des Werkzeugmaschinenbaus gegeben.

2. Grundlagen

Die Ursachen für Schwingungserscheinungen sind vielfältig und können je nach betrachtetem Prozess eine multivariante Erscheinung besitzen. Jedoch liegt ihnen allen ein gemeinsames physikalisches Verhalten zu Grunde. Dieses soll nachfolgend kurz skizziert werden.

2.1 Atomare Schwingungen

Schwingungserscheinungen respektive Schwingungen sind jeglicher Materie inhärent. Betrachtet man die Ursachen hierfür auf der Ebene des ingenieurtechnisch weitestgehend noch Zugänglichen, der atomaren Größenskala, befindet man sich im Feld der Festkörperphysik. In diesem lassen sich Schwingungen als Stöße, bzw. die Weitergabe von Energieportionen zwischen benachbarten Atomen und Molekülen, insbesondere in idealisierten Atom-Kristallgittern und komplexen Quasikristallanordnungen betrachten. In Abhängigkeit von den Bindungsarten benachbarter Atome untereinander lassen sich die Wechselwirkungen durch vereinfachter Feder-Masse-Ersatzmodelle (Oszillatorketten) beschreiben. Die Federelemente können hierbei im Allgemeinen nicht als ideal hook'sch angesehen werden, sondern repräsentieren die nichtlinearen energetischen Bedingungen und Wechselwirkungen zwischen den Atomen und auch über nächste Nachbarn hinweg [27][28][29]. Im Sinne einer Störungsrechnung können diese konventionell die schwachen interatomar wirkenden Van-der-Waals-Kräfte abbilden, die in sich durch quantenmechanische Ansätze beschrieben werden können [28][29]. In weiterer Näherung beschreiben ionische, kovalente und metallische Bindungen die energetischen Beziehungen in Festkörpern jedoch realitätsnäher.

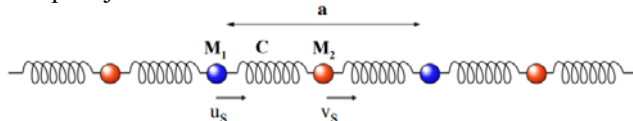


Abbildung 1: Eindimensionale Kette mit zwei Atomen je Einheitszelle

Gemäß diesen Betrachtungen lassen sich Festkörper atomar wie Abbildung 1 dargestellt zu Ketten und Netzwerken abstrahieren. Innerhalb derer ist die Bewegung eines Atoms der Masse M_1 mit einer Geschwindigkeit u_s über eine Kraftwirkung, vermittelt durch eine Feder mit der nichtlinearen Steifigkeitsfunktion C mit

einer Geschwindigkeit v_s eines Nachbaratoms der Masse M_2 in einer Entfernung von $\frac{a}{2}$ verbunden.

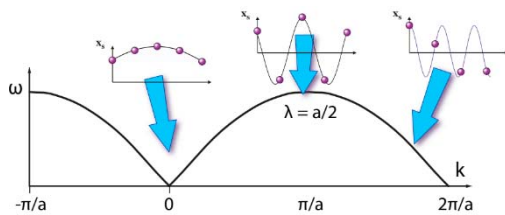


Abbildung 2: Dispersion der ein-dimensionalen Kette

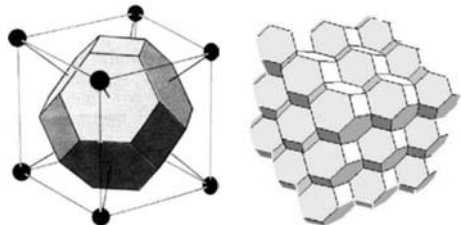


Abbildung 3: Wigner-Seitz Einheitszelle

Kristallstruktur und deren Orientierung ersichtlich.

Die anisotrope Ausprägung der auf ein Werkstück bezogenen globalen Moden ist unter anderem darin begründet. Nanoskopisch anisotropes Verhalten geht aufgrund der entropiebedingten chaotischen Organisation in makroskopischen Maßstäben in isotropes Verhalten über. [28][29][30][31][32][33]

Durch derartige Modelle lassen sich aufbauend auf der klassischen Mechanik Kräftebilanzen aufstellen und die Eigenfrequenzen λ_i der Federschwingermodelle berechnen. Unter Einbeziehung des Wellenvektors \vec{k} ergeben sich damit die Eigenmoden sowie die Dispersionsrelation der Kette. In Abbildung 2 ist diese für eine Kette aus einatomigen Einheitszellen grafisch dargestellt.

Da sich in Materialien, wie sie in der Natur vorkommen, wie Beispielsweise metallischen Legierungen komplexe Atomgruppen zu periodisch (vergl. Abb. 3) und nichtperiodisch angeordneten Einheitszellen organisieren, bilden sich vielgestaltige Dispersionsrelationen mit mehreren Relationsbändern aus, die die sich ergebenden Schwingungsmoden beschreiben. Exemplarisch hierfür ist in Abbildung 4 die Dispersion in reinem Kupfer dargestellt.

Hierin ist die Abhängigkeit der Dispersion von der

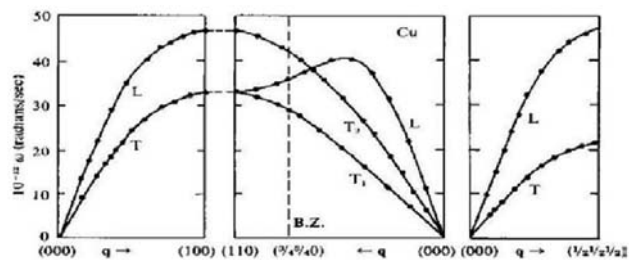


Abbildung 4: Dispersion in Kupfer

2.2 Generalisierte makroskopische Beschreibung

Ausgehend von der atomaren Betrachtung ist eine wirklichkeitsgetreue Modellierung nur mit hohem Aufwand und unter Verwendung spezieller Software möglich, die die physikalischen Grundlagen hinreichend genau abbildet. Hierauf wird in den einleitenden Worten zu Kapitel 3 näher eingegangen.

Um hohen numerischen Aufwand für die Simulation und den Computergestützten Entwurf von Strukturen zu vermeiden, bietet es sich an, auf FEM-Software zurückzugreifen, die die relevanten physikalischen Sachverhalte im makroskopischen beschreibenden partiellen Differentialgleichungen lösen.

Aus der Betrachtung von Inkrementen kontinuierlicher harmonisch schwingender Systeme kann die Wellengleichung hergeleitet werden [34][35]. In der homogenen Form besitzt diese als Anfangswertproblem formuliert die folgende Gestalt:

$$\begin{aligned} c^2 \Delta u(x, t) &= u_{tt}(x, t) \\ u(0, x) &= f(x) \\ u_t(0, x) &= g(x) \end{aligned} \quad \text{mit } x \in \mathbb{R}^3, t > 0 \quad (1)$$

Wobei das Funktional u die Ausprägung eines Druck- oder Geschwindigkeitsfeldes darstellen kann; c die Ausbreitungsgeschwindigkeit, x eine verallgemeinerte Ortskoordinate und t die Zeit innerhalb der Wellengleichung sind. Die Funktionale $f(x)$ und $g(x)$ stellen die jeweiligen Anfangsbedingungen dar. Problemformulierungen als Randwertprobleme oder Anfangswert-Randwertprobleme mit geeigneten Randbedingungen auf einem beschränkten Gebiet Ω , wobei $\Omega \in \mathbb{R}^3$, sind ebenfalls möglich. Unter der Annahme einer harmonischen Zeitabhängigkeit geht durch die Trennung der Veränderlichen hieraus die Helmholtzgleichung hervor:

$$\nabla^2 u(x, t) + \bar{k}^2 u(x, t) = 0 \quad (2)$$

Hierin ist der Wellenvektor \bar{k} an das Potentialfeld u gekoppelt. Dies stellt die Basis für eine effiziente Berechnung von materiegebundenen Wellen in isotropen Medien dar. [35][36]

3. Simulation

Analytische und numerische Simulationen dienen im Allgemeinen der prädiktiven Gestaltung von Strukturen und der Analyse von Ausprägungen physikalischer Größen. Unter den Gesichtspunkten des Entwurfs validierbarer Experimente, der einfachen Herstellbarkeit der dazu notwendigen Objekte und der Applizierbarkeit von Sensoren wurden unter Fragestellungen zum Entwurf von schwingungsführender Strukturen neben den bereits dargelegten Aspekten im Vorfeld dieser Arbeit elektromagnetische, (luft-)akustische und optische Metamaterialien, [37][38][39][40][41][42][43][44] sowie die zur Modellierung eingesetzten Software-Produkte betrachtet.

Die Programme *LAMMPS*, *microMegas*, *Abinit*, *CP2K*, *OVITO*, *ParaView* aber auch *PHONON Software* und *Project Chrono* können unter Anderem je nach Zielstellung für quantenmechanische bzw. atomare Modellsimulationen in Frage kommen. Da problemspezifisch teilweise hohe Anforderungen an den Rechenaufwand und die eingesetzte Technik bestehen, ist es oft zweckmäßig numerische Probleme auf verteilten Systemen zu lösen. Hierfür kann zum Beispiel das freie Programm *BOINC* (Berkeley Open Infrastructure for Network Computing) zum Einsatz kommen; dass es ermöglicht Rechenaufgaben systemunabhängig auf eine Vielzahl von Computern aufzuteilen und simultan zu lösen [45]. Moderne Softwarelösungen mit Serverfunktionen bieten ähnliche Funktionalität an [46].

Aufgrund der Rahmenbedingungen wurde für die Durchführungen der Simulationen jedoch auf FEM-Software zurückgegriffen. Die Software *COMSOL Multiphysics* in der Version 5.1 wurde konkret zusammen mit der Software *Mathworks MATLAB* in der Version R2015a eingesetzt (vergl. Abbildung 5).

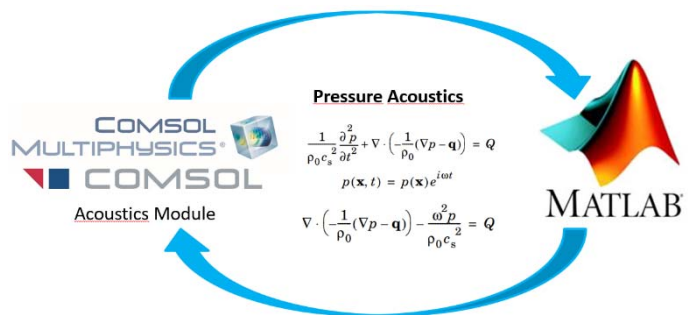


Abbildung 5: Software-Zyklus

3.1 Das Simulationsmodell

Zur Untersuchung der Ausbreitung von Schwingungen in Festkörpern wurde das Akustikmodul (Druckakustik) in *COMSOL Multiphysics* verwendet. Dieses wurde über eine Softwarekopplung aus *Mathworks MATLAB* angesprochen und parametrisiert. Hierbei wurden ausgehend von einer zweidimensionalen Näherung, in einer ersten Versuchsreihe zufallsinitialisiert und in einer zweiten Versuchsreihe unter Verwendung eines Simulated Annealing Algorithmuses, in einen Grundkörper Defekte in Form von Fremdmaterialien eingebracht (vergl. Abbildung 6). Stirnseitig wurde in die Simulationskörper eine sinusförmige transiente Druckfront mit einer Amplitude von 1kPa eingeleitet. Dabei wurde der Grundkörper als an den Flanken fest eingespannt angenommen. Dies ist in Abbildung 7 dargestellt.

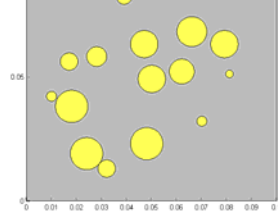


Abbildung 6: Zwei-dimensionaler Grundkörper mit zufällig initialisierten Defekten

Bei der Materialauswahl wurden diverse Material-kombinationen von metallischen Werkstoffen in der Simulation erprobt. Für das Defektmaterial wurden zudem Elastomere wie Gummi, Nylon und Silikon untersucht. Defektdurchmesser liegen in einer Größenordnung von Millimetern.

Auf den so erzeugten und im weiteren dreidimensional simulierten Strukturen wurde ein Optimum auf einem Kostenfunktional mit dem Ziel bestimmt, die Beschleunigungen auf der, zur schwingungseinleitenden Front abgelegenen Seite frequenzabhängig zu maximieren.

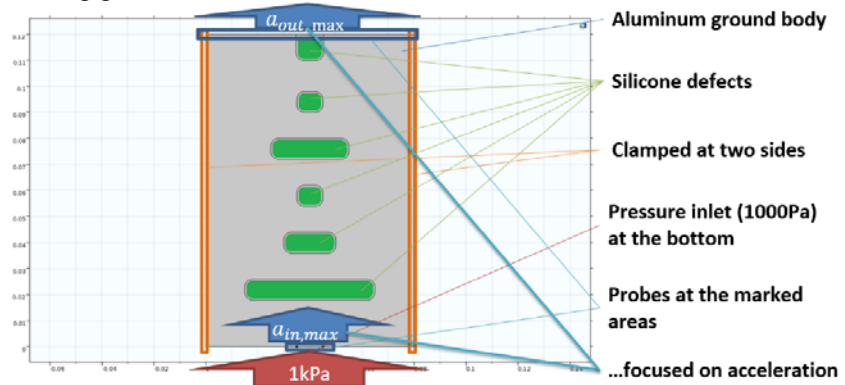


Abbildung 7: Schematische Darstellung des zweidimensionalen Grundkörpers, der Defekte (grün), der Randbedingungen (orange/rot), sowie der Sensorpositionen (blau)

4. Experimentelle Validierung

Der im experimentellen Teil verwendete Aufbau entspricht weitestgehend den, in der Simulation festgelegten Bedingungen. Experimentell wurden drei unterschiedliche Körper untersucht: ein nicht modifizierter Grundkörper, ein Versuchskörper mit Defekten, die durch Luft ausgefüllt wurden und ein Versuchskörper mit Defekten, die durch Silikon ausgefüllt wurden. Zusätzlich wurde eine Untersuchung und Vermessung an dem mit Silikondefekten modifizierten Versuchskörper vorgenommen, bei der der Sensornahe Defekt durch Luft gefüllt wurde, um Oberflächeneffekte auszuschließen.

Der wesentlichste Unterschied im Experimentaltail besteht in der Systemanregung, die aus praktischen Gründen über einen Surface-Transducer realisiert wurde, und nicht über die gesamte Stirnfläche stattfand, sondern nur über etwa 50% dieser. Zudem konnten keine gezielten Drücke beaufschlagt werden. Stattdessen wurde ein zu den maximalen Stellamplituden konstanter Energieeintrag von 10 Watt über den Surface-Transducer gewährleistet.



Abbildung 8: Versuchskörper: links - nicht modifiziert; rechts - modifiziertes

Die Beschleunigungsmessungen wurden über drei piezobasierte Beschleunigungssensoren vom Typ PCB-352A60 punktuell realisiert. Die Positionierung erfolgte unter den Versuchskörpern gleichbleibend, wie es in Abbildung 8 dargestellt ist.

Die Versuchskörper wurden für die experimentellen Untersuchungen beidseitig an den Flanken mit Hilfe eines Schraubstockes fest eingespannt (vergl. Abb. 8 links).

Die Systemanregung erfolgte über ein von 50Hz bis zu 23KHz bzw. 30kHz in 50Hz-Schritten. Die Messdatenaufnahme erfolgte über die Software *Mathworks MATLAB*.

5. Gegenüberstellung und Diskussion

Die in den numerischen Simulationen der mit Silikon ausgefüllten Defekte im Versuchskörper gefundenen Ergebnisse zeigen, dass es in Abhängigkeit von der Anregungsfrequenz lokale Bereiche gibt, in denen die auftretenden maximalen Beschleunigungswerte im Versuchskörper selbst, aber auch am Auslass die an der Anregungsstelle auftretenden Beschleunigungen stark übersteigen. In Abbildung 9 ist dies visualisiert.

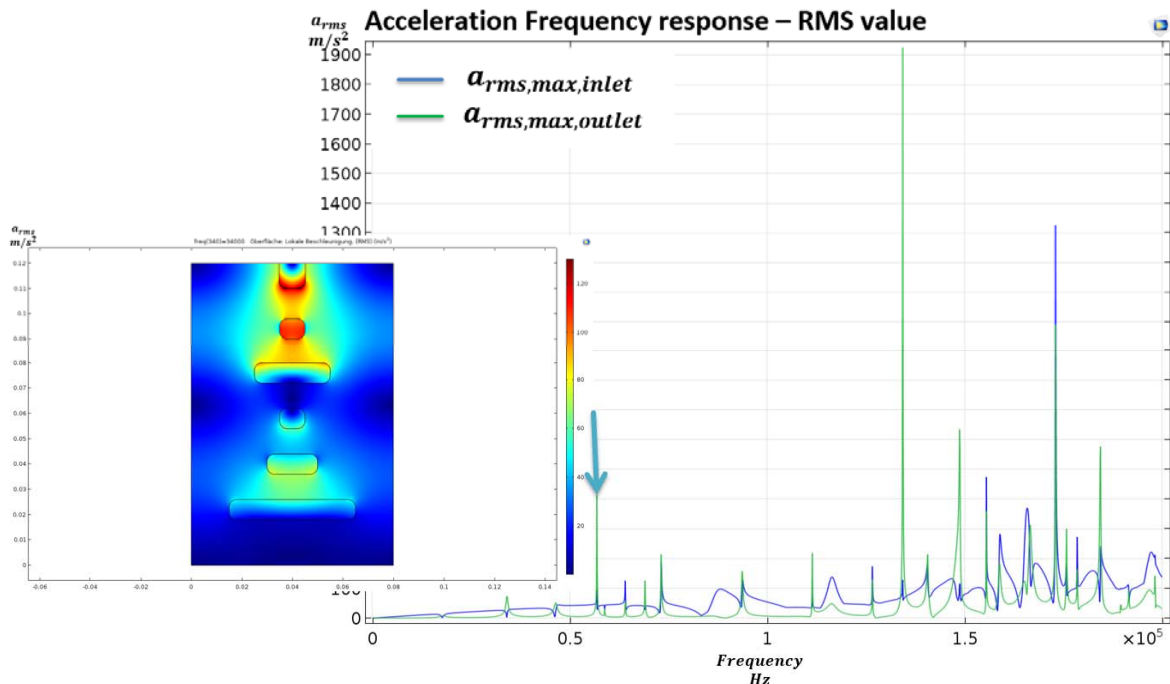


Abbildung 9: Simulationsergebnisse: RMS-Beschleunigungswerte auf der optimierten Topologie

In den praktischen Experimenten konnten ähnliche Erscheinungen hierzu gefunden werden. Auf Grund der Anregung durch den Surface-Transducer, und einer fehlenden Beschleunigungsmessung im Anregungsbereich, werden diese nur durch den unmittelbaren Vergleich zwischen den Messungen am nicht modifizierten Grundkörper und den Messungen am mit Silikondefekten modifizierten Versuchskörper ersichtlich. Die zugehörigen Messergebnisse sind in Abbildung 10 zu sehen.

Die im weiteren dargestellten Messergebnisse beziehen sich jeweils auf den mittig positionierten Sensor (vergl. Abb. 8). Messungen, die durch die seitlich positionierten Sensoren aufgenommen wurden, sind unabhängig vom Versuchskörper generell mit den Messergebnissen im mittleren Messpunkt des Grundkörpers vergleichbar (vergl. Abb. 10 links).

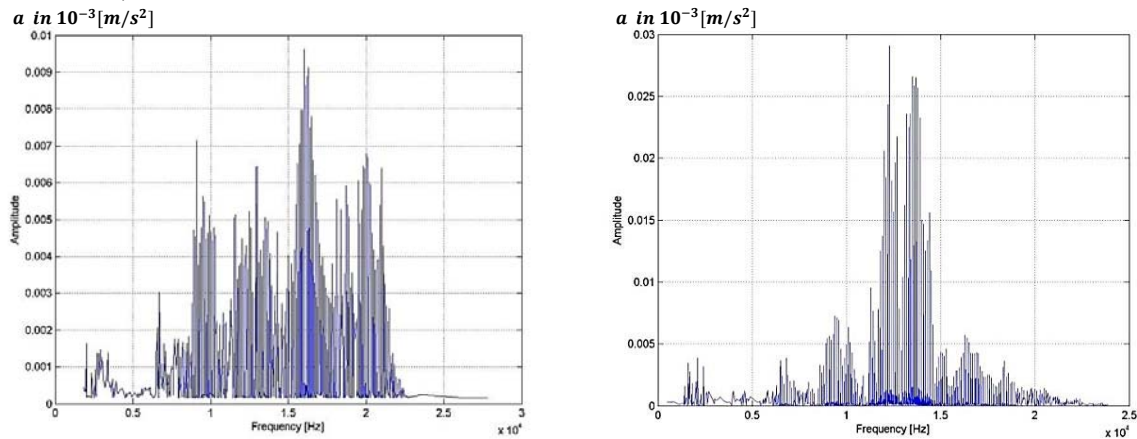


Abbildung 10: Referenzmessung - Frequenzabhängiges Beschleunigungsverhalten im mittleren Messpunkt: links – Grundkörper; rechts – modifizierter Versuchskörper (3 Tage Aushärtungszeit)

Es kommt am modifizierten Versuchskörper zwischen 11,5kHz und 14,5kHz zu einem relativ breitbandigen Anstieg der Beschleunigungsamplituden. Dieser übersteigt die in der Referenzmessung am Grundkörper zwischen 15kHz und 18kHz auftretenden Maxima näherungsweise um den Faktor 3. Weiterhin ist zu erkennen, dass die Beschleunigungsamplituden auf dem modifizierten Versuchskörper im Frequenzbereich zwischen 15kHz und 18kHz gegenüber den am Grundkörper gemessen leicht abfallen.

Der modifizierte Versuchskörper kann in Analogie zu elektronischen Filtern als Bandpass interpretiert werden. Durch diesen ist eine erhöhte Transmission in einem 3kHz breiten Band gegeben.

Anhand einer Vergleichsmessung, bei der der sensornaher Defekt durch Luft ausgefüllt wurde, konnten Oberflächeneffekte als Ursache für das gefundene Verhalten ausgeschlossen werden.

Weiterhin konnte in einer Vergleichsmessung unter dem Fokus auf dem Aushärtungsverhalten des eingesetzten Silikon-Defektmaterials ein tendenzieller Zusammenhang zwischen dem Transmissionsverhalten und der Viskosität gefunden werden. Dieses ist in Abbildung 11 dargestellt und in Verbindung mit Darstellung in Abbildung 10, rechts zu sehen.

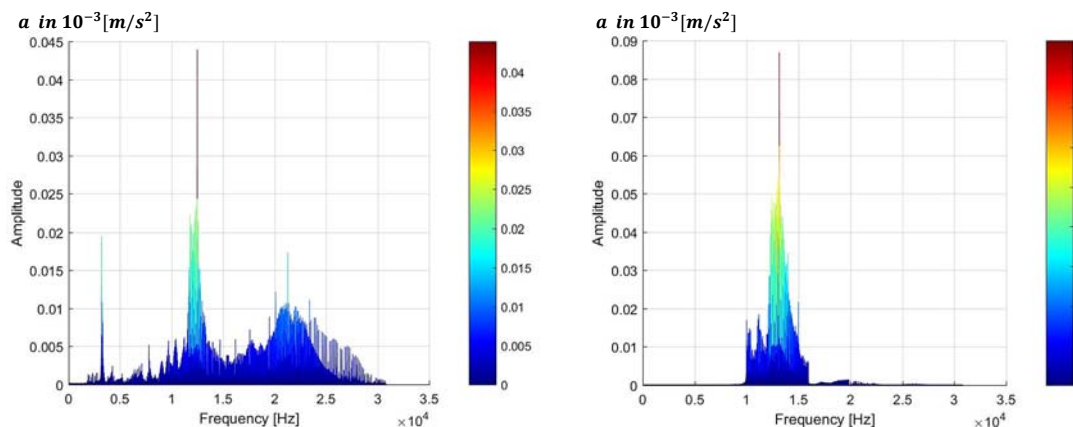


Abbildung 11: Frequenzabhängiges Schwingverhalten im mittleren Messpunkt: links – modifizierter Grundkörper nach 12h Aushärtungszeit; rechts – modifizierter Grundkörper nach 4h Aushärtungszeit - bei eingeschränkter Messung auf dem Band von 10 kHz – 15kHz

Der Versuchskörper mit dem nach dem Ausspritzen der Defektstellen formstabil gewordene niederviskose Silikon-Modifikation besitzt demnach, im Frequenzbereich von 10,5kHz bis 14,5kHz, ein, gegenüber dem Grundkörper um den Faktor 9 höheres Transmissionsverhalten. Die Aushärtungszeit für den Ablauf der chemischen Polymerbildungsreaktionen im Silikon betrug hier ca. 4h. Eine erneute Messung nach 12h Aushärtungszeit, bei einer damit einhergehenden erhöhten Viskosität, zeigte dem gegenüber ein um den Faktor 4,5 höheres Transmissionsverhalten; bis hin zu einer maximalen Viskosität bei voller Aushärtung des Silikons nach einer Aushärtungszeit von 24-36h, bei der sich das bereits erwähnte dreimal höhere Transmissionsverhalten, jeweils gegenüber der Referenzmessung auf dem Grundkörper, einstellte.

Eine Interpretation des festgestellten Verhaltens im Sinne von Eigenmoden konnte nicht belastbar durchgeführt werden; da sich das stark nichtlinear in Simulationen literarisiert multimodal erscheinende Materialverhalten des Silikons nicht mit den Erscheinungen an der Versuchsanordnung im praktischen Experiment abgleichen ließ. Als Hauptgrund hierfür ist die Modenkopplung zwischen Schraubstock und Versuchskörper zu sehen, die eine isolierte Betrachtung unmöglich machte. [47][48]

Darüber hinaus ist hierin neben den in der Simulation gewählten Materialkennzahlen, die das reale Materialverhalten nur näherungsweise beschreiben, eine Ursache für die großen Unterschiede zwischen Simulation und Wirklichkeit zu sehen. Andere Ursachen für Abweichungen sind in der Vernachlässigung weiterer auftretender physikalischer Sachverhalten seitens der Simulation zu sehen. So findet beispielsweise der Einfluss der Temperatur und Luftfeuchtigkeit auf das Aushärtungsverhalten und die Viskosität des eingesetzten Defektmaterials, Silikon, keine Berücksichtigung in den Simulationen. Dies betrifft ebenso die Grenzschichtigenschaften und deren Auswirkungen auf die Ausbreitung der Schwingungen in Festkörpern.

6. Ausblick

Es wurde gezeigt, dass Anhand vereinfachter Simulation Strukturen und Materialkombinationen bestimmt werden können, mit deren Hilfe das Schwingungsverhalten, und damit das Übertragungsverhalten von Schwingungsenergien gezielt beeinflusst werden kann. Für Werkzeugmaschinen ergeben sich somit Freiheitsgrade im Entwurf, besonders für Maschinenständer und soliden Strukturen, über die es perspektivisch möglich wird, frequenzabhängig ein Maximum an Informationen von einer Wirkstelle zu einem integrierten Sensor zu übertragen.

Weitere Untersuchungen sollten sich, unter anderem mit dem Einsatz äquivalenter Strukturen hinsichtlich der Eignung zur Verbesserung der Detektierbarkeit von relevanten Prozesscharakteristika widmen.

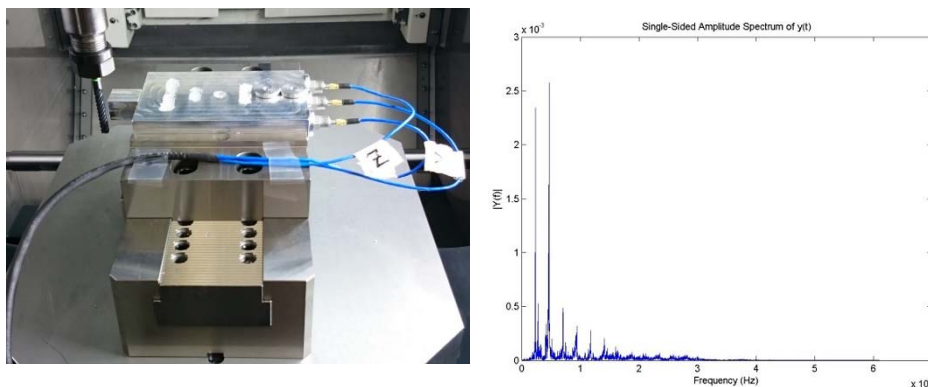


Abbildung 12: Einsatz des bestimmten Versuchskörpers als „Linse“ für Prozessschwingungen innerhalb eines Zerspanprozesses.

Insbesondere der Zusammenhang zwischen der Viskosität des Defektmaterials und dem Transmissionsverhalten hinsichtlich Schwingungen sollte weiter untersucht werden. Denkbare hierfür wäre der Einsatz unterschiedlichster Elastomere sowie von niederviskosen Silikonölen in gekapselten Bereichen.

Eine Isolierung und genaue Untersuchung der Umgebungsbedingungen auf den Prozess ist erforderlich.

Vorausschauend wird mit Materialmodifikationen, auf kleineren als den hier genutzten Größenskalen, eine Gestaltung von anisotropem Materialverhalten möglich. Es ist davon auszugehen, dass damit die Gestaltung von körperschallakustischen Metamaterialien mit negativen Brechungsindizes zur Gestaltung von

Fokussierungseffekte, Frequenz- und Pass-Filtern, und weiteren intelligenten Materialien, vergleichbar zu Entwicklungen im Bereich der Optik [37][38][39], möglich wird.

Literaturverzeichnis

- [1] Otto, A.; Radons, G.: Stability analysis of machine-tool vibrations in the frequency domain, International Federation of Automatic Control, IFAC-PapersOnLine Volume 48, Issue 12, Pages 328-333 (2015)
- [2] DIN ISO 17359:2011-09: Condition monitoring and diagnostics of machines
- [3] Iniewski, K.: Smart Sensors for Industrial Applications, CRC-Press, March 29, 2017, ISBN 9781138077645
- [4] Friedman, A.: IMA Volumes in Mathematics and Its Applications book series (IMA,): Mathematics in Industrial Problems: Dynamic Inversion and Control of Nonlinear Systems, Volume 16, 1988, Pages 114-120
- [5] Proakis, J. G.; Manolakis, D. G.: Digital Signal Processing: Principles, Algorithms, and Applications; Pearson; 4 edition, 2006; ISBN-10: 0131873741
- [6] Soh, C.-K.; Yang, Y.; Bhalla, S.: Smart Materials in Structural Health Monitoring, Control and Biomechanics; Springer; 2012; edition 2012; ISBN-10: 3642244629
- [7] Poulachona, G.; Outeiroa, J.; Ramirez, C.; Andréa, V.; Abrivard, G.: Hole Surface Topography and Tool Wear in CFRP Drilling, Procedia CIRP Volume 45, 2016, Pages 35-38
- [8] Arizmendi, M.; Campa, F. J.; Fernandez, J.; López de Lacalle, L. N.; Gil, A.; Bilbao, E.; Veiga, F.; Lamikiz, A.: Model for surface topography prediction in peripheral milling considering tool vibration. CIRP Annals Manufacturing Technology, 2009, Volume 58; pp 93–96
- [9] Khamel, S.; Ouelaa, N.; Bouacha, K.: Analysis and prediction of tool wear, surface roughness and cutting forces in hard turning with CBN tool; Journal of Mechanical Science and Technology, November 2012, Volume 26, Issue 11, pp 3605–3616
- [10] Babil Oliaei, S. N.; Karpat, Y.: Influence of tool wear on machining forces and tool deflections during micro milling; The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, June 2016, Volume 84, Issue 9–12, pp 1963–1980
- [11] Sadik, M. I.: Wear Development and Cutting Forces on Cbn Cutting Tool in Hard Part Turning of Different Hardened Steels; Procedia CIRP; Volume 1, 2012, Pages 232-237
- [12] Hosokawa, A.; Hirose, N.; Ueda, T.; Furumoto, T.: High-quality machining of CFRP with high helix end mill; CIRP Annals, STC C, 63/1/2014, P.89
- [13] Hood, R.; Soo, S. L.; Sage, C.; Carcass, P.: High speed end milling of a zirconium alloy, CIRP Annals; STC C, 64/1/2015, P.105
- [14] Kersting, P.; Joliet, R.; Kansteiner, M.; Weinert K.: Modeling and simulative analysis of the micro-finishing process; CIRP Anals STC G, Volume 64/1/2015, P.321
- [15] Li, X.: Real-time tool wear condition monitoring in turning; International Journal of Production Research; 2001; Volume 39, No.5, pp 981-992
- [16] Khajavi, M. N.; Nasernia, E.; Rostaghi, M.: Milling tool wear diagnosis by feed motor current signal using an artificial neural network; Journal of Mechanical Science and Technology November 2016, Volume 30, Issue 11, pp 4869–4875

- [17] Lunze, J.: Regelungstechnik 1: Systemtheoretische Grundlagen, Analyse und Entwurf einschleifiger Regelungen; Springer Berlin Heidelberg; 6 edition 2007; 2007; ISBN-10: 3540707905
- [18] Unbehauen, R.: Systemtheorie 1; Oldenbourg; 8 Reprint edition 2002, 2002; ISBN-10: 3486259997
- [19] Unbehauen, R.: Systemtheorie 2; De Gruyter Oldenbourg, 1998; ISBN-10: 3486240234
- [20] Altintas, Y.: Manufacturing Automation: Metal Cutting Mechanics, Machine Tool Vibrations, and CNC Design. Cambridge University Press. 2012
- [21] Tlustý, J.; Zaton, W.; Ismail, F.: Stability Lobes in Milling; CIRP Annals - Manufacturing Technology Volume 32, Issue 1, 1983, Pages 309-313
- [22] Altintas, Y.; Budak, E.: Analytical Prediction of Stability Lobes in Milling; CIRP Annals - Manufacturing Technology Volume 44, Issue 1, 1995, Pages 357-362
- [23] Otto, A.; Radons, G.: Stability analysis of machine-tool vibrations in the frequency domain, International Federation of Automatic Control, IFAC-PapersOnLine Volume 48, Issue 12, Pages 328-333 (2015)
- [24] Schröder, D.: Elektrische Antriebe - Regelung von Antriebssystemen (German Edition); 3. Aufl.; 2009 Edition, Springer Verlag
- [25] Erkorkmaz, K.; E. Layegh, S. E.; Lazoglu, I.; Erdinc, E.: Feedrate optimization for freeform milling considering constraints from the feed drive system and process mechanics; CIRP Annals - Manufacturing Technology Volume 62, Issue 1, 2013, Pages 395-398
- [26] Weremczuk, A.; Rusinek, R.; Warminski, J.: The Concept of Active Elimination of Vibrations in Milling Process Procedia CIRP Volume 31, 2015, Pages 82-87
- [27] Ambrosetti, A.; Ferri, N.; DiStasio Jr., N. A.; Tkatchenko, A.: Wavelike charge density fluctuations and van der Waals interactions at the nanoscale; Science 11 Mar 2016: Vol. 351, Issue 6278, pp. 1171-1176
- [28] Ashcroft, N. W.; Mermin, D. N.: Festkörperphysik; De Gruyter Oldenbourg; Auflage: 4 (1. Januar 2013)
- [29] Rösler, J.; Harders, H.; Bäker, M.: Mechanisches Verhalten der Werkstoffe; Springer Verlag, 2012
- [30] König, W.: Studienarbeit: "Modellierung des Strömungsverhaltens von Flüssigkeiten durch einen phoxonischen Kristall" Otto-von-Guericke Universität Magdeburg. Institut für Mikro- und Sensorsysteme, 2011
- [31] König, W.: Diplomarbeit: Analyse des mechanischen Verhaltens eines von Flüssigkeiten durchströmten phoxonischen Kristalls; Otto-von-Guericke Universität Magdeburg. Institut für Mikro- und Sensorsysteme 2012
- [32] Suter, D.: Skript Einführung in die Festkörperphysik, TU Dortmund, Dortmund 2015
https://e3.physik.uni-dortmund.de/~suter/Vorlesung/Festkoerperphysik_WS12/Festkoerperphysik.html
- [33] Demtröder, W.: Experimentalphysik 3: Atome, Moleküle und Festkörper; Springer Spektrum; 5 edition 2016; 2016; ISBN-10: 3662490935
- [34] Gerthsen, C.; Meschede, D.: Gerthsen Physik: Springer; 24., überarb. Aufl. 2010 edition, 2010; ISBN-10: 3642128939
- [35] Farlow, S. J.: Partial Differential Equations for Scientists and Engineers; Dover Publications; Edition: 1993; reprint; ISBN-10: 048667620X
- [36] Schiffner, G.: Optische Nachrichtentechnik: Physikalische Grundlagen, Entwicklung, moderne Elemente und Systeme: Einführung in Die Hochbitratige Optische Informationsübertragung, Vieweg+Teubner Verlag; Auflage: 2005: ISBN-10: 3519004461

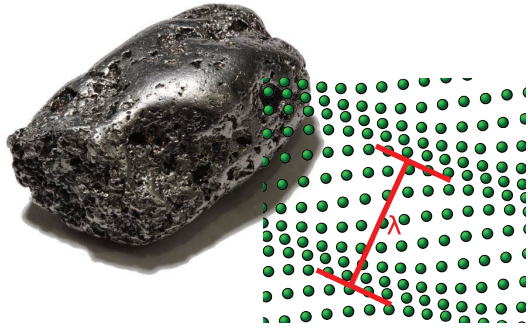
- [37] Baba, T.; Abe, H; Asatsuma, T.; Matsumoto, T.: Photonic Crystal Negative Refractive Optics; Journal of Nanoscience and Nanotechnology; Vol. 10, 1–9, 2010
- [38] Veselago, V.; Braginsky, L.; Shklover, V.; Hafner, C.: Negative Refractive Index Materials; Journal of Computational and Theoretical Nanoscience Vol.3, 1–30, 2006
- [39] Khelif, A.; Adibi, A.: Phononic Crystals: Fundamentals and Applications; Springer; 1st ed. 2016 edition; 2015; ISBN-10: 1461493927
- [40] Laude, V.: Phononic Crystals: Artificial Crystals for Sonic, Acoustic, and Elastic Waves; De Gruyter; Auflage 2015; ISBN-10: 3110302659
- [41] Brillouin, L.: Wave Propagation in Periodic Structures; Dover, Pbn. Inc. 1946
- [42] Zheludev, N. I.; Kivshar, Y. S. From metamaterials to metadevices; Nature Materials; Vol. 11, 917–924 2012
- [43] Hussein, M. I.; Leamy, M. J.; Ruzzene, M.: Dynamics of phononic materials and structures: historical origins, recent progress, and future outlook. Applied Mechanics Reviews; Vol. 66, 040802; 2014
- [44] Liu, Z. et al. Locally resonant sonic materials. Science Vol. 289, Issue 5485, 1734–1736; 2000
- [45] http://boinc.berkeley.edu/wiki/User_manual
- [46] <https://www.comsol.de/comsol-server>
- [47] Brüel und Kjaer; Begleitmaterial zur Software Pulse Labshop; 2013
- [48] Ewins, D. J.: Modal Testing : Theory, Practice and Application; Mechanical Engineering Research; Edition: 02; 2000; ISBN-10: 0863802184
- [49] Möhring, H.-C.; Brecher, C.; Abele, E.; Fleischer, J.; Bleicher, B.: Materials in machine tool structures CIRP Annals - Manufacturing Technology; Volume 64, Issue 2, 2015, Pages 725-748

Abbildungsquellenverzeichnis

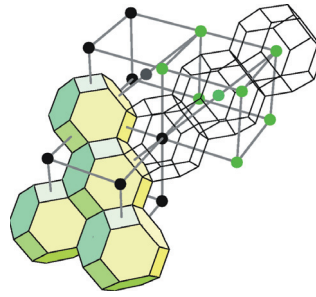
- Abbildung 13: Eindimensionale Kette mit zwei Atomen je Einheitszelle – entnommen aus [32]
- Abbildung 14: Dispersion der ein-dimensionalen Kette – entnommen aus [32]
- Abbildung 15: Wigner-Seitz Einheitszelle – entnommen aus [32]
- Abbildung 16: Dispersion in Kupfer – entnommen aus [32]



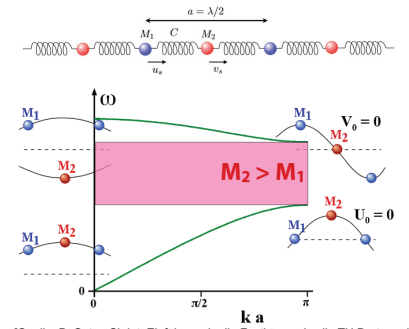
Prinzip der Schwingungen auf atomarer Basis - Phononen



[Quelle: wikipedia.org/wiki/Platin]



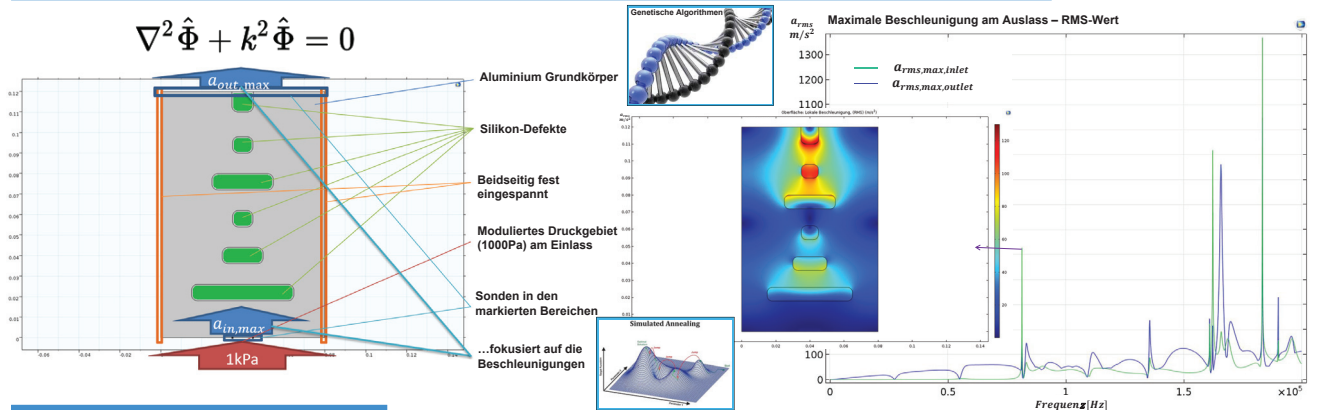
[Quelle: D. Suter: Skript: Einführung in die Festkörperphysik; TU Dortmund]



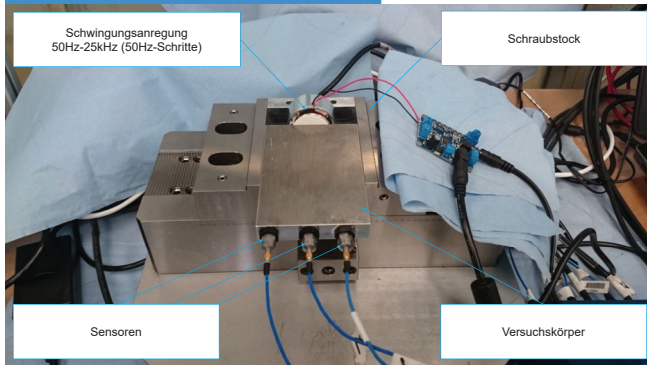
[Quelle: D. Suter: Skript: Einführung in die Festkörperphysik; TU Dortmund]

Simulation von Schwingungen auf Basis der Helmholtzgleichung

$$\nabla^2 \hat{\Phi} + k^2 \hat{\Phi} = 0$$



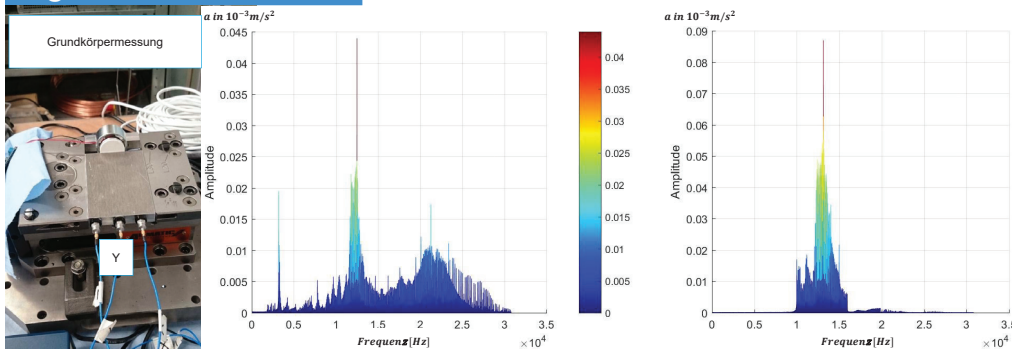
Versuchsdurchführung



Versuchsdurchführung

- Vermessung einer Referenzstruktur
- Vermessung einer gem. Simulation geschwächten Struktur
- Vermessung einer gem. Simulation modifizierten Struktur
- Untersuchung der Abhängigkeit des Übertragungsverhaltens von der Viskosität des zur Modifikation eingesetzten Elastomers

Ergebnisse und Fazit



Fazit:

- Selektive frequenzabhängige Verstärkung konnte erreicht werden
- Struktursensitivität hinsichtlich der Sensorapplikation wurde merklich erhöht
- Möglichkeiten zur gezielten Modifikation von Maschinenstrukturen wurde aufgezeigt



Institut für Fertigungstechnik und Qualitätssicherung
Lehrstuhl für Fertigungseinrichtungen, Prof. Dr.-Ing. H.-C. Möhring

Entwicklung eines neuartigen Werkzeuges für die Frässhleifbearbeitung von ebenen Flächen ohne und mit Nebenformstrukturen – Frässhleifwerkzeug

M.Sc. Andrii Zelinko ¹⁾, M.Sc. Dmytro Borysenko ¹⁾, Dr.-Ing. Thomas Emmer ¹⁾,
Prof. Dr.-Ing. habil. Prof. h.c. Dr. h.c. Bernhard Karpuschewski ¹⁾

¹⁾ Institut für Fertigungstechnik und Qualitätssicherung, Otto-von-Guericke Universität Magdeburg, Deutschland,
andrii.zelinko@ovgu.de, 0391/6757175

Zusammenfassung

Im vorliegenden Forschungsvorhaben geht es um die neuartige Kombination der Verfahren Fräsen und Schleifen innerhalb eines Werkzeuges bei der Bearbeitung von ebenen Flächen, damit hohe Werkstoffabtrag und Oberflächenqualität in einem Fertigungsschritt zu erreichen. Dieses sogenannte Kombiwerkzeug soll nicht nur die Produktivität und Oberflächenqualität erhöhen, sondern auch den Kostenaufwand durch den Einsatz einer Werkzeugmaschine statt zwei reduzieren. In diesem Manuskript werden Konstruktion und Funktionsweise des Frässhleifwerkzeuges, reales Prototyp, Nachweis des Schleifprozesses bei niedriger Schnittgeschwindigkeit, Versuche fester Hochleistungsschleifstoffe (kubisches Bohrnitrid / CBN und Diamant) und konventioneller elastischen Schleifstoffe (Aluminiumoxid und Siliziumkarbid) dargestellt. Anschließend werden die nächsten Schritte bei der Weiterentwicklung des Kombiwerkzeuges vorgestellt.

Schlüsselwörter: Frässhleifwerkzeug, Kombiwerkzeug, Planfräsen, Seitenschleifen.

1. Einleitung

Bei der Fertigungsplanung ist es immer das Ziel, die gewünschte Qualität des Werkstückes hinsichtlich Maßhaltigkeit, Ebenheit und Oberflächenqualität in der kürzesten Zeit zu erreichen. Damit werden hohe Ansprüche an die Zerspanwerkzeuge bezüglich maximaler Abtragsleistung bei zu gewährleistender Oberflächengüte in möglichst kurzer Fertigungszeit gestellt. Solche Steigerung der Anforderungen begrenzt die Anwendung von konventionellen Bearbeitungsmethoden und Werkzeugen und stellt die Notwendigkeit des Einsatzes kostenintensiver Bearbeitungszentren in den Vordergrund. Bearbeitungszentren sind Maschinen mit einem erhöhten Kostenaufwand, was einen negativen Einfluss auf das Betriebsmanagement hat. Deswegen sollen sie die Aufgaben lösen und maximal produktiv in Rahmen des Betriebes sein. Die spanabhebenden Verfahren wie Fräsen, Drehen, Bohren sind geometrisch bestimmt und kommen getrennt von den Schleifverfahren zum Einsatz. Aus diesen Gründen umfasst der Markt eine große Maschinenauswahl und Werkzeuganzahl. Der Betrieb braucht für die beiden Zerspanprozesse ganz unterschiedliche Bearbeitungsmaschinen. Diese sind sehr teuer, sowie auch das Personal, welches die Maschinen bedient. Der Transport des Werkstückes zwischen den Maschinen erhöht zudem den Zeitaufwand. Diese Gegebenheiten sind für den Betrieb unerwünscht und fördern innovative Lösungen für die Vor-/ bzw. Endbearbeitung des Werkstücks. Bei der Schruppbearbeitung von ebenen Flächen werden Fräswerkzeuge angewendet, die sich durch ein hohes Volumen des abgetragenen Materials charakterisieren. Die Schlichtbearbeitung der Planflächen wird in einem anschließenden separaten Arbeitsgang durch Schleifen auf Rt 2-10 µm realisiert. Aber unter Nutzung des Potentials moderner Bearbeitungsmaschinen erscheint der Einsatz von „Kombiwerkzeugen“ möglich. Die Forschungsarbeiten der letzten Jahre haben einen grundlegenden Beitrag zu der Entwicklung der Fräswerkzeuge auf Basis des Rundschafftsystems geleistet. Auf Basis des Rundschafftsystems wurde am IFQ der OVGU die Idee eines Frässhleifwerkzeuges entwickelt, das sich durch eine große Flexibilität, Austauschbarkeit und Eignung zur Anwendung von Methoden der dynamischen Prozessstabilisierung auszeichnet. Das Ziel ist es, mittels eines Werkzeuges und einer Prozessstufe eine Fertigbearbeitung zu realisieren. Allgemein bekannt ist, dass die konventionellen Verfahrensvarianten des Planschleifens (Tiefschleifen und Pendelschleifens) mit Schnittgeschwindigkeiten im Bereich von 10 bis 100 m/s durchgeführt werden. Für Hochleistungsschleifen kann der Wert bis zu 300 m/s steigen. In unserem Fall, während der Bearbeitung mit dem Frässhleifwerkzeug, findet die Schleifbearbeitung mit einer Schnittgeschwindigkeit von 1,5 bis 20 m/s statt.

Die erfolgreiche Durchführung der Untersuchungen und Umsetzung des Frässhleifwerkzeuges kann zu einer Revolution in der Fertigung der Oberflächen führen und die Fertigungszeit deutlich reduzieren [1].

2. Frässhleifwerkzeug

2.1 Konstruktion

Moderne Werkzeuge sind das Ergebnis umfassender theoretischer Betrachtungen und praktischer Einsatzerfahrungen. Hohe Anforderungen an das Bearbeitungsergebnis hinsichtlich Maßhaltigkeit, Ebenheit und Oberflächenqualität erfordern erhöhte Aufwendungen für die Bearbeitung. Unter Nutzung des Potentials moderner Bearbeitungsmaschinen erscheint der Einsatz von Kombiwerkzeugen möglich. Das Ziel ist es, mittels einer Prozessstufe und einem Werkzeug eine Schrubb- und Schlichtbearbeitung zu realisieren. Eine Möglichkeit stellt die Kombination des Planfräsens und des Seitenschleifens dar.

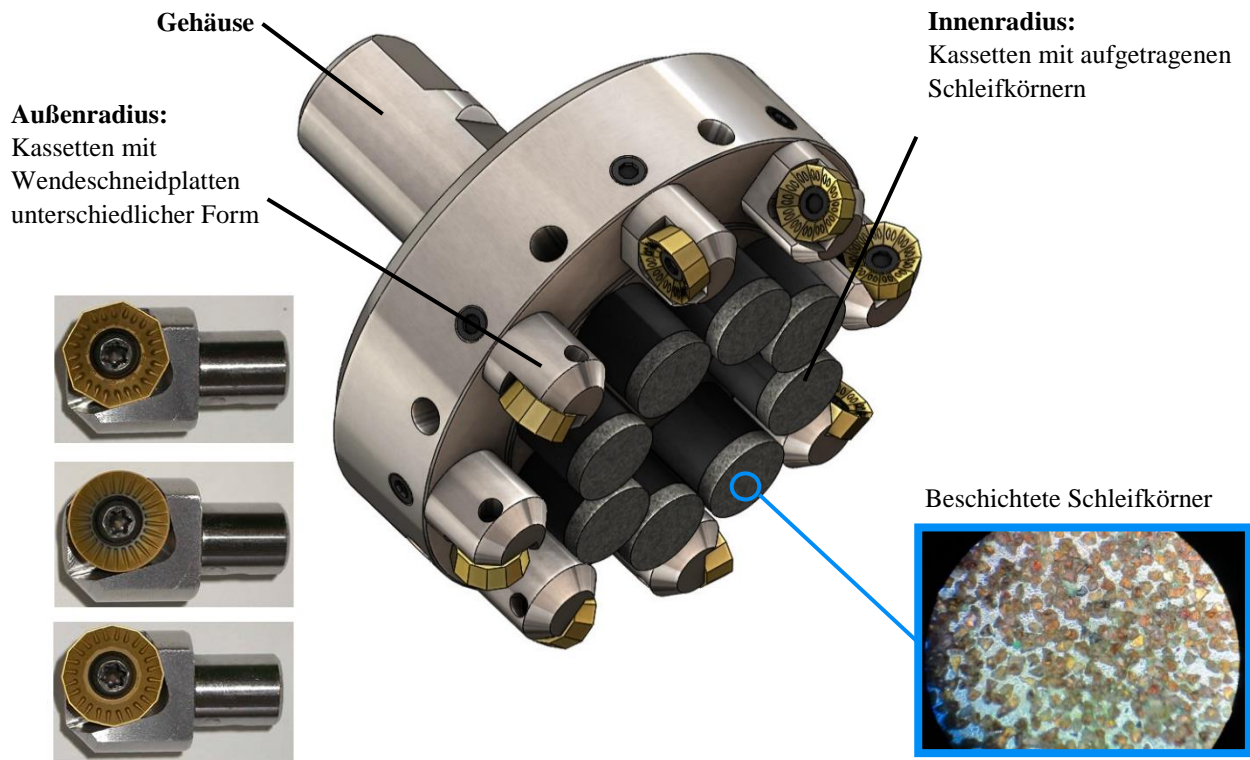


Bild 1: Aufbau des Frässhleifwerkzeuges

Ein Konzept des Kombiwerkzeuges ist an der Bild 1 dargestellt und sieht wie ein modifizierter Planfräser. Am größeren Radius werden die Kassetten mit Wendeschneidplatten und am kleineren Radius Kassetten mit aufgetragenen Schleifkörnern montiert. Alle Kassetten werden ins Gehäuse eingeschraubt. Die meisten Wendeschneidplatten sind heute aus dem Hartmetall, der in der Regel noch mehrmals beschichtet wird. Für die Beschichtung geht nicht nur typischer TiN, sondern auch CBN und Diamant in Einsatz. Als Schleifmittel werden am meisten im konventionellen Bereich Al_2O_3 (Aluminiumoxid, Korund) und SiC (Siliziumkarbid), im Hochleistungsbereich CBN und MKD/PKD (mono-/ polykristalliner Diamant) verwendet [1].

2.2 Funktionsweise

Das Prinzip der Frässhleifbearbeitung ist im Bild 2 dargestellt. Die erste Konstruktion wurde für den kleinen Planfräser (im Vergleich zu 500 mm Industriefräser). In unseren Versuchsfräser befinden sich die WSP am $\varnothing 125$ mm und die Schleifmittel am $\varnothing 76$ mm. Die Schleifkassette sollen sich in μm -Bereich tiefer zum Bauteil befinden, damit die Bearbeitung mit Innenkreis überhaupt stattfinden kann. Zuerst nimmt das Kombiwerkzeug durch das Fräsen das große Aufmaß aus dem Bauteil und erzeugt ein periodisches Rauheitsprofil. Danach bearbeitet der Schleifmittel die erzeugte Oberfläche in μm -Bereich, und zwar schneidet nur die Spitzen vom Rauheitsprofil und erzeugt eine aperiodische Struktur mit tiefen Rillen.

Es gibt zwei große Schwierigkeiten bei der Entwicklung und Realisierung des Frässhleifwerkzeuges: erstens sollen die Schleifstifte im μm -Bereich genau tiefer als die Wendeschneidplatten eingestellt werden und zweitens unterscheidet sich die Schnittgeschwindigkeit beim klassischen Fräsen und dem Schleifen um den Faktor 10-20. Dazu kommen noch kleinere Hindernisse, wie z.B. die Menge des Kühlschmierstoffes / KSS (das Schleifen braucht vielmehr KSS als das Fräsen), Schwingungen im ganzen System, Aufsatz des Werkstoffes am Schleifmittel, unterschiedliches Verschleiß zwischen WSP und Schleifwerkstoffen.

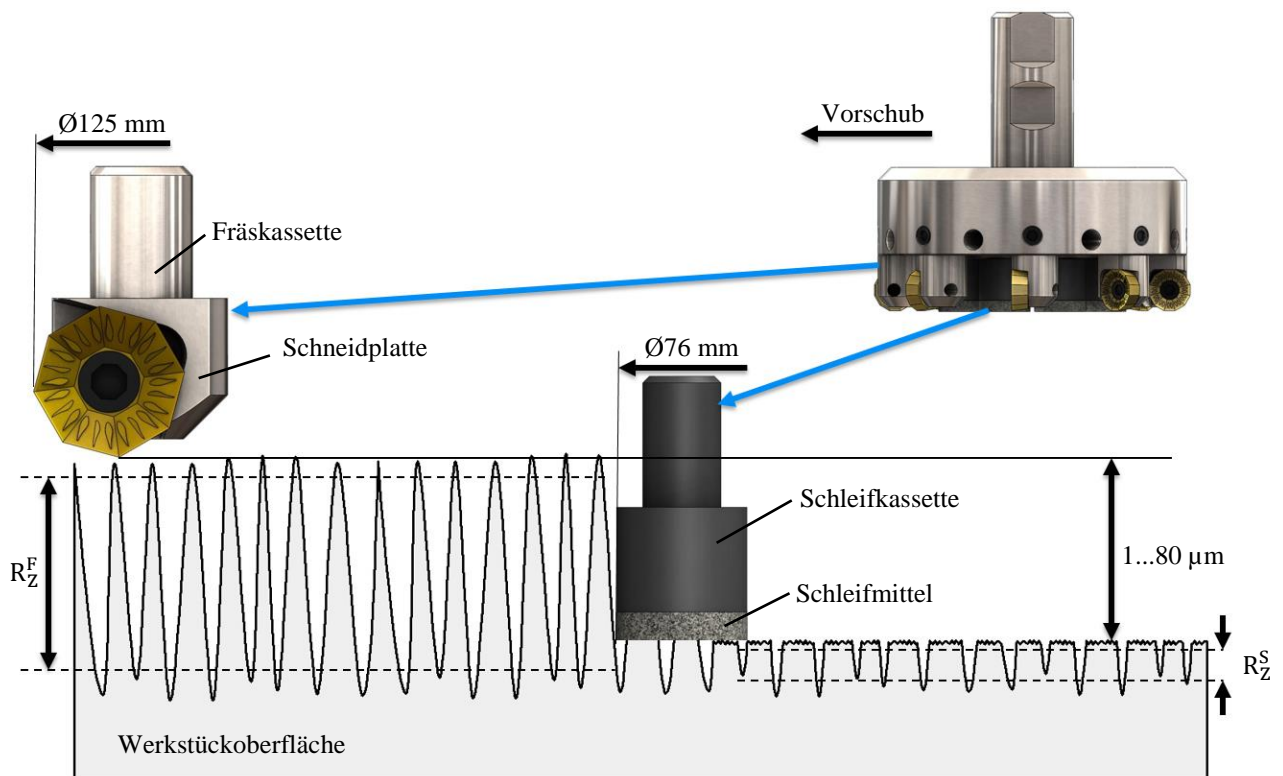


Bild 2: Prinzip der Frässhleifbearbeitung

Da die Fräsbearbeitung mit viel geringeren Schnittgeschwindigkeiten im Vergleich zur üblichen Schleifbearbeitung erfolgt, sollen grundlegende praktische Untersuchungen zum Planschleifen mit niedrigen Schnittgeschwindigkeiten durchgeführt werden. Für die Bearbeitung ist es sinnvoll, Werkstoffe zu bearbeiten, die im Automobilbau oft angewendet werden. In den ersten Versuchen wurde Aluminium bearbeitet, da die meisten heutigen Zylinderblöcke aus diesem Werkstoff produziert sind und als Schleifmittel wurden Hochleistungsschneidstoffe benutzt und zwar kubisches Bohrnitrid und Diamant [1].

2.3 Versuchsaufbau

Für die grundlegenden Untersuchungen wurde eine Fräsmaschine DMU 60 L Deckel Maho mit CNC Steuerung gewählt. Für die Durchführung der Untersuchungen wurde das Versuchswerkzeug in die Werkzeugspindel eingespannt und das Werkstück auf dem Tisch mit einem eingebauten Dynamometer befestigt. Eine Übersicht des Untersuchungsstandes ist auf ist auf dem Bild 3 angegeben.

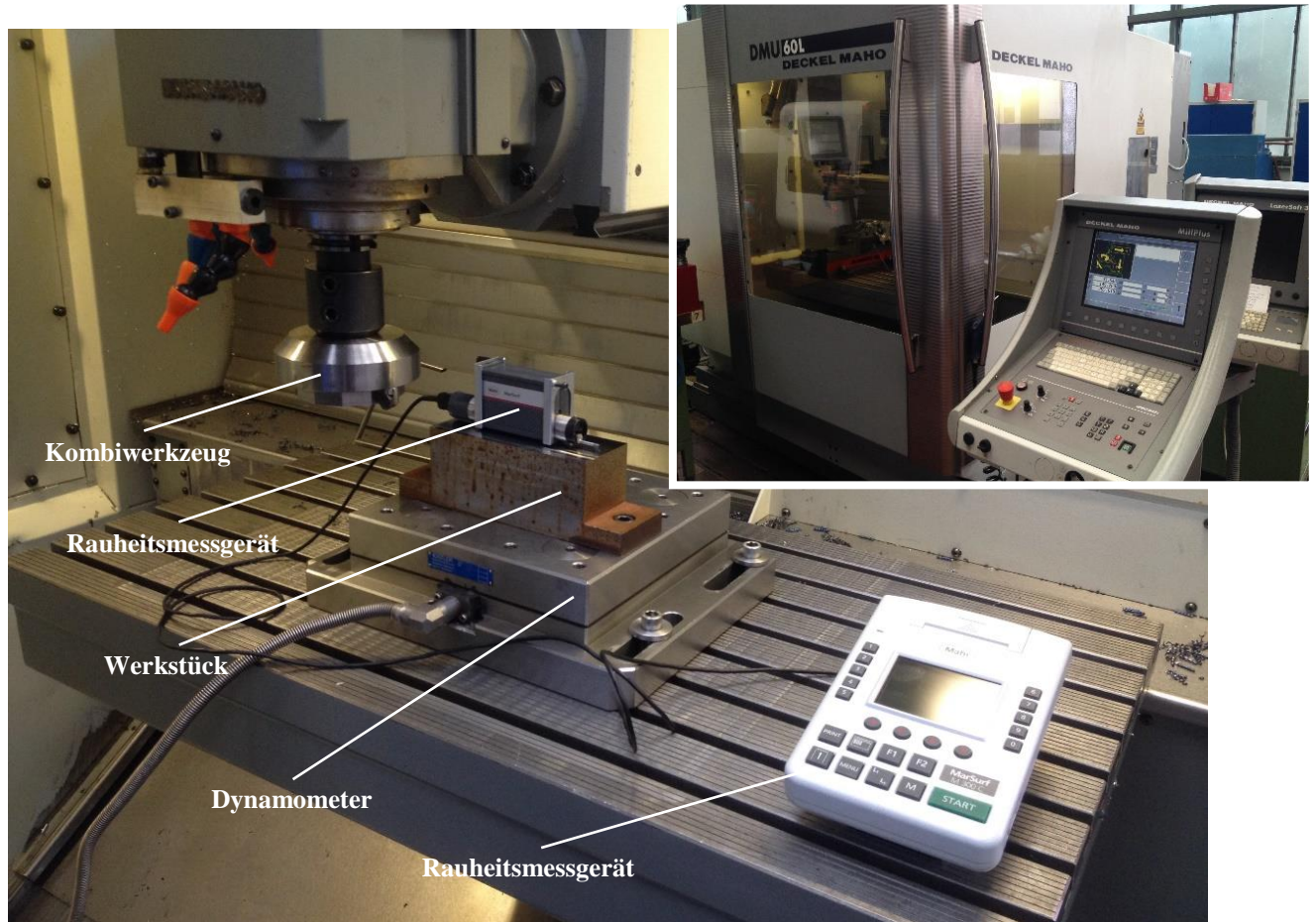


Bild 3: Untersuchungsstand

Die Verbesserung der Oberflächengüte wurde durch Reduzierung der gemittelten Rauheitsprofilhöhe R_z beobachtet. Dafür wurde ein mobiles Rauheitsmessgerät Typ MARSURF M 300 C mit einem induktiven Kufentastsystem eingesetzt. Der Messbereich umfasst $350\ \mu\text{m}$. Die Tastspitze aus Diamant hat einen Durchmesser von $2\ \mu\text{m}$. Für die weitere Entwicklung des Kombiwerkzeugs soll die Anpresskraft sehr genau gemessen werden. Die Anpresskraft beschreibt einen wirksamen Einfluss auf die zu bearbeitende Fläche zwischen dem Werkzeug und dem Werkstück. Die Anpresskraft hat eine bestimmte Wirkung auf die Prozesstemperatur, Oberflächengüte und die Standzeit des Werkzeugs. In Abhängigkeit von einem bearbeitenden Werkstoff, Werkzeugeigenschaften, Arbeitsgang kann die Anpresskraft verändert werden [1].

2.4 Versuchsdurchführung

Da bei dieser Konstruktion die Einstellung von Schleifkassetten unmöglich ist, gibt es keine Möglichkeit in einem Schritt zu fräsen und zu schleifen. Deswegen wurden die Versuche so durchgeführt:

1. Das Bauteil wurde separat gefräst.
2. Die Oberfläche wurde an mehreren Stellen gemessen.
3. Die Fräskassette wurde demontiert, das Bauteil wurde separat geschliffen.
4. Die Oberfläche wurde an denselben Stellen gemessen.

Mit solcher Reihenfolge wurden mehrere Versuche mit unterschiedlichen Schnittparameter und der Ausführung der Forme der Schleifkassetten durchgeführt.

Als Schleifmittel wurde CBN und Diamant mit der Körnung $181\ \mu\text{m}$ verwendet. Die Ergebnisse von allen Versuchen sind sehr ähnlich, deswegen kann man die Ergebnisse in einem Bild 4 zusammenfassen.

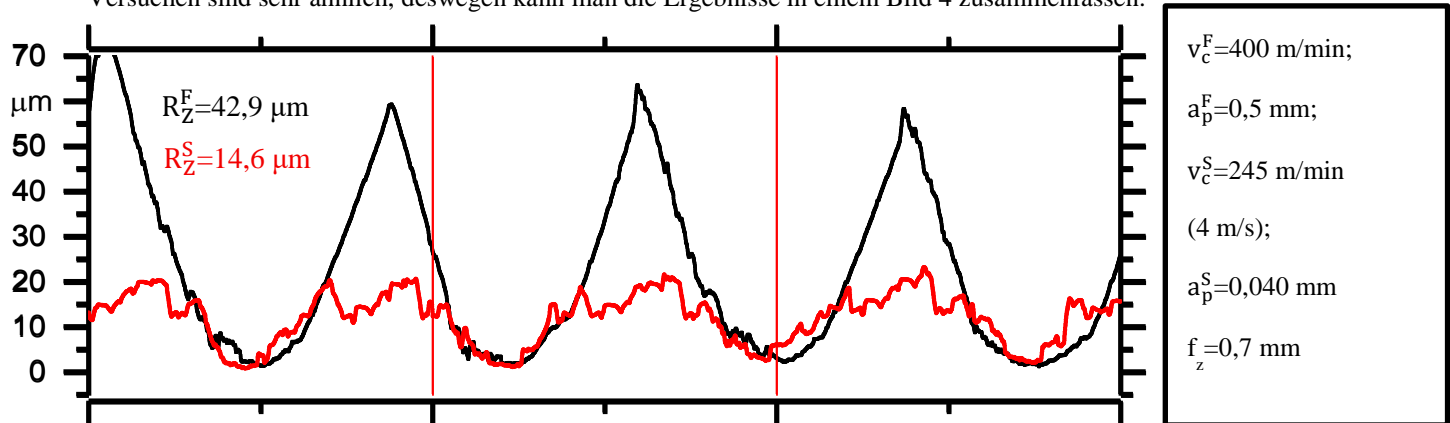


Bild 4: Ergebnisse den ersten Versuchen

Index „F“ bedeutet das Wert für das Fräsen, „S“ – für das Schleifen;

v_c – Schnittgeschwindigkeit;

a_p – Zustellung;

f_z – Vorschub pro Zahn.

Aus dem Bild 4 kann man erkennen, dass der Oberflächenkennwert R_z nach dem Schleifen bis 40% reduziert wurde. Das Profil ist vom periodischen zum aperiodischem umgewandelt und das Bearbeitungsprozess vom Schleifmittel bei niedrigen Schnittgeschwindigkeiten wurde nachgewiesen. Diese Ergebnisse zeigen die Möglichkeit der Weiterentwicklung des Kombiwerkzeugs.

Bei den Untersuchungen wurde festgestellt, dass sich die Kräfte während der ganzen Bearbeitung auf 3 Zonen verteilen. Das kann so erklärt werden, dass vor der Bearbeitung die Schleifkassetten einen Einlauf vollziehen. Bei den Untersuchungen wurden die Schleifkassetten angewendet, die keinen Einlauf hatten. Für diese Zwecke wurde bei dem Werkstück die erste Zone bearbeitet, wo die Schleifkassette nur über ein Viertel des Kreises im Eingriff war. Weiter wandert die Schleifkassette über die Hälfte des Kreises. In der Arbeitszone wurde eine höhere Stabilität des Prozesses beobachtet. Danach kommt eine dritte Phase der Bearbeitung, die „Freiflächen Zone“ genannt wurde. Hier ist das Werkzeug über ein weiteres Viertel des Kreises im Eingriff. Ein Unterschied zu der Anlaufzone besteht darin, dass Körner schon in dem Eingriff gearbeitet haben und kleinere Spitzen besitzen. Die Eigenfrequenz muss auch beachtet werden. Durch den Versuch mit einer Schleifkassette wurde eine Stabilität des Werkzeugs deutlich beeinflusst. Aus diesen Gründen konnte das Werkzeug zu einer Nichtausgeglichenheit kommen und in der Eingriffsphase ein Kippen gegen den Bewegungsvektor erfüllen.

Für die nächsten Versuche werden andere Schleifwerkstoffe mit feinerer Körnung angewendet, damit die R_z unter $5\ \mu\text{m}$ erreichen. Damit das Kombiwerkzeug gleichzeitig funktionieren kann, die Fräs- und Schleifkassetten sollen sich an der bestimmten Entfernung zueinander befinden. Dafür sind zwei Möglichkeiten Vorgesehen und zwar die Verwendung von elastischen Schleifmitteln oder ein Federdämpfungssystem [1].

3. Elastische Schleifstoffe

3.1 Untersuchung der Oberflächenverbesserung

Für die weitere Untersuchung wurden sogenannte elastische Schleifstoffe verwendet. Diese Stoffe bestehen meistens aus einem Schaum, der mit beliebigen Schleifkörnern belegt wird. Das bedeutet, dass der Schleifmittel passt sich selbst zur Oberfläche ein. Am Markt wurden folgende elastische Schleifmittel gefunden: schwarzes SiC, blaues, oranges, braunes und normal Korund.

Alle vorangehenden Schleifstoffe besitzen die Besonderheit der Elastizität gegenüber herkömmlicher Schleifmittel. Die zusätzlichen elastischen Eigenschaften sollen dem Kombiwerkzeug mehr Sicherheit gegenüber der schwankenden Anpresskraft im Eingriff geben. Am Bild 5 ist der Einsatz des elastischen Schleifmittels dargestellt.

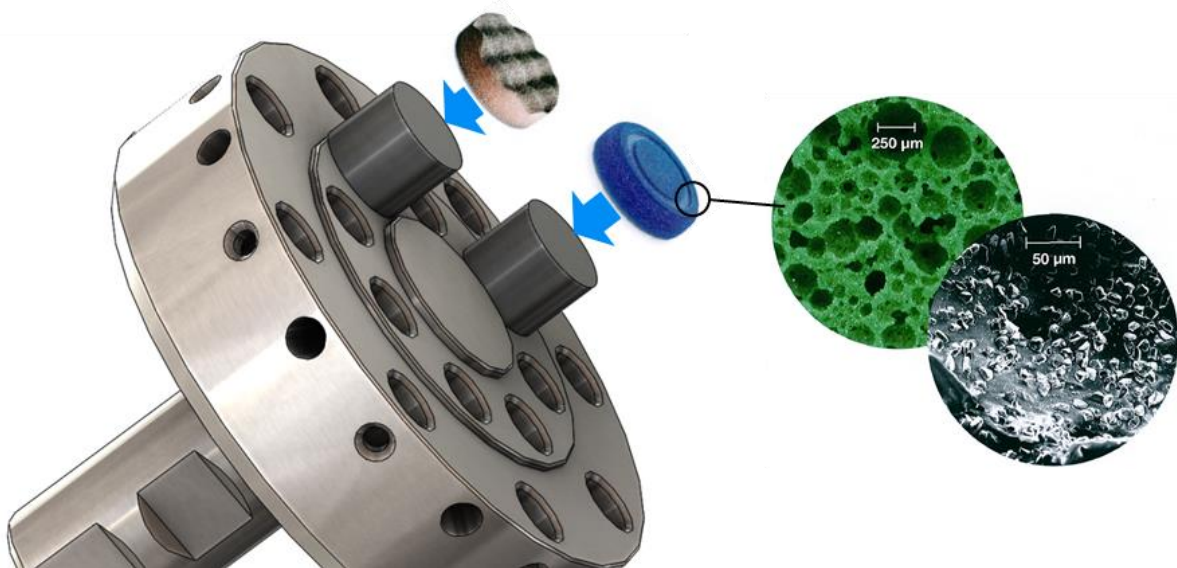


Bild 5: Einsatz des elastischen Schleifmittels

Die Kassetten wurden erst auf Form und Größe abgeschliffen. Dann wurde der Schleifstoff mit Zwei-Komponenten-Kleber Epoxid-Harz auf die Schleifkassetten aufgebracht. Im Bild 6 wird der Schleifstoff im Detail dargestellt. Bei a) wird die komplette Schleifkassette mit Schleifstoff, bei b) der Schleifkörper in der Draufsicht und in c) unter 50-facher Vergrößerung abgebildet.



Bild 6: a) Schleifkörper b) Schleifkörper Draufsicht c) Schleifstoff in 50-facher Vergrößerung

Das Bild 7 zeigt schwarzes Silizium-Carbid unter 50-facher Vergrößerung vor und nach dem Eingriff. Zum Vergleich dazu ist ein Millimetermaßstab zum Dimensionsvergleich eingefügt. Hinter den Vergrößerungen sind jeweils die Schleifflächen der Kassetten ohne Vergrößerung dargestellt.

Man erkennt deutliche Spuren des Eingriffes. Die anfangs glänzende Schleiffläche ist nach der Bearbeitung matt geworden und es werden abgetragene Stahlpartikel im Stoff erkennbar [2].

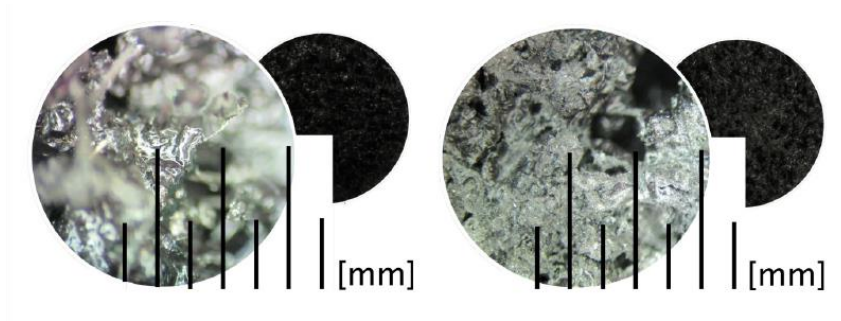


Bild 7: Silizium-Carbid vor dem Eingriff links und danach rechts

Die Schleifmittel wurden erfolgreich auf Abtrag unter niedrigen Schnittgeschwindigkeiten untersucht. Die Ergebnisse aus den Untersuchungen heben 4 Schleifstoffe bezüglich ihrer Abtragsleistung besonders hervor, die im Bild 8 dargestellt sind. Die blaue Kennlinie stellt das Profil des Werkstückes nach dem Fräsen dar, wobei die drauf liegende rote Kennlinie das Profil nach der Schleifbearbeitung aufzeigt.

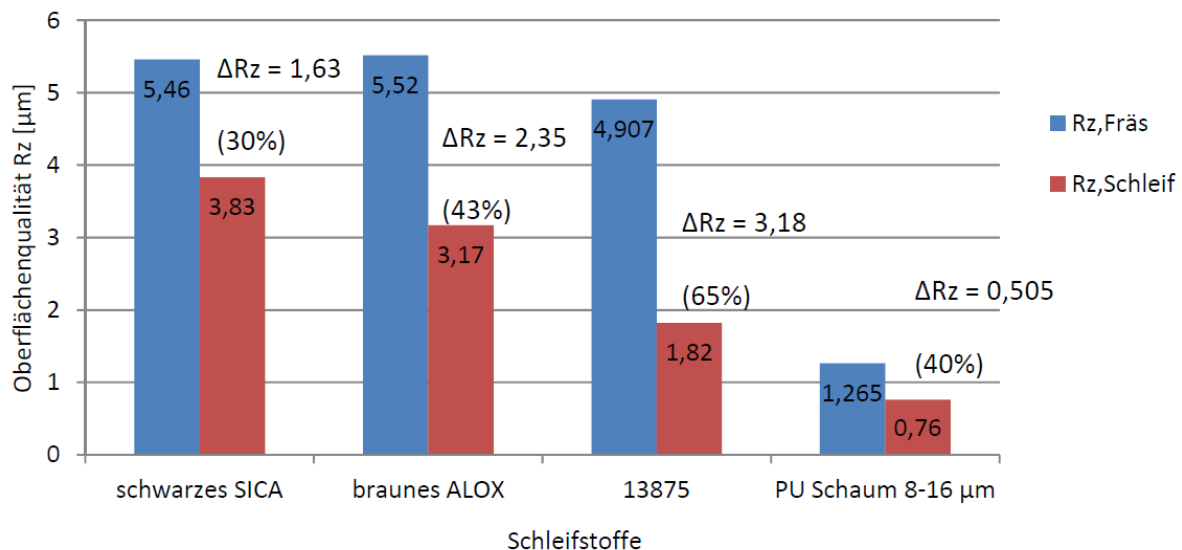


Bild 8: Vergleich der Favoriten

Der Stoff 13875 von der Firma ARTIFEX GmbH weist den maximalsten Abtrag von 3,18 µm auf. Als Schleifmittel bei diesem Schleifkörper wird Normalkorund genutzt, wobei eine mittel elastische Verbindung vorliegt. Das Schleifmittel weist nicht nur im Gesamtabtrag den Maximalwert unter den untersuchten Stoffen auf, sondern auch prozentual bezüglich der Ausgangsfräsoberfläche mit einer Verbesserung von fast 65%.

Ähnlich gute Ergebnisse erzielen die synthetische Schleifmittel der Firma Saint-Gobain Abrasives. Diese Schleifmittel nutzen Silizium-Carbid und Aluminium-Oxid als Schleifmittel, eingebettet in Kunststoffaserverbindungen. Es konnte ein Abtrag von 1,63 µm mit dem schwarzen Silizium-Carbid und 2,35 µm mit dem braunen Aluminium-Oxid erzielt werden, wobei die prozentualen Abtrage bei 30 und 40 % liegen. Erwähnenswert wäre abschließend noch der prozentual erzielte Abtrag des PU-Schaumes mit der Körnung 8-16 µm, der bei knapp 40% liegt [2].

3.2 Verschleißuntersuchung der Favoriten

Für die Untersuchung des Verschleißes wurden die besten drei elastischen Schleifstoffe. Die Versuchsplanung sieht eine Trennung der Prozesse Fräsen und Schleifen vor, sodass eine genaue Oberflächenänderung nach jeweiligem Prozessschritt gewährleistet wird. Jeder Prozessschritt wurde dokumentiert und verglichen. Im Folgenden sind die elastischen Schleifstoffe mit ihrer Nutzungsdauer und Nutzungsweg dargestellt und miteinander verglichen.

Das Bild 9 stellt einen Überblick über die Ergebnisse der Untersuchung dar und zeigen den Verschleiß der drei Schleifstoffe im Vergleich. Der Nutzungsweg dient als Indikator zur Kennzeichnung des Verschleißes. Das schwarze Siliziumcarbid hat nach ungefähr 1610 cm Schleifweg keine Oberflächenverbesserung erbracht. An die Nylonfasern sind die Siliziumcarbide mithilfe von Harz verbunden. Das Vlies erzeugt eine elastische Struktur. Auch wenn durch diese Struktur die Oberhalb liegenden Siliziumcarbide durch die Nutzung abbrechen und die darunterliegenden Siliziumcarbide den Verschleiß ausgleichen sollten, war der Verschleißpunkt nach 3 Minuten Arbeitszeit gegeben. Durch den Trockenschliff ist der Transport vom Späne verhindert und keine aktive Kühlung des Schleifstoffes erhöht den Verschleiß.

Das gleiche Problem tritt beim 13875-NKMrplus auf, die vulkanisierte Gummiverbindung mit eingebundenem Normalkorund ist im Vergleich zu dem schwarzen Siliziumcarbid und dem braunen Aluminiumoxid weniger elastisch. Es hat eine sehr stabile Struktur und kann durch seine Struktur vergleichsweise weniger Mikrospäne aufnehmen als die anderen beiden getesteten Schleifstoffe. Der Verschleiß ist bereits nach 2070 cm Schleifweg eingetreten und daher für die Weiternutzung ineffizient.

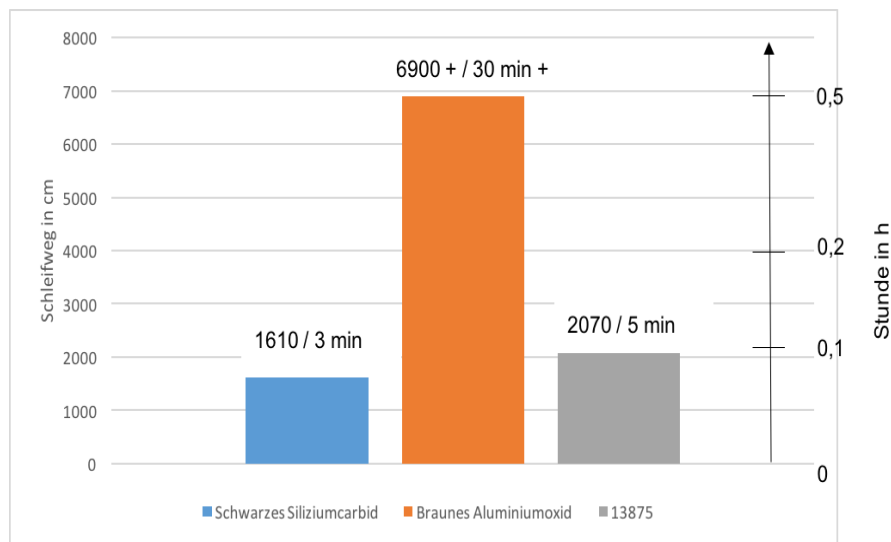


Bild 9: Verschleiß der Favoriten

Das Ergebnis dieser Untersuchung führt zu dem Resultat, dass das braune Aluminiumoxid der bestgeeignete Schleifstoff ist. Der Schleifstoff besteht wie das schwarze Siliziumcarbid aus Nylonfasern, die ein Vliesgebilde bilden und aus einer Harzverbindung miteinander verklebt sind. Der Schleifstoff hat bis 6900 cm Schleifweg eine Oberflächenverbesserung erbracht. Aufgrund der elastischen Struktur, können beim Trockenschliff bei diesem Schleifstoff die Mikrospäne problemlos aufgenommen werden. Das zähe Aluminiumoxid wird unter den Einflüssen des Prozesses nur kaum beschädigt und sorgt für einen optimalen Schliff [3].

Die Weiterentwicklung des Kombiwerkzeuges geht in der Richtung der Umsetzung des Federdämpfungssystems.

Literaturverzeichnis

- [1] Kobzarenko, D.: Grundlegende Betrachtung zum Planschleifen mit niedrigen Schnittgeschwindigkeiten, Otto-von-Guericke Universität Magdeburg, Fakultät für Maschinenbau, IFQ, Masterarbeit, 2016
- [2] Xuan, B. D.: Grundlegende Betrachtungen zum Planschleifen mit niedrigen Schnittgeschwindigkeiten unter dem Einsatz von elastischen Schleifmitteln, Otto-von-Guericke Universität Magdeburg, Fakultät für Maschinenbau, IFQ, Bachelorarbeit, 2017
- [3] Tung, M. D.: Grundlegende Betrachtungen zum Verschleißverhalten von elastischen Schleifelementen beim Planschleifen mit niedrigen Schnittgeschwindigkeiten, Otto-von-Guericke Universität Magdeburg, Fakultät für Maschinenbau, IFQ, Bachelorarbeit, 2017

Simulation und Anwendung von Ultraschall zur aktiven Gefügebeeinflussung von hochbelastbaren Al-Gussteilen

Eric Riedel ¹⁾, Martin Liepe ¹⁾, Stefan Scharf ¹⁾

¹⁾ Institut für Fertigungstechnik und Qualitätssicherung, Otto-von-Guericke-Universität, Deutschland,

eric.riedel@ovgu.de, 0391-67-57084

Zusammenfassung

Die Ultraschallbehandlung von Aluminiumschmelzen, sowohl im isothermen Zustand oberhalb der Liquidustemperatur als auch während der Erstarrung, gilt als aussichtsreiche und umweltfreundliche Technologie zur Gefügefeinung und somit zur Verbesserung der mechanischen Eigenschaften von Aluminium-Gussteilen. Die Simulation der mit der Ultraschallbehandlung einhergehenden physikalischen Effekte, vornehmlich Kavitation und akustische Strömung, ist ein wichtiger Schritt für die weitere Implementierung dieser Technologie im Zusammenhang mit gießtechnologischen Applikationen, hat sich als ganzheitlicher Ansatz bisher jedoch als schwierig erwiesen. Aus diesem Grund wurde das Potential und die Fähigkeit der etablierten CFD- und Gießsimulationssoftware FLOW-3D zur Simulation dieser Effekte in Aluminiumschmelzen untersucht. Ziel war der Aufbau eines ganzheitlichen Modells, das sowohl Druckwellenausbreitung, Kavitation als auch akustische Strömung abbilden kann und darüber hinaus neben der zweidimensionalen vor allem eine dreidimensionale Berechnung und Auswertung der genannten Phänomene ermöglicht. Darüberhinausgehend ist die simulationsbasierte Überlagerung dieser Effekte mit Erstarrungsprozessen erforderlich, um deren Einfluss auf die Erstarrung prognostizieren und nachvollziehen zu können. Im Rahmen der Untersuchungen hat sich gezeigt, dass die Software in der Lage ist, die genannten Effekte zu simulieren und dass die Ergebnisse sowohl in qualitativer als auch in quantitativer Hinsicht mit den Ergebnissen bisheriger Untersuchungen übereinstimmen.

Aluminium, Ultraschallbehandlung, Simulation, Kavitation, akustische Strömung

1. Einleitung

Vor dem Hintergrund ständig steigender Anforderungen an Qualität und Belastbarkeit moderner Aluminium (Al)-Gusskomponenten wächst das Interesse an Technologien, die in der Lage sind, Gussteile mit diesen Eigenschaften hervorzubringen. Die Ultraschall-(US) Behandlung von Leichtmetall-Schmelzen wird in diesem Zusammenhang bereits seit vielen Jahren untersucht, da die mit ihr einhergehenden physikalischen Effekte, Kavitation und akustische Strömung, eine gezielte Gefügebeeinflussung erlauben, die zu einer Verbesserung der mechanischen Eigenschaften führen, ohne dabei die Schmelze mit Fremdstoffen zu verunreinigen [1,2].

Bei der Ultraschallbehandlung wird durch einen Generator die durch Wechselspannung eingebrachte elektrische Energie an ein Piezoelement weitergeleitet und dort in mechanische Energie umgewandelt. Die daraus hervorgehenden sinusförmigen mechanischen Schwingungen werden mit einer definierten Frequenz im Ultraschallbereich (meist zwischen 17 kHz und 20 kHz) und einer Amplitude in der Größenordnung zwischen 15 und 50 μm an eine sog. Sonotrode übertragen. Die Sonotrode wird in die Schmelze eingetaucht und induziert dort die hochfrequenten mechanischen Schwingungen in das Fluid [3]. Die dabei insbesondere unterhalb der Sonotrode auftretenden extremen Druckschwankungen ($> 1 \text{ MPa}$) führen bei ausreichenden Druckamplituden in den Bereichen um die Sonotrode herum zu Bildung, Wachstum und Kollaps von Kavitationen [4,5]. Kavitationen sind kleinste Bläschen, die aufgrund der auftretenden Druckschwankungen wachsen und am Ende ihres Lebenszyklus die absorbierte Energie während eines Kollapses in Form starker Druckstöße freisetzen [6,7]. Die den Druckwellen zugrundeliegenden Kräfte liegen über der Zugfestigkeit von Aluminium und anderer in der Legierung vorhandener Bestandteile und sind nachweislich dazu in der Lage, das während der Erstarrung von Aluminium typischerweise auftretende Gefüge zu zerschlagen. Zum einen trägt die Zerschlagung selbst zu einer Verfeinerung des Gefüges bei. Zum anderen unterstützen die entstehenden Gefügefragmente eine heterogene Keimbildung während der Erstarrung [8,9]. Zu den weiteren Effekten zählen die Verbesserung der Partikel-Benetzbarkeit sowie die Dispersion agglomerierter Partikel [10,11]

Neben der Kavitation ist vor allem die sogenannte akustische Strömung während der Schmelzebehandlung von Bedeutung. Diese entsteht durch die zahlreichen Abwärtsbewegungen der Sonotrode (entsprechend der Frequenz

zwischen 17.000- und 20.000-mal pro Sekunde) und die dabei auf das Fluid wirkenden Kräfte. Infolgedessen entsteht in Ausbreitungsrichtung des Ultraschalls eine Strömung, die zu einer homogenen Verteilung von im Fluid vorhandenen Partikeln, Substraten und diverser anderer Bestandteile beiträgt. Im Zusammenhang mit der Zerschlagung von Gefügebestandteilen transportiert die akustische Strömung die entstehenden Fragmente aus der Kavitationszone unterhalb der Sonotrode und verteilt diese im Rest der Schmelze. Auf diese Weise trägt die akustische Strömung zu einer Homogenisierung der Schmelze und folglich auch des finalen Gussteilgefüges bei [12].

Die Simulation dieser Effekte als ganzheitlicher Ansatz hat sich bislang als schwierig erwiesen, ist jedoch für eine umfassende Einbindung dieser Technologie in der Gießereiindustrie unabdingbar [13]. In der Vergangenheit wurden zumeist Ansätze gewählt, die nur einzelne Effekte wie bspw. die Druckwellenausbreitung [14], die Kavitation [15] oder die akustische Strömung [16] im Rahmen der Simulation abbilden. Um den Rechenaufwand für die akustische Strömung zu minimieren, wurde bspw. die Sonotrode häufig als Düse modelliert, welche annäherungsweise die entstehenden Strömungsgeschwindigkeiten erzeugt [17], die turbulente Interaktion der Strömung mit dem restlichen Fluid jedoch vernachlässigt. Übergeordnetes Ziel der nachfolgend beschriebenen Untersuchungen war daher der Aufbau eines Simulationsmodells, das zum einen eine Berechnung aller mit der Ultraschallbehandlung einhergehenden Effekte erlaubt, und zum anderen, falls möglich, unter Verwendung einer in der Gießereiindustrie bereits etablierten Simulationssoftware realisiert werden kann. Im späteren Projektverlauf sollen diese Ergebnisse dann mit den Ergebnissen aus praktischen Gießversuchen abgeglichen und auf Korrektheit überprüft werden.

2. Methodik

2.1 Simulation

Zur Simulation der beschriebenen Effekte wurde das CFD-Simulationsprogramm FLOW-3D v11.2 verwendet, die Auswertung erfolgte im Wesentlichen durch das dazugehörige Programm FlowSight v11.2. Die Berechnungen wurden für die Fluide Wasser (293,15 K) und AlSi7Mg0,3 (973,15 K) durchgeführt. Zum einen, weil sich Wasser und Aluminium bei den angegebenen Temperaturen vergleichbar verhalten und sich die Verifizierung der Simulationsergebnisse in Wasser einfacher gestaltet. Zum anderen handelt es sich bei der Aluminium-Legierung AlSi7Mg0,3 um eine Standardlegierung, die in vielen Bereichen des Maschinenbaus Verwendung findet. Die in der Simulation hinterlegten Eigenschaften beider Fluide können Tabelle 1 entnommen werden.

Tabelle 1: Physikalische Eigenschaften von Wasser und AlSi7Mg0,3

Parameter	Wasser	AlSi7Mg0,3	SI-Einheit
Dichte	1.000	2.437	kg/m ³
Dynamische Viskosität	0,001	0,0019	kg/m/s
Wärmekapazität	4.182	1.074	J/kg/K
Wärmeleitfähigkeit	0,597	86,9	W/m/K
Liquidustemperatur	0,1	881,15	K
Solidustemperatur	0	825,55	K
Schallgeschwindigkeit	1.482	4.600	m/s
Kompressibilität	4,55x10 ⁻¹⁰	1,94 x 10 ⁻¹¹	1/Pa
Oberflächenspannung	0,073	0,871	kg/s ²

Der Parameter Kompressibilität ist notwendig, um im Rahmen der Simulation akustische Druckwellen in Fluiden berücksichtigen zu können, die andernfalls als inkompressibel berücksichtigt werden. Das Kompressibilitätsmodul berechnet sich dabei wie folgt:

$$\beta = \frac{1}{\rho c^2} \quad (1)$$

mit β als Kompressibilitätsmodul, ρ als Dichte des Fluids und c für die Schallgeschwindigkeit des Fluides. Durch die darin enthaltene Berücksichtigung fluidabhängiger Dichte und Schallgeschwindigkeit können unterschiedliche Druckwellenausbreitungen und die damit einhergehenden Effekte im Fluid simuliert werden. Für eine korrekte

physikalische Abbildung des Behandlungsprozesses wurden folgende Modelle der Software bei der Berechnung implementiert:

- „Bubble and Phase Change“ (definiert das Verhalten entstehender Blasen)
- „Cavitation“ (ermöglicht Berechnung der Kavitation)
- „Gravity and Non-inertial Reference Frame“ (definiert Schwerkraft)
- „Moving and Simple Deforming Objects“ (für die Bewegung der Sonotrode erforderlich)
- „Surface Tension“ (Berücksichtigung der Oberflächenspannung)
- „Viscosity and Turbulence“ (berücksichtigt Viskosität und definiert Strömungsverhalten)

Die in den ausgewählten Modellen berücksichtigten Werte können Tabelle 2 entnommen werden

Tabelle 2: Zusammenfassung der ausgewählten Modelle mit den definierten Parametern für Wasser und AlSi7Mg0,3

Modell	Parameter	Wasser	AlSi7Mg0,3	SI-Einheit
Bubble and phase change with adiabatic bubble and dynamic nucleation	Gamma	1,4	1,4	Without unit
	Druck	101325	101325	Pa
Cavitation with empirical model for cavitation control, active model for voids and activated cav. potential model	Kavitationsschwelle	2,000	0	Pa
	Oberflächenspannung	0.073	0.871	kg/s ²
	Dichte	1.02	0.025	kg/m ³
	Produktionskoeffizient	0.02	0.02	Without unit
Surface tension model with explicit numerical approximation for surface tension Pressure	Dissipationskoeffizient	0.01	0.01	Without unit
	Oberflächenspannung	0.073	0.871	kg/s ²
	Temperaturabhängigkeit	0	0	kg/s ² /K
	Berührungswinkel	-90	90	Degree(s)

Hinsichtlich des Turbulenzmodells wurde eine laminare Strömung angenommen. Dies begründet sich zum einen darauf, dass vorangegangene Vergleiche unterschiedlicher Turbulenzmodelle bei der vorliegenden Zellgröße zu den gleichen Ergebnissen führten. Zum anderen hat sich gezeigt, dass sich die Strömung besonders in ihrer Anfangsphase laminar verhält und erst im weiteren Verlauf der Strömung turbulente Eigenschaften aufweist [16]. Beide Fluide wurden als adiabatisch betrachtet.

Die geometrische Modellierung des Prozesses wurde so einfach wie möglich gehalten, um den Rechenaufwand auf ein Minimum zu reduzieren, ohne dabei jedoch die wesentlichen Elemente des Systems außen vor zu lassen. Der geometrische Modellaufbau ist in Abbildung 1 dargestellt.

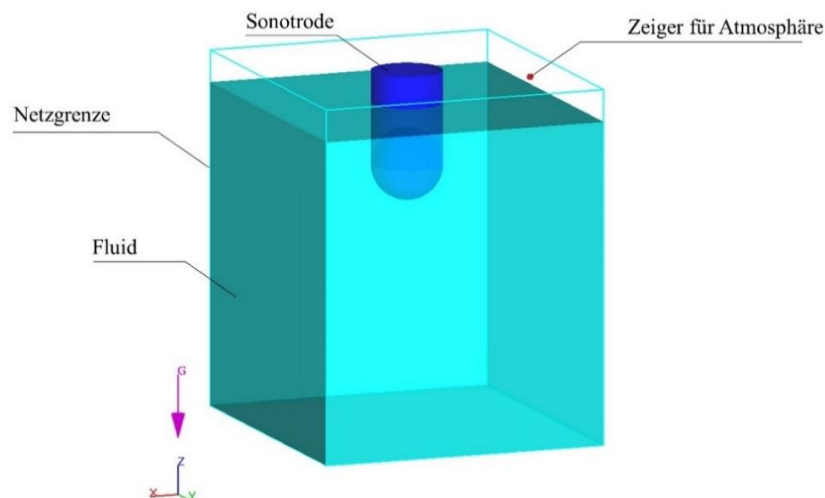


Abbildung 1: Geometrische Anordnung des Simulationsmodells

Die Simulation der Gefäßwandung erfolgte als Randbedingung der Netzgrenzen ohne Berücksichtigung des Wärmeübergangs, um eine zusätzliche Vernetzung des Gefäßes zu vermeiden und zunächst lediglich den Einfluss des Ultraschalls auf das Fluid zu betrachten. Das System wurde so modelliert, dass 900 cm^3 Flüssigkeit behandelt werden. Die modellierte Sonotrode hat einen Durchmesser von 22 mm mit runder Sonotrodenspitze ($r = 11\text{ mm}$). Wenn nicht anders angegeben, weist die Sonotrode dieselbe Temperatur wie das Fluid auf. Die Sonotrode wurde in der Mitte des Fluides mit einer Eintauchtiefe von 30 mm positioniert. Die Schwingung der Sonotrode wurde mit Hilfe des „*Moving and Simple Deforming Objects*“-Modells als Sinusschwingung mit einer Geschwindigkeitsamplitude in z-Richtung definiert, die einer Frequenz von 20 kHz oder einer peak-to-peak-Amplitude von $35\text{ }\mu\text{m}$ entspricht. Zur korrekten Abbildung der Sinusbewegung wurde die Oberbegrenze für die Berechnung eines Zeitschrittes auf $1,25 \times 10^{-5}\text{ s}$ festgelegt. Das gesamte System wurde mit einer Zellgröße von 1 mm und mit insgesamt 990.000 Zellen vernetzt.

2.2 Experimenteller Aufbau

Die Durchführung der praktischen Versuche erfolgte mit einem UIP1000hdT-Ultraschallsystem der Firma Hielscher. Zum US-System zählen ein 1 kW-Generator, ein Piezoelement-basierter Schallwandler, eine Si_3N_4 -Sonotrode (Durchmesser 22 mm) mit Booster-verstärkter peak-to-peak-Amplitude von $35\text{ }\mu\text{m}$ und einer Frequenz von 20 kHz. Die Frequenz wurde mit einem in der Anlage integrierten Kontrollsystem gesteuert und überwacht. Das Testgefäß für die Versuchsdurchführung in Wasser wurde aus Acrylglas gefertigt, um die Wirkung der Behandlung auf das Fluid beobachten zu können. Die Abmessungen des Behälters und das Wasservolumen (900 cm^3) entsprechen denen im Simulationsmodell. Um die Effekte besser hervorzuheben, wurde die Viskosität des Wassers mit geringen Mengen Methylhydroxyethylcellulose erhöht und das Wasser mit Lebensmittelfarbe rot eingefärbt. Die Eintauchtiefe der Sonotrode betrug äquivalent zum Simulationsmodell 30 mm. Der gesamte Versuchsaufbau kann in schematischer Darstellung Abbildung 2 entnommen werden.

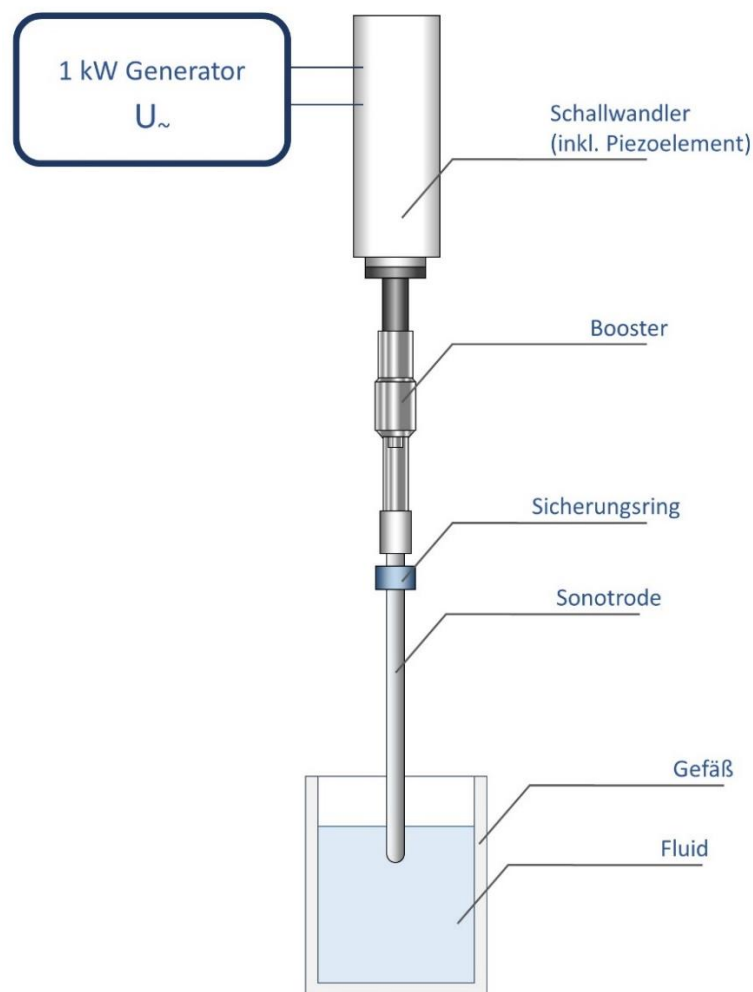


Abbildung 2: Schematische Darstellung des Versuchsaufbaus

3. Ergebnisse und Diskussion

3.1 Druckverteilung

Abbildung 3 zeigt die Ergebnisse der Druckwellenausbreitung für Wasser und AlSiMg0,3 für eine vollständige Schwingung der Sonotrode (bei einer Frequenz von 20.000 Hz entspricht dies 0,00005 s). Durch die Abwärtsbewegung der Sonotrode entstehen zu Beginn enorme Drücke in der Größenordnung MPa auf der Oberfläche der Sonotroden Spitze. Die dabei entstehende positive Druckamplitude breitet sich in $-z$ -Richtung aus, nimmt mit zunehmender Entfernung zur Sonotrode exponentiell ab und wird an den Wänden je nach Definition der Randbedingungen absorbiert und/oder reflektiert. Auffällig ist insbesondere der Einfluss der Sonotrodegeometrie: die radiale Geometrie der Sonotrode bewirkt trotz der Auf- und Abwärtsbewegung in z -Richtung eine radiale Ausbreitung der Druckwellen in xy -Richtung. Während der anschließenden Aufwärtsbewegung der Sonotrode entsteht eine negative Druckamplitude, die der vorhergehenden positiven Druckwelle folgt. Im Rahmen der Simulation handelt es sich bei der Entstehung negativer Druckamplituden stets um rechnerisch negative Drücke bezogen auf Kavitation, da Drücke kleiner Null in der Realität nicht möglich sind. Diese deuten auf Bereiche hin, in denen in Abhängigkeit der materialabhängigen Kavitationsschwelle Kavitation möglich ist. Im Vergleich zwischen Wasser und Aluminium bei $t = 0,00001$ s wird ersichtlich, dass sich die Ausbreitungsgeschwindigkeiten der Druckwellen deutlich unterscheiden. Die Druckwelle in Aluminium hat zum gleichen Zeitpunkt wie die in Wasser bereits die dreifache Distanz zurückgelegt. Ein weiterer wichtiger Unterschied zwischen Wasser und Aluminium sind die enormen Unterschiede der auftretenden akustischen Drücke P_A , die auf folgenden Zusammenhang zwischen der Dichte ρ , der Schallgeschwindigkeit c , der Kreisfrequenz ω und der Amplitude A_0 zurückzuführen sind:

$$P_A = \rho c \omega A_0 \quad (2)$$

Unter Berücksichtigung von Gleichung (2) wird erkennbar, weshalb in Aluminium bei gleichen Ultraschallparametern höhere Drücke entstehen und dass insbesondere die Dichte und die Schallgeschwindigkeit werkstoffseitig einen großen Einfluss auf das Ergebnis der Behandlung haben.

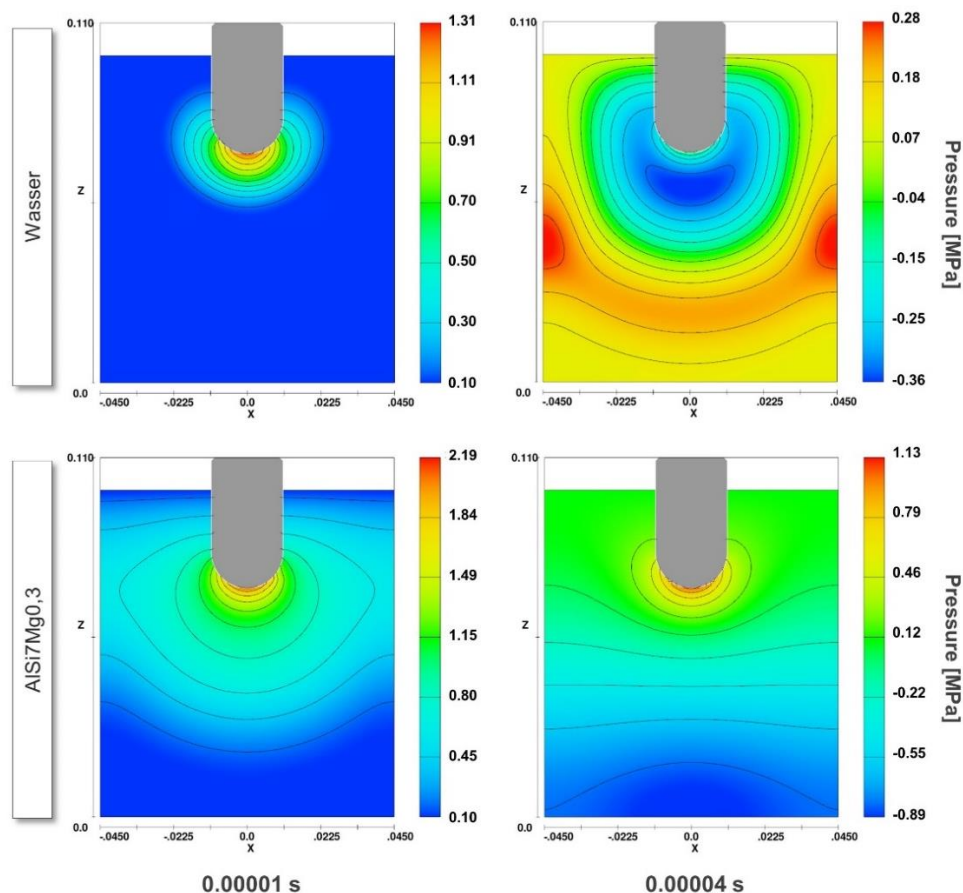


Abbildung 3: Verteilung akustischer Druckwellen in Wasser (oben) und Aluminium (unten) in verschiedenen Phasen der Ausbreitung

3.2 Kavitation

In Abhängigkeit der fluidabhängigen Kavitationsschwelle, die für Wasser 2.000 Pa beträgt und für Aluminium gegen Null läuft, entsteht Kavitation dort, wo eben diese Druckverhältnisse vorliegen. Aufgrund der exponentiellen Abnahme des Druckes entsteht Kavitation zumeist in den Bereichen um die Sonotrode oder in unmittelbarer Nähe zu ihr, wie auch in den Simulationsergebnissen in Abbildung 4 deutlich wird. Ausgehend von der Oberfläche der Sonotrodenspitze, breitet sich die sog. Kavitationszone radial aus, bis sie eine stabile Größe erreicht. Die Kavitationszone entwickelt sich in Wasser von Beginn an schneller als im Vergleich zu Aluminium, sodass auch die finalen Abmessungen der Kavitationszone in Wasser größer sind. Die Übergangszone von der aktiven Kavitationszone zum Rest des Fluides scheint in Wasser hingegen schmaler und klarer abgegrenzt zu sein. Zudem ist in Wasser das Volumen mit Kavitation $\geq 1,2$ % Volumenanteil pro Zelle ebenfalls größer. Für das unterschiedliche Kavitationsverhalten der beiden Fluide sind vermutlich die folgenden Ursachen verantwortlich:

- Die Kavitationsschwelle liegt in Aluminium zwar etwas höher als in Wasser, jedoch liegen die höheren Drücke in Aluminium (siehe Gleichung (2)) deutlich über der Kavitationsschwelle. Dass die Kavitationsaktivitäten zum gleichen Zeitpunkt dennoch geringer ausfallen als im Vergleich zu Wasser, lässt auf einen deutlich höheren Dämpfungsfaktor α in Aluminium schließen.
- Der höhere Dämpfungsfaktor α von Aluminium limitiert die finalen Abmessungen der Kavitationszone, weshalb diese bei Erreichen der stabilen Größe kleiner als die Kavitationszone in Wasser ist.
- Der höhere Anteil von Kavitationsbereichen mit $\geq 1,2$ % Volumenanteil pro Zelle in Wasser gegenüber Aluminium ist zum einen auf den kleineren Dämpfungsfaktor α und zum anderen auf die geringere Kavitationsschwelle von Wasser zurückzuführen.
- Die höheren absoluten Drücke in Aluminium nehmen durch den ebenfalls höheren Dämpfungsfaktor zwar rasant ab, liegen über eine längere Distanz jedoch noch über der Kavitationsschwelle, weshalb die Übergangszone breiter ausfällt als im Vergleich zu Wasser. In Wasser fällt der ohnehin niedrigere Druck aufgrund des Dämpfungsfaktors schneller unter die Kavitationsschwelle, weshalb nur eine schmale Übergangszone und eine klarere Abgrenzung zum Rest des Fluides erkennbar sind.

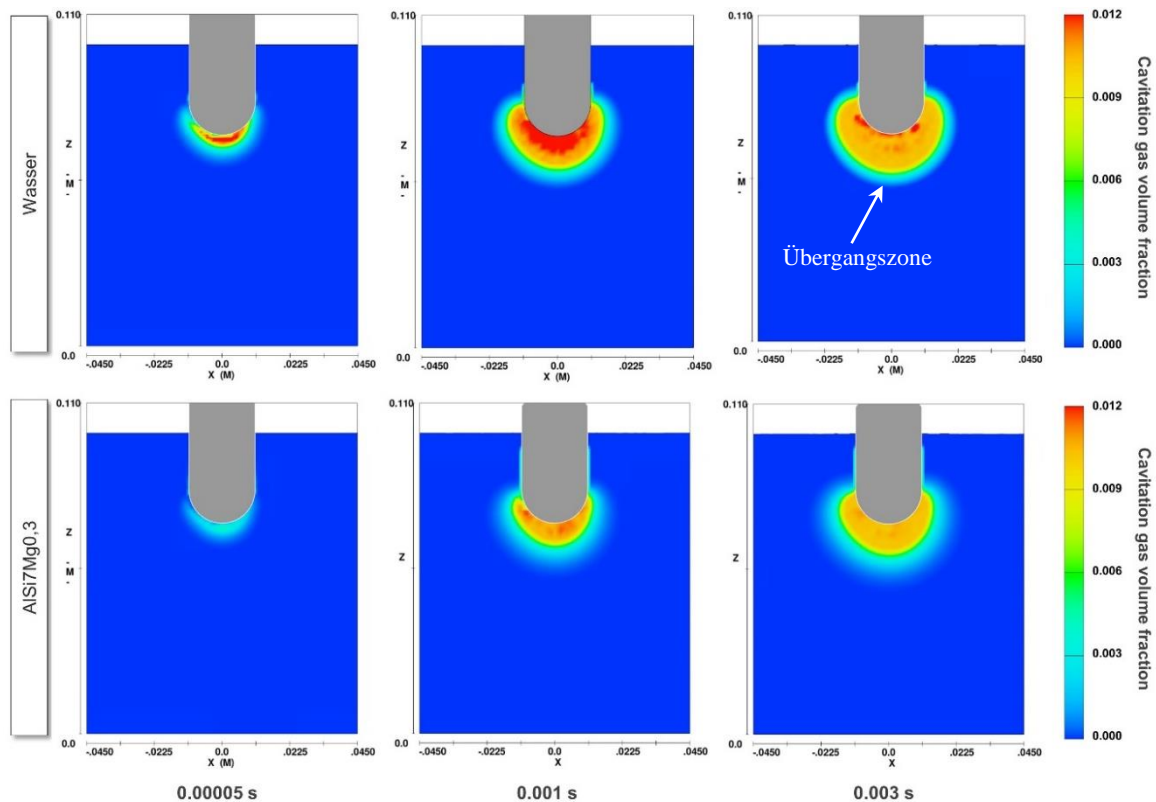


Abbildung 4: Entstehung von Kavitation in Wasser (oben) und Aluminium (unten) im Zeitraum von 0,003 s

3.3 Akustische Strömung

Entwicklung und Ausbreitung der aus der Ultraschallbehandlung resultierenden akustischen Strömung in der Aluminium-Schmelze können Abbildung 5 entnommen werden. Daraus geht hervor, dass die Strömung sich anfangs mit einer Geschwindigkeit von 1,7 m/s in $-z$ -Richtung ausbreitet. Nach ungefähr 0,1 s erreicht die Strömung den Gefäßboden, verliert dort an Geschwindigkeit und wird um 90° umgelenkt. Nach 0,9 s wird die Strömung an den Tiegelwänden erneut abgebremst und umgelenkt. Die anhaltenden Strömungsaktivitäten drücken die Strömung die Wände hinauf in Richtung Oberfläche. Im weiteren Verlauf der Behandlung kippt die Strömung von den umliegenden Tiegelwänden in das Volumenzentrum in den Wirkungsbereich der Sonotrode. Im fortgeschrittenem Zustand ist dies bei $t = 4,5$ s erkennbar. Dieses Verhalten bewirkt eine ständige Zirkulation des Fluides bzw. der Schmelze, wodurch Misch- und Dispersionsvorgänge möglich sind. Durch die anhaltende Fluidbewegung wird ständig neue Schmelze durch die Kavitationszone transportiert und den dortigen Behandlungsaktivitäten ausgesetzt. Nach 5 s ist nahezu das gesamte Fluidvolumen in Bewegung.

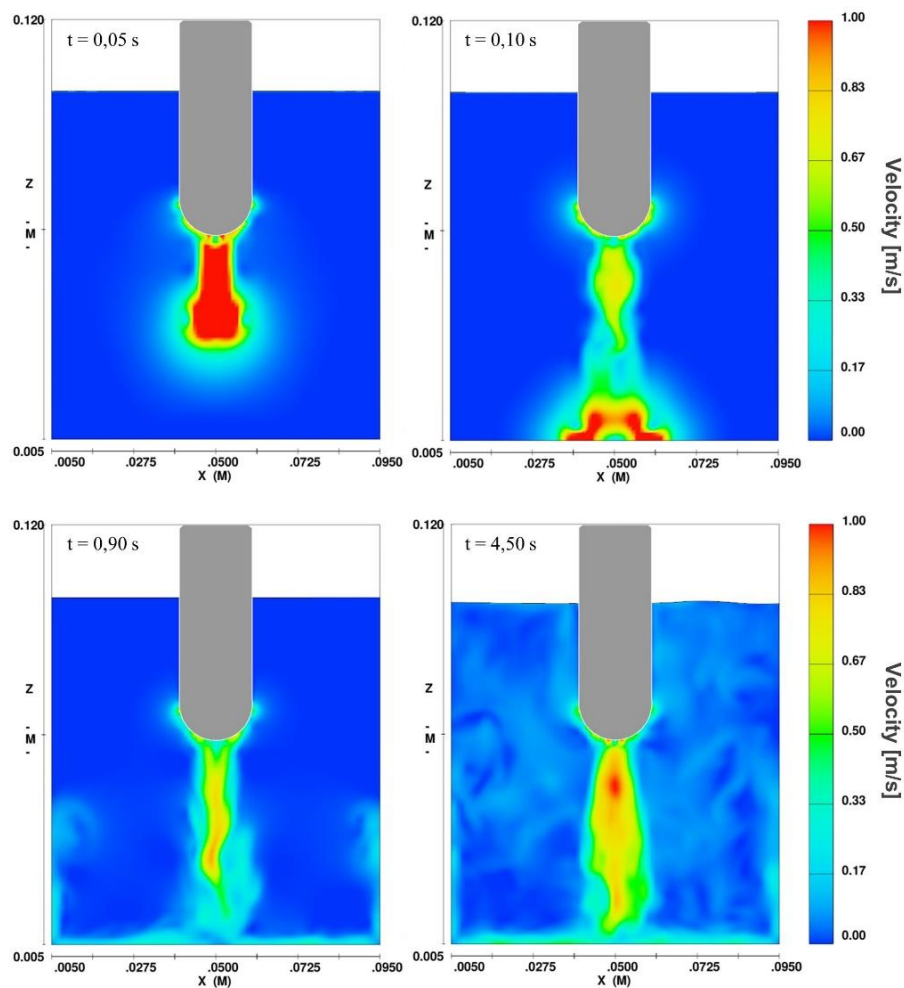


Abbildung 5: Entstehung und Ausbreitung akustischer Strömung in AlSi7Mg0,3

3.4 Einfluss akustischer Strömung auf die Kavitationszone

Der Einfluss der akustischen Strömung auf die Kavitation(szone) ist in Abbildung 6 dargestellt. Aus den Ergebnissen geht hervor, dass die Kavitationszone ihren stabilen Zustand erreicht, bevor die akustische Strömung entsteht. Ausgehend von der Sonotrodenoberfläche fließt die Strömung aus der Mitte der Kavitationszone in Ausbreitungsrichtung des Ultraschalls ($-z$ -Richtung). Dabei wird die Kavitationszone von der Strömung durchdrungen und Kavitationsblasen werden von der Strömung mitgerissen. Die aus der Kavitationszone und den dort herrschenden Druckverhältnissen transportierten Kavitationsblasen werden auf diesem Weg im Fluid verteilt. Aufgrund der mit zunehmender Entfernung exponentiell abnehmenden Drücke sind die Rahmenbedingungen für die Entstehung

bzw. den Fortbestand der Kavitationsblasen im überwiegenden Fluidvolumen nicht gegeben. Ein Großteil der mitgerissenen Kavitationsblasen zerfällt daher. Nur ein geringer Teil der entstandenen und transportierten Blasen ist auch außerhalb der Kavitationszone stabil.

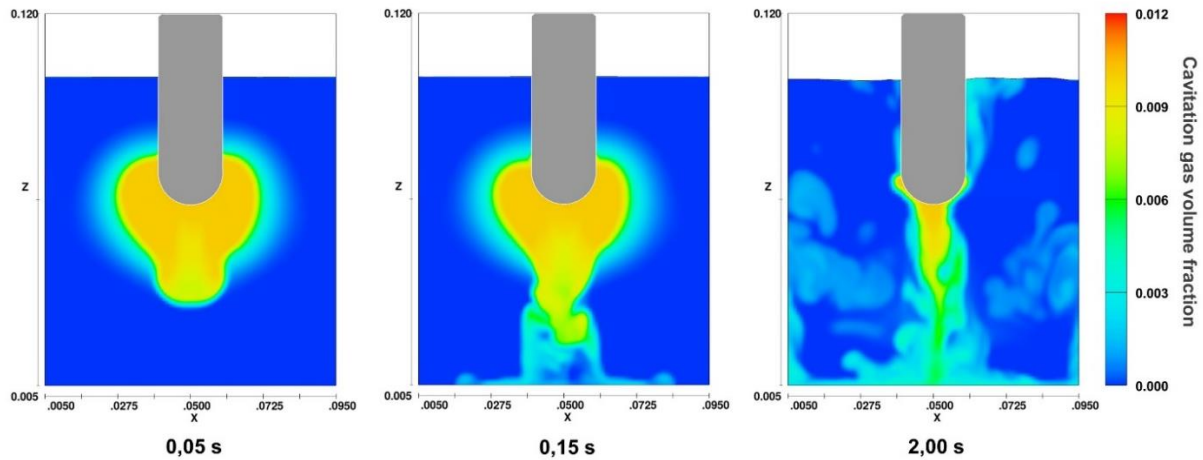


Abbildung 6: Einfluss der akustischen Strömung auf die Kavitationszone in AlSi7Mg0,3

3.5 Abgleich zwischen Simulation und Versuchsergebnissen

Die Ergebnisse hinsichtlich Kavitation und akustischer Strömung zeigen hohe Übereinstimmung mit Beobachtungen aus den praktischen Versuchen im Wassermodell. Im Wassermodell ist die Entstehung eines Bläsenschildes erkennbar, der sich radial um die Sonotrodenspitze bildet (Abbildung 7a). Darüber hinaus ist in Übereinstimmung mit den Ergebnissen der Simulation in Abbildung 5 das Vorhandensein akustischer Strömung, die ausgehend von der Sonotrodenspitze in $-z$ -Richtung fließt. Werden die in Abbildung 4 dargestellten Simulationsergebnisse hinsichtlich der während der Kavitation vorliegenden Drücke ausgewertet, ist auch dort der in der Praxis zu beobachtende Bläsenschild erkennbar (Abbildung 7b). Die direkte Gegenüberstellung der beiden Bilder (Abbildung 7c) zeigt, dass die Abmessungen dieses Bläsenschildes mit der Realität übereinstimmend simuliert werden.

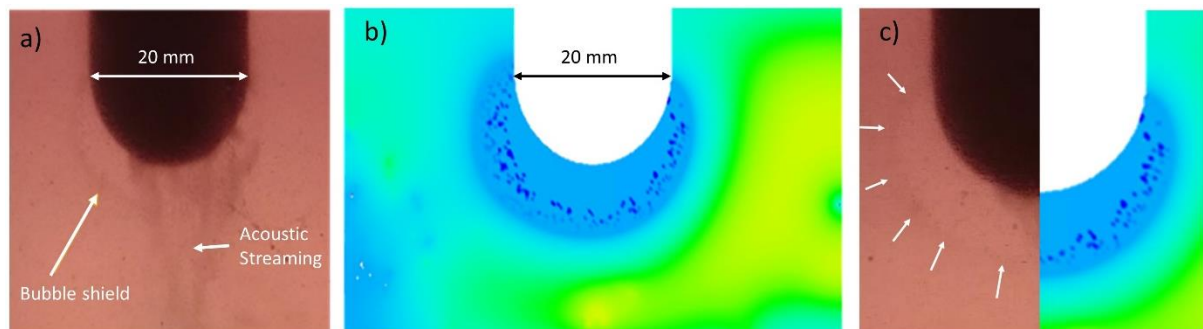


Abbildung 7: Abgleich der Simulationsergebnisse mit Beobachtungen während der Ultraschallbehandlung im Wassermodell
a) Wassermodell b) Simulation c) Gegenüberstellung

3.6 Potentiale und Grenzen des Modells

Die dargestellten Simulationsergebnisse legen dar, dass die ausgewählte CFD-Software in der Lage ist, die mit der Ultraschallbehandlung von Fluiden / Al-Schmelzen verbundenen Effekte (Ausbreitung der Druckwellen, Kavitation, akustische Strömung) qualitativ zu simulieren. Die (quantitativen) Simulationsergebnisse weisen eine hohe Übereinstimmung mit den Resultaten anderer Veröffentlichungen [12,16] auf. Der Vorteil der verwendeten Software ist u.a. die bereits etablierte Verwendung als Simulationswerkzeug für Gießprozesse und die Möglichkeit der dreidimensionalen Simulation und Ergebnisauswertung.

Obwohl erste Beobachtungen nahelegen, dass die Simulationsergebnisse qualitativ (und quantitativ) korrekt sind, ist die Erweiterung der Simulation hinsichtlich der Überlagerung der US-Behandlung mit der Erstarrung der Schmelze erforderlich. Erste Ansätze zeigen, dass dies möglich ist und qualitative Rückschlüsse aus derartigen

Simulationen gewonnen werden können. Diese sind im weiteren Verlauf der Untersuchungen durch praktische Gießversuche zu verifizieren.

Trotz der guten Ergebnisse, die FLOW-3D zu liefern scheint, sind mit der Berechnung dieser Phänomene in vielen Fällen lange Berechnungszeiten verbunden. Möglichkeiten zur Reduzierung der erforderlichen Rechenzeiten sind zweidimensionale Modelle oder, im Fall geometrisch symmetrischer Modelle, die teilweise Vernetzung des Modells, das dann über Symmetrieebenen gespiegelt werden kann. In Hinblick auf die Ergebnisse der akustischen Strömung müssen diese, falls möglich, im weiteren Verlauf validiert werden, bspw. durch den Einsatz von „*Particle Image Velocimetry*“ (PIV) Verfahren. Darüber hinaus haben erste Untersuchungen einer Konvergenz- bzw. Netzunabhängigkeitsstudie des vorliegenden Modells gezeigt, dass eine weitere Reduzierung der Zellgröße mit einer enormen Zunahme der Rechenzeiten verbunden ist. Die Abweichung zwischen den Ergebnissen fällt hingegen nur sehr gering aus und rechtfertigt daher nicht die hohe Zunahme der Berechnungszeiten, die zudem den anwendungsorientierte Zweck des Modells verfehlen.

4. Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen der Untersuchungen konnte nachgewiesen werden, dass das ausgewählte Simulationsprogramm FLOW-3D v11.2, welches auch zur Simulation gießtechnologischer Prozesse eingesetzt wird, in der Lage ist, die während der Ultraschallbehandlung in der Schmelze auftretenden Phänomene abzubilden. Die wichtigsten Erkenntnisse sind die Folgenden:

- Das Simulationswerkzeug ist in der Lage, Entstehung und Ausbreitung akustischer Drücke, die durch eine Sonotrode eingeleitet werden, zu simulieren.
- Darauf aufbauend kann die Bildung der Kavitationszone, die im Wesentlichen im Bereich um die Sonotroden spitze zu beobachten ist, vorhergesagt werden. Für jede Zelle kann der Volumenanteil der Kavitationsblasen in dieser bestimmt werden. Die Resultate der Simulation hinsichtlich der Kavitationszone stimmen mit den theoretischen Beschreibungen und dem experimentell nachgewiesenen Kavitationsverhalten überein.
- Infolge der hohen Schwingungsrate der Sonotrode (20.000 Hz) ruft das aus den Abwärtsbewegungen hervorgehende und auf das Fluid wirkende Moment die Entstehung akustischer Strömung hervor. Geschwindigkeit und Fließmuster decken sich mit den Ergebnissen bisheriger Studien zur Untersuchung akustischer Strömung.
- Der Einfluss der akustischen Strömung auf die Kavitationszone ist simulierbar. Dabei zeigt sich, dass die meisten Kavitationsblasen, die aus der Kavitationszone transportiert werden, unter Einfluss der weniger extremen Druckschwankungen nicht stabil sind und zerfallen.
- Die Möglichkeit der dreidimensionalen Simulation der mit der Ultraschallbehandlung verbundenen Effekte ist ein großer Vorteil gegenüber bisheriger Modelle, die sich weitestgehend auf die zweidimensionale Vorhersage dieser Effekte konzentriert haben.
- Durch die Möglichkeit der einfachen Anpassung von Fluideigenschaften, Geometrie und Ultraschallparametern (Frequenz, Amplitude) kann das Modell flexibel an unterschiedliche experimentelle Gegebenheiten angepasst und bspw. für Voruntersuchungen oder zur Prozessauslegung eingesetzt werden.
- Weitere Untersuchungen und numerische Anpassungen sind erforderlich, um präzise und aussagekräftige Simulationsergebnisse, auch in quantitativer Hinsicht, zu erhalten und somit eine zuverlässige Vorhersage des Einflusses der Ultraschallbehandlung auf gießtechnologische Prozesse zu ermöglichen.

Danksagung

Die Autoren bedanken sich beim Bundesministerium für Wirtschaft und Energie für die Förderung des Projektes im Rahmen des Programms „Zentrales Innovationsprogramm Mittelstand“ und bei den Projektpartnern ENA - Elektrotechnologien und Anlagenbau GmbH und der Leichtmetallgießerei Bad Langensalza GmbH.

Literaturverzeichnis

- [1] Eskin, G.I.; Eskin, D.G.: Ultrasonic treatment of light alloy melts, CRC Press, 2nd Edition, 2014
- [2] Meek, T.T.; Han, Q.: Ultrasonic Processing of Materials, U.S. Department of Energy – Energy Efficiency and Renewable Energy, 2006
- [3] Abramov, O.V.: Ultrasound in Liquid and Solid Metals, CRC Press, 1994
- [4] Eskin, G.I.: Influence of cavitation treatment of melts on the processes of nucleation and growth of crystals during solidification of ingots and castings from light alloys, *Ultrasonics Sonochemistry* 1 (1994) 1
- [5] Eskin, G.I.: Cavitation mechanism of ultrasonic melt degassing, *Ultrasonics Sonochemistry* 2 (1995) 2
- [6] Brennen, C.E.: Cavitation and Bubble Dynamics, California Institute of Technology, Pasadena, California, Oxford University Press, 1995
- [7] Feng, H.; Barbosa-Cánovas, G.V.; Weiss, J.: *Ultrasound Technologies for Food and Bioprocessing*, Springer New York Dordrecht Heidelberg London, 2011
- [8] Zhang, S; Zhao, Y.; Cheng, X.; Chen, G.; Dai, Q.: High-energy ultrasonic field effects on the microstructure and mechanical behaviors of A356 alloy, *Journal of Alloys and Compounds* 470 (2009) 1-2
- [9] Shu, D.; Sun, B.; Mi, J.; Grant, P.S.: A high-speed imaging and modeling study of dendrite fragmentation caused by ultrasonic cavitation, *Metallurgical and Materials Transactions A* 43 (2012) 10
- [10] Eskin, D.G.: Ultrasonic processing of molten and solidifying aluminium alloys: overview and outlook, *Materials Science and Technology* 33 (2017) 6
- [11] Jia, S.; Zhang, D.; Xuan, Y.; Nastac, L.: An experimental and modeling investigation of aluminum-based alloys and nanocomposites processed by ultrasonic cavitation processing, *Applied Acoustics*, 103 (2016)
- [12] Ishiwata, Y.; Komarov, S.; Takeda, Y.: Investigation of Acoustic Streaming in Aluminum Melts Exposed to High-Intensity Ultrasonic Irradiation, 13th International Conference on Aluminum Alloys: ICAA 13, Springer International Publishing, 2012
- [13] Eskin, D.G.: Ultrasonic Melt Processing: Achievements and Challenges, *Materials Science Forum*, 828-829 (2015)
- [14] Huang, H.; Xu, Y.; Shu, D.; Han, Y.; Wang, J.; Sun, B.: Effect of ultrasonic melt treatment on structure refinement of solidified high purity aluminium, *Transactions of Nonferrous Metals Society of China* 24 (2014) 7
- [15] Lebon, G.S.B.; Tzanakis, I.; Djambazov, G.; Pericleous, K.; Eskin, D.G.: Numerical modelling of ultrasonic waves in a bubbly Newtonian liquid using a high-order acoustic cavitation model, *Ultrasonics Sonochemistry*, 37 (2017)
- [16] Schenker, M.C.; Pourquiéand, M.J.B.M.; Eskin, D.G.; Boersma, B.J.: PIV quantification of the flow induced by an ultrasonic horn and numerical modeling of the flow and related processing times, *Ultrasonics Sonochemistry*, 20 (2012)
- [17] Trujillo, F.J.; Knoerzer, K.: CFD modelling of the acoustic streaming induced by an ultrasonic horn reactor, Seventh International Conference on CFD in the Minerals and Process Industries, 2009

Untersuchungen von Faserverbund- und Hybridstrukturen unter dem Aspekt des späteren Einsatzgebietes

Sandra Misch¹⁾, Hans-Christian Möhring²⁾

¹⁾ Institut für Fertigungstechnik und Qualitätssicherung (IFQ), Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Deutschland,
sandra.misch@ovgu.de, 03916758910

²⁾ Institut für Werkzeugmaschinen (IfW), Universität Stuttgart, Deutschland, hc.moehring@ifw.uni-stuttgart.de,
071168583773

Zusammenfassung

Der Leichtbau spielt in der Automobilindustrie, ebenso in der Luft- und Raumfahrt seit Jahren eine tragende Rolle bei der Fertigung. Der mit dem Anstieg der Energiekosten verbundene und zum Betrieb der Produktionssysteme notwendige finanzielle Aufwand führt immer mehr zum Umdenken im Maschinenbau. Die Forderung nach energieeffizienten Anlagen steigt. Damit verbunden rückt der Leichtbau von Werkstücken und Maschinenkomponenten immer mehr, auch bei der Herstellung von Produktionseinrichtungen, in den Fokus. Die Analyse einfacher Strukturbauteile wird notwendig. Im Verbundprojekt HYBRID¹ geht es um die Erforschung und Umsetzung neuer Konzepte für Produktionsanlagen. Es bietet sich hierbei die Chance, Komponenten im Bereich der Produktion intelligent einfach und effizient zu erweitern. Werkzeugmaschinenstrukturen bestehen zurzeit aus Konstruktionswerkstoffen aus Metall. Es gibt Ansätze zur Verwendung von Faserverbundstrukturen in Werkzeugmaschinenstrukturen, wobei hier ein homogener Materialeinsatz genutzt wird. Hybride Leichtbaumaschinenstrukturen auf dem Gebiet der Werkzeugmaschinen sind noch am Anfang. In HYBRID¹ werden daher einfache Strukturbauteile in einem gekapselten Versuchsstand auf statische und dynamische Eigenschaften untersucht. Des Weiteren ist der Versuchsstand gegen den Austritt von Fluid abgedichtet und mit einem Auffangbecken ausgestattet. Zur Verwendung eines Fluids ist eine Nebelungsanlage geplant, womit feiner Sprühnebel erzeugt wird. Durch diese Funktionen ist der Versuchsstand bestens geeignet, spätere vorherrschende Bedingungen in einer Werkzeugmaschine abzubilden. Weshalb hier die Untersuchung der vorher gewählten Proben unter optimalen Bedingungen im Vergleich zu dem späteren Einsatzgebiet mit Kühlschmierstoff und unter unterschiedlichen Klimabedingungen stattfindet. Wodurch eine Anpassung an spätere Umgebungstemperaturen ermöglicht wird.

Schlüsselwörter: Faserverbund, Modalanalyse, Dauerbelastung, Kühlschmierstoff

1. Einleitung

Um eine Strukturkomponente komplett zu entwerfen, sind mehrere Schritte nötig. Die mechanische Prüfung von Materialien, in dem Fall der Faserverbundstrukturen, ist ein Punkt [1, 2]. Zur genaueren Untersuchung werden Platten bei Experimenten geschädigt. Hierbei kommen unterschiedliche Verfahren, wie Impact- oder Biegeversuche zum Einsatz [3-6]. Durch die Schädigung treten u. a. Faserbrüche oder Delamination auf [7-15]. Das Versagenskriterium der Delamination kann durch das Einfügen einer Folie bei der Herstellung des Laminates hervorgerufen werden [10, 15, 16]. Ein weiterer wichtiger Punkt bei der Verwendung von Faserverbundstrukturen in Werkzeugmaschinen ist der Kontakt mit Kühlschmierstoff, welcher bei der Bearbeitung der Wärmeabfuhr und Schmierung des Werkzeugs und Werkstückes dient [17, 18]. Hierbei ist eine Überwachung aufgrund des Kühlschmierstoffes hinsichtlich Konzentration und Keimbelastung sinnvoll [19, 20]. Des Weiteren ist bei der Verwendung von Kühlschmierstoff die Wechselwirkung mit anderen Materialien zu beachten. Eine Überprüfung der chemischen Beständigkeit von Elastomeren im Hinblick auf die Abdichtung eines Versuchsstandes ist wichtig [21]. Außerdem ist bei der Verwendung von Kühlschmierstoff und Faserverbundstrukturen eine Absorption des Fluids zu beachten [22]. Bekannt aus der Literatur sind das Aufquellen des kohlenstofffaserverstärkten Kunststoffes (CFK) sowie die Vergrößerung des Volumens durch die Verwendung von üblichen Epoxidharzen. Die Feuchtigkeitsaufnahme liegt für Faserkunststoffverbunde zwischen 1 % bis 3 % [23, 24]. In zurückliegenden Untersuchungen fanden Experimente bisher zu der Absorption von Wasser durch CFK statt [25-28]. Hierzu wurden ebenfalls Eintauchversuche mit einer Salzlösung durchgeführt [29]. Experimente zu der Absorption von Motoröl erfolgten bisher nur mit glasfaserverstärktem Kunststoff [30]. An diesem Punkt setzt der gekapselte Versuchsstand (Bild 1) an. Es ist ein Versuchsstand angedacht, welcher die Untersuchung von statischen und

dynamischen Steifigkeitseigenschaften bzw. Dämpfungsfaktoren zulässt. Des Weiteren ist der Versuchsstand gekapselt um bestimmte Umgebungstemperaturen und die Verwendung von Fluiden zu ermöglichen. Hierzu sind verschiedene Langzeituntersuchungen mit unterschiedlichen Teststrukturen angedacht. Ein Vorteil ist, dass mehrere Teststrukturen gleichzeitig eingebunden werden können. Des Weiteren ist die Untersuchung von mehreren gleichen Proben zur selben Zeit vorgesehen. Hierfür wurde eine entsprechende Probenaufnahme geplant. Der Versuchsstand wird im Rahmen der Förderung des Bundesministeriums für Bildung und Forschung (BMBF) im Verbundprojekt HYBRIDi (Intelligente Leichtbaustrukturen für hybride Werkzeugmaschinen) entwickelt. Das BMBF fördert in diesem Vorhaben u.a. die Verwendung und Erforschung von Faserverbund- und Kompositwerkstoffen in Verbindung mit metallischen Strukturen innerhalb eines Hybridsystems. Hierzu ist eine detaillierte Untersuchung und Entwicklung von Materialschnittstellen angedacht. In diesem Zusammenhang ist die Erarbeitung eines komplexen Versuchsstandes vorgesehen.

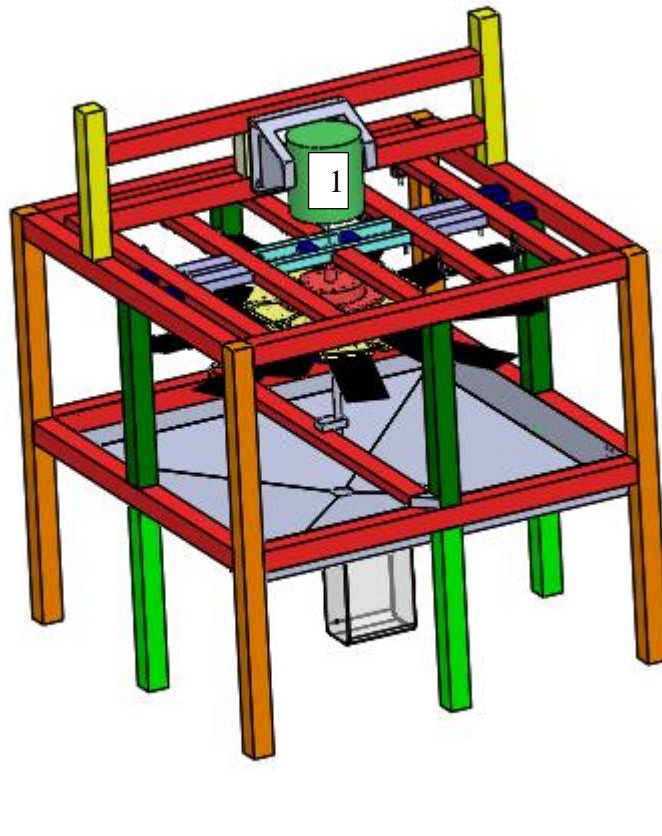


Bild 1: Entwurf des Versuchsstandes mit Shaker (1)

2. Versuchsstand

Im Rahmen der Entwicklung des Versuchsstandes erfolgten Vorversuche. Die gewonnenen Ergebnisse flossen hierbei direkt in die Entwicklung des Versuchsstandes. Um eine spätere Überwachung der Strukturen und des Kühlschmierstoffes zu gewährleisten.

2.1. Vorversuche

Im Rahmen von Vorversuchen wurden CFK-Platten mit den Abmaßen 450 x 113 x 2,6 mm untersucht. Es wurde eine beschädigte Platte aus einem Impactversuch mit einem spitzen Kegel untersucht (Bild 2 links). Die Impactversuche führte der Projektpartner INVENT GmbH durch, welcher ebenfalls die Platten für die Experimente herstellte. Des Weiteren wurde eine verklebte Platte untersucht. Die verklebte Platte wurde mit einer Überlappung von 40 mm verklebt (Bild 3 rechts) [23, 24]. Hierbei wurden die Platten geklemmt und an einem Seil an einer Versuchsvorrichtung aufgehängt (Bild 3 links). Mit Hilfe eines Shakers wurden die Platten in einem

Frequenzbereich bis 1600 Hz angeregt. Auf den Platten wurden 8 Beschleunigungssensoren (Bild 3 rechts) angebracht. Ziel der Voruntersuchungen war die Identifizierung der Eigenfrequenzen.

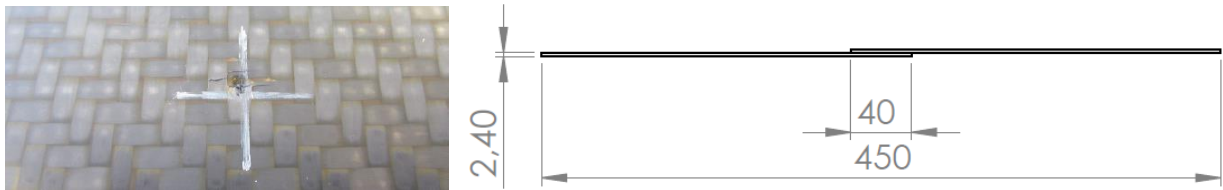


Bild 2: Plattenbeschädigung durch Impactversuch mit spitzem Kegel (re.), geklebte Platte (li.)

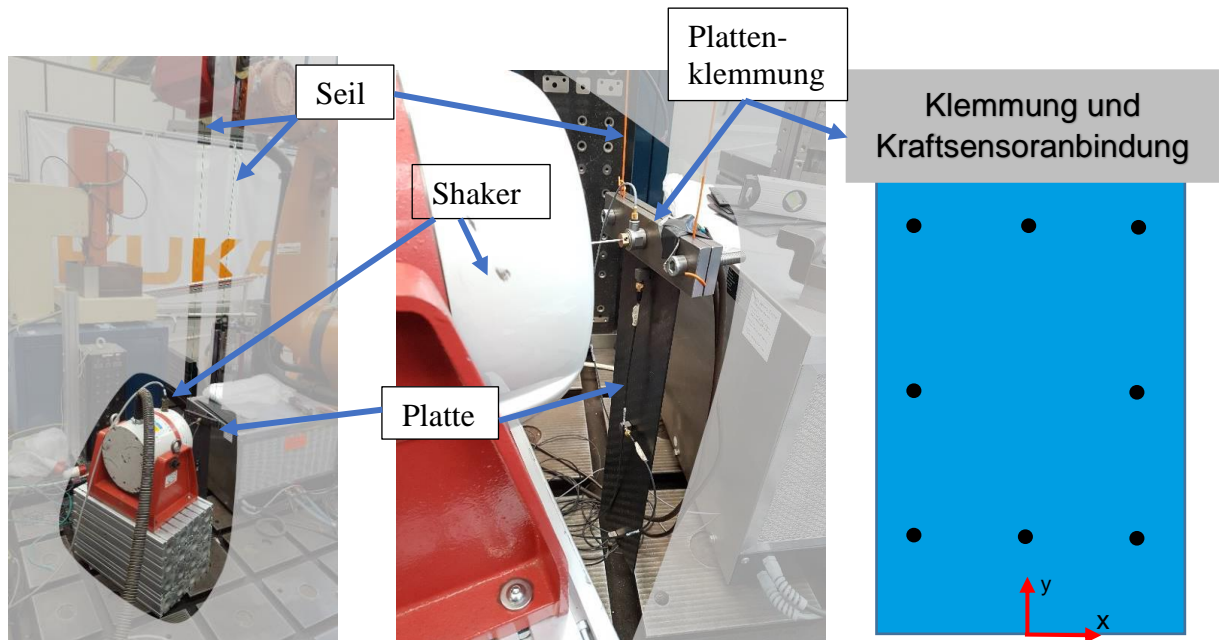


Bild 3: Versuchsaufbau der Plattenexperimente (li.), Detailansicht Plattenanbindung an Shaker (m.), Anordnung der Sensoren (re.)

Im Bild 4 ist das dynamische Verhalten der 3 Platten zu sehen. Es zeigt sich, dass die geklebte Platte zunächst höhere Amplituden bei den ersten beiden Eigenfrequenzen aufweist gegenüber den anderen Platten und diese bei der 3. und 4. Eigenfrequenz flacher sind. Die Amplitude der 5. Eigenfrequenz ist deutlich höher als die der Platte mit Beschädigung und der Referenzplatte. Die Eigenfrequenzen der Platten liegen bis zur 3. Eigenfrequenz in einem ähnlichen Bereich. Bei der 4. Frequenz weist die geklebte Platte eine höhere Eigenfrequenz gegenüber den anderen Platten auf. Dies wandelt sich bei der 5. Eigenfrequenz, da hier die geklebte Platte eine geringere Eigenfrequenz als die anderen Platten aufweist.

Tabelle 1: Eigenfrequenzen der untersuchten Platten

Mode	Eigenfrequenz [Hz]		
	Geklebte Platte	Platte mit Beschädigung	Referenzplatte
1	48,13	49,38	45,50
2	109,40	111,90	107,50
3	186,90	186,30	187,00
4	325,00	306,90	301,50
5	536,90	573,50	591,90
6	939,40	-	822,00

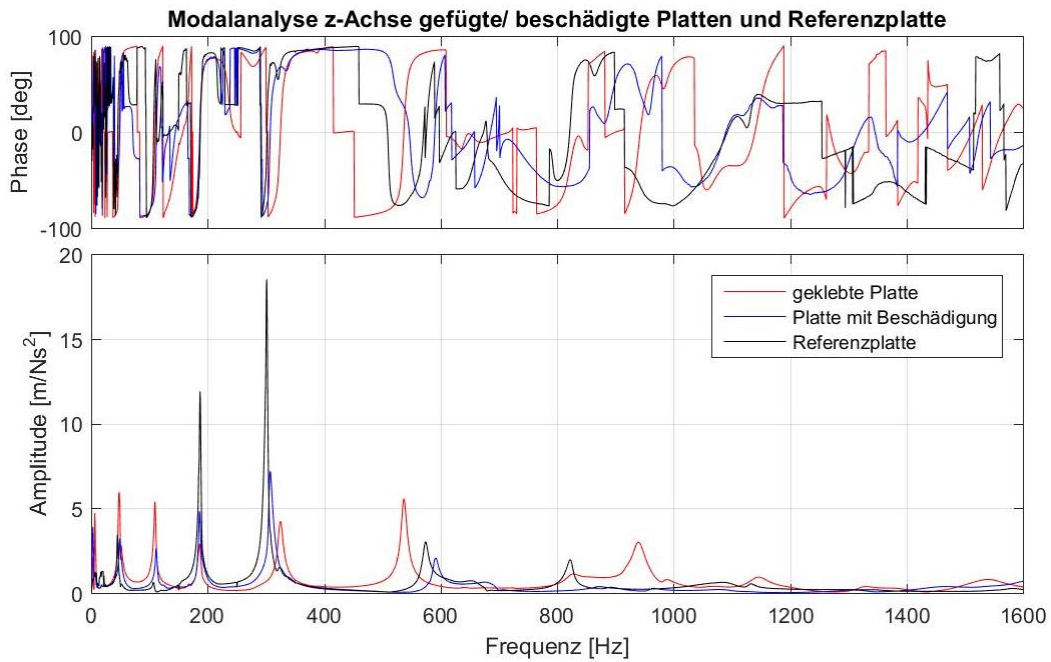


Bild 4: Dynamisches Verhalten der Referenzplatte, der gefügten und beschädigten Platten

2.2. Konstruktion des Versuchsstandes

Der Versuchsstand baut sich aus einem Kasten auf. In dessen Mitte befindet sich die Sternaufnahme (Bild 5), welche 16 Platten aufnehmen kann. Des Weiteren befindet sich eine Wanne unter der Sternaufnahme. Die Wanne dient als Auffangbecken des produzierten Nebels aus Kühlschmierstoff. Die Sammlung des Kühlschmierstoffes erfolgt in einem Tank unter der Wanne. Unter der Sternaufnahme befindet sich eine Führung um eine unkontrollierte Ausschwingbewegung des Sternes zu Verhindern.

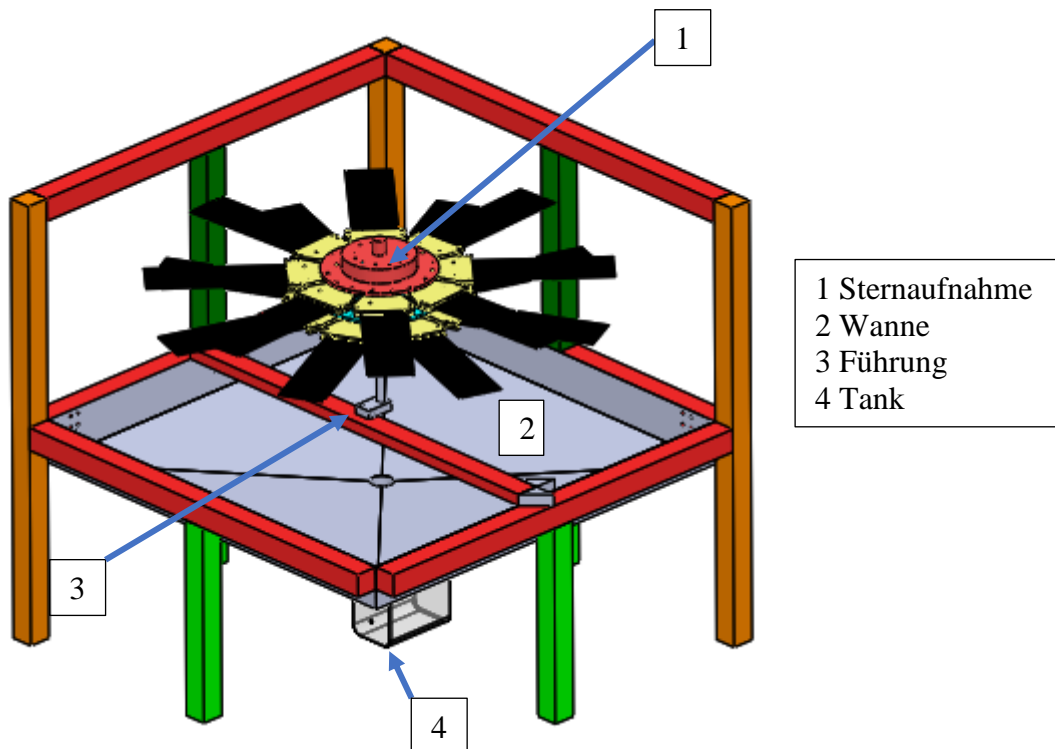


Bild 5: Detailansicht des Versuchsstandes

Die Sternaufnahme (Bild 6 links) unterteilt sich in 2 Ebenen. Es besteht die Möglichkeit der Verwendung von einer oder zwei Ebene/n bei einer Versuchsdurchführung. Die maximale Bestückung der Sternaufnahme beträgt 16 Platten. Hier ist die gegenüberliegende Aufnahme von gleichen Platten wichtig um eine homogene Anregung zu garantieren. Die Sternaufnahme ist so konstruiert, dass jede Platte eine eigene Plattenaufnahme besitzt (Bild 6 rechts). Hierdurch kann der Stern beim Tausch der Platten im Versuchsstand verbleiben.

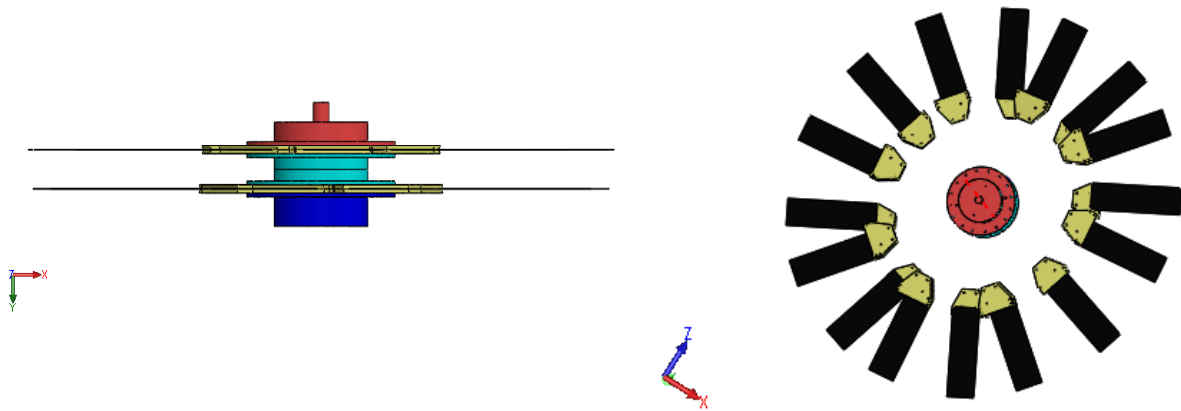


Bild 6: Detailansicht der Ebenen der Sternaufnahme (li.), Ansicht der maximalen Plattenaufnahme am Stern (re.)

Die Anregung der Sternaufnahme erfolgt durch die Kopplung an einen Shaker über einen Stinger (Bild 7). Aufgrund der Ergebnisse der Vorversuche ist die Verwendung von Beschleunigungssensoren vorgesehen. Des Weiteren ist eine Benebelungsanlage über der Sternaufnahme geplant (Bild 8). Hierfür ist eine Kapselung des Versuchsstandes vorgesehen, um das Austreten des Fluids zu verhindern.

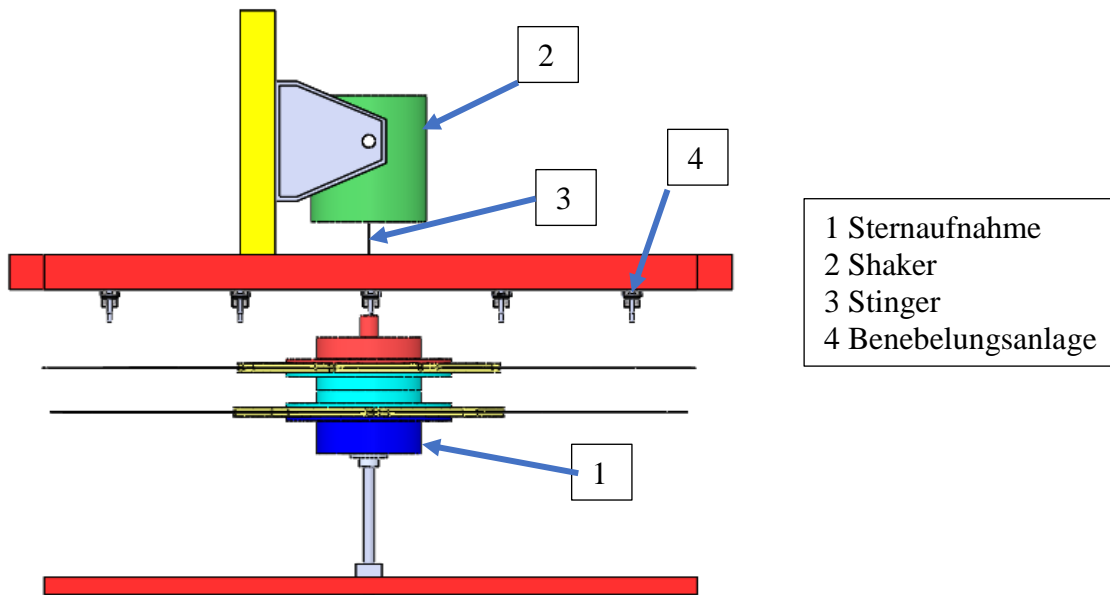


Bild 7: Anregung der Sternaufnahme

2.3. Aufbau Benebelungsanlage

Die Benebelungsanlage stammt aus dem Bereich des Terrariumbaus. Im Terrariumbau werden Benebelungsanlagen zur Bereitstellung eines annähernd gleiches Klimaverhältnisses für die Pflanzen und Tiere eingesetzt. Hierdurch ist die Erzeugung von sehr feinen Sprühnebel mit einem Durchsatz von 55 ml bei 18 bar bis 160ml bei 70bar pro Minute für Wasser gegeben [31]. Es werden 24 Sprühdüsen verwendet, welche in einem Abstand von 300 mm angeordnet sind (Bild 8). Der Aufbau der Kühlschmierstoffleitung erfolgt als Ringleitung

um eine verlustfreie BENEBELUNG zu garantieren. Um eine dauerhafte BENEBELUNG zu gewährleisten, wird ein Multifunktions-timer eingesetzt. Hierdurch wird einer Überhitzung der Pumpe vorgebeugt.

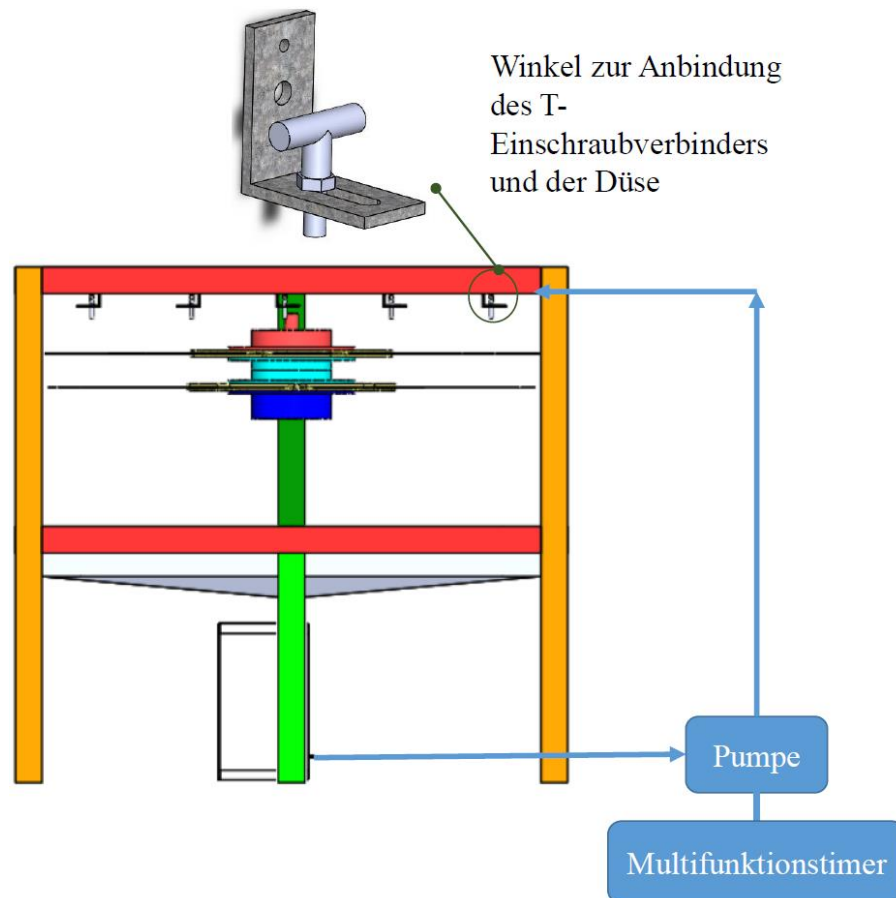


Bild 8: Aufbau der BENEBELUNGSANLAGE

3. Weiteres Vorgehen

In den anstehenden Experimenten ist die Untersuchung der Sternaufnahme auf die Eigenfrequenzen geplant. Hierzu werden die Simulationsergebnisse und experimentellen Ergebnisse verglichen. Während eines Versuches wird die Sternaufnahme zyklischen Dauerbelastungen [32, 33] unterzogen und mit Kühlschmierstoff benebelt um hierdurch eine Schädigung der Platten hervorzurufen. Des Weiteren ist die wöchentliche Kontrolle des Kühlschmierstoffes vorgesehen, um einer Veränderung der Konzentration entgegen zu wirken. Außerdem werden die Feuchtigkeit und Temperatur über den gesamten Versuch beobachtet.

Im Fokus stehen während der gesamten Messungen die experimentellen Ergebnisse der einzelnen Platten. Um eine gleiche Masseverteilung zu garantieren, werden an den gegenüberliegenden Aufnahmen dieselben Platten eingebaut. Ziel ist es eine Wöhler-Kurve zu erstellen [34].

Danksagung

Diese Arbeit wird mit Mitteln des Bundesministeriums für Bildung und Forschung (BMBF) in dem Programm „Forschung für die Produktion von morgen“, Themenfeld "Produktionsanlagen für Wachstumsmärkte - intelligent einfach und effizient", (Förderkennzeichen 02P14A114) gefördert und vom Projektträger Karlsruhe (PTKA), Bereich Produktion und Fertigungstechnologien (PFT) betreut.

Literaturverzeichnis

- [1] Flemming, M.; Roth, S.: Faserverbundbauweisen: Eigenschaften. Berlin, Springer-Verlag, 2003
- [2] Ehrenstein, G. W.: Faserverbund-Kunststoffe: Werkstoffe – Verarbeitung – Eigenschaften. München, Wien: Carl Hanser Verlag, 1992
- [3] Schütte, C.: Bohren und Hobeln von kohlenstofffaserverstärkten Kunststoffen unter besonderer Berücksichtigung der Schneide-Faser-Lage Hamburg: Technische Universität Hamburg-Harburg, Institut für Produktionsmanagement und -technik, Dissertation, 2014
- [4] Öchsner, A.; Altenbach, H.; et al.: Experimental and Numerical Investigation of Advanced
- [5] Preller, F.: Zum Verhalten von kohlenstofffaserverstärktem Kunststoff bei faserparalleler Druckbelastung, Braunschweig, Bericht des Deutschen Zentrums für Luft- und Raumfahrt e.V., 2006
- [6] Wetzel, A; Kärger, L.: Impact- und Restfestigkeitsversuche an Sandwichplatten mit Faltwabenkernen, RWTH Aachen, Dissertation, 2005
- [7] AVK: Composites-Marktbericht 2016. AVK - Industrievereinigung Verstärkte Kunststoffe e.V., Frankfurt, 2016, S. 1-46
- [8] Schürmann, H.: Konstruieren mit Faser-Kunststoff-Verbunden, 2, Bearbeitete und erweiterte Auflage, Berlin, Springer-Verlag, 2007, S. 1-12, 13, 39-42, 346-348
- [9] Talreja, R.: Fatigue of Composite Materials, Lancaster: Technomic Publishing Company, 1987, S. 42-44
- [10] Carlsson, L. A.; Pipes, R. B.: Hochleistungsfaserverbundwerkstoffe: Herstellung und experimentelle Charakterisierung, Vieweg+Teubner Verlag, Stuttgart, 1989, S.50-77
- [11] Camanho, P. P.: Mechanical response of composites, Dordrecht, Springer-Verlag, 2008, S. 77-97, 119–140
- [12] Talreja, R.; Singh, Ch. V.: Damage and failure of composite materials, New York, Cambridge University Press, 2012, S. 2-7, 32-56, 68–75, 241–275, 294–299
- [13] Talreja, R.: Damage mechanics of composite materials, Amsterdam, Elsevier, 1994, S.187-243
- [14] Deutscher Verband für Materialforschung und- prüfung e.V.: 31. Tagung des DVM-Arbeitskreises Bruchvorgänge, Darmstadt, 1999
- [15] Shu, D.; Della, Christian N.: Free vibration analysis of composite beams with two non-overlapping delaminations, International Journal of Mechanical Sciences 46, 2004, S. 509-526
- [16] Kargarnovin, M. H.; Ahmadian, M. T.; Jafari-Talookolaei, R.-A.; Abedi, M.: Semi-analytical solution for the free vibration analysis of generally laminated composite Timoshenko beams with single delamination, Composite Part B 45, 2013
- [17] Weck, M.; Brecher, Ch.: Werkzeugmaschinen Konstruktion und Berechnung, Berlin, Springer-Verlag, 2008
- [18] Milberg, J.: Werkzeugmaschinen - Grundlagen : Zerspantechnik, Dynamik, Baugruppen, und Steuerungen, Berlin, Springer-Verlag, 1992
- [19] Deutsche Gesetzliche Unfallversicherung: Keimbelastung wassergemischter Kühlschmierstoffe, 2016
- [20] Deutsche Gesetzliche Unfallversicherung: Tätigkeiten mit Kühlschmierstoffen, 2009
- [21] Bell, T: MaschinenMarkt: Eiskalter Zugriff; Vorsicht Wechselwirkung, Ausgabe 51/52, 2002, S. 36-42
- [22] Walter, A.; Forbes, A.; Schneider, M.; Birenbaum, Ch.; Mayer, T.; Burkhardt, J.: Spanende Bearbeitung von Leichtbauwerkstoffen, Stuttgart, Studie des Fraunhofer IPA, 2012, URL <http://publica.fraunhofer.de/dokumente/N-226391.html>
- [23] Janda, R.: Kunststoffverbundsysteme : Grundlagen, Anwendung, Verarbeitung, Prüfung, Weinheim, Verlag VCH, 1990, S. 185-195, 247-275
- [24] Moser, K.: Faser-Kunststoff-Verbund, Düsseldorf, VDI-Verlag, 1992, S. 83-124,129-137
- [25] Selzer, R.; Friedrich, K.: Influence of water up-take on interlaminar fracture properties of carbon fibre-reinforced polymer composites, Journal of Materials Science 30, 1995
- [26] Hussain, M.; Niihara, K.: Control of water absorption and its effect on interlaminar shear strength of CFRC with Al₂O₃ dispersion, Materials Science and Engineering A272, 1999, S. 264-268
- [27] Lai, M.; Botsis, J.; Cugnoni, J.: Studies of hygrothermal degradation of a single fiber composite: An iterative approach with embedded optical sensors and numerical analysis, Composites Part B 60, 2014
- [28] LeBlanc, L.R.; LaPlante, G.: Experimental investigation and finite element modeling of mixed-mode delamination in a moisture-exposed carbon/epoxy composite, Composites Part A 81, 2016, S. 202-213
- [29] Lv, X. J.; Zhang, Q.; Li, X. F.; Xie, G. J.: Effect of moisture absorption on the mechanical behavior of carbon fiber/epoxy matrix composites, Beijing, Journal of Reinforced Plastics and Composites, 2008
- [30] Amaro, A. M.; Reis, P.N.B.; Neto, M. A.; Louro, C.: Effect of different commercial oils on mechanical properties of composite materials, Composite Structures, ResearchGate, 2014
- [31] Micro Rain Systems e.K: M.R.S. Anti-Tropf Düse Düsenkopf ECO 0,3 mm - 85°, Online Katalog, URL <https://www.mrs-shop.com>

- [32] Sähn, S.: Bruch- und Beurteilungskriterien in der Festigkeitslehre : mit 40 Tabellen, Leipzig, Fachbuchverlag, 1993, S. 224-310
- [33] Noll, T. J.: Beitrag zur Entwicklung punktueller Lasteinleitungen und Verbesserung der Versagensanalyse für Faser-Kunststoff-Verbund-Strukturen unter zyklischer Belastung, Technische Universität Kaiserslautern, Dissertation, 2008
- [34] Radaj, D.: Ermüdungsfestigkeit - Grundlagen für Leichtbau, Maschinen- und Stahlbau, Berlin, Springer-Verlag, 2003, S. 10-60

Fertigungskonzepte zum Verkleben einer neuartigen Luftspaltwicklung eines Radnabenmotors

Ausgangssituation:

Der am Lehrstuhl für Mechatronik der OvGU entwickelte Leichtbau-Radnabenantrieb mit hoher Leistungsdichte (ein weltweit führendes Leistungsgewicht von 2 kW/kg) nutzt das innovative Luftspaltprinzip, bei dem die mäanderförmige Kupferdrahtwicklung auf dünnen ringförmigen Eisenrückschluss des Stators entlang des Luftspalts aufgebracht wird [1]. Das Fügen der Kupferlackdrähte auf dem Stator stellt jedoch eine wesentliche Herausforderung bei der Umsetzung dar, bei der sehr enge Fertigungstoleranzen und eine Reihe technologischer Anforderungen einzuhalten sind.

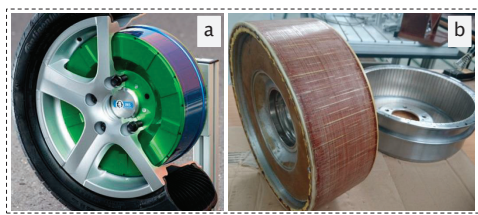


Bild 1: Prototyp mit Felge „Elisa Radnabenmotor“ (a) sowie Stator mit der Luftspaltwicklung (b)

Zielsetzung:

Für die Befestigung der Kupferlackdrähte auf dem Stator ist eine neue Klebtechnologie konstruktionsgerecht und serientauglich zu erarbeiten. Dabei sollen folgende Anforderungen an die Klebeverbindung beachtet werden:

- Reproduzierbare und gleichmäßige Klebstoffschicht mit der Gesamtdicke bis max. 100 µm;
- Anfangsfestigkeit innerhalb von wenigen Sekunden (≤ 15-20 s);
- hohe Temperaturbeständigkeit (bis 150 °C);
- Isolation der Kupferleiter über die Klebeverbindung zum Eisenrückschluss von mind. 2500 kV;
- erforderliche Zugscherkraft von mind. 4 N.

Fügepartner der Klebeverbindung:

Fügepartner 1 ist das Drahtpaket einer Wicklungsphase, der aus den sechs Kupfer-Flachlackdrähten mit dünner Lackschicht von ca. 30 µm und den Maßen von 0,6 x 0,4 mm (H x B) besteht (Bild 2).

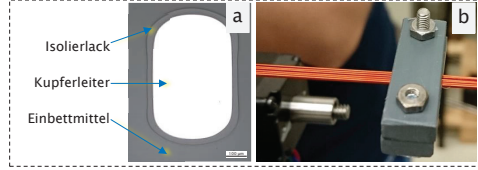


Bild 2: Querschnitt des Kupferlackdrahtes (a) und Originaldarstellung des Kupferdrahtpakets (b)

Fügepartner 2 ist die nutzenlose ringförmige Oberfläche des geblechten statorseitigen Eisenrückschlusses mit einem Durchmesser d = 300 mm, 100 mm breit und 4 mm hoch (Bild 3).

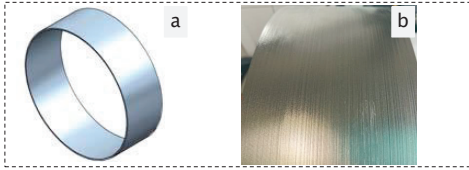


Bild 3: Eisenrückschluss des Stators: schematisch (a) sowie Originaldarstellung (b)

Versuchsdurchführung:

- (1) Entwicklung der Wickeltechnik und Aufbau der Wickelmaschine
- (2) Klebstoffauswahl und Erarbeitung der Klebekonzepte
- (3) Festigkeitsuntersuchungen der Klebeverbindungen und Vergleich der Klebekonzepte

Ergebnisse:

(1) Wickelprozess und verwendete Anlagentechnik

Basierend auf den manuellen Wickelversuchen wurde eine Wickelmaschine konstruiert und gebaut. Sie besteht aus drei Hauptbaugruppen: Der Spulenaufnahme (Coir-carrier), der Drahtzufuhrvorrichtung (Wire-feed) und einem Wickelportal. Zur Applikation des Klebstoffes wurde zusätzlich ein 2-Achs-Klebemodul entwickelt (Bild 4).

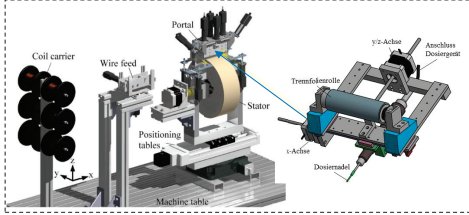


Bild 4: Virtueller Prototyp der ersten Wickelmaschine mit dem 2-Achs-Klebemodul [2]

(2) Klebstoffauswahl und Klebekonzepte

Das Versuchsprogramm bestand aus der Erprobung von zwei Reaktionsklebstoffen mit unterschiedlicher chemischer Basis (KS I und KS II), einem Transferklebeband (TKB) und der zwei doppelseitigen, elektrisch isolierenden Klebebändern unterschiedlicher Hersteller und unterschiedlicher Gesamtstärken (Tabelle 1).

Tabelle 1: Verwendete Versuchs klebstoffe

Versuchs-klebstoff	Kürzel	Chemische Basis	Träger	Dicke insg.	Temperaturbeständigkeit	Durchschlagsfestigkeit
Klebstoff I + Aktivator	KS I	Cyanacrylat	-	flexibel	bis 150 °C ^{1, 2}	k. A.
Klebstoff II + Aktivator	KS II	Urethan-methacrylat	-	flexibel	bis 200 °C ^{1, 2}	k. A.
Transferklebeband	TKB	Acrylat	-	50 µm	150 °C (200 °C) ²	0,5 kV/25µm
doppelseit. Klebeband I	KB I	Polysiloxan	Kapton®	100 µm	200 °C (180 °C) ²	7 kV/25 µm
doppelseit. Klebeband II	KB II	Polysiloxan	Kapton®	140 µm	180 °C (350 °C) ²	7 kV/25 µm

Zusätzliche Isolierung des Stators erfolgte durch eine Oberflächensprühlackierung mit handelsüblichen Lacken bzw. durch einseitig klebende Isolierfolien (Tabelle 2).

Tabelle 2: Verwendete Versuchs klebstoffe

Versuchs-klebstoff	Kürzel	Chemische Basis	Träger	Dicke insg.	Temperaturbeständigkeit	Durchschlagsfestigkeit
Elektro- Isolierlack	IL	Polyurethan	-	flexibel	150 °C (180 °C) ²	80 kV/mm
einseit. Isolierklebeband	IKB	Urethan-methacrylat	PEEK™	58 µm	bis 145 °C ^{1, 2}	6,75 kV/mm

¹ Die Angaben beziehen sich auf 40 % der Restfestigkeit; ² bei kurzzeitiger Belastung

Im Zusammenhang mit ausgewählten Klebstoffen und Isolierungen wurden insgesamt vier Klebekonzepte A, B, C und D erarbeitet und getestet (Bild 5).

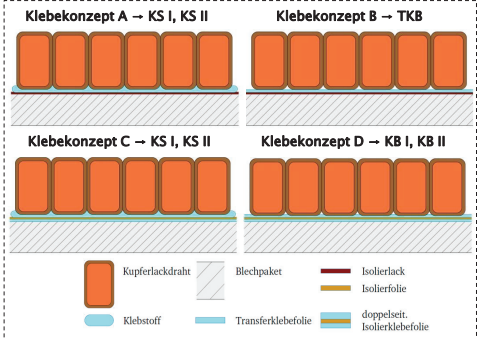


Bild 5: Klebekonzepte zum Befestigen der Luftspaltwicklung

(3) Festigkeitsuntersuchungen der Klebeverbindungen und Vergleich der Klebekonzepte

Für qualitative Bewertung einzelner Klebekonzepte untereinander wurden Zugscherversuche nach DIN EN 1465 bei Raumtemperatur und bei der max. zul. Betriebstemperatur 150 °C durchgeführt (Bild 6).

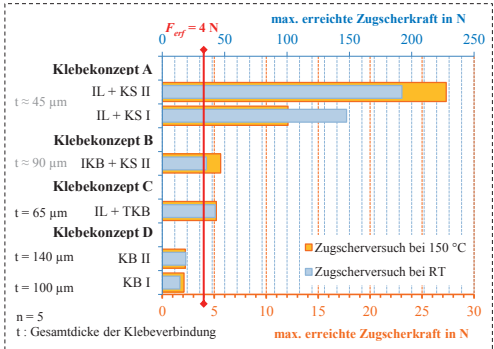


Bild 6: Ergebnisse der Zugscherversuche bei Raumtemperatur (RT) und bei Betriebstemperatur

Fazit:

Die Klebekonzepte mit Verwendung der Reaktionsklebstoffen sind mit einem großen technischen Aufwand verbunden, ermöglichen jedoch die Herstellung anforderungsgerechter Klebeverbindungen mit geringen Gesamtschichtdicken. Demgegenüber bieten die Haftklebebänder ein hohes Potenzial für Serienfertigung und sind aber hinsichtlich der Klebstoffauswahl und Schichtdickeneinstellung zu optimieren.

Literatur:

[1] Kasper, R.; Heinemann, W.; Borchardt, N.: Elektromotor mit eisenloser Wicklung. WO 2013/029579 A2, 07.03.2013
 [2] Borchardt, N. et al.: Winding Machine for Automated Production of an Innovative Air-Gap Winding for Lightweight Electric Machines, IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, Vol. 21, No. 3, June 2016

Intelligente Fertigungstechnik als Sockel für Industrie 4.0

Hans-Christian Möhring ¹⁾, Thomas Stehle ¹⁾

¹⁾ Institut für Werkzeugmaschinen (IfW), Universität Stuttgart, Deutschland,
hc.moehring@ifw.uni-stuttgart.de, 0711-685-83773

Zusammenfassung

Der folgende Beitrag behandelt beispielhafte technische Ansätze, mit denen Industrie 4.0-Szenarien in komplexen Fertigungssystemen umgesetzt werden können. Hierzu wird der Begriff „Industrie 4.0“ bzw. die damit verbundene Zielvorstellung für die Transformation moderner Produktionsabläufe zunächst vor dem Hintergrund konkreter industrieller Fertigungsprozesse diskutiert. Anschließend werden ausgewählte Forschungsvorhaben vorgestellt, die sich insb. mit dem Ziel auseinandersetzen, eine autonome Anpassungsfähigkeit auf Systemebene zu erreichen. Grundlegend ist dabei eine Kombination sensorischer Komponenten, informationsverarbeitender und regelungstechnischer Einheiten sowie simulations-basierter Systembeschreibungen zu betrachten. In modernen Implementierungen werden diese Elemente mit neuesten Kommunikations- und Datenspeicherlösungen verknüpft. Neben den technischen Potenzialen werden auch bisher bestehende Grenzen der neuartigen Technologien aufgezeigt.

Schlüsselwörter: Industrie 4.0, Fertigungstechnik, Intelligente Komponenten

1. Einleitung

Der Begriff „Industrie 4.0“ kennzeichnet technologische und planerische Ansätze und Lösungen, mit denen durch eine umfassende informationstechnische Vernetzung von Komponenten, Anlagen und Ressourcen moderner Produktionssysteme sowie durch eine weitreichende Digitalisierung von Prozessen und Zustandsdaten ein Höchstmaß an Flexibilität, Selbst-Organisation und Effizienz-Optimierung erreicht werden soll [1-5]. Zum einen wird das Ziel verfolgt, eine wirtschaftliche Produktion immer kleinerer Losgrößen bis zur Einzel- bzw. Sonderfertigung im industriellen Maßstab mit Hilfe anpassungsfähiger Prozessketten, Fertigungsmaschinen und Organisationsstrukturen umsetzen zu können. Zum anderen besteht ein hoher Bedarf darin, eine verbesserte Transparenz für die immer komplexeren Prozesse und Anlagen zu erreichen, in dem Planungsinformationen sowie Prozess- und Maschinenzustandsdaten in deutlich erhöhtem Umfang erfasst, verarbeitet und aufgabenbezogen sowie in für den Nutzer geeigneter Form bereitgestellt werden. Die informationstechnische Vernetzung stützt sich insb. auf Internet-, und Intranet-basierte Kommunikationslösungen bis hin zur Verwendung von Cloud-Servern für die globale Informationsbereitstellung. Auf der Ebene fertigungstechnischer Prozesse und Maschinen ist diesbezüglich die Aufnahme, Strukturierung und Verarbeitung sehr vielfältiger Daten erforderlich, um den Betreibern bzw. Bedienern eines Produktionssystems sämtliche Informationen zur Verfügung stellen zu können, welche für eine prozesssichere, produktive und qualitativ hochwertige Bauteilfertigung benötigt werden.

Im Bereich der spanenden Fertigung beginnt die Fertigungsplanung mit der Analyse der zugrundeliegenden Bauteilinformationen (Geometrie, Toleranzen, Werkstoff, Oberflächenanforderungen, etc.), welche durch die Konstruktion definiert wurden. Neben den reinen Geometriedaten (bspw. in Form von 3D-CAD-Modellen) müssen weitere fertigungsrelevante bzw. nutzungsbezogene Daten bereitgestellt werden. Verbunden mit der darauf basierenden Ableitung von erforderlichen Fertigungsschritten und –abfolgen erfolgt die Auswahl notwendiger bzw. geeigneter Betriebsmittel (z.B. Werkzeuge, Spannsysteme) und Fertigungseinrichtungen (z.B. Werkzeugmaschinen) sowie deren Zuordnung zu den einzelnen Fertigungsschritten. An dieser Stelle sind spezifische technologische Informationen (z.B. Einsatzparameter von Werkzeugen, Maschinenleistung und -genauigkeit) in die Planung einzubeziehen. Darüber hinaus ist die Verfügbarkeit der Betriebsmittel und Fertigungseinrichtungen zu berücksichtigen. Moderne Werkzeugverwaltungssysteme können dabei unterstützen, die notwendigen Werkzeugbestände zu überprüfen, Nachbestellungen automatisiert durchzuführen, und Einsatzparameter (bspw. Schnittdaten) auf der Grundlage aktueller Herstellerempfehlungen auszuwählen. Auf Seiten der Fertigungseinrichtungen sind ggf. Wartungs- und Instandhaltungsinformationen in die Fertigungsplanung einzubeziehen. Präventive Instandhaltungsplanungsansätze sollen es vermeiden, dass

Produktionsaufträge aufgrund unerwarteter Fehler- bzw. Ausfallerscheinungen für längere Zeiträume unterbrochen werden müssen. Neben anlagenspezifischen Leistungsparametern sind also verfügbarkeitsrelevante Zustandsinformationen in der Planung zu berücksichtigen.

Vor dem Hintergrund festgelegter Fertigungsabfolgen sowie ausgewählter Betriebsmittel und Fertigungseinrichtungen kann die Programmierung der Fertigungsabläufe (z.B. mit Hilfe von CAD/CAM-Systemen) durchgeführt werden. Hierbei sind die spezifischen Randbedingungen der Prozessumsetzung zu berücksichtigen. Der Einsatz „virtueller Maschinen“ ermöglicht es, Fertigungsprozesse während der Planungs- und Programmierphase dahingehend zu simulieren, dass die realen Maschinenbewegungen, Bauteil- und Werkzeuggeometrien, sowie Störkonturen z.B. von Spannmitteln hinsichtlich auftretender Kollisionen überprüft werden. Crash-Situationen in den realen Prozessen, die zu erheblichen Stillstandszeiten der Maschinen führen können, werden auf diese Weise vermieden. Voraussetzung für den effizienten Aufbau bzw. die Konfiguration derartiger virtueller Maschinen ist die Verfügbarkeit und einfache informationstechnische Integration entsprechender Beschreibungsdaten von Betriebsmitteln, insb. von Werkzeugen und Spannmitteln. Eine Grenze kommerziell erhältlicher „virtueller Maschinen“ stellt derzeit noch die integrierte detaillierte Beschreibung physikalischer Effekte dar. Krafrückwirkungen und daraus resultierende Werkzeug- bzw. Werkstückabdrängungen, Schwingungserscheinungen und deren Auswirkungen auf die Bauteiloberflächen, thermische Wechselwirkungen und damit verbundene Bauteilverzüge bzw. maschinenseitige Positionierfehler lassen sich innerhalb der virtuellen Maschinen noch nicht vollumfänglich abbilden. Hierfür sind spezielle Softwarepakete am Markt bzw. in der Forschungslandschaft verfügbar, mit denen der Prozessplanungsprozess signifikant unterstützt werden kann [6]. Aufgrund der Komplexität der physikalischen Effekte und der damit verbundenen Anwendung entsprechender Simulationssoftwaresysteme ist ein hohes Maß an Expertenwissen notwendig, um einen fehlerfreien und zielgerichteten Einsatz dieser Systeme zu gewährleisten. Die Prozessbeschreibung in virtuellen Umgebungen geht zumeist von idealen bzw. idealisierten Bedingungen aus. Eine Rückführung tatsächlicher Eigenschaften und Zustandsdaten von Betriebsmitteln und Fertigungseinrichtungen in die Simulation findet überwiegend nicht statt. Innerhalb der Industrie 4.0 –Ansätze wird demgegenüber eine unmittelbare Verknüpfung realer Anlagen und Prozesse mit deren virtueller Abbildung (dem „virtuellen Zwilling“) sowie ein (echtzeitfähiger) Austausch von Informationen zwischen realer und virtueller Welt angestrebt. Diese Verknüpfung führt zu den „Cyber-Physischen“ Systemen, welche eine Voraussetzung für die Implementierung selbst-organisierender Fertigungssysteme darstellen. Auch erscheint eine informationstechnische Verknüpfung über die Grenzen des einzelnen Fertigungssystems hinaus sinnvoll zu sein. So könnten bspw. Daten aus der Materialeingangskontrolle genutzt werden, um Prozessmodelle und deren Parametrierung an die realen Bedingungen anzupassen. Darüber hinaus ist eine Rückmeldung von Ergebnissen aus der Qualitätssicherung wünschenswert, um die mit Hilfe der Simulation prognostizierten Prozessergebnisse mit realen Daten zu vergleichen und Optimierungen der Simulation vornehmen zu können. In visionären Gedankenmodellen wird ferner die Möglichkeit diskutiert, dass ein Fertigungssystem von „Erfahrungen“ eines anderen Fertigungssystems lernt. Liegen reale Messdaten eines vergleichbaren Fertigungssystems bzgl. einer vergleichbaren Fertigungsaufgabe vor, so kann die gegenwärtig zu planende bzw. zu programmierende Fertigungsaufgabe ggf. davon profitieren.

Nach Abschluss der (ggf. simulations-unterstützten) Programmierungsarbeiten kann die reale Prozessdurchführung stattfinden. In dieser treten vielfältige Interaktionen zwischen Bauteil, Betriebsmitteln und Fertigungseinrichtung auf. Dabei ist zu berücksichtigen, dass die Fertigungseinrichtung zumeist ein mechatronisches System umfasst, welches aus mechanischen (z.B. die Maschinenstruktur und -kinematik), elektrischen (z.B. die Antriebsmotoren) und informationsverarbeitenden (z.B. die Messsysteme und Steuerungseinheiten) Elementen besteht, die wiederum in Wechselwirkung zu einander stehen. Im Hinblick auf die Umsetzung von Industrie 4.0 –Szenarien stellt die Erfassung von Zustandsdaten aus den real ablaufenden Prozessen sowie aus den maschineninternen Wechselwirkungen eine essentielle Voraussetzung dar. In mehreren überlagerten Informationsketten ist die Aufnahme und Kommunikation leistungs- und verfügbarkeitsrelevanter Zustandsdaten (z.B. Werkzeugverschleiß oder Abnutzung von Maschinenkomponenten) und realer Prozess- bzw. Maschinenbetriebs-eigenschaften (z.B. real auftretende Kräfte, Schwingungen und Temperaturen) erforderlich, um die vorgelagerten Planungsaufgaben mit Informationen versorgen zu können und um aktuell stattfindende Fertigungsabläufe transparent beobachten und bewerten zu können. Vor diesem Hintergrund ist ein klarer Trend in Richtung eines intensiveren Einsatzes von Monitoring-Systemen zu erkennen.

Die Erfassung gegenwärtiger realer Eigenschaftsinformationen kann ferner dazu genutzt werden, unmittelbar in den laufenden Prozess einzugreifen, um bspw. über eine Anpassung von Prozessparametern eine Optimierung des Fertigungsergebnisses bzw. eine Vermeidung von Prozessfehlern zu gewährleisten [7]. Derartige adaptive Prozessregelungssysteme sind bereits vereinzelt am Markt erhältlich; sie stellen außerdem einen Gegenstand vielfältiger internationaler Forschungsaktivitäten dar [8]. Während bereits einige Lösungen technologisch erfolgreich validiert wurden, besteht anwenderseitig noch Zurückhaltung bzgl. einer autonomen „selbst-Anpassung“ von Prozessen. Die Stabilität und Robustheit derartiger Ansätze muss weitergehend nachgewiesen werden. Insbesondere im Hinblick auf die Durchführung zertifizierter Prozesse (bspw. in der Luftfahrtindustrie) ist noch mit einem längeren Entwicklungszeitraum zu rechnen.

Die beschriebenen Zusammenhänge führen zu der in Abb. 1 gezeigten Darstellung eines „selbst-optimierenden“ Fertigungssystems, welches bereits in [5, 9, 10] vorgestellt wurde. Im Folgenden werden ausgewählte Beispiele zu Forschungsprojekten aufgezeigt, welche einen Beitrag zu den genannten Ansätzen leisten. Grundlegend besitzen diese Vorhaben die Gemeinsamkeit, dass mit Hilfe „intelligenter“ Systeme bzw. Komponenten Zustands- und Betriebsinformationen in laufenden Fertigungsprozessen erfasst und kommuniziert bzw. verarbeitet werden, um eine Prozess-überwachung und adaptive Optimierung zu ermöglichen.

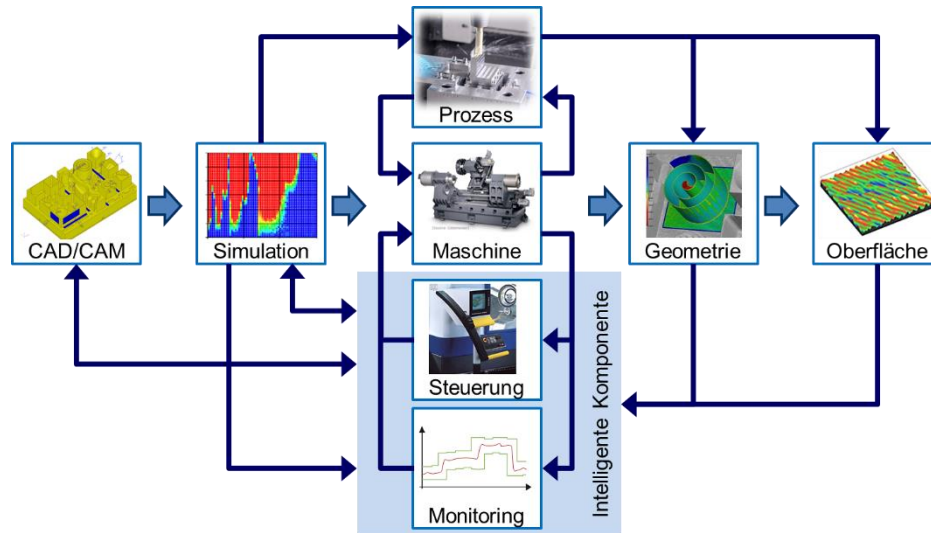


Bild 1: Das selbst-optimierende Fertigungssystem [5, 9, 10]

1.1 Prozessregelung beim Bandsägen

In vielen Fertigungsketten beginnt die Prozessabfolge damit, das für die Bauteilherstellung erforderliche Rohmaterial von einem Materialvorrat (z.B. in Form von Stan-genmaterial) abzutrennen und zu konfektionieren. Hierfür kommt überwiegend das Sägen (Band- oder Kreissägen) zum Einsatz (Abb. 2). Vorrangiges Optimierungsziel bei diesem Fertigungsverfahren ist die Verkürzung der Bearbeitungszeit, also der Zeit, die zur Durchführung des Sägeschnittes erforderlich ist. Darüber hinaus ist von Interesse, möglichst dünne Sägeschnitte durchzuführen, bei denen möglichst wenig Material in Form von Spänen verloren geht. Gleichzeitig sollte die Schnittfläche bereits eine gewisse Ebenheit und Oberflächengüte aufweisen, um den Umfang erforderlicher Nachbearbeitungsprozesse gering zu halten. Schließlich ist im Hinblick auf die Wirtschaftlichkeit der Werkzeugverschleiß zu berücksichtigen. Diesen Optimierungszielen steht gegenüber, dass gerade die Sägeprozesse oftmals durch unzureichend geschultes Personal durchgeführt werden, welches nur bedingt in der Lage ist, regelnd in den Prozessablauf einzugreifen.

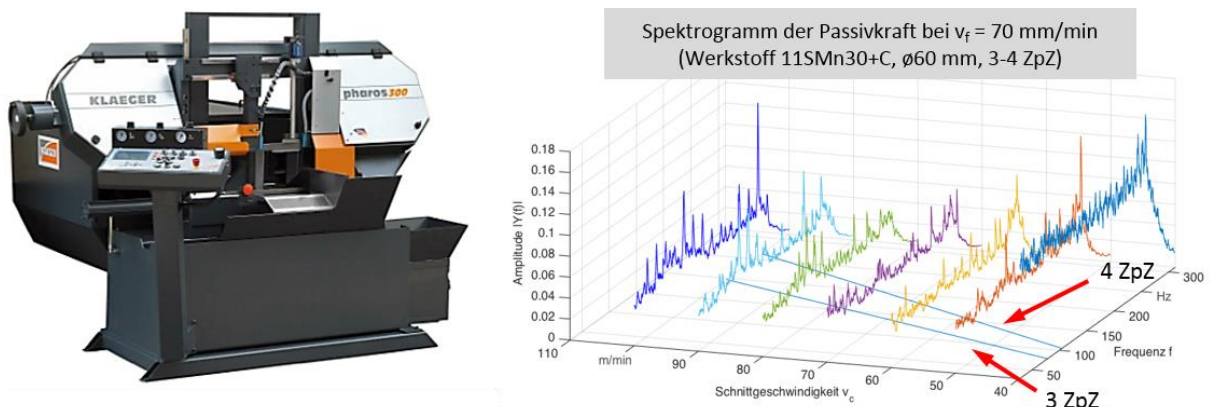


Bild 2: Bandsäge und Spektrogramm auftretender Passivkräfte

Mit dem Ziel, eine Erhöhung der Schnittleistung beim Bandsägen bei gleichzeitiger Erhöhung der Werkzeugstandzeit zu erreichen, dabei aber möglichst keine Einflussnahme durch den Bediener erforderlich zu machen, wurde am Institut für Werkzeugmaschinen (IfW) der Universität Stuttgart eine adaptive Prozessregelung

entwickelt. Das neuartige System beruht auf einer messtechnischen Erfassung der Sägebandauslenkung während des Prozesses (Abb. 3).

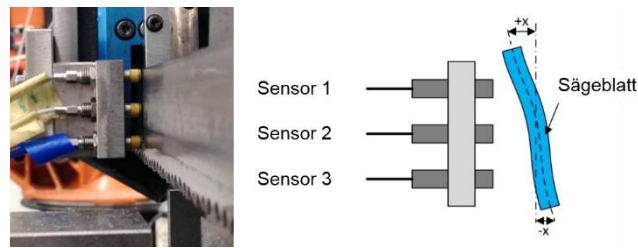
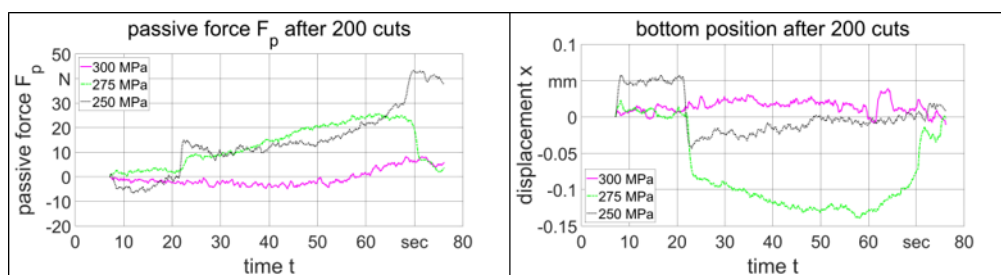


Bild 3: Messung der Sägeblattauslenkung während des Sägeprozesses

Mit Hilfe einer zuvor identifizierten Korrelation zwischen der Sägeblattauslenkung und der Passivkraft im Prozess kann somit unmittelbar auf diese Prozessgröße geregelt werden (Abb. 4). Um den laufenden Prozess adaptieren zu können, wird eine automatische Anpassung der Sägeblattspannung vorgenommen.



Korrelation zw. Passivkraft und Sägeband-Auslenkung bei unterschiedlicher Sägebandspannung

Bild 4: Beeinflussung der Passivkräfte und Auslenkungen bei unterschiedlichen Sägebandspannungen

1.2 Aktive Beeinflussung des Tieflochbohrens

Tieflochbohrprozesse sind dadurch gekennzeichnet, dass die Bohrungslänge und damit die erforderliche Werkzeuglänge den Bohrungs- bzw. Werkzeugdurchmesser bei weitem übersteigt. Das Bohrungslänge-zu-Bohrungsdurchmesser-Verhältnis (l/d -Verhältnis) reicht von $l/d = 3$ bis $l/d = 250$. Neben der Produktivität und Bohrungsqualität ist insb. der Bohrungsmittenverlauf ein entscheidendes Bewertungskriterium bzgl. der Optimierung von Tieflochbohrprozessen.

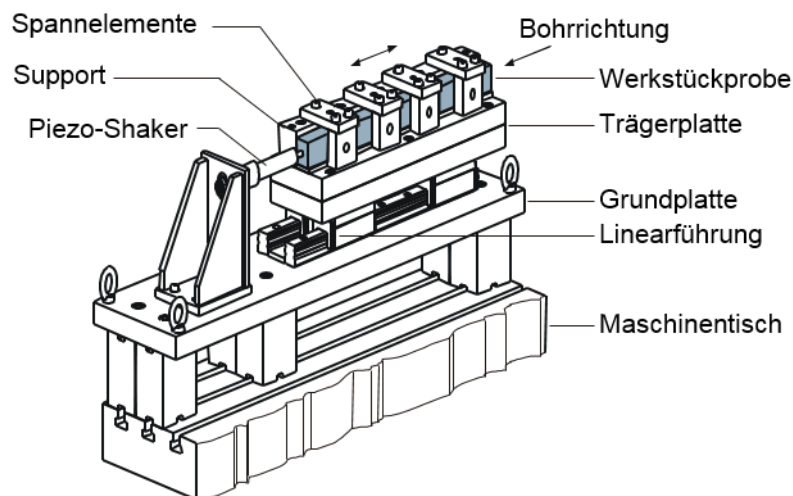


Bild 5: Versuchsstand zur Untersuchung von Tieflochbohrprozessen

Dabei wird betrachtet, inwieweit die Bohrungsmitte am Ende der Bohrung von der Bohrungsmitte am Bohreintritt abweicht. In Forschungsarbeiten am IfW konnte gezeigt werden, dass eine bewusste Überlagerung von Axialschwingungen zu einer Verringerung der Bohrungsmittlenabweichung führt. Hierzu wurde ein Versuchsaufbau realisiert, bei dem das zu bohrende Werkstück in entsprechende Axialschwingungen versetzt werden kann (Abb. 5). Für den Erfolg des Ansatzes ist eine Synchronisation der Schwingungsanregung mit dem aktuellen Winkel des rotierenden Werkzeuges erforderlich (Abb. 6). Dabei besteht eine Herausforderung darin, dass das lange und schlanke Werkzeug aufgrund der Bearbeitungskräfte bzw. -momente sehr starken Torsionen unterliegt. Die Winkellage der Werkzeugspitze stimmt daher nicht mit der messbaren Winkelstellung der Bohrspindel überein.

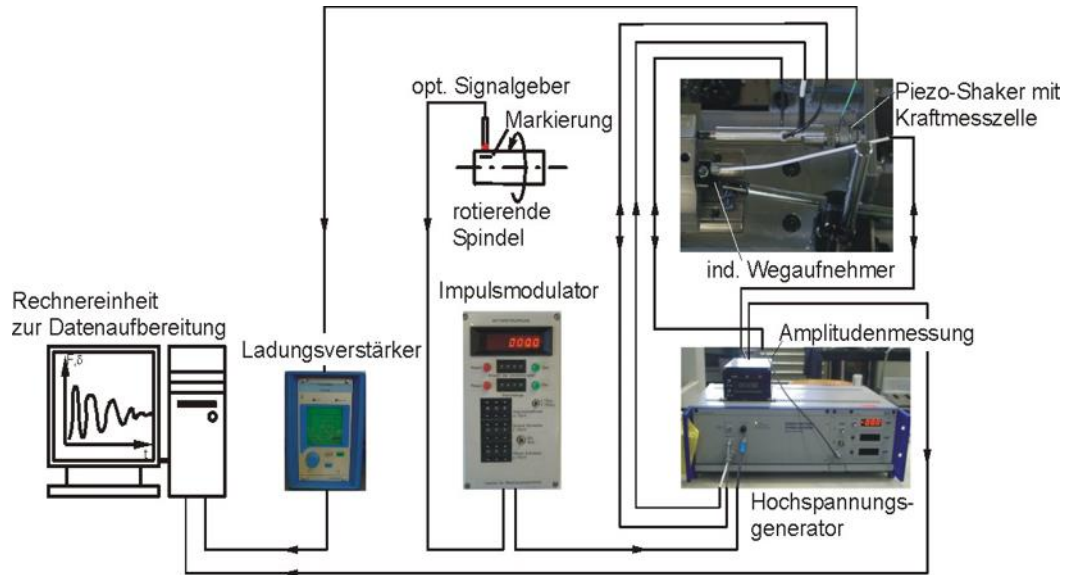


Bild 6: Synchronisation von Spindel und Axialanregung

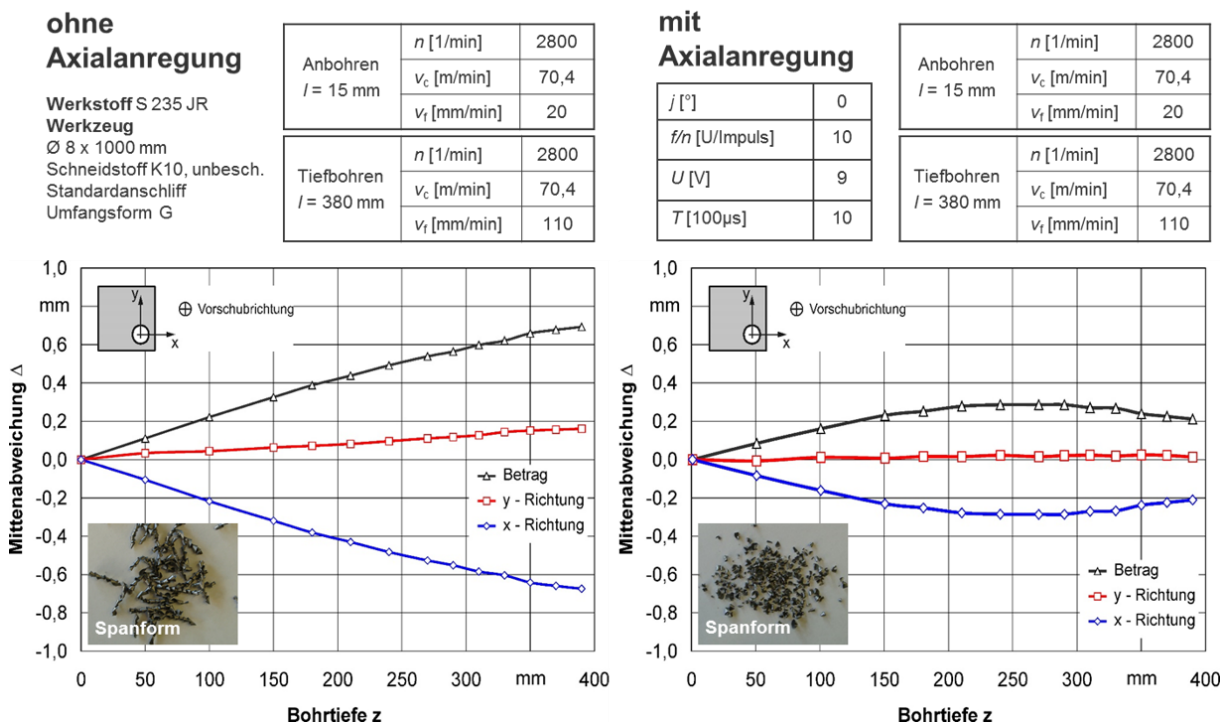


Bild 7: Ergebnisse zum Tieflochbohren mit Axialschwingungsanregung

In den Versuchen ohne bzw. mit Axialanregung des Werkstückes konnte gezeigt werden, dass eine deutliche Verringerung der Bohrungsmittenabweichung erreicht werden kann (Abb. 7). Darüber hinaus treten beim Bohren mit Axialanregung erheblich kürzere Spanformen auf, die einen besseren Spanabtransport aus der Bohrung gewährleisten. Dies führt zu geringeren Störeinflüssen und Prozessfehlern.

1.3 Drehen dünnwandiger Werkstücke

Durch die steigende Nachfrage nach Komponenten des Leichtbaus, bspw. getrieben durch aktuelle Entwicklungen in der Luftfahrtindustrie aber auch durch die Bestrebungen zur e-Mobilität im Automobilbau, werden in zunehmendem Maße dünnwandige Werkstücke gefordert, welche besondere Anforderungen an die Fertigungsprozesse stellen. Bei dünnwandigen Bauteilen können bereits die Kräfte, die durch die Einspannung in einer Bearbeitungsmaschine auf das Bauteil einwirken, zu Verformungen und in der Folge zu Bearbeitungsfehlern führen. Prozesskräfte, die während der Bearbeitung auftreten, haben ebenfalls Deformationen und Geometriefehler zur Folge. Am IfW wurde diesbezüglich die Drehbearbeitung dünnwandiger Bauteile analysiert (Abb. 8). Mit Hilfe von Finite Elemente Berechnungen können Verformungen des Bauteils, die durch Spankräfte hervorgerufen werden, prognostiziert und durch eine Anpassung der Werkzeugführung ausgeglichen werden. Ein charakteristisches Merkmal dieser Deformationen ist, dass sie zeitlich quasi unveränderlich sind, dass sie aber mit dem sich drehenden Werkstück mitrotieren. Mit Hilfe einer Vorsteuerung der am Prozess beteiligten Vorschubachsen ist eine Kompensation solcher Fehlereinflüsse möglich (Abb. 9).

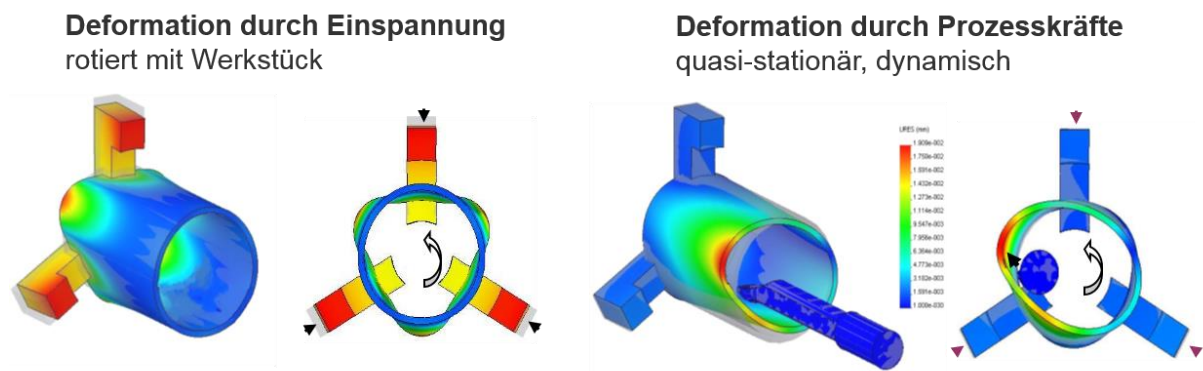


Bild 8: Simulationen zum Drehen dünnwandiger Bauteile

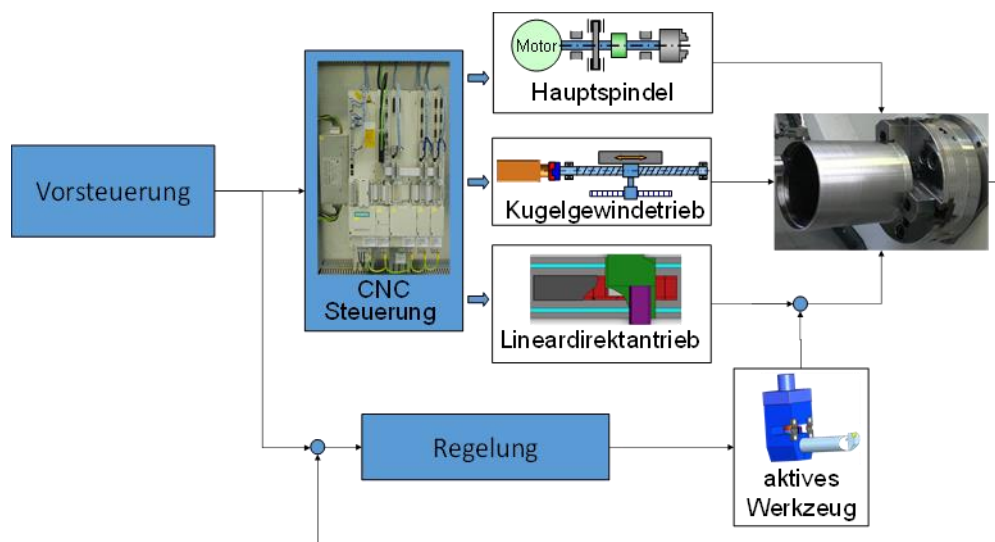


Bild 9: Vorsteuerung und aktive Kompensation von Bauteildeformationen

Demgegenüber führen Prozesskräfte zu dynamischen Änderungen der Bauteilgestalt bis hin zur Schwingungsanregung. Um derartigen höherfrequenten Deformationen bzw. Bauteilschwingungen entgegen wirken zu können, ist der Einsatz aktiver Werkzeuge bzw. Werkzeughalter erforderlich, die eine aktuatorische

Verstellung der Werkzeuglage in den erforderlichen Frequenzbereichen gestatten. Mit Hilfe der Prozesssimulation lassen sich diese Frequenzbereiche abschätzen, so dass eine zielgerichtete Auslegung des aktiven Systems stattfinden kann.

1.4 Intelligenter modularer Vorrichtungsbaukasten

Für die Aufspannung großer Bauteile auf Bearbeitungsmaschinen werden zumeist spezielle Vorrichtungen verwendet, die auf die spezifischen Anforderungen der Fixierung und Abstützung der jeweiligen Werkstücke hin zielgerichtet konstruiert und ausgelegt sind. Da gerade im Bereich der Großbauteile oftmals nur kleine Losgrößen bzw. Einzelstücke gefertigt werden, liegen nach Abschluss der Fertigungsaufgaben Vorrichtungen vor, die kaum anderweitig eingesetzt und genutzt werden können. Dies führt zu hohen Investitionskosten und ungenutztem Kapital.

Innerhalb einer durch das BMWi geförderten Industriekooperation mit Unternehmen aus Sachsen-Anhalt wurde diesbezüglich am Institut für Fertigungstechnik und Qualitätssicherung (IFQ) der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg ein Konzept für einen modularen Vorrichtungsbaukasten erarbeitet und prototypisch umgesetzt, der die Wiederverwendung von Vorrichtungsmodulen und eine flexible Bauteil- und Prozess-angepasste Vorrichtungskonfiguration ermöglicht (Abb. 10).

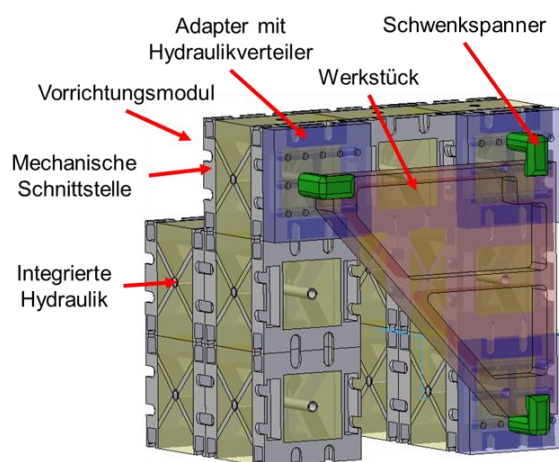


Bild 10: Konzept eines modularen Vorrichtungsbaukastens

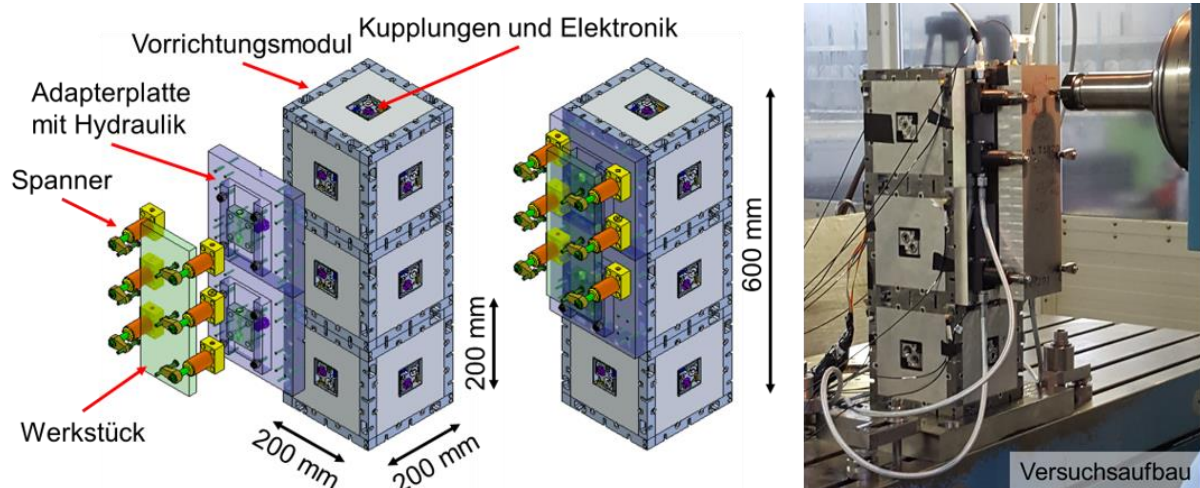


Bild 11: Konstruktionsentwurf und realisiertes Prototypensystem

Die einzelnen Vorrichtungsmodule bestehen aus einer Stahl-Mineralguss-Hybrid Bauweise, welche eine hohe Steifigkeit und Dämpfung bei gleichzeitig vergleichsweise geringer Masse aufweist. Die Module lassen sich über mechanische Schnittstellen frei konfigurierbar miteinander verbinden, so dass unterschiedlichste Vorrichtungsstrukturen umgesetzt werden können. Innerhalb der Module sind sowohl Hydraulik- als auch Kühlleitungen

integriert, welche über standardisierte Kupplungen an den Außenseiten der Module miteinander verbunden werden können. Auf diese Weise lässt sich die hydraulische Versorgung von Spannelementen sowie die Realisierung interner Kühlkreisläufe auch bei komplex konfigurierten Vorrichtungen gewährleisten. Darüber hinaus sind in jedem Modul Temperatur- und Beschleunigungssensoren untergebracht, mit denen Prozess- und Vibrationszustandsinformationen aufgenommen werden können. Die Sensorsignale werden mit Hilfe von drahtlosen Kommunikationsbausteinen (z.B. Bluetooth) an entsprechende Datenverarbeitungssysteme übertragen. Jedes Modul verfügt hierzu über einen integrierten Mikro-Controller, der die Signalerfassung und Datenkommunikation steuert. In Abb. 11 ist neben dem detaillierten Konstruktionsentwurf ein prototypisch realisiertes Versuchssystem dargestellt, welches in ersten Bearbeitungsexperimenten erfolgreich getestet wurde.

1.5 Fräsen mit lang auskragenden schlanken Fräs Werkzeugen

Für die Bearbeitung komplexer Bauteilgeometrien mit eingeschränkter Zugänglichkeit (bspw. Schaufelräder von Flugzeug-, Gas-, Dampf- oder Wasserturbinen, Formwerkzeuge für Gieß-, Schmiede- und Tiefziehprozesse, etc.) sind zum Teil sehr lang auskragende und schlanke Fräs Werkzeugen erforderlich, die ihrerseits eine hohe Schwingungsanfälligkeit während der Prozesse aufweisen. Da entsprechende Werkzeugschwingungen in der spanenden Bearbeitung zu Welligkeiten, Rattermarken und Oberflächenfehlern führen, sind diese frühzeitig zu erkennen und durch geeignete Gegenmaßnahmen zu unterbinden [11].

In enger Kooperation des IFQ und des Instituts für Spanende Fertigung (ISF) der TU Dortmund wurden innerhalb des CORNET-Projektes „DynaTool“ (gefördert durch das BMWI, Antrags-Nr. EBG-03195/14) Strategien untersucht, mit denen eine adaptive präventive Vermeidung kritischer Werkzeugschwingungen während des laufenden Bearbeitungsprozesses erreicht werden kann. Hierzu wurde am IFQ ein sensorisches Fräs Werkzeug konzipiert und realisiert, mit dem aktuelle Schwingungsinformationen im Prozess erfasst werden können (Abb. 12) [12]. Als Sensor dient ein MEMS- (Mikro-Elektro-Mechanisches System) Beschleunigungsaufnehmer, welcher unmittelbar hinter der Schneidplatte in den Schaft eines modularen Fräs Werkzeuges integriert ist. Die Energieversorgung und Datenübertragung erfolgt über einen Drehübertrager, der an einer modifizierten Werkzeugaufnahme befestigt ist. Auf diese Weise können die im rotierenden System erfassten Sensordaten an die feststehende Umgebung kommuniziert werden.

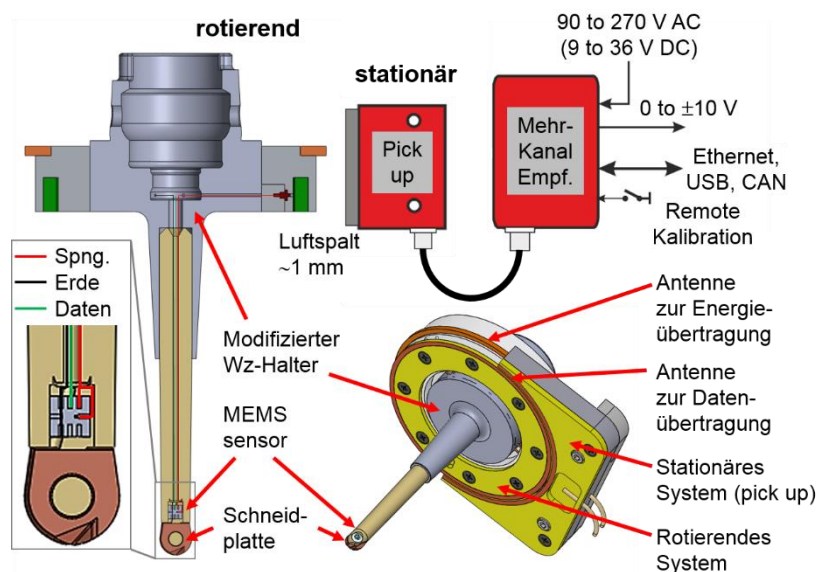


Bild 12: Konzept des sensorischen Werkzeuges

Die Signalerfassung ist mit einem Prozessrechner verbunden, welcher seinerseits mit der Maschinensteuerung kommuniziert (Abb. 13). Neben den Sensorsignalen werden die aktuelle Spindeldrehzahl und die aktuelle Vorschubgeschwindigkeit aus der Maschinensteuerung ausgelesen. Mit Hilfe verschiedener zu Versuchszwecken implementierter Signalverarbeitungsstrategien wird der gegenwärtige Schwingungszustand des Werkzeuges ausgewertet. An dieser Stelle ist auch eine Kopplung mit der am ISF erarbeiteten Prozesssimulation möglich [13]. Sollte bspw. die gemessene Schwingungsamplitude einen vordefinierten Grenzwert überschreiten, so lässt sich über die Kommunikation des Prozessrechners mit der Maschinensteuerung ein neues Sollwert-Paar (Spindeldrehzahl und Vorschubgeschwindigkeit) vorgeben, welches unmittelbar im Prozess angewendet wird. Auf diese Weise können bei Erreichen instabiler Prozessbedingungen solche Prozessparametrierungen eingestellt

werden, die in jedem Fall zu einem stabilen Prozessverhalten führen (Abb. 14). Dem Nachteil ggf. geringerer Materialabtragsraten und sinkender Produktivität kann die Einhaltung einer akzeptablen Bauteiloberflächenqualität entgegengehalten werden. Gerade in der Endbearbeitung kostenintensiver Produkte ist dieser Aspekt von entscheidender Bedeutung.

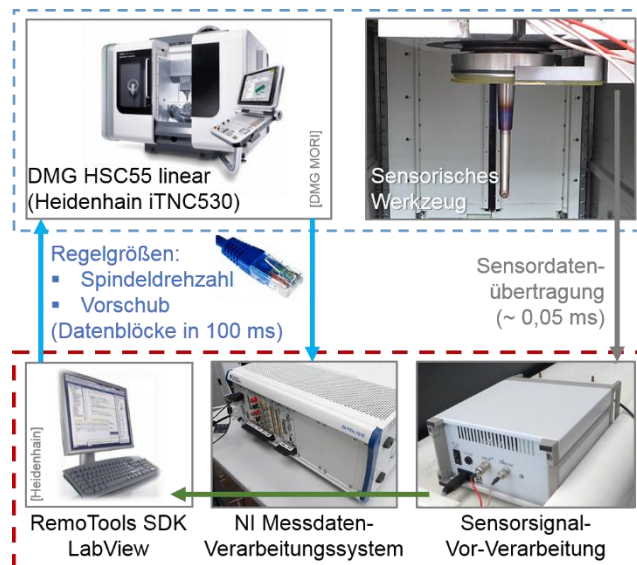


Bild 13: Kommunikationsstruktur

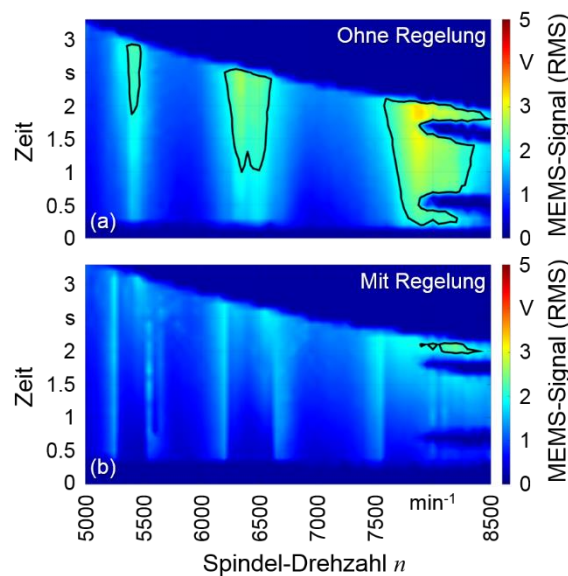


Bild 14: Ergebnisse der Prozessregelung

In Abb. 14 sind Versuchsergebnisse dargestellt, die die Wirksamkeit der Prozessregelung bestätigen. In experimentellen Fräsversuchen mit verschiedenen Spindel-Drehzahlen zwischen 5.000 und 8.500 min^{-1} wurden über die Oberfläche eines Test-Werkstückes hinweg Fräsbahnen mit über der Zeit (bzw. über den Weg) zunehmender Eingriffsbreite des Werkzeuges durchgeführt. Wie die RMS- (root mean square) Werte der Beschleunigungssignale zeigen, traten dabei ohne Prozessregelung in einigen Bereichen erhebliche Amplitudenanstiege der Werkzeugschwingungen auf (Abb. 12a). Werden nun die Spindeldrehzahl und die Vorschubgeschwindigkeit bei Erreichen eines RMS-Grenzwertes von 2V auf bekanntermaßen stabile Parameterwerte gesetzt, so können diese Amplitudenanstiege vermieden werden (Abb. 12b). Die stabilen Parameterwerte können entweder experimentell ermittelt oder mit Hilfe der Simulation prognostiziert werden.

1.6 Fazit

In diesem Beitrag werden verschiedene Beispiele „intelligenter“ fertigungstechnischer Systeme vorgestellt, die exemplarisch das Potenzial derartiger Ansätze aufzeigen, Prozess- und Maschinenzustandsdaten während laufender Fertigungsoperationen zu erfassen und für eine unmittelbare Prozessadaptation zu verwenden. Neben adaptiven Regelungsansätzen zur direkten Prozessoptimierung können diese Systeme dazu genutzt werden, relevante Zustandsdaten in digitalisierter Form für übergeordnete Datenverarbeitungs-Instanzen zu erheben und zur Verfügung zu stellen. Über die sensorische Ermittlung entsprechender Informationen hinaus bietet die Verknüpfung mit virtuellen Prozess- und Maschinenbeschreibungen die Möglichkeit, zusätzliche, sensorisch nicht oder nur schwer zugängliche Effekte zu erschließen, aktuelle Sensordaten vergleichend zu interpretieren sowie Parameter- und Schwellwertabschätzungen aus Simulationen abzuleiten und für Überwachungs- und Regelungsaufgaben des realen Systems zu verwenden. Diese Informationserfassungs- und Selbst-Optimierungsfähigkeiten bilden die technologische Grundlage, um die für die Umsetzung von Industrie 4.0-Szenarien erforderliche Transparenz und Beherrschbarkeit komplexer Fertigungssysteme herbei zu führen.

Literaturverzeichnis

- [1] Kagermann, H.; Wahlster, W.; Helbig, J. (Hrsg.): Umsetzungsempfehlungen für das Zukunftsprojekt Industrie 4.0, Abschlussbericht des Arbeitskreises Industrie 4.0, acatech – Deutsche Akademie der Technikwissenschaften e.V., 2013, <http://www.acatech.de/industrie4.0>
- [2] Reinhart, G.; Engelhardt, P.; Geiger, F.; Philipp, T.R.; Wahlster, W.; Zühlke, D.; Schlick, J.; Becker, T.; Löckelt, M.; Pirvu, B.; Stephan, P.; Hodek, S.; Scholz-Reiter, B.; Thoben, K.; Gorltd, C.; Hribernik, K.A.; Lappe, D.; Veigt, M.: Cyber-Physische Produktionssysteme, wt Werkstattstechnik online, Jahrgang 103, H. 2, 2013, S. 84-89
- [3] Schlechtendahl, J.; Keinert, M.; Kretschmer, F.; Lechler, A.; Verl, A.: Making existing production systems Industry 4.0-ready, Production Engineering Research and Development, 2015, 9, S. 143-148
- [4] Monostori, L.; Kadar, B.; Bauernhansl, T.; Kondoh, S.; Kumara, S.; Reinhart, G.; Sauer, O.; Schuh, G.; Sihn, W.; Ueda, K.: Cyber-physical systems in manufacturing, CIRP Annals – Manufacturing Technology 65 (2016) 2, S. 621-641
- [5] Möhring, H.-C.: Industrie 4.0 für KMU, In: "KMU 4.0" Intelligente Fertigungstechnologie für kleine und mittelständische Unternehmen, Fertigungstechnisches Kolloquium Magdeburg, 09.03.-10.03.2016, Magdeburg, ISBN 978-3-944722-36-8
- [6] Altintas, Y.; Kersting, P.; Biermann, D.; Budak, E.; Denkena, B.; Lazoglu, I.: Virtual process systems for part machining operations, CIRP Annals – Manufacturing Technology 63 (2014) 2, S. 585-605
- [7] Möhring, H.-C.; Litwinski, K.M.; Gümmer, O.: Process monitoring with sensory machine tool components, CIRP Annals - Manufacturing Technology, Vol. 59 (2010) 1, S. 383-386
- [8] Altintas, Y.; Aslan, D.: Integration of virtual and on-line machining process control and monitoring, CIRP Annals – Manufacturing Technology 66 (2017) 1, S. 349-362
- [9] Möhring, H.-C.; Wiederkehr, P.: Intelligent components for self-optimizing machine tools – basis for Industrie 4.0, In: Adaptive and Smart Manufacturing. Wiener Produktionstechnik Kongress, Band 3, new academic press, Friedrich Bleicher (Hrsg.), 2016, S. 83-94
- [10] Möhring, H.-C.; Wiederkehr, P.; Leopold, M.; Nguyen, L.T.; Hense, R.; Siebrecht, T.: Simulation Aided Design of Intelligent Machine Tool Components, Journal of Machine Engineering, 16 (2016) 3, S. 5-33, ISSN 1895-7595
- [11] Munoa, J.; Beudaert, X.; Dombovari, Z.; Altintas, Y.; Budak, E.; Brecher, C.; Stepan G.: Chatter suppression techniques in metal cutting, CIRP Annals – Manufacturing Technology, Vol. 65 (2016) 2, S. 785-808
- [12] Möhring, H.-C.; Nguyen, Q.P.; Kuhlmann, A.; Lerez, C.; Nguyen, L.T.; Misch, S.: Intelligent tools for predictive process control, Procedia CIRP 57, 2016, S. 539-544
- [13] Hess, S.; Finkeldey, F.; Wiederkehr, P.: Elaborated analysis of force model parameters in milling simulations with respect to tool state variations, Procedia CIRP 55 (2016), S. 83-88



Urban mobility for tomorrow

Dr. Raphael Fischer, Schaeffler

September 27, 2017

Basis for strategic direction – Four focus areas



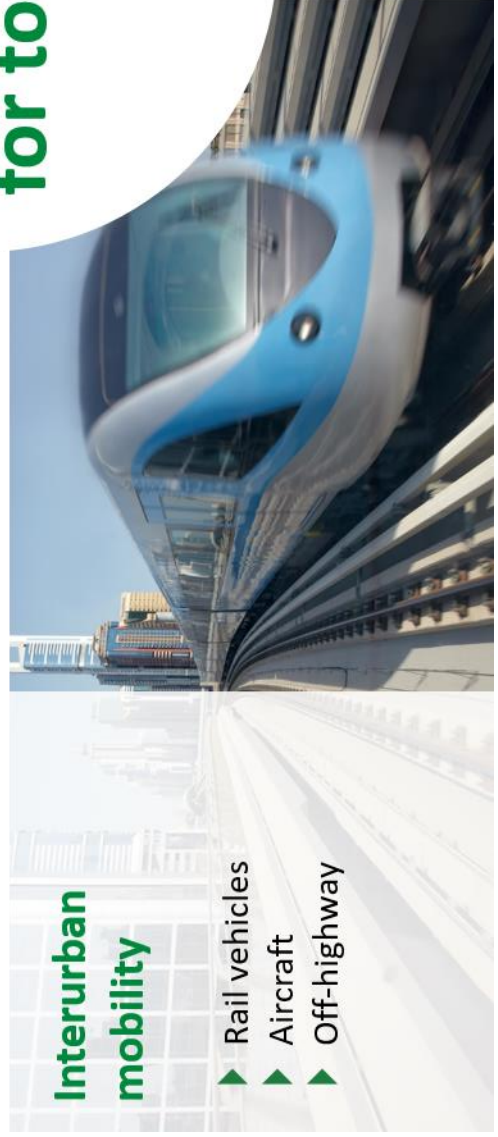
Eco-friendly drives

- ▶ Optimized combustion engine
- ▶ Electric vehicles
- ▶ Industrial drives



Urban mobility

- ▶ Two-wheelers
- ▶ Inner-city railways
- ▶ Micro mobiles



Interurban mobility

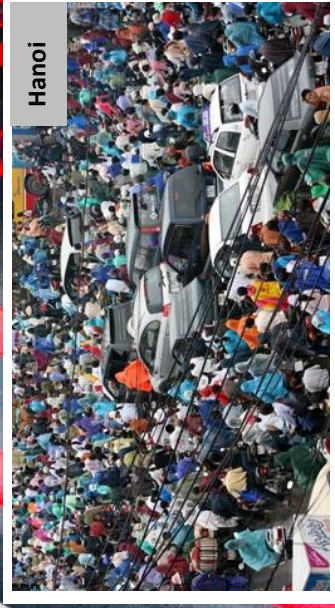
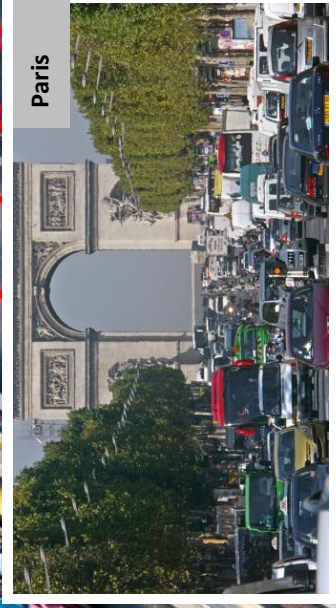
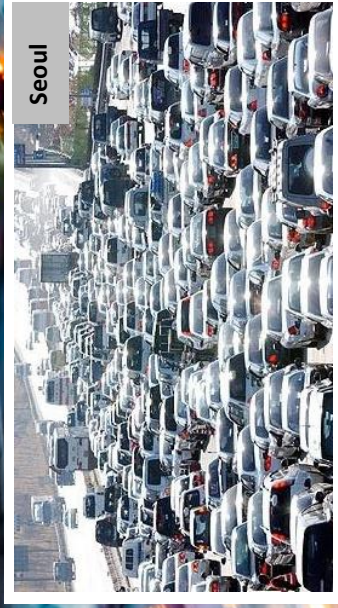
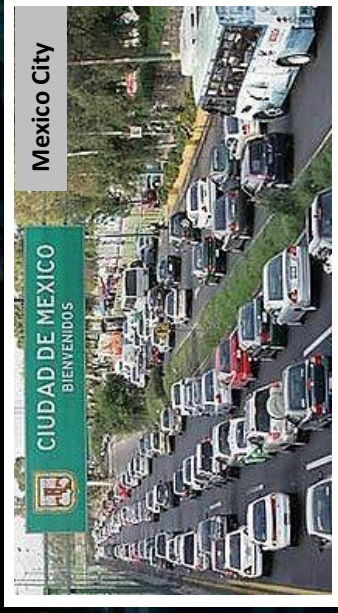
- ▶ Rail vehicles
- ▶ Aircraft
- ▶ Off-highway



Energy chain

- ▶ Wind power
- ▶ Solar power
- ▶ Conventional power generation

Traffic situation in megacities



Urban mobility concepts

Private means of transportation



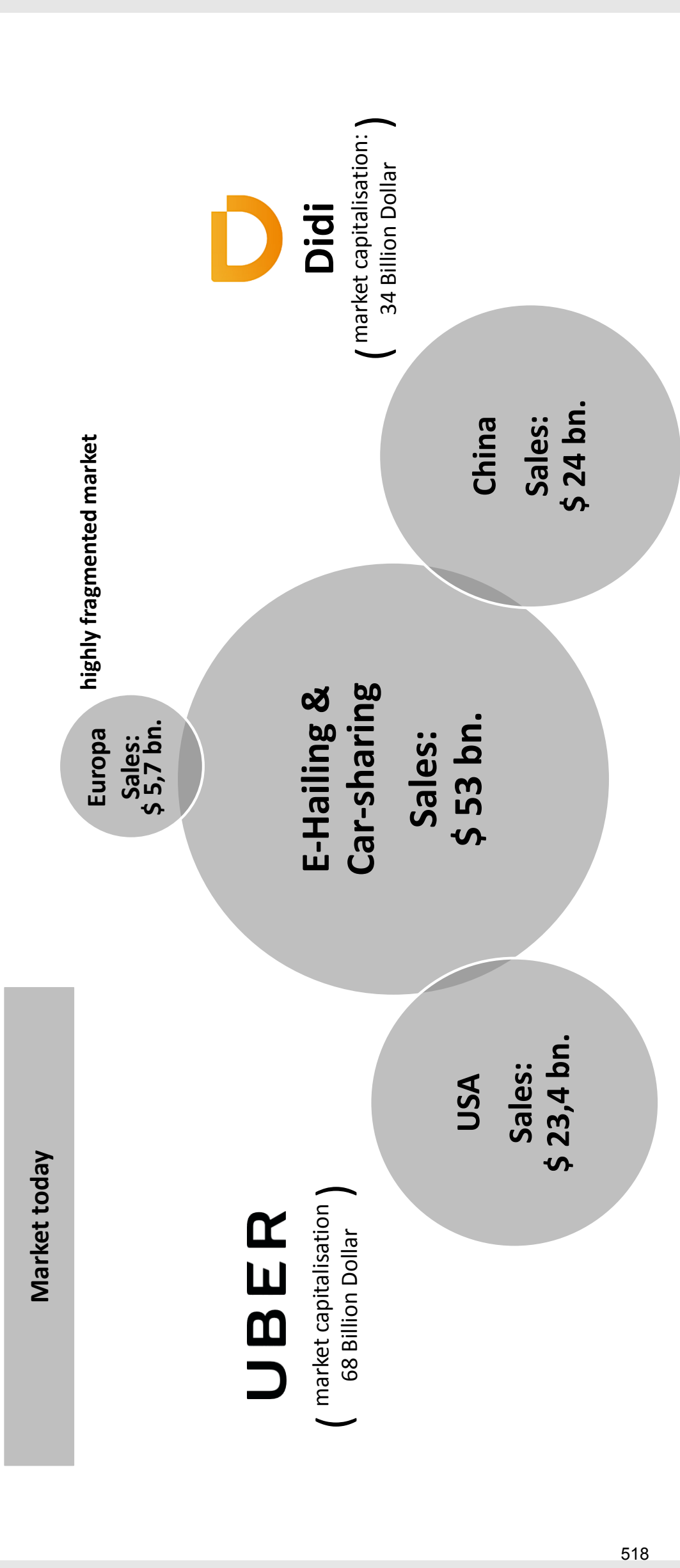
Shared mobility



Public means of transportation

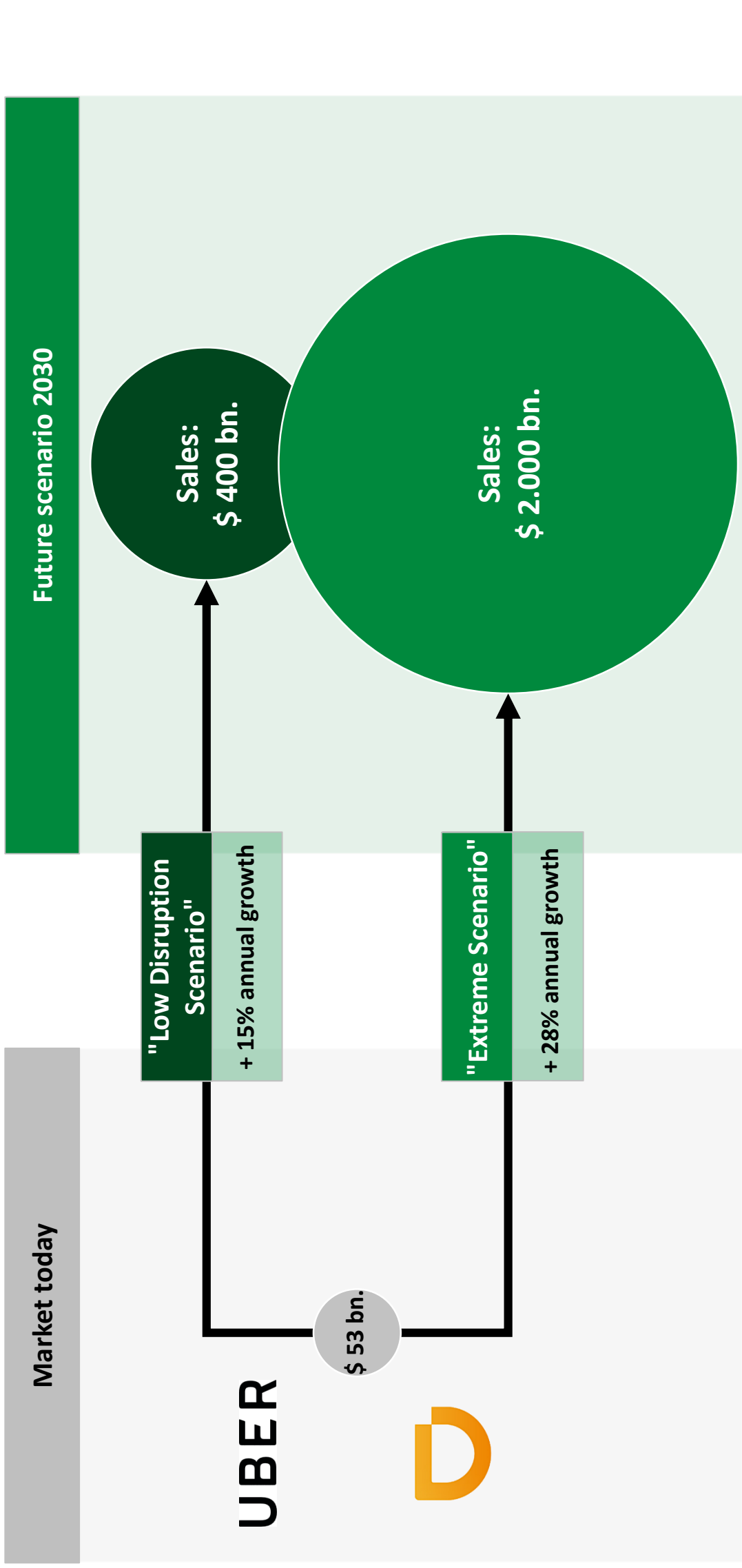


McKinsey: Shared mobility as business model for the future



All rights reserved to Schaeffler Technologies AG & Co. KG, in particular in case of grant of an IP right.

McKinsey: Market value of shared mobility up to \$ 2.000 bn. in 2030



All rights reserved to Schaeffler Technologies AG & Co. KG, in particular in case of grant of an IP right.

Source: McKinsey, Uber, Didi

Market development of "RoboCabs": Start-ups in the lead

Available "RoboCabs" (Start-ups)

LM local motors

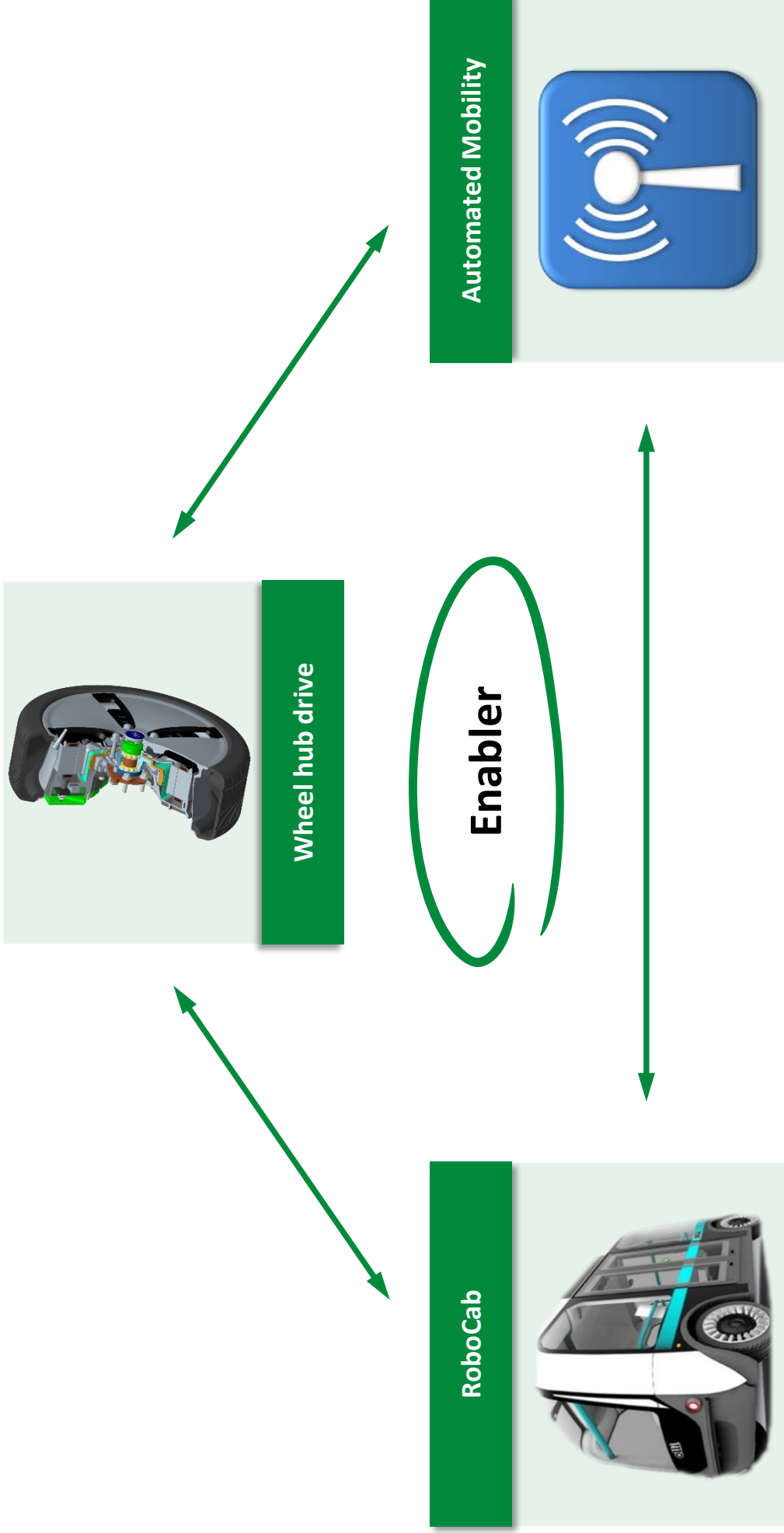


Concept phase



Source: Easymile, Navya, Local motors, Rinspeed, VW

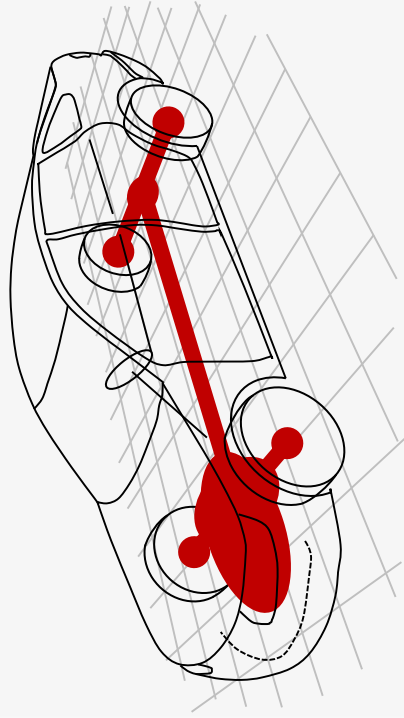
Wheel hub drive as enabler for shared and automated mobility



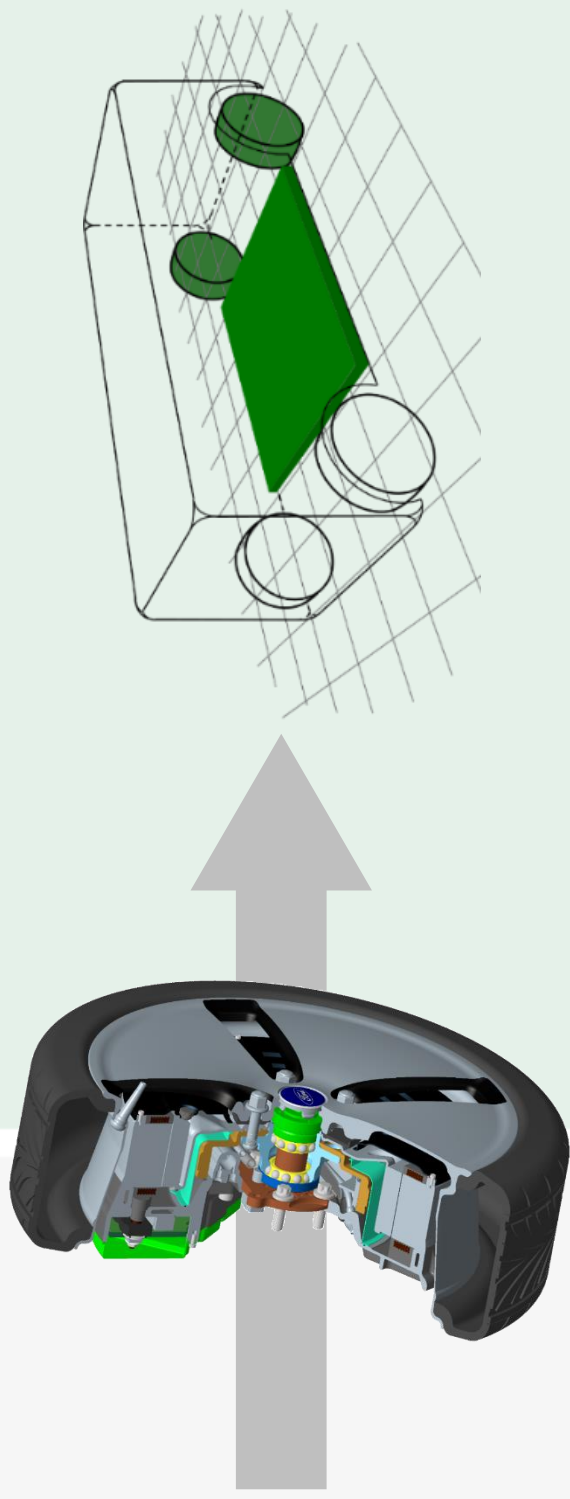
E-Wheel Drive: Unique solution for new urban mobility concepts

SCHAEFFLER

Conventional powertrain



"RoboCabs" with wheel hub drive

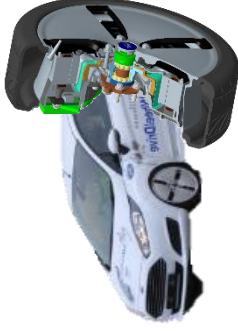


E-Wheel Drive: Development cycle at Schaeffler

E-WD Delta



E-WD Gamma



E-WD Alpha



maturity level

Specification	
Torque (cont./peak)	170 Nm/ 530 Nm
Power (cont./peak)	20 kW/ 35 kW
Rim size	16"

- ▶ Air-cooled
- ▶ External electronics

Specification	
Torque (cont./peak)	350 Nm/ 700 Nm
Power (cont./peak)	33 kW/ 40 kW
Rim size	16"

- ▶ Water cooled
- ▶ Integrated electronics
- ▶ Torque Vectoring
- ▶ Slip control

Specification	
Torque (cont./peak)	500 Nm/ 800 Nm
Power (cont./peak)	25 kW/ 42 kW
Rim size	18"

- ▶ Water cooled cast housing
- ▶ Integrated electronics (in-house developed)
- ▶ Advanced drive control (incl. speed window control)
- ▶ Meets OEM-Requirements for driving performance (e.g. grading, acceleration)

- ▶ Water cooled cast housing
- ▶ Integrated electronics
- ▶ Advanced drive control functionality (incl. speed window control and smoothing)
- ▶ pure electric braking (w/o any friction brake)
- ▶ Integrated park brake
- ▶ More compact, lower weight compared to Gamma-Version

2007

2009

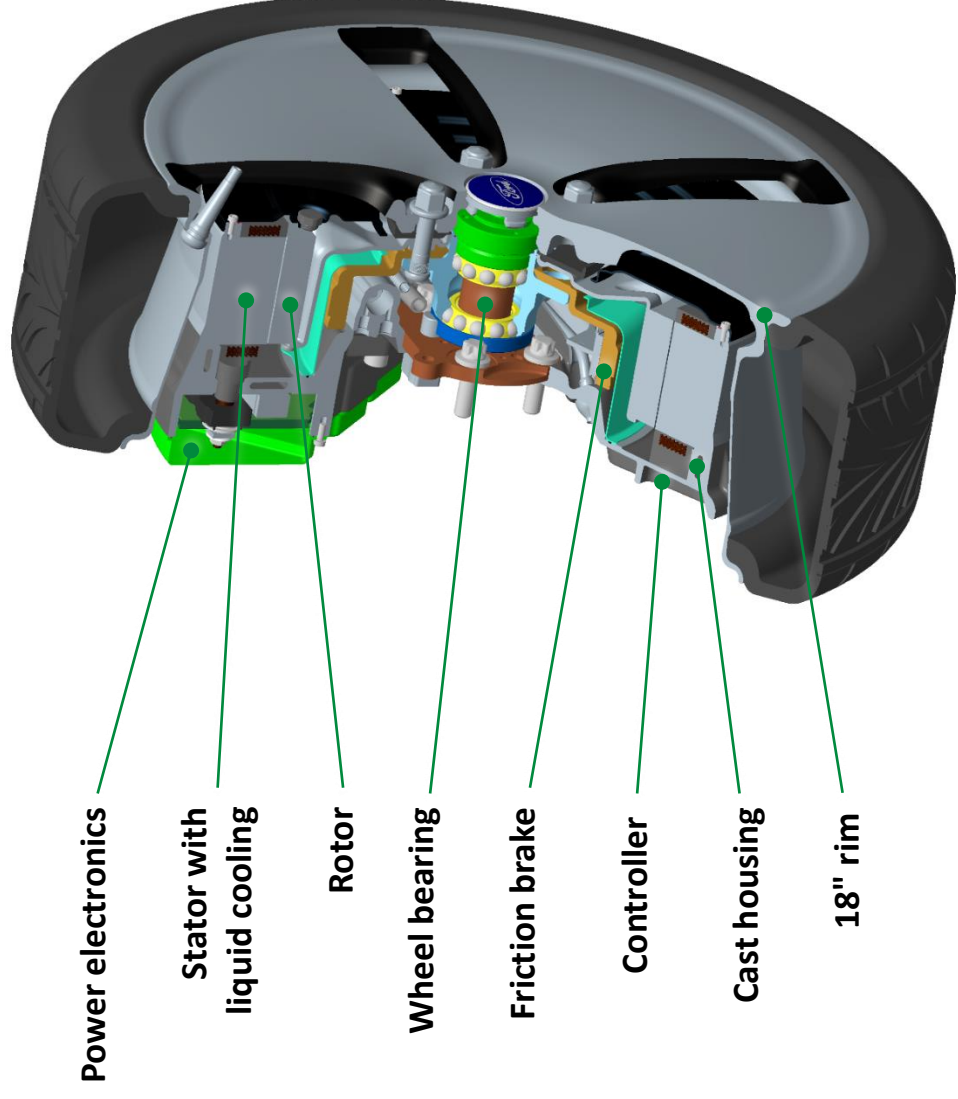
2011

2016

2018

time

E-Wheel Drive: Fully integrated, mechatronic system

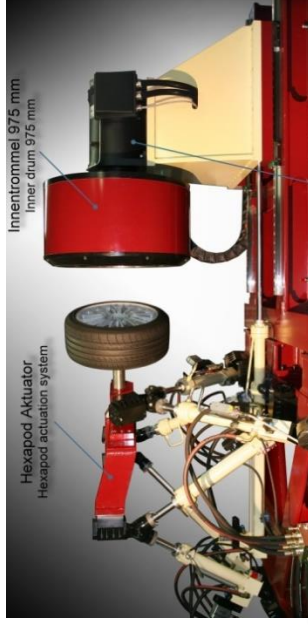


E-Wheel Drive specifications	
Torque (cont./peak)	500 Nm/ 800 Nm
Power (cont./peak)	25 kW/ 42 kW
Rim size	18"

E-Wheel Drive: Test and evaluation history



1. Initial testing



2. Mechanical robustness



3. Chassis setup



4. Extreme tests

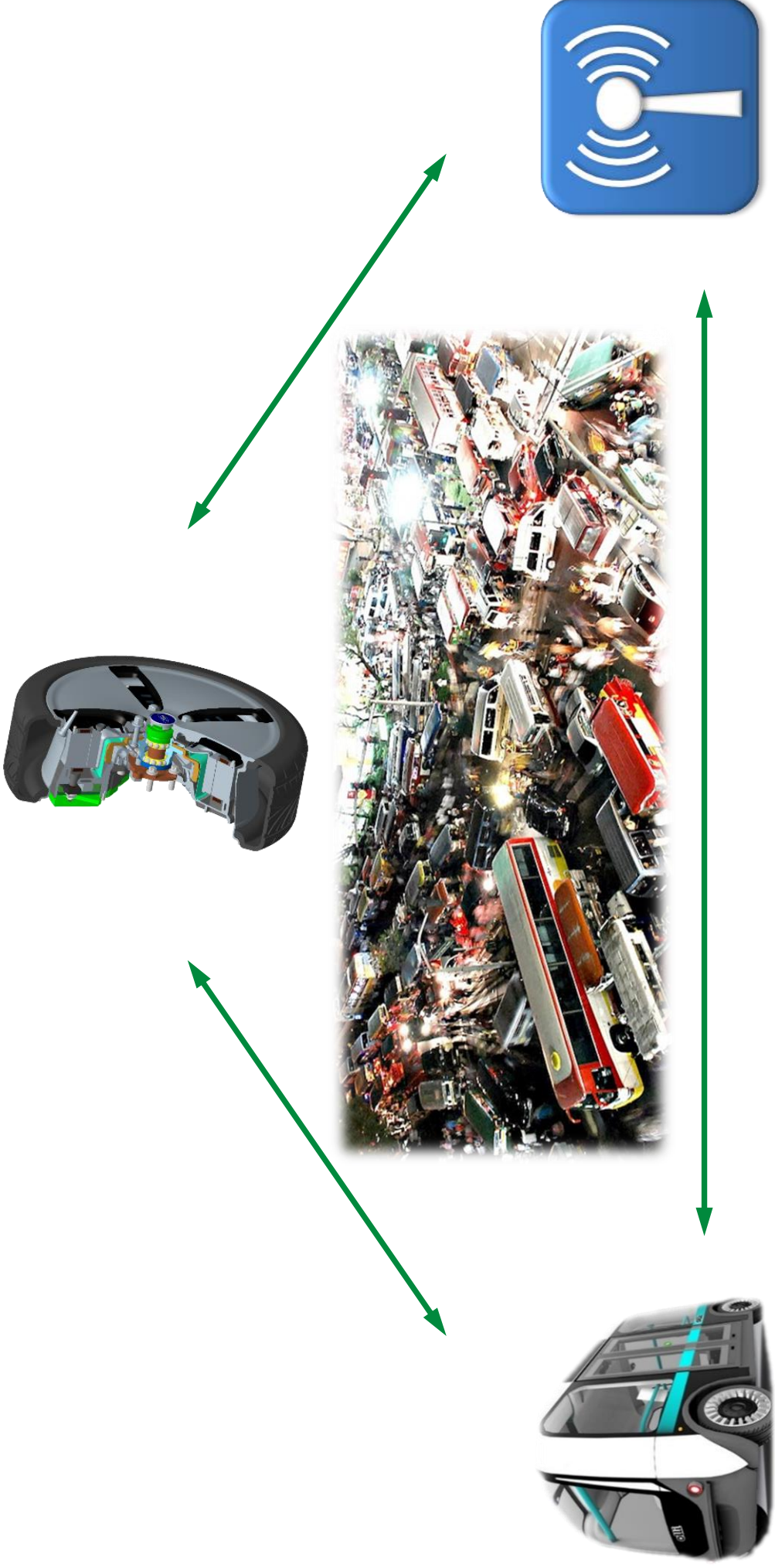


5. Silvertta Rallye



6. Winter testing Sweden

Wheel hub drive for shared and automated mobility in urban areas



WIR BEDANKEN UNS FÜR DIE FREUNDLICHE UNTERSTÜTZUNG

beim Ministerium für Wirtschaft,
Wissenschaft und Digitalisierung
des Landes Sachsen-Anhalt



SACHSEN-ANHALT



ISBN: 978-3-944722-54-2
DOI: 10.24352/UB.OVGU-2017-085