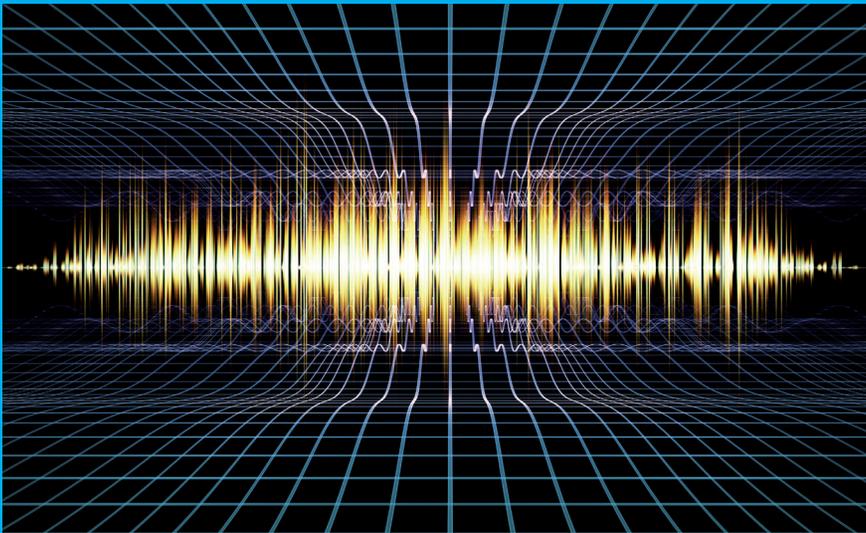


Hermann Rottengruber
Wilfried Henze
Tommy Luft (Hrsg.)
und 54 Mitautoren

Motor- und Aggregate-Akustik

8. Magdeburger Symposium
Tagungsband



Hermann Rottengruber
Wilfried Henze
Tommy Luft (Hrsg.)
und 54 Mitautoren

Motor- und
Aggregate-Akustik

Motor- und Aggregate-Akustik

8. Magdeburger Symposium
Tagungsband

Prof. Dr.-Ing. Hermann Rottenruber
Dr.-Ing. Wilfried Henze
Dipl.-Ing. Tommy Luft (Hrsg.)
und 54 Mitautoren

ISBN 978-3-944722-10-8

Bei der Erstellung des Tagungsbandes wurde mit großer Sorgfalt vorgegangen, trotz allem lassen sich Fehler nie vollständig verhindern. Die Herausgeber und Autoren können für fehlerhafte Angaben und deren Folgen weder eine juristische Verantwortung noch irgendeine weitere Haftung übernehmen.

© 2014 bei Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, IMS-EMA.
Universitätsplatz 2, 39106 Magdeburg

Alle Rechte vorbehalten.

Printed in Germany

Das Werk einschließlich aller seiner Teile ist urheberrechtlich geschützt. Jede Verwertung außerhalb der engen Grenzen des Urheberrechtsgesetzes ist ohne Zustimmung des Herausgebers unzulässig und strafbar. Dies gilt insbesondere für Vervielfältigungen, Übersetzungen, Mikroverfilmungen und die Einspeicherung und Verarbeitung in elektronischen Systemen.

Vorwort

Im Zusammenhang mit den Veränderungen in der Antriebstechnik, wie dem Downsizing und der Elektrifizierung des Antriebsstranges sowie dem Leichtbau und Thermomanagement gewinnt die Akustik zunehmend an Bedeutung bei der Entwicklung von Fahrzeugen. Auch bei der Entscheidung durch den Käufer spielt die Akustik eine wichtige Rolle. Hinzu kommen neue Prüfverfahren und Grenzwerte zur Reduzierung der Geräusch- und Abgasemissionen durch den Gesetzgeber.

Dieser Band enthält die Beiträge des 8. Magdeburger Akustik-Symposiums und gibt einen Überblick über den aktuellen Stand der Antriebsakustik. Schwerpunkte des Symposiums sind traditionell die Schallmesstechnik, Simulation und besonders die Akustik des Verbrennungsmotors, des Antriebsstrangs und die Auswirkungen auf das Gesamtfahrzeug. Neben den gesetzlichen Randbedingungen und deren Auswirkungen auf die Entwicklung von Fahrzeugantrieben stehen weiterhin die subjektive Geräuschwahrnehmung (Psychoakustik) und die Entwicklung der Geräuschqualität im Motorenentwicklungsprozess im Mittelpunkt. Auch werden neueste Erkenntnisse zu modernen Kunststofftechnologien, zur aktiven Geräuschbekämpfung und thermoakustischen Kapselung in diesem Fachbuch vorgestellt.

Dieses Buch ist sowohl für Interessierte aus den Bereichen Forschung, Entwicklung, Konstruktion sowie Berechnung, Versuch und Produktion bei Automobilherstellern, Zulieferern und Ingenieurdienstleistern als auch für Studenten der Ingenieurwissenschaften gedacht.

Mein Dank gilt den Mitarbeitern des Instituts für Mobile Systeme, Lehrstuhl Energiewandlungssysteme für mobile Anwendungen (EMA) und der Institut für Kompetenz in AutoMobilität - IKAM GmbH für die engagierte Zusammenarbeit.

Besonders Frau Marianna Ackermann hat den Herausgebern durch ihren unermüdlichen Einsatz bei der Zusammenstellung der Beiträge und ihrer Aufbereitung für die Druckvorlage hilfreich zur Seite gestanden.

Nehmen Sie sich Zeit für ein spannendes Fachbuch!

Hermann Rottengruber
Herausgeber

Inhaltsverzeichnis

Werkstoffe / Geräuschentwicklung

- | | | |
|---|--|----|
| 1 | Leichtbau und Akustik im Einklang durch moderne Kunststofftechnologien um den Motor | 1 |
| | Holger Bickelmann, Katrin Nienkemper, Tobias Steinke, Sven Wenigmann, Uwe Seemann | |
| 2 | Verringerung der Transmission von breitbandigem Störschall durch aktive, doppelschalige Struktursysteme | 22 |
| | Malte Misol, Thomas Haase, Hans Peter Monner | |
| 3 | Geräuschqualität im Fokus – eine durchgängige Betrachtung im Motorenentwicklungsprozess | 38 |
| | Christoph Steffens, Michael Kauth | |

Psychoakustik

- | | | |
|---|---|----|
| 4 | Eine innovative Methode zur Fahrzeugbewertung und Zielgeräuschdefinition | 54 |
| | Philipp Sellerbeck | |
| 5 | Repräsentation von Bewegungsvorgängen in Geräuschen | 73 |
| | Michael Haverkamp | |
| 6 | Physikalische und psychoakustische Vorhersage von singular impulshaften Geräuschen | 86 |
| | Marius Höchstetter, Maik Rolle, Jesko Verhey, Ulrich Gabbert | |

Messtechnik

- | | | |
|---|---|-----|
| 7 | Sehen was man hört? - Einsatz von Schallortungsverfahren | 98 |
| | Philipp Grams, Dejan Arsić | |
| 8 | Bewertung des Abstrahlverhaltens von Zylinderkurbelgehäusen mittels experimenteller Strukturanalyseverfahren | 107 |
| | Sebastian Lucas, Tommy Luft, Matthias Hoffmann, Hermann Rottengruber, Norbert Oppermann | |
| 9 | Reduzierung des Integrationsaufwandes durch virtuelle Grenzmuster mit Hilfe der OTPA | 117 |
| | Christian Schmidt, Martin Lohrmann | |

10	Beobachtung hochfrequenter Schwingungseigenschaften an einem mikrozelligen PU-Elastomer zur Lagerung von Motorkomponenten	137
	Jochen Schell, Jörg Sauer, Mélanie Gérard, Holger Bickelmann, Waldemar Meier, David Müller, Waldemar Elsesser	

11	Methoden zur Drehzahlerfassung für Ordnungsanalyse und Drehschwingung – ein Vergleich	152
	Bernhard Virnich	

Simulation

12	Verzahnungsgeräusch unter Berücksichtigung der Interaktion von Motor und Getriebe – eine Untersuchung mittels MBD- und WBT-Simulation	161
	Thomas Resch, Borislav Klarin, Sébastien Courtois	

13	Anwendung numerischer Akustik zur Verringerung der Schallabstrahlung eines Pkw-Getriebes	180
	Oliver Michalke, Matthias Weber, Olgierd Zaleski	

14	Strömungsakustische Simulation von Abgasanlagen	190
	Thomas Rose, Jan Krüger, Barbara Neuhierl	

Schallentstehung / -ausbreitung

15	Laufzeugdynamik – Störgeräusche bei Motoren mit hohen Druckgradienten	204
	Daniel Hrdina, Michael Bargende, Adrian Rienacker, Florian Felbinger	

16	Turboladergeräusche und deren Auswirkungen im Ansaugsystem von Verbrennungsmotoren	219
	Robert Hanisch	

17	Interior Noise Effects of Active Vibration Cancellation for a 4-Cylinder Engine	235
	Enrico Kruse, Andrew Harrison	

Kapselung / Thermodynamik

18	Kapselung des Motorraums - Die Historie und Wechselwirkung mit NVH, Thermomanagement und Kraftstoffverbrauch	247
	Dimitrios Patsouras, Robert Joest, Bernd Wittek, Christian Walther	

19	Akustikanforderungen und Effizienz einer Motorkapsel im Großserieneinsatz	254
	Jan Gallinat	
20	Entwicklung eines akustischen Absorbers aus PES-Mikrofaservliesstoff bei eingeschränktem Bauraum	272
	Klaus Brokamp	
21	Entwicklung, Simulation und psychoakustische Bewertung einer motornahen thermoakustischen Vollkapselung	279
	Fabian Duvigneau, Tommy Luft, Jan Hots, Jesko Verhey, Hermann Rottengruber, Ulrich Gabbert	

Die Autoren

Werkstoffe / Geräusentwicklung

Leichtbau und Akustik im Einklang durch moderne Kunststofftechnologien um den Motor

Holger Bickelmann, Katrin Nienkemper, Tobias Steinke, Sven Wenigmann,
Uwe Seemann

Abstract

In the development of parts lightweight design and acoustics are often interrelated in a conflicting way. Modern plastics engineering offers neat solutions to reconcile these development objectives. BASF develops PU-foams that are e.g. used as engine cover. New solutions allow the functional integration of pedestrian protection in those parts and thereby weight reduction can be realized. The melamine resin foam Basotect[®] is also suited for applications close to the engine. By thermoforming Basotect[®] can be processed to complex geometries. Acoustical cladding of the transmission can be realized in a weight and design space saving way. Engineering plastics are increasingly used as structural parts such as brackets for engine mounts. As the general basis thereof BASF is continuing to develop specially tailored plastics and the simulation tool Ultrasim[®]. Electric powertrains are coming along with new requirements for the acoustical insulation. The selection of materials e.g. for engine mounts can be reconsidered. An interesting potential for electric engine mounts is shown by the microcellular polyurethane Cellasto[®].

Kurzfassung

Bei der Entwicklung von Bauteilen stehen Leichtbau und Akustik oftmals in einer konkurrierenden Beziehung. Moderne Kunststofftechnologien bieten elegante Lösungen, um diese Ziele in Einklang zu bringen. Bei der BASF werden PU-Schäume entwickelt, die z.B. für Motorabdeckungen eingesetzt werden. Neuentwicklungen ermöglichen es, Funktionen des Fußgängerschutzes in diese Bauteile zu integrieren und so Gewichtsersparnis zu erzielen. Der Melaminharzschaum Basotect[®] eignet sich besonders für Anwendungen in Motornähe, die einer hohen Umgebungstemperatur ausgesetzt sind. Durch Thermoforming kann Basotect[®] auch zu komplizierteren Geometrien verarbeitet werden. Akustische Verkleidungen am Getriebe gelingen mit Basotect[®] leicht und platzsparend. Technische Kunststoffe werden vermehrt als Material für Strukturbauteile wie Tragarme für Motorlager gewählt. Als Grundlage dafür werden bei BASF maßgeschneiderte Kunststofftypen und das Berechnungsverfahren Ultrasim[®] weiterentwickelt. Elektroantriebe bringen neue Anforderungen an die akustische Isolation mit sich. Die Materialwahl z.B. für Motorlager kann daher überdacht werden. Das mikrozellige Polyurethan Cellasto[®] zeigt z.B. ein interessantes Potential als Elektromotorlager.

1. Einführung

Im Wettbewerb um ein innovatives Image bewerben Fahrzeughersteller heute gerne elektronische Assistenzsysteme. Dennoch bleiben Neuerungen im mechanischen Unterbau entscheidend, um Unterschiede der Marken erlebbar zu machen und Herausforderungen wie der Verbrauchsreduzierung begegnen zu können. Das belegt beispielsweise die hohe Aufmerksamkeit, die BMW durch das Einführen von CFK-Karosserien in die Großserie für sich verbuchen konnte. Der allgemein hohe Entwicklungsstand konventioneller Technologien erfordert neue Herangehensweisen, um spürbare Fortschritte bei vertretbarem Aufwand erzielen zu können.

Motorgeräusche liefern ein sehr gutes Beispiel. Wird ein einmal erreichtes Geräuschniveau weiter reduziert, treten bislang maskierte Nebenübertragungspfade in Erscheinung, die von den Akustikern analysiert und optimiert werden müssen. So muss eine stetig zunehmende Anzahl an Transferpfaden mit steigender Genauigkeit untersucht werden. Die gewonnenen Erkenntnisse kondensieren in aufwändigeren und höheren akustischen Anforderungen an die beteiligten Bauteile. Die Anzahl und Vielfalt dieser so betroffenen Bauteile nimmt darüber hinaus zu.

Unter akustischen Gesichtspunkten ist für viele Bauteile eine höhere Masse und höhere Steifigkeit vorteilhaft. Oftmals bedingen akustische Verbesserungen zusätzlicher Bauteile, typische Beispiele sind Tilger oder Dämmmatten. Gleichzeitig üben Gesetzgebung und Kraftstoffpreise starken Druck darauf aus, alternative Antriebsformen zu berücksichtigen und Fahrzeuge leichter zu bauen. Die Leichtbau- und Akustikziele stehen daher meist in einer konkurrierenden Beziehung, treffen in den Lastenheften der Bauteile aufeinander und müssen in Einklang gebracht werden.

Damit das gelingt, werden bei BASF Kunststoffbauteile zusammen mit Kunden so entwickelt, dass Materialeigenschaften, der gesamte Herstellprozess und die Funktionalität des Bauteils möglichst optimal aufeinander abgestimmt werden können. Durch die Entwicklung neuer Verarbeitungsverfahren für schallabsorbierende Materialien im Motorraum eröffnen sich dem Akustiker neue konstruktive Lösungsmöglichkeiten. Eine maßgeschneiderte Verknüpfung von Simulationsverfahren und zugehöriger Datenbasis unterstützt die Entwickler faserverstärkter Kunststoffbauteile. So wird es möglich, dass Kunststoffmotorlager besonders leicht werden und deren Resonanzen gezielt abgestimmt werden können. Alternative Antriebskonzepte wie die Elektroautos bringen veränderte Anforderungsprofile, welche Kunststoffen neue Anwendungsmöglichkeiten eröffnen.

2. Polyurethanschäume für akustische Anwendungen im Motorraum

Wer heute die Motorhaube seines Autos öffnet, erwartet schon gar nichts anderes mehr, als zuerst auf eine Kunststoffabdeckung zu blicken, die auf dem Motor sitzt und vor allem der Motorakustik dient. Bereits auf den ersten Blick wird klar, dass diese Abdeckungen sehr eng an den verbleibenden Bauraum angepasst sind. Für die Entwickler der Teile und Materialien gilt es hier akustische Anforderungen bei stark eingeschränktem Bauraum, hohen Temperaturen und Einflüssen durch Medien zu erfüllen. Meist wird für die Herstellung dieser Abdeckungen und ähnlicher Teile in der Motorhaube oder an der Stirnwand Polyurethanschäum verwendet, der hinsichtlich dieser Anforderungen weiterentwickelt wird.

2.1 Polyurethan und Akustik

Polyurethane werden im Allgemeinen durch Polyadditionsreaktion von mehrfunktionellen Isocyanaten mit reaktionsfähigen Polyolen, oder anderen Nukleophilen, gebildet. Dabei können die Endigenschaften des Polymers durch gezielte Variation der Einsatzstoffe, vor allem der Funktionalität, des Molekulargewichts und der chemischen Zusammensetzung der Polyole und Isocyanate, über ein breites Eigenschaftsspektrum eingestellt werden. Durch den Zusatz von Wasser, welches mit Isocyanaten unter Abspaltung von Kohlendioxid reagiert, oder durch den Zusatz von physikalischen Treibmitteln lassen sich darüber hinaus Polyurethanschäume herstellen. Beispielsweise offenzellige Weichschäume, die in Form von Matratzen oder Autositzen Anwendung finden, aber auch geschlossenzellige Hartschäume, die beispielsweise als Dämmmaterial genutzt werden.

Eine Besonderheit stellt die Polyurethanverarbeitung dar. Polymerisation und Formteilherstellung finden häufig in einem Schritt statt. Durch Vermischen der beiden flüssigen Komponenten und Injektion in ein formgebendes Werkzeug wird die Reaktion initiiert und das sich bildende Polymer nimmt die Gestalt der Form an. So können komplexe dreidimensionale Formteile aus den Rohstoffen in einem Schritt hergestellt werden. Aufgrund dieser Vielfalt an Variationsmöglichkeiten und der Möglichkeit Endigenschaften maßzuschneidern gehören Polyurethane heute zu den am häufigsten genutzten industriellen Polymeren.

Aufgrund der vielfältigen Schaumstrukturen und Eigenschaftsprofile lassen sich Polyurethane auch sehr gut im Bereich der Schall- und Schwingungsdämpfung nutzen. Hierbei ist entscheidend zu definieren, ob Luft- oder Körperschall bewertet werden soll. Für die Körperschalldämpfung kommen sowohl ein- als auch mehrschichtige Dämpfungsbeläge zum Einsatz. Für die Schallabstrahlung von schwingenden Blechen wie beispielsweise der Karosserie sind bei einschichtigen Dämpfungsbelägen hohe Elastizitätsmodule erforderlich, um ein Maximum der Schwingung aufzunehmen. Die Wirkungsweise solcher Systeme ist temperatur- und frequenzabhängig und den jeweiligen Anforderungen anzupassen. Darüber hinaus sollten Dämpfungsmaterialien gut und flächig mit dem Untergrund verbunden sein. Das Dämpfungsverhalten von mehrschichtigen Aufbauten ist in der Regel angelehnt an Masse-Feder-Systeme mit schweren, biegesteifen Deckschichten (oft aus hochdichten Elastomeren) und weichen Mittelschichten aus Schaumstoffen. Für derartige Körperschalldämpfungen eignen sich Polyurethane aufgrund des speziellen Eigenschaftsprofils sehr gut.

Im Bereich des Luftschalls unterscheidet man zwischen der Dämmung als Isolation und der Dämpfung als Absorption. Dämmung erfolgt im Wesentlichen über so genannte Doppelwände wie im Fall der Dämmmatten aus weichem Schaum und biegesteifer Schwerschicht. Auch hier liegt wieder eine deutliche Abhängigkeit des Dämmverhaltens von der Temperatur und der Frequenz vor. Für Anwendungen im Motorraum werden häufig Schäume mit hervorragender Luftschallabsorption benötigt, also poröse d.h. offenzellige Materialien. Die Absorption erfolgt dabei durch Reibung innerhalb der Zellen, d.h. Schwingungsenergie wird in Wärme umgewandelt. Auch hier lässt sich durch eine Optimierung der Polymermatrix und der Offenzelligkeit eine Verbesserung der Absorption erzielen. Neben Matrixeigenschaften und Zellstrukturen wird das Schallabsorptionsvermögen durch die Dichte, die Dicke und die Oberflächenbeschaffenheit des Materials bestimmt (vgl. Bild 1). Bei offenporigen Schaumstoffen steigt das Absorptionsvermögen mit der Frequenz an und bleibt nach Durchlaufen eines Maximums auf sehr hohem Niveau.

Je nach Schaumklasse lassen sich Absorptionsgrade von nahezu 100 % im Maximum erreichen.

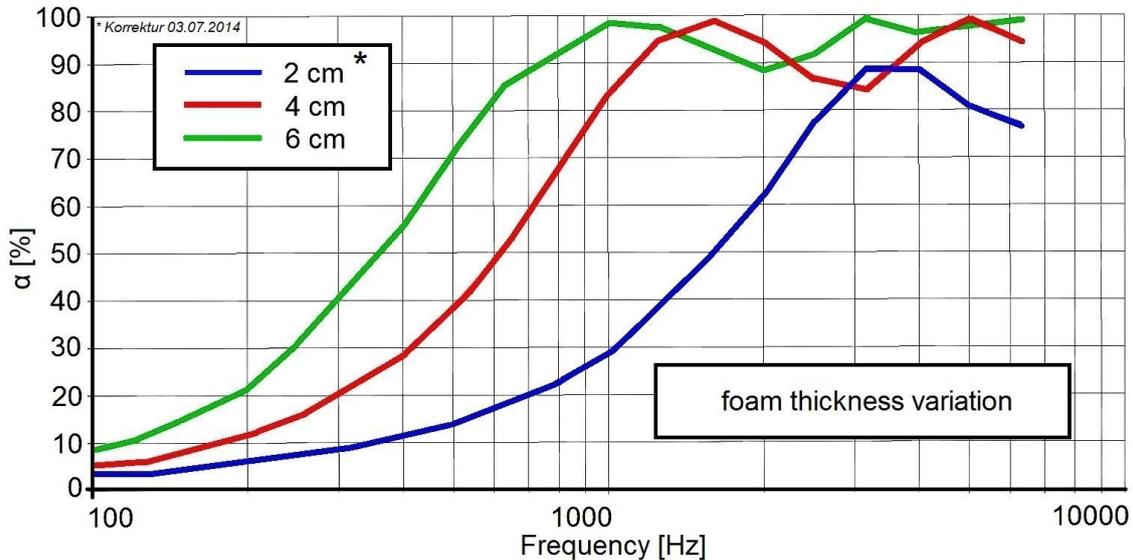


Bild 1: Luftschallabsorption: Absorption α vs. Schaumdicke

Aufgrund der vielfältigen Möglichkeiten der PU Schäume, lassen sich für den jeweiligen akustischen Anforderungsfall maßgeschneiderte Lösungen über einen weiten Dichte-, Härte- und auch Elastizitätsbereich darstellen. Typische PU Schaumanwendungen im Motorraum sind Motorabdeckungen aus einem PU Weich- und Integralschaum, Hohlraum ausschäumungen und Motorhaubenabsorber.

2.2 Motorabdeckung aus einem PU Weichschaum (Engine Cover)

Eine der typischsten PU Weichschaumanwendungen im Motorraum zur Optimierung der akustischen Eigenschaften ist der Einsatz als Motorabdeckung wie in Bild 2. Dazu wird aus einem elastischen, offenzelligen PU Weichschaum ein Formteil hergestellt, welches mit einem PA - Hardcover verbunden wird. Die eingesetzten Weichschäume Elastoflex[®] W zeichnen sich so durch eine exzellente Luftschallabsorption aus und erfüllen daneben alle Anforderungen hinsichtlich Temperaturstabilität (150 °C) und Medienbeständigkeit.

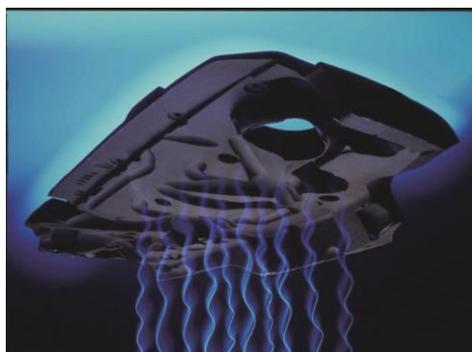


Bild 2: Motorabdeckung aus PU Weichschaum

2.3 Motorabdeckung aus einem PU Integralschaum (Engine Cover)

Alternativ zum oben beschriebenen Motorcover hat die BASF eine einstufige Lösung entwickelt, welche die akustischen Eigenschaften des PU Weichschaums und die Funktionen des thermoplastischen Hardcovers in einem Bauteil vereint. Hierbei handelt es sich um einen sogenannten Polyurethan Integralschaum (Elastofoam® I). Dieser Werkstoff liefert in einem kosteneffektiven one-shot Verfahren geschäumte Motorabdeckungen, die sich durch eine bestmögliche Schallabsorption und thermische Kapselung des Motors auszeichnen, kombiniert mit einer ansprechenden Oberflächengüte (siehe Bild 3). Dazu werden in einem Schritt Bauteile gefertigt, die sich durch eine offenzellige Schaumstruktur an der Unterseite auszeichnen und durch eine geschlossene Hautausbildung und damit exzellenten Optik an der Oberfläche. Neben dem Beitrag zur Luftschallabsorption liefern diese Integralschäume auch einen gewissen Beitrag zur akustischen Dämpfung. Zudem erfüllt der Werkstoff die Anforderungen hinsichtlich Temperatur- und Dimensionsstabilität und zeichnet sich durch ein geringes Gewicht aus. Im Vergleich zum oben beschriebenen Verfahren können also Prozessschritte eingespart werden und der vorhandene Bauraum wird durch Einsatz eines elastischen Motorcovers besser genutzt. Denn die vorhandene Schaumstruktur zeichnet sich zudem eine sehr hohe Energieaufnahme aus, wodurch der passive Fußgängerschutz beim Aufprall auf die Motorhaube erhöht wird.



Bild 3: Motorabdeckung aus PU Integralschaum

2.4 Hohlräume ausschäumen

Eine weitere Polyurethan-spezifische Möglichkeit zur Verbesserung der akustischen Eigenschaften ist das Füllen von Karosserie-Hohlräumen, beispielsweise Querträgern im Motorraum, dem Windlauf, oder der A-, B- oder C-Säule. Dazu wird unmittelbar in der OEM Fertigung ein reaktiver 2-Komponenten-PU Schaum in die gewünschten Hohlräume injiziert. Das flüssige Gemisch verteilt sich im Hohlraum, schäumt auf und ermöglicht so eine perfekte dreidimensionale-Hohlraumanpassung, auch im Falle von komplizierten Geometrien. Die eingesetzten PU Schäume sind hinsichtlich Viskosität und Reaktivität auf den Prozess abgestimmt. Darüber hinaus stehen je nach akustischen Anforderungen elastische offenzellige Weichschäume zur Verfügung bzw. alternativ viskoelastische Schäume. Letztere leisten neben der Luftschallabsorption einen erhöhten Beitrag zur Schwingungsdämpfung. Als dritte

Variante kommen teilweise Hartschäume zum Einsatz, die vor allem Vorteile hinsichtlich der Wasseraufnahme und Medienbeständigkeit zeigen. Zusammenfassend erlaubt dieser vollautomatisierte Prozess bei relativ geringem Material- und Personalaufwand eine deutlich Verbesserung der akustischen Eigenschaften von Fahrzeugen.

2.5 Motorhaubenabsorber

Schließlich werden seit einigen Jahren zunehmend niedrigdichte PU-Thermoformschäume (15 g/L) im Motorraum als Absorber verbaut, z.B. unterhalb der Motorhaube oder im Bereich der Stirnwand. Im Gegensatz zu den oben beschriebenen Verfahren werden hier allerdings keine Formteile verwendet. Stattdessen werden große PU Schaumblöcke, häufig diskontinuierlich, geschäumt. Im nächsten Schritt werden dünne Scheiben geschnitten, die wiederum mit einem Textil und Klebstoff zu einem dreidimensionalen Sandwich thermisch verformt werden, wie in Bild 4 zu sehen. Im Rahmen dieses Verarbeitungsprozesses zeichnen sich die eingesetzten PU-Schäume durch eine exzellente Thermoformbarkeit und hohe Steifigkeit aus. Daneben erfüllen sie alle Kriterien hinsichtlich thermischer Stabilität in einem Temperaturbereich von -30 bis +180 °C. Sie zeichnen sich zudem durch eine geringe Entflammbarkeit aus, sind selbsterlöschend und tropfen nicht ab. Die akustischen Eigenschaften werden im angestrebten Dichtebereich vor allem über die Zellgröße und Zellgrößenverteilung möglichst gleichmäßig über den gesamten Schaumblock eingestellt.



Bild 4: Querschnitt: verpresster Thermoformschaum

3. Melaminharzschaum Basotect® für akustische Anwendungen im Motorraum

Basotect® ist ein Spezialschaumstoff, der sich aufgrund seines einzigartigen Eigenschaftsprofils hervorragend zur Lösung von akustischen Problemen im Automobilbau eignet. Infolge der offenzelligen Struktur sind Schallabsorptionswerte von Basotect® G und Basotect® TG sehr gut, wodurch die steigenden Anforderungen an den Schallschutz im Fahrzeugbau in idealer Weise erfüllt werden können. Auf diese Weise trägt Basotect erheblich zur Steigerung des Fahrkomforts bei.

Neben den ausgezeichneten schalltechnischen Eigenschaften sind im Automobilbau die hohe Temperaturbeständigkeit (Anwendungstemperatur bis 240 °C), die hohe Brandsicherheit ohne Einsatz von Flammenschutzmitteln, das sehr günstige Fogging-Verhalten sowie die chemische Beständigkeit von besonderem Nutzen. Das geringe Gewicht von Basotect (9 kg/m³) gestattet darüber hinaus Energieeinsparungen und leistet damit einen wichtigen Beitrag zur Verringerung von CO₂-Emissionen

3.1 Das Material Basotect[®] und Akustik

Basotect[®] ist ein flexibler, offenzelliger Schaumstoff aus Melaminharz, einem duroplastischen Kunststoff. Das charakteristische Merkmal ist die filigrane räumliche Netzstruktur, die aus schlanken und damit leicht verformbaren Stegen gebildet wird.

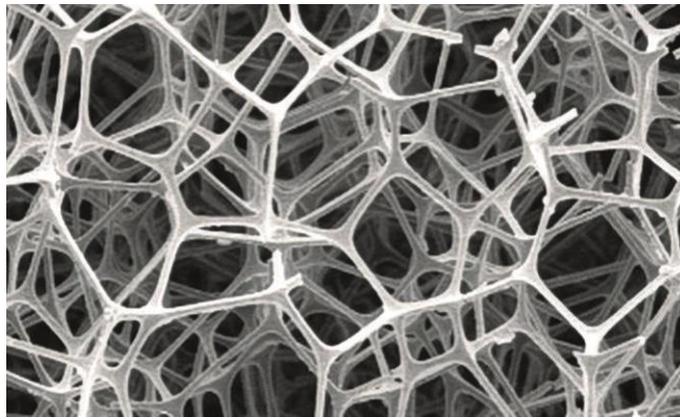


Bild 5: Offenzellige Struktur von Basotect[®]

Die Schallabsorptionsfähigkeit von Basotect ist im mittleren und hohen Frequenzbereich sehr gut. Im Kraftfahrzeugbau wird in Kombination mit schalltechnisch wirksamen Abdeckungen wie z.B. Vliesen, Geweben, Metall- oder Kunststofffolien das Absorptionsverhalten bei tiefen Frequenzen zusätzlich verbessert. Diese werden gemeinsam mit dem Basotect zu konturgenauen Bauteilen verpresst, die dann je nach Anforderung zur Schalldämmung und -dämpfung oder als Hitzeschild zum Einsatz kommen.

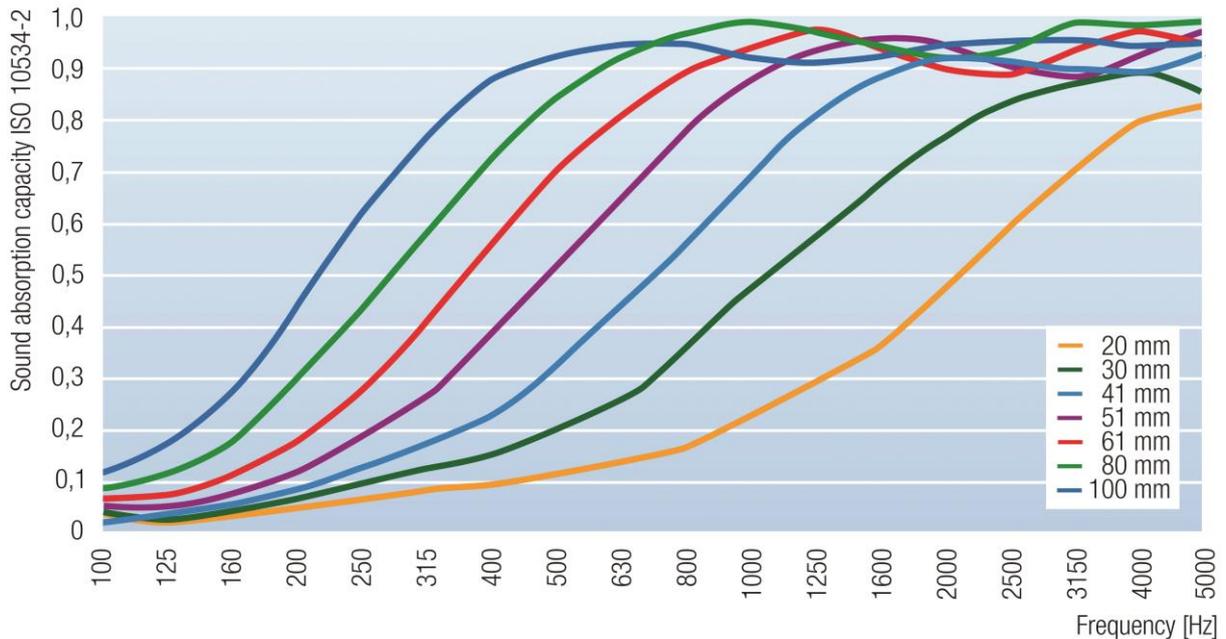


Bild 6: Schallabsorption von Basotect® G in Abhängigkeit der Dicke nach DIN EN ISO 354

3.2 Möglichkeiten der Verarbeitung von Basotect

Basotect erlaubt die Herstellung von anspruchsvollen 3D-Teilen sowie maßgeschneiderten Bauteilen für sehr enge Räume. Der Melaminharzschaumstoff lässt sich durch Messer- und Drahtschnitt sowie durch Sägen und Fräsen genau bearbeiten – maß- und konturgenaue, einbaufertige Teile können leicht angefertigt werden.

Basotect eignet sich auch zum Thermoverformen. Mit Basotect G erfolgt der Thermoverformungsprozess in drei Schritten: Zunächst werden die Blöcke des Materials zu Platten geschnitten. Im zweiten Schritt werden diese imprägniert, um die Thermoverformbarkeit zu steigern. Im letzten Schritt erfolgt die Thermoverformung in einer Presse, wobei Basotect zwischen Deckenmaterialien, wie z.B. PET-Faservliese oder Aluminium, verpresst wird.

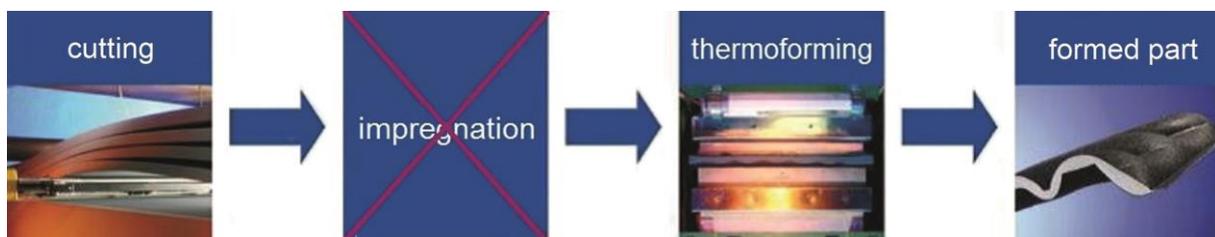


Bild 7: Bei Einsatz von Basotect TG entfällt der Imprägnierungsschritt

Basotect TG lässt sich sogar ohne Vorbehandlung unter Wärme verformen. Damit entfällt die Notwendigkeit der Imprägnierung bei der Herstellung eines thermogeformten Bauteils, sodass der Fertigungsprozess von Automobil-Dämmteilen einfacher und effizienter wird.

3.3 Motorakustische Anwendungen

Kaschierte Schaumstoffelemente mit Basotect G und Basotect TG werden im Automobil zur Schalldämmung überall dort eingesetzt, wo hohe Gebrauchstemperaturen vorherrschen, beispielsweise in Motorhaubenabdeckungen, Trennwänden zwischen Motorraum und Fahrgastzelle, Getriebetunneln sowie in Motornahfeldschalen (Bild 8).

Abdeckungen aus Basotect ermöglichen aufgrund ihrer hohen Biegesteifigkeit die Realisierung von Fußgängerschutz optimierten Motorhauben. Auf diese Weise kann den erhöhten Anforderungen an den Fußgängerschutz Rechnung getragen werden. Weitere Anwendungen von Basotect® im Automobilbau sind Hitzeschilder, die aus einem Verbund des Melaminharzschaumstoffes mit einer Aluminiumfolie bestehen.

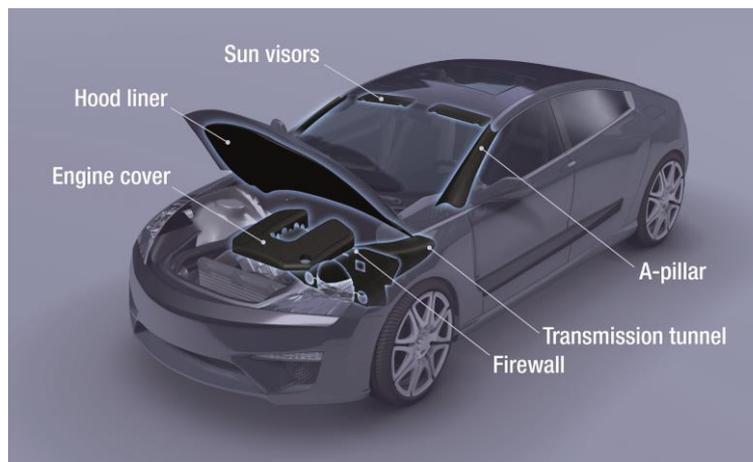


Bild 8: Überblick über die Anwendungen für Basotect im Automobilbau



Bild 9: Motornahfeldschalen mit Basotect als Absorbermaterial bei Daimler und Opel

Auch die Abdeckungen der Getriebetunnel können mit Basotect gestaltet werden (Bild 10). An diesem Beispiel werden die außergewöhnlich gute Thermoformbarkeit des Materials und die damit verbundene Designfreiheit für den Konstrukteur in eindrucksvoller Weise deutlich.



Bild 10: *Getriebetunnel mit Basotect als Absorbermaterial*

Aufgrund seines Rückstellveraltens, des geringen Gewichts und der ausgezeichneten akustischen Eigenschaften werden mit Basotect auch Hohlräumfüllungen im Automobilbau realisiert, z.B. die Füllung der A-, B- und C-Säulen.

4. Technische Kunststoffe rund um den Motor

Kunststoffe sind heute aus dem Automobil nicht mehr wegzudenken. Schon vor Jahrzehnten drangen vor allem die technischen Kunststoffe dabei in Anwendungen vor, die vormals eine reine Domäne von Metallen waren. Eine der ersten Anwendungen im Motorraum, die durch Kunststoff ersetzt wurden, waren die Luftzuführungen am Motor. Während die Auslegung und Konstruktion solcher Bauteile aus Kunststoff aufgrund der Temperaturanforderungen anfangs noch einen großen Aufwand erforderten (auch unter Einbringung des Know-Hows der Rohstoffhersteller), sind solche Teile heute eine Selbstverständlichkeit.

Mittlerweile drängen Kunststoffe aber auch in weitere Bereiche vor, zum Beispiel in Strukturbauteile. Gute Beispiele hier sind die u.a. von BASF mitentwickelten Getriebequerträger (im Serieneinsatz bei BMW in der 5er- und 7er-Reihe) sowie die kürzlich vorgestellten Motorträger im Mercedes GL.

4.1 Produkte und Anwendungen

Eine Übersicht über gängige Anwendungen im Bereich des Motors zeigt Bild 11. Aufgrund der hohen Temperaturen, die im Bereich des Motors auftreten, kommen hier nur ausgewählte Kunststofftypen zum Einsatz. Typische Temperaturforderungen für Motorlagerungsteile liegen in der Größenordnung von etwa 130 °C, bei Luftführungen werden Dauergebrauchstemperaturen von bis an die 200 °C gefordert. Im Zuge der zunehmenden Funktionsintegration, des Downsizings und des damit einhergehenden Einsatzes von turboaufgeladenen Motoren verschieben sich diese Grenzen noch weiter nach oben.

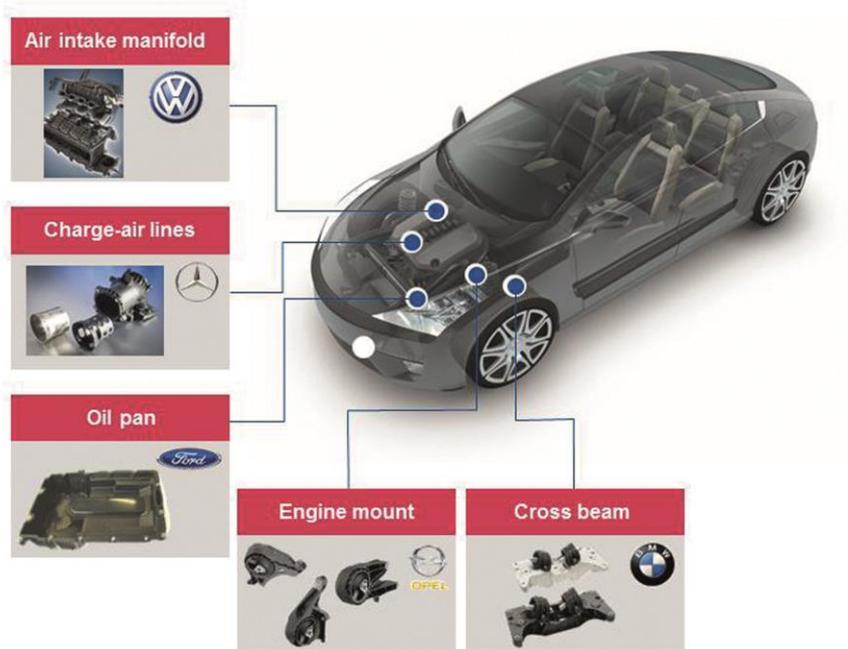


Bild 11: Ausgewählte Anwendungen aus technischen Kunststoffen der BASF

Aufgrund dieser Randbedingungen kommen aus dem Sortiment der BASF vorwiegend Polyamid 6.6-Typen (PA6.6) zum Einsatz. Die entsprechenden Produkte mit dem Handelsnamen Ultramid[®] sind in unterschiedlichen Wärmestabilisierungen verfügbar und somit für den Einsatz unter der Motorhaube geeignet. Einige typische Vertreter mit Einsatztemperaturen und Anwendungen zeigt Tabelle 1.

Tabelle 1: Ausgewählte Anwendungen aus technischen Kunststoffen der BASF (Die Temperaturen geben grobe Richtwerte an. Sie können je nach Einsatzzweck und Anforderungen an das Bauteil nach oben oder unten abweichen)

Produkt	Anwendung	Temperatur bis ca.
Ultramid [®] A3HG7Q17	Ölwannen	170 °C
Ultramid [®] A3WG7	z.B. Abdeckungen für Zylinderköpfe	170 °C
Ultramid [®] A3WG10 CR	Strukturbauteile, wie z.B. Motorlagerungen	130 °C
Ultramid [®] A3W2G6	Luftansaugmodule	190 °C
Ultramid [®] D3G7 Endure	Luftansaugmodule	220 °C

Wie der Tabelle zu entnehmen sind, variieren die möglichen Einsatztemperaturen je nach Anwendungsfall und damit Anforderungen. So enthalten die Ultramid[®]-Typen A3WG7 und A3WG10 CR beide die gleiche Wärmestabilisierung, sind jedoch mit unterschiedlichen Einsatztemperaturen vermerkt. Der Grund liegt hier in den hohen mechanischen Anforderungen, die an Motorlagerungsteile gestellt werden. Durch die ausgeprägte Temperaturabhängigkeit der Kunststoffe nimmt die Mechanik mit zunehmender Temperatur ab. Diese Temperaturabhängigkeit wird beispielsweise bei der Auslegung solcher Bauteile mittels der BASF-Software Ultrasim[®] berücksichtigt.

4.2 Akustische Eigenschaften

All die oben genannten Beispiele sind im Kraftfahrzeug natürlich auch hinsichtlich ihres akustischen Verhaltens relevant. Generell weisen die Kunststoffe hier gegenüber Metallen ein anderes akustisches Verhalten auf. Dieses Verhalten wird u.a. durch die folgenden Einflussgrößen bestimmt:

- Dämpfungseigenschaften
- Steifigkeit
- Dichte
- Temperaturen
- Feuchtigkeitsaufnahme

Diese Eigenschaften sind über den üblichen Einsatzbereich von Kunststoffbauteilen nicht konstant. Während sich die für PA6.6 typische Feuchtigkeitsaufnahme relativ langsam ändert, treten Temperaturschwankungen im Motorbereich in viel kürzeren Zeiträumen auf. Da mit zunehmender Temperatur die Steifigkeit des Kunststoffs abnimmt, ändern sich hier die Dämpfungseigenschaften und damit auch die Akustik. Welchen Einfluss solche Faktoren auf die akustischen Eigenschaften haben, sei exemplarisch am Beispiel der Feuchtigkeit dargestellt. Es wurden Platten (110 x 110 mm²) aus einem PA6 (Ultramid[®] B3WG6) gespritzt. Ein Teil der Platten wurde spritzfrisch und damit trocken luftdicht verpackt, ein anderer Teil wurde unter Standardbedingungen einer Feuchtigkeitskonditionierung zugeführt. Anschließend wurden die Platten akustisch vermessen. Dazu wurde die Übertragungsfunktion mittels Beschleunigungsaufnehmer und Impulshammer bestimmt. Das Ergebnis der Messungen zeigt Bild 12.

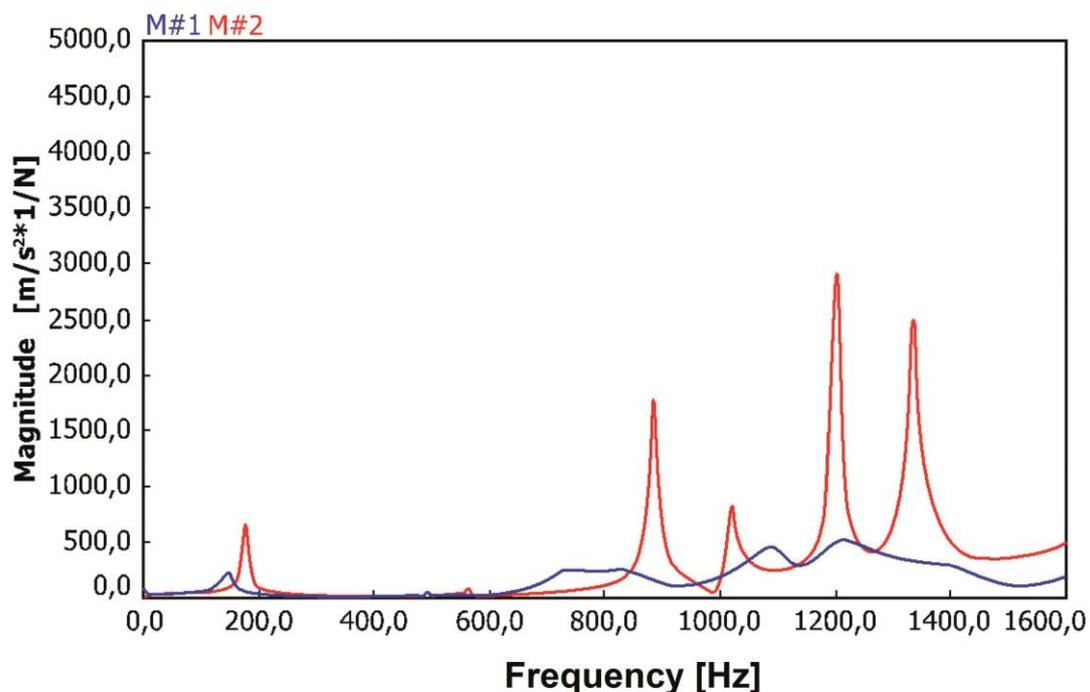


Bild 12: Übertragungsfunktion an Platten aus Ultramid[®] B3WG6 trocken (rote Kurve) und feucht (blaue Kurve)

Im Diagramm sind das Frequenzspektrum der beiden Platten und die entsprechenden Beschleunigungen dargestellt. Bei der trockenen Probe ist ein Verlauf mit ausgeprägten Eigenfrequenzen zu erkennen. Demgegenüber zeigt die konditionierte Probe die Eigenfrequenzen in der Magnitude signifikant abgeschwächt und zudem auch in der Frequenz zu niedrigeren Werten hin verschoben. Die Ursache für dieses Verhalten ist, dass PA-Kunststoffe hygroskopisch sind und damit Feuchtigkeit aus der Luft aufnehmen und einlagern. Diese Feuchtigkeit macht das Material etwas zäher – und schlägt sich entsprechend im akustischen Verhalten nieder. Das Maß der Wasseraufnahme hängt von den Umgebungsbedingungen, dem PA-Typ und den Füllstoffgehalten ab. Hochgefüllte Kunststoffe, wie zum Beispiel das Ultramid® A3WG10 CR mit 50 % Glasfaseranteil, nehmen wesentlich weniger Feuchtigkeit auf als ein ungefüllter Kunststoff. Für Ultramid® A3WG10 CR beträgt die maximale Wasseraufnahme ca. 1,4 %.

Ein weiterer wichtiger Aspekt bei Kunststoffen ist die Anisotropie des Materials. Gerade bei den hochgefüllten Kunststoffen, wie dem bereits erwähnten Ultramid® A3WG10 CR, welches insbesondere für Strukturbauteile wie Motorlagerungen eingesetzt wird, zeigt sich eine ausgeprägte Richtungsabhängigkeit der Eigenschaften. Diese ist bedingt durch die zugesetzten Glasfasern, die durch den Formgebungsprozess beim Spritzgießen ausgerichtet werden. In Richtung der Glasfasern sind mechanische Kennwerte wie Steifigkeit und Festigkeit wesentlich höher als quer dazu. Auch dies verändert das Übertragungsverhalten innerhalb des Kunststoffbauteils.

Zu guter Letzt hängt die Fahrzeugakustik nicht von einzelnen Teilen, sondern vom Gesamtsystem ab. Ob und wie stark ein Kunststoffbauteil akustisch wirksam werden kann, hängt beispielsweise von der Einbaulage ab. Befindet sich ein klassischer Motorträger in einer Reihenschaltung – also ist dieser Träger das einzige Verbindungselement zwischen dem Kurbelgehäuse und dem anschließenden Hydrolager/Karosserie – werden alle Anregungen über diesen Motorträger geleitet und der Kunststoff kann hier akustisch wirksam werden. Eindrucksvoll bewiesen wurde dies beim derzeit in Serie laufenden Mercedes GL, wo mittels Einsatz von Motorträgern aus Ultramid® A3WG10 CR ein deutlich verbesserter akustischer Eindruck im Fahrgastraum erzielt werden konnte [1].

Einen anderen Anwendungsfall stellen zum Beispiel die Getriebequerträger dar, die bei längseingebauten Motoren zum Einsatz kommen. Diese Bauteile übertragen ebenfalls Anregungen, die aus dem Motor-Getriebeverbund kommen, direkt an die Karosserie. Darüber hinaus haben diese Bauteile allerdings auch oft die Aufgabe, den sogenannten Tunnel im Fahrzeug zu stabilisieren, da solche Tunnel aus Gewichtsgründen in recht dünnen Metallblechen ausgeführt werden. Durch diese Bauweise ist der Tunnel, ohne weitere Stabilisierung, anfällig für Vibrationen. Die Akustik entsteht hier im Endeffekt am Tunnel und je nachdem, wie gut ein Getriebequerträger diesen Tunnel (mechanisch) stabilisieren kann, schwingt dieser mehr oder weniger. Dieser Anwendungsfall hat dann aber nichts mit dem eigentlichen Übertragungsverhalten des Kunststoffbauteils zu tun, wie es beispielsweise beim Motorträger der Fall ist.

Allerdings zeigen Kunststoffbauteile auch hier Vorteile. Oftmals ist es möglich die Bauteile lokal zu verstärken oder auch abzuschwächen, um die Übertragungsfunktion des Bauteils zu verändern. Das Versetzen von Rippen hat den gleichen Effekt. Dadurch ist es möglich, evtl. störende Eigenfrequenzen so zu verschieben, dass sie für die Gesamtfahrzeugakustik nicht mehr relevant sind.

4.3 Simulation mit Ultrasim[®]

Wie schon im vorangegangenen Abschnitt dargestellt wurde, unterliegen Kunststoffbauteile vielen Einflüssen, die es bei Metallen so nicht gibt. Damit ist die Vorhersage des Verhaltens von Kunststoffbauteilen komplex. Um heute Serienprojekte erfolgreich umsetzen zu können, ist aber eine genaue Kenntnis des Werkstoffverhaltens und der Simulation, insbesondere der Mechanik, essentiell. Die BASF hat als Rohstofflieferant dazu eigene Simulationswerkzeuge entwickelt, die den Besonderheiten des Kunststoffs Rechnung tragen und schon in zahlreichen Serienanwendungen eingesetzt wurden. Bild 13 zeigt den Ablauf einer typischen Berechnung mit Ultrasim[®].

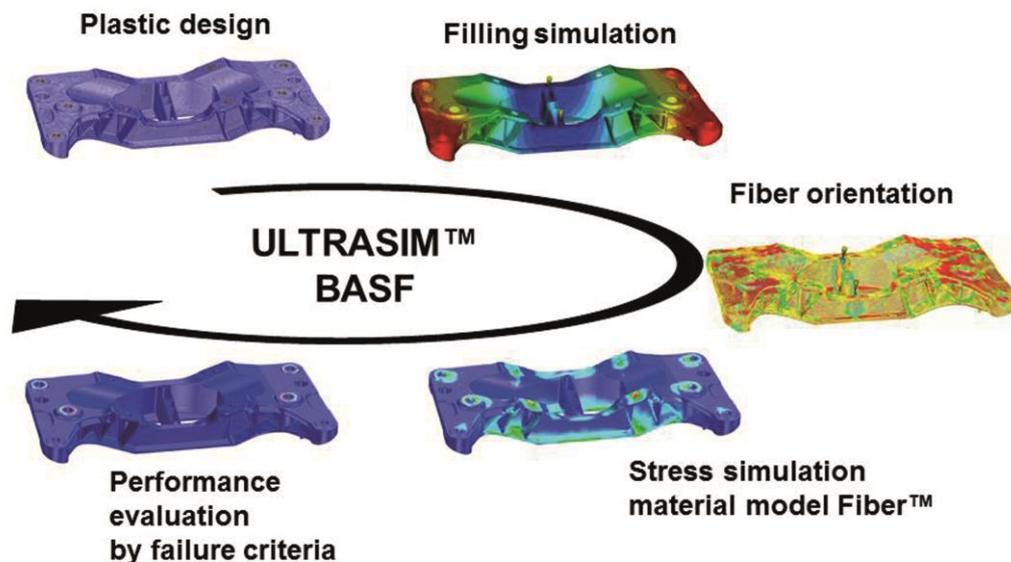


Bild 13: Ablauf der integrativen Simulation Ultrasim[®] von BASF

Bei der integrativen Simulation wird auch die Fertigung des Bauteils im Spritzgussprozess berücksichtigt. Ausgehend von einem Kunststoffdesign wird eine Füllsimulation durchgeführt und dadurch die resultierenden Glasfaserorientierungen ermittelt. Diese Glasfaserorientierungen samt (mechanischer) Randbedingungen des Bauteils bilden die Eingangsgröße für den Berechnungslauf mit Ultrasim[®]. Das Simulationstool berücksichtigt dabei Faktoren wie Faserorientierungen, Belastungsgeschwindigkeiten, Feuchtigkeit, Temperaturen, Zug-/Druckasymmetrie etc., um die Mechanik des Bauteils zu berechnen. Diese Mechanik wird dann jedem einzelnen Knoten des FEM-Netzes zugewiesen, so dass im Computer ein virtuelles, anisotropes Bauteil vorliegt. Dieses Bauteil kann dann strukturmechanisch, beispielweise in Abacus, ausgewertet werden.

Diese FEM-Modelle lassen sich dann auch für die Durchführung von Akustikberechnungen heranziehen, wie beispielsweise Modalanalysen etc. Generell ist es jedoch so, dass die Akustik sehr stark auch subjektiv geprägt ist. Zudem zeigt die isolierte Analyse eines einzelnen Bauteils kein realistisches Bild zum Beispiel bei der Fahrzeugakustik. Daher ist es in der normalen Entwicklungsarbeit nach wie vor so, dass Akustik nicht vorausberechnet wird und stattdessen der Versuch im Fahrzeugtest die entscheidenden Ergebnisse liefert. Die Auslegung und Berechnung der Bauteile erfolgt einzig anhand der mechanischen Randbedingungen.

5. Das mikrozellige Polyurethan Cellasto® als Motorlager für Elektroantriebe

Neue Antriebe erweitern das Feld der Motorakustik um neue Betriebszustände mit einer anderen akustischen Charakteristik. Auch verlagert sich das gesamte Spektrum der Anforderungen an die akustisch isolierenden Bauteile. Damit besteht die Freiheit und Notwendigkeit von Grund auf neu über diese Bauteile nachzudenken. Früher gesteckte Maßstäbe wie etwa bei der Materialwahl können in Frage gestellt werden. Ein interessantes Beispiel sind die Motorlager für rein elektrische Antriebe, für die spezielles, mikrozelliges Polyurethan ein aussichtsreiches Potential zeigt.

Beim jetzigen Stand der Technik sind rein elektrische Antriebe zwar kein allgemein vollwertiger Ersatz für Verbrennungsmotoren. Als Kleinwagen für Metropolen erobern sie jedoch eine Nische mit Wachstumspotential und der Durchbruch zu größeren Marktanteilen ist durch Entwicklungen in der Akkutechnologie und am Ölmarkt eine Zeitfrage. Ferner sind elektrische Zusatzantriebe an einer Achse eine interessante Alternative zum bisherigen Allradantrieb (z.B. bei PSA). Daher entwickeln viele Hersteller Elektroantriebe und setzen sich systematisch mit den Anforderungen an die Lagerung des Elektromotors auseinander.

5.1 Anforderungen an Elektromotorlager

Während der letzten vier Jahre haben es Gespräche der BASF mit Fahrzeugherstellern möglich gemacht, ein Bild der Anforderungen an die Lagerung der elektrischen Motoren zu skizzieren. Wobei hier von am Fahrzeugaufbau fixierten Motoren ausgegangen wird, Radnabenmotoren sind in der Betrachtung nicht inbegriffen. Grundlegend halten Entwickler die elastische Lagerung des Elektromotors für erforderlich. Das ist nicht unbedingt selbstverständlich, ist die Anregung durch den Elektromotor doch bedeutend schwächer als durch den Verbrennungsmotor. Man geht jedoch davon aus, dass Kunden beginnen, sich für die Geräuschkulisse im Elektroauto zu sensibilisieren und verschiedene Elektromodelle untereinander zu vergleichen.

Jede Fahrt in einem Elektroauto macht sofort offenhörbar, dass die Geräuschkulisse des Elektroantriebs deutlich anders als die der Verbrennungsmotoren ist und der Geräuschpegel weitaus geringer. Bei Fahrten mit Elektroautos konnten wir allerdings subjektiv beobachten, dass der Antrieb beim Anfahren und bei niedrigen Geschwindigkeiten bis ca. 40 km/h klar in Erscheinung tritt. Danach dominieren die Abroll- und später die Windgeräusche. Dies ist bemerkenswert, da diese Fahrzeuge für den Verkehr in Großstädten gedacht sind, wo derlei Fahrsituationen häufig auftreten. Die Antriebsgeräusche dürften daher für den Gesamteindruck bei den Kunden relativ hoch zu bewerten sein. Diese straßenbahnähnlichen Geräusche wirken höherfrequenter als beim Verbrennungsmotor. Die für Verbrennungsmotoren wichtigen, typischen niederfrequenten Anregungen bis einige hundert Hertz (z.B. Brummgeräusche), treten nicht in Erscheinung. In Kühler [2] wird mit subjektiven Bewertungen ermittelt, dass hochfrequente tonale Geräusche beim Elektromodell erheblich häufiger auffällig sind als beim Verbrennungsmotormodell. Meier [3] beschreibt einen Vergleich der Geräuschpegel von Verbrennungs- und Elektromotor und kommt zu Schluss, dass beim Elektromotor eher hochfrequente Geräusche

besser isoliert werden müssen, wohingegen er im niedrigfrequenten Bereich sogar präsenter sein könnte.

Weiterhin sinkt das Gewicht der Antriebseinheit auf bis zur Hälfte ab und wegen des insgesamt niedrigeren Geräuschpegels könnte es möglich sein, die Anbindung des Motors steifer auszulegen. Als Folge steigen die Frequenzen der Eigenmoden, an denen der Antrieb beteiligt ist und das Risiko störender Phänomene wie Stuckern reduziert sich. Es wird erwartet, dass weniger Bedarf an stark dämpfenden Lagern besteht.

Die Betriebstemperaturen an den Lagerstellen werden mit 70 – 100 °C deutlich niedriger eingeschätzt wird als mit 90 – 120 °C beim Verbrennungsmotor. Der Elektromotor ist als Wärmequelle wesentlich schwächer, darüber hinaus existieren keine so großen Wärmespeicher die beim Nachheizen Spitzentemperaturen am Motorlager bewirken können. In Grenzfällen können nach Herstellerangaben zwar 140 – 160 °C tief in den Wicklungen erreicht werden, am Motorlager werden aber maximal 90 – 100 °C erwartet. Im Normalbetrieb ergeben sich durch die Kühlung des Motors 70 °C. Dem Bauraum um den Elektromotor wird Kühlluft zugeführt, er wird jedoch im Vergleich zum Verbrennungsmotor stärker gekapselt sein. Ein solcher Bauraum kann sich in heißem Klima unter Sonneneinstrahlung auf 80 – 90 °C aufheizen. Die Medienbeständigkeitsanforderungen würden durch die Kapselung wiederum tendenziell herabgesetzt.

Weitere wichtige Anforderungen diese Bauteile sind nicht zuletzt die Kosten und das Gewicht. Jedes gesparte Gramm kann in eine höhere Reichweite oder nennenswerte Mengen sehr teurer Akkukapazität umgerechnet werden. Gewichtsvorteile werden daher erheblich mehr Einfluss auf die Wahl des Konzepts haben als zuvor.

5.2 Das mikrozellige Polyurethan Cellasto® und seine Anwendungen

Dieses stark geänderte Anforderungsbild könnte zu mikrozelligem Polyurethan wie Cellasto® passen. Cellasto® wird in der Technik als volumenkompressibles Spezialelastomer eingesetzt und unterscheidet sich von üblichen Schaum- und Gummiwerkstoffen. Im Vergleich zu Schaumstoffen sind die Zellen von Cellasto® verhältnismäßig geschlossen, die Dichte ist mit 350 – 650 kg/m³ hoch und die mechanische Widerstandsfähigkeit ist insbesondere bei Druckbeanspruchung ausgezeichnet. Der offensichtlichste Unterschied zu Gummimischungen ist die Volumenkompressibilität. Bei einer Kompression muss das Material sein Volumen nicht aufrechterhalten, merkliche Querdehnung lässt sich erst bei starken Verformungen feststellen, der Kennlinienverlauf ist daher sehr progressiv. Dies hat unmittelbare, akustische Auswirkungen. Ein Lagerelement aus Cellasto® zeigt bei vergleichbarer Dimensionierung beispielsweise deutlich niedrigere Spreizungen der Steifigkeit in verschiedene Freiheitsgrade. Auf molekularer und mikrostruktureller Ebene finden sich weitere charakteristische Merkmale dieses Spezialelastomers. Cellasto® besteht aus linear segmentierten Blockcopolymeren mit einer alternierenden Abfolge von Hart- und Weichphasen. Die Phasen sind unverträglich und bilden eine Zweiphasenstruktur aus. Wobei die amorphe Weichphase eine tiefe Glasübergangstemperatur aufweist und die kristalline Hartphase einen hohen Schmelzpunkt. Die Hartphasen wirken als multifunktionelle Netzpunkte. Das Material ist niedrig dämpfend, es werden keine Weichmacher oder Füllstoffe verwendet, um Härtegrade oder Dämpfungseigenschaften weiter einzustellen. Die dynamische Verhärtung von

Cellasto® fällt in niedrigeren Frequenzbändern mit ca. 1.6 bis 1.8 höher aus als bei niedrig-dämpfenden Gummimischungen.

In der Automobilindustrie haben sich Endanschläge aus derartigem zelligem Polyurethan als Standardlösung durchgesetzt. Dank der Festigkeitseigenschaften bei Druckbeanspruchung können viele Schläge mit geringen Steifigkeitsverlusten und Setzbeträgen überstanden werden. Die niedrige Dichte und hohe Festigkeit führen bei den verhältnismäßig großen Teilen zu relevanten, absoluten Gewichtersparnissen. Es muss kein Bauraum vorgehalten werden, in den Material bei Verformung des Anschlags ausweichen kann. Die Weichheit von Cellasto® ermöglicht ein komfortables Einsetzen des Endanschlags und, da keine Weichmacher verwendet werden, bleibt diese Eigenschaft lange erhalten.

Als weitere weit verbreitete Anwendung im Automobilbereich hat sich die Verwendung als Dämpferlager herauskristallisiert, welches die Kolbenstange des Dämpfers und den Fahrzeugaufbau miteinander verbindet. Ein Dämpferlager aus Cellasto® nimmt die Dämpfungskräfte, die axial über die Kolbenstange geleitet werden, in allen Bereichen der Kennlinie über Druckbeanspruchung des vorgespannt verbauten Materials auf (vgl. Bild 14). Die Steifigkeiten des Lagers quer zur Kolbenstange fallen sehr niedrig aus. Dies kann akustische Vorteile mit sich bringen, da potentielle Transferpfade in die Nebenrichtungen des Lagers schwach ausgeprägt sind. Ein wichtiges Motiv für Anwender der Cellasto®-Dämpferlager besteht zusätzlich darin, dass die Neigung des Federbeins zum Poltern deutlich abnimmt. Wegen der Volumenkompressibilität gelingt das Umsetzen von Kennlinien bei diesem Konzept mit besonders kleinen Bauräumen. Die Aluminiumgehäuse dieser Lagerstellen können verkleinert und somit im Modul Kosten und Gewicht gespart werden. Bei Gummilagern dagegen wird Material in Querrichtung zur Kolbenstange angelagert und bei einer axialen Auslenkung des Dämpfers auf Schub beansprucht. Das erfordert zusätzlich Endanschläge in axiale Richtung und führt zu einer hohen Steifigkeit in Querrichtung, die einerseits akustische Risiken birgt, andererseits je nach Achskonzept fahrdynamisch wichtig sein kann.

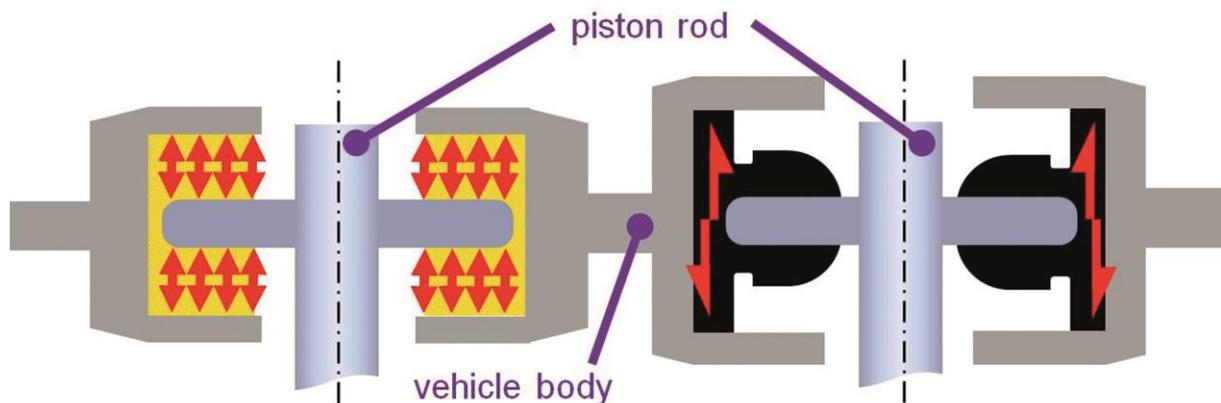


Bild 14: Cellasto® Dämpferlager links mit druckbeanspruchten Flächen, typisches Gummilager rechts mit Schubbeanspruchung um die Nulllage.

5.3 Eignung von Cellasto[®] für Elektromotorlager

Für den Einsatz von Cellasto[®] in Verbrennungsmotorlagern ist hinderlich, dass die dynamische Verhärtung in einem Frequenzbereich bis mehrere hundert Hertz um die 20 % höher ausfällt als bei besonders niedrig verhärtenden NR-Gummimischungen. Dies wiegt schwer, da diese Frequenzbereiche für den Verbrennungsmotor sehr relevant sind. Im für Elektroantriebe viel relevanteren, höheren Frequenzbereich kommen die Kontinuumseigenfrequenzen im Bauteil selbst ins Spiel. Vor allem die niedrige Dichte von Cellasto[®] trägt dazu bei, dass die Eigenfrequenzen eines Cellasto[®]-Bauteils relativ hochfrequent liegen. Ein Vergleich von Materialproben mit ähnlicher statischer Kennlinie macht die potentiellen Unterschiede im Abkopplungsverhalten deutlich. Der Vergleich wird so gewählt, dass eine vorge-spannte Cellasto[®]-Probe auf Druck und die Gummiprobe auf Schub beansprucht wird. Dies nähert den typischen materialgerechten Einsatz der Materialien an.

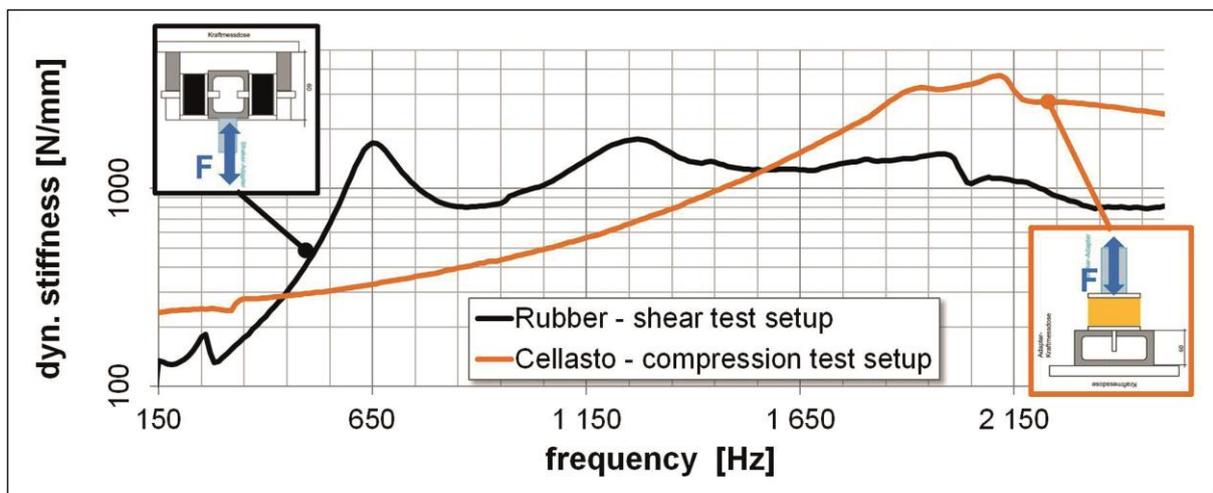


Bild 15: Vergleich des hochfrequenten Verhaltens materialgerecht beanspruchter Lagerelemente (Anregung: 1 μ m, ab ca. 900 Hz 3 g).

Die in Bild 15 gezeigte Cellasto[®]-Druckprobe weist bei einer Vorlast, die 25 % Einfederung bewirkt, zwar noch eine ca. 40 % höhere statische Steifigkeit auf als für die Gummischubprobe. Der Verlauf der dynamischen Steifigkeiten über der Frequenz belegt dennoch die höhere dynamische Verhärtung im niedrigen Frequenzbereich. Die erste Kontinuumsresonanz der Gummiprobe tritt früher auf als bei Cellasto[®] und so übersteigt die Gummikennlinie in einem höheren Frequenzbereich diejenige von Cellasto[®]. Mittels Laservibrometermessungen konnten die Überhöhungen in dieser Auswertung eindeutig Eigenschwingungen im Elastomer zugeordnet werden. Somit könnten die akustischen Eigenschaften von Cellasto[®] in Summe Vorteile gegenüber denen von kompakten, niedrig verhärtenden Gummimischungen aufweisen.

Darüber hinaus weist Cellasto[®] weitere schwingungstechnische Eigenschaften auf, die sich als nützlich erweisen können. Für die Bewertung deren praktischer Relevanz fehlen Erfahrungswerte hinsichtlich der an Schwingungsphänomenen beteiligter Amplituden und Frequenzbereiche. Cellasto[®] zeigt bei größer werdenden Amplituden geringere Steifigkeitsabnahmen als viele niedrig dämpfende Gummimischungen und in Frequenzbereichen von ca. 10 – 20 Hz eine leichte Zu- statt Abnahme der Dämpfungswerte. Dies kann Risiken durch angeregte Starrkörpermoden mindern.

Ferner könnten diese Eigenschaften und das progressive Verhalten für das Abstimmen von Lastwechselproblemen hilfreich sein. Der abrupte Drehmomentaufbau, der für Elektromotoren charakteristisch ist, wird aber meist elektronisch gedämpft.

Die Festigkeitseigenschaften von Cellasto[®] sowie das Setzverhalten können mindestens zwischen -40 °C und +90 °C als stabil angesehen werden. Von +90 bis +110 °C besteht eine Abhängigkeit von der Dauer der Exposition und der Höhe und Art mechanischer Beanspruchung. Spätestens ab +120 °C setzen Abbaureaktionen ein. Für die Betrachtung der Wirkung auf Bauteileigenschaften ist zu berücksichtigen, dass zelliges Polyurethan ein besonders schlechter Wärmeleiter ist. So wird Cellasto[®] in der Praxis auch immer wieder angewendet, wenn kurzzeitig Spitzentemperaturen größer +90 bis +110 °C auftreten. In diesen Fällen ist es ratsam, das Verhalten des Materials in Betriebslastennachfahrversuchen mit überlagerten Klimawechseln zu analysieren. Für den Einsatz in Verbrennungsmotorlagern werden die Eigenschaften nicht als generell ausreichend angesehen. Die niedrigeren Temperaturen am Elektromotorlager entsprechen aber dem ganz normalen bisherigen Einsatzbereich von Cellasto[®]. Erste Betriebsfestigkeitsversuche mit Prototypen konnten bereits sehr erfolgreich absolviert werden.

Die geringere Dichte von Cellasto[®] bewirkt bei vergleichbaren Bauteilgrößen einen direkten Gewichtsvorteil im Elastomer selbst. Gelingt es durch andere Designs oder mit der bei Druckbeanspruchung hohen Ermüdungsfestigkeit das Lager zu verkleinern, können umgebende Metallanbauteile kleiner ausgelegt werden. Bei ersten Prototypenentwicklungen konnten so Gewichtsvorteile von bis zu 30 % gegenüber hinsichtlich Kennlinie und Betriebsfestigkeitsverhalten vergleichbaren Gummilagern realisiert werden.

5.4 Bauformen für ein Elektromotorlager mit Cellasto[®] und Ausblick

Für die meisten Gummilager werden Bauräume reserviert, die ein typisches, meist sogar rundes Design des Gummilagers als Nierenlager vorsehen. Das Lager hat eine Metallhülse oder harte Kunststoffschale und wird mit dieser über einen Presssitz im Bauraum gehalten. Die Bauform birgt Vorteile, wenn eine hohe Steifigkeitsspreizung funktionell erforderlich ist, wie dies bei einigen Fahrwerkslagern der Fall ist. Ansonsten dürfte sie dem Umstand geschuldet sein, dass sie mit kostengünstigen, gepressten oder gezogenen Halbzeugen auskommt und zur im Gummibereich üblichen Fertigungstechnologie passt. Es ist zwar grundsätzlich möglich diese Bauform mit Cellasto[®] nachzuempfinden und dabei evtl. die Streben in die Hauptarbeitsrichtung zu drehen, um Druckbeanspruchung im Betrieb vorherrschen zu lassen, die materialspezifischen Eigenschaften und Prozesse von Cellasto[®] werden damit aber nicht ideal genutzt. Eine für Cellasto[®] vorteilhafte Ausführung wäre ein so genanntes Stiftlager, bei welchem zwei Cellasto[®]-Scheiben über und unter einer Aufnahme fläche sitzen und beim Verschrauben z.B. mit einem Motortragarm gegenüber der Aufnahme fläche vorgespannt werden (Bild 16).

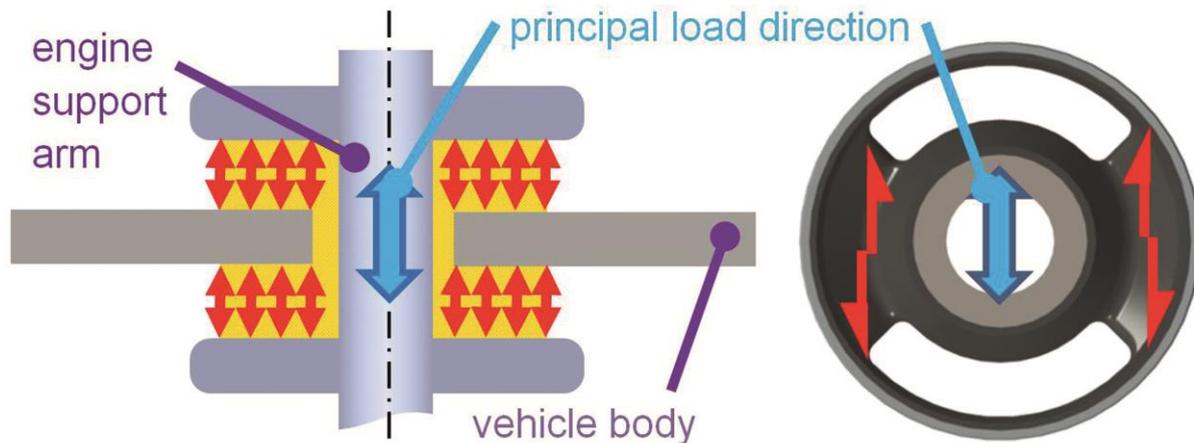


Bild 16: Cellasto® Stiftlager links und Gummlager mit Niere rechts

In diesem Fall werden die Belastungen in die Hauptarbeitsrichtung über Druckbeanspruchung aufgenommen. Die Vorspannung bewirkt, dass das Lager nicht abheben kann und der Steifigkeitsverlauf keine Sprünge aufweist. Die Volumenkompressibilität ermöglicht bei dieser Anordnung große Wege bei kleinen Bauteilabmessungen. Die Steifigkeiten in die Nebenrichtungen fallen niedriger aus, was eine verbesserte akustische Isolation mit sich bringt. Eine haftende Verbindung mit den Anbauteilen ist rein funktionell nicht erforderlich, eine Vereinfachung, die mögliche Fehlerquellen reduziert und der Kostenstruktur zu Gute kommt. Der Gewichtsvorteil ist besonders groß, denn der Einsatz von Metallanbauteilen kann auf das Notwendigste reduziert werden. Wie oben mit einfachen Lagerelementen demonstriert, steigt das Potential für ein gutes hochfrequentes Verhalten.

Damit ist die Folgerung möglich, dass mikrozelliges Polyurethan für die Lagerung des Elektromotors potentielle Vorteile für akustische Anforderungen, das Gewicht und mindestens im Modul hinsichtlich der Kosten aufweist. Eine weitere Bewertung der Eignung des Materials bedarf der Entwicklung entsprechender Motorlagerprototypen und deren Test in Fahrzeugen. Doch der elektrische Antrieb bringt weitere Abkopplungsaufgaben mit sich, z.B. da Nebenaggregate nicht mehr maskiert werden. Beim Warten an der Ampel wird ein Elektromotor immer still stehen, nicht so jedoch der Klimakompressor, der sich in dieser sensiblen Situation zuschalten kann. Auch wird immer wieder diskutiert, ob und wie Akkupakete elastisch gelagert sein sollten. Schon alleine aus Gewichts- und Bauraumgründen bietet sich der Einsatz von mikrozelligem Polyurethan in diesen Fällen an.

6. Zusammenfassung

Kunststofftechnologie hat für die Motorakustik eine hohe Bedeutung erlangt. Sie ist eine wichtige Stellschraube, um Konflikte zwischen Leichtbauzielen und akustischen Isolationsmaßnahmen zu entschärfen. Die BASF entwickelt viele dafür relevante Kunststoffe und Verarbeitungstechnologien weiter, damit akustische Isolation widerstandsfähiger, leichter, platzsparender oder günstiger werden kann. Dabei sind PU-Schäume, der Melaminharzschaum Basotect®, technische Kunststoffe wie Ultramid® oder das mikrozellige Spezialpolyurethan Cellasto® hervorzuheben.

Die PU-Schäume stellen eine exzellente Möglichkeit dar, die akustischen Eigenschaften im Motorraum durch Sekundärmaßnahmen, d.h. Abschirmung der Schallquellen durch Einsatz absorbierender Materialien, zu optimieren. Maßgeschneiderte PU Schäume zeichnen sich hier für viele Anwendungen als effektive und vergleichsweise kostengünstige Lösungen aus. So ist es möglich, Funktionen des Fußgängerschutzes in Motorabdeckungen zu integrieren.

Basotect® kann in ähnlicher Weise eingesetzt werden und zeichnet sich darüber hinaus durch eine besonders hohe Temperaturbeständigkeit und sehr niedrige Dichte aus. In jüngerer Vergangenheit konnte mit Thermoforming eine Verarbeitungsweise erschlossen werden, die das Einsatzspektrum des Materials erweiterte. Erste Umsetzungen gelangen z.B. für schalldämmende Maßnahmen an Getriebetunneln.

Der Einsatz technischer Kunststoffe ist in der Peripherie des Motors seit langem selbstverständlich. Erst seit einigen Jahren setzt sich glasfaserverstärktes PA vermehrt als Alternative für Strukturbauteile wie Motorlagerträger durch. In der BASF wurde durch die Einführung maßgeschneiderter Kunststofftypen und die fortlaufende Verbesserung des Simulationstools Ultrasim® ein Grundstein dafür gelegt. Damit können hohe Gewichtsvorteile mit einer für akustischen Zwecke ausreichenden Steifigkeit verbunden werden. Für die Akustik können auch die dämpfenden Eigenschaften des Kunststoffs vorteilhaft verwendet werden.

Viele Autohersteller bieten heutzutage ein Sammelsurium an alternativen Antriebsformen an. Insbesondere der Elektroantrieb geht mit stark veränderten Anforderungen an akustisch isolierende Kunststoffteile einher. Das eröffnet die Möglichkeit Kunststoffe anders einzusetzen. Das mikrozellige Polyurethan Cellasto® bietet sich als interessanter Kandidat für besonders leichte Motorlager an, Prototypen solcher Lager sollten entwickelt und erprobt werden.

Damit Neuentwicklungen von Material und Verarbeitungstechnik zielgerichtet auf die Belange der Motorakustik ausgerichtet werden können, ist ein direkter Austausch zwischen den Akustikentwicklern und der Kunststoffentwicklung vorteilhaft.

Literatur

- [1] Stecher, Joachim, Daimler AG, Vortrag auf dem Aachener Akustik Kolloquium 2013, 25. – 27.11.2013, Quellenhof, Aachen. Veranstalter: RWTH Aachen
- [2] Kühler, Robert Matthias, „Beurteilung der Innenraumgeräusche eines Elektromobils und eines äquivalenten Fahrzeuges mit Verbrennungsmotor“, Masterarbeit, Carl von Ossietzky Universität Oldenburg, 29.11.2012
- [3] Meier, Christoph, Daimler AG, „Electric Drive Acoustics“, Vortrag auf dem 5. DEGA Symposium, 21.10.2011, Stuttgart.

Verringerung der Transmission von breitbandigem Störschall durch aktive, doppelschalige Struktursysteme

Malte Misol, Thomas Haase, Hans Peter Monner

Abstract

The broadband noise in a moving car's interior can be either aerodynamic or caused by the contact between tire and roadway. Due to the broadband nature of the noise sources, the vehicle's structural dynamics can be strongly excited in a large frequency range. Given that there is a fluid-structure interaction, the structure's vibrating surfaces induce a sound radiation into the vehicle's interior, which passengers perceive as annoying and thus as a negative impact on their comfort. The perception of this broadband noise can increase through the use of new, less noisy drive concepts and/or through quieter motors and aggregates and the accompanying loss of masking noise components.

By using facing formwork (e.g. the roof liner) in combination with passive damping materials, middle- and high-frequency noise can be efficiently reduced. Yet for physical reasons, there is a relatively low efficiency of passive methods in the lower frequency range below 1,000 Hz. In this frequency range, methods of active structural acoustic control (ASAC) achieve their maximal efficiency. This is why ASAC systems can act as a useful alternative or addition to passive sound-insulation methods.

Because of the broadband character of the considered noise sources, feedback control is preferably used with ASAC systems. In contrast to feedforward control, feedback control does not require any noise-source information and so, due to the saving of noise-source sensors, demand lower hardware expenditure. However, the efficiency of the feedback controlled system is limited to the reduction of spectrally "colored" parts of the signal. Feedforward control requires time-advanced noise-source information and thus leads to a larger use of hardware. Given an appropriate system design, (adaptive) feedforward control can attain both an increased robustness and an improved disturbance reduction than feedback control.

The aim of this article is to motivate the implementation of active feedforward control for the reduction of the transmission of broadband noise through double-paneled lightweight structures (e.g. a car's roof liner). The article discusses the influencing variables relevant for active feedforward control (coherence and causality) and introduces methods for the analysis of these variables. Finally, the article shows the advantages of an actively feedforward controlled double-panel system (compared to an active single-panel system) with the aid of simulation results.

Kurzfassung

Breitbandige Störgeräusche im Innenraum eines fahrenden Automobils können aerodynamisch bedingt sein, oder aus dem Rad-Fahrbahnkontakt herrühren. Aufgrund der Breitbandigkeit der zugrunde liegenden Störquellen kann die Strukturdynamik des Fahrzeugs stark und in einem breiten Frequenzbereich angeregt werden. Dabei

erzeugen die schwingenden Oberflächen der Strukturen – sofern eine Fluid-Strukturinteraktion besteht – eine Schallabstrahlung in den Innenraum, welche von den Fahrgästen als störend empfunden wird und insofern den Komfort beeinträchtigt. Die Wahrnehmung dieser breitbandigen Störgeräusche kann sich durch den Einsatz neuer, leiserer Antriebskonzepte und/oder aufgrund von leiseren Motoren und Aggregaten infolge des Wegfalls maskierender Geräuschkomponenten verstärken.

Durch die Anwendung von Vorsatzschalen (bspw. der Dachhimmel) in Verbindung mit passiven Dämmstoffen können mittel- bis hochfrequente Störgeräusche wirksam reduziert werden. Physikalisch bedingt besteht jedoch eine relativ geringe Wirksamkeit passiver Maßnahmen im Bereich tiefer Frequenzen unterhalb von 1.000 Hz. In diesem Frequenzbereich erreichen Maßnahmen der aktiven Struktur-Akustik-Regelung (ASAC) ihre maximale Effizienz. Aufgrund dieser Tatsache können ASAC Systeme eine sinnvolle Alternative bzw. eine Ergänzung zu passiven Schalldämmungsmaßnahmen darstellen.

Wegen des breitbandigen Charakters der betrachteten Störquellen kommen bei ASAC Systemen bevorzugt Regelungsalgorithmen zum Einsatz. Diese setzen im Unterschied zu Steuerungsalgorithmen keinerlei Störquelleninformationen voraus und gehen damit (durch die Einsparung von Störquellensensoren) mit einem geringeren Hardwareaufwand einher. Die Wirksamkeit des aktiv geregelten Systems ist jedoch auf die Reduktion spektral „gefärbter“ Signalanteile beschränkt. Aktive Steuerungen erfordern eine möglichst frühzeitige Erfassung der Störquellen und erfordern folglich einen größeren Hardwareeinsatz. Bei geeigneter Systemauslegung können (adaptive) Steuerungen jedoch sowohl eine erhöhte Robustheit als auch eine verbesserte Störgrößenunterdrückung als Regelungen erzielen.

Ziel dieses Beitrags ist es, die Anwendung aktiver Steuerungen zur Reduktion der Transmission breitbandiger Störquellen durch doppelwandige Leichtbaustrukturen (bspw. den Dachhimmel eines Automobils) zu motivieren. Es werden die relevanten Einflussgrößen Kohärenz und Kausalität einer aktiven Steuerung diskutiert und Methoden zur Analyse der Kohärenz und Kausalität vorgestellt. Abschließend werden die Vorteile eines aktiv gesteuerten Doppelschalensystems (verglichen mit einer aktiven Einzelschale) anhand von Simulationsergebnissen aufgezeigt.

1. Einleitung

Die aktive Lärmreduktion in Fahrzeugen wird seit über zwei Jahrzehnten erforscht und experimentell demonstriert. Der wachsende Integrationsgrad der elektrischen Systeme im Automobil macht die Technologie zunehmend auch für den Massenmarkt erschwinglich [8]. Grundsätzlich ist zu unterscheiden zwischen Technologien, die auf dem Prinzip der destruktiven Luftschallinterferenz (Gegenschall bzw. Active Noise Control – ANC) und jenen, die auf einer Reduktion von Körperschall (Active Vibration Control – AVC, Active Noise Vibration Control – ANVC oder Active Structural Acoustic Control – ASAC) beruhen. Hinsichtlich der Algorithmik ist zwischen Regelungen (Feedback – FB) und Steuerungen (Feedforward – FF) zu differenzieren.

Es ist festzustellen, dass das Prinzip ANC sowohl in der Forschung als auch in der Anwendung größere Beachtung findet. Je nach Störquelle kommen dabei entweder FB-Algorithmen (bei breitbandiger Störung) oder FF-Algorithmen (bei tonaler Störung) bevorzugt zur Anwendung [21, 20, 3]. Eine gute Übersicht ist in Elliott [8] zu finden. Die Verwendung von FF-Algorithmen zur aktiven Reduktion von breitbandigem Schall wird zwar häufig verworfen (siehe z.B. [1] auf S. 11), ist jedoch ebenfalls

möglich, wie beispielsweise die Publikation von Oh et al. [19] beweist. Dort dienen die Signale von an den Radaufhängungen montierten Beschleunigungssensoren als Referenzsignale für die aktive Steuerung. Infolge der Wirkung des ANC-Systems werden lokale Schallpegelreduktionen der Rollgeräusche von 6 dB(A) im betrachteten Frequenzbereich dokumentiert. In Bezug auf AVC, ANVC oder ASAC im Automobil existieren nur wenige Publikationen, welche sich zudem nahezu ausschließlich auf FB-Algorithmen konzentrieren. In Dehandschutter und Sas [5] werden Vibrationsabsorber an der Fahrzeugkarosserie eingesetzt, um den Schalldruckpegel in der Fahrgastzelle zu reduzieren. Die Schallpegelreduktionen der Rollgeräusche liegen bei etwa 6 dB im Bereich des Fahrerohrs. In Weyer et al. [23] kommen aktive elektro-mechanische Absorber (AEMA) zum Einsatz, welche am Dachblech des Fahrzeugs montiert sind. Es werden tonale Schalldruckpegelreduktionen von bis zu 15 dB im Experiment dokumentiert. Die Schallabstrahlung der Windschutzscheibe in den Fahrgastraum wird in Misol et al. [14, 16, 17] durch den Einsatz aktiver strukturakustischer Maßnahmen reduziert. Infolge der globalen Schwingungsberuhigung der Windschutzscheibe werden Schalldruckpegelreduktionen von bis zu 15 dB im Fahrzeuginnenraum gemessen.

Es wird deutlich, dass die Erforschung von AVC, ANVC und ASAC in Verbindung mit FF-Algorithmen im Automobilbereich nur selten und hinsichtlich der aktiven Reduktion von breitbandigen Störgeräuschen nahezu gar nicht stattfindet. Die Gründe dafür sind vielfältig und nicht immer von der Hand zu weisen. Sie fußen jedoch allenfalls auf dem aktuellen wenn nicht einem überholten Stand der Wissenschaft und Technik. Es kann erwartet werden, dass der technologische Fortschritt und der wachsende Integrationsgrad elektrischer Systeme im Automobil auch zukünftig den Einsatz innovativer Technologien im Automobil ermöglichen wird, deren Realisierung zum gegenwärtigen Zeitpunkt (noch) nicht wirtschaftlich ist. Ziel dieses Beitrages ist es daher, den Einsatz aktiver Steuerungen zur Reduktion von breitbandigem Störschall im Automobil zu motivieren. Der Fokus dieser Untersuchung liegt auf der aktiven Steuerung der Transmission breitbandiger Störquellen durch ein- und doppelschalige Leichtbaustrukturen (bspw. den Dachhimmel eines Automobils).

Um die physikalischen Limitierungen passiver Schalldämmungsmaßnahmen und die Vorteile aktiver strukturakustischer Methoden (AVC, ANVC, ASAC) aufzuzeigen, wird zunächst auf die Mechanismen der Schallabstrahlung und Schalldämmung flächiger Strukturen eingegangen. Im Anschluss daran wird auf die Beeinflussung der Schalltransmission mit aktiven Steuerungen und die dafür relevanten Parameter *Kohärenz* und *Kausalität* eingegangen. Es werden Begriffe und Methoden zur Analyse der Kohärenz und Kausalität eines aktiven Steuerungssystems eingeführt und auf Simulationsmodelle einer generischen Einzel- bzw. Doppelschale angewendet. Abschließend werden die Störgrößenreduktion (summierte Fehlersignalleistung) und die Kausalitätsreserve (Definition siehe Abschnitt 3.3) der aktiven Systeme für verschiedene Sekundärlaufzeiten (d.h. bei unterschiedlich schneller analoger und digitaler Signalverarbeitung) ausgewertet und gegenübergestellt.

2. Schallabstrahlung flächiger Leichtbaustrukturen

2.1 Koinzidenz

Das Phänomen der Koinzidenz beschreibt die Äquivalenz von Luftschall- und Biegeschwingungsgeschwindigkeit. Die fundamentale Koinzidenzkreisfrequenz berechnet sich gemäß [9] (S. 287)

$$\omega_c = c_0^2 \sqrt{\frac{m}{D}}. \quad (1)$$

Dabei beschreibt c_0 die Ausbreitungsgeschwindigkeit des Luftschalls, m die flächenbezogene Masse und D die Biegesteifigkeit.

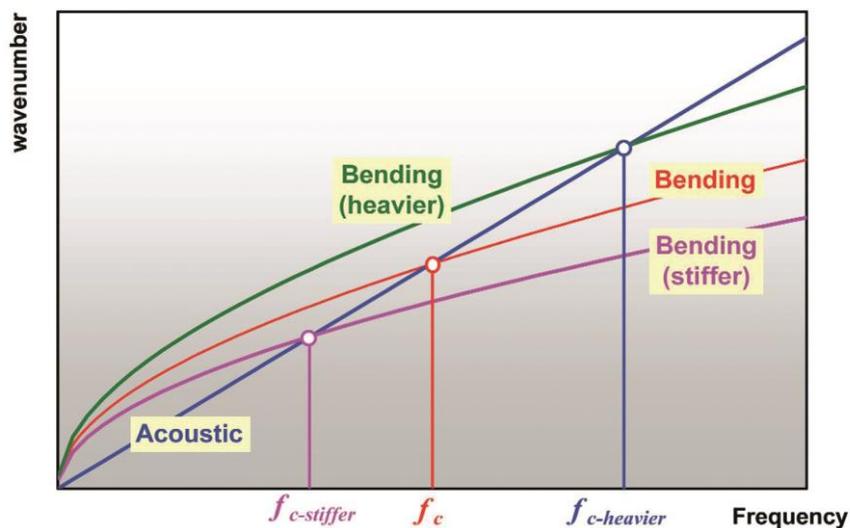


Bild 1: Auswirkungen von Masse und Steifigkeit auf die Koinzidenzfrequenz einer Einzelschale. Absenkung der Koinzidenzfrequenz durch Erhöhung der Steifigkeit und Erhöhung der Koinzidenzfrequenz durch Erhöhung der Masse. [12]

Die Abhängigkeit der Koinzidenzfrequenz von den Parametern Masse und Steifigkeit ist in Bild 1 grafisch dargestellt. Die Koinzidenzfrequenz ist von Relevanz, da sie das Schalldämmmaß von Schalenstrukturen maßgeblich beeinflusst. Nähert sich bzw. überschreitet die Anregungsfrequenz der Störquelle die Koinzidenzfrequenz, resultiert eine starke Anregung der Strukturodynamik und eine im Vergleich zu Gleichung (4) signifikant erhöhte Schalltransmission [12]. Aus akustischen Gründen sollte die Koinzidenzfrequenz daher möglichst groß sein. Dies ist – wie aus Gleichung (1) bzw. Bild 1 hervorgeht – nur durch eine Erhöhung der Masse bzw. eine Verringerung der Steifigkeit zu erreichen.

2.2 Schalldämmung der Einzel- und Doppelschale

Der Transmissionsgrad einer unendlichen Einzelschale hängt gemäß Gleichung (2) vom Einfallswinkel ϕ der ebenen Schallwelle ab [9] (S. 286). Weitere Parameter sind

die Massendichte der Luft ρ_0 , die Kreisfrequenz ω , die Wellenzahl k und der Verlustfaktor η .

$$\tau_t(\phi) = \frac{(2\rho_0 c_0 \sec \phi)^2}{[2\rho_0 c_0 \sec \phi + (D/\omega)\eta k^4 \sin^4 \phi]^2 + [\omega m - (D/\omega)k^4 \sin^4 \phi]^2} \quad (2)$$

Für tiefe Frequenzen ($\omega < \omega_c$) vereinfacht sich Gleichung (2) zu

$$\tau_t(\phi) = \frac{1}{[1 + (\omega m \cos \phi / (2\rho_0 c_0))^2]} \quad (3)$$

Für den Fall $\phi = 0$ (in Flächennormalenrichtung einfallende Schallwelle) resultiert das sogenannte Massengesetz (auch Berger'sches Gesetz genannt).

$$TL(\phi) = 20 \log_{10} \left(\frac{\omega m}{2\rho_0 c_0} \right) \text{ dB} \quad (4)$$

Demnach führt eine Verdopplung der flächenbezogenen Masse oder der Frequenz zu einer Erhöhung des Schalldämmmaßes (TL) um 6 dB. Die Erhöhung des Schalldämmmaßes einer Einzelschale bei tiefen Frequenzen ist somit unweigerlich mit einer Massenerhöhung verbunden, welche dem Leichtbaugedanken zuwiderläuft und die Bestrebungen einer erhöhten Energieeffizienz von Automobilen beispielsweise durch den Einsatz von Leichtbauwerkstoffen konterkariert.

Das Schalldämmmaß der unendlichen Doppelschale für eine ebene Wellenanregung mit Einfallswinkel ϕ berechnet sich gemäß Gleichung (6) aus dem in Gleichung (5) angegebenen Transmissionsgrad [9] (S. 315ff.).

$$\tau_t(\phi) = \left(\frac{2\rho_0^2 c_0^2 \sec^2 \phi \sin(kd \cos \phi)}{\tilde{z}'_1 \tilde{z}'_2 \sin^2(kd \cos \phi) + \rho_0^2 c_0^2 \sec^2 \phi} \right)^2 \quad (5)$$

Die Impedanzen \tilde{z}'_i ergeben sich aus der Summation von struktureller und akustischer Wellenimpedanz. Für eine ausführlichere Beschreibung sei auf das Lehrbuch von Fahy und Gardonio [9] verwiesen. Das in Bild 2 dargestellte Schalldämmmaß der unendlichen Doppelschale resultiert aus Gleichung (6).

$$TL(\phi) = 10 \log_{10} \left(\frac{1}{\tau_t(\phi)} \right) \text{ dB} \quad (6)$$

Wie in Bild 2 erkennbar, wird das Schalldämmmaß einer Doppelschale maßgeblich durch die Lage der Masse-Feder-Masse-Resonanzfrequenz ω_0 bestimmt.

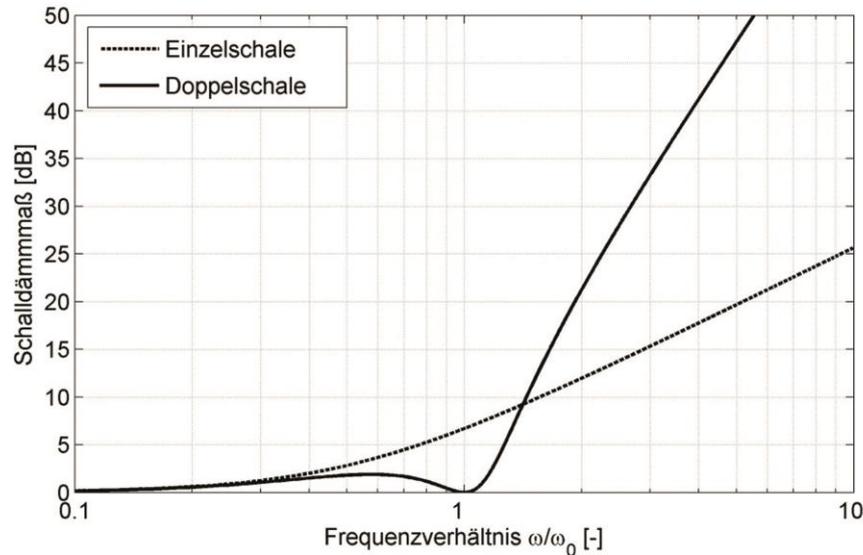


Bild 2: Schalldämmmaß einer unendlichen Einzel- und Doppelschale in Abhängigkeit von der auf die Masse-Feder-Masse-Resonanzfrequenz normierten Frequenz. [15]

Die fundamentale Kreisfrequenz der Masse-Feder-Masse-Resonanz eines Doppelschalensystems mit unendlichen, starren Schalen und eingeschlossenem Fluid berechnet sich gemäß Gleichung (7).

$$\omega_0 = \left[\left(\frac{\rho_0 c_0^2}{d_{12}} \right) \left(\frac{m_1 + m_2}{m_1 m_2} \right) \right]^{1/2} \quad (7)$$

Dabei bezeichnen m_1 und m_2 die flächenbezogenen Massen der Schalen und d_{12} den Schalenabstand (vgl. Bild 3). Bei tiefen Frequenzen ($\omega \ll \omega_0$) stimmt – wie in Bild 2 erkennbar – das Schalldämmmaß der Einzelschale mit dem der (gleich schweren) Doppelschale überein. Bei tiefen Frequenzen schwingen beide Schalen in Phase, so dass sich die Doppelschale wie eine (gleich schwere) Einzelschale verhält [9] (S. 307). Im Bereich der Masse-Feder-Masse-Resonanzfrequenz tritt eine starke Kopplung der Schalen des Doppelschalensystems über die eingeschlossene Luft auf, so dass das Schalldämmmaß der Doppelschale sogar unter den Wert desjenigen der Einzelschale fällt. In diesem Frequenzbereich wird das Schalldämmmaß durch die strukturelle Dämpfung und die akustische Bedämpfung der Luftkavität bestimmt. Durch die Wahl möglichst unterschiedlicher Flächenmassen der Einzelschalen wird der koinzidenzbedingte Einbruch des Schalldämmmaßes zwar reduziert, allerdings verschiebt sich ω_0 infolgedessen zu höheren Frequenzen, was zu Einbußen in der Schalldämmung bei höheren Frequenzen führt [9] (S. 307ff.). Im Frequenzbereich oberhalb von ω_0 steigt das Schalldämmmaß mit 18 dB/Oktave an, so dass eine Verschiebung von ω_0 zu höheren Frequenzen mit den genannten negativen Effekten auf die Schalldämmung bei tiefen Frequenzen einhergeht. Eine mögliche Strategie zur Optimierung der Schalldämmung einer Doppelschale wäre daher, ein identisches Flächengewicht für beide Schalen zu wählen und die negativen Effekte auf die Schalldämmung im Bereich der Masse-Feder-Masse-Resonanzfrequenz durch den Einsatz passiver oder aktiver Maßnahmen zu kompensieren. Infolge des relativ geringen Schalenabstands (zwischen der Karosserie und der Innenverkleidung beim Auto) können jedoch nur (relativ zur Wellenlänge des Luftschalls gese-

hen) dünne passive Dämmmaterialien verbaut werden, deren akustische Wirksamkeit im Frequenzbereich einer typischen Masse-Feder-Masse-Resonanzfrequenz bei 200 Hz stark limitiert ist [9] (S. 311). Vor diesem Hintergrund erscheint die Anwendung aktiver Lärminderungsmaßnahmen vielversprechend, da diese ihre Leistungsmaximum typischerweise im Frequenzbereich 0 – 500 Hz erreichen. Die Wirksamkeit aktiver Maßnahmen ist jedoch nicht auf den Bereich der Masse-Feder-Masse-Resonanzfrequenz begrenzt, sondern kann sich auf den gesamten betrachteten Frequenzbereich erstrecken. Bei einer breitbandigen Störanregung ist dies auch erforderlich, da es infolge der endlichen Größe realer Strukturen zu Resonanzen kommt, welche zusätzliche Einbrüche im Schalldämmmaß hervorrufen können. Die Schallabstrahlung der Sekundärschale erfolgt in diesem Fall bereits bei Frequenzen unterhalb der Koinzidenzfrequenz [12]. Die Abstrahleffizienz der einzelnen Resonanzen ist jedoch verschieden, so dass auch die Schallabstrahlung außerhalb von Resonanzen relevant und deshalb eine breitbandige Störgrößenreduktion wünschenswert ist.

3. Beeinflussung der Schalltransmission mit aktiven Steuerungen

3.1 Prinzip

In Bild 3 sind die vibroakustischen (li.) und steuerungstechnischen (re.) Größen eines Doppelschalensystems dargestellt. Die im linken Teil von Bild 3 gezeigten vibroakustischen Größen wurden zum Großteil bereits im vorherigen Kapitel definiert. Die auf die Primärschale (1 – beim Automobil ein Hautfeld der Karosserie) des Doppelschalensystems einfallende Schalleistung wird mit P_e und die von der Sekundärschale (2 – beim Automobil ein flächiges Verkleidungselement) abgestrahlte Schalleistung wird mit P_a bezeichnet. Die Steifigkeiten der strukturellen Kopplungselemente spiegelt sich in den Größen k_1 und k_2 wider. Die Übertragung der auf die Primärschale einfallenden Schalleistung durch das Doppelschalensystem erfolgt gemäß Bild 3 (li.) sowohl über Luft- als auch über Körperschall. In dem für das aktive System relevanten Frequenzbereich unterhalb von 500 Hz dominiert jedoch häufig der Luftschallpfad wie in Tewes [22] auf Seite 76 oder in Gardonio und Elliott [10] auf Seite 1.030 in Fig. 7 gezeigt wird.

Der rechte Teil von Bild 3 zeigt die relevanten Signale und Systeme eines aktiven Steuerungssystems, welches nach dem Prinzip der Körperschallinterferenz arbeitet (AVC, ANVC oder ASAC). Aus Gründen der Übersichtlichkeit ist hier nur der Fall eines Single-Input-Single-Output (SISO) Systems dargestellt. Der auf der Primärschale platzierte Referenzsensor erfasst die Störquelleninformation und leitet diese als Referenzsignal x an das Steuerungsfiler W weiter. Dieses generiert eine Stellgröße u , welche verstärkt (hier nicht dargestellt) an den Aktuator weitergeleitet wird. Die Überlagerung des durch den Aktuator erzeugten Körperschalls mit den durch die Störquellen hervorgerufenen Anteilen spiegelt sich im Fehlersignal e wider, welches aus der Superposition von Störsignal d und Aktuator signal y entsteht. Mit Hilfe des Fehlersignals kann eine vibroakustische Zielfunktion für den Entwurf des Steuerungsfilters formuliert werden. Bei einem AVC-System wird häufig die Summe der quadratischen Mittelwerte der Fehlersignale als Metrik verwendet [6] (S. 239). Um ein ANVC- oder ein ASAC-System auszulegen, müssen die Fehlersignale durch ein akustisches Filter (z.B. Schallstrahlungsresistanzmatrix [7]) prozessiert werden. Effiziente Ansätze sind

in Elliott und Johnson [7] und Gibbs et al. [11] beschrieben. Die Grundvoraussetzung aller strukturakustischen Ansätze ist jedoch die phasenrichtige Überlagerung des Körperschalls. Um dies (auch bei einer breitbandigen Störanregung) zu erreichen, muss das aktive System schnell genug (im Idealfall *kausal*) sein und im Fall der aktiven Steuerung muss zudem die Kohärenz von Referenz- und Störsignalen ausreichend groß ($> 90\%$ für eine Reduktion > 10 dB) sein. Auf die Parameter *Kausalität* und *Kohärenz* wird in Abschnitt 3.3 genauer eingegangen. Zunächst wird jedoch der grundlegende Aufbau eines aktiven Steuerungssystems und das betrachtete System der aktiven Einzel- und Doppelschale vorgestellt.

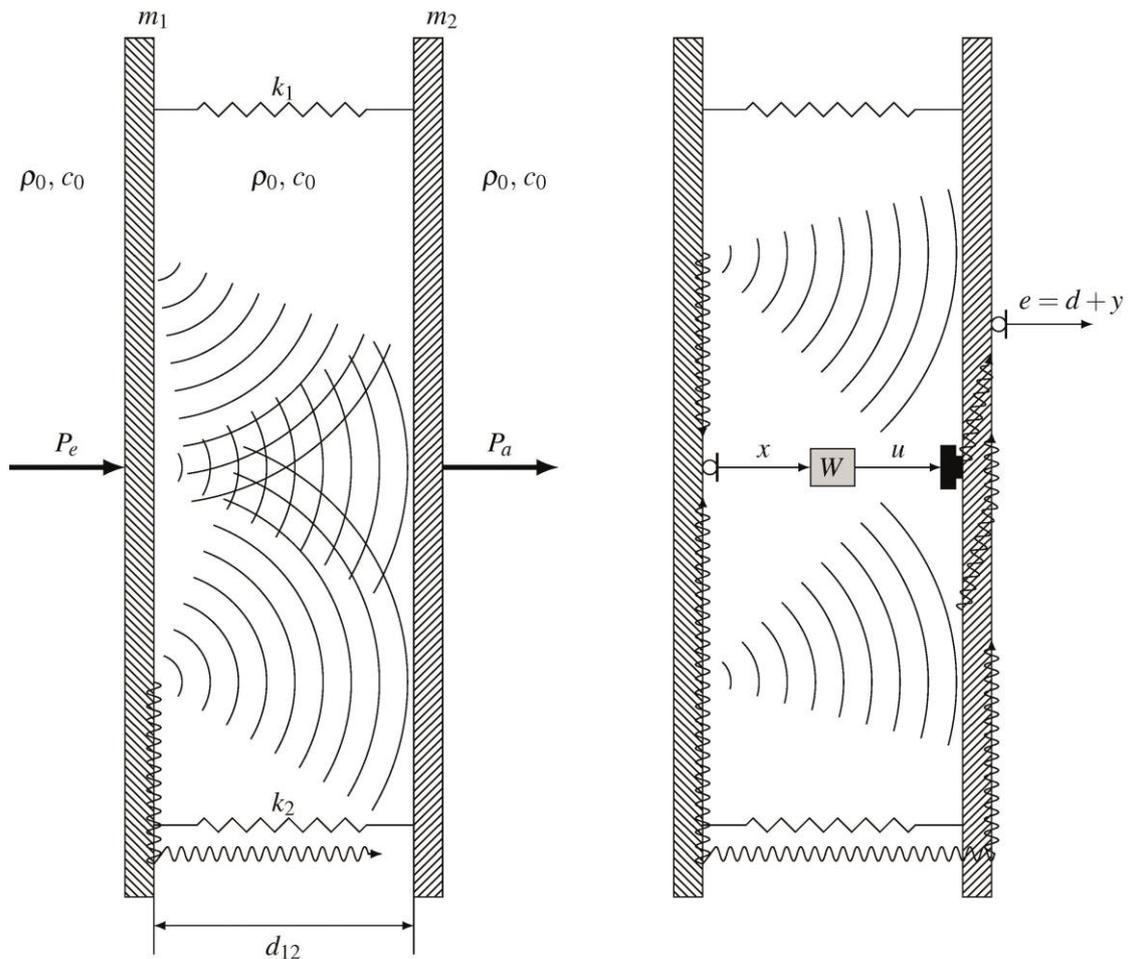


Bild 3: Vibroakustische (li.) und steuerungstechnische (re.) Größen eines Doppelschalensystems.

3.2 System

Bild 4 zeigt das Blockschaltbild eines aktiven Steuerungssystems mit K Referenzsensoren, M Aktuatoren und L Fehlersensoren. Das Blockschaltbild spiegelt das in Bild 3 (re.) dargestellte System einer aktiven Steuerung für den allgemeinen Fall vektorieller Signale und Systeme wider.

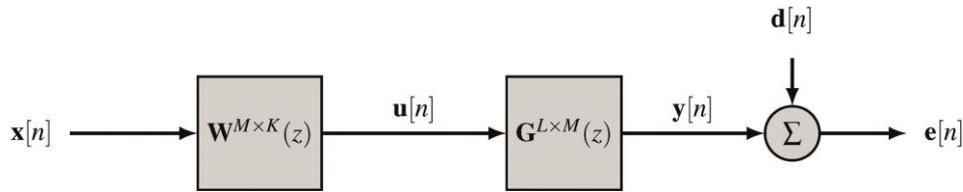


Bild 4: Blockschaltbild eines aktiven Steuerungssystems mit K Referenzsensoren, M Aktuatoren und L Fehlersensoren.

Die Sekundärstrecke G beschreibt das Übertragungsverhalten zwischen den Referenzsignalen x und den Fehlersignalen e für den Fall $W = E$ (d.h. für ein triviales Steuerungsfiler mit frequenzkonstantem Übertragungsverhalten von eins). In der Sekundärstrecke inbegriffen ist insbesondere das Übertragungsverhalten der Aktuatoren auf die Fehlersensoren, jenes der Tiefpassfilter sowie die bei der digitalen Signalverarbeitung auftretende Totzeit. Die Berechnung der (hier verwendeten) Finite-Impulse-Response (FIR) Filter des Steuerungsfilters W erfolgt gemäß der in Elliott [6] ab Seite 237 beschriebenen Methode. Das resultierende Steuerungsfiler ist kausal, besitzt eine frei wählbare Anzahl an Filtergewichten und weist eine begrenzte Stellgröße auf. Auf eine detaillierte Beschreibung der Berechnung wird unter Verweis auf die genannte Quelle verzichtet.

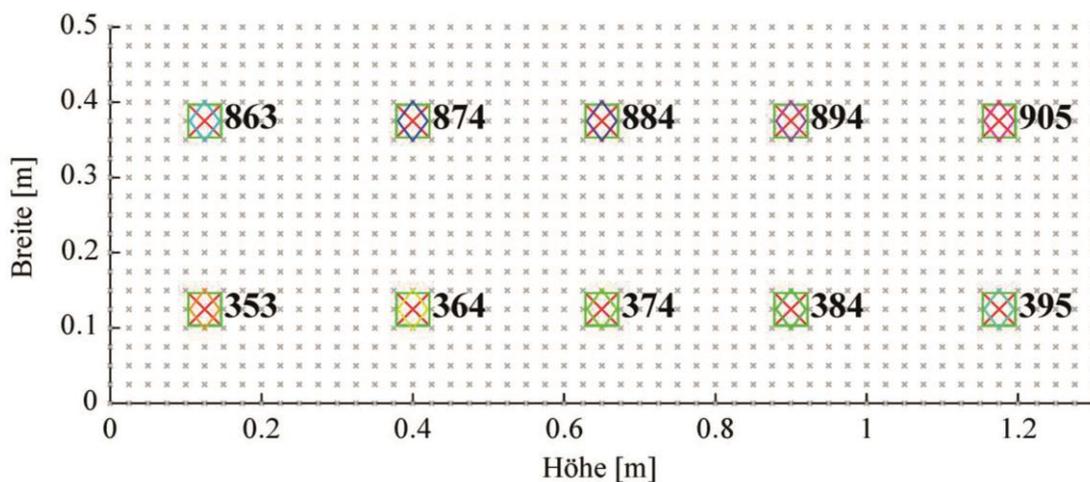


Bild 5: Aufsicht des Einzel- oder Doppelschalensystems mit 10 Störquellen (rote Kreuze), 10 Referenzsensoren (farbige Rauten) und 10 kollokalen Aktuator-/Sensorpaaren (grüne Quadrate).

In Bild 5 ist eine schematische Aufsicht des betrachteten generischen aktiven Einzel- oder Doppelschalensystems dargestellt. Der Schalenabstand des Doppelschalensystems d_{12} (vgl. Bild 3) beträgt 15 cm. Die Schalen bestehen aus Aluminium und besitzen eine Dicke von 2 mm. Sie sind allseitig gelenkig gelagert und weisen eine modale viskose Dämpfung von 1 % auf. Die Dämpfung der zwischen den Schalen befindlichen Luft wird durch die Annahme einer modalen viskosen Dämpfung von 0,0022 % approximiert. Die Kopplung der Schalen des Doppelschalensystems erfolgt aus den in Abschnitt 3.1 genannten Gründen ausschließlich über die zwischen den Schalen eingeschlossene Luft. Die hier betrachtete Konfiguration ist in erster Näherung luftfahrttypisch und insofern nur bedingt auf die Situation im Automobil zu übertragen.

Es ist jedoch davon auszugehen, dass eine qualitative Übertragbarkeit der Ergebnisse besteht.

Die Störanregung der Einzelschale bzw. der Primärschale erfolgt durch 10 unkorrelierte stochastische Punktkräfte. Die Störquelleninformationen werden direkt an den Positionen der Kraffteinleitung von 10 Referenzsensoren erfasst und wie in den Abschnitten 3.1 und 3.2 beschrieben weiterverarbeitet. Die Aktuatoren und Fehlersensoren des Multiple-Input-Multiple-Output (MIMO) Steuerungssystem befinden sich an den selben Stellen, so dass sich einzelne kollokale und duale Aktuator-/ Sensorpaare ausbilden, deren Laufzeitverhalten für sich gesehen optimal ist. Der Aufbau des aktiven Steuerungssystem ist wie jener des passiven Struktursystems generisch und kann auf die jeweilige Problemstellung angepasst werden. Je nach Störanregung und Strukturverhalten ist eine individuelle Optimierung der Anzahl und der Positionen der Sensoren und Aktuatoren geboten. Um den Einfluss der Geschwindigkeit der analogen und digitalen Signalverarbeitung auf die Störgrößenreduktion des aktiven Systems zu untersuchen, wird eine künstliche Sekundärlaufzeit von 1 ms bis 5 ms (in Schritten von 1 ms) in die Sekundärstrecke eingebracht.

Tabelle 1: Parameter der digitalen Signalverarbeitung.

Parameter	Wert
FIR-Filterlänge (vgl. [4] S. 237ff.)	$I = 1000$
Regularisierungsfaktor (dito)	$\beta = 10^{-5}$
Frequenzlinienzahl	$N_{DFT} = 2I = 2000$
Überlappung (<i>overlap</i>)	50%
Fensterung (<i>window</i>)	Hamming
Abtastfrequenz	$F_s = 1000$ Hz

3.3 Einflussfaktoren

Wie bereits in Abschnitt 3.1 beschrieben, wirken sich die Kohärenz und die Kausalität maßgeblich auf die Störgrößenreduktion eines aktiven Steuerungssystem aus. Es werden daher geeignete Kennzahlen zu ihrer Quantifizierung benötigt. Während die lineare Abhängigkeit von Referenz- und Störsignalen mit Hilfe der (multiplen) Kohärenzfunktion beschrieben werden kann, ist die Quantifizierung der Kausalität anhand einer geeigneten Maßzahl nicht allgemeingültig definiert. Aus diesem Grund soll nachfolgend der Begriff *Kausalitätsreserve* eingeführt werden.

Der Zusammenhang zwischen der Störgrößenreduktion des aktiven Steuerungssystem, der Kohärenz und der Kausalität lässt sich anhand des Leistungsdichtespektrums des Fehlersignals S_{ee} aufzeigen [13] (S. 57)

$$S_{ee}(f) = [1 - |\gamma_{\bar{x}d}(f)|^2] S_{dd}(f) + \left| W(f) - \frac{S_{\bar{x}d}(f)}{S_{\bar{x}\bar{x}}(f)} \right|^2 S_{\bar{x}\bar{x}}(f). \quad (8)$$

Der erste Summand auf der rechten Seite von Gleichung (8) berücksichtigt den Einfluss Kohärenz und der zweite erfasst die Auswirkung der Kausalität auf das Leistungsdichtespektrum des Fehlersignals. Zur Auswertung des ersten Summanden muss die mittlere quadratische Kohärenz von (dem durch die Sekundärstrecke gefil-

terten) Referenzsignal \tilde{x} und Störsignal d berechnet werden. Diese ergibt sich für zwei beliebige Signale x und y aus dem Kreuzleistungsdichtespektrum S_{xy} und den Autoleistungsdichtespektren S_{xx} und S_{yy} [2].

$$\gamma_{xy}(f) := \frac{S_{xy}(f)}{\sqrt{S_{xx}(f)S_{yy}(f)}} \quad (9)$$

Bei Vorliegen mehrerer statistisch unabhängiger Störquellen (wie es z.B. bei Rollgeräuschen der Fall ist) und einem vektoriellen Referenzsignal \mathbf{x} kann die multiple Kohärenz C_{xy} ausgewertet werden [6] (S. 244).

$$C_{xy}(f) := \frac{\mathbf{S}_{xy}(f)\mathbf{S}_{xx}^{-1}(f)\mathbf{S}_{xy}^H(f)}{S_{yy}(f)} \quad (10)$$

Zur Analyse der kohärenzbedingten Auswirkungen räumlich inkohärenter Störansregungen (bspw. einem diffusen Schallfeld oder einer turbulenten Grenzschicht) auf die Störgrößenminderung eines aktiven Steuerungssystems sei auf Misol et al. [18] verwiesen.

Der zweite Summand auf der rechten Seite von Gleichung (8) spiegelt den Einfluss der Kausalität wider. Dabei ist W das physikalisch realisierbare (kausale) und $S_{\tilde{x}d}/S_{\tilde{x}\tilde{x}}$ das optimale (ggf. akasale) Steuerungsfilter. Wenn das aktive Steuerungssystem kausal ist, sind beide Filter identisch sodass der zweite Term verschwindet. Ist zudem die Kohärenz identisch eins wird eine vollständige Störgrößenreduktion erzielt.

Um die Kausalität eines aktiven Steuerungssystems zu quantifizieren, wird nachfolgend der Begriff *Kausalitätsreserve* (KR) eingeführt.

$$KR = 10 \log_{10} \left(r_{ee,PEF}[0] r_{ee}^{-1}[0] \right) = L_{ee,PEF} - L_{ee} \text{ dB} \quad (11)$$

Um die Kausalitätsreserve zu berechnen werden mit quadratischen Mittelwerte der Fehlersignale des *Single-point delay prediction error filter* (PEF, siehe [4]) $r_{ee,PEF}[0]$ und der zu bewertenden Steuerungskonfiguration $r_{ee}[0]$ benötigt. Dabei bezeichnet $r_{xx}[0]$ die bei einer Zeitverschiebung von Null ausgewertete Autokorrelationsfunktion des Signals x . Der quadratische Mittelwert des Fehlersignals des PEF ist von Relevanz, da das Fehlersignal des PEF definitionsgemäß weiß ist und insofern die maximale Störgrößenreduktion beschreibt, die ein akasales System erzielen kann. Insofern eignet es sich als Bezugsgröße zur Quantifizierung der Kausalität. Sofern das aktive System fähig ist, eine größere Störgrößenreduktion als das PEF zu erzielen, muss es kausal sein. Die Kausalitätsreserve ist in diesem Fall positiv. Im umgekehrten Fall ist das System akausal, wenn die Kausalitätsreserve negativ ist. Der Betrag von KR gibt an, wie stark die Kausalität bzw. Akausalität ausgeprägt ist. Ferner kann an ihm abgelesen werden, wie sensitiv das aktive System auf Veränderungen der Sekundärlaufzeit reagiert.

3.4 Ergebnisse

Nachfolgend werden die Störgrößenreduktionen und die Kausalitätsreserven einer aktiven Einzelschale für unterschiedliche Sekundärlaufzeiten (vgl. Tabelle 2) mit jenen der aktiven Doppelschale (vgl. Tabelle 3) verglichen. Auf eine Darstellung des Einflusses der zuvor diskutierten Kohärenz wird an dieser Stelle verzichtet, da dieser bei den betrachteten Systemen (aufgrund des linearen Verhaltens und der gleichen Anzahl an Störquellen und Referenzsensoren) zu vernachlässigen ist. Für eine detaillierte Analyse des Einflusses der Kohärenz auf die Störgrößenreduktion eines aktiven Steuerungssystems sei auf Misol et al. [18] verwiesen.

In Tabelle 2 sind die Störgrößenreduktionen (die Summe der quadratischen Mittelwerte der Fehlersignale aller 10 Fehlersensoren) und die in Gleichung (11) definierte Kausalitätsreserve in Abhängigkeit von der Sekundärlaufzeit aufgelistet. Die zugehörigen spektralen Darstellungen der Störgrößenreduktionen (Differenz der summierten Autoleistungsdichtespektren der Fehlersignale und der Störsignale) sind Bild 6 zu entnehmen. Erwartungsgemäß führen größere Laufzeiten im Sekundärpfad zu Einbußen in der Störgrößenreduktion und zu einer kleineren Kausalitätsreserve. Da die Kausalitätsreserve bereits für eine Sekundärlaufzeit von 1 ms negativ ist, sind alle aktiven Steuerungssysteme akausale. Dies ist auch nicht anders zu erwarten, da sich die Konfigurationen der aktiven Einzelschale aufgrund der Übereinstimmung von Referenz- und Fehlersignalen (vgl. Bild 5) wie eine (per Definitionen) akausale Regelung verhalten.

Tabelle 2: Störgrößenreduktionen und Kausalitätsreserven der punktkrafterregten aktiven Einzelschale in Abhängigkeit von der Sekundärlaufzeit.

Sekundärlaufzeit [ms]	Störgrößenreduktion [dB]	Kausalitätsreserve [dB]
1 	11,8	-3,5
2 	10	-5,3
3 	9,5	-5,8
4 	9,1	-6,2
5 	8,5	-6,8

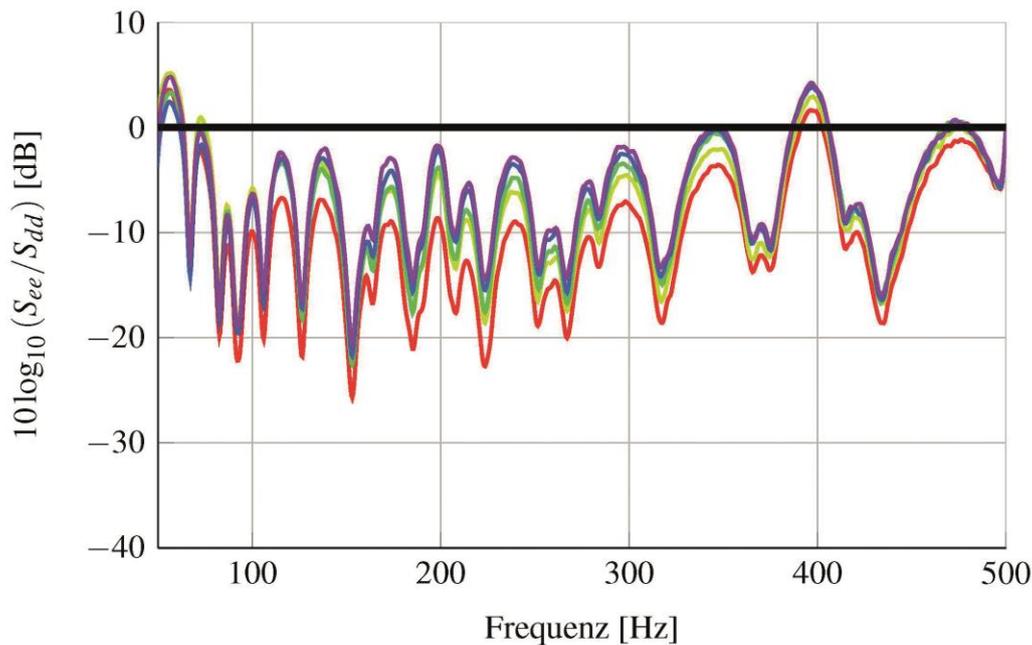


Bild 6: Störgrößenreduktion der aktiven Einzelschale gemittelt über 10 Fehlersensoren für unterschiedliche Sekundärlaufzeiten (vgl. Tabelle 2).

Tabelle 3 und Bild 7 zeigen die zuvor am Beispiel der aktiven Einzelschale diskutierten Größen und Zusammenhänge für die Systeme der aktiven Doppelschale. Es fällt auf, dass die erreichbaren Störgrößenreduktionen zwar signifikant angestiegen sind, die Kausalitätsreserven jedoch auf einem ähnlichen Niveau verharren. Ursächlich dafür ist die ebenfalls stark angestiegene Störgrößenreduktion des PEF. Die Ursache der erhöhten Störgrößenreduktion ist damit systembedingt und nicht auf die Kausalität zurückzuführen. Der durch die räumliche Trennung von Referenz- und Fehlersensoren gewonnene Laufzeitvorteil spielt für die betrachteten Systeme offenbar eine untergeordnete Rolle. Hinsichtlich der praktischen Realisierung bewirkt die räumliche Trennung von Referenz- und Fehlersensoren jedoch eine – verglichen mit der aktiven Einzelschale – signifikant erhöhte Robustheit des aktiven Systems. Infolge der reduzierten Rückkopplung der Aktuatoren auf die Referenzsensoren kann das aktive Steuerungssystem (bei gleicher Robustheit) größere Störgrößenreduktionen als ein vergleichbares Regelungssystem realisieren. Die Kausalitätsreserven zeigen, dass das System relativ unempfindlich gegenüber einer Erhöhung der Sekundärlaufzeit ist, so dass auch bei größeren Sekundärlaufzeiten noch Störgrößenreduktionen oberhalb von 20 dB möglich sind. Insgesamt liegen die Störgrößenreduktionen der aktiven Doppelschale mehr als 10 dB über denjenigen der aktiven Einzelschale.

Tabelle 3: Störgrößenreduktionen und Kausalitätsreserven der punktkrafterregten aktiven Doppelschale in Abhängigkeit von der Sekundärlaufzeit.

Sekundärlaufzeit [ms]	Störgrößenreduktion [dB]	Kausalitätsreserve [dB]
1 —	23,6	-3,9
2 —	23,4	-4,1
3 —	23	-4,6
4 —	22	-5,6
5 —	21,3	-6,2

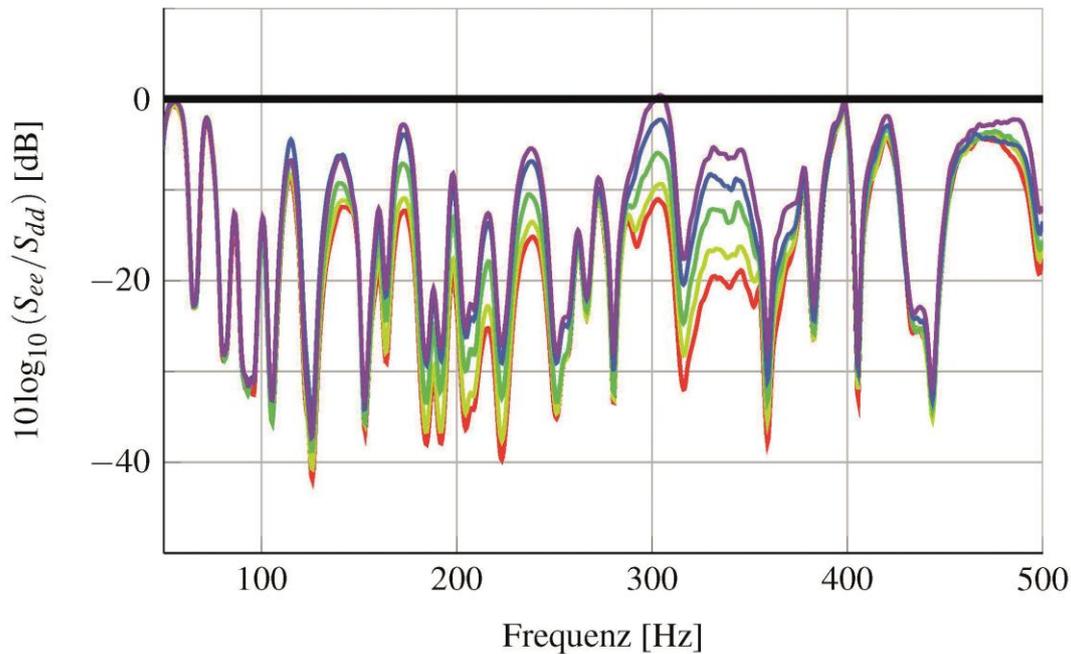


Bild 7: Störgrößenreduktion der aktiven Doppelschale gemittelt über 10 Fehlersensoren für unterschiedliche Sekundärlaufzeiten (vgl. Tabelle 3).

4. Zusammenfassung und Ausblick

Dieser Beitrag soll die Anwendung aktiver Steuerungen zur Reduktion von breitbandigem Lärm im Fahrgastraum von Automobilen motivieren. Im Speziellen wird die Transmission breitbandiger Störquellen durch doppelwandige Leichtbaustrukturen (bspw. den Dachhimmel eines Automobils) betrachtet. Zunächst werden die Mechanismen der Schallabstrahlung und Schalldämmung flächiger Strukturen dargestellt und die Limitierungen passiver Schalldämmungsmethoden sowie die Vorteile aktiver Maßnahmen bei tiefen Frequenzen (< 500 Hz) aufgezeigt. Im Anschluss daran wird auf die Beeinflussung der Schalltransmission mit aktiven Steuerungen und die dafür relevanten Parameter *Kohärenz* und *Kausalität* eingegangen. Es werden Begriffe und Methoden zur Analyse der Kohärenz und Kausalität aktiver Steuerungssysteme eingeführt und auf Simulationsmodelle einer generischen Einzel- bzw. Doppelschale angewendet. Die Simulationsergebnisse belegen, dass die Störgrößenreduktionen der aktiven Doppelschale signifikant höher liegen als jene der aktiven Einzelschale. Während die maximale Störgrößenreduktion der aktiven Einzelschale bei 11,8 dB liegt, erzielt die aktive Doppelschale eine Maximalreduktion von 23,6 dB.

Im Fokus zukünftiger Forschungsarbeiten steht die praktische Umsetzung aktiv gesteuerter Doppelschalensysteme mit akustischer Zielfunktion. Weitere Aktivitäten betreffen die Erhöhung der Robustheit und die Effizienz der Algorithmen und Systeme.

Literatur

- [1] Neven Alujevic. *Smart double panel with decentralized active damping units for the control of sound transmission*. PhD thesis, Institute of Sound and Vibration Research, University of Southampton, Southampton, UK, 2008.
- [2] G. Clifford Carter. Coherence and time delay estimation. *Proceedings of the IEEE*, 75(2):236–255, 1987.
- [3] Jordan Cheer. *Active control of the acoustic environment in an automobile cabin*. PhD thesis, University of Southampton, December 2012.
- [4] J. G. Cook and S. J. Elliott. Connection between multichannel prediction error filter and spectral factorisation. *IEE Electronics letters*, 35(15):1218–1220, 1999.
- [5] W. Dehandschutter and P. Sas. Active control of structure-borne road noise using vibration actuators. *Journal of Vibration and Acoustics, Transactions of the ASME*, 120(2):517–523, 1998.
- [6] S. J. Elliott. *Signal Processing for Active Control*. Academic Press, London, 2001.
- [7] S. J. Elliott and M. E. Johnson. Radiation modes and the active control of sound power. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 94(4):2194–2204, 1993.
- [8] S.J. Elliott. A review of active noise and vibration control in road vehicles. Technical Report 981, University of Southampton, 2008.
- [9] F. Fahy and P. Gardonio. *Sound and Structural Vibration: Radiation, Transmission and Response*. Academic Press, Oxford/Burlington, 2. edition, 2007.
- [10] Paolo Gardonio and Stephen John Elliott. Active control of structure-borne and airborne sound transmission through double panel. *Journal of Aircraft*, 36(6):1023–1032, 1999.
- [11] Gary P. Gibbs, Robert L. Clark, David E. Cox, and Jeffrey S. Vipperman. Radiation modal expansion: Application to active structural acoustic control. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 107(1):332–339, 2000.
- [12] S. A. Hambric and J. B. Fahnlne. Structural acoustics tutorial – part ii: Sound-structure interaction. *Acoustics Today*, 3(2):9–27, 2007.
- [13] S. M. Kuo and D. Morgan. *Active Noise Control Systems: Algorithms and DSP Implementations*. John Wiley & Sons, Inc., New York, 1996.
- [14] M. Misol, S. Algermissen, and H. P. Monner. Experimental investigation of different active noise control concepts applied to a passenger car equipped with an active windshield. *Journal of Sound and Vibration*, 331(10):2209–2219, 2012.
- [15] M. Misol and C. Hesse. Numerische und experimentelle untersuchungen zur optimierung der sensorik von adaptiven steuerungen an doppelwandigen leichtbaustrukturen. DLR-IB 131-2012/43, Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V., Köln, Germany, 2012.
- [16] Malte Misol, Stephan Algermissen, and Hans Peter Monner. Reduction of interior noise in an automobile passenger compartment by means of active structural acoustic control (asac). In *5. Symposium Faszination Karosserie und Fahrzeugkonzepte*, Braunschweig, 2012. ITS Niedersachsen e.V.
- [17] Malte Misol, Stephan Algermissen, and Hans Peter Monner. Experimental study of an active window for silent and comfortable vehicle cabins. In Michael Sinapius and Martin Wiedemann, editors, *Adaptive, Tolerant and Efficient Composite Structures*, Research Topics in Aerospace, chapter 36, pages 439–447. Springer, Berlin/Heidelberg, 2013.

- [18] Malte Misol, Christian Bloch, Hans Peter Monner, and Michael Sinapius. Performance of active feedforward control systems in non-ideal, synthesized diffuse sound fields. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 135(4):1887–1897, 2014.
- [19] S. H. Oh, H. S. Kim, and Y. J. Park. Active control of road booming noise in automotive interiors. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 111(1):180–188, January 2002.
- [20] H. Sano, T. Inoue, A. Takahashi, K. Terai, and Y. Nakamura. Active control system for low-frequency road noise combined with an audio system. *IEEE Transactions on Speech and Audio Processing*, 9(7):755–763, 2001.
- [21] T. J. Sutton, S. J. Elliott, A. M. McDonald, and T. J. Saunders. Active control of road noise inside vehicles. *Noise Control Engineering Journal*, 42(4):137–147, July 1994.
- [22] Stephan Tewes. *Active Trim Panel Attachments for Control of Sound Transmission through Aircraft Structures*. PhD thesis, Technische Universität München, München, 2006.
- [23] Tom Weyer, Elmar Breitbach, and Olaf Heintze. Self-tuning active electromechanical absorbers for tonal noise reduction of a car roof. In *INTER-NOISE - International Congress and Exhibition on Noise Control Engineering*, Istanbul, Turkey, August 2007.

Geräuschqualität im Fokus – eine durchgängige Betrachtung im Motorenentwicklungsprozess

Christoph Steffens, Michael Kauth

Abstract

Contemporary powertrains are subject of increasing customer expectations regarding comfort and noise quality. In this context, a very important aspect in the engine development process is the avoidance of disturbing noise components. To reach an outstanding NVH performance of a combustion engine, adequate measures have to be initiated early and continuously in the development process. Therefore noise quality aspects have to be addressed even before the production of the first prototypes using simulation tools like FEM-, MBS- and CFD. For each development stage, noise quality parameters can be used to define and validate noise quality targets.

Nowadays NVH development is focusing on both, noise level as well as noise quality. Although the relevance of noise quality is high, objective evaluation of noise quality is still difficult. Especially in the early stages of an engine development process there is a lack of methods, which enables the objective evaluation and assessment of the engine behavior in terms of noise quality aspects like sharpness or strong knocking.

FEV is working on methods to address noise quality issues from the beginning of each development process. Therefore parameters are developed which represent engine noise properties and quantify noise quality. These parameters can be used to define noise quality targets and control the fulfillment of these targets throughout the entire development process. Some of these methods are available, which aim on quantifying the engine noise quality even before the first measurements at the acoustic test bench, others accompany the engineer throughout the entire development process.

Based on case studies the application of three different noise quality parameters are presented for different stages of the engine development process: By calculating a parameter, which predicts the perceived combustion noise quality based on cylinder pressure signals, a measure for optimizing noise quality as target value for DoE measurements during the calibration process is created. In a second application a metric is introduced, which enables the quantification of rattling noise. This parameter is used during the concept phase of a balancer shaft unit. This parameter leads to an assessment of different balancer units with regard to its influence on noise quality. Finally a third parameter is introduced which allows the quantification of the annoyance of tonal components. The use of this parameter is illustrated by the optimization process of an oil pump in the context of a trouble-shooting-project at the end of an engine development process.

Kurzfassung

Heutige Antriebsaggregate unterliegen einer zunehmenden Kundenerwartung hinsichtlich Komfort und Geräusch. In diesem Zusammenhang ist insbesondere die Vermeidung von lästigen Störgeräuschen am Verbrennungsmotor ein wichtiger Aspekt der Entwicklungsarbeit. Wenn ein Verbrennungsmotor durch ein besonders niedriges Geräuschniveau auffallen soll – oder gerade nicht auffallen soll – dann müssen die Weichen dafür im Entwicklungsprozess so früh wie möglich gestellt werden. Die Betrachtung des Geräuschverhaltens erfolgt deshalb bereits weit vor der Fertigung erster Prototypen in Form von FEM-, MKS- und CFD Simulationen. Für jede Entwicklungsphase können Geräuschziele definiert und abgeprüft werden.

Während die Relevanz der Geräuschqualität als weiterer, wesentlicher Zielgröße neben dem reinen Geräuschpegel bereits seit langem im Fokus steht, ist eine objektive Beschreibung dieser Eigenschaft noch immer schwierig. Insbesondere für die frühen Phasen der Motorenentwicklung fehlt es an Methoden, das Motorverhalten hinsichtlich potenziell kritischer Geräuschaspekte wie Rauigkeit oder starkem Nageln zu bewerten.

FEV arbeitet daran, die Geräuschqualität von Anfang an in den Entwicklungsprozess einzubeziehen. Es werden Parameter entwickelt, welche die Geräuscheigenschaften objektiv und reproduzierbar quantitativ erfassen, sodass die Festlegung von Zielwerten und die Überprüfung der Einhaltung dieser Zielwerte während der unterschiedlichen Stufen der Entwicklung möglich werden. Dabei ist es das Ziel, möglichst schon vor der Verfügbarkeit erster Akustikprüfstandmessungen verlässliche Informationen zur Geräuschqualität zu gewinnen.

Anhand von Fallstudien wird die Anwendung dreier unterschiedlicher Parameter zur Bewertung und Verbesserung der Geräuschqualität während verschiedener Phasen der Motorenentwicklung vorgestellt: Mittels einer Berechnungsgröße auf Basis des Zylinderdrucks wird bereits während der Brennverfahrensentwicklung auf dem Thermodynamikprüfstand eine Aussage zur Qualität des Verbrennungsgeräusches möglich. Dieser Parameter wird als Zielgröße verwendet, um die Geräuschqualität bereits im Rahmen der Brennverfahrensentwicklung zu berücksichtigen. In einem zweiten Anwendungsfall wird eine Metrik vorgestellt, die es ermöglicht, die Rasselneigung und damit den Einfluss auf die Geräuschqualität eines Ausgleichswellentriebes zu quantifizieren, wodurch eine Zielgröße zur Entwicklung eines passenden Ausgleichskonzepts zur Verfügung steht. Abschließend wird in einem dritten Fallbeispiel ein Parameter vorgestellt, der es ermöglicht, die Lästigkeit tonaler Geräuschkomponenten zu quantifizieren. Dieser Parameter wird am Beispiel der Optimierung einer Ölpumpe im Rahmen eines Trouble-Shooting-Projekts an einem seriennahen Motor vorgestellt.

1. Einleitung

Moderne Verbrennungsmotoren im PKW-Bereich müssen multiplen Anforderungen gerecht werden. Hohe Leistung, hohe Effizienz beziehungsweise niedriger Verbrauch, niedriges Gewicht und geringe Kosten sind Entwicklungsziele für jeden neu zu entwerfenden Verbrennungsmotor, wobei die Gewichtung dieser einzelnen Ziele zueinander wiederum von vielen Faktoren abhängt, wie beispielsweise der Fahrzeugklasse oder dem Marktsegment. Ein zentrales, teilweise sehr abstraktes Entwicklungsziel stellt dabei ein gutes Geräuschverhalten des Motors dar.

In aller Regel ist bei der Motorenentwicklung im PKW-Bereich gewünscht, dass der Motor im Betrieb nur einen geringen Schalldruckpegel verursacht. Dies ist nicht zuletzt wichtig, weil das Motorengeräusch als Bestandteil des Fahrzeuggesamtgeräusches den gesetzlichen Bestimmungen gerecht werden muss. Darüber hinaus hat das Geräuschverhalten von Fahrzeug und Motor einen großen Einfluss auf den Qualitätseindruck, den das Fahrzeug beim Kunden hinterlässt. Ob der Motor laut oder leise ist, stellt dabei einen wichtigen Aspekt für die Wahrnehmung dar. Es ist jedoch auch von großer – wenn nicht sogar von *größerer* – Bedeutung, wie sich das Motorengeräusch aus einzelnen Geräuschbestandteilen zusammensetzt. Ein tendenziell lautes Motorengeräusch, das als solches jedoch stimmig den Erwartungen eines Nutzers entspricht, wird ganz anders wahrgenommen als ein Motorengeräusch, das von Störgeräuschen wie Klappern, Heulen und Rasseln dominiert wird, auch wenn dessen Gesamtschalldruckpegel womöglich sogar niedriger liegt.

Ob ein Kunde mit seinem Fahrzeug zufrieden ist und bleibt, ist von vielen Faktoren abhängig. Positiv wirkt sich aus, wenn ihm das Fahrzeug optisch gefällt, es durch niedrigen Verbrauch geringe Kosten verursacht, zuverlässig ist und keine Defekte auftreten. Zusätzlich ist besonders wichtig, wie der Kunde die Fahrqualität des Fahrzeuges bewertet. Die Fahrqualität setzt sich dabei aus einer Reihe von Einzelattributen zusammen, die den Gesamtqualitätseindruck für jeden Kunden individuell und unterschiedlich stark beeinflussen. Eines dieser Attribute ist das Geräuschverhalten des Fahrzeuges, welches der Fahrer bzw. die Passagiere im Innenraum wahrnehmen und welches maßgeblich vom Motorengeräusch geprägt wird. BODDEN und HEINRICHS haben untersucht, welche Bedeutung die Akustik auf die wahrgenommene Fahrqualität hat [BH03]. Dazu wurden eine Fragebogen-Erhebung sowie ein Labor- und Feldexperiment durchgeführt. Die Fahrsituationen „Ampelstart“ und „Cruisen auf der Autobahn“ wurden in einem realen Testparcours und als aufgezeichnete Geräuschbeispiele im Laborexperiment abgebildet. Ausgewählte Ergebnisse der Fragebogen-Erhebung sind in **Bild 1** dargestellt.

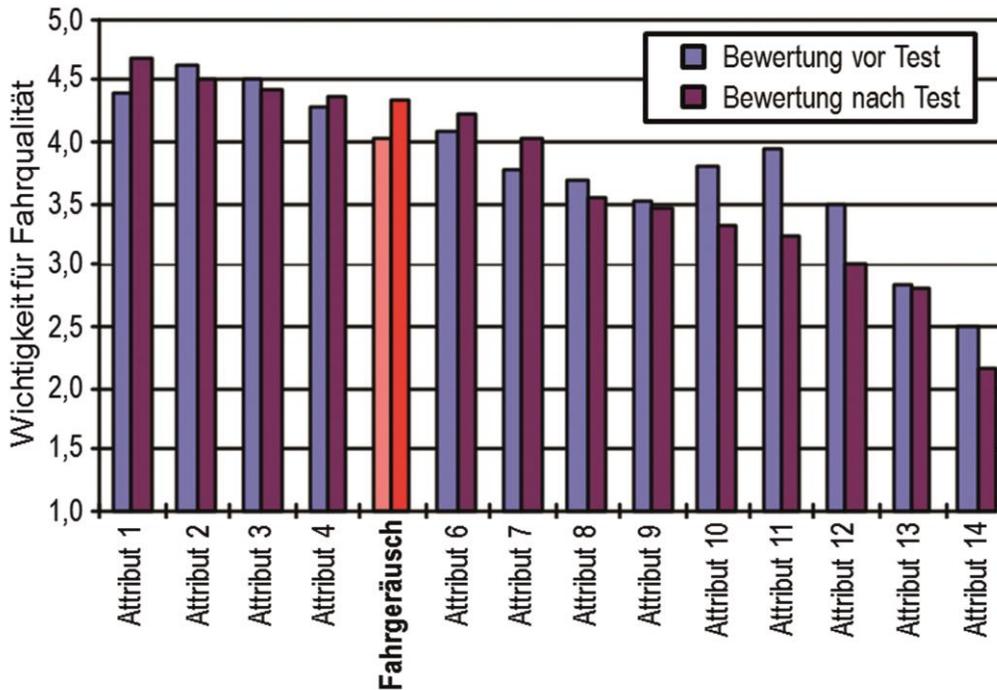


Bild 1: Bedeutung des Fahrgeräuschs für die Fahrqualität [BH03]

Es wird in der Untersuchung festgestellt, dass die Akustik eine wesentliche Rolle für die Fahrqualität spielt. Weiterhin ergibt sich, dass die Probanden nach dem Feld- und Labortest dem Fahrgeräusch eine noch größere Bedeutung zuschreiben als vor dem Experiment, die Probanden also durch den Test zusätzlich sensibilisiert wurden. Ein weiteres Ergebnis der Untersuchungen ist in **Bild 2** illustriert. Dargestellt sind die Häufigkeiten einzelner Ursachen für Beanstandungen der Fahrqualität.

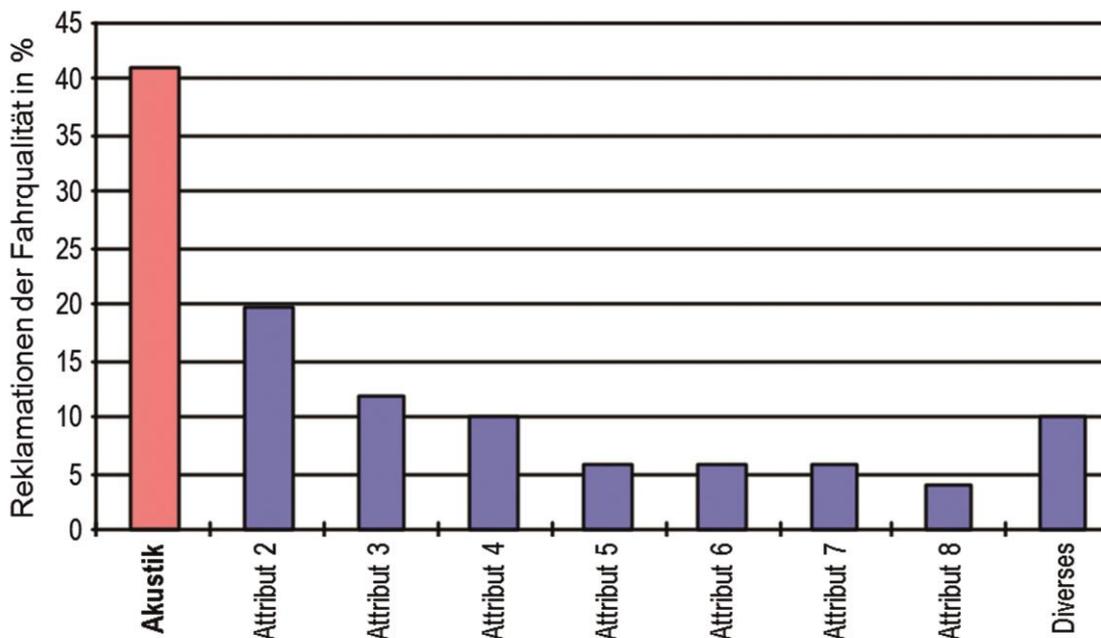


Bild 2: Häufigkeit verschiedener Ursachen für Unzufriedenheit/Reklamationen bezüglich der Fahrqualität [BH03]

Es zeigt sich, dass die Akustik mit Abstand die häufigste Ursache für Beanstandungen der Fahrqualität darstellt [BH03]. Aus den Ergebnissen der Untersuchungen folgt damit, dass die Akustik für die Fahrqualität sowohl im positiven Sinne, vor allem aber im negativen Sinne bedeutend ist, wenn das Geräuschverhalten unzureichend ist.

Gerade bei nicht zufriedenstellendem Geräuschverhalten kommt der Geräuschqualität eine besondere Bedeutung zu. Geräusche beziehungsweise Anteile des Innengeräuschs können auffällig sein, auch ohne dass diese besonders laut sind. Wenn sie sich durch gewisse Eigenschaften auszeichnen, die sie für das menschliche Gehör besonders gut identifizierbar machen, können diese Geräusche als sehr störend wahrgenommen werden, obwohl sie bezüglich ihrer Lautstärke von untergeordneter Bedeutung erscheinen. Deshalb muss in der Motorenentwicklung für das Geräuschverhalten neben dem Schalldruckpegel auch die Geräuschqualität besondere Berücksichtigung finden.

2. Berechenbare Kenngrößen zur Beschreibung der Geräuschqualität

Neben der Lästigkeitsbewertung durch Anhören der Geräusche haben sich Parameter zur Beschreibung der Lästigkeit etabliert, die sich basierend auf Analysen von Mikrofonmessungen berechnen lassen. Die Lästigkeit von Geräuschen hängt nicht nur von der Stärke/Amplitude der Schallwellen ab, sondern wird auch von anderen Charakteristika des Geräusches bestimmt. Es existieren verschiedene Berechnungsverfahren, um Geräuschmessungen am Verbrennungsmotor Kennwerte zuzuordnen, die die Lästigkeit des gesamten Motorgeräusches oder einzelner Geräuschkomponenten beschreiben. Dazu wird in der Regel das Mikrofonsignal zunächst auf unterschiedliche Eigenschaften hin untersucht. Die Bewertung der Lästigkeit erfolgt dann auf Basis dieser berechenbaren Signaleigenschaften.

Beispielsweise wurden in den letzten Jahren am Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen der RWTH Aachen mehrere Forschungsvorhaben durchgeführt, in denen automatisiert berechenbare Kenngrößen zur Beschreibung der Geräuschqualität entwickelt wurden [Hop10, Atz11, Sel14]. FEV nutzt die dort erarbeiteten Methoden und entwickelt diese aktiv weiter. Außerdem beschäftigt sich die FEV auch unabhängig von der Gemeinschaftsforschung mit der Erarbeitung neuer Metriken zur Lästigkeitsbewertung.

Diese standardisiert berechenbaren Kenngrößen sind im Motorenentwicklungsprozess aus verschiedenen Gesichtspunkten von Interesse. Sie können verhältnismäßig schnell auf eine Vielzahl von Messdaten angewandt werden und sind damit deutlich einfacher, schneller und günstiger zu bestimmen als Geräuschbeurteilungen auf der Basis von Hörversuchen. Dadurch ergeben sich mehr mögliche Einsatzgebiete für solche Kennwerte, als es bei der Verwendung von Jury-Bewertungen der Fall wäre. Die Kennwerte erlauben dabei eine genormte Beurteilung vielschichtiger Zusammenhänge und erleichtern dadurch insbesondere die Kommunikation – sowohl innerhalb einer Abteilung oder eines Unternehmens, aber auch zwischen einzelnen Unternehmen bei der gemeinsamen Durchführung von Entwicklungsprojekten.

Die Bestimmung dieser Lästigkeitskennwerte aus einer Verknüpfung von physikalischen und psychoakustischen Signaleigenschaften ermöglicht es zudem, Aussagen zur zu erwartenden Lästigkeit eines Motorgeräusches bereits in frühen Entwicklungsphasen zu treffen, in denen Hörversuche nur sehr bedingt möglich wären.

3. Fallstudien

Zielwerte und Parameter zur Quantifizierung der Geräuschqualität finden mittlerweile in nahezu allen Stadien eines Motorentwicklungsprozesses Anwendung. Während der Konzeptphase werden bereits erste Modelle aufgesetzt und makroskopische Effekte über MKS- und FEM-Berechnungen abgebildet. Mit fortschreitendem Designprozess und Detaillierung der CAD-Modelle werden auch die verfügbaren Simulationsmodelle immer detailreicher, sodass anhand dieser Modelle neben Pegelaussagen bereits erste Geräuschqualitätsuntersuchungen durchgeführt werden können. So wird in kombinierten MKS- und FEM-Modellen von den anregenden Kräften des Kurbeltriebes auf die Oberflächenschnelle an spezifischen Auswertepunkten geschlossen, woraus der Zeitverlauf eines Luftschallsignals prognostiziert werden kann. Mit Hilfe dieser Daten ist es möglich beispielsweise Rauigkeitseffekte, die aus der Wechselwirkung eines Motorgetriebeverbundes und eines Kurbeltriebs resultieren bereits vor der Produktion der ersten Prototypen zu bewerten.

Weitaus häufiger als im Rahmen der rechnergestützten Entwicklung finden heute (noch) Geräuschqualitätsparameter im späteren Verlauf eines Motorentwicklungsprozesses Anwendung. Im Folgenden werden daher drei typische Anwendungsfälle aus jeweils unterschiedlichen Entwicklungsphasen dargestellt, in denen verschiedene Kennwerte zur Beurteilung der Geräuschqualität verwendet werden.

Zunächst wird für eine frühe Phase der Motorenentwicklung die Anwendung eines Zylinderdruckparameters auf die Brennverfahrensentwicklung beschrieben. Mit dessen Hilfe werden die Daten aus Thermodynamikprüfständen, die regelmäßig in großer Zahl automatisiert nach der Methode der statistischen Versuchsplanung ermittelt werden, um einen Kennwert für die Geräuschqualität erweitert. Dieser Zylinderdruckparameter ermöglicht die Einführung der Geräuschqualität als Zielgröße der Brennverfahrensentwicklung.

Das zweite Fallbeispiel befasst sich stellvertretend für eine spätere Entwicklungsphase mit der Konzeptionierung eines Ausgleichswellentriebes hinsichtlich einer minimalen Beeinflussung der luftschallgetragenen Geräuschqualität. Hierzu findet ein Geräuschqualitätsparameter Anwendung, der es ermöglicht, die Lästigkeit einer Rasselkomponente unabhängig vom Motorgesamtgeräusch zu bewerten. Dabei werden verschiedene Bauzustände mit den sich einstellenden Geräuschmustern präsentiert und dargelegt, inwiefern standardisierte Kenngrößen bei der Bewertung der einzelnen Varianten hilfreich sind.

Als drittes Beispiel wird die Anwendung eines von der FEV entwickelten Parameters zur Beschreibung der Lästigkeit tonaler Geräusche am Beispiel eines Trouble-Shooting-Projekts gegen Ende der Motorentwicklung beschrieben. Am Beispiel eines Motors mit sehr auffälliger Trochoiden-Ölpumpe wird dargestellt, wie Lästigkeitsparameter dazu beitragen, den Einfluss von Bauteilmodifikationen auf die Geräusch-

qualität zu quantifizieren. Diese Erkenntnisse sind die Voraussetzung dafür, positive Einflüsse auf die Geräuschqualität gegenüber möglichen Einbußen in anderen Bereichen abwägen zu können.

3.1 Prognose der Verbrennungsgeräuschqualität

Im Rahmen der Brennverfahrensentwicklung kommt bei FEV das Werkzeug CSL (Combustion Sound Level) zum Einsatz, um eine Kenngröße zur Berücksichtigung des Verbrennungsgeräuschs in die umfangreichen DoE-Messreihen einfließen zu lassen [ANH04]. Dieses Werkzeug erlaubt eine zuverlässige Prognose des Verbrennungsgeräuschpegels. Wie bei den vergleichbaren Konkurrenzprodukten ist eine Bewertung der Geräuschqualität hierdurch aber nur bedingt möglich. Da die Geräuschqualität des Verbrennungsgeräusches mehr und mehr an Bedeutung gewinnt, arbeitet die FEV daran, einen Parameter aus dem FVV-Forschungsvorhaben „Hörbare Geräusche aus Zylinderdruckdaten“ [Kau13] weiter zu entwickeln und in ihre Prozesse einzubinden. Ziel ist es, einen robusten Parameter auf Basis von gemessenen Zylinderdruckverläufen zu erhalten, mit dem ohne Geräuschmessung auf die Verbrennungsgeräuschqualität geschlossen werden kann. Die Integration dieses Zylinderdruck-Parameters in die Brennverfahrensentwicklung ermöglicht es von nun an, neben dem Verbrennungsgeräuschpegel auch die Geräuschqualität bei der Brennverfahrensentwicklung zu berücksichtigen.

Der Parameter wurde mittels einer Korrelationsanalyse zwischen verschiedenen Größen zur Charakterisierung des Zylinderdruckverlaufs und der Nagelnote aus dem Vorhaben „Objektivierung subjektiver Beurteilungen II (OSBII)“ [Atz11] bestimmt. Im Bereich des stärksten Anstieges der ersten Ableitung des Zylinderdrucks wird das Integral der quadrierten zweiten Ableitung gebildet und mit dem Integral des Zylinderdrucks normiert. Die Vorgehensweise ist in **Bild 3** illustriert. Der berechnete Parameter entspricht der blau hinterlegten Fläche, nachdem diese mit dem Integral des Zylinderdrucks normalisiert wurde. [Kau13]

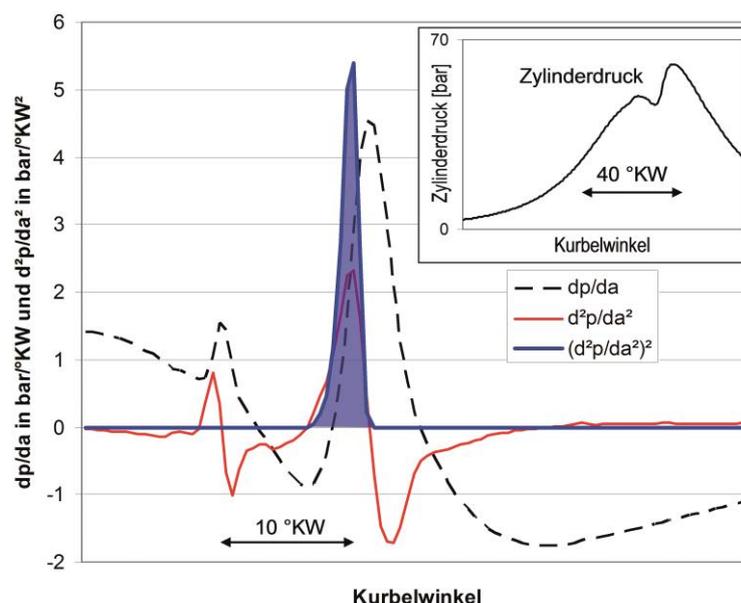


Bild 3: Bestimmung des Zylinderdruck-Parameters [Kau13]

Bild 4 zeigt beispielhaft für drei Messpunkte eines DoE-Versuchs (konstante Drehzahl und Last) den Zylinderdruckparameter sowie den maximalen Zylinderdruckgradienten über der Nagelnote nach OSBII. Die zugehörigen Zylinderdruckverläufe sind dem rechten Teil der Abbildung zu entnehmen.

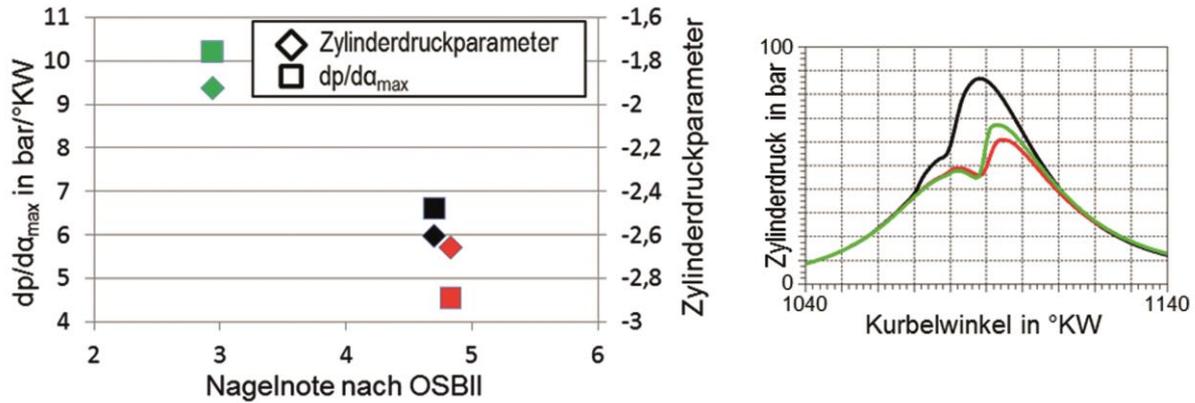


Bild 4: Zylinderdruckparameter und max. Druckgradient im Vergleich zur Nagelnote

Im dargestellten Fall wird die Geräuschqualität über den neuen Parameter besser beschrieben als über den maximalen Zylinderdruckgradienten. Die Betriebspunkte, die in rot und schwarz dargestellt sind, zeigen eine sehr ähnliche Nagelcharakteristik, was durch den Zylinderdruckparameter entsprechend prognostiziert wird. Die Betrachtung des Gradienten führt hier hingegen zu einer anderen Annahme.

Der Zusammenhang dieses Parameters mit der Nagelnote kann über eine Ausgleichsfunktion mathematisch gut beschrieben werden, siehe **Bild 5**.

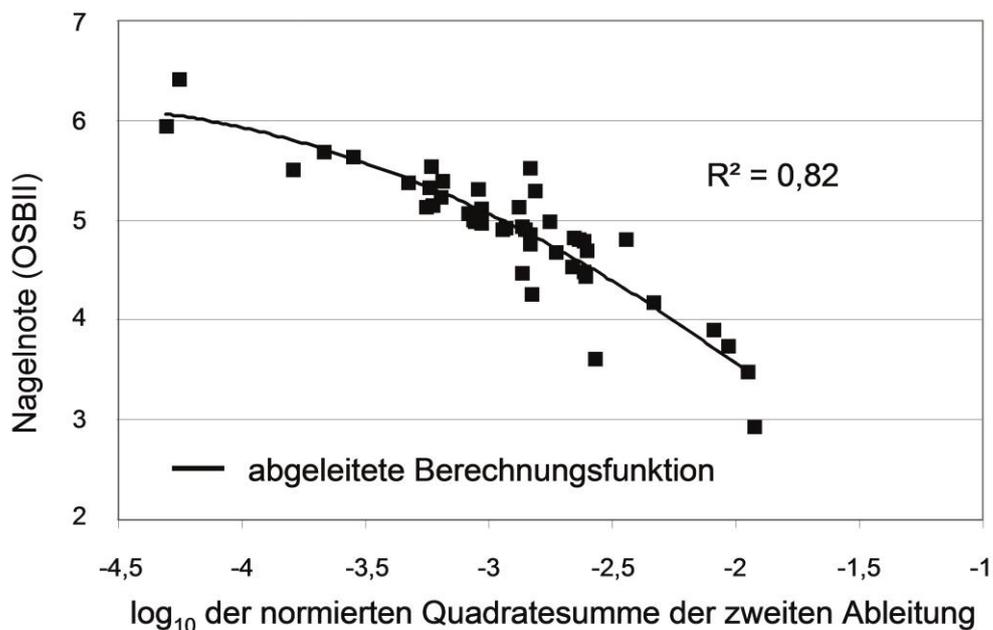


Bild 5: Zusammenhang zwischen Zylinderdruckparameter und Nagelnote [Kau13]

Mit der mathematischen Abbildung des Zylinderdruckparameters steht eine Größe zur Verfügung, die automatisiert in die Auswertung der statistisch geplanten Versuche integriert werden kann und es ermöglicht, die Geräuschqualität als Zielgröße der Brennverfahrensentwicklung zu optimieren. Derzeit wird der Zylinderdruckparameter parallel zum etablierten Entwicklungsprozess angewendet, mit den traditionell erzielten Ergebnissen abgeglichen und konsequent weiterentwickelt, um Robustheit und Genauigkeit des Parameters zu erhöhen.

3.2 Analyse des Ausgleichswellentrieb-Rasselgeräusches

Im Vorangegangenen Kapitel wurde dargestellt, wie Geräuschqualitätsparameter bei der Entwicklung eines neuen Brennverfahrens eingesetzt werden können. Ein weiteres Einsatzgebiet für derartige Parameter stellt in späteren Entwicklungsphasen die Bewertung von Optimierungsmaßnahmen am Aggregat dar. Als Beispiel hierfür wird ein 4-Zylinder-PKW-Motor vorgestellt, dessen Lanchester-Ausgleich zur Kompensation der freien Massenkräfte akustisch problematische Rasselphänomene hervorruft.

Rasselgeräusche zählen zu den impulshaften Störgeräuschen und weisen damit in aller Regel breitbandige Frequenzinhalte auf. Weitere Signaleigenschaften von Rasselgeräuschen unterscheiden sich je nach Anregungsmechanismus.

Ein bekanntes Rasselphänomen ist das Getrieberasseln, das im Fahrzeug an den Losrädern entsteht, die aktuell nicht in die Momentenübertragung eingebunden sind. Die Drehungleichförmigkeit des Motors wird auf die Getriebeeingangswelle übertragen. Für die Losräder, die nicht im Kraftfluss stehen, müssen die Momente für die periodische Beschleunigung und Verzögerung vom Eingriffspartner übertragen werden. Daraus resultieren häufige Anlagewechsel mit stoßhafter Anregung des Getriebes. Die genauen Bewegungen, die die Losräder in den Freiflugphasen durchführen, sind in vielerlei Hinsicht stochastisch. Damit ergeben sich starke Unterschiede für die Stoßanzahl, die genauen Stoßzeitpunkte und auch die resultierenden Intensitäten. Das sich ergebende Geräusch ist somit stark stochastisch geprägt.

Wenn am Motor Rädertriebe verbaut sind, über die große Wechsellmomente übertragen werden, kann es ebenfalls zu störenden Rasselgeräuschen kommen. Ein Beispiel hierfür sind hochverdichtende Kolben-Kraftstoffpumpen z. B. bei Dieselmotoren mit sehr hohen Raildrücken. Nach dem Verdichtungs Vorgang wirkt häufig ein negatives Antriebsmoment am Pumpenzahnrad, die Pumpe wird vom Getriebenen zum Treiber. Auch hier sind Anlagewechsel der Zahnräder die Folge. Die Momentenverläufe und die resultierenden Bewegungen der Zahnräder sind im Gegensatz zum Getrieberasseln deterministisch. Die gleichbleibenden periodischen Drehmomentverläufe führen zu gleichbleibend ablaufenden Bewegungen und diese wiederum zu periodischen Stößen. Damit ergibt sich ein eher regelmäßiges Geräusch.

Die größer werdenden Drehungleichförmigkeiten – aufgrund von Aufladung oder Zylinderzahlreduktion – wirken sich negativ auf die Rasselneigung heutiger Motoren aus. Eine davon betroffene Baugruppe stellen die Ausgleichtriebe zur Kompensation freier Massenkräfte oder -momente dar. Wenn keine weiteren Motorkomponenten an den Ausgleichtrieb angekoppelt sind, müssen sowohl die zur Beschleunigung der Ausgleichswelle(n) als auch zu deren Abbremsung notwendigen Momente, um

der Drehungleichförmigkeit der Kurbelwelle folgen zu können, über die Zahnradpaarungen¹ übertragen werden. Dies führt ebenfalls über zahlreiche Zahnflankenwechsel zu einer starken Rasselneigung der Ausgleichstrieb.

Im Folgenden wird das Fallbeispiel eines 4-Zylinder PKW-Dieselmotors der 2-Liter-Klasse vorgestellt, bei dem problematische Rasselphänomene festgestellt wurden. **Bild 6** zeigt von links nach rechts die Analysen einer Beschleunigungsmessung auf der Motorstruktur, einer Mikrofonmessung in 1 m Abstand sowie die Auswertung einer Messung mit der Akustischen Kamera. In den Spektrogrammen ist in weiß qualitativ der hochaufgelöste Verlauf der Kurbelwellendrehzahl eingezeichnet.

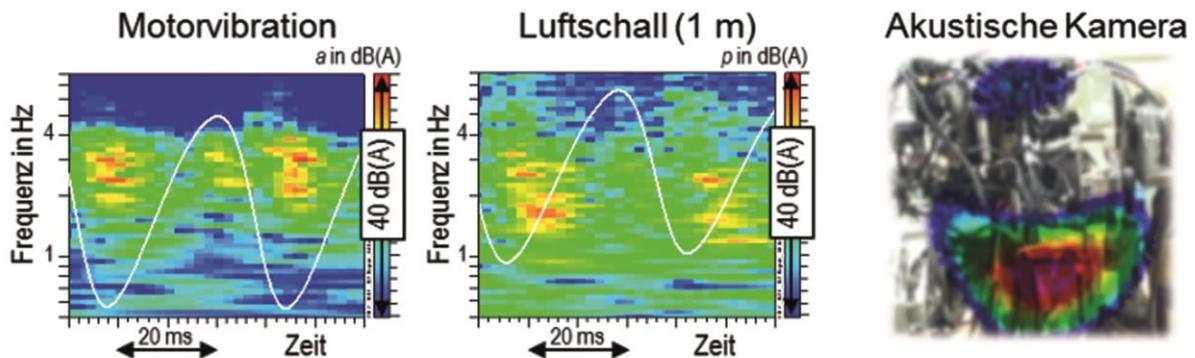


Bild 6: Anregung/Abstrahlung des Rasselgeräusches eines Ausgleichswellentriebes

Zu erkennen sind die durch die Drehungleichförmigkeit verursachten, regelmäßig auftretenden Impulse. Die Impulse lassen sich sowohl auf der Motorstruktur als auch im Luftschall verfolgen. Die Akustische Kamera zeigt für den relevanten Frequenzbereich das untere Ende des Motors als hauptverantwortlichen Abstrahlort. Hier ist am betreffenden Motor der Massenausgleich in Form eines entsprechenden Moduls realisiert.

Untersuchungen mit deaktiviertem Ausgleichtrieb konnten zeigen, dass dieser Baugruppe nicht nur ein erheblicher Teil der abgestrahlten Schalleistung zuzuordnen war, sondern dass auch die Bewertung der Geräuschqualität deutlich durch die entsprechende Geräuschkomponente beeinflusst wurde. In **Bild 7** ist der Einfluss auf den Gesamtgeräuschpegel (links) sowie der Einfluss auf einen automatisiert berechenbaren Geräuschqualitätskennwert zur Abbildung der Lästigkeit von Rasselgeräuschen (rechts) dargestellt.

¹ Ketten- oder Riementriebe werden an dieser Stelle nicht betrachtet.

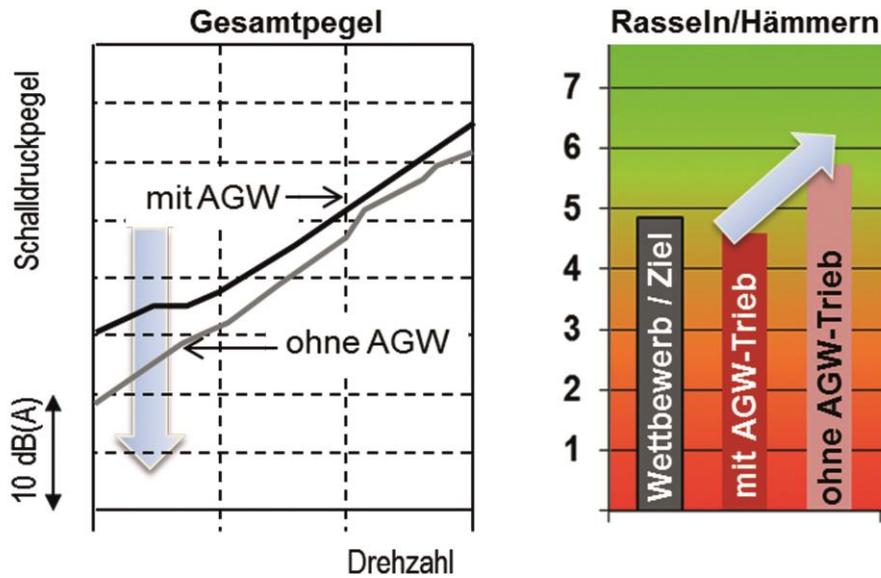


Bild 7: Einfluss auf Geräuschpegel und Geräuschqualität bei Deaktivierung des Ausgleichswellentriebes

Im vorliegenden Fall ist im Motorprüfstand die Pegelreduktion durch die Deaktivierung des Ausgleichstriebes erheblich. Neben der Pegeländerung wird die reduzierte Rasselneigung aber auch sehr gut über den Lästigkeitskennwert abgebildet, dessen Bewertung um über eine Note steigt.

Anders als im Motorprüfstand kann eine analoge Bewertung im Fahrzeug bereits anders ausfallen, weil dort der körperschallgetragene Einfluss der auszugleichenden Motorordnung sehr dominant sein kann. In **Bild 8** sind Spektrogramme für Fahrzeuginnengeräusche und die zugehörigen A-bewerteten Gesamtpegel dargestellt. Die zugrundeliegenden Daten wurden per Innengeräuschsimulation auf Basis von Motorprüfstandsmessungen und Transferpfadanalysen gewonnen. Verglichen werden der Benchmark-Motor und der zu optimierende Motor. Für beide Motoren wurden bei der Simulation die gleichen Fahrzeugeigenschaften zugrunde gelegt.

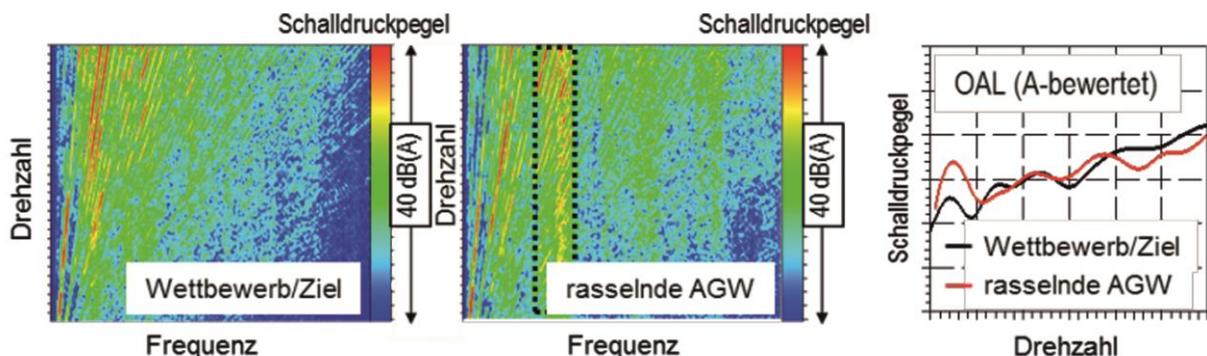


Bild 8: Simulierte Innengeräusche von zwei Motoren mit und ohne Rasselproblem

Zu erkennen ist das vergleichsweise stark ausgeprägte Frequenzband, in dem das Rasselgeräusch auch im Innenraum hörbar ist (siehe Markierung). Obwohl das Ras-

selgeräusch des Wettbewerbsmotors auch im Innenraum deutlich niedriger ausfällt, zeigt sich im Verlauf der Gesamtpegel insbesondere bei hohen Drehzahlen ein umgekehrtes Bild. Der Gesamtpegel wird beim Wettbewerbsmotor bei hohen Drehzahlen zunehmend von den niederfrequenten Motorordnungen dominiert, weshalb die Unterschiede in der Rasselneigung nicht mehr mit den Gesamtpegelunterschieden korrelieren. Das Beispiel verdeutlicht die Wichtigkeit einer qualitätsorientierten Betrachtung des Geräuschverhaltens.

Dass bei konsequenter Beachtung der Qualitätsaspekte gute Ergebnisse erzielt werden, zeigt **Bild 9**. Dargestellt sind Messdaten für das Fahrzeuginnengeräusch eines Motors aus der gleichen Motorenklasse. Hier wurde während der Entwicklung besonderes Augenmerk auf den Geräuscheinfluss des Ausgleichtriebes gelegt.

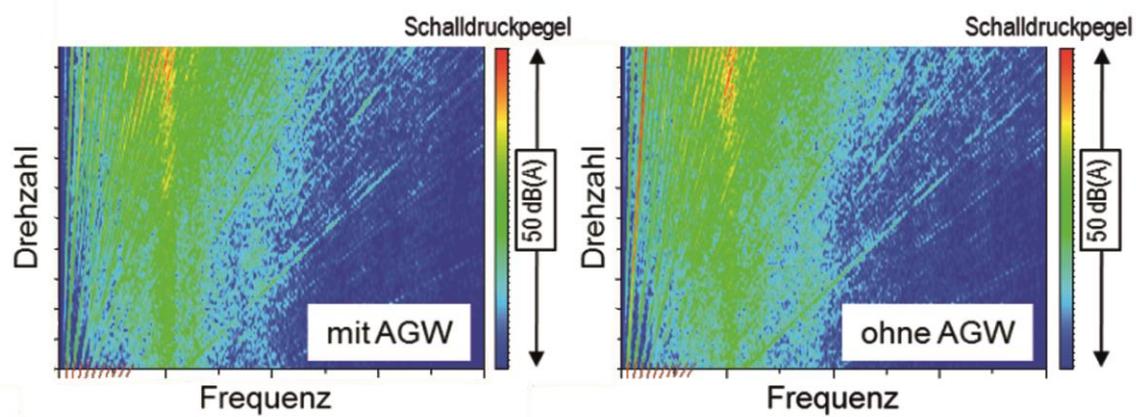


Bild 9: *Günstig konstruierter Ausgleichtrieb ohne Rasseln im Innenraum*

Im Fahrzeuginnengeräusch sind keine Rasselkomponenten identifizierbar. Möglichkeiten zur Vermeidung von Rasselgeräuschen sind geteilte, vorgespannte Zahnräder, optimierte Zahnflanken- und Axialspiele sowie eine gut ausgelegte Motorstruktur, durch die die Übertragung der Rasselimpulse gehemmt wird. Eine weitere Möglichkeit, insbesondere für den Ausgleichtrieb, ist die Anbindung von Verbrauchern (beispielsweise der Ölpumpe), um durch ein konstant anliegendes Drehmoment den Zahnflankenwechsel zu unterbinden. Bei Hochdruckpumpen kann es von großem Einfluss sein, die Phasenlage der einzelnen Drehmomentverläufe gut aufeinander abzustimmen. Voraussetzung für eine zielgerichtete Abwägung solcher Konzepte ist allerdings das Vorhandensein eines Parameters, der es ermöglicht, die Rasselneigung und damit die Geräuschqualität eines Ausgleichtriebes unabhängig vom Hintergrundgeräusch zu bewerten.

3.3 Bewertung der Tonalität am Beispiel einer Ölpumpe

Geräuschqualitätsparameter unterstützen den Ingenieur nicht nur bei der Konzeptionierung und Entwicklung neuer Antriebe, auch im (Vor-)Serienzustand eines Motors kann es zu unvorhergesehenen Geräuschqualitätsproblemen kommen. Am Beispiel eines Trouble-Shooting-Projekts wird ein weiterer Parameter vorgestellt, der es er-

möglichst, die Lästigkeit tonaler Komponenten vor dem Hintergrund eines Gesamtgeräusches zu quantifizieren.

Tonale Geräusche sind häufig besonders störend, da sie vom Menschen besonders gut in einem Gesamtgeräusch identifiziert werden. Sowohl auf dem Luft- als auch auf dem Körperschallpfad können sich tonale Störgeräusche vom Motor in den Fahrzeuginnenraum fortpflanzen und dort wahrgenommen werden. Tonale Geräusche müssen dabei nicht notwendigerweise laut sein, um wahrgenommen zu werden. Wenn in der näheren spektralen Umgebung nur wenig Schallenergie vorhanden ist, werden die tonalen Komponenten vom menschlichen Gehör als individuelle Geräuschkomponenten wahrgenommen, auch wenn ihr Energieinhalt im Vergleich zum Gesamtgeräusch gering ist.

Es existieren verschiedene Metriken, mit denen die Lästigkeit tonaler Geräusche beschrieben werden können. Zum Einsatz kommt ein Tonalitätsparameter, der die Energie eines betrachteten tonalen Effekts ins Verhältnis zur Energie der korrespondierenden Terz sowie zur Energie des Gesamtgeräusches setzt und den Frequenzgehalt des Geräusches berücksichtigt. Die Anwendung dieser Geräuschmetrik wird im Folgenden anhand des Beispiels einer auffälligen Ölpumpe vorgestellt.

Die Ölpumpe, eine Trochoidenpumpe, verursachte durch starke Druckimpulse am Öffnungsquerschnitt einen Ordnungsfächer, der sirenenartig tonale Geräusche zur Folge hatte. In **Bild 10** ist die Tonalitätsanalyse für eine der Ordnungen des Fächers dargestellt.

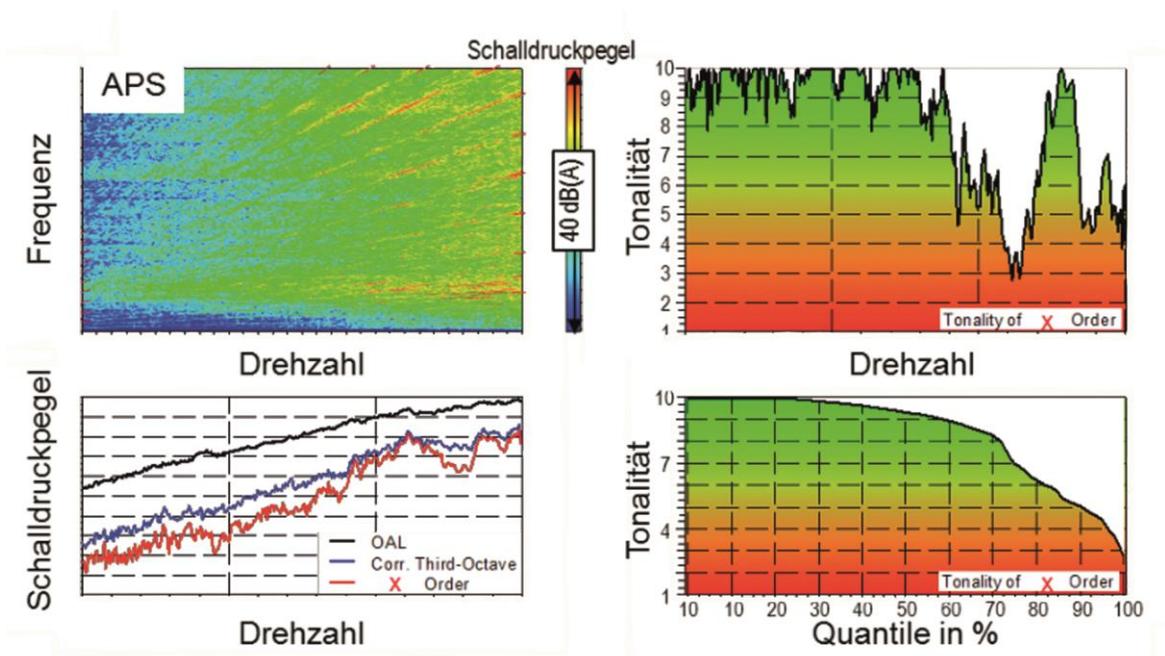


Bild 10: Tonalitätsanalyse, Ausgangszustand

Die Auswertung zeigt links oben das Spektrogramm und links unten die Pegelverläufe für die betrachtete Ordnung (die Betrachtung einer konstanten Frequenz ist ebenfalls möglich) sowie die korrespondierende Terz und den Gesamtpegel. Aus diesen Werten wird die Tonalitätsnote auf einer Skala von 1 (unzumutbar) bis 10 (nicht fest-

stellbar) bestimmt. Der Tonalitätswert ist über Drehzahl oben rechts dargestellt. Unten rechts folgt eine statistische Auswertung der Verteilung der Tonalitätswerte.

Die Darstellung der Tonalitätsnote über der Drehzahl hilft dabei, für die Geräuschqualität besonders kritische Drehzahlen zu identifizieren. Es wird deutlich, wie im oberen Drehzahlbereich, insbesondere beim Zusammenfallen der Ordnungen mit Resonanzen, die Lästigkeit sehr stark wird. Diese Darstellung kann dazu genutzt werden, geeignete Abhilfemaßnahmen zu identifizieren. Handelt es sich bei der Auffälligkeit um ein lokal begrenztes Problem, so können sowohl die Anregung durch die Ölpumpe als auch die entsprechende Resonanz verändert werden, um die Geräuschqualität zu verbessern. Das in **Bild 10** dargestellte Tonalitätskennfeld zeigt allerdings, dass das Geräuschqualitätsproblem nicht durch die Verschiebung einer einzelnen Resonanz behoben werden kann, sondern, dass nur eine deutliche Reduktion der Anregung durch die Ölpumpe zu einer signifikanten Verbesserung der Geräuschqualität führt.

Um das Geräuschproblem zu beheben, wurden an der entsprechenden Ölpumpe Modifikationen vorgenommen. Die Einlassgeometrie wurde verändert, um die Querschnitte langsamer freizugeben und dadurch Druckimpulse zu dämpfen. Das Ergebnis zeigt **Bild 11**.

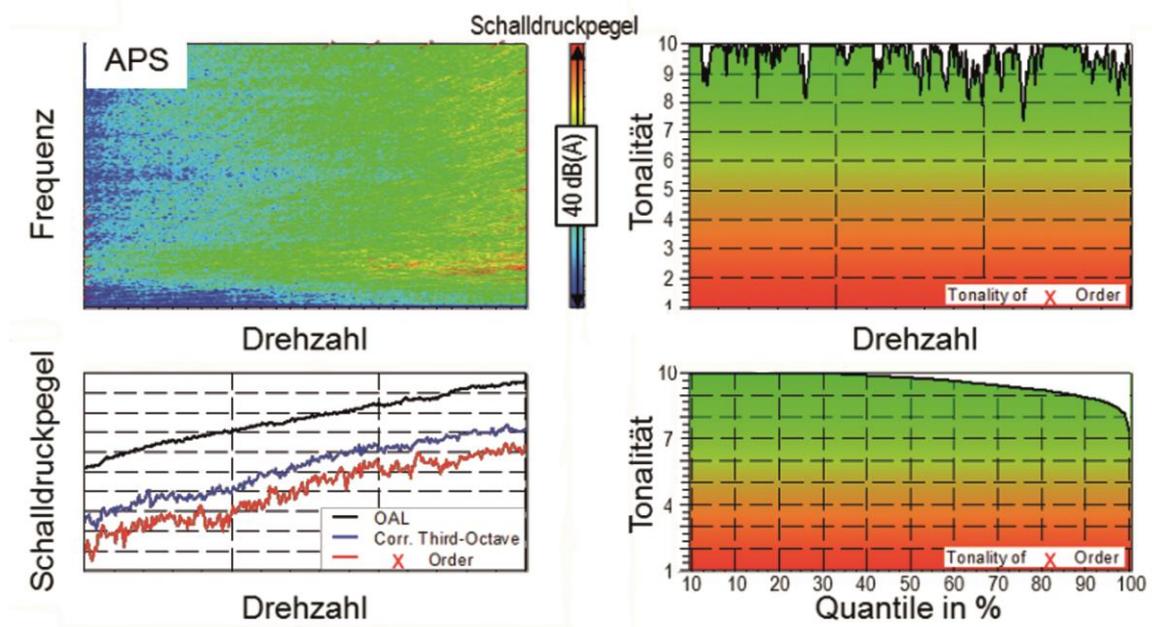


Bild 11: Tonalitätsanalyse, nach Optimierung

Durch die Optimierung der Geometrie konnten die lästigen tonalen Effekte im Grunde vollständig eliminiert werden. Der signifikante Unterschied ist am deutlichsten in der Quantildarstellung unten rechts in Bild 10 und 11 zu erkennen. Während die Geräuschqualität im Serienzustand noch für 25 % des Hochlaufs mit einer Note von Sieben² oder schlechter bewertet wurde, ist die Pumpe nach erfolgter Optimierung im Fahrzeuginnenraum nicht mehr zu identifizieren.

² „Störgeräusch von allen Personen feststellbar“ in Anlehnung an 10 stufige Bewertungsskala nach VDI Richtlinie 2563

4. Zusammenfassung und Ausblick

Die aktuelle Entwicklung in der Automobilindustrie hin zu sparsameren Fahrzeugen stellt eine Herausforderung für die Geräuschqualität zeitgemäßer Verbrennungsmotoren dar. Der Trend zu kleineren Hubräumen, niedrigeren Zylinderzahlen und höheren Spitzendrücken führt zu stärkeren Wechselkräften und somit größeren Anregungen. Gleichzeitig wirken sich die angestrebte Reduktion des Fahrzeuggewichts und damit der Verzicht auf akustisch wirksame Materialien negativ auf die Transferpfade des Motorgeräusches in den Fahrzeuginnenraum aus. Eine zusätzliche Sensibilisierung der Kundenerwartung für die Geräuschqualität bestätigt die aktuelle Bedeutung dieser Fahrzeugeigenschaft. FEV unterstützt ihre Kunden bei der Bewältigung dieser Aufgabe durch die Entwicklung zahlreicher Geräuschqualitätsparameter, die den Ingenieur durch den gesamten Entwicklungsprozess begleiten. Je früher die Geräuschqualität in diesen Prozess eingebunden wird, desto nachhaltiger kann die Gesamtgeräuschqualität eines neuen Antriebs beeinflusst werden.

Drei dieser Qualitätsparameter wurden in Form von Fallbeispielen näher vorgestellt. Durch die Entwicklung eines Zylinderdruckparameters steht bereits während der Brennverfahrensentwicklung eine Zielgröße zur Verfügung, die es ermöglicht, die Geräuschqualität im Rahmen eines DoE zu berücksichtigen. Die Konzeptionierung eines Ausgleichswellentriebes wird durch die Definition eines Geräuschqualitätsparameters unterstützt, der die Rasselneigung eines Aggregats unabhängig vom Restmotorgeräusch bewertet. Nur so wird es möglich, ohne eine große Anzahl zeit- und kostenintensiver Hörversuche den Einfluss verschiedener akustischer Optimierungskonzepte gegeneinander abzuwägen. Trotz sorgfältiger Berücksichtigung der Geräuschqualität im Motorentwicklungsprozess kommt es auch im Serienstadium eines Antriebs immer wieder zu Beanstandungen der Geräuschqualität aufgrund unvorhergesehener akustischer Phänomene. Am Beispiel einer als sehr lästig wahrgenommenen Ölpumpe wurde ein Tonalitätsparameter vorgestellt, der es ermöglicht, die Lästigkeit tonaler Störgeräusche zu quantifizieren und Optimierungsmaßnahmen zu bewerten.

Die Anwendung von Geräuschqualitätsparametern unterstützt den Ingenieur dabei, potenzielle Geräuschprobleme schneller zu identifizieren und mögliche Gegenmaßnahmen zu erarbeiten sowie zu bewerten. Durch die standardisierte Bestimmung der Parameter aus physikalischen und psychoakustischen Größen tragen diese darüber hinaus zu einer Verbesserung der firmenübergreifenden Kommunikation bei.

Literatur

- [ANH04] Alt, N.; Nehl, J.; Heuer, S.: Combustion Sound Prediction Within Combustion System Development. SIA Vehicle Comfort, 2004
- [Atz11] Hoppermanns, J.: Objektivierung von Geräusch- und Fahreindrücken. Dissertation, RWTH Aachen, 2010
- [BH03] Bodden, M., Heinrichs, R.: Geräuschqualität im Kontext weiterer Fahrzeugattribute: Bewertung durch Kunden in Feld und Labor. DAGA, 2003
- [Hop10] Atzler, M.: Bewertungsmodelle für impulsartige Störgeräusche von Verbrennungsmotoren. Dissertation, RWTH Aachen, 2011

- [Kau13] Kauth, M.: FVV-Forschungsvorhaben „Hörbare Geräusche aus Zylinderdruckdaten“. Vorhaben Nr. 1040, 2013
- [Sel14] Selle, A.: FVV-Forschungsvorhaben „Motorgeräuschkomponenten“. Vorhaben Nr. 1092, AIF-Nr. 17287, 2014

Psychoakustik

Eine innovative Methode zur Fahrzeugbewertung und Zielgeräuschdefinition

Philipp Sellerbeck

Abstract

The described method considers test drives with experts and potential customers for benchmark comparison and target noise development. The method is based on vehicle evaluation during real driving in traffic on a defined route. Thus, the vehicle context and driver interaction are taken into account and a realistic test environment is provided.

While driving, test persons comment in own words, if they notice the noise and vibration positively or negatively, and they describe their associations and expectations. Thus, also non-experts (e.g. potential customers) can be integrated into the assessment and target definition process. By avoiding predetermined evaluation criteria or rating scales comprehensive information is obtained, however, this also requires an appropriate analysis method. In addition the relevant driving condition data are acquired during the test runs. Thus the driving behavior can be characterized and in combination with the comments of the test persons the acoustical relevant driving situations can be identified.

For the respective driving conditions specific acoustical measurements are performed on a dynamometer or a test track. Based on the comments of the subjects and supported by interviews after the test drives, characteristics of target sounds for the respective situations are described. After detailed acoustic and psychoacoustic analysis of the sounds reliable target parameters are defined, whereat data from competitor vehicles can be used in addition. By specific sound modifications sound examples are generated that can be used for verification and, if necessary, for optimization of the target parameters.

Kurzfassung

Die hier beschriebene Methode berücksichtigt Testfahrten mit Experten und potentiellen Kunden für Benchmark-Vergleiche und Zielgeräuschentwicklung. Das Verfahren basiert auf einer Gesamtfahrzeugbewertung während des realen Fahrbetriebs im Straßenverkehr auf einer definierten Route. Dadurch werden der Fahrzeugkontext und die Fahrerinteraktion berücksichtigt sowie eine realistische Versuchsumgebung geschaffen.

Während der Fahrt kommentieren die Testpersonen mit eigenen Worten, wenn ihnen die Akustik und das Schwingungsverhalten positiv oder negativ auffallen und beschreiben ihre Assoziationen und Erwartungen. Somit können auch Laien (z.B. potentielle Kunden) in den Bewertungs- und Zieldefinitionsprozess integriert werden. Durch den Verzicht auf vorgegebene Bewertungskriterien und –skalen werden umfassende Informationen gewonnen, die allerdings eine geeignete Auswertungsmethode erfordern. Zusätzlich werden während der Testfahrten die relevanten Fahrzustandsdaten erfasst. Daraus lässt sich zum einen das Fahrverhalten charakterisieren, zum anderen werden durch die Verknüpfung mit den Kommentaren der Testpersonen die akustisch relevanten Fahrsituationen und deren Häufigkeiten erkannt.

Für die identifizierten Fahrzustände werden gezielt Akustikmessungen auf einem Rollenprüfstand oder einer Teststrecke durchgeführt. Basierend auf den Kommentaren der Testpersonen und unterstützt durch Interviews nach den Fahrten, werden charakteristische Eigenschaften von Zielgeräuschen für die jeweiligen Situationen beschrieben. Nach detaillierten akustischen und psychoakustischen Analysen der vorhandenen Geräusche werden prüfbare Zielgeräuschparameter definiert, wobei auch Daten von Vergleichs- oder Wettbewerberfahrzeugen herangezogen werden können. Durch gezielte Geräuschmodifikation entstehen schließlich Geräuschbeispiele, die zur Verifikation und ggf. zur Optimierung der Zielgeräuschparameter dienen können.

1. Einleitung

Die Akustikentwicklung von Fahrzeuginnengeräuschen hat zum Ziel, störende Geräuschanteile zu minimieren und gleichzeitig gewünschte Soundmerkmale herauszubilden. Für einen effektiven Entwicklungsprozess werden belastbare und überprüfbare Entwicklungsziele benötigt, diese können im Allgemeinen als vollständige Zielgeräusche und im Speziellen in Form von messbaren Parametern für einzelne Geräuscheigenschaften definiert sein. In diesem Beitrag wird eine Methode vorgestellt, mit der Fahrzeuggeräusche (auch aus Kundensicht) ganzheitlich bewertet und anschließend aus den gewonnenen Daten Zielvorgaben hergeleitet werden können.

Im Gegensatz zu (psycho-)akustischen Parametern, die eindimensional sind, handelt es sich bei dem Phänomen Geräuschqualität um eine mehrdimensionale Größe. Zum einen werden Fahrzeuginnengeräusche interaktiv erlebt, d.h. der Fahrer hat durch seine Aktionen in gewissen Grenzen Einfluss auf die Geräuschentwicklung und erlebt diese als Rückmeldung. Zum anderen hängt auch die perzeptive Wirkung der Geräusche in hohem Maße von der Fahrsituation, der Umgebung (z.B. Fahrzeuginterieur) und der Erwartungshaltung ab. Je nach Gesamtkonzept des Fahrzeugs und in Abhängigkeit von den Fahrgewohnheiten des Kunden kann ein und dasselbe Geräusch als passend oder unpassend empfunden werden.

Die Beurteilung von Fahrzeuggeräuschen durch Probanden erfolgt jedoch üblicherweise in Laborversuchen mit Kopfhörer- oder Lautsprecherdarbietung vorbereiteter Geräuschbeispiele. Dabei werden sowohl die das Geräusch begleitenden Vibrationen als auch die Fahrzeugkabine, die Fahrdynamik, die Fahrer-Fahrzeug-Interaktion und das Verkehrsgeschehen nicht berücksichtigt. Die Versuchsperson muss sich vielmehr in die zu bewertende Situation hineinversetzen. Außerdem wird die Beurtei-

lung durch die Vorauswahl von Geräuschen und Bewertungskategorien auf bestimmte Aspekte fokussiert, deren Relevanz aufwendig validiert werden muss. Evaluierungen in einem sogenannten SoundCar fügen die Aspekte Vibration und Fahrzeugkabine hinzu, Fahrsimulatoren ermöglichen zusätzlich die Interaktion [1]. Derartige Systeme eignen sich daher deutlich besser zur Zielgeräuschentwicklung, erfordern jedoch hohe Investitionen und ermöglichen nur mit großem Aufwand einen ganzheitlichen Vergleich verschiedener Fahrzeugmodelle, da hierzu die passenden Fahrzeugkabinen und vollständige Simulatordatensätze für jedes Fahrzeug vorliegen müssen.

Um die Evaluierung von Akustik und Schwingungsverhalten im Fahrzeug frei von Vorgaben und während des realen Fahrbetriebs durchzuführen, wurde die hier beschriebene Methode entwickelt.

2. Historie

Kontextsensitive Verfahren ermöglichen eine ausführliche Beschreibung und Evaluierung von Geräuschen unter verstärkter Berücksichtigung kontextueller Einflüsse. Seit einigen Jahrzehnten werden derartige Verfahren entwickelt und auch im Bereich der Produktgeräuschqualität eingesetzt. In den 80er Jahren kamen verstärkt Methoden zur Anwendung, in denen Probanden ihre Gedanken verbal schildern sollten, während sie eine Versuchsaufgabe ausübten. D.h. der Proband musste nicht nur auf vordefinierte Fragen reagieren und aus vorgegebenen Antworten auswählen oder Skalenbewertungen abgeben, sondern konnte sich frei zu seinen unmittelbaren Gedanken und Empfindungen äußern. Derartige offene verbale Daten wurden als zuverlässig und aussagekräftig verstanden und als wertvolle Informationsquelle interpretiert [2]. Mit Hilfe der Methode des *Lauten Denkens* sollten allgemeine Verhaltensmuster im Umgang mit Dokumenten, Anwendungen oder Produkten entdeckt werden, um notwendige Designveränderungen abzuleiten [3].

Basierend auf den Methoden des *Nachträgliches Lauten Denkens* (NLD) und des *Intermittierenden Lauten Denkens* (ILD) wurden im Kontext der Geräuschwahrnehmung unter Laborbedingungen Bewertungen ohne vordefinierte Antwortkategorien erhoben [4]. Offene Interviewmethoden vertieften die durch die Probanden aufgeworfenen Aspekte. Die Methode der freien Verbalisierung von Eindrücken fand im Rahmen des Forschungsprojektes *Objective Evaluation of Interior Car Sound* (OBELICS) umfangreiche Anwendung und zielte auf das Verstehen von Skalenbewertungen für Fahrzeuginnengeräusche ab. Die Methode *Associated Imaginations on Sound Perceptions* (AISP) erlaubte dabei eine Interpretation der Wahrnehmungsdimensionen, die in begleitenden Versuchen mittels Semantischen Differentials eruiert wurden [5], [6]. Dabei lag der Fokus der Methode auf dem Kommentieren der Geräuschwahrnehmung (Assoziationen) in einem kontrollierten Versuchsumfeld (z.B. stationäre Fahrsimulatoren) [7].

Mit dem Übertragen der Methode auf alltagsnahes Erleben und Interagieren im Fahrzeug wurde ein noch höheres Maß an Realitätsnähe angestrebt. Mit Hilfe der *Explorative Vehicle Evaluation* Methode (EVE) mit stärkerem Bezug auf das Bewerten im realen Kontext wurden wesentliche Bewertungskategorien und Evaluationsmuster in Versuchsfahrten untersucht [8]. Der Proband (er-)fährt wie gewohnt ein Fahrzeug, provoziert dadurch für ihn relevante Fahrzustände und kommentiert die

Geräusche und weitere Aspekte des Fahrzeuges mit eigenen Worten. Versuchsbedingungen und Versuchsablauf üben einen möglichst geringen Einfluss auf das Erleben der Fahrzeuggeräusche aus und die Natürlichkeit der Situation wird minimal herabgesetzt. Der Versuchsteilnehmer äußert sich dabei spontan und ohne Aufforderung durch den Versuchsleiter. Nach der Versuchsfahrt werden in einem Interview in-situ Kommentare besprochen und der Proband erhält die Möglichkeit, seine Kommentare zu erklären, wodurch eine „kommunikative Validierung“ gewährleistet wird und kontextuelle Parameter identifiziert werden können [9]. Durch Auswertung der qualitativen Daten mittels textanalytischer Verfahren wurde die Ableitung einer allgemeinen, übergeordneten Theorie der Wahrnehmung der untersuchten Fahrzeuge angestrebt. Dabei kamen vor allem integrative Diagramme zum Einsatz.

3. Zielsetzung

Generell wird bei Produktgeräuschen ein aus Kunden- oder Benutzersicht optimales Zielgeräusch angestrebt. Im Falle von PKWs sollte die Geräuschentwicklung die Erwartungshaltung und die Präferenzen der typischen Fahrzeugkäufer bzw. Fahrer und Mitfahrer berücksichtigen. Bei einem technisch komplexen Produkt wie dem PKW sind zum einen eine Vielzahl von Geräuschquellen beteiligt, zum anderen können verschiedene Betriebszustände auftreten, die jeweils zu unterschiedlichen Geräuschen und Vibrationen führen. Um die entscheidenden Aspekte für die Zielgeräuschentwicklung zu ermitteln, sind die folgenden Fragen zu beantworten:

- Was ist die Erwartungshaltung des (potentiellen) Kunden bzw. Autofahrers?
- Wie fahren die typischen Kunden mit einem solchen Fahrzeug?
- Wann fällt ihnen die Akustik (positiv oder negativ) auf?
- Wie oft kommen diese Situationen im alltäglichen Fahrbetrieb vor?
- Wie sollte das Geräusch jeweils beschaffen sein?
- Welche Akustikeigenschaften sind besonders wichtig?

4. HEAR! – Head Empirical Assessment Ride

Um diese Fragen beantworten zu können, wurde die Methode HEAR! (Head Empirical Assessment Ride) entwickelt. Die Fahrzeugbewertung erfolgt dabei im realen Fahrbetrieb im Straßenverkehr, die Testpersonen kommentieren dabei mit eigenen Worten, was Ihnen an der Akustik oder am Schwingungsverhalten gefällt bzw. nicht gefällt und beschreiben zusätzlich ihre Erwartungen. Somit können auch potentielle Kunden (Laien) in den Bewertungsprozess integriert werden. Das Verfahren eignet sich insbesondere auch für die vergleichende Betrachtung verschiedener Fahrzeuge des gleichen Segments (Benchmark-Untersuchung), da die Bewerter die Fahrzeuge jeweils als Gesamtkonzept wahrnehmen und auf die spezifischen Eigenschaften spontan reagieren. Durch die Möglichkeit des freien Kommentars werden vielschichtige signifikante Informationen gewonnen, was je nach Anwendung den erhöhten Aufwand gegenüber klassischen Laborversuchen rechtfertigt. Die Methode wurde bereits im Rahmen mehrerer Projekte zur Zielgeräuschbestimmung eingesetzt. Im Gegensatz zur EVE Methode, die den komplexen Wahrnehmungs- und Bewertungsprozess im Fahrzeug mittels einer allgemeinen Theorie abzubilden versucht,

fokussiert das Verfahren HEAR auf die kommentierten Geräuschsituationen während der Fahrt und deren Klassifikation. Die Datenerhebung mit Fahrzeugdaten, in-situ Kommentaren und fokussiertem Interview, sowie die Datenauswertung in Form z.B. selektiver Kodierung der Sprachdaten, der Erstellung von Fahrzustandskarten und der Häufigkeitsverteilung der Bewertungen, erfolgen intentional. Damit wird weniger die Genese einer universellen Theorie verfolgt, sondern eine systematische Auswertung und Interpretation der in-situ Daten bezüglich der Geräuschqualität der betrachteten Fahrzeuge geleistet.

5. Die Testfahrten

5.1 Messtechnik

Das Versuchsfahrzeug wird mit entsprechender Messtechnik ausgestattet, um sowohl das Innengeräusch als auch die relevanten Fahrzustandsdaten erfassen zu können (Abbildung 1). Ein Kunstkopf auf dem Beifahrersitz dient zur Aufzeichnung der Fahrzeuggeräusche und Kommentare, der Betriebszustand des Fahrzeugs wird in Form von Geschwindigkeit, Motordrehzahl und Gaspedalstellung dokumentiert. Ein zusätzlicher Taster ermöglicht es der Begleitperson, interessante Ereignisse in der Aufnahme zu markieren. Optional kann die Testfahrt durch eine Video- und/oder GPS-Aufzeichnung begleitet werden.

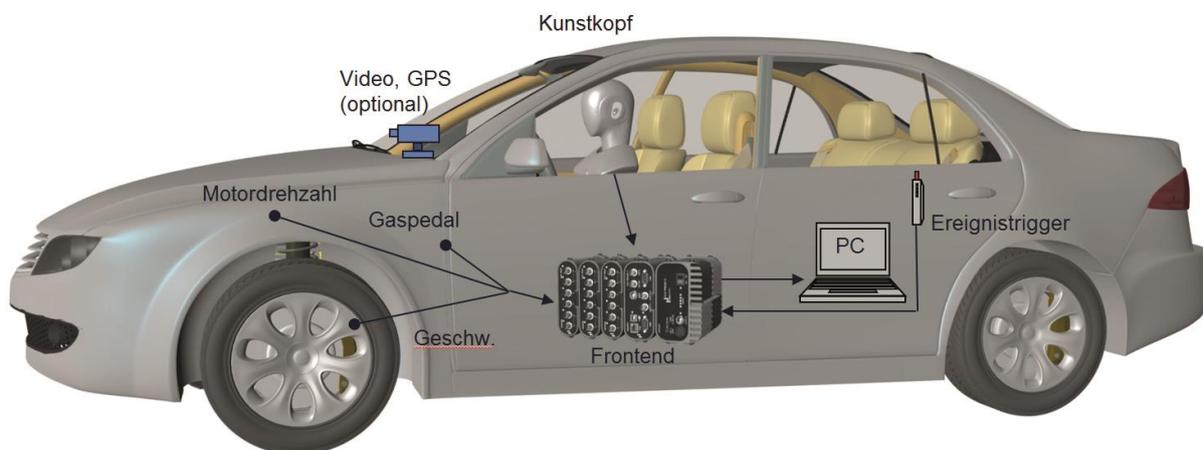


Abbildung 1: Messaufbau für die Testfahrten

5.2 Auswahl der Teststrecke

Der Auswahl einer geeigneten Route für die Bewertungsfahrten kommt eine besondere Bedeutung zu. Um den zeitlichen Aufwand und die Belastung der Testpersonen zu begrenzen, sollte die Fahrt nicht zu lange dauern, andererseits benötigen insbesondere Laien eine gewisse Zeit, um sich mit dem Fahrzeug vertraut zu machen und anschließend Ihre Eindrücke zu schildern. Die Streckenführung sollte so gewählt werden, dass sämtliche Fahr- bzw. Verkehrssituationen ausreichend repräsentiert sind (Stadtverkehr, Landstraße, Autobahn, Ampeln, Steigungen, etc.). Weiterhin

hängt die Routenauswahl von der übergeordneten Zielsetzung und der Fahrzeugklasse ab, z.B. würden für eine Oberklasselimousine größere Autobahnanteile vorgesehen als für ein Stadtauto. In der Praxis haben sich Fahrtauern von 30 bis 60 Minuten bewährt.

5.3 Auswahl der Versuchspersonen

Die Zusammensetzung der Versuchspersonengruppe wird in Hinblick auf Fahrzeugsegment und den betrachteten Kundenkreis festgelegt. Die Versuchspersonen sollten vergleichbare Fahrzeuge regelmäßig fahren, um einen entsprechenden Erfahrungshorizont ausgebildet zu haben. Ein generelles Interesse am Autofahren ist vorteilhaft. Auch der Kulturkreis, aus dem die Teilnehmer stammen, ist von Bedeutung. So wie in vielen Fahrzeugen die Fahrwerks- und Getriebeabstimmung für die Zielmärkte Asien, Nordamerika und Europa aufgrund der Kundenpräferenzen jeweils unterschiedlich ist, differiert auch die Erwartungshaltung an die Akustik in den verschiedenen Märkten.

Erfahrungsgemäß wurden mit Gruppen von 15 Probanden, die keine Experten auf dem Gebiet der Fahrzeugakustik sind, sehr gute und konsistente Ergebnisse erzielt. Daher können die Testpersonen unter Berücksichtigung anderer Aspekte ausgewählt werden (z.B. typische Kunden). Die Verwendung akustischer Laien als Versuchspersonen hat den Vorteil, dass eine überkritische Bewertung vermieden wird. Dennoch kann es sinnvoll sein Akustikexperten teilnehmen zu lassen, z.B. wenn der zeitliche Aufwand stark eingeschränkt werden muss. Versuchsweise konnten mit einer Gruppe aus 5 Experten in verkürzten Testfahrten von ca. 30 Minuten alle wesentlichen Aspekte herausgearbeitet werden. Der direkte Bezug zur Zielgruppe ist dann aber unter Umständen nicht mehr gewährleistet.

5.4 Durchführung der Testfahrten

Vor Antritt der Fahrt wird die jeweilige Testperson auf den Versuch vorbereitet und instruiert. Dazu gibt der Versuchsleiter einen kurzen Überblick über die zu erwartende Fahrtroute und ermutigt die Person, alle Eindrücke frei und spontan zu kommentieren. Danach besteht für den Probanden die Möglichkeit, sich kurz mit dem Fahrzeug vertraut zu machen.

Die Testperson fährt anschließend das Fahrzeug in Begleitung des Versuchsleiters, der jederzeit Hinweise zur Fahrtroute und zum Versuchsablauf geben kann. Immer wenn die Versuchsperson einen relevanten Kommentar abgibt, betätigt der Versuchsleiter den Ereignistrigger. Während der Fahrt erfolgen keine gezielten Bewertungsfragen oder sonstige Beeinflussung durch den Versuchsleiter.

5.5 Interview

Im Anschluss an die Fahrt führt der Versuchsleiter noch ein kurzes Interview im Fahrzeug durch. Es basiert auf einem individuell für die Aufgabenstellung angepassten Interviewleitfaden. Zunächst erfolgt eine Besprechung der Testfahrt. Die Versuchsperson kann hier einige Kommentare nachträglich erläutern und die eigene

Erwartungshaltung beschreiben. Zusätzlich werden vom Versuchsleiter übergeordnete Fragen zum Fahrzeug allgemein und dem Akustik- und Schwingungskomfort gestellt. Schließlich werden noch einige persönliche Informationen, z.B. zur eigenen Fahrzeugnutzung, abgefragt.

6. Die Auswertung der Testfahrten

6.1 Verteilung der Fahrzustände und Kommentare

Abbildung 2 zeigt ein typisches Beispiel der während einer Testfahrt aufgezeichneten Daten. Für jeden Ereignistrigger wird nun ein Datensatz, bestehend aus den Fahrzustandsparametern (Geschwindigkeit, Drehzahl, Gaspedalstellung) sowie aus dem zugehörigen Innengeräusch samt Kommentar, extrahiert. Diese werden zunächst grob gruppiert (z.B. Beschleunigung, Konstantfahrt, Stillstand). Weiterhin wird aus dem Verlauf aller durchgeführten Testfahrten ein typisches Fahrprofil, also eine Häufigkeitsverteilung aller Zustände, berechnet.

In Abbildung 3 ist eine solche Häufigkeitsverteilung dargestellt, wobei die Häufigkeit farblich kodiert ist. Die Fahrzustände sind durch die Größen Geschwindigkeit und Beschleunigung beschrieben (da auch die Motordrehzahl vorliegt, können daraus auch die jeweiligen Gangstufen abgeleitet werden). Man erkennt Schwerpunkte beim Stillstand sowie in den Bereichen um 30 km/h, 50 - 70 km/h sowie 120 - 150 km/h, die den typischen Geschwindigkeiten im Stadtverkehr, außer Orts sowie auf der Autobahn entsprechen. Es stellte sich heraus, dass unabhängig von der Fahrzeugklasse oder dem Fahrertyp ein immer ähnliches Muster entsteht, da die Fahrzustände in den meisten Fällen durch die Verkehrssituation vorgegeben sind. Lediglich auf der Autobahn zeigen sich größere Unterschiede in Abhängigkeit von der Fahrzeugklasse und Motorleistung.

Weiterhin enthält diese Abbildung auch die Verteilung der Kommentare, hier ausgewählt für Teillast-Beschleunigung. Tendenziell positive Kommentare sind grün dargestellt, eher negative dagegen rot. Es zeigen sich Häufungen in bestimmten Betriebsbereichen, in denen das Geräusch entweder als angenehm oder unangenehm und verbesserungswürdig empfunden wird. Durch die Überlagerung der Häufigkeiten von Kommentaren (in Abhängigkeit der Konnotation) und Gesamtzyklus können Schwerpunkte für die Geräuschentwicklung priorisiert werden. Situationen, die häufig auftreten und gleichzeitig zu vielen Äußerungen führen, sind für die Akustik von besonderer Bedeutung.

Eine andere Möglichkeit der Darstellung, sozusagen aus Sicht des Antriebs, ist die Verteilung der Motordrehzahl und Gaspedalstellung. In Abbildung 4 ist diese im Vergleich für zwei Fahrzeuge aufgetragen. Da die Fahrzeuge unterschiedliche Fahrpedalkennlinien besitzen, ergibt sich für den gesamten Fahrzyklus eine unterschiedliche Verteilung. Die Verteilung der Kommentare zeigt auch hier interessante Schwerpunkte.

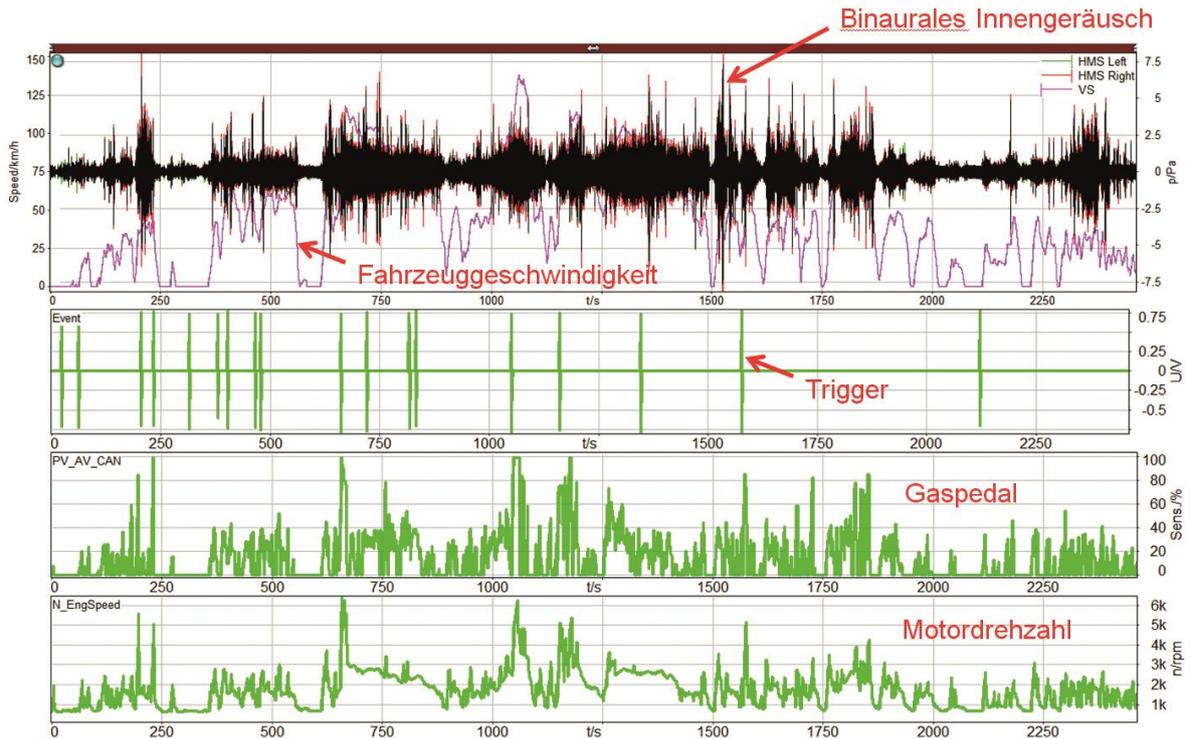


Abbildung 2: Während einer Testfahrt aufgenommene Messdaten

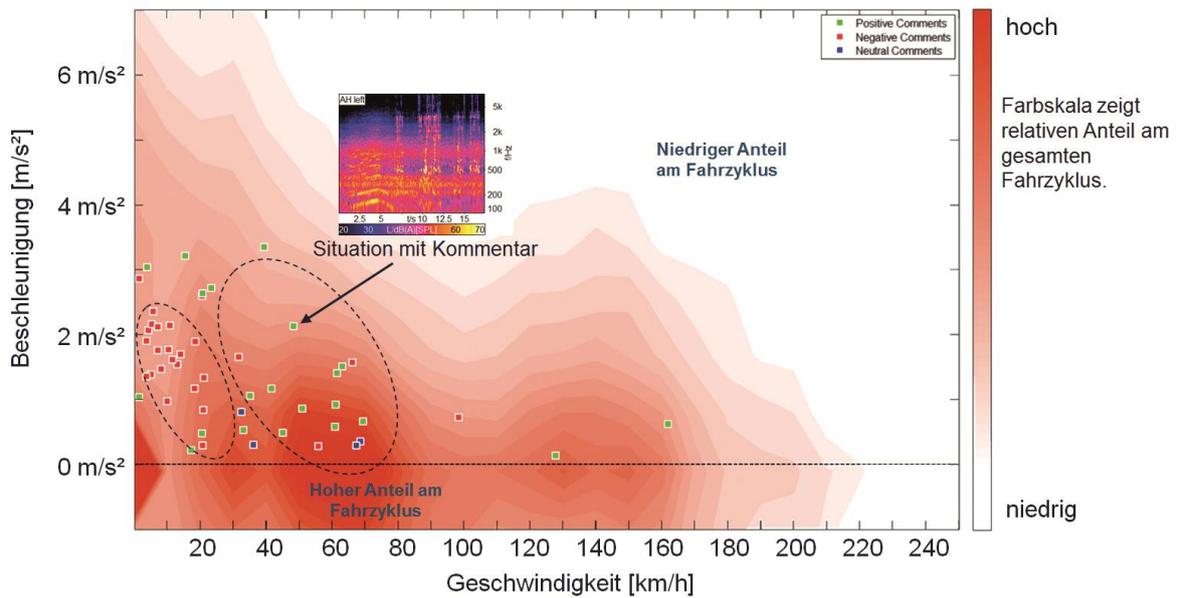


Abbildung 3: Fahrzustände (Beschleunigung und Geschwindigkeit); Farbflächen: Häufigkeitsverteilung im Fahrzyklus, farbige Punkte: Fahr Situationen, die durch die Versuchsperson kommentiert wurden

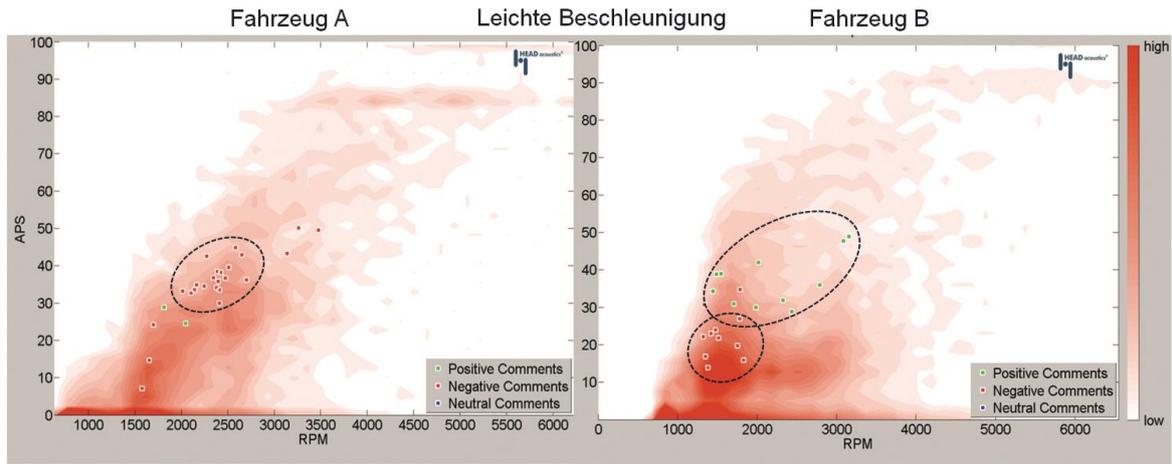


Abbildung 4: Fahrzustände (Gaspedalstellung und Motordrehzahl); Farbflächen: Häufigkeitsverteilung im Fahrzyklus; farbige Punkte: Fahrzustände, die durch die Versuchsperson kommentiert wurden

6.2 Auswertung der Kommentare und Interviews

Im nächsten Schritt erfolgt eine weitere inhaltliche Auswertung der Kommentare. Basierend auf den Äußerungen der Versuchspersonen werden Kategorien relevanter Fahrzustände identifiziert. Diese werden ggf. weiter unterteilt. Der Experte, der diese Auswertung durchführt, muss die oft umgangssprachlichen frei geäußerten Bemerkungen der Probanden neutral auswerten und anhand der Geräuschaufnahmen und Fahrdaten entsprechend zusammenführen. Die Kategorisierung wird parallel durch die statistische Auswertung der Fahrzustände unterstützt.

Ein Beispiel ermittelter Kategorien bzw. Phänomene bezüglich des Motorgeräusches eines Fahrzeuges zeigt Abbildung 5. Während übergeordnete Kategorien (Konstantfahrt, Beschleunigung, etc.) sich in jedem Fall herausbilden und daher auch a priori unterschieden werden können, sind die speziellen Phänomene sehr individuell vom Fahrzeug abhängig. Die Auftretenden Schwerpunkte in Verbindung mit den jeweiligen Konnotationen geben bereits wichtige Hinweise für die Geräuschoptimierung oder Zielgeräuschentwicklung.

Generell hat sich gezeigt, dass auch mit Probanden, die keine Experten auf dem Gebiet der Fahrzeugakustik sind, eine sehr gute Konsistenz der gefundenen Kategorien erzielt werden kann. Auch mit Laien als Versuchspersonen ergeben sich stabile Aussagen, die sich auf eine begrenzte Anzahl von Aspekten oder Situationen beziehen. Da diese sich am typischen Fahrbetrieb orientieren, ergeben sich teilweise andere Schwerpunkte als bei „klassischen“ Entwicklungszielen (z.B. Bewertung von Vollast-Hochläufen).

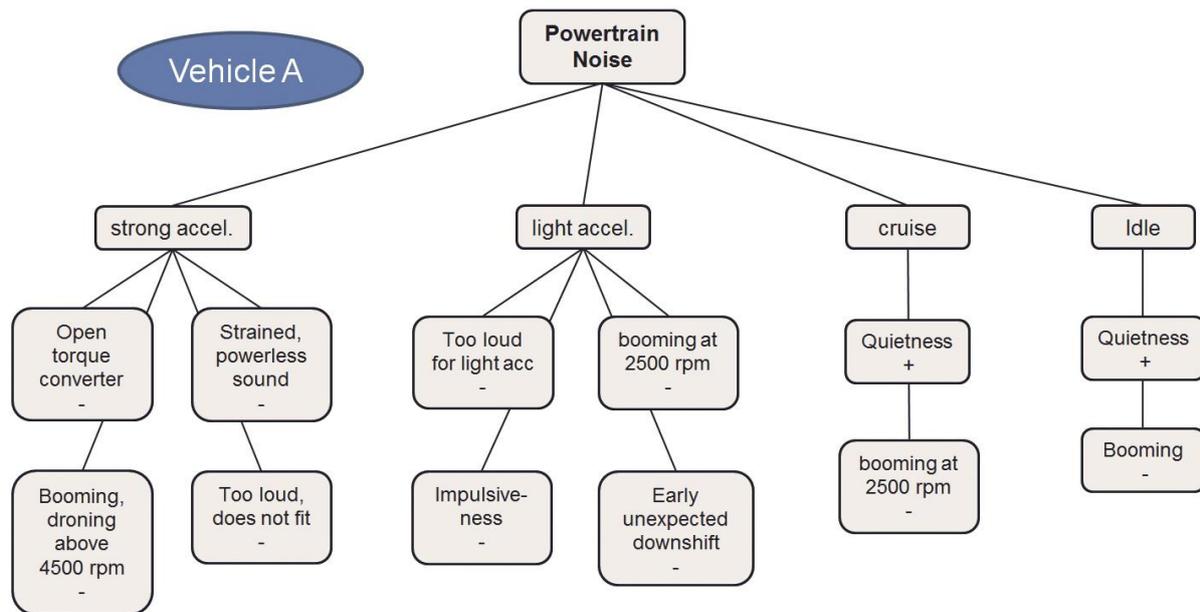


Abbildung 5: Beispiel für hierarchische Kategorisierung von Fahrsituationen und Geräuschevaluierungen

Zusätzlich werden die Kommentare aus den Versuchsfahrten durch Aussagen aus den Interviews, die im Anschluss an die Fahrt durchgeführt wurden, ergänzt.

Beispiel:

Das Geräusch bei starker Beschleunigung ist ...

- „Bei hoher Drehzahl ist das Geräusch nicht angenehm, brummig.“
- „Viel Lärm, wenig Beschleunigung“
- „Das Motorgeräusch ist zu rau.“
- „Das ist zu laut, es passt nicht zum Fahrzeug.“

Es sollte sein ...

- „Dezent kraftvoll“
- „Weniger rau“
- „Weniger brummig“

Aus diesen Aussagen kann der Experte in Verbindung mit der Analyse der zugehörigen Innengeräusche Vorgaben für die Zielgeräusentwicklung ableiten. Die hier gezeigten Beispiele konzentrieren sich auf Fahr- und Antriebsgeräusche. Das Verfahren liefert aber genauso Daten zu Betätigungsgeräuschen (Türgeräusch, Fensterheber, etc.) sowie Vibrationen. Außerdem können auch Kriterien bewertet werden, die nur indirekt mit Akustik und Schwingungsverhalten in Verbindung stehen, wie Handling oder Fahrbarkeit. Aufgrund der fehlenden Einschränkung auf vordefinierte Bewertungsaspekte ergeben sich automatisch entsprechende Kategorien aus den spontanen Äußerungen der Probanden.

Im Falle eines Benchmark-Vergleiches mehrerer Fahrzeuge liegen an dieser Stelle bereits umfangreiche Informationen über die Wahrnehmung wichtiger Produkteigenschaften und deren Positionierung im Wettbewerbsumfeld vor.

7. Zusätzliche Messungen

Nachdem die akustisch relevanten Betriebsbedingungen identifiziert wurden, werden diese nochmals unter Laborbedingungen nachgestellt, um ungestörte und reproduzierbare Geräuschaufnahmen für die Analyse und Zielgeräuschentwicklung zu erhalten. Im Falle von Fahrgeräuschen erfolgen diese Messungen auf einem Rollenprüfstand (insbesondere für Antriebsgeräusche) oder einer Teststrecke (für Wind- und Rollgeräusche).

8. Zielgeräuschdefinition

Die Zielgeräuschmerkmale werden vom Experten aus der Gesamtheit der gesammelten Informationen abgeleitet, das sind:

- die Analyse des gemessenen Innengeräusches (Testfahrten und zusätzliche Messungen),
- die Kommentare der Testpersonen während der Fahrten,
- die Interviews unmittelbar nach den Fahrten.

Besonders hilfreich ist es, auch die Bewertung von Vergleichsfahrzeugen (Benchmark-Vergleich) mit einzubeziehen. Die Testpersonen sind dann in der Lage, charakteristische Unterschiede zu kommentieren und Ihre Präferenzen zu präzisieren. Außerdem wird durch die vergleichende Analyse der Innengeräusche von Wettbewerbsfahrzeugen die Definition realistischer Ziele vereinfacht, indem der Stand der Technik dokumentiert wird.

Zunächst werden für die gefundenen Kategorien die entsprechenden akustischen bzw. psychoakustischen Größen identifiziert, welche die relevanten Charakteristika beschreiben, z.B. Ordnungspegel, Modulationsspektrum, Schärfe, usw. Ausgehend vom Istzustand und den Daten der Vergleichsfahrzeuge werden entweder direkt die Zielparameter abgeleitet oder die Geräusche gezielt verändert, um einen gewünschten Eindruck zu erzielen und die Zielparameter wiederum aus diesen Geräuschen zu bestimmen.

8.1 Erstellung von Zielgeräuschen

Folgendes Beispiel 1 erläutert die Geräuschmodifikation für den Anwendungsfall Motorgeräusch bei leichter Beschleunigung nach einem Ampelstart. Anhand der Kommentare und Erwartungshaltung der Testpersonen wurde ein dezenteres Klangbild angestrebt, was als passender zum Fahrzeug der Oberklasse empfunden wurde. Abbildung 6 zeigt die Spektrogramme von Originalgeräusch und Zielgeräusch im Vergleich.

Modifikationen:

- Reduziertes tieffrequentes Brummen
- Reduziertes Heulen
- Reduzierte hochfrequente Anteile (Tickern)
- Resonanzen abgesenkt
- Verlangsamer Drehzahlanstieg zu Beginn

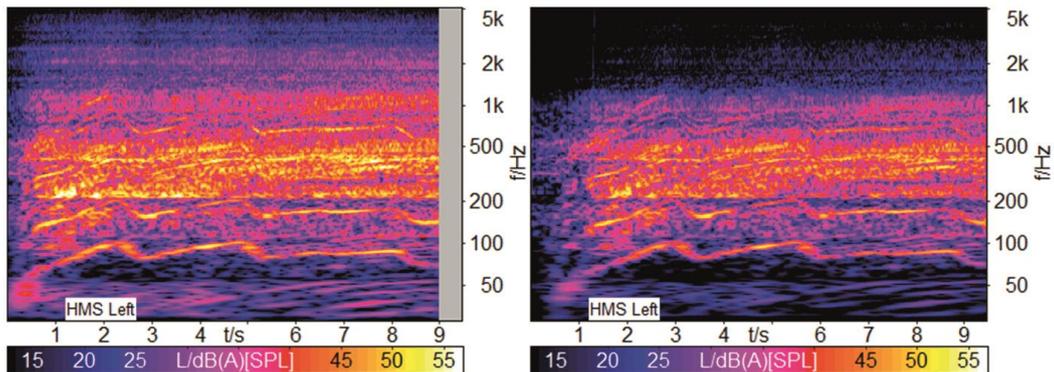


Abbildung 6: Spektrogramme (linkes Fahrerohr) des Innengeräusches für den Betriebszustand “Ampelstart”, links: Originalaufnahme, rechts: modifiziertes Geräusch

Im nächsten Beispiel 2 wurden für den Betriebszustand Motorgeräusch bei mittlerer Last im 3. Gang zwei verschiedene Zielgeräusche für ein Kompaktklassefahrzeug entwickelt: Zum einen für das Standardmodell und zum anderen für die Sportversion, letzteres wurde durch die vergleichende Bewertung eines sportlichen Konkurrenzmodells unterstützt.

Modifikationen: komfortabel

- Pegelverläufe 2. und 4. Ordnung geglättet
- Reduzierte hochfrequente Anteile (Tickern, Reifengeräusch)
- Resonanzen abgesenkt

Modifikationen: sportliche Version

- 4. und 6. Ordnung angehoben
- Rauigkeit durch halbe Ordnungen hinzugefügt
- Verschiebung der Gewichtung zu hohen Frequenzen

Die Spektrogramme des Ausgangszustandes sowie der Zielgeräusche sind in Abbildung 7 dargestellt.

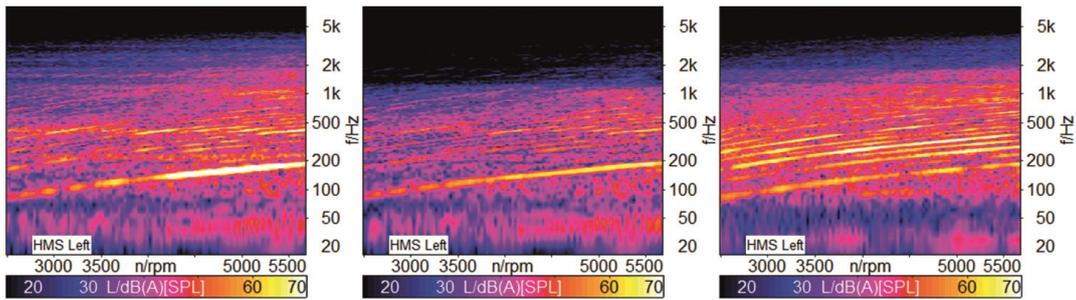


Abbildung 7: *Spektrogramme (linkes Fahrerohr) des Innengeräusches den Betriebszustand "Beschleunigung bei mittlerer Last im 3. Gang", links: Originalaufnahme, Mitte: modifiziertes Geräusch „komfortabel“, rechts: modifiziertes Geräusch "sportlich"*

8.2 Definition von Zielwerten

Während die oben erwähnten Zielgeräusche vor allem der Demonstration und Verifikation dienen, werden für die konkrete Produktentwicklung vor allem einfach zu überprüfende Zielwerte direkt messbarer Größen benötigt. In Abhängigkeit der betrachteten Geräuschmerkmale kommen verschiedene akustische oder psychoakustische Parameter in Frage, für die entweder Ober- oder Untergrenzen oder beides zu definieren sind.

Als Beispiel für den Anwendungsfall Motorgeräusch dient die Beschreibung von Ordnungspegeln für ein sportliches Kompaktfahrzeug bei Beschleunigung im 3. Gang mit mittlerer Last. Ziel für die 2. Motorordnung ist die Begrenzung der Brummigkeit. Daher wird ein Maximalpegel definiert, der nicht überschritten werden sollte (Abbildung 8 oben). Die blaue Kurve (modifiziertes Geräusch) wurde aus dem zuvor erstellten Zielgeräusch berechnet. Für denselben Betriebszustand erfolgte u.a. auch eine Zieldefinition für die 6. Motorordnung. Ein gewisser Pegel der 6. Ordnung verbessert die Lastrückmeldung und verhindert ein dumpfes Klangbild. Daher wird hier ein Zielkorridor mit Ober- und Untergrenzen definiert (Abbildung 8 unten). Die Zielwerte basieren sowohl auf den Kommentaren der Testpersonen, als auch auf den Daten der Vergleichsfahrzeuge. Dadurch werden realistische Vorgaben sichergestellt. Für die hinreichende Beschreibung des gewünschten Zielgeräusches sind weitere Parameter notwendig. So bewirken halbe Ordnungen (zusammen mit den benachbarten Ordnungen) eine Modulation und den Eindruck der Rauigkeit. Für individuelle Verläufe der entsprechenden Ordnungen werden ebenfalls Zielkorridore definiert.

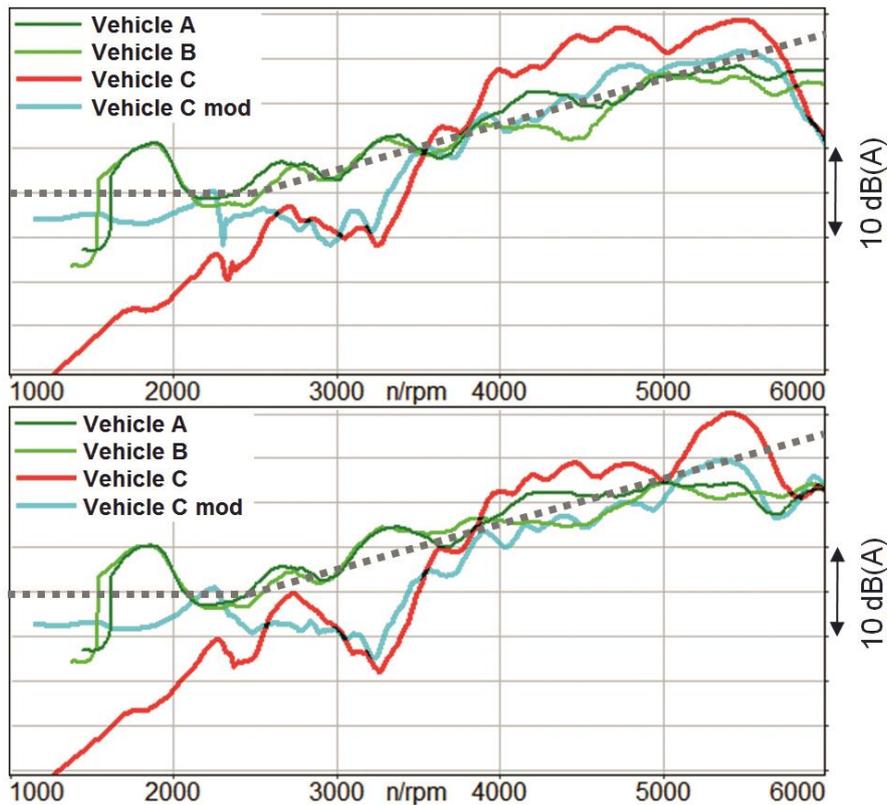


Abbildung 8: Pegelverläufe der 2. (oben) und 6. (unten) Motorordnung mit eingezeichneten Zielverläufen

8.3 Überprüfung der Ziele

Nach der Identifikation der für das betrachtete Fahrzeug relevanten Geräuscheigenschaften und der Ableitung entsprechender Zielvorgaben sollte eine Validierung erfolgen. Ein entscheidendes Kriterium ist dabei, dass das resultierende Geräusch als passend zum betrachteten Fahrzeug empfunden wird.

Idealerweise erfolgt die Validierung indem die entsprechenden Modifikationen im betreffenden Fahrzeug umgesetzt werden. Bei elektronisch erzeugten Geräuschen (Blinker, Hinweis- und Warngeräusche oder Soundgeneratoren) ist dies relativ einfach möglich, bei den meisten Fahrgeräuschen (Antriebs- und Rollgeräusch, Windgeräusch) dürfte eine kurzfristige Umsetzung jedoch meist nicht möglich sein. Als möglichst realitätsnahe Alternative kommt ein mobiler Fahrsimulator zur Anwendung. Dieses System wird im Testfahrzeug eingebaut und stellt eine interaktive an den jeweiligen Fahrzustand gekoppelte Geräuschsimulation bereit, die der Versuchsperson über ANC-Kopfhörer (Active Noise Cancellation) dargeboten wird. Die Versuchsperson kann das Fahrzeug mit dem neuen Geräusch während des realen Fahrbetriebs evaluieren (siehe Abbildung 9).



Abbildung 9: Versuchsfahrt im mobilen Fahrsimulator

Der mobile Fahrsimulator benötigt jedoch eine umfangreiche Geräuschdatenbank für alle Fahrzustände, was mit entsprechendem Aufwand bei der Datenerhebung und Geräuschmodifikation verbunden ist.

Daher wurde ein vereinfachter Ansatz angestrebt, um auch mit stark eingeschränktem Zeit- und Kostenaufwand eine Validierung des Zielgeräusches durchführen zu können. Die originalen und modifizierten Sounds (Zielgeräuschkandidaten, siehe oben) werden mittels binauraler Wiedergabe im Rahmen eines Hörversuches im (stehenden) Fahrzeug bewertet. Die Versuchsumgebung reaktiviert die Erinnerung an die Testfahrt und schafft einen spezifischen Bezugsrahmen für die Geräuschbewertung. Im Falle eines Benchmark-Vergleiches können dann zusätzlich auch Aufnahmen aus den Vergleichsfahrzeugen einbezogen werden.

Falls die Überprüfung ergibt, dass weitere Geräuschveränderungen bzw. eine Anpassung der Geräuschziele erforderlich ist, muss die Schleife der Zieldefinition und Überprüfung für einzelne Zustände erneut durchlaufen werden.

Für das oben dargestellte Beispiel (Zielgeräusche für komfortable und sportliche Variante) ist das Ergebnis des Hörversuches anhand eines semantischen Differentials in Abbildung 10 zu sehen. Das Fahrzeug A wurde im Originalzustand am schlechtesten bewertet. Das komfortable Zielgeräusch wurde in den meisten Aspekten besser als das Original und bezüglich „suitability“, „quality“ and „quietness“ am besten bewertet. Die sportliche Version wurde bezüglich „sportiness“ and „powerfulness“ am besten bewertet. Die Validierung bestätigt somit die passende Abstimmung der Zielgeräusche.

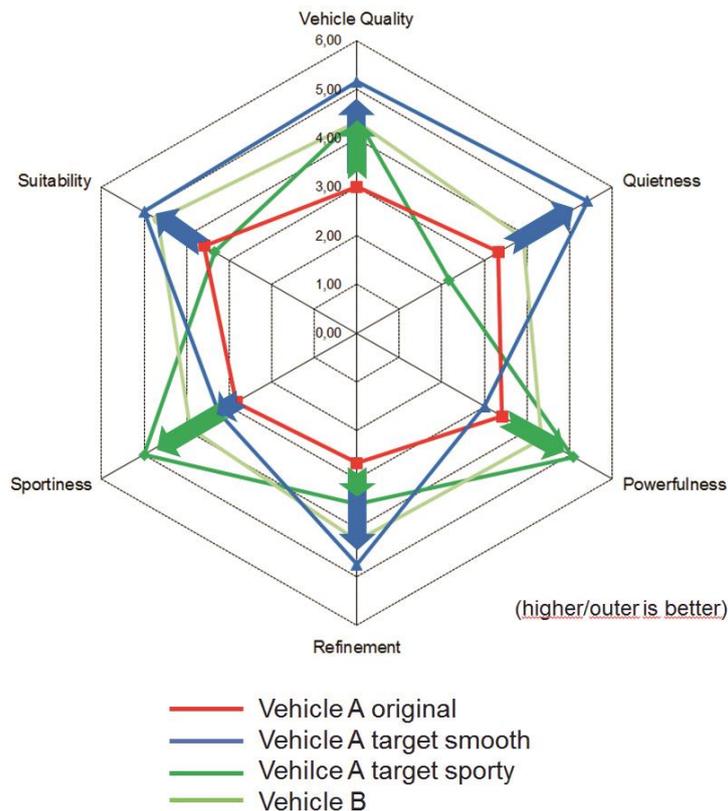


Abbildung 10: Semantisches Differential aus einem Hörversuch zur Bewertung von Fahrzeuggeräuschen aus Abbildung 8

9. Anwendung Metrikentwicklung Diesel-Verbrennungsgeräusch

Bei der Bewertung von Dieselfahrzeugen ist das Verbrennungsgeräusch (sogenanntes Dieselnageln) ein wichtiges akustisches Merkmal, das auch von akustischen Laien klar erkannt und als störend bewertet wird. Für die Erstellung einer Geräuschmetrik zur instrumentellen Bewertung der Geräuschqualität wurde auf Informationen aus Testfahrten mit Probanden zurückgegriffen. Durch eine Kombination der Verteilung der Beanstandungen über die Fahrsituationen und der absoluten Häufigkeiten der Fahrsituationen im Testzyklus wurde eine Gewichtung der einzelnen Zustände abgeleitet. Bei den Testfahrten stellte sich zum Beispiel heraus, dass das insbesondere bei leichten Lasterhöhungen (tip-ins) im niedrigen bis mittleren Drehzahlbereich auftretende Verbrennungsgeräusch kritische Kommentare provoziert (Abbildung 11). Da diese Betriebsbereiche gleichzeitig häufig genutzt werden, genießt die Optimierung des Geräusches eine besondere Priorität.

Die Bewertungen aus Hörversuchen wurden mit den Ergebnissen verschiedener Signalanalysen korreliert und daraus eine Berechnungsvorschrift entwickelt, welche die Benotung der Geräuschqualität durch ein Gremium annähert und daher im Entwicklungsprozess stellvertretend eingesetzt werden kann.

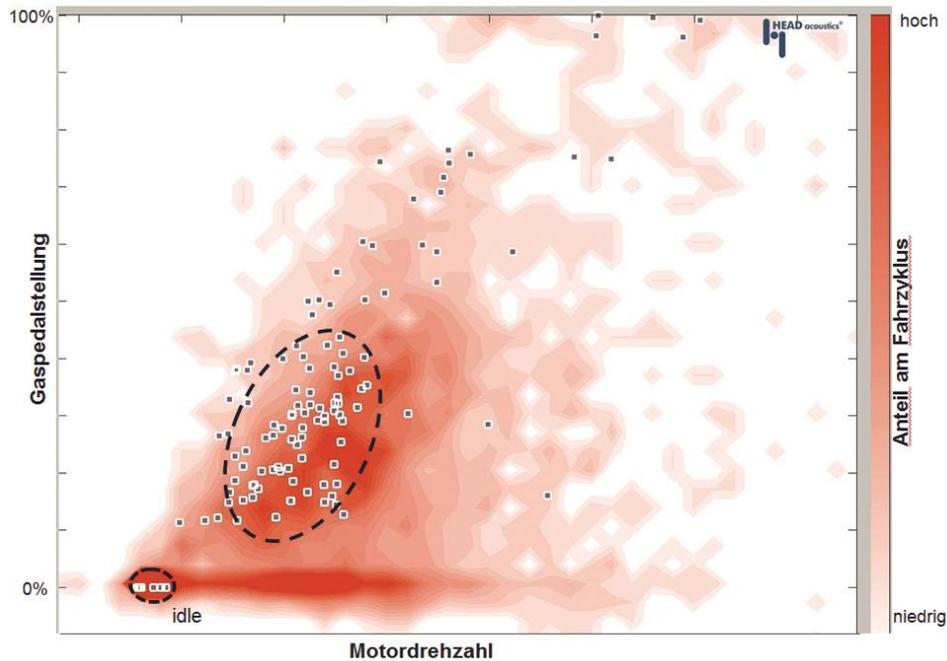


Abbildung 11: Fahrzustände (Gaspedalstellung und Motordrehzahl); Farbflächen: Häufigkeitsverteilung im Fahrzyklus; Punkte: Dieselnageln festgestellt

10. Anwendung für Hinweisgeräusche

Die Probanden erleben das Fahrzeug während der Testfahrten in seiner Gesamtheit, wodurch automatisch auch Betätigungs- und Hinweisgeräusche bewertet werden. Ein als unpassend empfundenen Blinkergeräusch wird beispielsweise von den meisten Versuchspersonen kommentiert. Anhand von Abbildung 12 wird die Zielgeräuschfindung für ein Blinkergeräusch erläutert: Aus den Kommentaren zu den Blinkergeräuschen zweier Fahrzeuge wurden charakteristische Geräuschmerkmale extrahiert. Typische Kommentare zu Blinker A waren „Klingt seltsam künstlich“, „zu soft, dumpf“, „wie Tröpfchen“; typische Kommentare zu Blinker B hingegen „Klingt zu hell, zu hart“, „tickt zu schnell.“ Die für das Zielgeräusch gefundene Kombination aus Impulsrate, spektraler Verteilung für ersten und zweiten Klick und Gesamtlautheit wurde für das betrachtete Fahrzeug als passender empfunden. Neben der besten „Passung“ erzielte dieses Geräusch bessere Bewertungen als die Originalgeräusche bezüglich Qualitätsanmutung und angenehmem Klangcharakter.

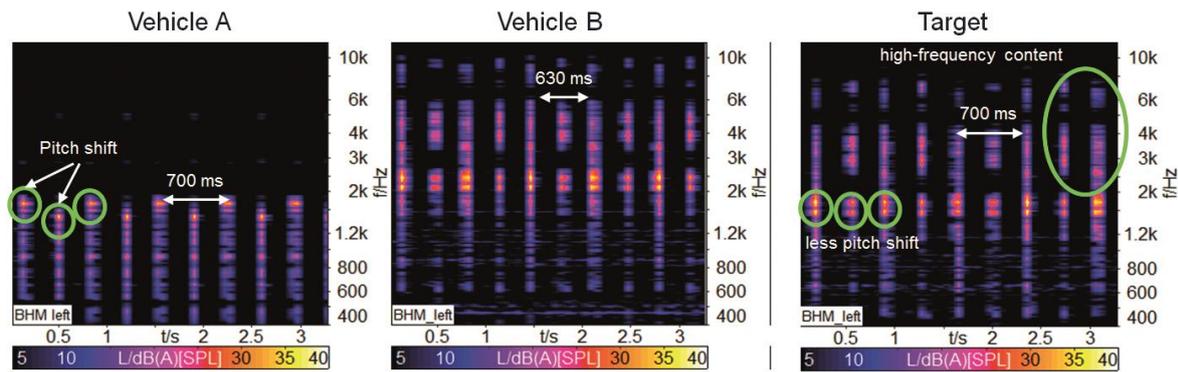


Abbildung 12: Spektrogramme (linkes Fahrerohr) von Blinkergeräuschen im stehenden Fahrzeug, links und Mitte: Originalaufnahmen, rechts: modifiziertes Geräusch

11. Zusammenfassung

Die hier vorgestellte Methode HEAR! (HEAD Empirical Assessment Ride) basiert auf einer Gesamtfahrzeugbewertung während des realen Fahrbetriebs im Straßenverkehr und berücksichtigt dadurch den Fahrzeugkontext und die Fahrerinteraktion in einer realistischen Versuchsumgebung. Durch eine Kombination von Analysen der Messungen und der perzeptiven Daten liefert das Verfahren detaillierte Informationen zum Verständnis der Kundenerwartung und der Akustikwahrnehmung und wird daher zur Zielgeräuschdefinition insbesondere im Rahmen von Benchmark-Vergleichen eingesetzt.

Die akustisch relevanten Fahrsituationen und Betriebszustände werden detektiert und dadurch Prioritäten für die Akustikentwicklung abgeleitet. Die Zielgeräusche werden zum einen durch hörbare Geräuschbeispiele angenähert, als auch durch im Entwicklungsprozess überprüfbare Geräuschcharakteristika beschrieben. Durch eine Validierungsphase wird sichergestellt, dass die Resultate der Erwartungshaltung im Kontext des jeweiligen Fahrzeugs entsprechen.

Literatur

- [1] Genuit, K., Bray, W.: Prediction of Sound and Vibration in an Interactive Simulation Environment. SAE 2001
- [2] Ericsson, K.A., Simon, H.A. (1980). Verbal reports as data, Psychological Review, Vol. 87 (3), 215-251
- [3] Krahmer, E., Ummelen, N. (2004). Thinking about thinking aloud: a comparison of two verbal protocols for usability testing, Professional Communication, IEEE Transactions on, vol. 47, no. 2, 105-117
- [4] Schulte-Fortkamp, B. (1994). Geräusche beurteilen im Labor. Entwicklung interdisziplinärer Forschungsmethoden und ihre forschungssoziologische Analyse, VDI-Verlag, Düsseldorf, Germany
- [5] Krehber, W., Adams, A., Chourad, N., Genuit, K., Hempel, T., von Hofe, R., Irato, G., von den Ponsele, P., Saint-Loubry, B., Schulte-Fortkamp, B.,

- Sottek, R., Weber, R. (2000). Objective Evaluation of Interior Car Sound - the OBELICS project, DAGA 2000, Fortschritte der Akustik, 186, Oldenburg, Germany
- [6] Muckel, P., Ensel, L., Schulte-Fortkamp, B. (1999). Exploration of associated imaginations on sound perception (AISP). A method for helping people to describe and evaluate their sound perceptions, J. Acoust. Soc. Am., Vol. 105, no. 2, pt. 2, 1279
- [7] Schulte-Fortkamp, B., Genuit, K. (2005). Exploration of Associated Imaginations on Sound Perception. A Subject-centered Method for Benchmarking of Vehicle, SAE 2005, 2005-01-2263, Traverse City, Michigan, USA
- [8] Genuit K., Schulte-Fortkamp B., Fiebig A. (2006). New approach for the development of vehicle target sounds. 35th International Congress and Exposition on Noise Control Engineering, Inter-Noise '06, Honolulu, HI, USA
- [9] Genuit K., Schulte-Fortkamp B., Fiebig, A. (2005). The Acoustical Design of Vehicles - A Challenge for Qualitative Evaluation, NOISE-CON 2005, Proceedings, Minneapolis, Minnesota, USA

Repräsentation von Bewegungsvorgängen in Geräuschen

Michael Haverkamp

Abstract

With view on the ongoing discussions around design of artificial sounds for electric vehicles, the auditory representation of movement within sound is of essential importance. This topic also refers to numerous applications of functional sounds.

Firstly, movement of a sound source is represented by binaural spatial hearing. Secondly, as known from every day perceptual experience, a single sound itself can transfer information about processes of movement. Psycho-acoustical parameters, however, have not yet been derived for the purpose of quantitative descriptions of the auditory impression of movement. It is not yet possible to evaluate motion-driven features by means of physical analysis of measured sounds. For that reason, a phenomenological approach is required for description of the subjective content of auditory perception. From that, the analytic procedure can be defined. Those auditory parameters which refer to perception of movement by the other senses are of special interest. As an example, the optimum presentation of powertrain sound by means of the Campbell-diagram is discussed.

Lately, the topic of auditory feedback with reference to movement rapidly gains importance. This applies to the operation of electric gear shift levers as well as to electric parking brakes. On the basis of multi-sensory connections established in the perceptual system, a synesthetic sound design enables optimization of all of those applications.

Kurzfassung

Im Rahmen der aktuellen Diskussion um die Gestaltung künstlicher Geräusche für Elektrofahrzeuge ist die Frage nach der auditiven Repräsentation von Bewegungsvorgängen von großer Bedeutung. Dieses Thema betrifft auch zahlreiche Anwendungen funktionaler Geräusche.

Zunächst ist die Bewegung von Schallquellen im Rahmen des beidohrigen, räumlichen Hörens repräsentiert. Aus der alltäglichen Wahrnehmungserfahrung ist darüber hinaus jedoch bekannt, dass ein einzelnes Schallsignal bereits Informationen zu Bewegungsvorgängen vermitteln kann. Allerdings wurden bislang keine psychoakustischen Parameter abgeleitet, die quantitative Ableitungen bewegungsrelevanter Größen auf Basis von Messungen ermöglichen. Daher ist es zunächst notwendig, die subjektiven Inhalte der Geräuschwahrnehmung phänomenologisch zu betrachten und daraus Ansätze für ein analytisches Vorgehen abzuleiten. Aus diesem Grund sind diejenigen auditiven Parameter von wesentlicher Bedeutung, die auf Wahrnehmungsinhalte anderer Sinnesbereiche verweisen. Dies wird unter anderem am Beispiel optimaler Darstellung von Antriebsgeräuschen im Campbell-Diagramm diskutiert.

Heute gewinnt das Thema bewegungsorientierter auditiver Feedbacks rasch an Bedeutung, wie etwa für die Unterstützung der Betätigung von elektronischen Gangwahlhebeln oder elektrischen Parkbremsen. Ein synästhetisches Geräuschdesign ermöglicht die Optimierung für alle Anwendungen auf Grundlage multisensueller Verknüpfungen im Wahrnehmungssystem.

1. Einleitung

Die Entwicklung aussagefähiger Geräusche erfordert Konzepte, die die Repräsentation technischer Funktionen, wie auch des Fahrzeugverhaltens beim Hörer in den Gestaltungsprozess einbeziehen. Bis heute stellen psychoakustische Methoden das bevorzugte Instrumentarium der Geräuschbeurteilung dar. Zunehmend wird deutlich, dass dies nicht ausreicht: Bezüge zu anderen Sinneseindrücken, die wesentliche Informationen von Geräuschen intuitiv vermitteln, werden bislang vernachlässigt. Dazu zählen assoziative (ikonische) und semantische Inhalte von Sinnesempfindungen. Solche Aspekte sind für die Wahrnehmung und Interpretation von Geräuschen von entscheidender Bedeutung. Psychophysikalische Ansätze vermitteln zwar den Eindruck, alle wahrnehmungsrelevanten Parameter könnten aus Messwerten der Schallreize hinreichend genau abgeleitet werden – die zunächst schwer fassbaren bildlichen Inhalte der Wahrnehmung sind jedoch für eine genaue Beurteilung der Schallwahrnehmung wesentlich. Konzepte zur systematischen Berücksichtigung dieser Inhalte werden in [1; 2] diskutiert. Insbesondere der durch auditive Ereignisse häufig vermittelte Bewegungseindruck ist bei Fahrzeugen Träger einer Warnfunktion und bedarf daher systematischer Gestaltung. Bewegungsaspekte von Geräuschen sind darüber hinaus geeignet, Unterschiede in der Beurteilung zu erklären, die im Schallpegel selbst nicht hinreichend repräsentiert sind. Es ist zu erwarten, dass die unterschiedliche Wirkung von Straßen- oder Schienenverkehrslärm und auch der verkehrsberuhigende Effekt von Geschwindigkeitsbeschränkungen erst dann hinreichend beschreibbar sind, wenn der subjektive Bewegungsgehalt der Geräusche mit in die Beurteilung einbezogen wird.

2. Multisensuelle Aspekte von Geräuschen

Am Beispiel künstlicher Fahrzeuggeräusche wird deutlich, in welchem Grad Geräusche geeignet sind, Objekte (Fahrzeuge) und Vorgänge (deren Bewegungen) zu repräsentieren. Im visuellen Fall sind die Parameter hinlänglich bekannt, durch die sich Bewegung in der Wahrnehmung manifestiert – dies gilt auch für statische Abbildungen wie z.B. Bild 1. Auch das Sound-Design muss Passanten intuitiv in die Lage versetzen, Fahrzeuge und die damit verbundene Gefahr „kommen zu hören“.

Das fachliche Vorgehen zur Verminderung störenden Lärms beschränkte sich lange auf die Analyse der physikalischen Eigenschaften des Schalls. Die multisensuelle Repräsentation von Schallquellen im Geräusch ist jedoch eine alltägliche Erfahrung. Man sagt eher „Ich höre eine Fliege“ als „Ich höre das Geräusch einer Fliege“. Die Inhalte der Wahrnehmung werden jedoch nicht durch physikalische Objekte gebildet, obwohl diese als Vermittler von Reizen (Stimuli) Ausgangspunkte der Wahrnehmung sind.

Vielmehr erzeugt das Wahrnehmungssystem multisensuelle Wahrnehmungsobjekte als dynamische Modelle der Wirklichkeit, die wir zumeist außerhalb des Körpers annehmen. Da diese Modelle als Konstrukt aus Sinnesempfinden und Erinnern entstehen, ist es nicht notwendig, dass alle Sinneskanäle im Moment des Wahrnehmens



tatsächlich stimuliert werden. Auch bei Stimulierung nur eines Sinneskanals ist Wahrnehmung grundsätzlich multisensueller Natur. Multisensuelle Wahrnehmungsobjekte werden durch Gruppierung von Wahrnehmungseigenschaften (Lautheit, Rauigkeit, Helligkeit, Härte, Schärfe, ...) zu in sich geschlossenen, widerspruchsfreien Strukturen gebildet. Für die Gestaltung funktionaler Fahrzeuggeräusche folgt daraus, dass diese ein multisensuelles Konstrukt erzeugen müssen, das räumlich, hinsichtlich Bewegungsrichtung und Geschwindigkeit sowie anhand spezieller Eigenschaften (Dynamik, Beweglichkeit, Gefahrenpotential, ...) eindeutig identifizierbar ist. Kern des Sound-Designs ist damit die Gestaltung multisensueller Wahrnehmungsobjekte bei Nutzern, Kunden und Passanten.

Bild 1: Visuelle Repräsentation von Bewegung; Ford Fiesta, Produktbild für die Shanghai Auto Show 2013.

Das *binaurale* (beidohrige) Hören ermöglicht die Ortung von Schallquellen im Raum und ist so ein wesentlicher Prozess zur Erfassung der Bewegung geräuscherzeugender Objekte. Hierzu werden Unterschiede der Signale ausgewertet, die von beiden Ohren verarbeitet werden. Aber auch das einzelne Signal kann die Art einer Bewegung repräsentieren, wobei die Möglichkeit präziser Schallortung natürlich fehlt. Die dazu maßgeblichen Geräuschparameter sollen hier als *monaurale Qualitäten* näher diskutiert werden. Für die Repräsentation von Bewegung im Schallsignal sind die Verbindungen zu den anderen Sinnen besonders wichtig.

Die Koppelung der Sinnesbereiche beruht auf diversen Strategien des Wahrnehmungssystems, die im Wahrnehmungsprozess parallel wirken und daher im Designprozess unabhängig voneinander gestaltbar sind (ausführlich beschrieben in [1]). So verweist das Fahrzeuggeräusch entsprechend Bild 2 auf das Fahrzeug und dessen Bewegung über intermodale Analogien (Bewegung, Bewegungsrichtung, Geschwindigkeit/Beschleunigung, Leistung/Kraft, Größe, ...), ikonische Verknüpfungen (Art des Fahrzeugs, Antriebsart, Kundenverhalten, Brand Image, ...) und semantische Inhalte (Gefahrenpotential; spezielle Situationen wie Transport, Baustellentätigkeit, Notfall/RTW, ...).

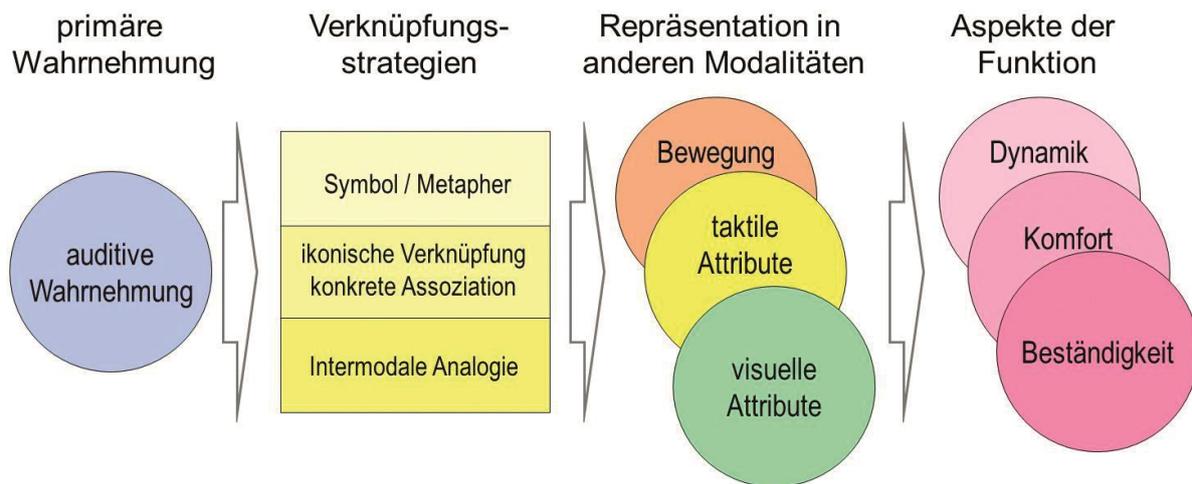


Bild 2: Auditive Repräsentation der Funktion über multisensuelle, intuitive Strategien des Wahrnehmungssystems.

3. Intermodale Analogie – Geräusch und Bewegung

Intermodale Analogien entstehen durch Korrelation einzelner Wahrnehmungseigenschaften in verschiedenen Sinnesbereichen [3]. So zeigt die Mehrheit von Versuchspersonen in Wahrnehmungsexperimenten die Tendenz, die räumliche Höhe von Objekten (z.B. gedruckter Noten) und die *Ton*-Höhe als zusammengehörig zu empfinden. Für die Gestaltung von Fahrgeräuschen müssen diejenigen Wahrnehmungseigenschaften auditiver Ereignisse ermittelt werden, die als Referenz zur Bewegung von Objekten von Bedeutung sind. Frühe Ansätze zur Bewegung in Musik und Sprache wurden bereits zu Beginn des 20sten Jahrhunderts von Becking, Sievers und Truslit erarbeitet, und zwar als:

- *Schallanalyse* der Sprachmelodie [4]
- Analyse des musikalischen Rhythmus durch Körperbewegungen [5]
- *Urbewegung* in der Musik [6; 7]

Für den Philosophen Schmitz ist die Bewegungssuggestion ein wesentliches Element der Wahrnehmung – als Brückenqualität verbindet sie die Umgebung des Menschen mit Körperempfindungen [8]: Bewegungssuggestionen beruhen auf einer Korrelation von *Bewegungsgestalt* und *Klanggestalt*; Sie sind auf Grund der Nähe zur Gebärde auch körperlich spürbar. Aus diesen Befunden kann auf eine besondere Eignung von Geräuschen mit ausgeprägtem Bewegungsgehalt für die Vermittlung von Warnfunktionen geschlossen werden. Neuere Untersuchungen zum Zusammenhang zwischen wahrgenommener Bewegung und musikalischen Formen zeigen, dass ein monoton ansteigender Ton von Versuchspersonen im Sinne einer Bewegung von unten nach oben (Notation!) oder von links nach rechts (Schreibrichtung!) interpretiert wird [9]. In Ländern mit Schreibung von rechts nach links – wie Israel – zeichnet sich entsprechend eine Präferenz in Gegenrichtung ab. Für die bildliche Darstellung von auditiv ausgelösten Bewegungsformen eignet sich eine Darstellung als heller Strich auf dunklem Grund. So entsteht eine Analogie zu der Spur, die Kreide auf einer Tafel hinterlässt, während ein Geräusch entsteht, das Bewegungsinfo-

mation enthält. Auch Rotationsbewegungen können als periodische Geräusche eindeutig repräsentiert sein. Dies trifft jedoch nur bei geringen Rotationsgeschwindigkeiten zu, bei denen das Gehör die charakteristische Fluktuation des Geräusches noch zeitlich erfassen kann. Bei großen Geschwindigkeiten verschwindet der Bewegungseindruck vollständig zugunsten eines gleichmäßigen Drehklangs, wie z.B. beim Übergang von einer mechanischen Kaffeemühle zu einem elektrischen Gerät (Bild 3). Drehungleichförmigkeiten können dann eine Rauigkeit bewirken, die aufgrund der hohen Rotationsgeschwindigkeit jedoch als zeitlich konstant erlebt wird.



Bild 3: Die „Elektrifizierung“ mechanischer Vorrichtungen kann zu drastischen Änderungen des Geräuschverhaltens führen. Aufgrund unterschiedlicher Rotationsgeschwindigkeit unterscheidet sich die auditive Repräsentation der Bewegung deutlich bei der manuellen (links) und der elektrischen Kaffeemühle (rechts).

Die oben erwähnte Tonhöhenanalogie liefert einen wichtigen Aspekt der Darstellung von Bewegung im Geräusch. So verhalten sich Motorordnungen proportional zur Drehzahl rotierender Aggregate. Neben reinen und komplexen Tönen eignet sich auch bandbegrenztetes Rauschen, dessen Tonalität nur bei Änderung von Bewegungsgrößen, wie Geschwindigkeit oder Drehzahl, wahrnehmbar ist. Rauschsignale schwacher Tonalität ermöglichen im Vergleich zu „echten“ Tönen mit periodischer Zeitfunktion eine bessere Mischung mit anderen Geräuschquellen, wie z.B. mit weiteren Fahrzeugen.

Die mechanische Parkbremse (Handbremse) bietet ein gutes Beispiel für die feste Verbindung verschiedener Sinnesbereiche zur Übermittlung der Information über die korrekte Funktion eines Bedienelements. Beim Anziehen des Hebels übt das Brems-System eine zunehmende Gegenkraft aus, die von den Muskelrezeptoren im Arm registriert wird (Propriozeption) und ein direktes Korrelat zur zunehmenden Andruckkraft der Bremsbeläge – und damit zur Bremskraft – liefert. Gleichzeitig wird die Information über die Stellung des Bremshebels propriozeptiv und visuell übermittelt. Eine einwandfreie Bedienbarkeit setzt natürlich voraus, dass die Kraftübertragung zum Handbremshebel kraftschlüssig und dennoch bequem erfolgen kann. Dazu ist eine ergonomische Gestaltung des Hebels gefragt. Die Nutzbarkeit wird durch ein taktil/haptisches Design unterstützt, mit dem die geforderte Griffbarkeit bereits visuell zum Ausdruck kommt. Über die Mechano-Rezeptoren der Haut von Handfläche und Fingern wird der feste Kontakt zwischen Hand und Hebel beim Ausführen der Bedienoperation signalisiert. Die Betätigung ist zusätzlich mit Geräuschen verbunden: Beim Anziehen des Hebels bewegt sich die Sperr-Klinke über die Zähne der Raste, die ein unbeabsichtigtes Lösen der Handbremse nach Ende des Betätigungsvor-

gangs verhindert. Dies ist mit hörbarem Klicken und spürbaren Impulsen verbunden. Die Information der korrekten Funktion wird also über vier Sinnesbereiche vermittelt, die präsent sein müssen, um die geforderte hohe Zuverlässigkeit wahrnehmbar zu gestalten. Ersetzt man das mechanische System durch ein System mit elektrischem Antrieb (EPB), so wird der Betätigungsvorgang über einen Schalter gestartet. Das Betätigungsgeräusch muss dann so gestaltet sein, dass es die Funktion allein auditiv reflektiert. Insbesondere soll das Geräusch eine Bewegung im Bremssystem zum Ausdruck bringt, die einer zuverlässigen Funktion entspricht und das Feststellen bzw. Lösen klar unterscheidbar macht. Eine Analogie zu Bewegungsvorgängen ist daher auch für das Design dieses Betätigungsgeräusches von besonderem Interesse.

4. Ikonische Aspekte

Ikonische Aspekte bilden Referenzen zu multisensuellen Wahrnehmungsobjekten über eine Identifizierung der Quelle. Dies kann eine aktive Schallquelle direkt betreffen oder ein Objekt, das durch ein beim Berühren entstehendes Geräusch identifiziert wird. Ebenso können Prozesse, wie das Drehen eines Schlüssels im Schloss, oder komplexe Umgebungen und die damit verbundenen Atmosphären erkannt werden. Ikonische Referenzen setzen das Lernen und Erinnern wahrgenommener Zusammenhänge voraus. Der Rückgriff auf Bekanntes kann bei der Gestaltung von Geräuschen sinnvoll eingesetzt werden. So bewirkt das elektroakustische Einspielen des konventionellen Geräusches eines Verbrennungsmotors bei Elektrofahrzeugen als ikonische Referenz eine hohe Wahrscheinlichkeit des Wiedererkennens und die damit verbundenen Vertrautheit. Die Chance innovativer Gestaltung, die ja gerade in der Präsentation neuer Sinneseindrücke besteht, bleibt damit jedoch ungenutzt. Ikonische Referenzen werden in der Literatur mit unterschiedlichen Termini belegt; man spricht von *Dingwahrnehmung* [10], *Causal Listening* [11] oder *Semantik erster Ordnung* [12]. Der Begriff *konkrete Assoziation* erschließt sich unmittelbar [13]. Auch lautmalerische Aspekte können auf Bekanntes verweisen: Grundsätzlich beeinflussen solche *Onomatopoesien* über die Ähnlichkeit zu Sprachlauten die Wahrnehmung von Umweltgeräuschen [14]. So können künstliche Signale mit stimmähnlichen Formanten Aspekte sprachlicher Kommunikation vermitteln, wie z.B. ein Kreischen oder die Entschiedenheit von Warnrufen, sowie die Eigenschaften von Tieren kommunizieren. Nachhall beinhaltet ikonische Aspekte von Räumlichkeit, und der Dopplereffekt verweist auf die Position bewegter Schallquellen in Relation zum Hörer.

Als monaurale Qualitäten der Bewegung wirken häufig Parameter, die während der Verarbeitung der Sinnesdaten aus dem ikonischen (assoziativen) Gesamtzusammenhang herausgelöst wurden, wie z.B. die zeitlichen Änderungen von Lautheit, Grundton oder Klang im Zusammenhang mit der visuell verfolgten Bewegung eines Objektes. Wie oben beschrieben, bewirkt eine Rotationsbewegung häufig eine Rhythmisierung des Geräusches; Der auditiv wahrgenommene Rhythmus repräsentiert dann umgekehrt die Art der Bewegung (Rotation) und deren Geschwindigkeit.

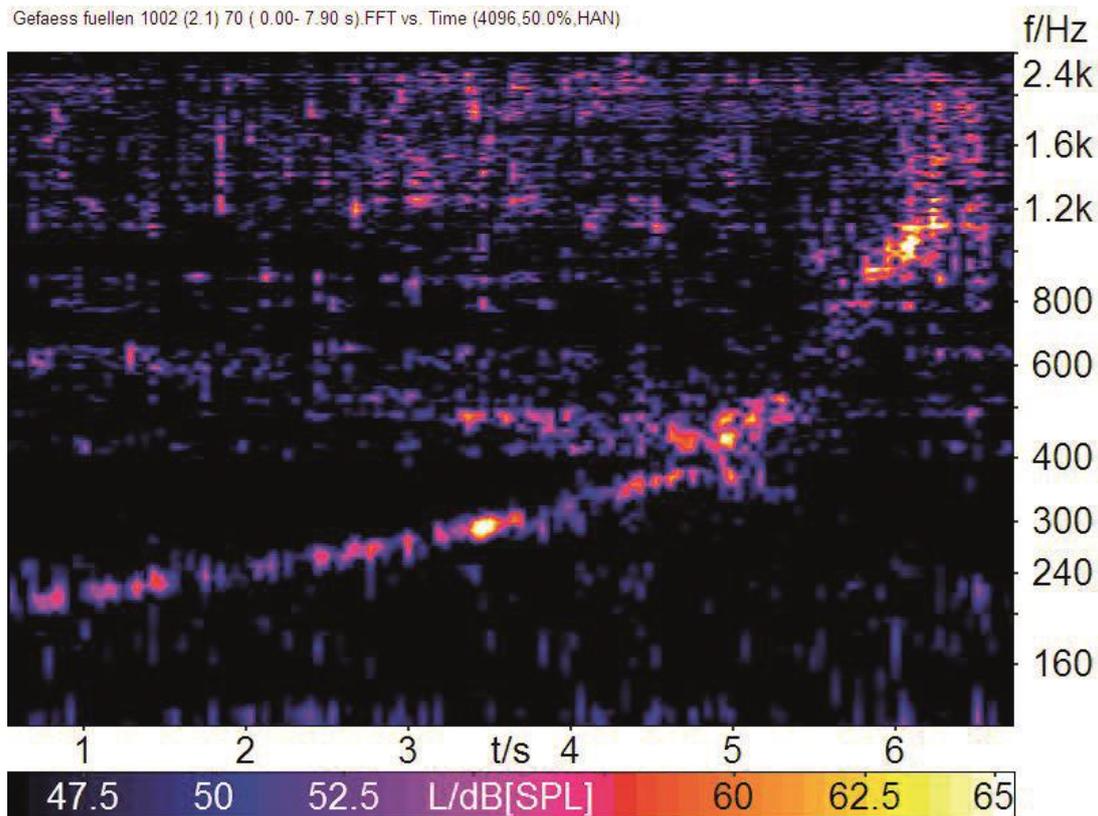


Bild 4: Relation von intermodaler Analogie und ikonischen Aspekten am Beispiel der Korrelation von Tonhöhe und visueller Höhe beim Eingießen von Wasser in ein Gefäß.

Die ikonische Verknüpfung der monauralen Qualitäten mit einem multisensuell wahrgenommenen Bewegungsvorgang ist damit ein Ergebnis der Wahrnehmungserfahrung. Sie wird durch Lernprozesse vermittelt und beruht auf Daten, die vom Gedächtnis bereitzustellen sind. Für den zugrundeliegenden Lernprozess ist es vollkommen unerheblich, ob die Wahrnehmungserfahrung aus realen oder virtuellen Umgebungen stammt. Werden Versuchspersonen darum gebeten, das Geräusch eines Raumschiffes lautmalerisch wiederzugeben, so entspricht das spontane Ergebnis häufig dem, was von Sounddesignern bekannter Science-Fiction Filme geschaffen wurde. Dem widerspricht die Realität, denn Raumschiffe erzeugen im All aus physikalischen Gründen kein Geräusch. Intuitiv wird jedoch in diesem Fall zumeist die – aus virtuellen Welten stammende – ikonische Verknüpfung der kognitiven Leistung der mathematisch/physikalischen Verknüpfung (genau erklärt in [1]) vorgezogen. Diese Art der Verknüpfung müsste ja aus Kenntnis der physikalischen Verhältnisse (Bewegung des Raumschiffs ~ kein Geräusch) zum Ausschluss der Existenz auditiver Inhalte im Weltall führen. Die Tatsache, dass selbst virtuelle Welten aus Filmen, Games und Internet über die dadurch geprägten ikonischen Inhalte Wahrnehmungsprozesse grundlegend formen, hat weitreichende Folgen für die Ausprägung von Wahrnehmungsqualitäten und deren systematische Berücksichtigung im Design.

Die Frage, ob intermodale Analogien im Prozess der Wahrnehmung generell mittels Parameterextraktion aus ikonischen Merkmalen abgeleitet werden, kann zurzeit nicht abschließend beantwortet werden. Dem widerspricht die Annahme perzeptorischer

Invarianten, die als angeborene Muster existieren und auch ohne Wahrnehmungserfahrung wirken [15]. Entsprechende intermodale Analogien finden sich jedoch auch bei realen Vorgängen, z.B. beim Eingießen von Flüssigkeit in ein Gefäß, wobei ein Ton wahrgenommen wird, dessen Höhe mit der Füllhöhe zunimmt (Bild 4). Für die Gestaltung funktionaler Sounds ist wichtig, dass der Bewegungsgehalt realer Geräusche erhalten bleibt, wenn nur wenige, wesentliche Parameter im Rahmen einer *Cartoonification* in ein vereinfachtes Signal übernommen werden.

5. Semantische Aspekte

Semantische Aspekte von Geräuschen sind in der Regel abstrakte Inhalte, deren spezifische Bedeutung bewusst gelernt werden muss, weil sie sich nicht aus Wahrnehmungszusammenhängen allein erschließt [16]. Dies wird für Alarm- und Warngeräusche ausgenutzt, wie Signale von Unfallwagen, Sirenen, Fahrzeughupen und Klingeln. Solche Geräusche müssen sich klar von funktionalen Geräuschen und dem auditiven Hintergrund abheben (Bild 5). Dies wird durch zeitliche und spektrale Abgrenzung erreicht, z.B. durch abruptes Einsetzen, intermittierendes Verhalten, hohe Frequenz und markante Tonalität.

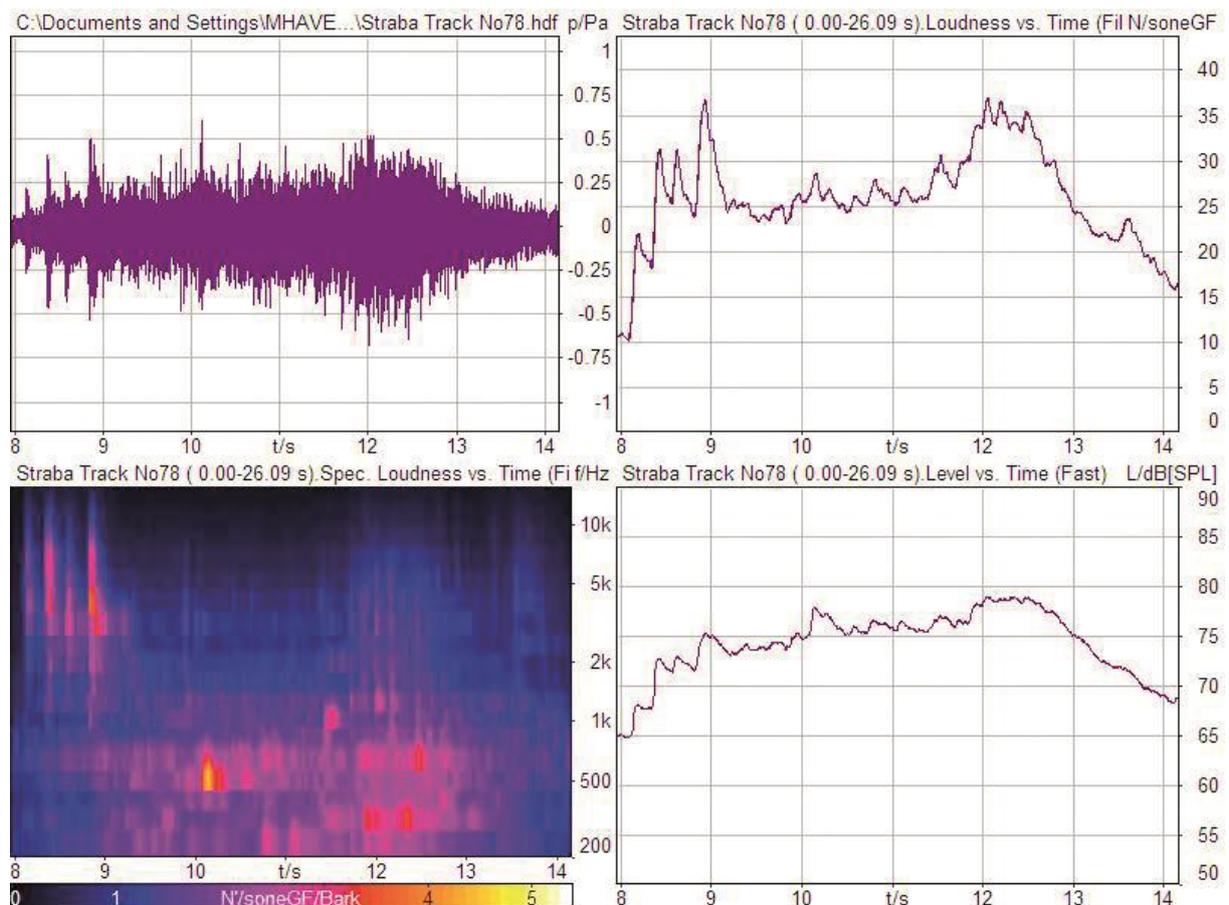


Bild 5: Fahrgeräusch einer Straßenbahn bei Verwendung einer traditionellen elektromechanischen Klingel. Das Warnsignal hebt sich spektral (unten links) und zeitlich (oben rechts) deutlich vom Fahrgeräusch ab. Es wird durch Analyse der Lautheit, nicht jedoch im Schallpegel (unten rechts) deutlich.

Häufig wird auch eine bewusst naturfremde Bewegtheit des Geräusches einbezogen, z.B. als Glissandi oder extreme Frequenzmodulation. Da man funktionale Zuordnungen vermeidet, wird die Signaldynamik jedoch nicht mit tatsächlicher Bewegung korreliert. Daher beinhalten Warnsignale von Unfallfahrzeugen auch keine Information über die realen Bewegungen der Fahrzeuge. Sie erzeugen große Aufmerksamkeit („etwas geschieht“), die den Hörer nötigt, die Details der Situation visuell zu erfassen. Plötzlich einsetzende Alarmsignale können den Fahrer allerdings auch erschrecken; In Verbindung mit dem Mangel an konkreter auditiver Information („Was geschieht genau?“) besteht das Risiko von Verwirrung und panischem Fehlverhalten. Zudem sind die häufig verwendeten Geräusche großer Tonalität schlecht lokalisierbar. Alarmgeräusche eignen sich daher nicht für den Dauereinsatz zur Unterstützung der Fahrsicherheit.

6. Mischbarkeit – Vordergrund und Hintergrund

Das Geräuschverhalten von Fahrzeugen ist auch mit Bezug auf übliche Geräuschumgebungen zu gestalten [17]. Wenn ein Gefährdungspotential besteht, müssen sich die Fahrzeuggeräusche im Soundscape deutlich vom Geräuschhintergrund abheben und die Aufmerksamkeit anderer Verkehrsteilnehmer erregen. Alle momentan nicht bedeutsamen Signale sollten dagegen zu einem Hintergrund verschmelzen, z.B. seitlich zur Fahrtrichtung und, bei Vorwärtsfahrt, nach hinten. Im Fernlärm von Verkehrswegen bilden alle Einzelgeräusche dann ein homogenes Ganzes, das keine Bewegungsinformation mehr enthält. Geräusche ausgeprägter Tonalität sind nicht gut mischbar; durch Schwebungen und Differenztöne kann es zu zusätzlichen, separat wahrnehmbaren Geräuschereignissen kommen, die die Aufmerksamkeit binden und als negative *Holismen* die Komplexität der Geräuschumgebung erhöhen. Wie bereits angedeutet, ist eine auditive Repräsentation zu- und abnehmender Geschwindigkeit jedoch auch mit Hilfe stochastischer Signale möglich. Tonale Eigenschaften können durch bandbegrenztes Rauschen mit variabler Mittenfrequenz oder mit Hilfe geschwindigkeitsproportionaler Formantfilter erzielt werden.

7. Explizite und implizite Repräsentation von Bewegung

Bewegung kommt nicht nur im Geräusch selbst während der Stimulierung explizit zum Ausdruck, sondern auch – implizit – durch bestimmte Abfolgen und/oder Kombinationen einzelner auditiver Ereignisse. Explizite Repräsentation entsteht durch Bezug auditiver Signale zu Bewegungsvorgängen über intermodale Analogie oder ikonische Verknüpfungen, so z.B. zur Fahrt von Fahrzeugen, zu Bremsvorgängen, dem Rollen einer Kugel, Zischen eines Luftstroms, zur Reibung zwischen Materialien oder zum Schreiben mit Kreide auf der Tafel. Die implizite Repräsentation beruht dagegen ausschließlich auf ikonischen Verknüpfungen, die bei ganzheitlicher Wahrnehmung von Bewegungsvorgängen gebildet und im Gedächtnis abgespeichert werden. Es muss bekannt sein, was zwischen den Impulsgeräuschen eines hüpfenden Balls (Bild 6) oder eines Tennisspiels geschieht. Auch hier ist der Rhythmus wesentlicher Träger der Bewegungsinformation.

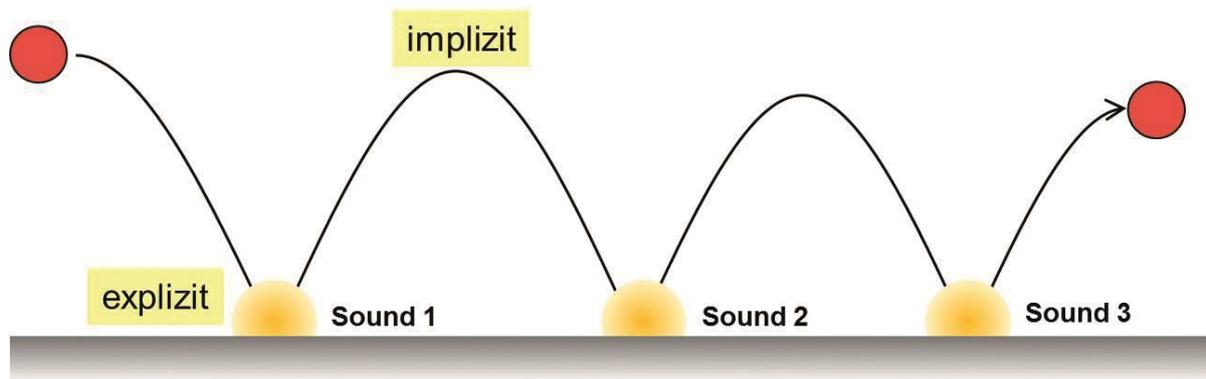


Bild 6: Implizite und explizite Repräsentation von Bewegung am Beispiel eines hüpfenden Balls.

8. Exkurs: Visualisierung von Geräuschen

Für den Ingenieur ist die visuelle Darstellung akustischer Messergebnisse eine naheliegende Anwendung multisensueller Verbindungen. Da dies in der Motorenentwicklung eine Repräsentation von Bewegung – bzw. des Effekts von Bewegung – beinhaltet, soll die Frage der Farbkodierung im Campbell-Diagramm hier kurz diskutiert werden. Die Farbkodierung skaliert physikalischer Größen beruht auf der Annahme sinnvoller Skalierbarkeit von Farben, d.h. auf einer intuitiv plausiblen Reihenfolge der Farbtöne. Für den Farbton selbst existiert eine solche Reihenfolge allerdings nicht. Aus der Kenntnis des Regenbogens – und somit physikalisch aus der Skala der Frequenzen bzw. Wellenlängen des Lichtes – wird häufig eine Farbskala abgeleitet, die von Blau über Grün und Gelb zu Rot reicht. Wahrnehmungsversuche zeigen jedoch, dass Versuchspersonen eine Anordnung entsprechend zunehmender Helligkeit des Farbtons bevorzugen, also von Schwarz über Blau, Rot, Gelb zu Weiß (siehe z.B. [18]). Im Gegensatz zum reinen Farbton wird die Helligkeit als Ratioskala empfunden, sie weist einen Nullpunkt – Schwarz bzw. Dunkelheit – und quantitativen Bezug auf und eignet sich daher gut zur Visualisierung entsprechender Schallattribute, z.B. von Schallpegel oder Lautheit. Auch in der praktischen Anwendung zeigt sich, dass eine Farbskala zur Beschreibung von Schallphänomenen dann besonders gut akzeptiert, wenn sie mit kontinuierlich zu- oder abnehmender Helligkeit verknüpft ist. Die Helligkeit bzw. Sättigung kann jedoch für einen Farbton nicht beliebig gewählt werden. Es gibt vielmehr eine für jeden Farbton charakteristische (typische) Helligkeit: z.B. große Helligkeit für gelb und weiß; mittlere für grün und rot sowie geringe für blau, braun und violett. Zur Beschreibung eines Schallattributes, das einer Ordinal-, Intervall- oder Ratioskala entspricht, sollte daher eine Farbskala mit daran angepasster charakteristischer Helligkeit verwendet werden.

Bild 7 zeigt ein Beispiel für die Darstellung des Schallpegels eines Fahrzeuggeräusches im Campbell-Diagramm mit einer Farbskala, die von schwarz über blau, rot, gelb bis zu weiß reicht. Die Grafik bezieht sich auf das im Fahrgastraum während der Fahrt gemessene Innengeräusch bei Zunahme der Motordrehzahl vom Leerlauf bis zum Maximum. Die Darstellung verwendet eine kontinuierlich mit dem Schallpegel zunehmende Farbhelligkeit, die so die Bildung intermodaler Analogie unterstützt.

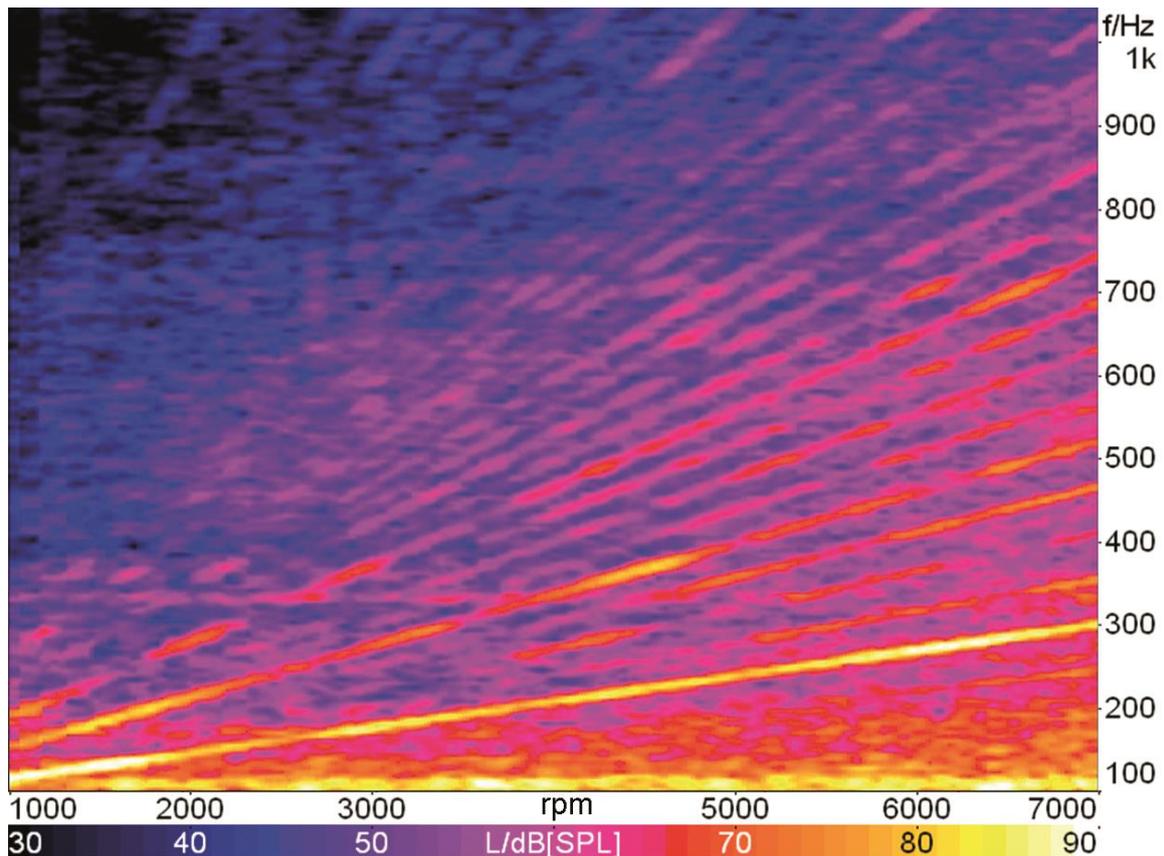


Bild 7: Darstellung eines Motorgeräusches im Campbell-Diagramm unter Verwendung einer Farbskala mit monoton zunehmender Helligkeit.

Ordinate: Frequenz in Hz

Abszisse: Drehzahl rpm als Umdrehungen n pro Minute

Farbskala: Schallpegel in dB

Im hier betrachteten multisensuellen Zusammenhang weist diese Farbskala für die Darstellung von Fahrzeuggeräuschen weitere Vorteile auf:

- Die monotone Zunahme von kalten zu warmen Farbtönen entspricht der Zunahme thermischer, kinetischer und akustischer Energie.
- Die wichtigsten Motorordnungen als dominante Hauptfrequenzen des Motors erscheinen gelb/weiß und symbolisieren die Energie des Verbrennungsprozesses.
- Die hellen Linien der Motorordnungen auf dunklem Grund fesseln die Aufmerksamkeit und sind als Muster leicht zu identifizieren.
- die Kombination von Rot und Grün mit dem symbolischen Gegensatz positiv-negativ wird vermieden. Die charakteristischen Helligkeiten beider Farben sind annähernd gleich, daher ist Grün in diesem Fall überflüssig.

Aufgrund der genannten Vorteile sollte die beschriebene Skala der „Regenbogen-skala“ vorgezogen werden, da letztere keine kontinuierlich zunehmende Helligkeit

aufweist. Darüber hinaus kommt das hier dargestellte Campbell-Diagramm der intermodalen Analogiebildung durch die aufsteigende Frequenzachse – entsprechend der Tonhöhe – und durch die nach rechts weisende Drehzahlachse entgegen. Die in Analogie zur Schreibrichtung von links nach rechts aufgetragene Drehzahl verdeutlicht zudem die kontinuierliche Zunahme dynamischer Geräuscheigenschaften mit der Rotationsenergie.

9. Schlussfolgerung – Gestaltung bewegungsrelevanter Geräusche

Die funktionale Repräsentation von Bewegungsvorgängen im Geräusch ist von großer Bedeutung, um Bedienfunktionen auditiv zu veranschaulichen und Gefahren einzuschätzen, die von bewegten Objekten ausgehen. Es muss möglich sein, Fahrzeuge „kommen zu hören“ und deren Geschwindigkeit zu erfassen, bevor sie gesehen werden können. Neben Aspekten des räumlichen Hörens beinhalten auch einzelne Schallsignale Informationen zur Art der Schallquelle und deren Bewegung – diese monauralen Qualitäten sind intuitiv erfassbar und bieten die Möglichkeit systematischer Gestaltung. Singuläre Parameter wie Tonhöhe oder Mittenfrequenz bandgefilterten Rauschens sind geeignet, Bewegungen von Objekten zu repräsentieren. Es ist sinnvoll, solche Parameter aus realen, häufig wahrgenommenen Geräuschen zu extrahieren.

Aufgrund der Parallelität verschiedener Wahrnehmungsstrategien zur Verknüpfung der Sinnesbereiche ist es zusätzlich möglich, in weiten Grenzen ikonischen Gehalt (z.B. Markeneigenschaften, Fahrzeugart) und semantische Aspekte (z.B. Warnfunktion, Handlungsanweisung) zu verankern. Um Fehlinterpretationen zu vermeiden, dürfen nur Parameter zur Darstellung von Bewegung implementiert werden, für die vergleichbare Wahrnehmungserfahrungen des Hörers vorausgesetzt werden können.

In alltäglichen Situationen ist es wichtig, dass Fahrzeuggeräusche sowohl einen Vordergrundcharakter und gute Interpretierbarkeit in Fahrtrichtung aufweisen, als auch eine hinreichende Mischbarkeit in den anderen Richtungen zeigen. Dies ist mit Geräuschen begrenzter Tonalität erreichbar. Prinzipiell ist Tonalität jedoch gewünscht, denn die intermodale Korrelation der Geräuscheigenschaften zur Fahrzeuggeschwindigkeit (nicht zur Beschleunigung) geschieht am besten über die Tonhöhe. Dabei sollte das Geräusch subtile Aspekte aufweisen, die über ein primitives *Mickey-Mousing* weit hinausgehen. In zunehmendem Maße ist die – aus Filmen und Games verinnerlichte – Realität virtueller Welten als Quelle multisensueller Wahrnehmungserfahrung zu berücksichtigen.

Bei rhythmischen oder intermittierenden Geräuschen wird hier die Unterscheidung zwischen impliziter und expliziter Bewegungsinformation angeregt. Die Prozesse der Wahrnehmung, die eine Integration beider Aspekte zu einer widerspruchsfreien Gesamtwahrnehmung ermöglichen, bedürfen allerdings noch genauer experimenteller Klärung.

Literatur

- [1] Haverkamp, M.: Synesthetic Design – Handbook for a Multisensory Approach. Basel: Birkhäuser 2013. Deutsche Ausgabe: Synästhetisches Design – Kreative Produktgestaltung für alle Sinne. München: Carl Hanser 2009.
- [2] Haverkamp, M.: Multisensuelle Referenzen bei der Wahrnehmung von Geräuschen. Lärmbekämpfung Bd.6 (2011) Nr.3, S. 115-117.
- [3] Haverkamp, M.: Beurteilung und Gestaltung von Geräuschen auf Basis intermodaler Analogien. In: Becker, K. (Hrsg.): Subjektive Fahreindrücke sichtbar machen III. S. 182-204. Renningen: expert 2006.
- [4] Sievers, E.: Ziele und Wege der Schallanalyse. Heidelberg: Carl Winter 1924.
- [5] Becking, G.: Der musikalische Rhythmus als Erkenntnisquelle. Augsburg: Benno Filser 1928.
- [6] Truslit, A.: Gestaltung und Bewegung in der Musik. Berlin: Christian Friedrich Vieweg 1938.
- [7] Haverkamp, M.: Bewegung als Ursprung der Musik. Alexander Truslits frühe Studien zur Musikwahrnehmung. DAGA'07, S. 557-558. Stuttgart. Berlin: DEGA 2007.
- [8] Schmitz, H.: System der Philosophie, III/5, Der Raum/Die Wahrnehmung. Studienausgabe. Bonn: Bouvier 2005.
- [9] Eitan, Z. and Granot, R. E.: Musical parameters and images of motion. In: Parncutt, R. et al. (Hrsg.): Proc. of the conference on interdisciplinary musicology. Graz 2004.
- [10] Voss, W.: Das Farbenhören bei Erblindeten. In: Anschütz, G. (Hrsg.): Farbe-Ton-Forschungen. Bd.2. S. 5-207. Hamburg: Psychologisch-Ästhetische Forschungsgesellschaft 1936.
- [11] Chion, M.: Audio-Vision. Sound on Screen. New York: Columbia University Press 1994.
- [12] Flückiger, B.: Sound Design. Die virtuelle Klangwelt des Films. Marburg: Schüren 2001.
- [13] Haverkamp, M.: Synästhetische Wahrnehmung und Geräuschdesign. In: Becker, K. (Hrsg.): Subjektive Fahreindrücke sichtbar machen II. S. 114-142. Renningen-Malmsheim: expert 2002.
- [14] Takada, M.; Kazuhiko, T.; Shin-ichiro, I.: Relationships between Auditory Impressions and Onomatopoeic Features for Environmental Sounds. Acoust. Sci. & Tech. 27(2006) Nr. 2.
- [15] Fernström, M. und Brazil, E.: Human-Computer Interaction Design based on Interactive Sonification. Workshop on Interactive Sonification, Bielefeld, 2004.
- [16] Jekosch, U.: Assigning Meaning to Sound – Semiotics in the Context of Product-sound Design. In: Blauert, J. (Hrsg.): Communication acoustics. S. 193-221. Berlin: Springer 2005.
- [17] Haverkamp, M.: Advanced Description of Noise Perception by Analysis of Cross-sensory Interactions within Soundscapes. Noise Control Eng. J. 58 (2010) Nr. 5.
- [18] Anschütz, G.: Farbenhören und Kunstschaffen. Hannover: Günther Wagner, 1928.

Physikalische und psychoakustische Vorhersage von singular impulshaften Geräuschen

Marius Höchstetter, Maik Rolle, Jesko Verhey, Ulrich Gabbert

Abstract

Due to the technical progress in the automotive industry, product quality depends increasingly on customer's perception. This leads the car manufacturers to strive for a representative engine sound and minimal wind noise during the ride. Whilst the vehicle is stationary, the acoustic impression of doors, flaps and functional elements has a substantial influence on perception. For these latter sounds, a consumer orientated development requires specific knowledge concerning their auditory perception and the individual expectations. Therefore, this article evaluates the potential of physical and psychoacoustic parameters to describe the acoustic characteristics. The final goal is to predict and actively influence the auditory value of singular impulsive sounds on the basis of these parameters.

The study focuses on noises of electrical door locks of vehicles. The subjective quality of the sounds is evaluated in a psychoacoustic experiment using a paired comparison paradigm. The results can be transformed to an interval scale via dominance matrix according to the approach of Bradley, Terry and Luce (BTL). Using a regression analysis it is investigated to what extent the data are predicted on the basis of either only physical or only psychoacoustic parameters.

The analysis showed that, in addition to the frequency related sound pressure level from the physical side, the psychoacoustic parameters loudness and sharpness show high correlation in the evaluation of singular impulsive sounds. Representative for this research, psychoacoustic models achieve a better description of the data than physical parameters do.

Kurzfassung

Die Produktqualität von Automobilen definiert sich zunehmend über die auditive Wahrnehmung des Kunden. Das Ziel der Hersteller ist es daher, störende Motor- und Windgeräusche während der Fahrt zu minimieren. Wenn das Fahrzeug steht, beeinflusst der Klang von Türen, Klappen und funktionalen Elementen den akustischen Sinneseindruck maßgeblich. Folglich benötigt eine kundenorientierte Entwicklung Kenntnisse über das auditive Empfinden und die individuellen Erwartungen. Im Beitrag wird das Potential physikalischer und psychoakustischer Größen zur Beurteilung der Güte von Geräuschen untersucht. Der Fokus liegt auf Verriegelungsgeräuschen von PKW-Türen unterschiedlicher Hersteller als Beispiel für ein singuläres, impulshaftes Geräusch. Das langfristige Ziel der Untersuchungen ist es, die auditive Wertigkeit zu prognostizieren und damit aktiv beeinflussen zu können. Im Beitrag werden Ergebnisse von hörakustischen Versuchen vorgestellt, bei denen die Probanden die relative Wertigkeit anhand von Paarvergleichen einschätzen sollten. Daraus wird nach dem Modell von Bradley, Terry und Luce (BTL-Modell) eine intervallskalierte Rangfolge berechnet. Mittels multipler Regressionsanalysen wird daraufhin unter-

sucht, wie gut rein physikalische oder rein hörakustische Parameter zur Vorhersage beitragen können. Als Ergebnis folgt, dass neben der frequenzabhängigen Lautstärke die Schärfe und weitere ausgewählte Zeitgrößen eine hohe Korrelation mit dem subjektiven Urteil aufweisen. Für die vorliegenden Signale zeigt sich, dass die Vorhersage auf Basis psychoakustischer Grundgrößen eine höhere Aussagekraft bezüglich der Wertigkeit hat als die auf Basis physikalischer Parameter.

1. Einleitung

Bei der komfortorientierten Entwicklung von modernen Automobilen gewinnen wahrnehmungsbasierte Aspekte zunehmend an Bedeutung. Der Käufer setzt heute fehlerfreie und effektive technische Lösungen, eine lange Lebensdauer und ergonomischen Bedienkomfort voraus. Für eine qualitative Differenzierung von Fahrzeugen gewinnen damit haptische, optische oder akustische Reize stärker an Bedeutung. Ein wachsendes Potential kundenorientierter Entwicklungen bietet das akustische Produktdesign. Das vom Kunden präferierte Wertigkeitsempfinden lässt sich technisch durch vielfältige Maßnahmen erreichen. Dabei sind unterschiedliche Signaltypen zu beachten. So liefern zyklische Signale eines Verbrennungsvorganges andere auditive Wahrnehmungsdimensionen als das impulshafte Schließen einer Motorhaube. Möglichst leise Wind- und Rollgeräusche verbunden mit einer konzeptspezifischen Motorenpräsenz gelten als auditiv hochwertig. Steht das Fahrzeug, werden die sensorischen Rezeptoren durch das Klangbild beeinflusst, welches durch die Betätigung von Türen, Klappen und weiteren funktionalen Elementen entsteht. Die bewusste Wahrnehmung derartiger Klangbilder ist ein Aspekt der technischen Qualität eines Fahrzeuges.

Diese in ruhigen Verkaufsräumen sowie im Stillstand des Fahrzeuges wahrnehmbaren singulären Geräusche stellen für die Fahrzeugentwickler eine besondere Herausforderung dar. Durch den impulshaften Energieeintrag werden die Gehörmechanismen mit einem steilen Druckgradienten stimuliert. Maskierende Effekte alternativer Schallquellen fehlen ebenso wie die optischen Reize des Straßenverkehrs. Somit tragen die akustischen Merkmale entscheidend zum subjektiven Qualitätsurteil bei. Ließe sich letzteres künstlich replizieren, könnte die Produktentwicklung vom Kunden präferierte Eigenschaften aufgreifen und technisch umsetzen [1].

Das Ziel des vorliegenden Beitrages ist es, das auditive Wertigkeitsempfinden singulär, impulshafter Geräusche zu klassifizieren und mittels objektiver Parameter zu beschreiben. Getrennt nach physikalischen und psychoakustischen Grundgrößen werden am realen Verriegelungsgeräusch von Fahrzeugtüren lineare Modelle zur Objektivierung abgeleitet. Dabei wird unter anderem der Frage nachgegangen, wie sich eine Vorhersage auf der Grundlage physikalischer Kenngrößen von einer Prognose auf Basis hörakustischer Größen unterscheidet? Die qualitative Validierung erfolgt mit Hilfe von technisch und synthetisch bearbeiteten Stimuli. Neben der Identifikation von wesentlichen Merkmalen der auditiven Wertigkeit werden systematisch prüfbare Ergebnisse gewonnen. Das Ziel ist eine objektive Absicherung des Entwicklungsprozesses und eine standardisierte Prüfung der akustischen Qualität auf der Basis einer kundenpräferierten Qualitätswahrnehmung.

Das angewandte Vorgehen konzentriert sich allein auf die akustischen Merkmale des Gesamtfahrzeuges, d.h. der Einfluss unterschiedlicher geometrischer Anbindungs-

konzepte der Geräuschquelle wird nicht betrachtet. Die hier vorgestellte Analyse physikalischer und hörakustischer Parameter stellt eine im Vergleich zu anderen Autoren abweichende Herangehensweise dar. Deren Fokus liegt in der Regel auf synthetisierten Parametern [2] oder isolierten Komponenten [3].

2. Methodik und Vorgehen

2.1 Stimuli

Während der Bediensituation herrscht ein diffuses Schallfeld vor. Deshalb wurden die hier verwendeten Stimuli in einem Semi-Freifeldraum aufgenommen (Bild 1, oben). Er bietet einen schallharten Boden verbunden mit absorbierenden Elementen an den Seitenwänden und der Deckfläche des Raumes. Für wirklichkeitsgetreue Aufnahmen wurden Kunstköpfe (Firma HEAD acoustics GmbH, Typ HMS IV) in standardisierter Position verwendet. Sie ermöglichen es, den binauralen Charakter des menschlichen Korpus' auf das auditive Empfinden nachzubilden [4]. So wird beim erneuten Abspielen beispielsweise das Richtungshören durch eine realistische Reproduktion von interauralen Zeit- und Pegelunterschieden berücksichtigt [5], [6].

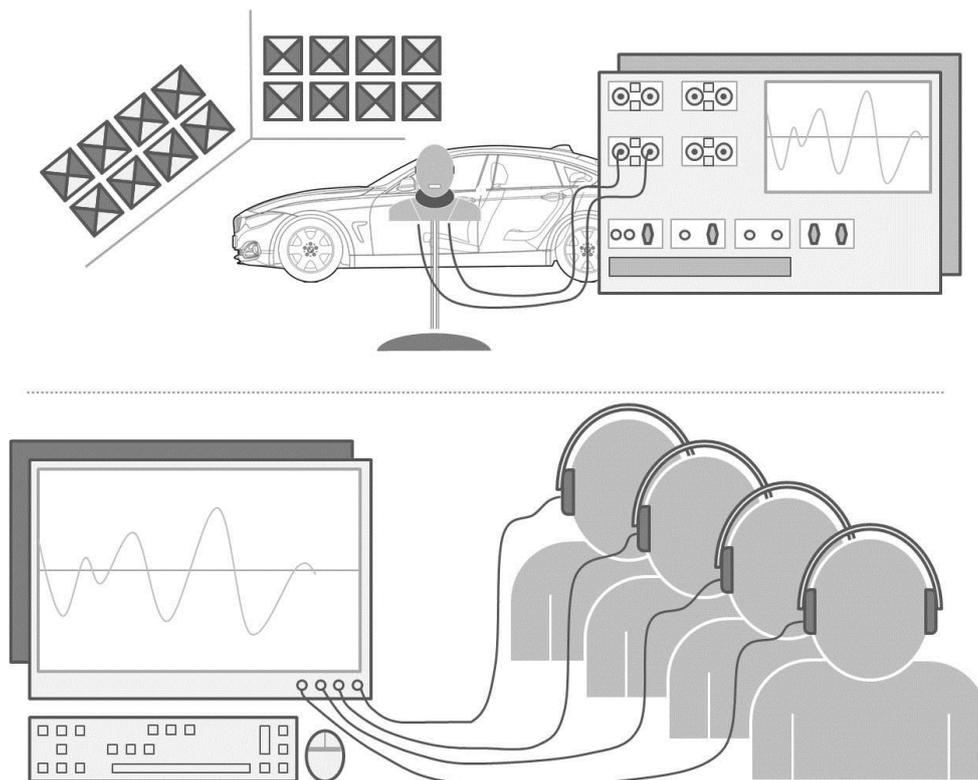


Bild 1: Schematische Darstellung des Messaufbaus und Verlaufs der Hörversuche

Der akustische Sinneseindruck wird isoliert vom haptischen und vom optischen stimuliert, um störende Einwirkungen zu minimieren. Zu einer möglichst realitätsnahen Wiedergabe führen offene Kopfhörer des Typs STAX SR-202. Sie bilden den allgemeinen Hörfrequenzbereich quasi frei von nicht linearen Verzerrungen ab. Die Hörversuche fanden in einem schallreduzierten Raum mit homogenem Lichteinfall statt. Nach einer schriftlichen Einführung präsentierte der Versuchsleiter exemplarisch drei

der zu bewertenden Schalle. Zusätzlich erfolgte eine standardisierte, mündlich vorgelegene Einweisung zur auditiven Wertigkeit von Fahrzeuggeräuschen. Bevor der Leiter den Versuch für die Versuchspersonen freigab, wurden eventuell auftretende offene Fragen beantwortet.

An dem Versuch nahmen 15 Frauen im Alter von 23 - 40 Jahren und 26 Männer von 19 - 52 Jahren teil; das Durchschnittsalter betrug 30,2 Jahre. Bei keinem der Probanden lag ein dokumentierter Hörschaden vor. Alle Teilnehmer besaßen eine Fahrerlaubnis; vier Teilnehmer verfügten über keinen eigenen PKW. Vom Kleinwagen bis zur oberen Mittelklasse waren alle Fahrzeugtypen vertreten; neun Probanden fuhren ein Fahrzeug der Marke BMW.

Unter den insgesamt 41 Versuchsteilnehmern befanden sich 27 Laien sowie 14 Fachkräfte der Akustik, wovon wiederum vier als Geräuschexperten für Türen und Klappen tätig waren. Damit lag ein breites Spektrum vor, in dem sich Laien aber auch mit der akustischen Entwicklung vertraute Personen wiederfanden.

2.2 Durchführung der Hörversuche

Die Hörversuche untersuchten die subjektive Wahrnehmung von singular impulshaften Verriegelungsgeräuschen. Sie ermöglichten eine qualitative Rangordnung entsprechend der vom Kunden präferierten Wertigkeit und führen nach [7] zu wiederhol- und kontrollierbaren Ergebnissen. Zudem charakterisieren die Hörversuche, im Vergleich zu den physikalischen Fahrzeugkenngrößen (z.B. Verbrauch, Gewicht, c_w -Wert), die maßgebenden Elemente des subjektiven Empfindens.

Die Untersuchungen gliedern sich in drei Phasen, in denen jeweils Paarvergleiche durchgeführt werden. Dieses Paradigma gilt sowohl bei Laien als auch bei geschulten Probanden als zielführender Ansatz [8], da sich alle zu bewertenden Objekte einmal direkt gegenüberstehen. Die Kombination der Geräusche erfolgt gemäß dem Algorithmus nach Ross [9]. Primär maximiert er die Anzahl der Paare zwischen der ersten und folgenden Wiedergabe eines Stimulus. Zusätzlich strebt dieser Ansatz ein ähnlich häufiges Auftreten in erster oder zweiter Position der Wiedergabe an.

Das Versuchsdesign schließt das restriktive Kriterium der Kontextunabhängigkeit einer Wahlsituation mit ein [10]. Ein relativer Präferenzvergleich gilt als kontextunabhängig, wenn die vollständigen Skalenwerte der Schalle in die Bewertung mit eingehen.

Als Resultat der Hörversuche ergeben sich ordinalskalierte Daten. Allerdings liefert das auf dem psychologischen Kontinuum getroffene, präferierte Kundenurteil keine Auskunft über den tatsächlichen Zwischenraum [13]. Dieser muss aus der Häufigkeit gewonnen werden, mit der die Probanden ein Objekt einem anderen vorziehen [11]. Weisen deren kumulierte Antworten zu viele zirkuläre Triaden auf, deutet dies auf intransitive Entscheidungen hin.

Der angewandte χ^2 -Test schließt inkonsistente Teilnehmer mit einer Irrtumswahrscheinlichkeit von $\alpha = 0,05$ aus. Am Ende lassen sich die einzelnen Urteile nach dem Modell von Bradley, Terry und Luce mittels Dominanzhäufigkeitsmatrix in eine Intervallskala transformieren [11] - [14]. Mittels multipler Regressionsanalysen wird der Zusammenhang zwischen Vorhersage- und Prädiktorgrößen [15] dargestellt. Dafür wurde die Methode der kleinsten Quadrate verwendet, um die Differenzen zu minimieren. Deren Signifikanz wurde mittels t- und F-Test statistisch bewertet [16].

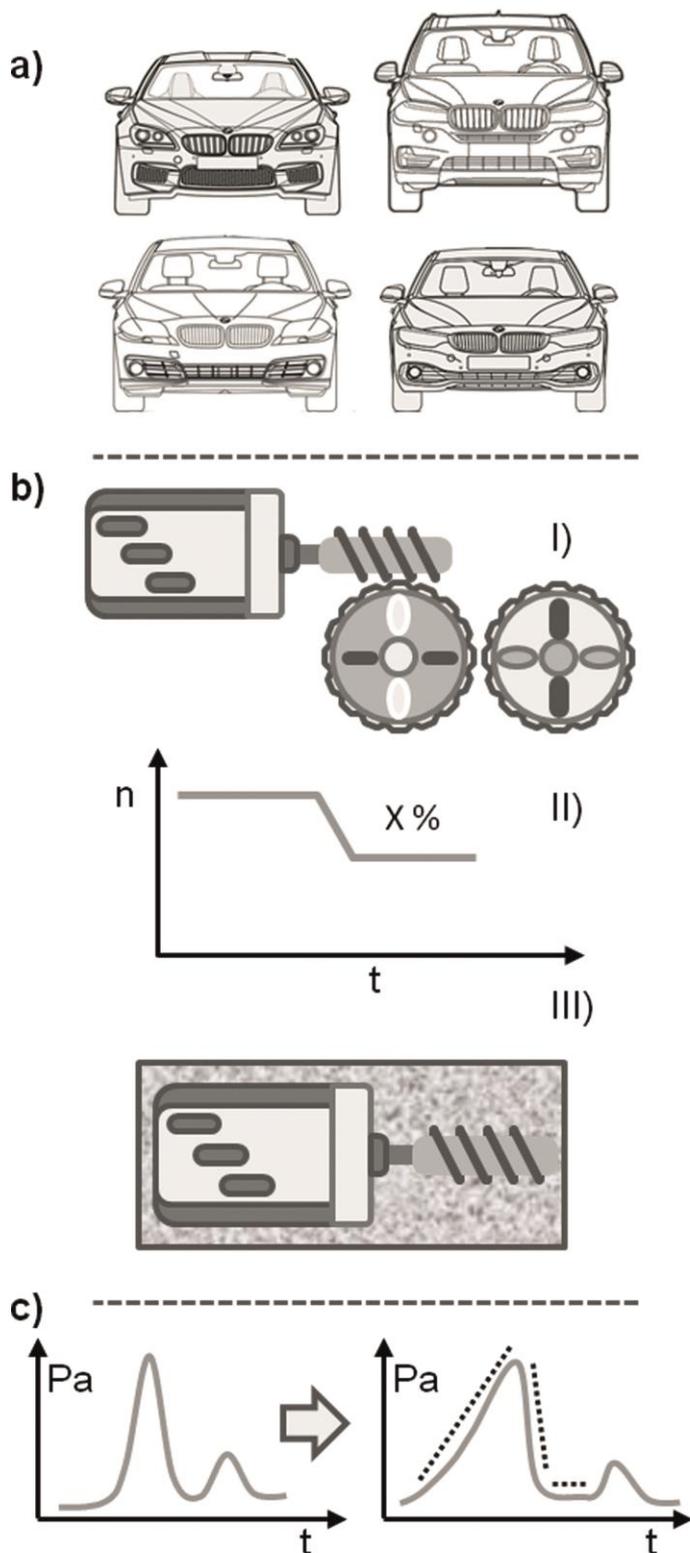


Bild 2: Verwendete Verriegelungsgeräusche:
a) real, b) technisch manipuliert, c) synthetisch variiert

Die durchgeführte Studie untersuchte in Phase 1 reale Verriegelungsgeräusche von Fahrzeugtüren (Bild 2a). Hieraus resultiert einerseits ein intervallskalierter Maßstab, von dem sich lineare Prognosemodelle getrennt nach physikalischen und psychoakustischen Parametern ableiten ließen. Andererseits wurden zusätzlich die relevanten Merkmale des auditiven Wertigkeitsempfindens identifiziert. Um die qualitativ maßgebenden Ausprägungen einzugrenzen, fanden in Phase 2 technische Manipulationen an den emittierenden Bauteilen der Tür statt.

Dazu wurden I) eine optimierte Werkstoffpaarung, II) eine reduzierte Spannungsversorgung im Antrieb sowie III) eine ins Schloss integrierte Dämmung untersucht; siehe Darstellung im Bild 2b. Aus den subjektiven Präferenzen gingen differenzierende, objektive Kriterien hervor. Diese Kriterien wurden in Phase 3 gezielt aufgegriffen, durch synthetische Variation abgestuft und erneut klassifiziert (siehe Bild 2c).

Als methodische Grundlage der Synthetisierung wird ein Hüllkurvenmodell genutzt. Das Modell beinhaltet die gezielten Variationen der Flankensteigung (engl. attack time), der Abklingzeit (engl. decay time) sowie der zeitlichen Differenz zu einem zweiten Impuls und ermöglicht die synthetische Abwandlung realer Verriegelungsgeräusche (Bild 3). Durch eine zeitliche Streckung des ursprünglichen Signals ergibt sich

als Nebeneffekt eine zeitlich verschobene Tonhöhe. Auf der Basis einer softwaregestützten Kompensation kann erreicht werden, dass das klanghafte Empfinden dennoch zum Original identisch ist (engl. Pitch shifting).

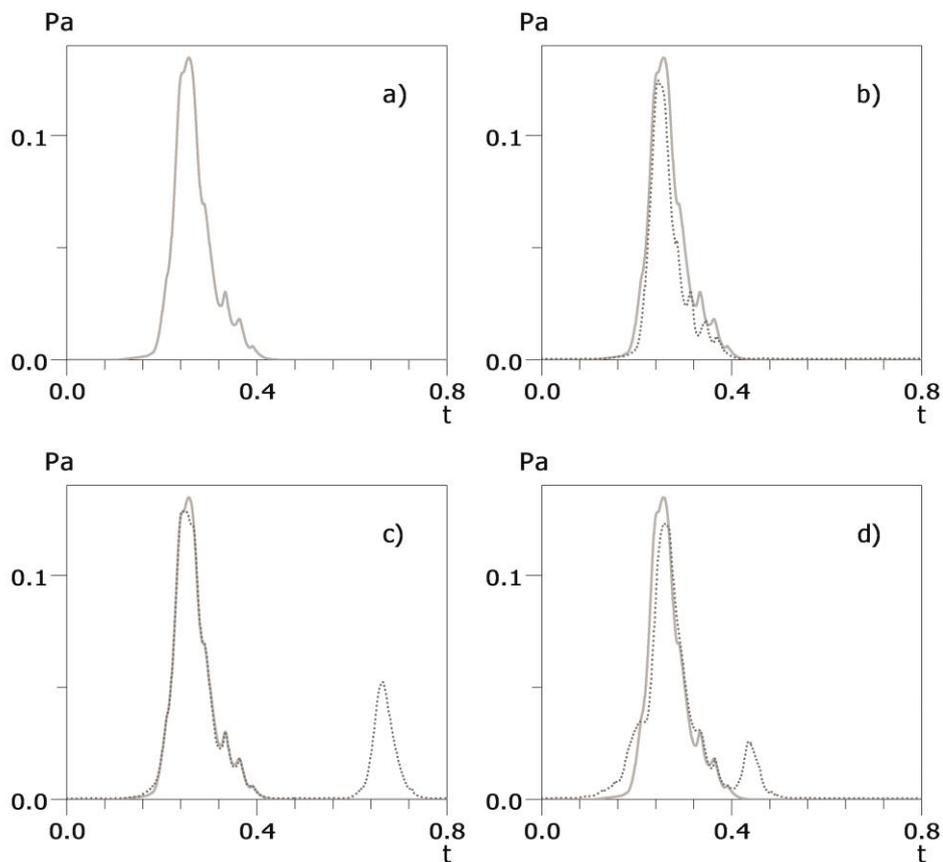


Bild 3: Hüllkurven des Schalldruckpegels für die synthetisch erzeugten Signale (gepunktet) im Vergleich zum Originalsignal (durchgezogen)
 a) nur Original; b) Anstiegsflanke steiler, Abfallzeit kürzer;
 c) zusätzlicher 2. Impuls; d) Anstiegsflanke flacher, zusätzlicher 2. Impuls

2.3 Objektivierung am Beispiel des Verriegelungsgeräusches

Der qualitative Vergleich deskriptiver Regressionsmodelle verlangt eine geeignete Auswahl physikalischer und psychoakustischer Koeffizienten, die schematisch im Bild 4 dargestellt sind. Physikalische Größen sind der Schalldruckpegel $L_{dB SPL}$, dessen Anstiegsverhalten L_m und seine zeitliche Dauer oberhalb eines definierten Wertes t_{min} . Der zeitliche Schwerpunkt t_{SP} und der frequenzabhängige Schwerpunkt f_{SP} beschreiben die energetische Charakteristik des Signals.

Weitere Kriterien stellen die Mittelwerte der Lautstärke niederfrequenter Bereiche L_{nf} und hochfrequenter Bereiche L_{hf} dar. Die Wahl der Bereiche orientiert sich an der von Zwicker entwickelten Barkskala [17]. Eine interessante Größe ist weiterhin die maximale Differenz zweier aufeinander folgender Terzbänder (Δ_{nf} , Δ_{hf}).

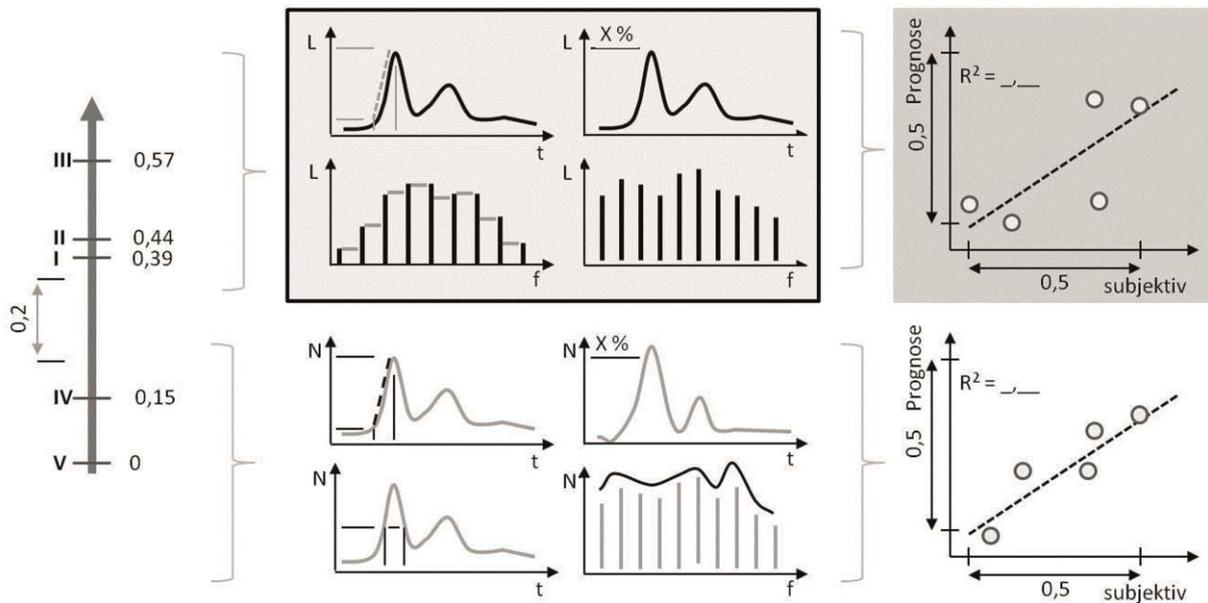


Bild 4: Schematische Darstellung der intervallskalierten Daten (links). Physikalische (oben mitte) und psychoakustische (unten mitte) Parameter, die bei der multiplen Regression zur Vorhersage der Daten genutzt wurden (rechts)

Zwicker und Fastl [17], [18] setzten mit ihren Untersuchungen zur auditiven Wahrnehmung Meilensteine in der Hörforschung. Auf sie geht die Berechnung instationärer Schalle nach DIN 45631/A1 [19] zurück. Die im vorliegenden Beitrag dargestellten Untersuchungen konzentrierten sich auf die in der DIN beschriebene Lautheit N_5 , deren mittlere Steigung N_m und einen weiteren Steigungswert N^* . Weiterhin werden die von Glasberg und Moore [20] beschriebene binaurale Auswertung zeitvarianter Geräusche N_{TVL} sowie die von Boulet [21] entwickelte Methode zur Evaluation der Lautheit impulshafter Schalle N_{ESI} verwendet. Zusätzlich wurden außerdem die Schärfe S_{max} und deren Dynamik S_t untersucht. Daneben wurden der durch eine A-Bewertung überlagerte frequenzabhängige Schwerpunkt $f_{SP(A)}$ sowie die zu den Mittelwerten der Lautstärke äquivalenten Lautheitswerte (N_{nf} , N_{hf}) als Prädiktoren untersucht.

Nicht betrachtet wurden hier die Tonalität [22], deren normgerechte Auswertung länger andauernde Geräusche erfordert, sowie die Rauigkeit [23], die bei periodisch wiederkehrenden Signalanteilen den Modulationscharakter und die Einhüllende charakterisiert. Diese Größen finden vor allem in der Antriebsakustik Verwendung und eignen sich weniger gut für singuläre Geräusche [24].

3. Ergebnisse

Phase 1

Für den Hörversuch wurden reale Verriegelungsgeräusche von Fahrzeugen des Premiumsegments ausgewählt. Die Ableitung physikalischer Modelle führt zu den gemittelten Pegelwerten nieder- und hochfrequenter Terzbänder (L_{nf} , L_{hf}). Hinzu kommt die Signaldauer t_{min} oberhalb eines charakteristischen Schalldruckpegels. Graphisch ist der Vergleich zwischen Modellvorhersage (Ordinate) und experimentellen Daten (Abszisse) in Bild 5 I) (links) dargestellt. Für dieses Modell ergibt sich ge-

mäß Tabelle 1 ein Regressionskoeffizient von $R^2 = 0,93$ und ein korrigiertes Bestimmtheitsmaß von $R^2_{adj} = 0,90$. Die Methoden der t- und F-Statistik ($\alpha = 0,05$) beschreiben den hypothetisch postulierten Zusammenhang als signifikant.

Im Fokus der psychoakustischen Größen stehen die Lautheit N_5 nach Zwicker und die von den Autoren weiterentwickelten Parameter N^* und S_t . Aus den Regressionsbetrachtungen ergibt sich ein Koeffizient von $R^2 = 0,98$, siehe Tabelle 1. Ein Vergleich der vom Individuum wahrgenommenen Wertigkeit mit der vom Modell geschätzten Wertigkeit ist im Bild 5 I) (rechts) dargestellt. Der F-Test liegt mit $F_{emp} = 14,2$ oberhalb des kritischen Wertes.

Tabelle 1: Ergebnisse multipler Regressionsanalysen für die drei Phasen, getrennt nach physikalischen und psychoakustischen Parametern

Regressionsanalyse	Real	Manipuliert	Synthetisch
Physikalische Parameter	L_{nf}, L_{hf}, t_{min}	$L_{nf}, L_{hf}, t_{min}, L_m$	L_{nf}, L_{hf}, L_m
$R^2_{physikalisch}$	0,93	0,93	0,97
Psychoakustische Parameter	N_5, N^*, S_t	N_5, N^*, S_{max}, S_t	N_5, N_m, S_t
$R^2_{psychoakustisch}$	0,98	0,98	0,98

Phase 2

Durch die Analyse verschiedener Parameterkombinationen zeigte sich, dass zu den aus Phase 1 ermittelten physikalischen Größen die Steigung des Schalldruckpegels L_m für eine gute Vorhersage hinzugenommen werden musste. Statistisch betrachtet weist der empirische Wert für den F-Test mit $F_{emp} = 9,8$ ebenfalls auf ein signifikantes Modell hin. Mit der Irrtumswahrscheinlichkeit von $\alpha = 0,05$ bestätigt auch der t-Test die Signifikanz auf parametrischer Ebene. Gemäß Bild 5 II) bilden die zugehörigen Parameter aus Tabelle 1 die subjektive Rangfolge gegenüber der objektiven Wertigkeit ab. Zu den in Phase 1 vorgestellten Parametern musste für eine gute Vorhersage die Schärfe für das psychoakustische Modell hinzugenommen werden. Damit lieferte der lineare Ansatz Regressionskoeffizienten von $R^2 = 0,98$ und $R^2_{adj} = 0,94$. Im Vergleich zum physikalischen Modell erreichte die Signifikanz einen um gut ein Drittel höheren empirischen F-Wert von $F_{emp} = 15,4$.

Phase 3

Mit den frequenzbasierten Pegelgrößen L_{nf} und L_{hf} bildet die Steigung der Lautstärke L_m ein dreiparametrisches Modell. Die lineare Regression führt zu einem Bestimmtheitsmaß von $R^2 = 0,97$ und einem Wert von $F_{emp} = 17,6$. Die höchste Gewichtung in der mathematischen Prognose entfällt auf den Mittelwert hochfrequenter Terzbänder L_{hf} . Für das psychoakustische Modell ergibt sich die Steigung der Lautheit N_m als aussagekräftigste Konstante. In Kombination mit der Lautheit N_5 und der dynamischen Schärfegröße S_t resultieren Regressionskoeffizienten von $R^2 = 0,98$ und $R^2_{adj} = 0,97$, wodurch ein zuverlässiges Ergebnis gewährleistet ist. Zudem weist der empirische F-Test einen Wert von $F_{emp} = 16,9$ auf. Tabelle 1 und Bild 5 III) visualisieren die gewonnenen Ergebnisse.

Die Analyse der Verriegelungsgeräusche ermöglicht eine kreuzweise Validierung der

ermittelten Modelle auf Basis der Daten der drei Phasen. Es ergab sich, dass folgendes Modell aus Phase 1 die beste Vorhersagbarkeit aller Daten lieferte:

(1)

$$W_{phys.} = 0,32 + 0,10 * L_{lf} - 0,36 * L_{hf} + 0,07 * t_{min}$$

Dabei führt die Korrelation des physikalischen Ansatzes nach Gleichung (1) zu einem Wert von $r=0,92$ gegenüber der intervallskalierten Rangfolge manipulierter Geräusche aus Phase 2. Weiterhin ergibt sich eine Übereinstimmung von $r=0,91$ verglichen mit den synthetisierten Stimuli aus Phase 3. Auch für die hörakustischen Untersuchungen ist das folgende Modell aus Phase 1 am besten geeignet, alle Daten vorherzusagen:

(2)

$$W_{psyc ho.} = 0,22 - 0,21 * N_5 - 0,08 * S_t + 0,09 * N'$$

Die Korrelationen waren mit $r = 0,96$ (Phase 2) und $r = 0,92$ (Phase 3) sogar signifikant höher als die für das physikalische Modell.

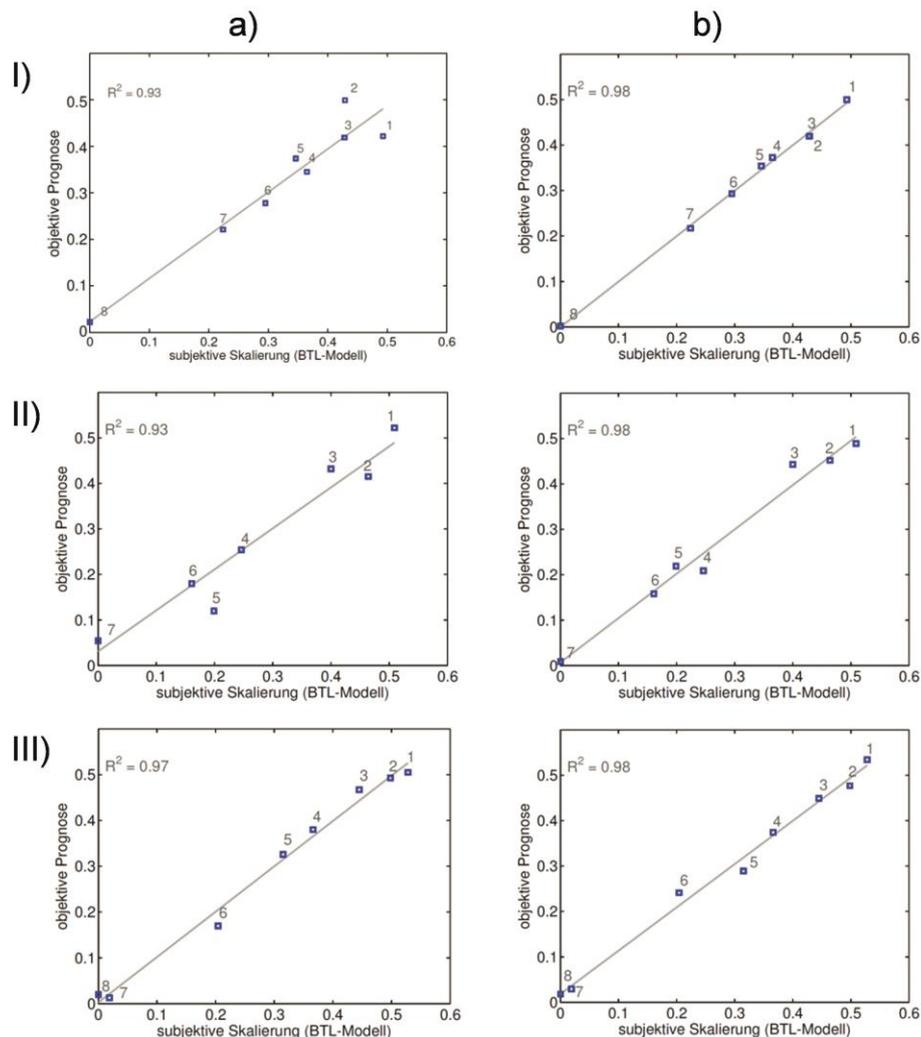


Bild 5: Ergebnis der Regressionsrechnungen physikalischer (a) und psychoakustischer (b) Parameter für reale Geräusche (I), technisch manipulierte Signale (II) und synthetisierte Geräusche (II)

4. Ergebnisdiskussion

Anhand der linearen Kombination objektiver Parameter wird die kundenpräferierte Wahrnehmung von singular impulshaften Verriegelungsgeräuschen beschreib- und prognostizierbar. Die mit der vorgestellten Methodik ermittelten physikalischen Größen beschreiben jene Merkmale wie längere Abfallzeiten oder flachere Flankensteigungen, die als wertig empfunden werden. Insbesondere die frequenzabhängigen Lautstärkewerte bilden die genannten Kennzeichen ab. Sie reproduzieren den variierenden Pegel und berücksichtigen die wertigkeitsmindernden, hochfrequenten Signalbausteine. Gleichung (1) zeigt die dreifache Gewichtung von hochfrequenten gegenüber tieffrequenten Anteilen und verdeutlicht die subjektive Präferenz von *weichen* Geräuschen.

Der Schalldruckpegel $L_{dB SPL}$ und die Differenz aufeinander folgender Terzbänder weisen einen eher untergeordneten Einfluss auf. Ihre deskriptiven Eigenschaften finden sich in den tief- und hochfrequenten Lautstärkewerten wieder.

An den synthetisierten Schallen lassen sich die höheren Korrelationswerte der psychoakustischen Parameter erkennen. Durch die gezielt variierten Anstiegs- und Abfallzeiten wird der impulshafte Geräuschcharakter beeinflusst. Eine lange Dauer gilt jeweils als *weich* und *angenehm* und steigert somit die empfundene Wertigkeit des Objektes. Diese grundlegenden Kenngrößen werden vor allem durch die frequenzbasierte Gewichtung der hörakustischen Lautheit abgebildet. Liefert die Ableitung einen flacheren Anstieg, korreliert dieses Ergebnis mit der emotionalen Wahrnehmung. Durch die negative Gewichtung der Schärfegröße werden wertigkeitsmindernde Schwirrantteile erfasst. Insgesamt bilden die psychoakustischen Größen die relevanten Geräuschaspekte präziser ab und spiegeln das auditive Wertigkeitsempfinden treffender wieder.

Die Auswertung der Lautheit nach Glasberg und Moore oder die impulshafte Lautheit nach Boulet zeigt schon gute Korrelationswerte. Der Ansatz nach Zwicker mindert durch das 95 %-Perzentil den Einfluss des absoluten Maximums und erweist sich somit als ein noch besserer Prädiktor für die Wahrnehmung singularer Geräusche.

5. Fazit und Ausblick

Singular Fahrzeuggeräusche beeinflussen das auditive Wertigkeitsempfinden in ruhiger Umgebung maßgeblich. Hierzu fanden am Beispiel von Verriegelungsgeräuschen empirische Untersuchungen aufgeteilt in reale, technisch und synthetisch veränderte Stimuli statt. Basierend auf der individuellen Erwartungshaltung wurden lineare Modelle anhand physikalischer und psychoakustischer Parameter entwickelt. Sie ermöglichen eine objektive Abstufung der kundenpräferierten Wahrnehmung und erfassen die akustischen Attribute eines hochwertig empfundenen Geräusches. Prinzipiell bewirken die physikalischen Ansätze eine aussagekräftige Beschreibung. Anhand von psychoakustischen Parametern resultieren allerdings höhere Werte in der Prognose und der modellhaften Darstellung der empfundenen Wertigkeit.

Die im Beitrag aufgezeigten Ergebnisse dienen einer kundenorientierten Absicherung der akustischen Qualität vom Beginn des Entwicklungsprozesses an bis hin zum Serienfahrzeug. Zukünftig können fahrzeugspezifische Ziele mithilfe des dafür signifikanten Kundenkreises abgeleitet und systematisch geprüft werden. So gelingt eine frühzeitige Abfrage der auditiven Wertigkeit, wodurch rechtzeitig qualitative Maßnahmen in die Entwicklung einfließen können.

Literatur

- [1] Benz, K. H.: Praxishandbuch Sensorik in der Produktentwicklung und Qualitätssicherung. Hamburg: Behr's Verlag, Loseblattsammlung, Aktualisierung 2007, Kap. IV-1
- [2] Kuwano, S., S. Namba und T. Yamasaki: Effect of temporal pattern of non-steady state sounds on loudness. In: J. Acoust. Soc. Jpn., Nr. 12, S. 229–232, 1991
- [3] Baird, T., N. Otto und W. Bray: Impulsive Noise of Printers: Measurement Metrics and Their Subjective Correlation. In: Proc. Noise-con Minneapolis, 2005
- [4] Genuit, K. und R. Sottek: Sound-Engineering im Automobilbereich; Methoden zur Messung und Auswertung von Geräuschen und Schwingungen, Kapitel 2, S. 39–88, 2010
- [5] Zeller, P.: Handbuch Fahrzeugakustik, Kap. 16, S. 299–315, 2009, 1.Auflage.
- [6] HEAD acoustics: Binaural Measurement, Analysis and Playback, 2011
- [7] Otto, N., S. Amman, E. C. und S. Lake: Guidelines for Jury Evaluations of Automotive sounds. In: Sound and Vibration, Nr. 35, S. 24–47, 1999
- [8] Bosch, K.: Basiswissen Statistik. München: Oldenbourg, 2007
- [12] Ross, R. T.: Scaling: A Sourcebook for Behavioral Statistics. Aldine Publishing Company, 1974
- [9] Luce, R. D.: The Choice Axiom after Twenty Years. In: Journal of Mathematical Psychology, Nr. 15, S. 215–233, 1977
- [10] Nina, F.: Überlegungen über Entscheidungen beim Paarvergleich mit sukzessiven Kategorien. Dissertation, Heidelberg, Universität, Wirtschafts- und Sozialwissenschaftliche Fakultät, 1975
- [11] Sixtl, F.: Meßmethoden der Psychologie. Verlag Julius Beltz, Weinheim, 1967
- [12] Hupfeld, J.: Skript zur Thurstone-LCJ-Skalierung und direkte Fechnerskalierung. Universität Bern, 2002
- [13] Kendall, M. G.: Rank Correlation Methods. Griffin, London, 1970
- [14] Thurstone, L. L.: A Law of comparative Judgement. In: Psychological Review, Nr. 34, S. 273–286, 1927
- [15] Eye, A. von und C. Schuster: Regression Analysis for Social Sciences. Academic Press, San Diego, California, USA, 1998
- [16] Bortz, J. und Döring, N.: Forschungsmethoden und Evaluation: für Human- und Sozialwissenschaftler. Springer Medizin Verlag Heidelberg, 2006
- [17] Zwicker, E. und H. Fastl: Psychoacoustics - Facts and Models. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 3. Aufl., 2006
- [18] Zwicker, E.: Über psychologische und methodische Grundlagen der Lautheit. In: Acustica, Nr. 8, S. 237–258, 1958
- [19] Norm: DIN 45631/A1:2010-03. Berechnung des Lautstärkepegels und der Lautheit aus dem Geräuschspektrum - Verfahren nach E. Zwicker - Änderung 1: Berechnung der Lautheit zeitvarianter Geräusche

- [20] Glasberg, Brian R. und Moore, B. C. J.: A Model of Loudness Applicable to Time-Varying Sounds. In: J. Audio Eng. Soc, Nr. 50, S. 331–342, 2002
- [21] Boulet, I.: La sonie des sons impulsionelles: Perception, Mesures et Modèles. Dissertation, UNIVERSITE de la MEDITERRANNEE AIX-MARSEILLE II, 2005
- [22] Norm: DIN 45681:2005-08. Akustik - Bestimmung der Tonhaltigkeit von Geräuschen und Ermittlung eines Tonzuschlages für die Beurteilung von Geräuschmissionen
- [23] Sontacci, A.: Entwicklung eines Modulkonzeptes für die psychoakustische Geräuschanalyse unter Matlab. Diplomarbeit, Kunstuniversität Graz, 1998
- [24] Terhardt, E.: Über akustische Rauigkeit und Schwankungsstärke. In: Acustica, Nr. 20, S. 215– 224, 1968

Abstract

Sound Localization is widely used in the field of acoustic optimization. There are several approaches which are optimized for dedicated purposes. Beamforming with microphone arrays is used in many applications. A certain delay is applied to each microphone of the array in order to spatially sample an area of interest. As the array itself influences the resulting source distribution, different approaches based on deconvolution are applied. All algorithms can be used in various situations in the automotive sector. While it is applicable in test benches, such as a dyno, simulated Pass By or wind tunnel, it can also be applied in outside conditions such as the real Pass By. In each case, the sound localization provides a good indication about the source of a disturbing sound.

Kurzfassung

Schallortungen werden immer öfter in der akustischen Optimierung verwendet. Dabei gibt es eine Vielzahl von unterschiedlichen Verfahren, die auf spezielle Anwendungsfälle optimiert sind. Beamforming mittels Mikrofonarrays besitzt ein sehr breites Anwendungsgebiet und ist deshalb weit verbreitet. Eine Betrachtungsebene wird dabei abgetastet, indem ein gewisser Delay auf die einzelnen Mikrofone des Array angewandt wird. Um den Einfluss des Mikrofonarrays auf die resultierende Schallquellenverteilung zu kompensieren können, werden verschiedene Entfaltungsalgorithmen eingesetzt.

1. Einleitung

Die Lokalisation von Schallquellen gewinnt bei der akustischen Optimierung verschiedenster Objekte immer mehr an Bedeutung. Akustische Phänomene lassen sich nicht nur erkennen, sondern mittels einer Schallquellenlokalisation auch örtlich eingrenzen. Dabei kann die Lokalisation einerseits Vermutungen von Schallquellen bestätigen, sowie andererseits neue Erkenntnisse bei der Schallentstehung und -abstrahlung ermöglichen.

1.1 Einsatzgebiete der Schallortung

Typische Einsatzgebiete reichen von der Vermessung von Fahrzeugen in Windkanälen, Schallortungen bei Motorräumen oder Abgasanlagen über die Untersuchung bewegter Objekte wie Windkraftanlagen, Vorbeifahrtsmessungen von Fahrzeugen und Überflügen von Flugzeugen bis hin zur Erkennung und Verfolgung eines Sprechers in einem lauten Umfeld [1].

1.2 Übersicht der Verfahren

Zur Lokalisation von Schallquellen können unterschiedliche Verfahren eingesetzt werden, wobei die verschiedenen Verfahren für verschiedene Messaufgaben geeignet sind.

Mithilfe von wiederholten Schallintensitätsmessungen an definierten Punkten vor einem zu vermessenden Objekt lassen sich Hinweise auf die Position von Schallquellen finden. Da der Aufwand bei diesem Verfahren allerdings mit der Anzahl der Messpunkte und somit auch mit der Größe des Objektes steigt, lässt es sich nicht für alle Messaufgaben anwenden.

Akustische Holografie ist eine weitere Herangehensweise an das Problem der Quellenortung. Hier wird mittels eines Verbundes aus mehreren Mikrofonen (sogenannten Mikrofonarrays) Rückschlüsse auf das Schallfeld gezogen und darüber auf die Position der Quellen. Da sich das zu vermessende Objekt allerdings im Nahfeld der Mikrofone befinden muss, findet auch dieses Verfahren für große oder bewegte Objekte keine Anwendung. Mikrofonarrays finden auch in einer anderen Gruppe von Schallortungsalgorithmen ihre Anwendung: den Beamforming-Verfahren [2].

1.3 Beamforming

Beamforming wird mittels Mikrofonarrays betrieben. Unter einem Mikrofonarray versteht man eine Anordnung mit mindestens zwei Mikrofonen, wobei die Position der einzelnen Mikrofone bekannt sein muss. Mittels einer geeigneten Signalverarbeitung werden die Schalldruckdaten der einzelnen Mikrofone so zusammengefasst, dass ein räumliches Filter entsteht: Signale, die aus einer bestimmten Richtung auf das Array treffen werden wiedergegeben; Signale aus allen anderen Richtungen werden abgeschwächt. Beamforming findet nicht nur in der Akustik Anwendung, sondern auch im Ultraschall für die Medizintechnik, der Radioastronomie, so wie der gezielten Verstärkung von Signalen mittels mehrerer Antennen im Bereich der mobilen Kommunikation.

2. Überblick Beamforming

Beamforming-Verfahren zur Schallortung lassen sich in drei grobe Kategorien unterteilen:

1. Verfahren die auf der Maximierung der ausgegebenen Leistung des räumlichen Filters beruhen (Steered Response),
2. Verfahren die sich eine hochauflösende spektrale Schätzung zu Nutze machen (Spectral Estimation), und
3. Ansätze die aufgrund des Unterschiedes in der Ankunftszeit eines Signals an den verschiedenen Mikrofonpositionen den Ort einer Schallquelle finden können (Time-Difference-of-Arrival) [3].

2.1 Steered Response

Die einfachste Art eines Steered-Response-Beamformers ist der Delay-and-Sum-Beamformer (oft auch als konventioneller Beamformer bezeichnet). Bei diesem Verfahren werden die einzelnen Mikrofonsignale erst verzögert und dann aufsummiert. Das hat zur Folge, dass Signale, die aus einer bestimmten Richtung auf das Array treffen, verstärkt werden. Der Beamformer fährt auf diese Weise ein Raster ab, vergleicht die Rasterpunkte in ihrer Leistung und entscheidet sich mittels einem Maximum-Likelihood-Schätzers für eine Quellenposition. Auf die genaue Funktionsweise des Delay-and-Sum-Beamformers wird im Kapitel 3 eingegangen.

2.2 Spectral Estimation

Algorithmen, die auf spektraler Schätzung basieren, verwenden eine spektrale Korrelationsmatrix. Diese wird aus den empfangenen Signalen gebildet. Da die empfangenen Signale allerdings vom Rauschen überlagert sind, muss diese Matrix geschätzt werden. Dabei wird meist die Annahme getroffen, dass die Signale und das Rauschen in einem bestimmten Intervall stationär sind und dass sich die Quelle in diesem Intervall nicht bewegt.

Viele bekannte Algorithmen in diesem Bereich gehen davon aus, dass sich die Quelle im Fernfeld befindet und deshalb die eintreffende Schallwelle als ebene Welle angenommen werden kann. Manche dieser Algorithmen lassen sich auch auf das Nahfeld und beliebige Array-Geometrien verallgemeinern [4,5].

2.3 Time-Difference-of-Arrival

Eine dritte Klasse von Algorithmen beruht auf dem Unterschied in der Empfangszeit der Signale. Dabei werden alle möglichen Paarungen von Mikrofonen im Array gebildet und der Unterschied in der Empfangszeit beider Signale über eine Korrelation geschätzt. Diese Information, zusammen mit den Positionen, lassen Rückschlüsse auf den Ort der Schallquelle zu. Ein Vorteil dieser Vorgehensweise ist die Anwendbarkeit auch in Umgebungen, die Mehrfachpfade durch Reflexionen hervorrufen. Außerdem lässt sich diese Methode im Nah- sowie im Fernfeld einer Schallquelle anwenden [6].

3. Steered-Response-Beamformer

Ein Beamformer nimmt die Schalldrücke an räumlich verteilten Punkten auf. Im Anschluss wird eine Nachverarbeitung angestoßen, die die betrachtete Szene nach Schallquellen absucht.

3.1 Delay-and-Sum

Beim einfachsten Fall eines Steered-Response-Beamformers, dem Delay-and-Sum Beamformer, wird die Schallquelle im Fernfeld angenommen, und das Schallfeld deshalb als ebene Welle angesehen. Verzögert man die einzelnen Mikrofonsignale nun um einen individuellen Betrag τ_m , wobei sich der Index m auf ein bestimmtes Mikrofon bezieht, kann man den Beamformer in eine bestimmte Richtung \vec{k} ausrichten. Die Verzögerung τ_m , die gewünschte Richtung \vec{k} , die räumliche Verteilung der Mikrofone \vec{r}_m hängen über die Lichtgeschwindigkeit c zusammen:

$$\tau_m = \frac{\vec{k} \cdot \vec{r}_m}{c}$$

Abbildung 1 verdeutlicht diesen Zusammenhang.

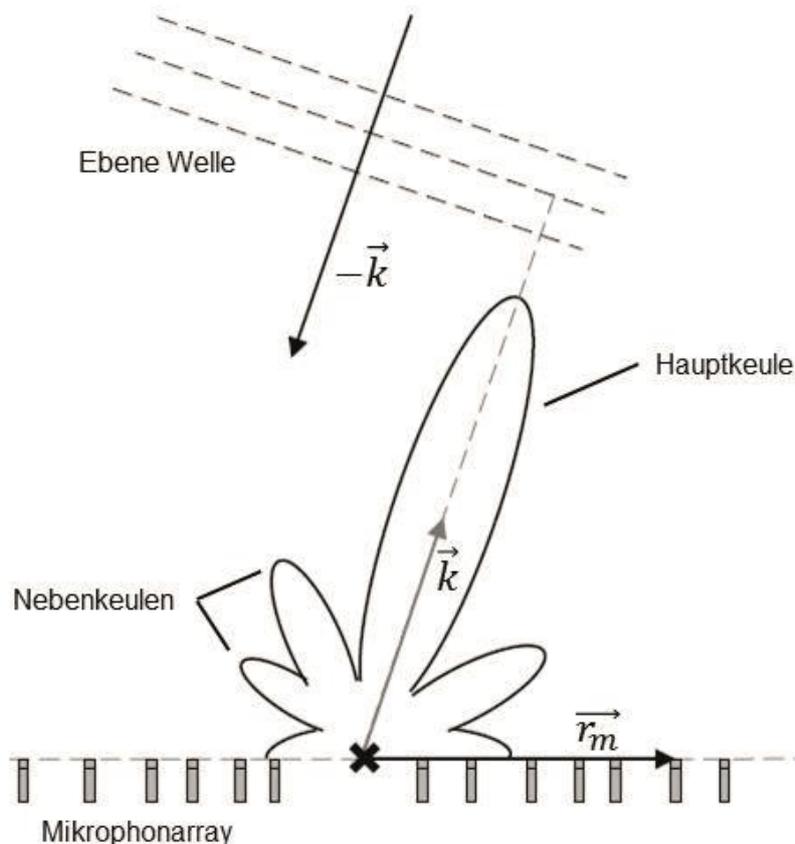


Abbildung 1: Beamforming im Fernfeld [7].

Mittels dieses Verfahrens wird die Hauptkeule des Mikrofonarrays in verschiedene Richtungen gelenkt. Die Richtung, welche die größte Leistung im Ausgangssignal des Beamformers hervorruft, wird als Richtung, in der die Schallquelle liegt, angenommen.

Der Ausgang des Beamformers kann im Frequenzbereich wie folgt formuliert werden [7]:

$$B(\vec{k}, \omega) = \frac{1}{M} \sum_{m=1}^M P_m(\omega) e^{j\vec{k} \cdot \vec{r}_m},$$

wobei $P_m(\omega)$ die Schalldrucksignale an den einzelnen Mikrofonen im Frequenzbereich darstellen.

3.2 Entfaltung

Unter der Punktspreizfunktion p eines Beamformers versteht man den Ausgang des Beamformers, falls man ihn genau auf eine Einheitspunktquelle ausrichtet. Wird eine beliebige Quellenverteilung q angenommen, so kann der Ausgang des Beamformers als $q * p$ formuliert werden. Verschiedenste Entfaltungsalgorithmen setzen nun an dieser Stelle an und versuchen die Punktspreizfunktion zu schätzen, um den Ausgang des Beamformers zu entfalten und die Quellenverteilung q zu erhalten. Die Klasse der Entfaltungsalgorithmen stellen iterative Prozeduren dar, die meist in folgende allgemeine Schritte unterteilt werden können:

- Berechnung der Punktspreizfunktion (unter Annahme einer Einheitspunktquelle)
- Initialisierung der Quellenverteilung q als Null
- Start der Iterationsschritte:
 - Schätzung des Ausgang des Beamformers aufgrund der angenommenen Quellenverteilung und der Punktspreizfunktion
 - Berechnung der neuen Quellenverteilung unter der Annahme von nicht-negativen Quellen

Nach der Entfaltungsprozedur ergibt sich eine Quellenverteilung, die idealerweise frei von der Punktspreizfunktion des Beamformers und somit auch frei von den Einflüssen der Nebenkeulen ist. Allerdings gilt es zu beachten, dass diese Verfahren von einer Hauptkeule des Mikrofonarrays ausgehen, die sich nicht in Abhängigkeit der fokussierten Richtung ändert. Diese Annahme ist stark von der räumlichen Verteilung der Mikrofone im Array abhängig und meist nur in bestimmten Frequenzbereichen zutreffend [7].

4. Anwendungsbeispiele

In der Fahrzeugakustik bestehen verschiedenste Anwendungsmöglichkeiten für eine Schallortung. Hier stehen insbesondere Anwendungen an Prüfständen, beispielsweise auf einem Rollenprüfstand oder im Windkanal im Fokus, um mögliche Störgeräusche zu lokalisieren. Selbstverständlich kann die Schallortung auch im Freien, z. B. während Vorbeifahrtmessungen, verwendet werden. In den bisher genannten Fällen

wird zusätzlich zum gewohnten Messequipment noch ein Mikrofonarray benötigt. In seltenen Fällen, beispielsweise bei der simulierten Vorbeifahrt, kann allerdings der vorhandene Mikrofon-Messaufbau als Array verwendet werden, so dass die Schallortung ohne zusätzliches Equipment angewandt werden kann.

4.1 Schallortung im reflexionsarmen Raum an einem Motorrad

Den wohl einfachsten Fall stellen Messungen in einem reflexionsarmen Raum dar. Hier können einfache Ruhemessungen und Hoch- bzw. Runterläufe durchgeführt werden. Im folgenden Beispiel wurde ein Motorrad an einem Prüfstand vermessen, um einige sehr dominante Frequenzen näher zu untersuchen und deren Quelle zu bestimmen. Betrachtet wurde ein Motorrad mit zwei Zylindern, die einen signifikanten Anteil am Gesamtgeräusch ausmachen.

In Abbildung 2 ist links das zugehörige Spektrum des Signals zu sehen. Es sind eindeutig Linien bei etwa 3.500 Hz und etwa 6.500 Hz zu sehen. Fokussiert man die Analyse auf die 3.500 Hz, ist sichtbar, dass der Hauptanteil wie vermutet von den beiden Zylindern stammt.

4.2 Schallortung im Windkanal

In den meisten Fällen wird in Windkanälen hoher Wert auf das Innengeräusch gelegt und steht im Fokus der Messungen. Die Arbeitweise sieht häufig vor, dass verschiedene Bauzustände analysiert und verglichen werden, wobei hier meist Terzanalysen im Vordergrund stehen.

Auch hier ist es interessant zu sehen, woher eventuelle Störgeräusche kommen – auch wenn bekannt ist, dass diese meist von Radkästen und Seitenspiegeln herrühren. Dennoch ist es häufig nicht einfach zu beurteilen, welchen Pegel diese am Gesamtgeräusch ausmachen und wo die Quelle tatsächlich sitzt.

Der häufigste Fall ist in Abbildung 3 dargestellt und zeigt sowohl Radkasten als auch den Seitenspiegel. An diesem kann anschließend auch die Stärke der verschiedenen Beamforming-Algorithmen, insbesondere im Zeitbereich, gezeigt werden. Diese erlauben, wie in Abbildung 4 dargestellt, eine deutlich genauere Analyse der auftretenden Wirbel. Hier ist die Karmansche Wirbelstraße zu sehen, die sich als „hüpfender“ Spot hinter dem Seitenspiegel manifestiert.

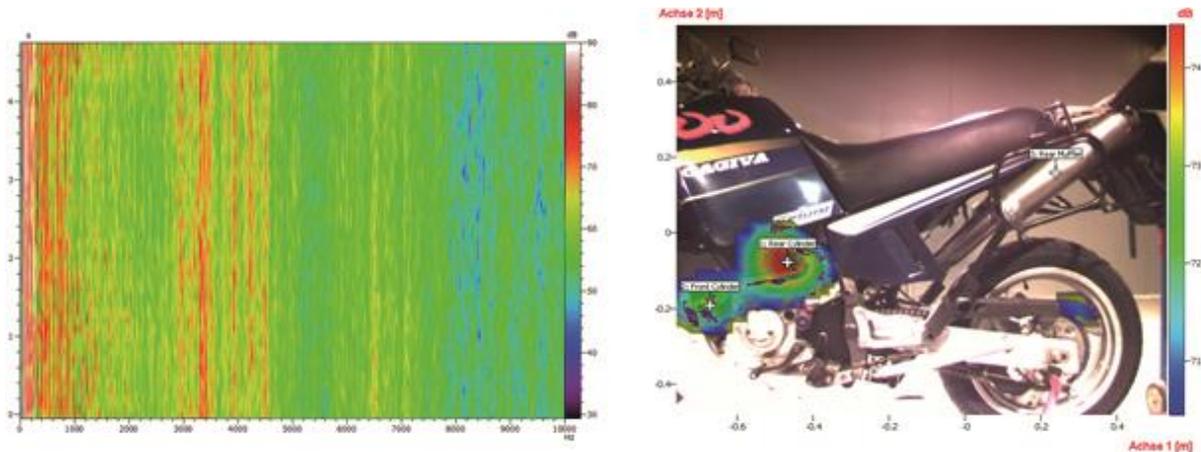


Abbildung 2: Prüfstandsmessung am Motorrad. Insbesondere die zwei Zylinder sind verantwortlich für das Gesamtgeräusch.

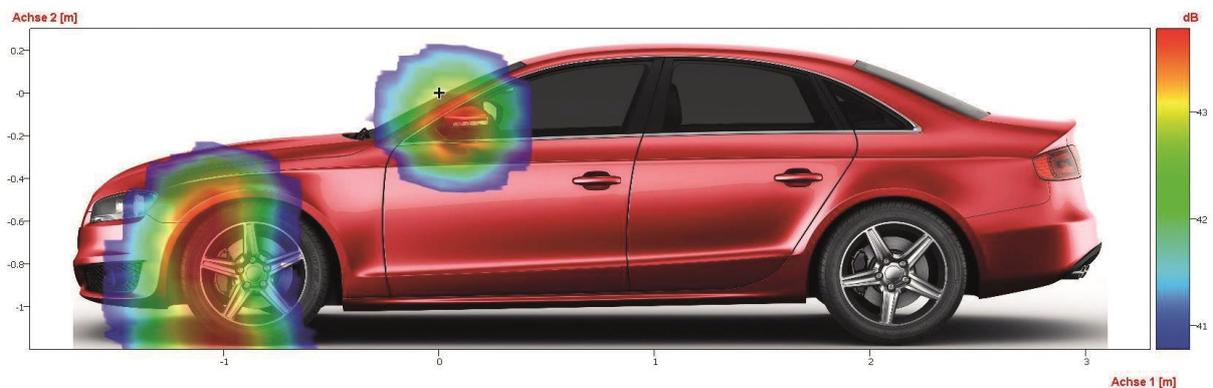


Abbildung 3: Beispiel aus dem Windkanal. Insbesondere Radkasten und Seitenspiegel leisten einen großen Beitrag zum Gesamtgeräusch.

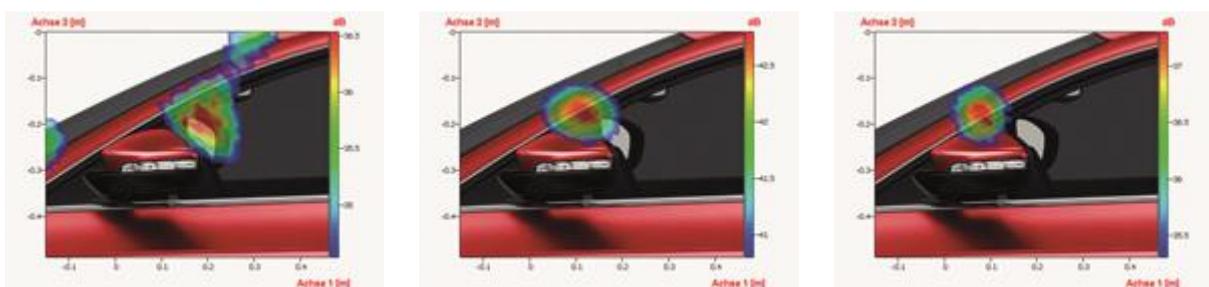


Abbildung 4: Beispiel für die Karmansche Wirbelstraße bei einer Messung am Seitenspiegel im Windkanal.

4.3 Schallortung während der realen und simulierten Vorbeifahrt

Die reale Vorbeifahrt ist für jeden OEM eine verpflichtende Messaufgabe, da diese zulassungsrelevant ist. Daher wird die Vorbeifahrt sowohl im Entwicklungsprozess als auch in der Serienproduktion angewandt, damit nachgewiesen werden kann,

dass gesetzlich vorgegebene Grenzwerte eingehalten werden. Allerdings können hier auch Probleme auftreten, die zeitnah behoben werden müssen. Abbildung 5 zeigt ein Beispiel aus einem Test für eine reale Vorbeifahrt. Mithilfe eines Arrays konnte gezeigt werden, dass ein unerwünschtes Geräusch vom Dach des Fahrzeugs abgestrahlt wurde, was zunächst unerwartet war. Es stellte sich heraus, dass ein Kabel zur Befestigung einer Antenne im Wind geflattert hat.



Abbildung 5: Vorbeifahrtmessung mit unerwarteter Schallquelle.

Da reale Vorbeifahrtmessungen recht aufwendig und stark wetterabhängig sind, wird im Entwicklungsprozess meist die simulierte Vorbeifahrt als Werkzeug angewendet. Hier steht das Fahrzeug im Prüfstand auf einer Rolle und es wird ein Linienarray zur Aufnahme des Schalldrucks eingesetzt. Während der Messung wird zwischen den einzelnen Mikrofonen durchgeschaltet, um eine Vorbeifahrt zu simulieren. Mithilfe des bereits vorhandenen Mikrofonarrays ist es möglich, eine Schallortung durchzuführen. In Abbildung 6 ist ein Beispiel dargestellt, in dem deutlich das Reifenrollgeräusch geortet werden kann. Aufgrund des linearen Aufbaus des Arrays kann keine Höheninformation angegeben werden.



Abbildung 6: Reifenrollgeräusch in der simulierten Vorbeifahrt.

Zur weiteren Veranschaulichung ist es möglich, die Darstellungsebene bei stehenden Objekten zu kippen. Abbildung 7 zeigt dies anhand einer Messung der simulierten Vorbeifahrt. Es wurde eine sogenannte „Draufsicht“ erstellt, um mehr Tiefeninformation zur genaueren Lokalisation der Quelle zu erhalten.

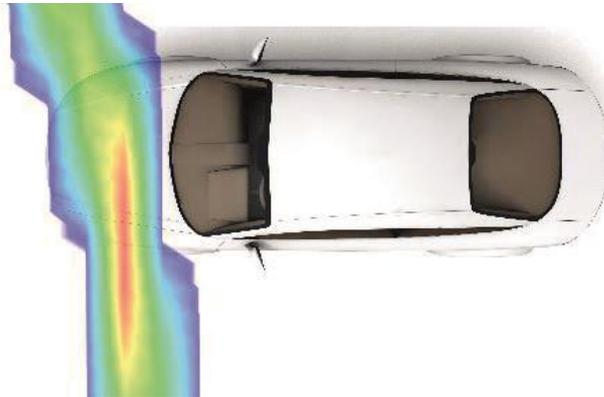


Abbildung 7: Reifenrollgeräusch in der simulierten Vorbeifahrt als Draufsicht.

5. Zusammenfassung

Verschiedene Verfahren zur Schallortung existieren. Beamforming mittels Mikrofonarrays ist sehr weit verbreitet. Oft wird ein Delay-and-Sum-Algorithmus angewendet. Entfaltungsalgorithmen sind als weiterführende Maßnahmen sinnvoll, um die Ortsauflösung der Beamformer zu verbessern. Deren Funktionsweise und zu erwartende Ergebnisse wurden anhand von verschiedenen Beispielen erläutert. Diese umfassen Anwendungen am Prüfstand, im Windkanal und auf Teststrecken. In allen Anwendungsfällen konnten die Schallquellen eindeutig identifiziert werden.

Literatur

- [1] Gade, Svend, Joergen Hald, and Bernard Ginn. "Noise Source Identification with Increased Spatial Resolution." *Sound & Vibration* 47.4 (2013): 9-13.
- [2] Steiner, Rolf. *Rekonstruktion des Schallfeldes von bewegten Schallquellen mit Hilfe der akustischen Holographie*. Diss. Techn. Wiss. ETH Zürich, Nr. 12451, 1997. Ref.: AN Kälin; Korref.: J. Hald; Korref.: A. Stirnemann, 1997.
- [3] Brandstein, Michael, and Darren Ward, eds. *Microphone arrays: signal processing techniques and applications*. Springer, 2001.
- [4] D. Johnson and D. Dudgeon, *Array Signal Processing - Concepts and Techniques*, Prentice Hall, 1993.
- [5] S. Haykin, *Adaptive Filter Theory*, Prentice Hall, second ed., 1991.
- [6] Benesty, Jacob, Jingdong Chen, and Yiteng Huang. *Microphone array signal processing*. Springer, 2008.
- [7] Xenaki, Angeliki, et al. "Improving the resolution of beamforming measurements on wind turbines." *Proceedings of 20th International Congress on Acoustics, ICA, Sydney, Australia*. 2010.

Bewertung des Abstrahlverhaltens von Zylinderkurbelgehäusen mittels experimenteller Strukturanalyseverfahren

Sebastian Lucas, Tommy Luft, Matthias Hoffmann, Hermann Rottengruber, Norbert Oppermann

Kurzfassung

Die Zielvorgaben hinsichtlich Akustikkomfort an einen neuen Motor erfordern eine frühzeitige Berücksichtigung entsprechender Belange bereits in der Konzept- und Konstruktionsphase. Im Zuge dieser Arbeiten kommt der akustischen Optimierung des Zylinderkurbelgehäuses eine besondere Bedeutung zu, da sein Anteil am Gesamt-Luftschall eines Motors bis zu 60 % betragen kann [1]. Wie allgemein bekannt, ist der durch die Verbrennung und die Triebwerksmechanik induzierte Körperschall die Hauptursache für die Luftschallabstrahlung an den Gehäuseflächen.

Zur Sicherstellung einer guten Gehäusesteifigkeit und damit einer möglichst geringen Schallabstrahlung bei hohen Eigenfrequenzen ist es sinnvoll, parallel zu den FEM-Berechnungen experimentelle Strukturanalysen durchzuführen. Zu diesem Zweck wurde das bei der FEV-Motorentchnik GmbH für die Volkswagen AG entwickelte Körperschallverfahren (Impulsklangmethode) [2] konsequent weiterentwickelt. Ziel ist es, dabei die Luftschallabstrahlung erfassen und analysieren zu können.

Durch die Verwendung eines Mikrofon-Arrays im Nahfeld ist es möglich, die Luftschallabstrahlung infolge der Impulsanregung des Zylinderkurbelgehäuses zu erfassen. Die Signale aus den Körper- und Luftschallmessungen wurden mit einem weitgehend identischen Algorithmus verknüpft. In den Ergebnissen konnten deutliche Vorteile der Mikrofon-Array-Methode gegenüber dem Körperschallverfahren nachgewiesen werden. Das Abstrahlverhalten, welches bisher nur abgeschätzt werden konnte, wird direkt abgebildet und seine frequenzbereichsbezogenen Abhängigkeiten (wie z. B. der Abstrahlgrad) werden unmittelbar erfasst.

In der Summe aller Aktivitäten ist es gelungen, ein einfaches, gut reproduzierbares und sehr gut funktionierendes Verfahren zu entwickeln, mit dem es möglich ist, das Körper- und Luftschallniveau des Zylinderkurbelgehäuses zu ermitteln.

1. Einleitung

Der Stand der Technik weist sehr verschiedenartige Ausführungen von Zylinderkurbelgehäusen (ZKG) auf, die den Anforderungen aus Sicht der Akustik unterschiedlich gut genügen. Die Erfüllung der akustischen Zielvorgaben erfordert eine frühzeitige Berücksichtigung entsprechender Belange bereits in der Konzept- und Konstruktionsphase. Im Zuge dieser Arbeiten kommt der akustischen Optimierung des Zylinderkurbelgehäuses eine besondere Bedeutung zu. Sein Anteil am Gesamt-Luftschall eines Motors, dessen Hauptursache die Luftschallabstrahlung des durch die Verbrennung und die Triebwerksmechanik induzierten Körperschalls ist, kann bis

zu 60 % betragen. Hierin ist der in angrenzende Bauteile induzierte Schallanteil berücksichtigt [1].

Zur Sicherstellung einer guten Gehäusesteifigkeit und damit einer möglichst geringen Schallabstrahlung bei hohen Eigenfrequenzen ist es sinnvoll, parallel zu den FEM-Berechnungen experimentelle Strukturanalysen durchzuführen. Zu diesem Zweck wird aktuell eine weiterentwickelte Form des bei der FEV-Motorentchnik GmbH für die Volkswagen AG entwickelten Körperschallverfahrens (Impulsklangmethode) [2] verwendet. Um zusätzlich zum Körperschall (Impulsklangmessung) auch die Luftschallabstrahlung erfassen und analysieren zu können, war es notwendig das Verfahren konsequent weiterzuentwickeln.

2. Versuchsaufbau und Durchführung

2.1 Versuchsaufbau und Anregung

Die hierfür erforderlichen Messungen werden in einem Messraum mit schallabsorbierenden Wänden durchgeführt. Das Zylinderkurbelgehäuse wird ohne Anbauteile in einem eigenschwingungsarmen (starr) Gestell entkoppelt aufgehängt und mittels Körper- und Luftschallmessungen untersucht (**Bild 1**).



Bild 1: Messaufbau mit entkoppelt aufgehängtem Zylinderkurbelgehäuse

Für alle Messverfahren erfolgt die Anregung über den inneren Körperschallleitweg an den Lagerstühlen des Zylinderkurbelgehäuses (**Bild 2**). Die Anregung wird geneigt zur Mittelsenkrechten mittels eines Impulshammers eingeleitet. Zur Gewährleistung einer hohen Güte gelten die aus der experimentellen Modalanalyse allgemein bekannten Bedingungen. Im Gegensatz zum FEV-Verfahren, bei dem der Lagerdeckel von der Innenseite angeregt wurde, erfolgt diese nun von außen.

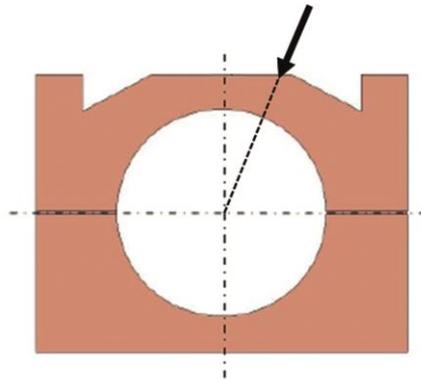


Bild 2: Anregungsposition am Lagerstuhl [3]

2.2 Untersuchung des Körperschallübertragungsverhaltens mittels Impulsklangmethode

Die Grundlage zur Bestimmung des Körperschallübertragungsverhaltens bildet die weiterentwickelte Impulsklangmethode. Es werden hier pro Zylinder mindestens drei Beschleunigungsaufnehmer in mehreren Ebenen auf möglichst großen Teilflächen des Zylinderkurbelgehäuses angebracht (**Bild 3**) und, wie in **Kapitel 2.1** beschrieben, angeregt.

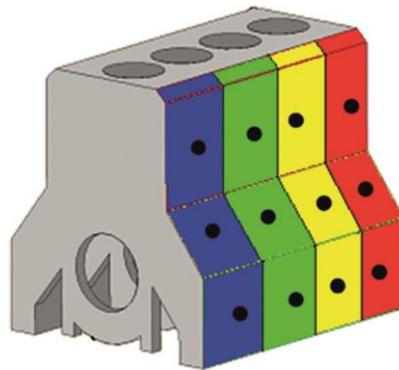


Bild 3: Beispiel für Messnetz im Körperschall [3]

Aus dem Frequenzspektrum der Anregung und den Frequenzspektren der Antwortsignale werden die jeweiligen Übertragungsfunktionen bestimmt. Diese wiederum werden zu einer Gesamtübertragungsfunktion zusammengefasst und repräsentieren das Abstrahlverhalten des Messobjektes. Bei dieser Weiterverarbeitung ist es möglich, mittels Wichtung der einzelnen Übertragungsfunktionen; den korrespondierenden Teilflächen Abstrahlungsanteile zuzuweisen. Zusätzlich können Wichtungsfaktoren z. B. für die Lagerstuhlanregung und die Gesamt-Abstrahlfläche betrachtet werden. Ein weiterer Vorteil der Wichtung besteht u. a. darin, dass nicht von jedem realen Anregungsort (Hauptlagerstuhl) aus die Übertragungsfunktionen ermittelt werden müssen. Damit verkürzt sich der Messaufwand erheblich.

2.3 Untersuchung des Schallübertragungsverhaltens mittels Mikrofon-Array-Messverfahren

Für die Messungen des Luftschalls kommen im Fernfeld Einzelmikrofone und im Nahfeld ein Mikrofonarray zum Einsatz. Mikrofon-Array-Verfahren ermöglichen eine direkte Lokalisierung der Schallabstrahlungsflächen. Der Aufbau der Mikrofonarrays bestimmt maßgeblich deren Eignung für die unterschiedlichen Messaufgaben. Für die akustische Nahfeldholografie ist eine gleichmäßige Anordnung der Mikrofone auf dem Array ebenso notwendig wie bei einfachen Messungen der Schalldruckverteilung. Zur Messung wird hier ein Mikrofon-Array-Gitter (5 x 5 cm) mit mindestens 24 Messpunkten pro ZKG-Seite verwendet (vgl. Bild 1). Das Zylinderkurbelgehäuse wird ebenfalls, wie in Kapitel 2.1 beschrieben, angeregt. Aus dem Frequenzspektrum der Anregung und dem Frequenzspektrum des Schalldrucks über der Messfläche wird die Übertragungsfunktion errechnet. Die Signale aus den Luftschallmessungen wurden mit einem weitgehend identischen Algorithmus, wie er bei der Körperschallmessung angewendet wird, verknüpft.

3. Ergebnisse der Luft- und Körperschalluntersuchungen

3.1 Vergleich der Messverfahren anhand eines Zylinderkurbelgehäuses

In **Bild 4** werden die erzielten Ergebnisse der Körperschall- und der Luftschalluntersuchungen für eines der untersuchten Zylinderkurbelgehäuse beispielhaft dargestellt.

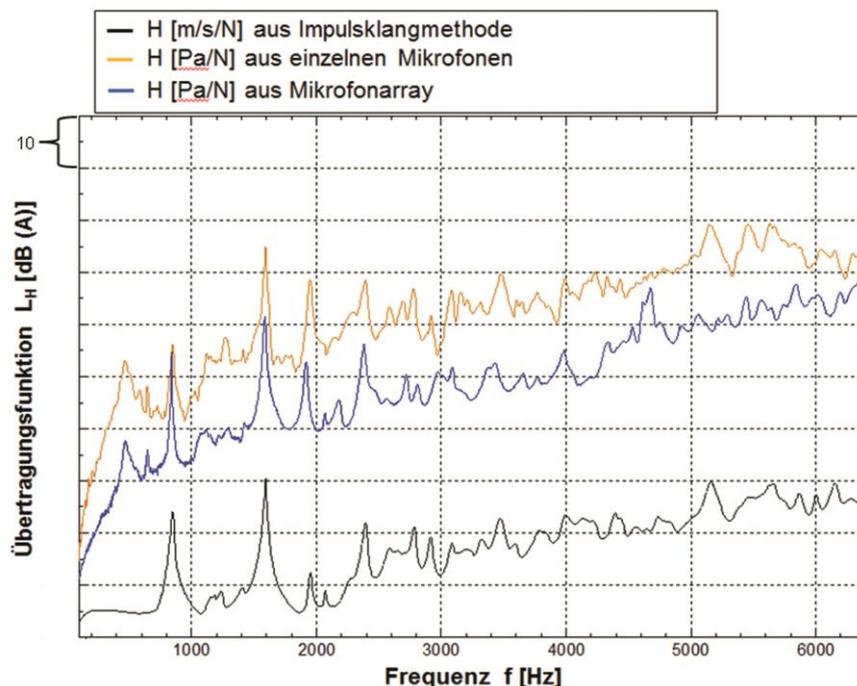


Bild 4: Messverfahrenvergleich Körperschall- und Luftschallverfahren [4]

Bei allen Vergleichen ist ersichtlich, dass die Impulsklangmethode, über den gesamten betrachteten Frequenzbereich, die niedrigsten dB(A)-Werte aufweist. Die Einzelmikrofonmethode hat ausschließlich höhere dB(A)-Werte im Vergleich zur

Mikrofon-Array-Kurve, da die Kurve für die bessere Vergleichbarkeit durch ein Offset verschoben wurde. Die Mikrofon-Array-Kurve befindet sich zwischen den beiden anderen Kurven. Die Differenzierung zwischen Körper- und Luftschall ist somit gut zu erkennen.

Bezüglich des Kurvenverlaufs weist der untere Frequenzbereich (< 1.000 Hz) hauptsächlich wegen des geringeren Abstrahlgrades Unterschiede zwischen Körper- und Luftschall auf. Diese Unterschiede sinken mit zunehmendem Abstrahlgrad.

Bei den Luftschallmessungen zeigt sich bei allen Messungen zwischen 400 Hz und 500 Hz eine Überhöhung, die im Körperschall nicht auftritt und auf Beugungseffekte zurückgeführt werden konnte. Da die niedrigste Eigenfrequenz (1. Torsion) des hier verwendeten Zylinderkurbelgehäuses deutlich höher liegt, ist dieser Einfluss vernachlässigbar.

Als Mikrofon-Array-Methode wird in diesem Beitrag ausschließlich die reine Schalldruckverteilung im Nahfeld mittels eines Arrays mit gleichmäßiger Mikrofon-Verteilung gemessen. Die prinzipbedingten Nahfeldeffekte werden aufgrund der vielen Messpositionen gemittelt und somit weitestgehend minimiert. Sie haben daher keinen wesentlichen Einfluss mehr auf das Messergebnis.

Weiterhin ist auffällig, dass bei der Einzelmikrofonmethode (Fernfeldreferenz) einige Frequenzen (Moden) nicht in Erscheinung treten, obwohl sie bei der Impulsklang- und Mikrofon-Array-Methode deutlich zu erkennen sind. Weitergehende Analysen haben gezeigt, dass der Frequenzverlauf maßgeblich vom gewählten Messpunkt des Mikrofons abhängt, und diese Methode somit nur eingeschränkte Aussagekraft besitzt. Durch die Verwendung mehrerer gleichmäßig verteilter Mikrofone lässt sich das Gesamtabstrahlverhalten wesentlich besser abbilden.

3.2 Ermittlung von Korrekturfaktoren zum Abgleich der Messverfahren

Um die Vergleichbarkeit der Impulsklangmethode mit der Mikrofon-Array-Methode weiter zu verbessern, mussten Pegel- und Frequenz-Korrekturen ermittelt werden. Diese sind von der jeweiligen konkreten Zylinderkurbelgehäuseausführung abhängig. Die Pegelkorrektur erfolgt im Bereich der ersten Biegung, so dass diese kongruent zueinander sind (vgl. **Bild 5**). Insgesamt erstreckt sich der relevante Frequenzbereich dabei vom Beginn der vollen Abstrahlung bis etwa 2.000 Hz. Der Bereich der ersten Torsion ist hier zu vernachlässigen, da diese nicht maßgeblich zur Abstrahlung beiträgt.

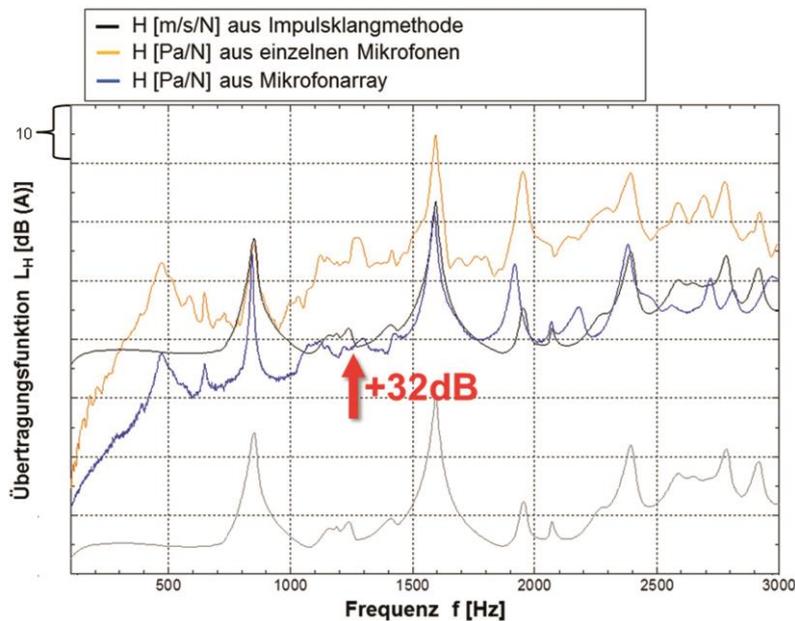


Bild 5: Korrektur / Anpassung der Impulsklang-Kurven [4]

Am Beispiel der in **Bild 6** dargestellten Ergebnisse können die wichtigsten Kriterien bei der Verschiebung der Impulsklang-Kurve genauer betrachtet werden. So ist im unteren Frequenzbereich ein großer Unterschied der Kurvenverläufe erkennbar, da der Abstrahlgrad noch nicht den Wert 1 erreicht hat. Im oberen Frequenzbereich hingegen entfernen sich die Kurven aufgrund der hohen Modendichte wieder voneinander, nachdem sie im Bereich der ersten Biegung nahezu identisch verlaufen. Die höhere Modendichte kann durch eine größere Anzahl von Messpositionen, wie es beim Mikrofon-Array der Fall ist, besser abgebildet werden. Einfluss auf die Höhe des Korrekturwertes haben u. a. auch der Werkstoff des Zylinderkurbelgehäuses sowie seine Abstrahlfläche, auf welche im Folgenden näher eingegangen werden soll.

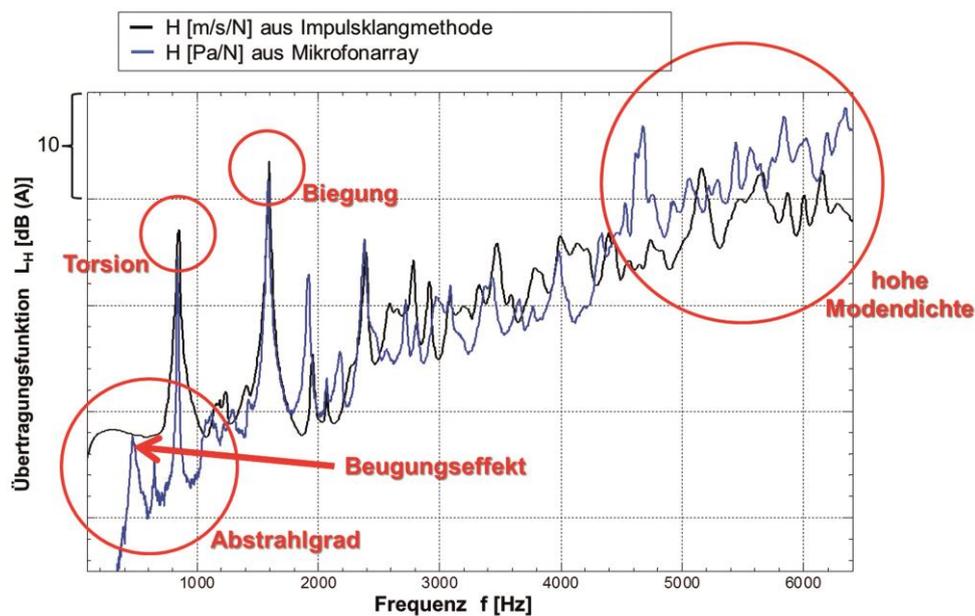


Bild 6: Besonderheiten bei der Korrektur der Impulsklang-Kurven [4]

Der Einfluss der Abstrahlfläche zeigt sich im Vergleich zwischen den in Bild 5 und **Bild 7** dargestellten Untersuchungsergebnissen. Hier wurde bei den Messungen in Bild 7 ein größeres Zylinderkurbelgehäuse genutzt als in Bild 5. Es ist ersichtlich, dass mit zunehmender Abstrahlfläche die Luftschallübertragungsfunktion deutlicher absinkt als die Körperschallübertragungsfunktion, wodurch die Verschiebung der Körperschall- hin zur Luftschallübertragungsfunktion geringer wird. Der Anregungsimpuls wird über diverse Körperschalltransferpfade auf eine größere Oberfläche übertragen und damit stärker aufgeteilt, von diesen Flächen (Gegendruck- bzw. Druckseite) in den Luftschall abgestrahlt und von einer größeren Anzahl von Mikrofonen aufgenommen. Dieser Effekt wird durch die aktuell angewendeten Berechnungsalgorithmen nicht ausgeglichen.

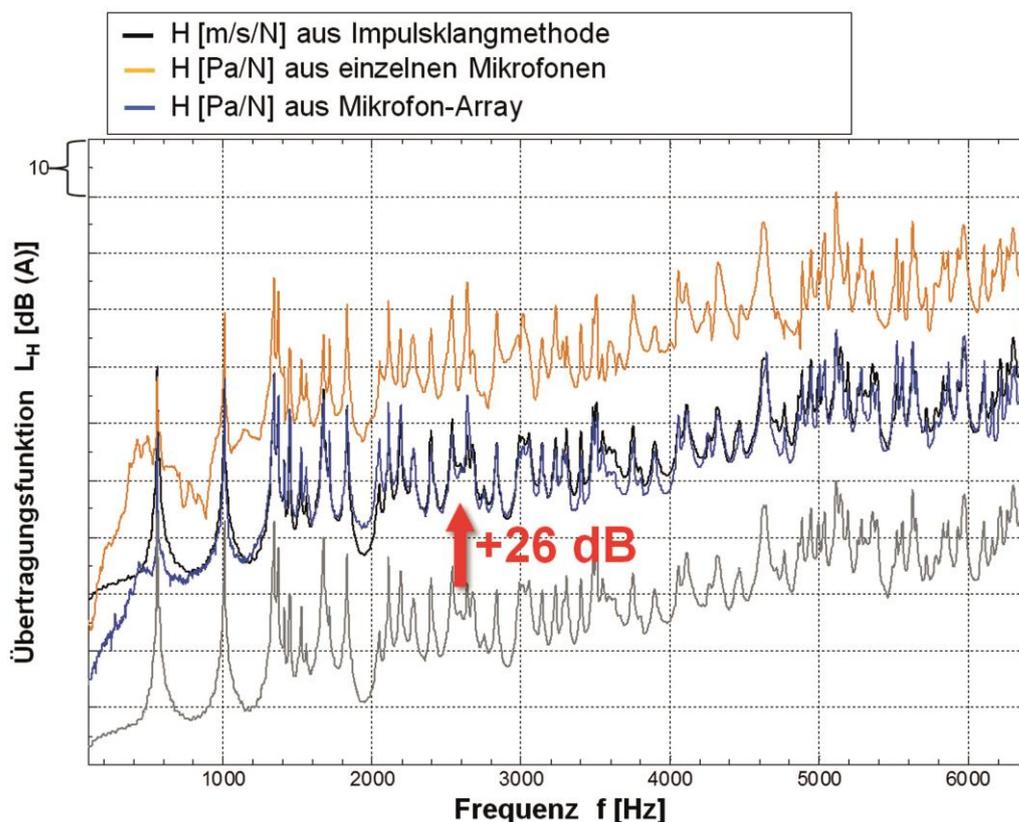


Bild 7: Korrektur der Impulsklang-Kurve mit größerem ZKG als in Bild 5 [4]

3.3 Anwendung und Vergleich der Luft- und Körperschallverfahren bei verschiedenen Zylinderkurbelgehäusen

Um das Übertragungsverhalten eines Zylinderkurbelgehäuses zu beurteilen, ist es u. a. sinnvoll eine vergleichende Betrachtung mit weiteren Zylinderkurbelgehäusen durchzuführen, deren akustische Eigenschaften bekannt sind. In den folgenden drei Darstellungen werden diese Vergleiche für die hier vorgestellten Luft- und Körperschallverfahren dargestellt. Dabei ist deutlich zu erkennen, dass die erste Torsion des ZKG 1 bei beiden Messverfahren bei einer Frequenz von ca. 620 Hz nachgewiesen werden kann (siehe **Bild 8** und **9**).

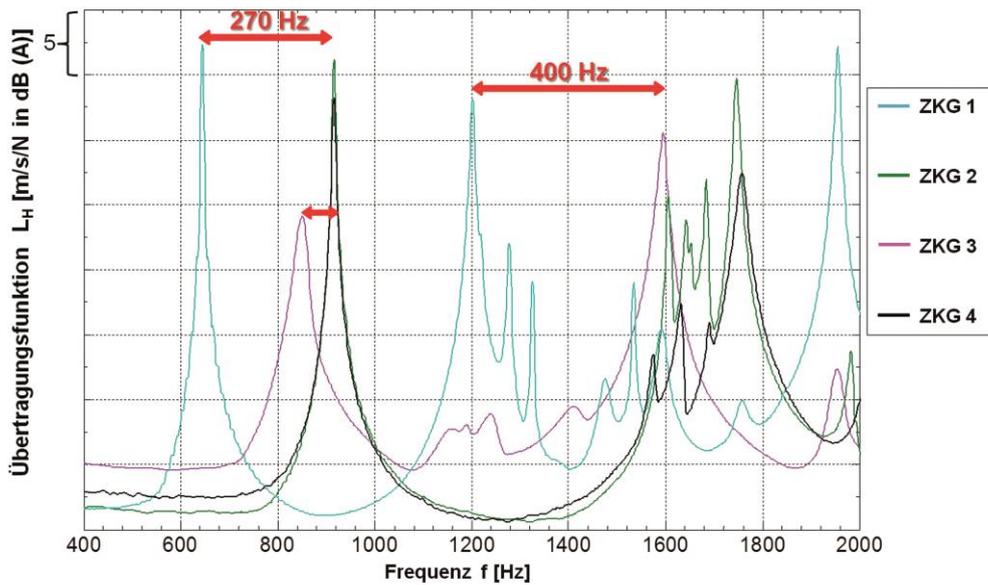


Bild 8: Körperschallverfahren mit vier Zylinderkurbelgehäusen [4]

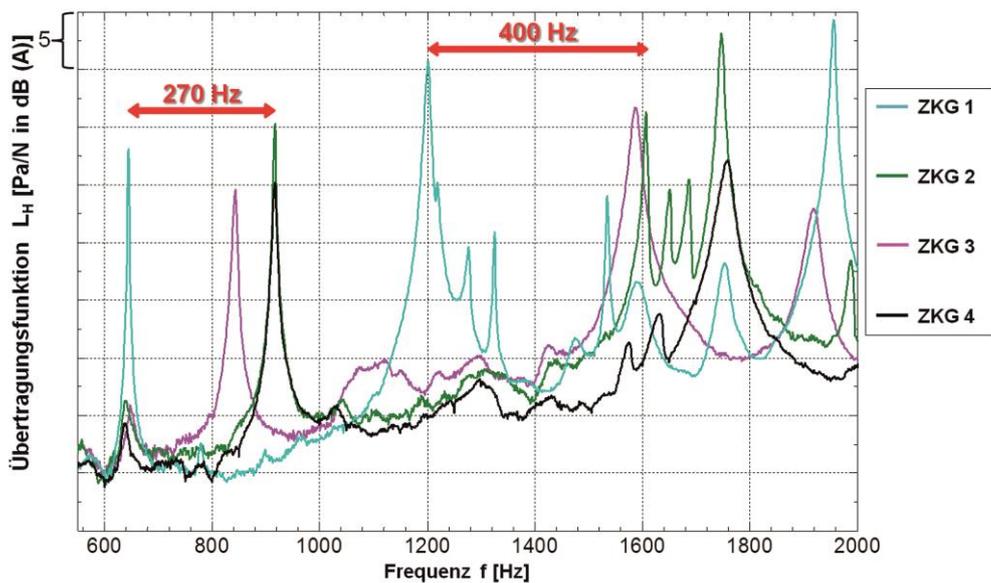


Bild 9: Mikrofon-Array-Verfahren mit vier Zylinderkurbelgehäusen [4]

Deutlich höherfrequent liegen hier die weiteren drei ZKGs 2 bis 4, wobei sich hier das ZKG 3, speziell bei der ersten Torsion, klar von den anderen unterscheidet. Diese Effekte sind bei der ersten Biegung ebenfalls zu sehen. Weiterhin ist ersichtlich, dass beide Messverfahren dieses Verhalten sehr gut und mit einer hohen Kongruenz erfassen. Die ermittelten Steifigkeitsunterschiede gilt es unter Kenntnis der Art und Ausführung der Zylinderkurbelgehäuse zu interpretieren, um z. B. für das ZKG 1 geeignete Maßnahmen zur Anhebung der Steifigkeiten auf das Niveau der weiteren Prüflinge umzusetzen.

Weiterhin ist es mit der Mikrofon-Array-Methode möglich, eine gute Lokalisierung der schallabstrahlenden Flächen durchzuführen und die Abstrahlmoden gut zu identifizieren. Dies ist beispielhaft in **Bild 10** dargestellt. Hier sieht man die Schalldruckverteilung für die ersten zwei globalen Moden eines gemessenen Zylinderkurbelgehäuses (linke Seite → Torsion; rechte Seite → Biegung). Beide Moden sind sehr gut zu erkennen. Dies kann für jede Überhöhung im Spektrum der Übertragungsfunktion dargestellt werden und gibt sehr gute Rückschlüsse bzw. Hinweise, welche Areale besonders stark abstrahlen. Unter Berücksichtigung dieser Informationen kann eine gezielte akustische Optimierung des Zylinderkurbelgehäuses durchgeführt werden.

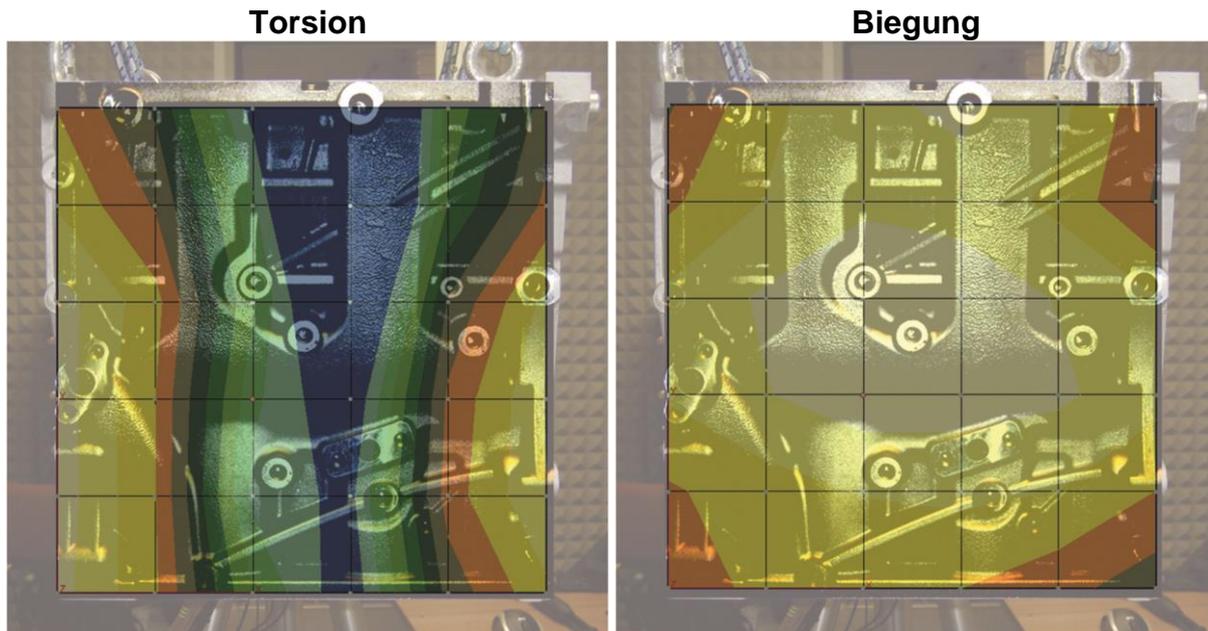


Bild 10: Schallkartierung mit Mikrofon-Array-Verfahren [4]

Dies ist mit der Körperschallmethode nicht in dieser Qualität möglich. Das Ergebnis wird hier maßgeblich durch die Positionierung und Anzahl der Beschleunigungsaufnehmer beeinflusst und erlaubt nur eine grobe Lokalisierung der Schallabstrahlflächen.

4. Zusammenfassung und Ausblick

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass die Impulsklangmethode erfolgreich weiterentwickelt wurde. Durch die Verwendung eines Mikrofon-Arrays im Nahfeld ist es jetzt möglich, die Luftschallabstrahlung infolge der Impulsanregung des Zylinderkurbelgehäuses zu erfassen. Die Signale aus den Körper- und Luftschallmessungen wurden mit einem weitgehend identischen Algorithmus verknüpft. Um von der Körperschallmethode auf die Mikrofon-Array-Methode schließen zu können, wurden spezielle Korrekturfaktoren untersucht. In den Ergebnissen konnten deutliche Vorteile der Mikrofon-Array-Methode gegenüber dem Körperschallverfahren nachgewiesen werden. Das Abstrahlverhalten, welches bisher nur abgeschätzt werden konnte, wird direkt abgebildet und seine frequenzbereichsbezogenen Abhängigkeiten (wie z. B. der Abstrahlgrad) erfasst. Die

Messung mittels Mikrofon-Array sorgte auch für eine sehr gute Identifikation der Abstrahlmoden. Im hohen Frequenzbereich wird eine wesentlich höhere Modendichte nachgewiesen, die im Körperschall aufgrund der begrenzten Anzahl und Positionierung der Aufnehmer nicht erfassbar ist.

In der Summe aller Aktivitäten ist es gelungen, ein einfaches, gut reproduzierbares und sehr gut funktionierendes Verfahren zu entwickeln, mit dem es möglich ist, das Körper- und Luftschallniveau des Zylinderkurbelgehäuses zu ermitteln. Darüber hinaus ist es mit dieser Methode möglich auch lokale Schwächen des Zylinderkurbelgehäuses zu bestimmen, Einflüsse aus Form- und Werkstofftoleranzen abzubilden und entwickelte Verbesserungsmaßnahmen experimentell zu bewerten.

Eine Weiterentwicklung der Methode ist sowohl hinsichtlich der Korrekturfaktoren zum Abgleich der Körperschall- und Luftschallmethode als auch zum Einfluss von Anbauteilen (z. B. Zylinderkopf, Ölwanne) auf die globalen und lokalen Moden und ihre Abstrahlung möglich. Aus einer Kombination dieser Erkenntnisse und gezielter Untersuchungen am Vollmotor könnten dann weitere Bewertungsgrößen für die akustische Qualität eines Zylinderkurbelgehäuses abgeleitet werden.

Literatur

- [1] Schwaderlapp, Markus; Wolschendorf, Joachim; Schönherr, Christian,: Noise Improvement of Car Diesel Engines by Structure Optimization, FEV-Motorentchnik GmbH MTZ Motortechnische Zeitschrift 54 (1993)
- [2] K. Schmillen: Untersuchung von Kurbelgehäusen nach der Impulsklangmethode, Projekt (FEV-VW), 1985
- [3] Pfefferkorn, Christoph: Bewertung des Körperschallübertragungsverhaltens von Zylinderkurbelgehäusen, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Studienarbeit, 2009
- [4] Luft, Tommy; Schapitz, Hans; Rottengruber, Hermann: Struktur-Akustik-Analyse-Zylinderkurbelgehäuse, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Abschlussbericht zum Entwicklungsprojekt der Volkswagen AG EGN/1, 2014

Reduzierung des Integrationsaufwandes durch virtuelle Grenzmuster mit Hilfe der OTPA

Christian Schmidt, Martin Lohrmann

Abstract

The presented investigation shall show the potential for reducing the integration effort by means of operational transfer path analysis (OTPA).

A typical task in the automotive industry is the acoustical integration of components into the overall sound of the vehicle. To do that different samples of the component are produced representing different noise limits. These samples are tested in the vehicle to find the acoustic borderline and to define the target levels / parameters for the production of the components. This method is very time consuming and requires a lot of resources.

The motivation of this study is to reduce these resources and it is based on the OTPA. The transfer functions between source signals and response signals can be deduced from operational data. Once the transfer functions are known the input signals can be modified virtually in order to synthesize new response signals. These virtually created responses can be used to replace some of the component samples which reduces the costs and the testing time. This study investigates the potential and the risks of this approach.

Kurzfassung

Die vorgestellte Untersuchung soll das Potential zur Reduzierung des Integrationsaufwandes mit Hilfe der Betriebs-TPA von Geräuschkomponenten aufzeigen.

Sehr häufig müssen in der Automobilindustrie, Komponenten akustisch in das Fahrzeug integriert werden. Dabei werden unterschiedliche Grenzmuster hergestellt, die nacheinander in das Fahrzeug verbaut werden und dann akustisch getestet werden. Dadurch kann die akustische Grenze bestimmt werden, die dann in der Produktion eingehalten werden muss um keine akustischen Auffälligkeiten in Serie zu erhalten. Dieses Vorgehen ist sehr zeit- und ressourcenaufwändig.

Die Motivation dieser Untersuchung ist es, diesen Integrationsaufwand zu reduzieren. Der Ansatz liegt in der Eigenschaft der Betriebs TPA. Mit vibroakustisch erzeugten Daten ist es möglich das Transferverhalten des Fahrzeuges zu errechnen. Wenn die Transferfunktionen bekannt sind, können dann virtuell die Eingangsamplituden modifiziert werden und über die TPA die Antwortsignale berechnet werden. Mit diesen virtuell erzeugten Daten kann dann die Integration der Komponente durchgeführt werden. Damit können einige Grenzmuster in Hardware entfallen ebenso das aufwändige Testen dieser. Die Untersuchung soll das Potential/Risiko aufzeigen und gleichzeitig Ansätze mitgeben die bei der Untersuchung gewonnen werden konnten.

1. Motivation und Zielsetzung

Bei dieser Untersuchung wurde als zu integrierende Komponente ein Turbolader verwendet. Dabei soll die Unwucht eines Turboladers möglichst genau auf die akustische Wahrnehmbarkeitsschwelle eingestellt werden. Die Unwucht kann in der Turboladerproduktion auf Wuchtanlagen applikationsabhängig eingestellt werden. Die Wuchtgrenze steht aber in einem direkten Zusammenhang mit den Kosten (*Bild1*). Je niedriger die Grenze eingestellt werden muss, desto höhere Produktionskosten fallen an. Auf der anderen Seite stehen immer kürzer werdende Entwicklungszeiten für neue Produkte und der Kostendruck in der Entwicklung. Das führt meist zu schwierigen Fahrzeugverfügbarkeiten. Durch die geringeren Testzeiten können weniger Grenzmuster in den Fahrzeugen getestet werden. Das heißt, dass das erste Grenzmuster, welches nicht mehr akustisch wahrnehmbar ist, als Spezifikations-Grenze definiert wird (*Bild1 - TC2*). Die akustische Wahrnehmbarkeitsschwelle liegt aber unter Umständen zwischen den beiden Grenzmustern. Die Spezifikationsgrenze ist somit strenger als technisch notwendig, was zu unnötigen Kosten führt.

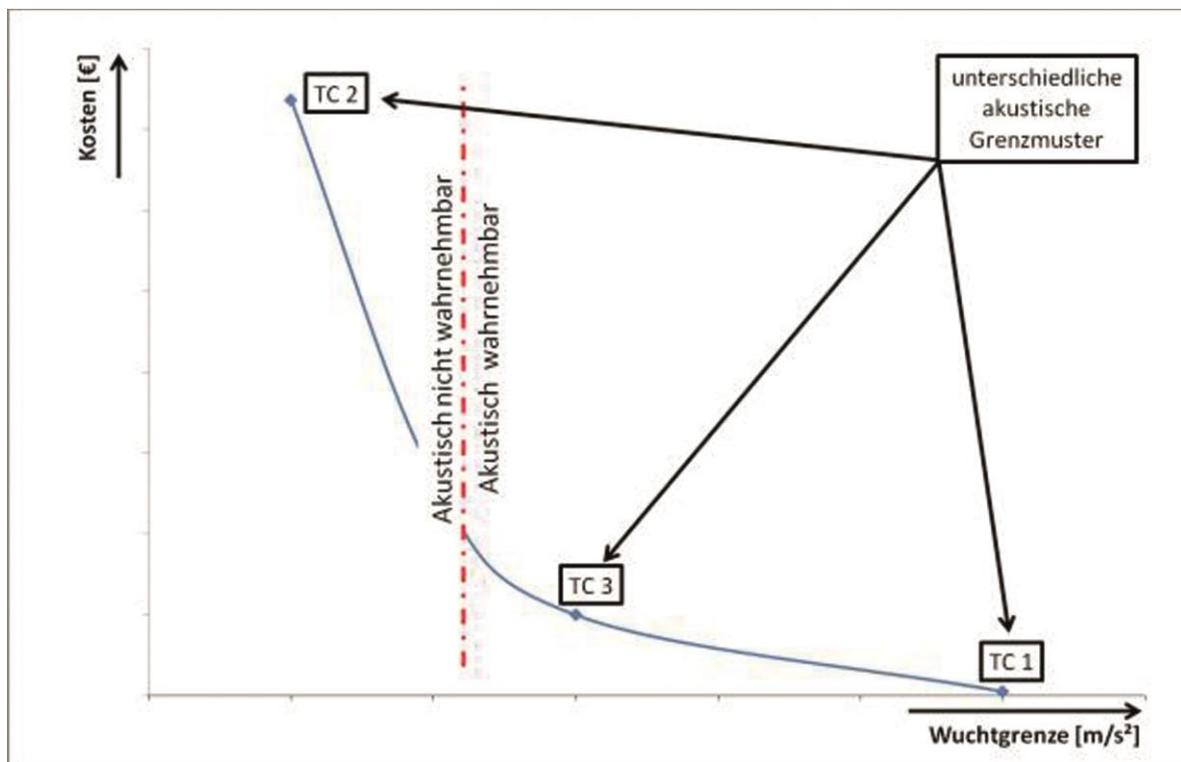


Bild 1: Wuchtgrenze in Bezug auf Produktionskosten

Hierbei soll die OTPA helfen. Aus akustisch noch auffälligen Messungen können die Transferfunktionen von Quell- bzw. Indicatorsignalen (Vibrationssensoren und Nahfeld-Mikrofone) zu den Antwortsignalen (Innenraum-Mikrofone und Fernfeld-Mikrofone) bestimmt werden (*Kapitel 4*).

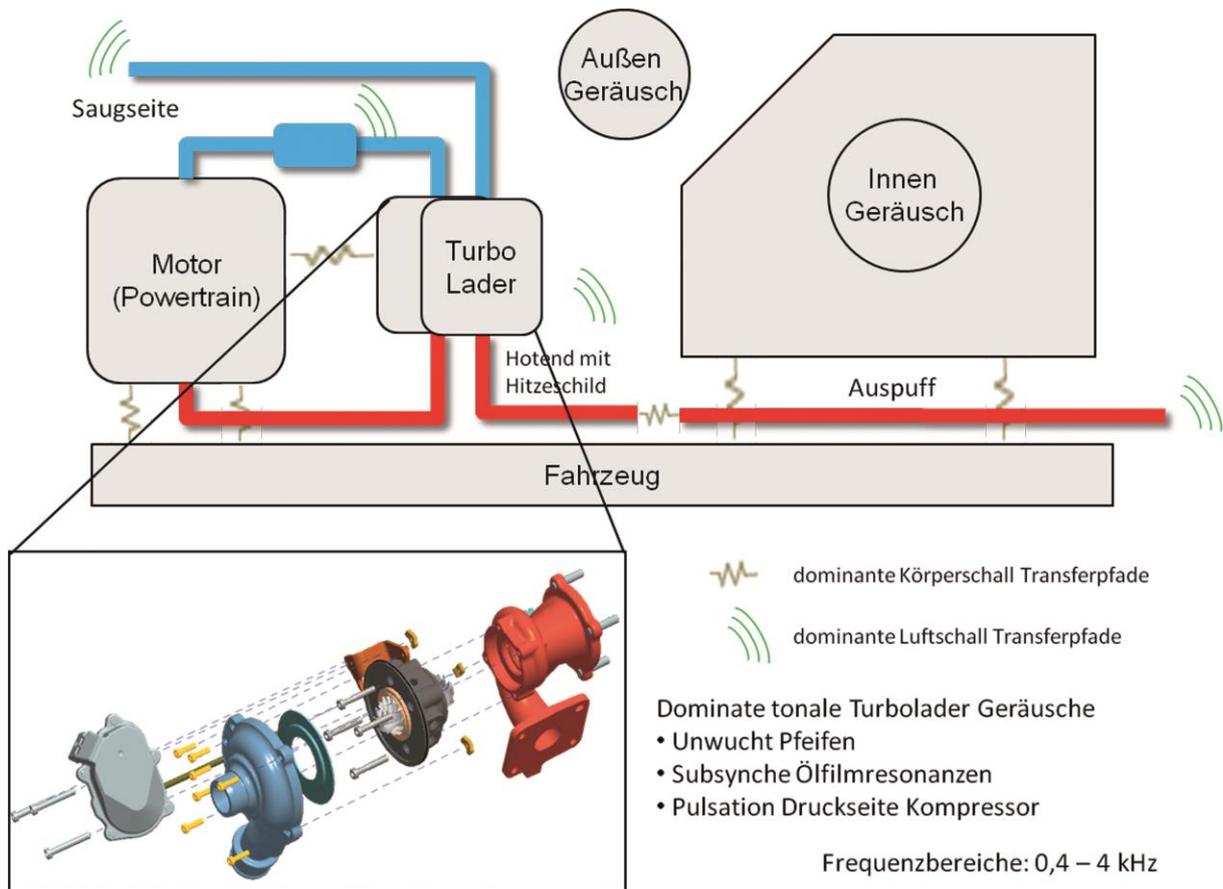


Bild 2: Schematische Darstellung der Transfer-Pfade beim Turbolader

Danach muss ein Transfer von der Wuchtanlage (Referenzbeschleunigung) zu den Quellsignalen (Indikatoren) gefunden werden. Dies wird im *Kapitel 5.2* beschrieben (*Bild 3 - Anpassung*).

Abschließend können aus den dann bekannten Übertragungen neue virtuelle Antwortsignale, über das TPA-Netz berechnet werden, siehe *Kapitel 5.3*.

Dabei ist es dann möglich die Referenzbeschleunigungen auf dem Wuchtstand solange zu variieren, bis die eindeutige Wahrnehmbarkeitsschwelle gefunden wurde. Diese Schwelle stellt den bestmöglichen Kompromiss zwischen Kosten und akustischen Kundenanforderungen dar.

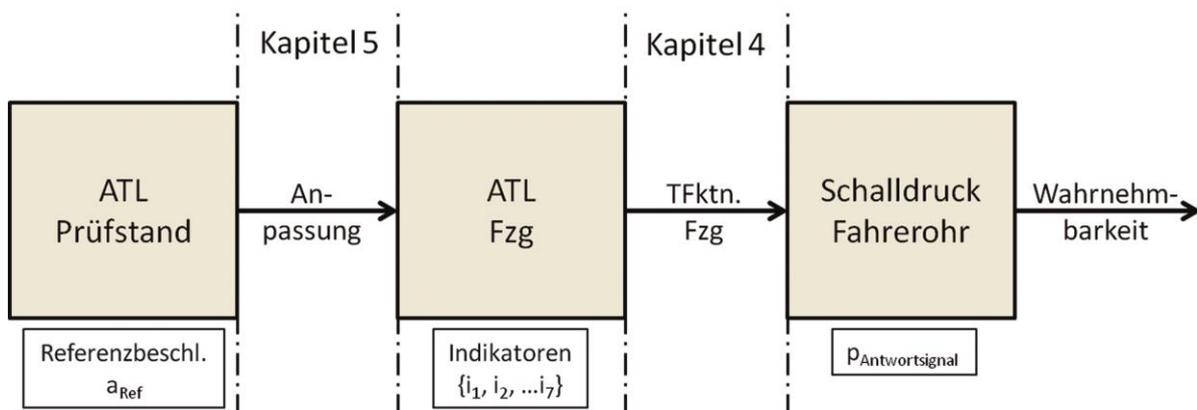


Bild 3: Schematische Darstellung der methodischen Vorgehensweise

2. Versuchsbedingungen und Umgebung

Da bei der Untersuchung Turbolader verwendet wurden, ist es ratsam die Messungen auf einem Fahrzeugprüfstand (*Bild 4*) durchzuführen. Die Praxis zeigt, dass durch das sehr transiente Verhalten eines Turboladers eine möglichst genaue reproduzierbare Umgebung notwendig ist.

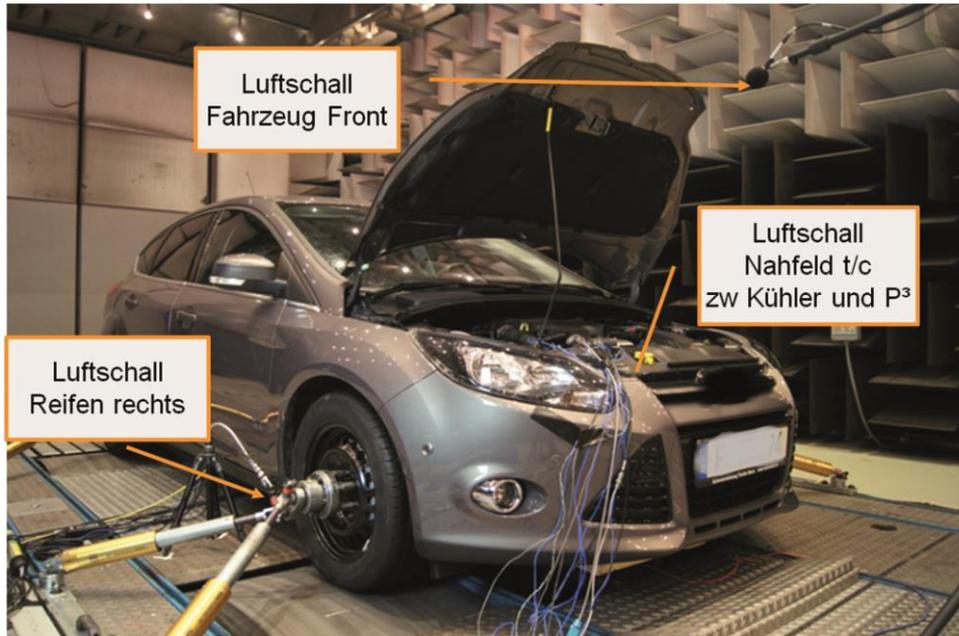


Bild 4: Aufbau Prüfraum

Das Fahrzeug wurde mit unterschiedlichsten Sensoren appliziert. Mikrofone und ein Kunstkopf auf der Beifahrerseite wurden als Antwortsignale verwendet (*Bild 5*).



Bild 5: Antwortsignale

Des Weiteren wurden Vibrationssensoren direkt am Turbolader und ein Nahfeld-Mikrofon in der Nähe des Turboladers als Quell- bzw. Referenzsignale verwendet. Für eine vollständige Erfassung der Turbolader-Anregung ist es wichtig, eine möglichst große Anzahl von Quell bzw. Referenzsignalen zu verwenden (*Bild 6*).

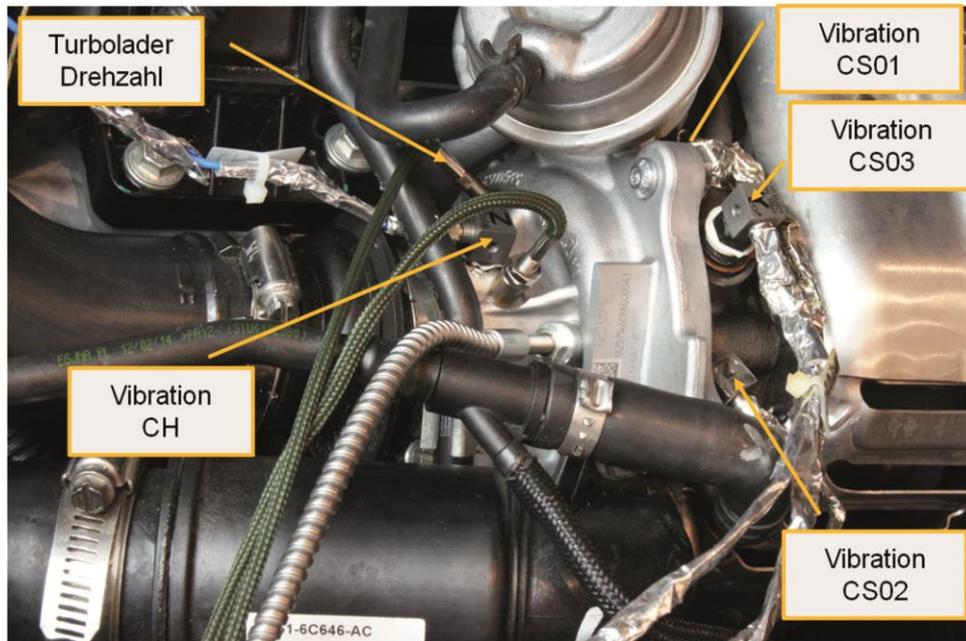


Bild 6: Referenzsignale

Es wurden 3 unterschiedlich gewuchtete Turbolader (Grenzmuster) in einem Fahrzeug montiert. *Bild 7* zeigt die Schwingungsverläufe der 1. Turbolader-Ordnung auf dem Betriebsauswuchtprüfstand. Des Weiteren konnten die Turbolader durch eine spezielle Methode weiter in ihrer Unwucht getrimmt werden, ohne diese aus dem Fahrzeug ausbauen zu müssen.

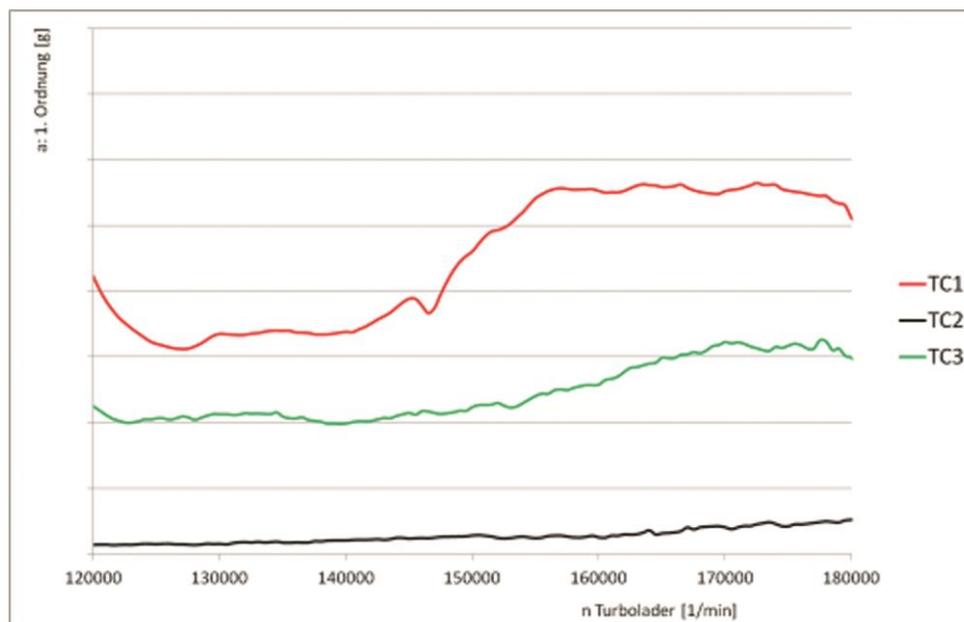


Bild 7: Unwuchtwirkung auf Turbolader in der Betriebsauswuchtanlage

Als erstes wurde die kritischste Fahrbedingung an dem Fahrzeug bestimmt. Die unterschiedlichen Grenzmuster wurden dann in dieser kritischen Bedingung vergleichend gemessen. Die Unwuchtänderung wurde nur an dem Turbolader 1 und 3 durchgeführt, da diese eine auswertbare Signalsignatur im Innenraum Luftschall aufgewiesen haben. Der Turbolader 2 war notwendig, um bei der späteren Regression eine möglichst große Spreizung der Eingangssignale zu erreichen. In *Tabelle 1* sind die unterschiedlichen Varianten aufgezeigt.

Tabelle 1: Unterschiedliche Betriebsbedingungen und Varianten

Getriebe	Motordrehzahl	TC1						TC3							
		Unwuchtänderung						Unwuchtänderung							
1ter Gang	1500 erpm	0	1	2	3	4	5	6	0	1	2	3	4	5	6
1ter Gang	2000 erpm	0	1	2	3	4	5	6	0	1	2	3	4	5	6
2ter Gang	1500 erpm	0	1	2	3	4	5	6	0	1	2	3	4	5	6
2ter Gang	2000 erpm	0	1	2	3	4	5	6	0	1	2	3	4	5	6

3. Bestimmung der akustischen Wahrnehmbarkeitsschwelle

Ziel der Integrationsarbeit ist es, möglichst genau die akustische Wahrnehmbarkeit der Komponente mit deren Produktionsparametern zu finden; wie schon erwähnt in diesem Beispiel die Turbolader-Wuchtung. Diese akustische Wahrnehmbarkeit wird dann mit den dazu gehörigen Produktionsparametern als maximal zulässige Grenze spezifiziert.

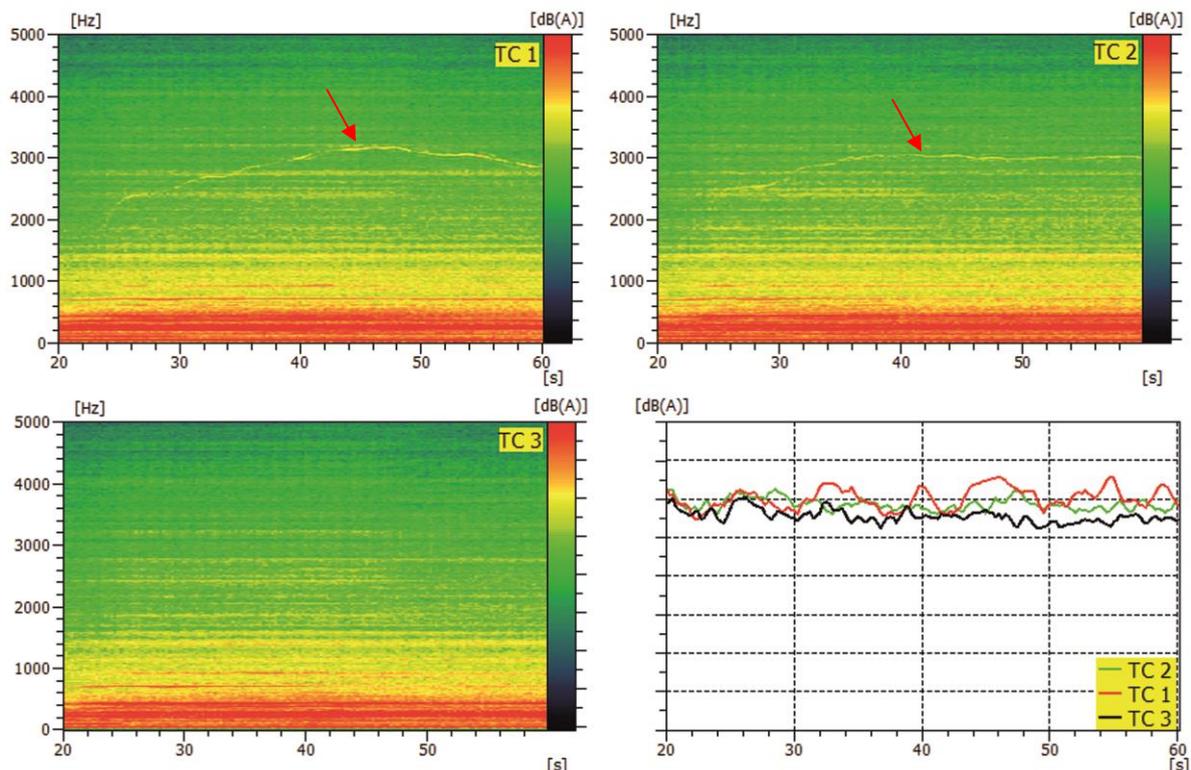


Bild 8: unterschiedliches Unwuchtpfeifen im Fahrzeuginnenraum

Wie im *Bild 8* zu sehen ist (*roter Pfeil*) kommt eine tonale Komponente aus der Maskierung bei ca. 25 sec und ab ca. 2 kHz heraus. Diese tonale Komponente lässt sich bis zu einer max. Frequenz von ca. 3,2 kHz beobachten. Es ist die Unwuchtwirkung der Turbolader. Diese Frequenzgrenzen geben damit den möglich bewertbaren Drehzahlbereich des Turboladers vor; in diesem Beispiel eine Turbolader Drehzahl von 120.000 1/min bis 190.000 1/min. Erkennbar ist auch, dass die Signaturstärke mit Verbesserung der Wuchtgüte (*Bild 7*) abnimmt.

Da es sich bei der Signatur um eine drehzahlsynchrone Frequenz handelt, bietet sich für die weitere Auswertung die Ordnungsanalyse an. Dabei wird die Zeitachse in eine Drehzahlachse transferiert. Die folgenden Diagramme sind als Ordnungsspektren über der Drehzahl dargestellt.

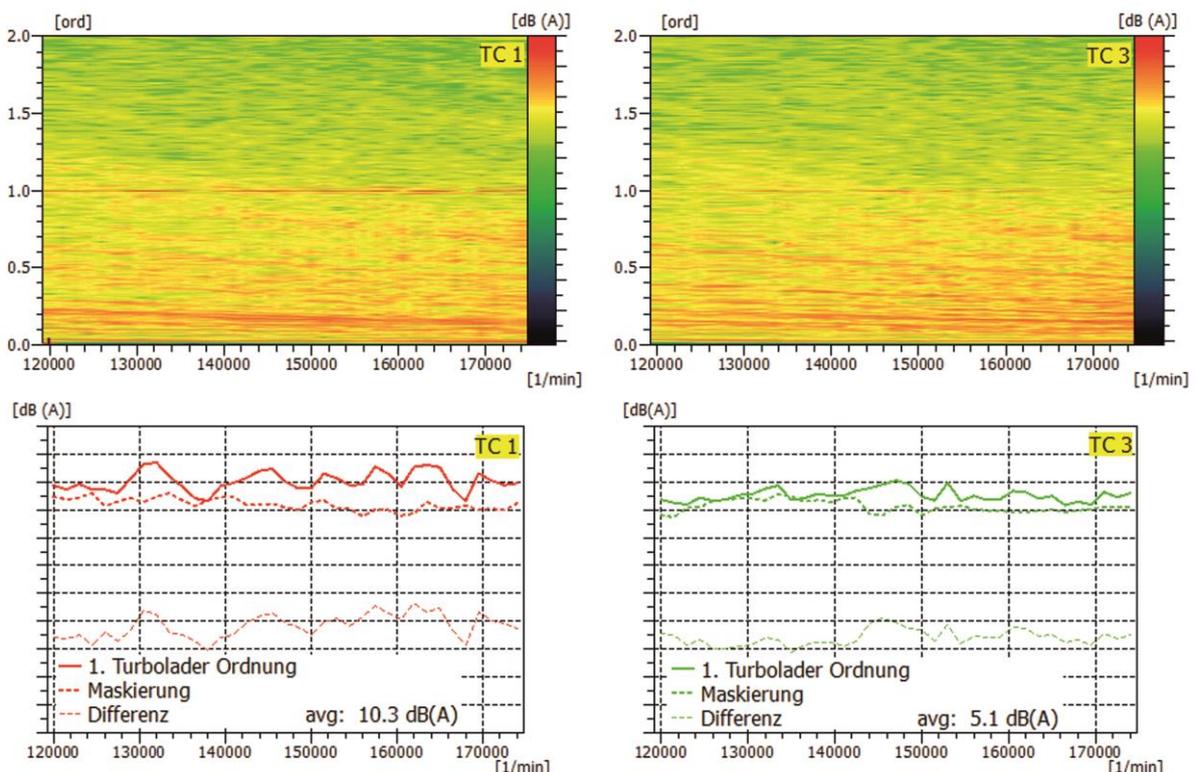


Bild 9: Unterschiedliches Unwuchtpfeifen vor Fahrzeug mit Maskierung

Eine mögliche Bewertung der tonalen Komponente ist der Abstand zu der Maskierung – wie im *Bild 9* zu sehen ist. Hier in dem Beispiel übersteigt der Turbolader 1 in der Spitze um 15 dB(A) und der Turbolader 3 um 10 dB(A) die Maskierung. Beide Grenzmuster sind hier noch weit über der Wahrnehmungsschwelle. Normalerweise müsste nun ein weiteres Grenzmuster verbaut und getestet werden, um die genaue akustische Wahrnehmbarkeitsschwelle zu finden. Dies würde aber weitere hohe Aufwände bedeuten. Daher ist es Ziel dieser Arbeit, mit den aktuell vorhandenen Daten diese Grenze möglichst genau zu bestimmen.

4. Bestimmung des Turbolader-Anteils im Antwortgeräusch

Ein Teilaspekt der hier vorgestellten Untersuchung ist die Reproduktion des Geräuschanteils des Turboladers aus vorhandenen Turbolader-Quellsignalen und dazu gehörigen Übertragungsfunktionen. Um die Betriebs-Anregung des Turboladers zu charakterisieren, wurden 4 triaxiale Beschleunigungs-Sensoren und ein Luftschall-Mikrofon verwendet. Die entsprechenden Übertragungsfunktionen zum Schalldruck am Fahrerohr wurden aus einer operationellen Transferpfadanalyse (OTPA) bestimmt. In diesem Kapitel wird die Methode generell beschrieben und auf die praktische Anwendung in dieser Untersuchung eingegangen.

4.1 Wahl der OTPA-Methode zur Bestimmung des Turbolader-Anteils

Die typische Anwendung einer Transferpfad-Analyse (TPA) ist die Bestimmung der einzelnen Anteile, aus denen sich ein Antwortsignal – wie zum Beispiel der Schalldruck am Fahrerohr – zusammensetzt. In erster Näherung lassen sich die Anteile k zu einem Antwortsignal $y(i\omega)$ mit linearen Übertragungsfunktionen $H_k(i\omega)$ aus den entsprechenden Anregungssignalen $x_k(i\omega)$ berechnen:

$$x_k(i\omega)H_k(i\omega) = y_k(i\omega) \quad (1)$$

In klassischen TPA-Ansätzen werden die Übertragungsfunktionen $H_k(i\omega)$ und die im Betrieb wirkenden Anregungen $x_k(i\omega)$ separat bestimmt. Als beschreibende Messgröße für die Anregung wird im Fall einer Körperschall-Anregung die Kraft gewählt, bei Luftschall-Anregung der Volumenfluss. In der praktischen Durchführung der Messungen stellt sich jedoch die Bestimmung der Betriebs-Kräfte oder -Volumenflüsse als sehr aufwändig heraus. Deshalb haben sich verschiedene Verfahren etabliert, mit denen diese Betriebs-Anregungen indirekt aus leichter zugänglichen Messgrößen abgeschätzt werden. Im Fall der Körperschall-Anregung sind das die Matrix-Inversions-Methode und die Lagersteifigkeits-Methode. In beiden Fällen werden bei den Betriebsmessungen Beschleunigungen anstelle der Kräfte gemessen. Um daraus die Betriebskräfte zu bestimmen, werden wieder linearisierte Übertragungsfunktionen benötigt, die separat bestimmt werden müssen.

Die Betriebs-TPA oder operationelle TPA (OTPA) verfolgt einen anderen Ansatz, bei dem direkt ein linearer Zusammenhang zwischen quell-seitigen Messgrößen (Beschleunigungen und/oder Schalldrücken) und Antwortsignal angenommen wird. Aus Betriebsmessungen, bei denen Quell- und Antwort-Signale synchron erfasst werden, werden die linearisierten Übertragungsfunktionen extrahiert [1,2]. Der zugrunde liegende Algorithmus versucht, das gemessene Antwortsignal möglichst sinnvoll auf die gemessenen Quellsignale aufzuteilen. Daraus ergibt sich eine Reihe von Eigenschaften der OTPA:

1. Typischerweise messen die verwendeten Sensoren eine Misch-Antwort von verschiedenen Quellen. Für eine aussagekräftige Analyse sollten die quell-seitigen Referenz-Sensoren so platziert werden, dass die gemessenen Signale möglichst wenig Störung von anderen Quellen oder Pfaden enthalten.
2. Werden einzelne Quellen (z.B. Wind, Rollgeräusch, etc.) nicht erfasst, so fehlen deren Anteile im synthetisierten Antwortsignal [3].

3. Werden einzelne Pfade derselben Quelle nicht erfasst, so wird der Anteil dieser Quelle auf die verbleibenden Quellpfade aufgeteilt. In Summe ändert sich der Quellanteil nicht.

Möchte man zum Beispiel analysieren, über welche Pfade das Motorgeräusch zum Fahrerohr dringt, so brauchen andere Quellen (Rollanteile,...) nicht erfasst werden. Zur richtigen Bewertung der Pfadanteile müssen jedoch alle relevanten Pfade dieser Quelle (Körperschall- und Luftschallpfade) gleichzeitig von Sensoren erfasst werden.

In dem hier besprochenen Anwendungsfall ist das Ziel eine möglichst gute Reproduktion des Turbolader-Anteils im Gesamtgeräusch am Fahrerohr. Eine Analyse der Übertragungswege oder eine Bewertung anderer Quellen ist hier irrelevant. Damit ist für diese Aufgabe die OTPA-Methode ideal geeignet, auch wenn hier gar keine Übertragungspfade analysiert werden. Es reicht, den Turbolader mit lokalen Sensoren (Beschleunigungen und Schalldruck) zu erfassen und gleichzeitig das Innengeräusch mit aufzuzeichnen.

4.2 Grundlagen der OTPA

Bei Betriebsmessungen für eine TPA werden neben Anregungssignalen auch die Antwortsignale gemessen. Das untersuchte Objekt wird damit durch bekannte Input-Signale $x(i\omega)$ und bekannte Output-Signale $y(i\omega)$ beschrieben. Werden nicht-lineare Terme ignoriert, so erhält man ein in erster Näherung lineares System:

$$x(i\omega)\mathbf{H}(i\omega) = \mathbf{y}(i\omega), \quad (2)$$

Dabei ist $\mathbf{H}(i\omega)$ die Übertragungs-Matrix zwischen dem Vektor der Input-Kanäle $x(i\omega)$ und dem Vektor der Out-Kanäle $y(i\omega)$. Die Annahme der Linearität beinhaltet auch, dass die Gleichung (2) unabhängig von der tatsächlichen Anregung ist. Für die OTPA werden viele Beobachtungen des Systems in unterschiedlichen Anregungszuständen gesammelt, wodurch sich Gleichung (2) zu einem Gleichungssystem erweitert:

$$\begin{bmatrix} x_1^{(1)} & \dots & x_1^{(m)} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ x_r^{(1)} & \dots & x_r^{(m)} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} H_{11} & \dots & H_{1n} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ H_{m1} & \dots & H_{mn} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} y_1^{(1)} & \dots & y_1^{(n)} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ y_r^{(1)} & \dots & y_r^{(n)} \end{bmatrix} - \mu, \quad (3)$$

m: Anzahl Input-Kanäle

n: Anzahl Output-Kanäle

r: Anzahl Beobachtungen (FFT-Blöcke)

μ : Residuum

Hierbei wurde die Frequenz-Abhängigkeit für eine klarere Darstellung weggelassen. Das Residuum μ beschreibt den Anteil des Antwortsignals, der keinen Bezug zu den vorhandenen Input-Signalen enthält. In dem hier untersuchten Fall, bei dem nur die

Turbolader-Anteile erfasst werden, ist das also recht viel. Um das Gleichungssystem zu lösen verwenden wir wieder die Matrix-Schreibweise

$$\mathbf{X}\mathbf{H} + \boldsymbol{\mu} = \mathbf{Y} \quad (4)$$

und multiplizieren es von links mit der Pseudo-Inversen \mathbf{X}^+ der Input-Matrix. Somit erhalten wir als Lösung

$$\mathbf{H} = \mathbf{X}^+\mathbf{Y}. \quad (5)$$

Der Term $\mathbf{X}^+\boldsymbol{\mu}$ ist Null, da $\boldsymbol{\mu}$ den Rest von \mathbf{Y} beschreibt, der nicht in \mathbf{X} enthalten ist.

4.3 Singulärwert-Zerlegung / Hauptkomponenten-Analyse

Die Berechnung der Pseudo-Inversen erfolgt mit der Singulärwert-Zerlegung (englisch: Singular Value Decomposition bzw. SVD). Betrachtet man einen einzelnen FFT-Block als ein Messpunkt in einem m -dimensionalen Raum der Input-Kanäle, so entspricht die SVD einer Transformation des Koordinatensystems in einen Raum von m linear unabhängigen, also orthogonalen, Hauptkomponenten. Die Input-Matrix wird damit diagonalisiert, so dass sie invertiert werden kann. Mathematisch kann die SVD geschrieben werden als

$$\mathbf{X} = \mathbf{U}\boldsymbol{\Sigma}\mathbf{V}^T. \quad (6)$$

Hier ist \mathbf{U} eine unitäre $r \times r$ Matrix und $\boldsymbol{\Sigma}$ eine $r \times m$ Diagonal-Matrix mit absteigend sortierten Singulärwerten σ_k entlang der Diagonale. \mathbf{V}^T ist die konjugiert Transponierte der unitären $m \times m$ Matrix \mathbf{V} .

Anschaulich kann man die SVD mit einer modalen Zerlegung in linear unabhängige Schwingformen vergleichen. Jede tatsächlich beobachtete Schwingform $\{\mathbf{x}^{(1)}, \dots, \mathbf{x}^{(m)}\}$ lässt sich auch als Linear-Kombination orthogonaler Moden $\{\mathbf{v}^{(1)}, \dots, \mathbf{v}^{(m)}\}$ darstellen. Die Singulärwerte σ_k können dabei als Skalierungsfaktor gesehen werden.

Mit dieser Darstellung der Input-Matrix kann nun deren Pseudo-Inverse berechnet werden:

$$\mathbf{X}^+ = \mathbf{V}\boldsymbol{\Sigma}^{-1}\mathbf{U}^T. \quad (7)$$

Setzt man nun Gleichung (7) in Gleichung (5) ein, so erhält man zur Berechnung der Übertragungen

$$\mathbf{H} = \mathbf{V}\boldsymbol{\Sigma}^{-1}\mathbf{U}^T\mathbf{Y}. \quad (8)$$

Die so bestimmten Übertragungsfunktionen lösen das Gleichungssystem (4) mit dem kleinsten quadratischen Fehler, d.h. sie sind die best-mögliche lineare Beschreibung aller verwendeten Beobachtungen insgesamt. Oft werden diese Übertragungsfunktionen als Transmissibilitäten bezeichnet, da sie nicht direkt im Sinne einer SIMO-Messung (Single Input Multiple Output) ermittelt wurden.

4.4 Qualität der OTPA

Für Berechnung der Übertragungsfunktionen ist es wichtig, möglichst viele unterschiedliche Anregungszustände zu verwenden [4,5]. Die Anzahl r der Beobachtungen (siehe Gleichung 3) muss mindestens gleich oder größer sein als die Zahl der Referenzkanäle. Bei weniger Beobachtungen wäre das Gleichungssystem unterbestimmt und nicht mehr lösbar. Für eine gute Konditionierung der Matrix sollte aber nicht nur die Anzahl der Beobachtungen möglichst groß sein, auch der Informationsgehalt sollte möglichst vielfältig sein. Oft werden Drehzahl- oder Last-Hochläufe verwendet, um die Variation in der Anregung zu erhöhen.

Wendet man die Übertragungsfunktionen auf eine der Messungen an, die zur Berechnung der Übertragungsfunktionen verwendet wurden, so ist naturgemäß die Summe aller Pfadbeiträge dem gemessenen Antwortsignal sehr ähnlich. D.h. diese Überprüfung sagt wenig über die Qualität der Berechnung aus. Das ist anders, wenn man zur Überprüfung eine weitere unabhängige Messung verwendet. Stimmen hier das gemessene und das synthetisierte Antwortsignal ebenfalls überein, so ist das ein Hinweis auf eine gute Qualität der Übertragungsfunktionen.

Die PAK-Software bietet noch eine weitere Möglichkeit, die Qualität der Berechnung zu optimieren, welche auf Singulärwert-Zerlegung basiert. Wie oben beschrieben wird die Input-Matrix zunächst diagonalisiert, damit anschließend die Pseudo-Inverse berechnet werden kann. Die Singulärwerte beschreiben die Relevanz der identifizierten Hauptkomponenten und sind absteigend sortiert. D.h. die ersten Hauptkomponenten sind besonders wichtig und beschreiben einen großen Anteil der gemessenen Daten, wohingegen die letzten Hauptkomponenten meist nur noch Mess-Rauschen abbilden. Durch Ausschließen dieser „Rausch-Komponenten“ von der Invertierung kann die Qualität der Ergebnisse deutlich verbessert werden.

4.5 Anwendung der OTPA im Rahmen der Turbolader-Integration

Für die hier vorgestellten Untersuchungen wurde der Turbolader mit 4 triaxialen Beschleunigungssensoren bestückt um den primären Körperschallanteil zu erfassen. Für den Luftschallanteil wurde zusätzlich ein Mikrofon in der Nähe des Turboladers befestigt. Insgesamt standen damit 13 Referenzsignale als Indikatoren für den Turboladeranteil im Antwortsignal zur Verfügung. Als Antwortsignale wurden ein Kunstkopf im Fahrzeug und ein Mikrofon vor dem Fahrzeug verwendet.

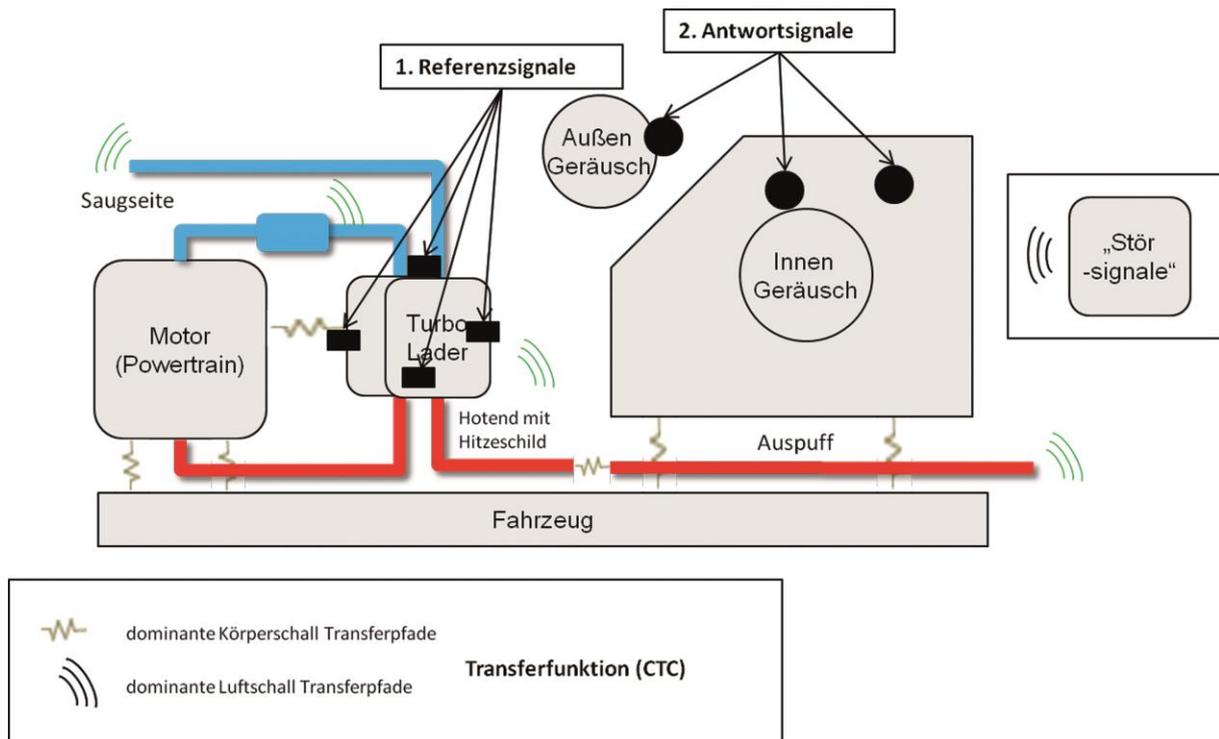


Bild 10: Schematische Darstellung von Referenz- und Antwortsignalen

Für die Bestimmung der Übertragungsfunktionen nach Gleichung (5) wurden drei Lasthochläufe mit jeweils unterschiedlichen Wuchtungen verwendet (siehe Tabelle 2). Auf diese Weise wird versucht, eine möglichst hohe Variation der Anregung zu erreichen, um das Gleichungssystem (3) so gut wie möglich zu überbestimmen.

Tabelle 2: Schematische Darstellung von Referenz- und Antwortsignalen

Getriebe	Motordrehzahl	TC1						TC3							
		Unwuchtänderung						Unwuchtänderung							
1ter Gang	2000 erpm	0	1	2	3	4	5	6	0	1	2	3	4	5	6
2ter Gang	2000 erpm	0	1	2	3	4	5	6	0	1	2	3	4	5	6
Für CTC		Ausgangsmessung													

Da die Antwortsignale nur in dem Frequenzbereich der Turbolader-Signatur mit den gemessenen Referenzsignalen korrelieren, sind die berechneten Übertragungsfunktionen nur in diesem Bereich valide. Als Maß für den Zusammenhang zwischen Referenzsignalen und einem Antwortsignal eignet sich die Multiple Kohärenz.

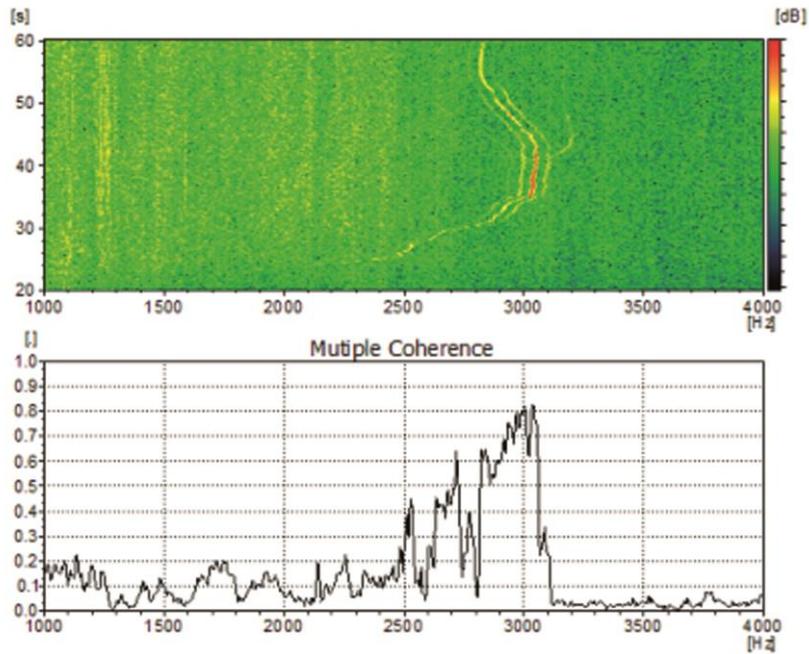


Bild 11: Antwortsignal (oben) und multiple Kohärenz zwischen den Referenzsignalen und dem Antwortsignal (unten).

Wie man in *Bild 11* sieht, ist die Multiple Kohärenz nur in dem Bereich signifikant über 0, in dem sich die Signatur aus dem Hintergrundrauschen abhebt.

Wie in *Kapitel 4.3* und *4.4* beschrieben, kann die Qualität der Übertragungsfunktionen verbessert werden, wenn Hauptkomponenten, die Mess-Rauschen abbilden, von der Inversion der Input-Matrix ausgeschlossen werden. Mit den hier verwendeten Messdaten stehen insgesamt 13 Hauptkomponenten zur Verfügung, entsprechend den 13 Referenzsignalen. Für die Berechnung wurden nur 7 der 13 Hauptkomponenten verwendet, da sich der Turbolader über 6 Starrkörper-Freiheitsgrade und einen Luftschall-Freiheitsgrad beschreiben lässt.

Zur Überprüfung der Übertragungsfunktionen wurden diese auf eine zusätzliche Ausgangsmessung angewendet, die nicht zu deren Berechnung verwendet wurde (siehe *Tabelle 2*).

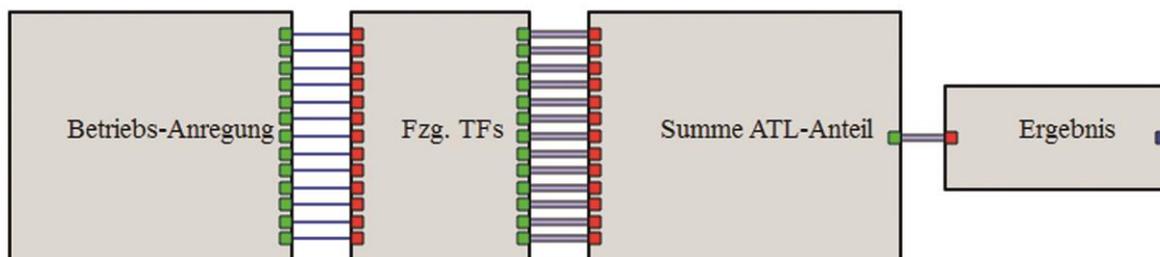


Bild 12: TPA-Netzwerk zur Berechnung des synthetisierten Turbolader-Anteils

Bild 12 zeigt das zugehörige Synthese-Netzwerk. Von links nach rechts gesehen, enthält das erste Objekt die Referenzsignale der zusätzlichen Ausgangsmessung.

Diese werden in dem nächsten Objekt mit den Übertragungsfunktionen gefaltet, so dass pro Referenzkanal ein Teilbeitrag zum Antwortgeräusch weitergegeben wird. Diese Teilbeiträge werden im nächsten Objekt zum Gesamtbeitrag des Turboladers aufsummiert. Das Ergebnis wird als neuer Messdatensatz gespeichert und lässt sich dann mit dem original gemessenen Antwortsignal vergleichen (siehe Bild 13). Dabei wurden die Übertragungsfunktionen auf den auswertbaren Frequenzbereich von 2.000 bis 3.200 Hz begrenzt.

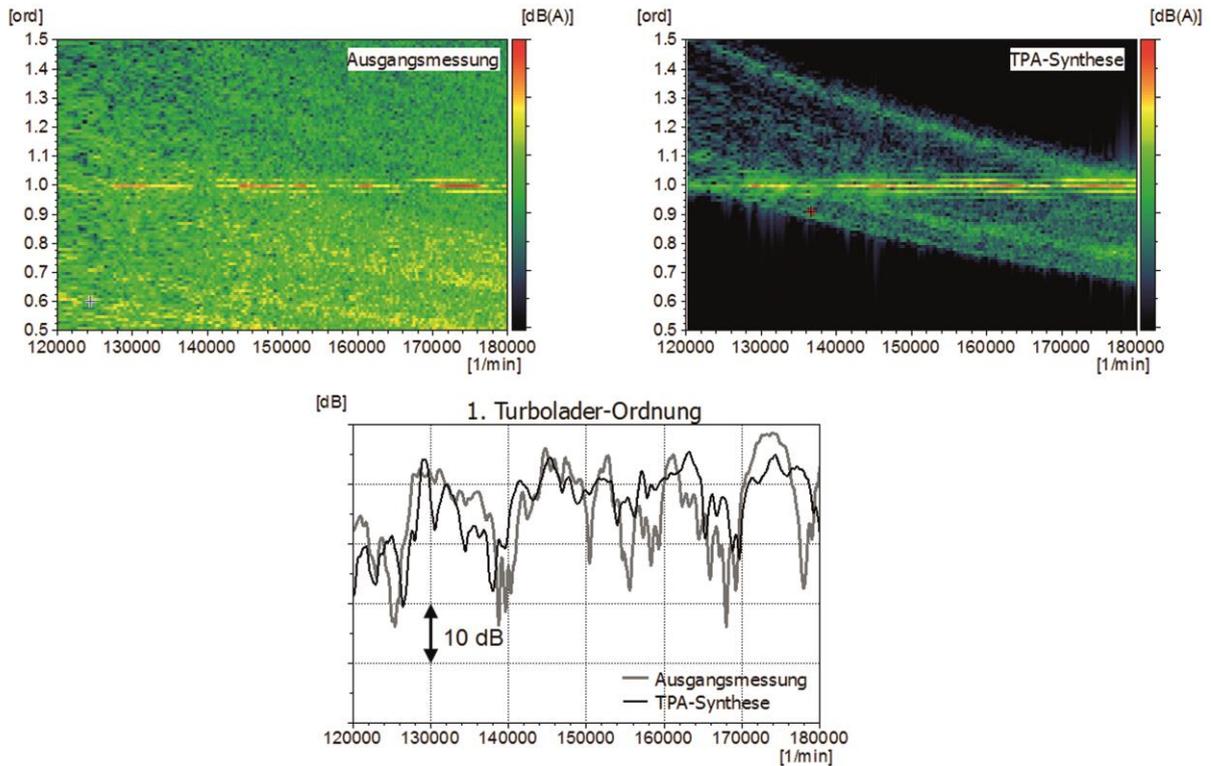


Bild 13: Vergleich eines gemessenen Antwortsignals und des synthetisierten Turbolader-Anteils

4.7 Lesson Learned

In diesem Kapitel soll stichpunktartig die wichtigsten Erfahrungen aus den Messungen und Auswertungen aufgezeigt werden.

1. Zur Bestimmung der Übertragungsfunktionen eignen sich nur Messungen, bei denen sich die Signatur möglichst deutlich vom Hintergrund abhebt, da hier die nutzbare Information am wenigsten verunreinigt ist. D.h. schlecht gewuchtete Turbolader eignen sich besser zur Bestimmung der Übertragungsfunktionen als gut gewuchtete.
2. Quellsensoren sind so zu wählen, dass sie die Wirkung des Turboladers möglichst umfassend und störungsfrei charakterisieren.
3. Die berechneten Übertragungsfunktionen gelten nur im Frequenzbereich von einer deutlichen Antwortsignatur, hier in dem Beispiel zwischen 2.000 und 3.200 Hz.

5. Erzeugung von Virtuellen Referenzsignalen

5.1 Motivation - Ziel

Um die Grenze der akustischen Wahrnehmbarkeitsschwelle zu identifizieren, wird nun über eine lineare Regression die Wirkung einer virtuellen Wuchtung auf die gemessenen Referenzsignale simuliert und anschließend aus den simulierten Referenzsignalen ein neues Antwortsignal berechnet.

Als Ausgangsbasis für die Referenzsignale müssen real gemessene Signale verwendet werden. Es können nicht direkt die gemessenen Signale an der Wuchtanlage verwendet werden. Erstens können auf der Wuchtanlage nicht alle notwendigen Referenzsensoren mit gemessen werden. Ein zweiter Grund ist, dass die realen Umgebungsreaktionen (Körpermoden, Abstrahlungscharakteristik,...) zur richtigen Berechnung der Antworten berücksichtigt werden müssen. Das bedeutet, dass die eigentliche Rotordynamische Quellenanregung, die Unwuchtwirkung, sich in unterschiedlichster Einbaubedingung vibroakustisch anders verhalten wird. Der Zusammenhang zwischen den unterschiedlichen Einbaubedingungen, zu einem der Wuchtstand und zum anderen die Einbausituation im Fahrzeug, soll im nächsten Kapitel erläutert werden.

Die Antwortkanäle werden dann über das TPA Netz berechnet. Ziel ist es, gut bewertbare Antwortsignale von virtuellen Grenzmustern zu erhalten, um diese dann im Post-Prozess akustisch bewerten zu können.

5.2 Fitting (Regression) zwischen den Prüfständen

Als erster Schritt muss nun der Zusammenhang zwischen der Unwuchtwirkung am Wuchtstand und der Unwuchtwirkung am Fahrzeug gefunden werden. In dem Fall der Untersuchung wurde der Zusammenhang zwischen den Prüfständen durch eine lineare Regression der Magnitude der 1. Turbolader-Ordnung realisiert. Dabei sind einige Annahmen bzw. Vereinfachungen notwendig.

- Lineare Systemeigenschaft:
 - > die Reaktion der lokalen Moden steigen linear zu dem Anregungssignal
- Übertragungsfunktionen werden nur von einer Amplitudenmodulation beschrieben:
 - > die Veränderung der Phase wird nicht berücksichtigt.

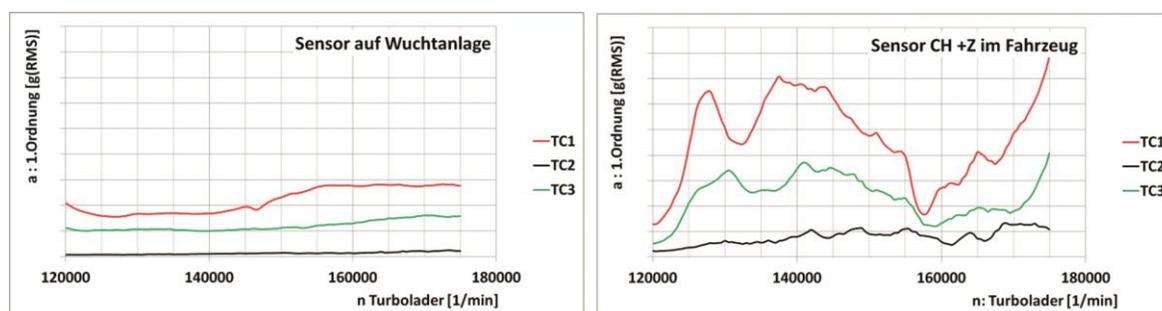


Bild 14: Vergleich der Unwuchtwirkung auf Wuchtanlage und im Fahrzeug

Wir sehen hier, dass eine Beschleunigung a auf dem Turboladergehäuse eine frequenzabhängige Funktion der Wuchtung w ist. Im Fahrzeug ist sie anders als auf der

Wuchtanlage. Sind beide Zusammenhänge in erster Näherung linear, so ist auch der Zusammenhang zwischen einer im Fahrzeug gemessenen Beschleunigung a_{Fzg} und einer auf der Wuchtanlage gemessenen Beschleunigung a_{WA} linear:

$$a_{Fzg}(f) = m(f) \cdot a_{WA}(f) \quad (9)$$

Aus Versuchen mit mindestens 2 (hier 3) Grenzmustern lässt sich über eine lineare Regression die Verstärkung $m(f)$ abschätzen. Als frequenzabhängige Funktion kann sie wie eine Übertragungsfunktion verwendet werden.

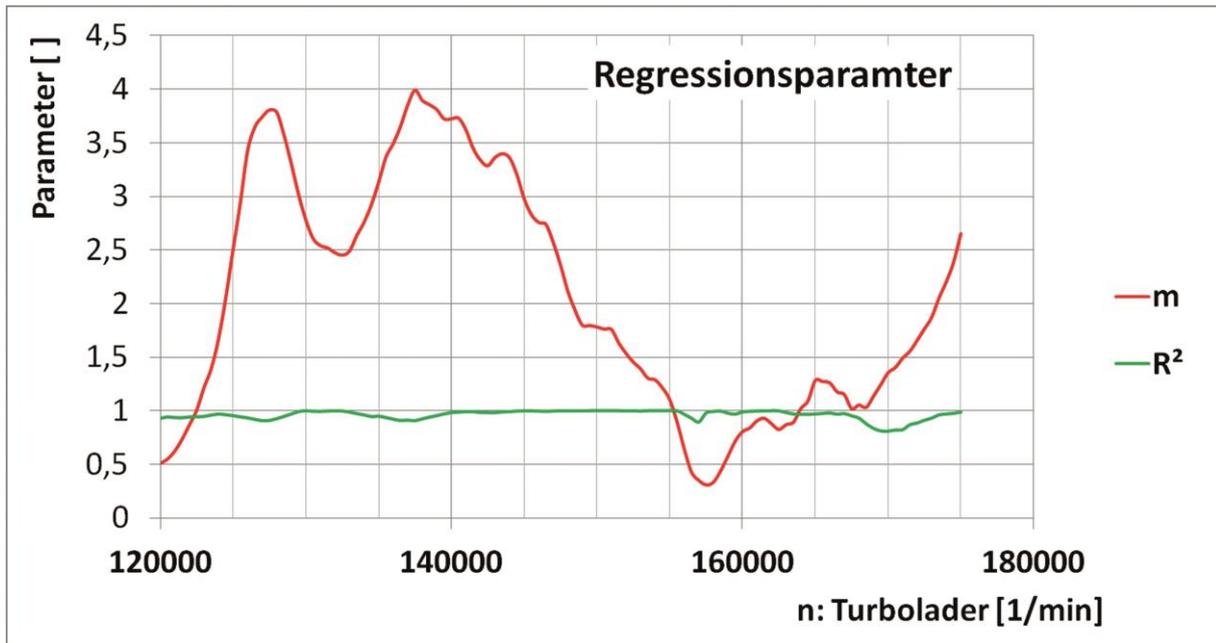


Bild 15: Parameter der Regression

Die Qualität der Regression zeigt die Kurve des Bestimmtheitsmaßes (Bild 15 grüne Kurve). Das Bestimmtheitsmaß solle möglichst $> 0,9$ sein. Das Bestimmtheitsmaß R^2 ist das Quadrat der Pearsonschen Korrelationskoeffizienten r (siehe Gleichung (10)).

$$r = \frac{\sum(x-\bar{x})(y-\bar{y})}{\sqrt{\sum(x-\bar{x})^2 \sum(y-\bar{y})^2}} \quad (10)$$

Durch die Regression können jetzt die gewünschten virtuellen Referenzsignale erzeugt werden, ausgehend von dem Wuchtstand (Bild 16 linkes Diagramm) auf die reale Einbausituation im Fahrzeug (Bild 16 rechtes Diagramm). Das gewünschte Referenzsignal wurde hier auf das Niveau des 3. Turboladers gelegt, um die Funktion mit diesen real gemessenen Daten zu validieren.

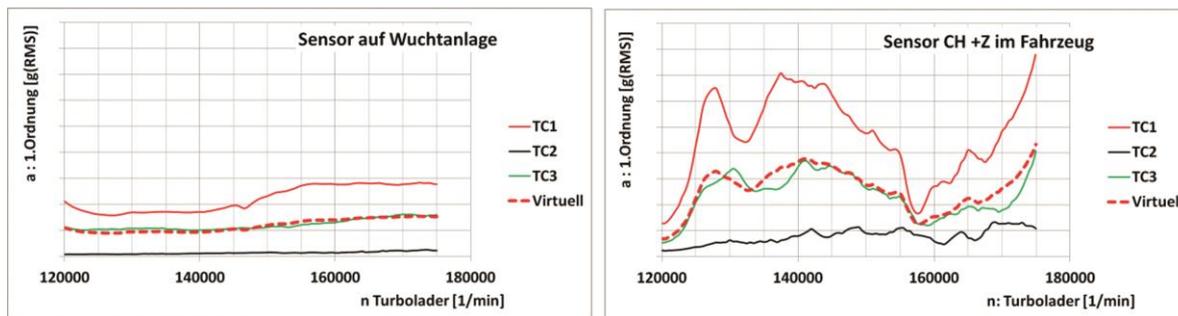


Bild 16: Ergebnis des virtuellen Referenzsignals über die Regression

Bei der weiteren Validierung der Ergebnisse soll später das real gemessene Signal des 3. Turboladers mit den virtuell berechneten Signalen verglichen werden.

5.3 Erweiterung des TPA-Netzes durch FIR Filter

Wie schon beschrieben müssen jetzt die real gemessenen Referenzsignale auf das gewünschte Maß, Wuchtungsgüte auf der Wuchtanlage, modifiziert werden.

Die Modifizierung ist wie im vorherigen Kapitel beschrieben frequenzabhängig. Um diese Frequenzabhängigkeit zu berücksichtigen, ist es notwendig die real gemessenen Referenzsignale mit einem FIR-Filter zu falten. Auf die Funktion der FIR Filter soll hier nicht näher eingegangen werden, es soll aber auf folgende Literatur verwiesen werden [6] [7].

Das frequenzabhängige logarithmische Dämpfungsmaß D kann aus dem Vergleich der real gemessenen Signale x_o und den virtuell erzeugten Signalen x_v berechnet werden. In dem Beispiel hier wurden die Signale des Turboladers 1 als real gemessene Signale verwendet.

$$D = 20 \log \frac{x_v}{x_o} \quad (10)$$

Im linken Diagramm *Bild 17* sind exemplarisch für einen Sensorkanal das real gemessene Signal (durchgezogene Kurve) und das virtuell erzeugte Signal (gestrichelte Kurve) dargestellt. Im rechten Diagramm ist die frequenzabhängig berechnete Dämpfungskurve dargestellt.

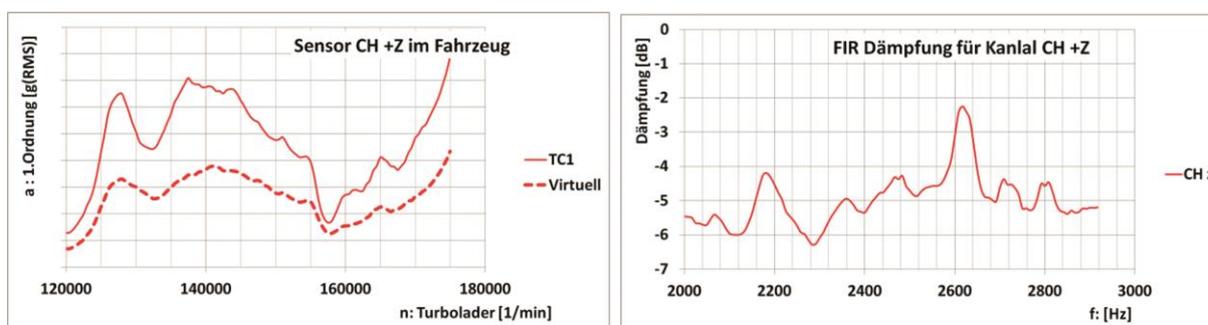


Bild 17: Berechnung des FIR Filters zur Modifikation des Referenzsignals

Für jeden der Referenzkanäle muss ein FIR Filter erzeugt werden. Diese FIR-Filter können jetzt analog zu den Fahrzeug-Übertragungsfunktionen in das TPA-Netzwerk eingebaut werden.

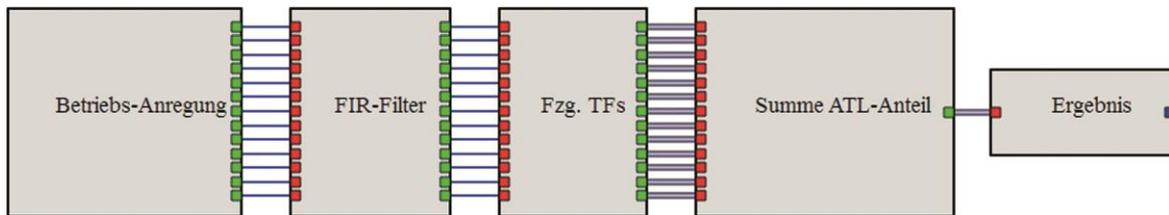


Bild 18: TPA-Netz mit FIR Filtern zur Modifikation der Referenzsensoren

Nun können die virtuellen Antwortsignale berechnet werden. Diese können dann angehört und das neue Ergebnis akustisch bewertet werden.

5.4 Verifikation der berechneten Größen mit Originalmessungen

Wie in den vorherigen Kapitel beschrieben wurde jetzt als Ausgangsbasis der Turbolader 1 verwendet und virtuell über die FIR Filterung auf die Wuchtgüte des Turboladers 3 gebracht. Damit kann das Ergebnis der berechneten TPA-Synthese mit der realen Messung verglichen werden.

Im *Bild 19* ist auf der linken Seite die Originalmessung des Turboladers 3 dargestellt und auf der rechten Seite die TPA Synthese. Bei der TPA Synthese muss für die Maskierung das Originalsignal verwendet werden. Die Maskierung (andere Schallquellen) kann von der OTPA nicht erzeugt werden da nur der Turbolader als Quell-signale mit gemessen wurde (*siehe hierzu Kapitel 4*).

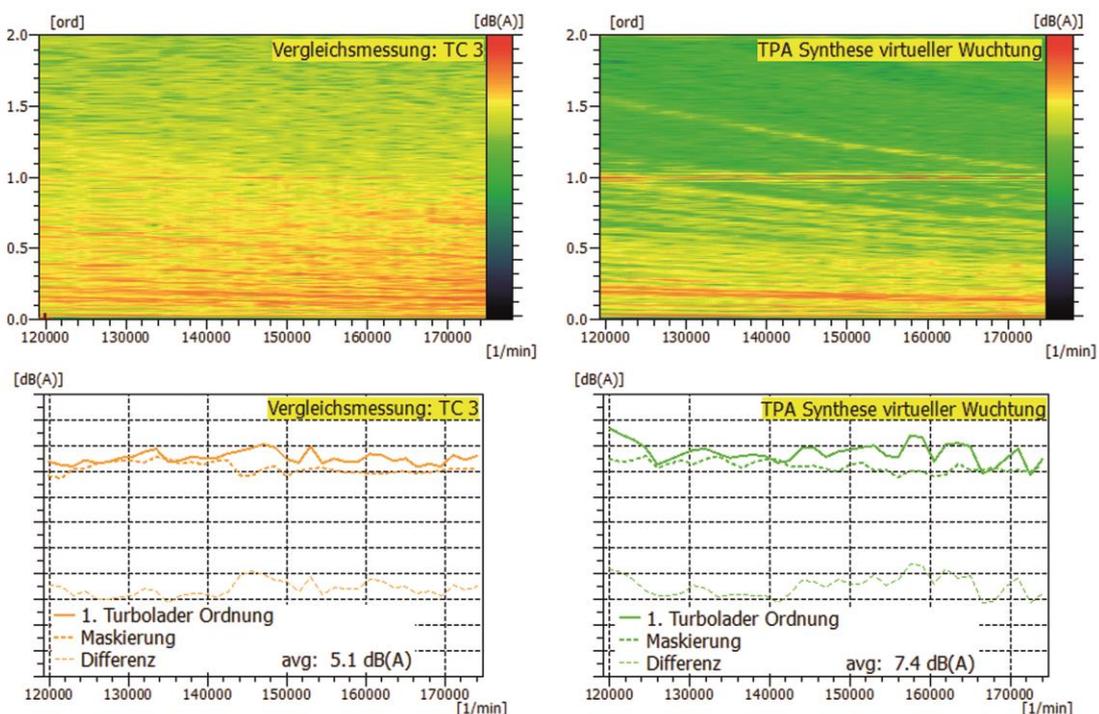


Bild 19: Vergleich der TPA Synthese mit der Ausgangsmessung

Im *Bild 20* sind die zu bewerteten Ergebnisse dargestellt. Die Kurven zeigen die Differenz zwischen der Maskierung und der Turbolader Unwuchtsignatur. Die rote Kurve zeigt dabei die Ausgangsmessung, die gelbe Kurve die Vergleichsmessung, mit der die virtuell erzeugte TPA Synthese (grüne Kurve) verglichen werden muss. Die größte Abweichung ist um die 160.000 1/min Turbolader Umdrehung zu erkennen. Dass dieser Bereich in der TPA Synthese schlecht abgebildet wird kann auch schon in dem Diagramm (*Bild 13*) gesehen werden.

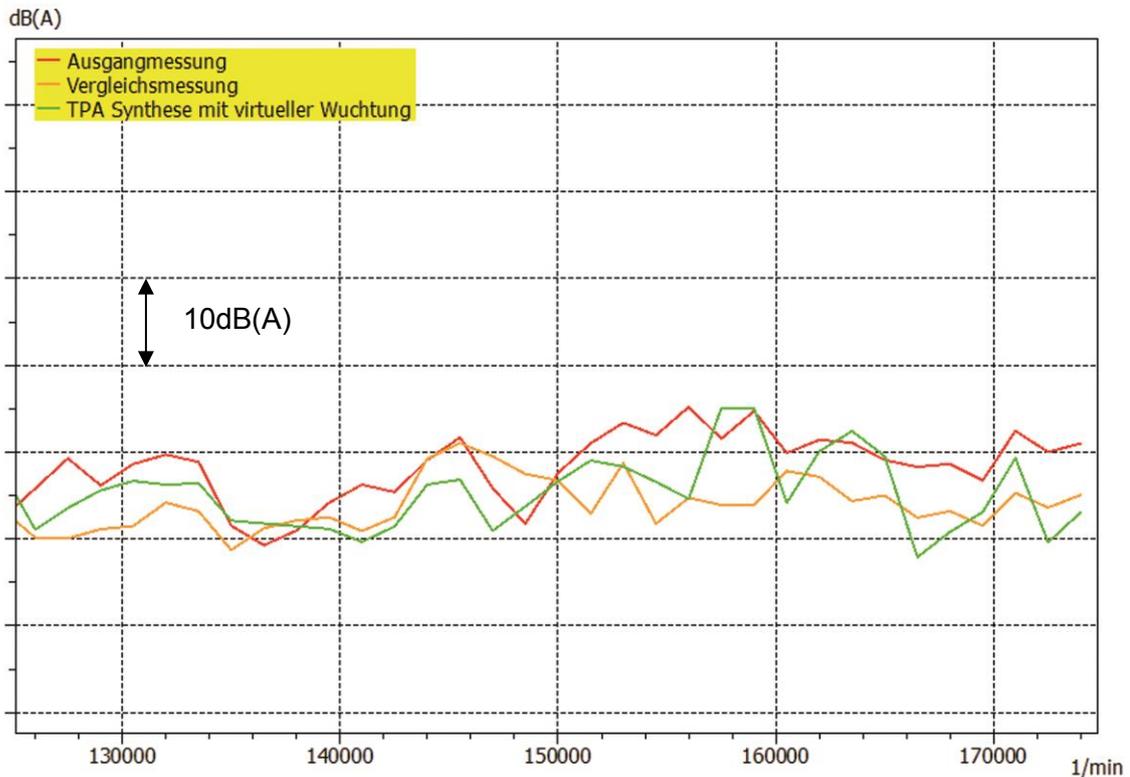


Bild 20: Vergleich der tonalen Komponente zur Maskierung

Hier muss die Methode noch weiter entwickelt werden. Die Abweichungen sollten auf eine Größenordnung > 2 dB(A) gebracht werden.

6. Zielwuchtung auf akustische Wahrnehmbarkeitsschwelle

Jetzt können die Referenzsignale solange variiert werden, bis in den Antwortkanälen das gewünschte akustische Ziel erreicht wird. Diese Variation kann jetzt rein virtuell im Post-Prozess erfolgen. Es müssen jetzt keine neuen Grenzmuster mehr aufgebaut und getestet werden.

7. Ausblick

Wie in den Ergebnissen zu sehen, sollte die Methode noch weiter validiert und auf eine allgemeinere Basis gestellt werden. Dabei sollten insbesondere die Schwachstellen, die in dieser Untersuchung aufgetreten, sind verbessert werden. Ganz besonders sollten weitere Sensoren angebracht werden, um das Schwingungsverhalten

ten noch besser beschreiben zu können. Dabei sollten Signale aufgenommen werden, die bei der Untersuchung noch nicht berücksichtigt wurden, an dem Beispiel des Turboladers etwa die heiße Turbinenseite.

Eine weitere Möglichkeit besteht darin, für die Bestimmung der Übertragungsfunktionen Messungen zu verwenden, bei denen der Turbolader künstlich, z.B. über einen Shaker, angeregt wird. Störquellen werden somit ‚ausgeschaltet‘, so dass qualitativ bessere Übertragungsfunktionen zu erwarten sind.

8. Zusammenfassung

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass die Methode mit diesem ersten Test ein gutes Potential aufgezeigt hat, um den Integrationsaufwand deutlich zu reduzieren und die Methode weiter zu entwickeln. Die Schwachstellen wurden identifiziert und können in der weiteren Methodenentwicklung berücksichtigt werden. Es ist davon auszugehen, dass dadurch eine deutliche Verbesserung zu erwarten ist.

Literatur

- [1] K. Noumura and J. Yoshida, „Method of transfer path analysis for vehicle interior sound with no excitation experiment“, *FISITA 2006*, F2006D183, (2006).
- [2] D. de Klerk and A. Ossipov, „Operational transfer path analysis: Theory, guidelines and tire noise application“, *Mechanical Systems and Signal Processing*, 24(7), 1950-1962, (2019).
- [3] M. Lohrmann und T. Hohenberger, „Methodenvergleich zur Ermittlung von Übertragungskoeffizienten: Linear/kraftbasiert und mittels Hauptkomponentenanalyse“, *DAGA 2008*, (2008).
- [4] J. Putner et.al, „Operational transfer path analysis predicting contributions to the vehicle interior noise for different excitations from the same sound source“, *InterNoise 2012*, (2012).
- [5] M. Lohrmann, „Beitragsanalyse am Beispiel der simulierten Vorbeifahrt mit Hilfe der TPA“, *Motor- und Aggregate-Akustik III*, 71-83, (2011)
- [6] Tietze, U. Schenk C.: Halbleiter-Schaltungstechnik, 12. Auflage, Kapitel 19: Digitale Filter, Springer, Berlin Heidelberg, 2002
- [7] Valimaki/Laakso: Principles of Fractional Delay Filters, IEEE International Conference on Acoustics, Speech, and Signal Processing, Istanbul, 2000

Beobachtung hochfrequenter Schwingungseigenschaften an einem mikrozelligen PU-Elastomer zur Lagerung von Motorkomponenten

Jochen Schell, Jörg Sauer, Mélanie Gérard, Holger Bickelmann, Waldemar Meier, David Müller, Waldemar Elsesser

Abstract

Microcellular polyurethane is an interesting alternative for mounting the engine in electric cars. There is a high potential of weight saving and improved insulation of high frequency whining noise. In electric cars whining noise will come to the fore of subjective perception. The elastomer body's resonances might be relevant for the transmission of this noise.

In order to be able to better study the transmission behavior of the mounts, BASF designed a test bench for high frequency analysis. Its characteristics have been analyzed by Polytec with two purposes. On the one hand the vibrational characteristics should be studied; on the other hand the resonances in elastomer samples should be excited and identified to imply the samples suitability as engine mount.

The measurements have been performed in the RoboVib Testcenter of the Polytec GmbH. The Testcenter consists of 2 robotized 3D Scanning Vibrometers and allows full-field 3D vibration measurements of a complex-shaped object. Frequency position and width of resonances as well as the corresponding deflection shapes are determined. Due to the very high spatial resolution and the non-contact character of the measurement, a detailed comparison to simulations is possible.

Ideally, the realized mechanical test setup for the Elastomers should not show any noticeable amplitudes in the frequency range of interest, otherwise the evaluation of the resonances of the Elastomer sample itself would be perturbed. To study its behavior, as a first step, the mechanical test setup has been excited with an external shaker and its resonance frequencies and deflection shapes have been recorded.

Next, measurements with the internal shaker, used for the excitation of the PU sample have been performed and the deflection shapes of the test setup have been measured again. It becomes clear that the test setup is well suited for the intended purpose, as the amplitudes of the mechanical test setup while running the internal shaker are negligible as compared to the amplitudes at the sample.

Finally, the frequency position and width of the resonances of different PU samples have been measured. The results allow drawing conclusions about the fitness of the test bench and further development on the test bench and the PU elastomer.

Kurzfassung

Mikrozelliges Polyurethan (PU) stellt eine interessante Alternative für die Lagerung von Motoren in Elektroautos dar. Es besteht ein Potential für hohe Gewichtsersparnis und verbesserte Abkopplung hochfrequenter Heulgeräusche, die subjektiv wahrgenommen im Elektroauto stärker in den Vordergrund rücken. Für die Übertragung der Geräusche können auch Eigenschwingungen des Elastomers relevant werden.

Um das Übertragungsverhalten der Lager besser studieren zu können, hat BASF einen Prüfstand für hochfrequente Untersuchungen entworfen. Dessen Eigenschaften wurden bei Polytec mit zwei Zielsetzungen untersucht. Zum einen sollten die Schwingungseigenschaften untersucht werden, zum anderen sollten die Resonanzschwingungen verschiedener Elastomer-Proben gemessen und dargestellt werden, um daraus Schlüsse auf Ihre Eignung als Motorlager zu ziehen.

Die Messungen wurden im RoboVib Testcenter der Polytec GmbH durchgeführt. Die Anlage besteht aus zwei robotergestützten 3D Scanning Vibrometern und erlaubt eine vollflächige 3D Schwingungsmessung rund um einen beliebig geformten Prüfling. Damit können sowohl die Lage und Breite von Resonanzen im Spektrum bestimmt werden, als auch die zugehörigen Schwingformen. Durch die sehr hohe räumliche Auflösung und die Rückwirkungsfreiheit ist mit diesen Daten ein sehr detaillierter Abgleich mit Simulationen möglich.

Idealerweise sollte die mechanische Prüfeinrichtung für die Elastomere keine merklichen Eigenresonanzen im interessanten Frequenzbereich aufweisen, da sonst die Auswertung der Resonanzen der Elastomer-Probe gestört wird. Um dies zu untersuchen, wurde der Prüfaufbau in einem ersten Schritt mit einem externen Shaker angeregt und die Resonanzfrequenzen und –Schwingformen der Prüfstruktur aufgenommen.

Weiterhin wurde im Betrieb gemessen, d.h. die Probe wurde mit dem internen Shaker der Prüfeinrichtung angeregt, und dabei wiederum die Schwingformen der Prüfstruktur gemessen. Es zeigte sich, dass die Prüfeinrichtung sehr gut geeignet ist, da die Amplituden der Eigenformen der Struktur bei Betrieb des internen Shakers im Vergleich zu den Amplituden an der Probe vernachlässigbar sind.

Schließlich wurde die Lage der Resonanzfrequenzen, die Breite der Resonanzen und die Resonanzschwingformen verschiedener PU Elastomerproben gemessen.

Die Ergebnisse erlauben Rückschlüsse auf die Eignung des Prüfstands, sowie die gezielte Weiterentwicklung von Prüfeinrichtung und PU Elastomer.

1. Einleitung: Mikrozelliges Polyurethan als Elektromotorlager

Cellasto® ist ein mikrozelliges Polyurethan, das als Spezialelastomer im Automobilbau Anwendung findet. Das augenfälligste Merkmal ist der zellige Aufbau, der das Elastomer von den meisten schwingungstechnisch genutzten Gummimischungen unterscheidet und ihm ein volumenkompressibles Verhalten verleiht. Zum anderen sind mechanischen Eigenschaften wie die Ermüdungsfestigkeit bei Druckbeanspruchung sogar besser als bei vielen Gummimischungen. Zusammen mit der relativ hohen Dichte ergibt sich so auch eine deutliche Unterscheidung zu Schaumstoffmaterialien. Diese Eigenschaften von Cellasto® kommen bei Endanschlägen im Fahrwerk so gut zur Geltung, dass es sich für diese Anwendung als Standardlösung etabliert hat. Dank der Volumenkompressibilität können hohe Energien mit geringem Bauraumbedarf und bei geringem Bauteilgewicht aufgenommen werden. Das Einsetzen des Anschlags kann sanft abgestimmt werden, obwohl im Laufe der Verformung hohe Kraftspitzen aufgenommen werden müssen.

Für die Lagerung von Verbrennungskraftmaschinen (VKM) sind die statischen Setzeigenschaften in Verbindung mit Temperaturen von +90 °C bis +120 °C jedoch nicht ausreichend. Hinzu kommt die dynamische Verhärtung, die im günstigsten Fall mit 1.6 bis 1.8 für diese Anwendungen meist nicht ausreicht.

Diese Anforderungen stellen sich bei Elektroantrieben jedoch ganz anders dar. So kann man davon ausgehen, dass die Normal- und die Spitzentemperaturen an der Lagerung eines Elektromotors um 20 bis 30 °C gegenüber den VKM abgesenkt sind. Die akustische Anregung ist insgesamt erheblich schwächer und niedrigfrequente Anregungen, die bei den VKM zu Leerlaufbrummen o.ä. führen können, spielen keine so tragende Rolle mehr. Hingegen steigt der Bedarf Heuler in oberen Frequenzbereichen ab mehreren hundert Hertz zu isolieren, wofür die Eigenschwingungen der Motorlager relevant sein können. Nicht zuletzt fallen bei Elektroautos Gewichtsvorteile viel stärker ins Gewicht, so dass diese bei der Gestaltung der Lager eine entscheidendere Rolle spielen.

Die niedrige Dichte und die relativ niedrig dämpfenden Eigenschaften von Cellasto® bewirken, dass die Eigenschwingungen eines Lagerelements aus Cellasto® spürbar höherfrequenter liegen können als die eines Lagerelements aus Gummi mit vergleichbarer statischer Kennlinie. Das akustische Profil von Cellasto® sowie die potentiellen Gewichtsvorteile könnten im Fall des Elektroantriebes sehr gut zu den Anforderungen passen. Daher ist es von Interesse Lagerprototypen aufzubauen und unter anderem ihr hochfrequentes Verhalten in Bereiche bis mehrere kHz zu untersuchen.

2. Hochfrequenzprüfstand für den Test von PU-Proben

Messungen in derart hohen Frequenzbereichen erfordern speziell abgestimmte Prüfstände. In Bereichen über 1 kHz zeigen viele Prüfstände Eigenschwingungen. Überhöhungen in Transferfunktionen, die an diesen Prüfständen ermittelt werden, sind dann nicht allein den Übertragungseigenschaften des Prüflings geschuldet. Um Resonanzen, die im Elastomer auftreten, zweifelsfrei als solche identifizieren zu können, bedarf es eines Prüfstands, dessen Eigenschwingverhalten in einem möglichst breiten Frequenzband keine merklichen Wechselwirkungen mit den Prüflingen eingeht.

Bei BASF wurde entschieden, einen einfachen Prüfstand selbst aufzubauen. Damit sollten erste Untersuchungen bei vergleichsweise geringem Investitionsaufwand möglich sein. Um ein geeignetes Konzept bestimmen zu können, wurde ein Lastenheft aufgestellt, indem potentiell interessante Anwendungen wie Elektromotorlager recherchiert und hinsichtlich der möglichen Vorlasten, Abmessungen und darzustellenden Anregungen analysiert wurden.

2.1 Auswahl des Konzepts und Auslegung des Prüfstands

Der zu wählende Prüfstand sollte Untersuchungen an den beschriebenen Elastomerlagern mit unterschiedlichsten Bauformen und -größen im hochfrequenten Bereich bis mindestens 2 kHz und idealerweise 4 kHz und bei Vorlasten von mindestens 2 kN bis idealerweise 6 kN erlauben. Nach Möglichkeit sollte der Prüfstand wenig Platz beanspruchen, mit einer Klimakammer kombiniert und ohne großen Aufwand bewegt werden können. Nicht zuletzt sollten in einem ersten Entwicklungsschritt einfache, im Handel erhältliche Komponenten bevorzugt werden. Beispielsweise werden keine speziellen Luftfedern oder Piezoaktoren selbst entwickelt. Nach einer Recherche in der Fachwelt existierender Hochfrequenzprüfstände wurde anhand von Bewertungskriterien ein Konzept bestimmt, das möglichst gut zu den obigen Anforderungen passt.

Die recherchierten Prüfstände für hochfrequente Messungen wurden meist für sehr spezielle Einsatzzwecke entwickelt und weichen daher in ihren Funktionsweisen zum Teil enorm voneinander ab. Dabei finden sowohl verschiedene Schwingerreger als auch andere Anordnungen der Hauptkomponenten des Prüfstands Anwendung. Am häufigsten werden elektromagnetische Schwingerreger oder piezoelektrische Schwingerreger eingesetzt. Die Schwingerreger variieren darüber hinaus sehr stark in ihrer Größe und in der Art der Vorlasteinleitung. Für die Anordnung von Schwingerreger, Prüfling und seismischen Massen können grob unterschieden werden:

- senkrechte Anordnung des Prüfaufbaus, wobei der Schwingerreger nach oben hin gegen eine schwere Masse arbeitet,
- senkrechte Anordnung des Prüfaufbaus, aber der Schwingerreger hängt über einer seismischen Masse,
- waagerechten Anordnung des Prüfaufbaus,
- Einleiten von Vorlasten kraft- oder weggeregelt
- und Einleiten von Vorlasten über den Schwingerreger oder parallel dazu.

Schließlich wurde ein Konzept gewählt, für das der Prüfling auf einer luftfedergelagerten, seismischen Masse montiert wird. Die Anregung erfolgt durch einen darüber aufgehängten, elektrodynamischen Shaker. Vorkräfte werden nicht seriell über den Schwingerreger eingeleitet, sondern parallel dazu über einen Ausleger. Bild 1 zeigt die zugehörige Prinzipskizze und Bild 2 den Entwurf des Prüfstands.

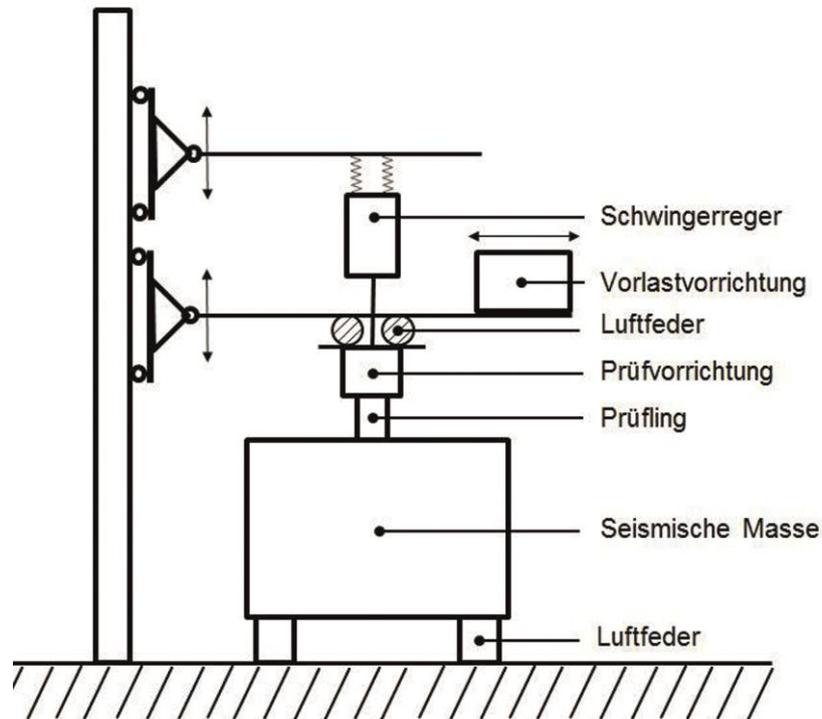


Bild 1: Senkrechte Anordnung, Aufbringen der Vorkraft kraftgeregelt über das Gewicht eines Auslegers und parallel zur dynamischen Anregung

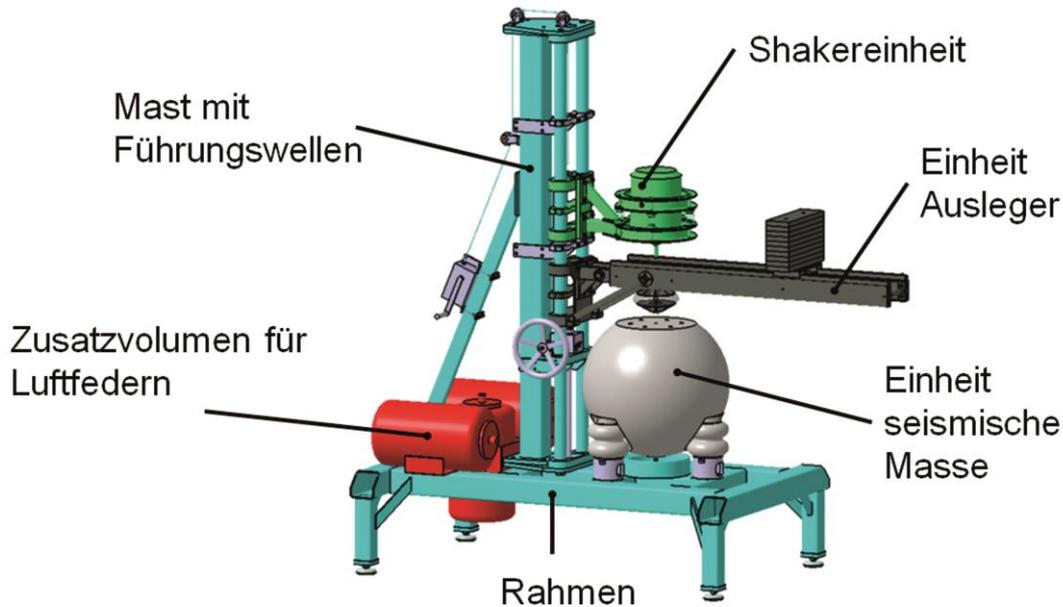


Bild 2: Prüfstand zur Untersuchung des hochfrequenten Übertragungsverhaltens von Bauteilen

Die Parallelschaltung von Vorlast und Erregerkraft erlaubt es einen Schwingerreger mit einem relativ geringen Kraftvektor einzusetzen. Die Vorlast kann durch Auflegen und Verschieben von Gewichtsplatten auf dem Hebelarm, der gelenkig gelagert ist, eingestellt werden. Dies bedeutet eine kraftgeregelte Einstellung der Vorlast auf dem

Prüfling. Die Kraftregelung ist vorteilhaft, wenn Betriebspunkte in der Progression eines Lagers eingestellt werden müssen, da die Wegabhängigkeit wegen der hohen Gradienten dort extrem ist.

Wie in Bild 2 zu erkennen ist, wird der Schwingerreger kopfüber weich an Stahlfedern aufgehängt. Alternative Isolationselemente können ohne großen Mehraufwand montiert werden. Der Schwingerreger arbeitet gegen eine große schwere (seismische) Masse, die weich auf Luftfedern gelagert ist. Das gesamte Schwingsystem stellt einen Mehrmassenschwinger dar. Die Vorlastvorrichtung wird durch Luftfedern von dem Prüfstands Aufbau abgekoppelt.

Mit Hilfe einer Simulation mit MATLAB/ Simulink werden die Steifigkeiten der Luft- und Stahlfedern und relevanten Massen so gewählt, dass erste Resonanzen des Systems sehr tieffrequent liegen und die seismische Masse bei einem typischen Versuch auf dem Prüfstand ausreichend wenig angeregt wird.

Alle Anbauteile, die direkten Kontakt zum Prüfling haben, wurden mit Hilfe der FEM ausgelegt und hinsichtlich der Schwingungseigenschaften optimiert. So wurde z.B. die seismische Masse in Form einer Kugel ausgeführt, da zum einen eine hohe Trägheit benötigt wird, um die Beschleunigungen des Starrkörpers (seismische Masse) während der geplanten Versuche klein zu halten. Zum anderen sollte die erste Eigenmode über 4 kHz liegen und somit oberhalb des Messbereichs. Die Betrachtung verschiedener Bauformen und Materialien erbrachte, dass der Zielkonflikt am besten mit einer kugelförmigen Stahlmasse gelöst werden kann.

Die aufbringbare, minimale Vorkraft sollte einerseits niedrig und fein dosierbar sein, wofür der Ausleger als Leichtbaukonstruktion ausgeführt werden muss. Gleichzeitig muss die Steifigkeit der Konstruktion so hoch sein, dass beim Einstellen hoher Vorlasten keine störenden Resonanzen im für die Prüfungen relevanten Frequenzbereich entstehen. In diesem Fall wurden glasfaserverstärkte Kunststoffprofile und Aluminiumhalbzeuge verwendet.

Der Rahmen wurde so entwickelt, dass der Prüfstand eine Klimakammer aufnehmen und mit einem Stapler transportiert werden kann. Die Höhe des Aufbaus spiegelt wider, dass optional auch ganze Federbeine eingespannt werden können. Ausgeführt wurde der Rahmen mit verschweißten Stahlprofilen. Die Konstruktion wurde im ersten Ansatz mit wenigen Elementen versteift, um Gewicht und Aufwand klein zu halten. Erste Resonanzen des Rahmens liegen daher in den Frequenzbereichen, in denen später geprüft werden soll. Für den Fall, dass sich die Resonanzen bei Versuchen störend auswirken, können weitere Versteifungen oder in den Stahlrohren Dämpfungsmaßnahmen hinzugefügt werden.

Für alle Luftfederungen wurden in einem ersten Schritt einfache, unregelmäßige Komponenten gewählt.

2.2 Aufgabenstellung Charakterisierung des Prüfstands mit PU-Proben

Für eine erste Erprobung des Prüfstands und erste Materialvergleiche wurden bei BASF zylindrische Proben aus Cellasto[®] aufgebaut und mit Ersatzteilen eines Getriebelagers auf Basis von Naturkautschuk verglichen. Die Anforderungen an derlei Getriebelager ähneln den bekannten Anforderungen an die Elektromotorlager stark. Die statischen Kennlinien und geometrischen Abmessungen wurden dem Gummilager möglichst gut angenähert. Die hochfrequenten Übertragungseigenschaften dieser Teile sollten bei Druck und Schubbeanspruchung unter verschiedenen Vorlasten ermittelt und verglichen werden. Die Analyse sollte in einem Frequenzbereich von 100 Hz bis mindestens 2 kHz und idealerweise bis 4 kHz

durchgeführt werden. Die Anregung sollte kraftgeregelt erfolgen, so dass die Wegamplitude tendenziell mit zunehmender Anregungsfrequenz abnimmt. Eigenschwingungen im Elastomer sollten erkennbar werden und von denen des im Verhältnis zu den Proben großen Prüfstands unterschieden werden.

Eine sehr gute Methode, um Schwingungen im Elastomer zu erfassen und das Schwingverhalten des Prüfstands zu prüfen, stellt die Laservibrometrie dar. Der Prüfstand hat im Verhältnis zum Prüfling eine große räumliche Ausdehnung und Oberfläche. Die Geometrie ist stark verwinkelt. Um die möglichen Resonanzen bis in den Bereich der ersten Eigenschwingungen des Elastomers ausreichend gut erfassen zu können, muss eine große Anzahl Messpunkte beobachtet werden. Mit der Laservibrometrie gelingt dies rückwirkungsfrei und mit vergleichsweise geringem Vorbereitungsaufwand. Der Roboter geführte 3D-Prüfstand bei Polytec erlaubt es die Geometrie und die Schwingformen besonders gut zu erfassen.

Bei Polytec fand daher eine Erprobung des beschriebenen Prüfstands mit einfachen Lagerelementen statt. Es wurde eine Transferfunktion über das Lagerelement ermittelt und die Überhöhungen in der Transferfunktion Eigenschwingungen des Prüfstands, der Vorrichtung oder des Prüflings selbst zugeordnet. Die Eigenformen der Schwingungen des Prüfstands sollten dabei so genau erfasst werden, dass erste Abhilfemaßnahmen z.B. in Form zusätzlicher Versteifungen oder anderer Isolationselemente erkennbar werden konnten. Außerdem wurden Varianten der Isolationselemente eingesetzt und deren Wirkung aufgezeigt. Zuvor wurden Probemessungen an einfachen Materialmustern unternommen, um die Eignung der zelligen Oberfläche für Untersuchungen mit dem Laservibrometer zu testen.

3. Messaufbauten

3.1 3D Scanning Vibrometer

Zur Schwingungsmessung wurden PSV 500 3D Scanning Vibrometer verwendet. Mit diesen Geräten können 3D Schwingformen komplexer Oberflächen gemessen werden. Das PSV 500 3D nutzt Laser Doppler Vibrometrie, ein inzwischen seit vielen Jahren etabliertes Verfahren zur berührungslosen Schwingungsmessung [1]-[4]. Grundsätzlich handelt es sich dabei um ein interferometrisches Verfahren. Trifft der ausgesendete Laserstrahl des Geräts auf eine schwingende Oberfläche, so wird das rückgestreute Licht in seiner Phase und Frequenz moduliert. Durch Messung dieser Modulation wird so die Bewegung des Auftreffpunktes des Laserstrahls mit sehr hoher Präzision gemessen. Je nach Frequenzbereich der Schwingung sind dabei Wegauflösungen im nm – pm Bereich möglich.

In einem Scanning System wird nun mit Hilfe von Ablenkspiegeln ein ganzes Gitter von Messpunkten sequentiell abgetastet. Damit werden Schwingformen auch von komplexen Oberflächen mit guter räumlicher Auflösung dargestellt. Der Scan-Prozess, die Datenerfassung und die Visualisierung der Schwingformen erfolgt in der Software, die integraler Bestandteil des Systems ist. Weiterhin enthält das System auch einen Frequenzgenerator, ebenfalls integriert in die Software, der zur Schwingungsanregung verwendet werden kann. Das PSV erlaubt es also beispielsweise, ein Bauteil breitbandig zu Schwingungen anzuregen, die Oberfläche abzutasten und dann unmittelbar nach Ende der Messung die Schwingformen für jede angeregte Frequenz animiert darzustellen.

Da auch Koordinaten für alle Punkte hinterlegt sind, können diese Daten exportiert werden und beispielsweise für einen rechnerischen, Abgleich mit Simulationsdaten verwendet werden.

Bei den verwendeten 3D Systemen wird nun auf jedem Messpunkt nicht nur entlang einer einzelnen Strahlrichtung gemessen (1D Schwingungsdaten), sondern mit Hilfe von 3 Messköpfen mit Strahlen aus 3 unterschiedlichen Richtungen. Damit können 3D Schwingungsdaten gemessen und visualisiert werden. Mehr Details zur Arbeitsweise eines 3D Scanning Laser Doppler Vibrometers finden sich z.B. in [5].

3.2 RoboVib

Mit einem 3D Scanning Vibrometer kann die 3D Bewegung aller Oberflächenpunkte erfasst werden, die von allen 3 Messköpfen erreicht werden können. Der Scanbereich der Ablenkspiegel beträgt $50 \times 40^\circ$. Sollen Punkte gemessen werden, die außerhalb des möglichen Scanbereichs liegen oder die durch andere Teile des Messobjekts abgeschattet sind, so können die Scanköpfe manuell an eine andere Stelle transportiert werden, von der aus diese Punkte erreichbar sind. Die neue Position wird dann eingelernt. Damit ist es möglich, die Messungen aus den unterschiedlichen Richtungen zu einer einzigen Ergebnisdatei zu kombinieren. Allerdings handelt es sich dabei um einen manuellen Vorgang: die Messköpfe müssen bewegt werden und die neue Position mit Hilfe eines neuen sogenannten 3D Abgleichs eingelernt werden.

Seit kurzem existiert nun ein automatisiertes Verfahren dazu: die Verwendung eines sogenannten RoboVib Prüfstandes. Es handelt sich dabei um die Verbindung eines 3D Scanning Vibrometers mit Industrierobotik der Firma KUKA zur Positionierung der Messköpfe. Das folgende Bild zeigt den verwendeten RoboVib Prüfstand.



Bild 3: RoboVib Prüfstand bei der Polytec GmbH in Waldbronn

Bei Verwendung des RoboVib Systems muss nur noch ein Mal zu Beginn der Messung ein Geometrieabgleich durchgeführt werden. Bei Umpositionierung der Messköpfe durch den Industrieroboter ist die neue Position durch die Roboterencoder exakt bekannt und der nötige neue 3D Abgleich wird automatisch

berechnet. Mit diesem System ist eine automatisierte Messung vieler verschiedener Ansichten eines komplexen 3D Körpers möglich.

Der Messablauf ist also in etwa folgender. Zuerst werden an 4 markanten Punkten des zu vermessenden Objekts die Geometriedaten erfasst und zum Einlernen verwendet. Danach wird ein Messgitter entweder importiert, wenn z.B. aus der Simulation bereits vorhanden, oder sukzessive aus jeder Roboterposition erzeugt. Anschließend werden manuell Roboterpositionen eingelernt, aus denen nach und nach alle Messpunkte erreicht werden können. Die Software berechnet automatisch, welche Punkte aus welcher Position am besten erreicht werden können. Nach einem manuellen Test des so erstellten Roboterprogramms kann dann eine vollautomatische Messung gestartet werden: der Roboter positioniert die Messköpfe an die erste Position, lädt den dort gültigen 3D Abgleich und die Menge von Punkten, die erreichbar sind. Auf diesen Punkten wird dann die Messung durchgeführt. Nach Ende verfährt der Roboter an die nächste Position, lädt wieder den 3D Abgleich und die erreichbaren Punkte, etc. bis alle Punkte gemessen sind.

4. Messungen

Zuerst wurde eine Bestimmung des modalen Verhaltens der Prüfeinrichtung durchgeführt. Dazu wurde der Prüfstand mit einem externen Shaker angeregt. Die folgenden Bilder zeigen das Messobjekt und das verwendete Messgitter.

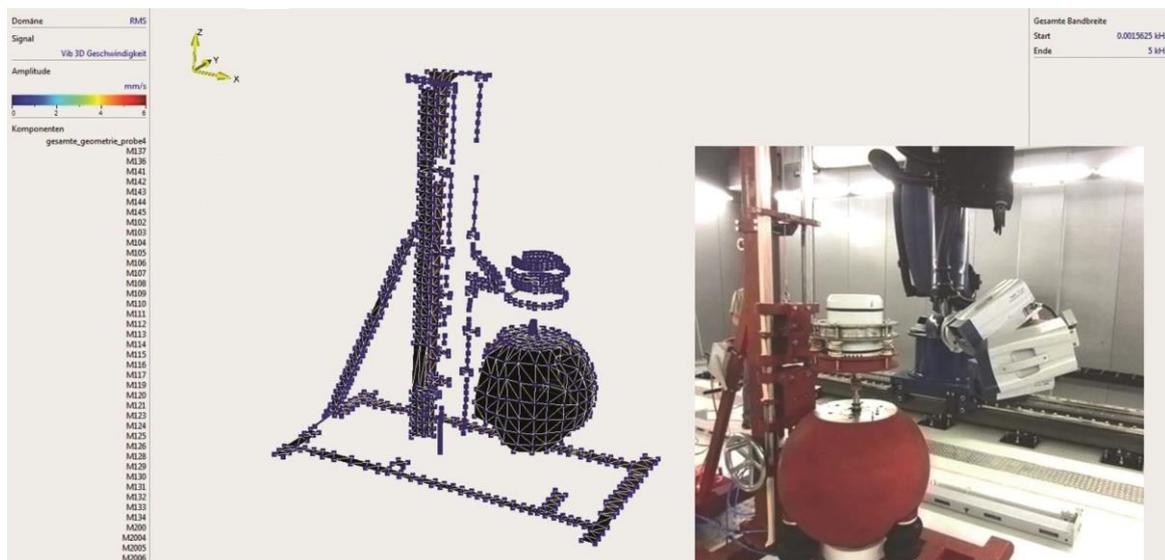


Bild 4: Messobjekt und verwendetes Messgitter

Alle blauen Punkte entsprechen einem Messpunkt des RoboVib Systems. Für die Messung wurden ca. 60 Roboterpositionen und je nach Aufbau 1.400 – 1.800 Messpunkte verwendet. Dies entspricht also einer Messung mit 1.400 -1.800 3D Beschleunigungsaufnehmern. Die Ergebnisse werden im folgenden Abschnitt vorgestellt.

Als nächstes wurde der interne Shaker der Prüfeinrichtung verwendet und verschiedene Proben mit verschiedenen Einspannbedingungen zum Schwingen angeregt. Dabei wurden die Schwingungen sowohl der Proben als auch der umgebenden Prüfeinrichtung aufgenommen. Bild 5 zeigt Details der zwei verschiedenen Aufbauten. Beim linken Aufbau wird die PU Probe auf Zug und Druck

belastet, beim rechten Aufbau treten eher Schubbeanspruchungen auf. Für diese Versuche konnten noch keine Vorrichtungen zum Einspannen der Proben zur Verfügung stehen, die hinsichtlich ihres Schwingverhaltens optimiert waren. Die in Bild 5 erkennbaren Adapter sind daher an Resonanzen in einem zu tiefen Frequenzbereich beteiligt. Für die Bewertung des Verhaltens des Rahmens und der isolierenden Elemente im Aufbau kann dies jedoch in Kauf genommen werden.

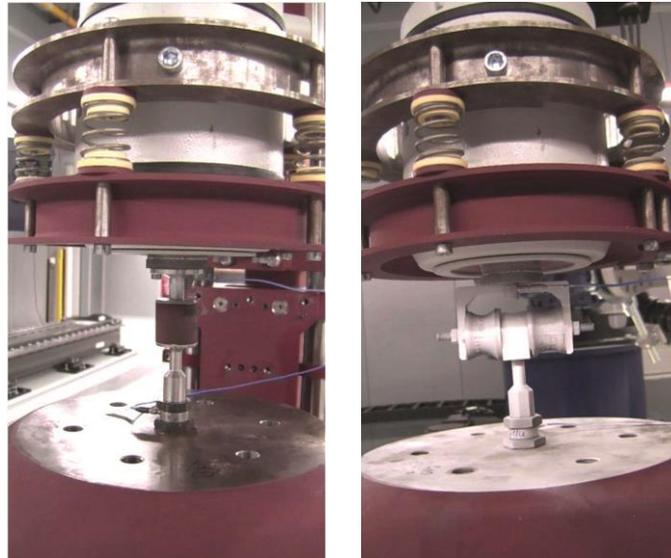


Bild 5: links Druckbeanspruchung der PU Probe, rechts Schubbeanspruchung einer Gummiprobe

4.1 Messergebnisse

Die folgenden Bilder (6 bis 8) zeigen einige Schwingformen, die bei der modalen Anregung des Prüfstands mit dem externen Shaker ermittelt wurden.

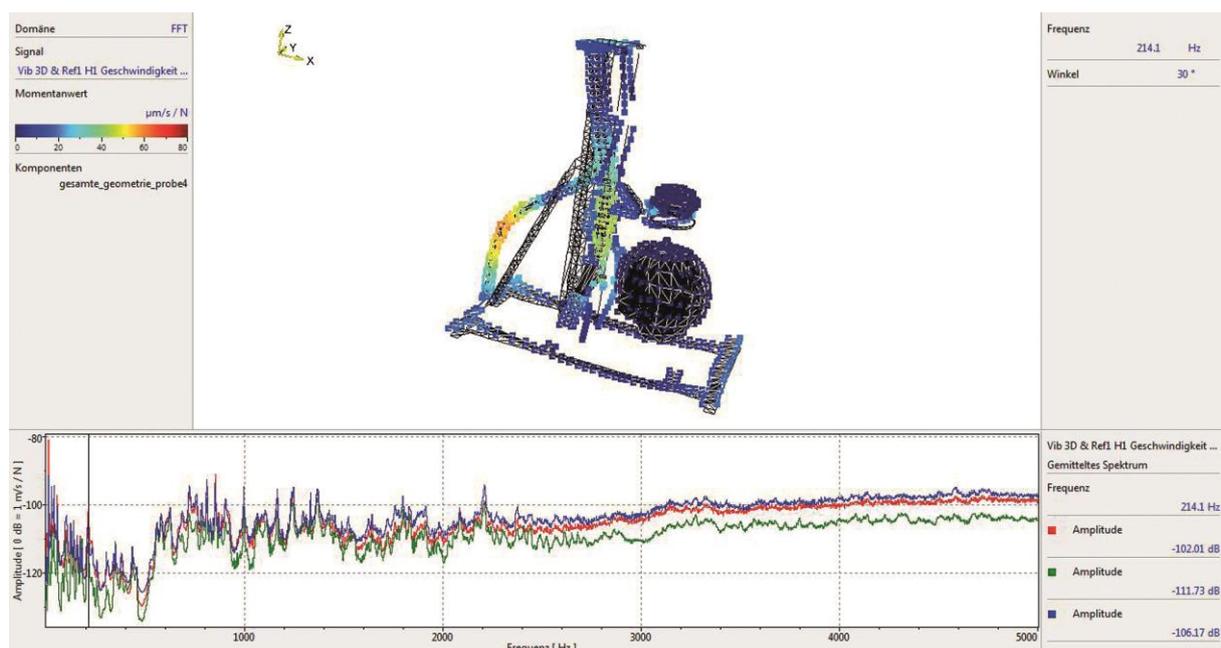


Bild 6: Schwingform des Prüfstands bei 214 Hz

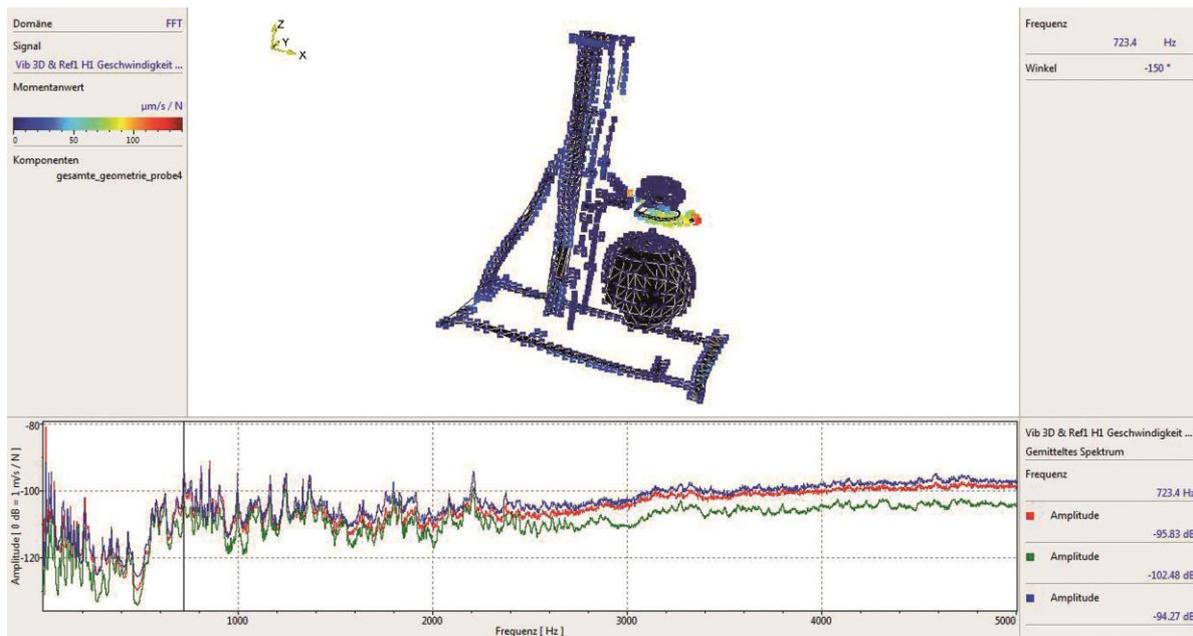


Bild 7: Schwingform des Prüfstands bei 723 Hz

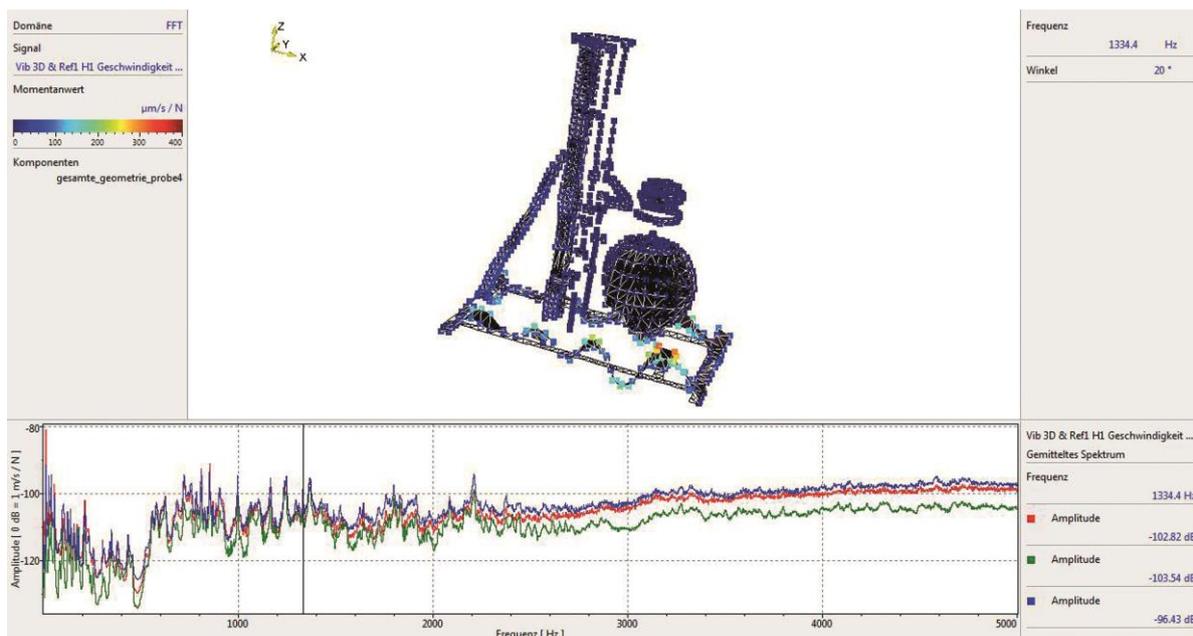


Bild 8: Schwingform des Prüfstands bei 1.334 Hz

Unterhalb von 50 Hz sind Ganzkörper-Schwingungen des Prüfstandes zu sehen, oberhalb handelt es sich um Biegeschwingungen. Im Bereich bis 2.000 Hz sind Schwingformen eindeutig darstellbar. Auch lokale Schwingformen können durch die hohe räumliche Auflösung sehr gut identifiziert werden. Bei der ersten Probenanordnung, auf Druckbeanspruchung, Anregung mit externem Shaker wird oberhalb von 2.000 Hz die Auftrennung in einzelne Resonanzen schwierig, es treten keine eindeutigen Resonanzüberhöhungen mehr auf. Bei der zweiten Probenanordnung, auf Schubbeanspruchung ist die letzte deutliche Resonanz unter 1.000 Hz, bei 3.400 Hz tritt nur noch eine sehr schwache Überhöhung auf.

Diese Ergebnisse dienen der besseren Charakterisierung des verwendeten Prüfstandes. Es zeigt sich im Folgenden, dass die hier gefundenen Eigenresonanzen des Prüfstandes im internen Betrieb, also bei Anregung des Prüflings mit dem internen Shaker, keine Rolle spielen, da die Amplituden dieser Resonanzen vernachlässigbar gegenüber den Amplituden am Prüfling sind. Das folgende Bild zeigt exemplarisch die Amplitudenverteilung bei 1.306 Hz, einer Probenresonanz.

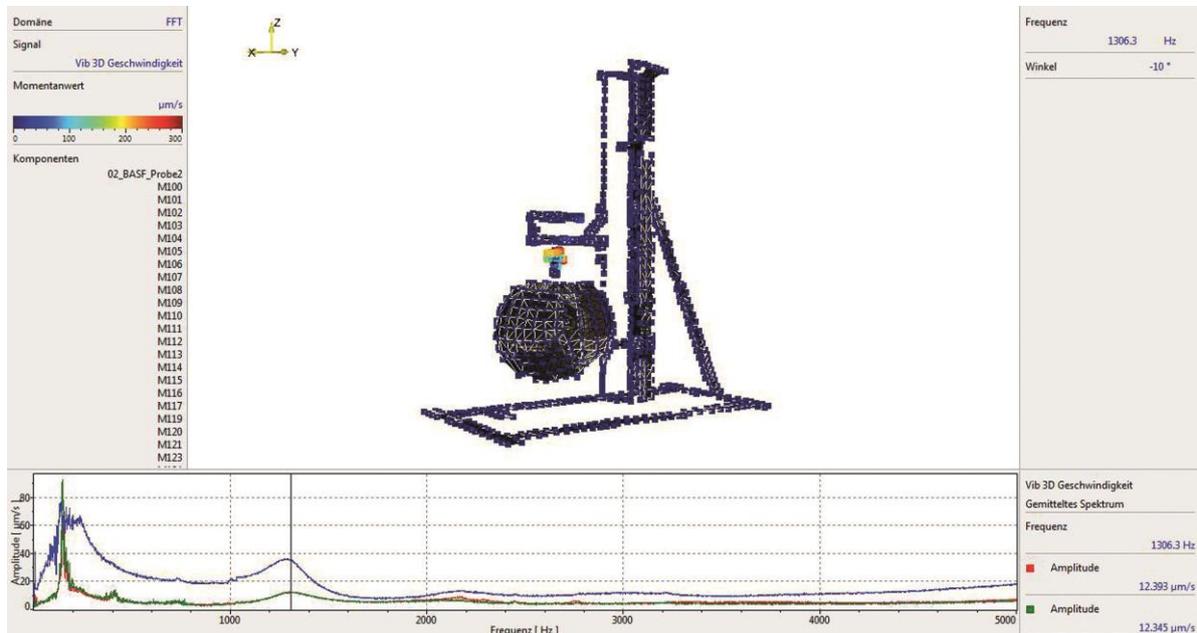


Bild 9: Amplitudenverteilung am Prüfstand bei einer Probenresonanzfrequenz

Es ist deutlich, dass nur unmittelbar an der Probe merkliche Amplituden auftreten, der Prüfaufbau selbst ist praktisch nicht beteiligt. Die folgenden Bilder (10 bis 11) zeigen 2 Schwingformen der Messung der ersten Probe. Hierbei wird die Probe auf Zug und Druck belastet.

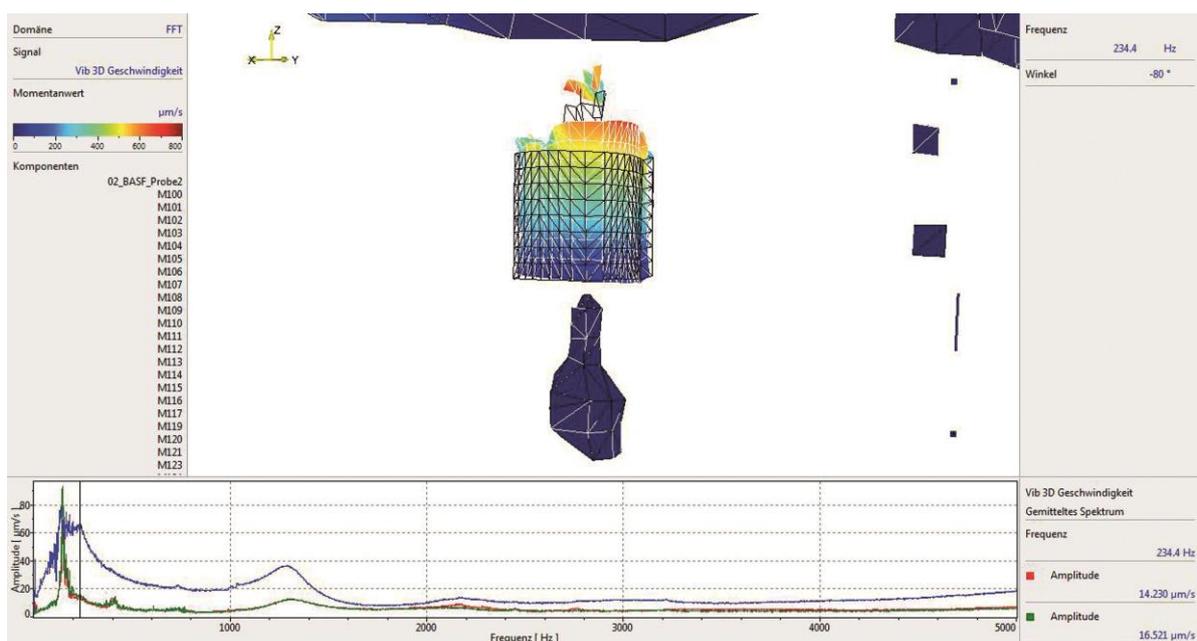


Bild 10: Resonanzschwingform der Probe und Prüfvorrichtung bei 234 Hz

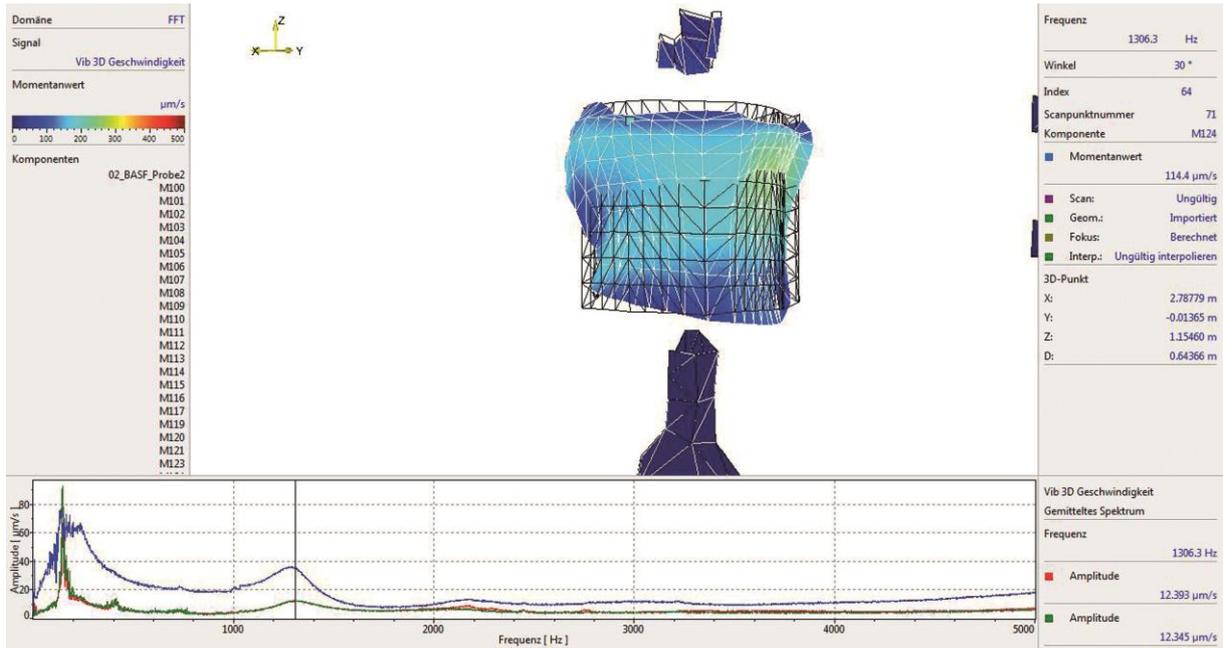


Bild 11: Resonanzschwingform der Probe bei 1.306 Hz

Die Bilder 12 und 13 zeigen 2 Schwingformen der Messung der zweiten Probe, die einer scherennden Belastung ausgesetzt wird.

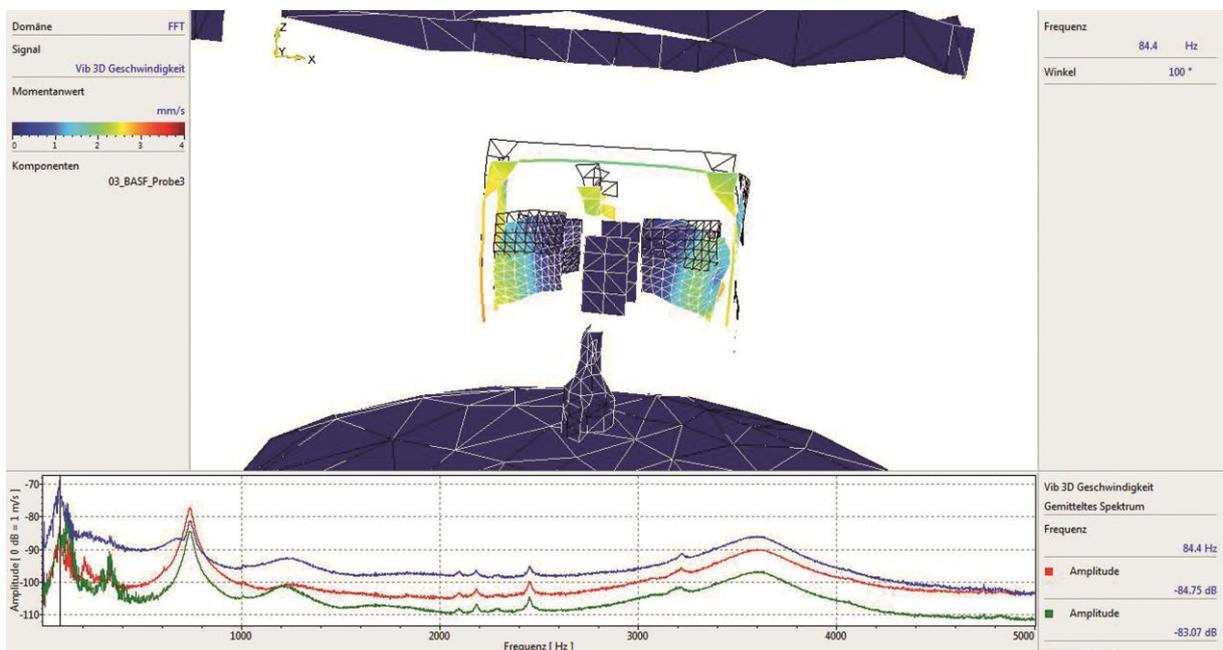


Bild 12: Resonanzschwingform der Probe und Prüfvorrichtung bei 84 Hz

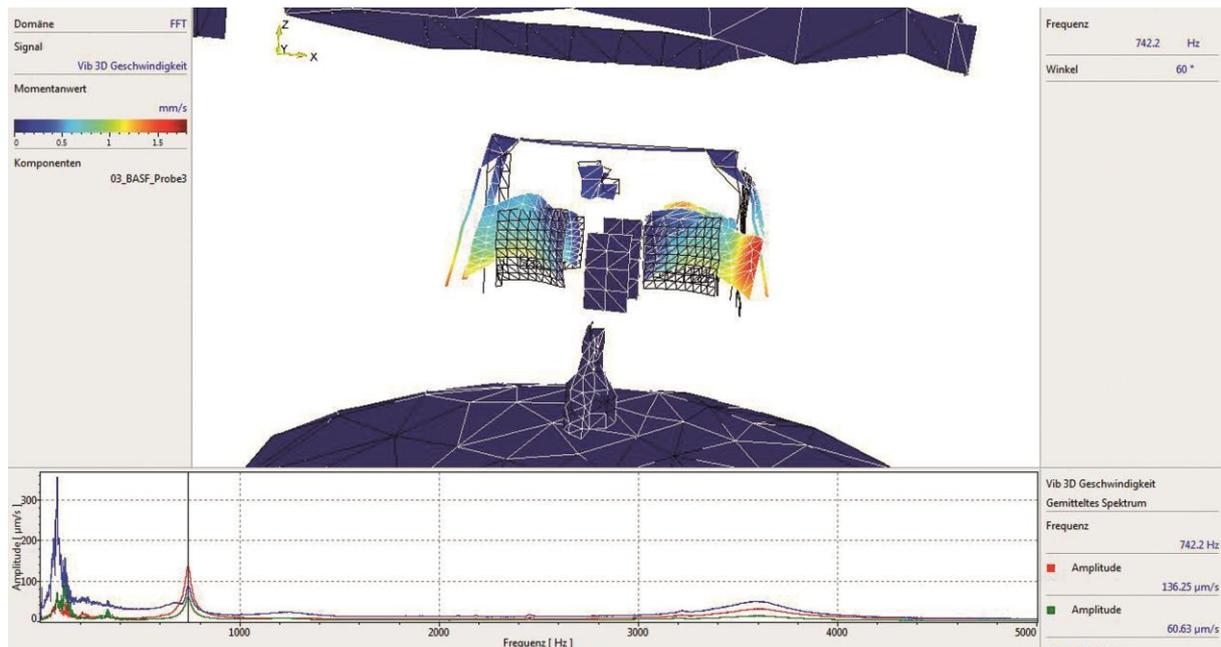


Bild 13: Resonanzschwingform der Probe bei 742 Hz

Das folgende Bild zeigt ein gemitteltetes Spektrum der Messpunkte auf der Probe bei scherender Anregung.

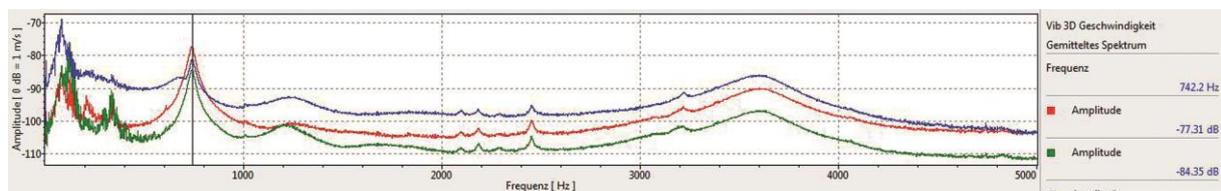


Bild 14: Gemitteltetes Spektrum der Messpunkte auf der Probe bei scherender Anregung (dB Skala, 0 dB = 1m/s)

Die Lage im Frequenzbereich und die Breite der Resonanzen sind deutlich erkennbar. Die breite Resonanz bei 3.400 Hz zeigt geringe Amplituden (dB Skala).

4.2 Bewertung der Messergebnisse und Ausblick

Eigenschwingungen in der Probe selbst waren mit dem Laservibrometer trotz der Zelligkeit des Materials gut zu beobachten. Der bei den Messungen festgestellte Einfluss des Prüfaufbaus auf die Qualität der Messung war sehr gering. Insbesondere die Isolation unter der seismischen Masse und dem Shaker funktioniert so gut, dass die Moden des Prüfstands bei Anregung des Prüflings nicht messbar angeregt werden. Das Schwingverhalten des Aufbaus konnte erst analysiert werden, als direkt am Rahmen angeregt wurde. Hierbei konnten zahlreiche Moden sichtbar gemacht werden. Da die Vorrichtung für die Aufnahme der Probe noch nicht ausreichend optimiert werden konnte, bestand allerdings noch eine Rückkopplung zwischen der Vorrichtung und den Schwingungen im Elastomer selbst, was im nächsten Schritt zu verbessern wäre. Die Eigenschwingungen einzelner Komponenten des Prüfstands konnten sehr gut beobachtet werden und passten sehr gut zu den bei der Vorauslegung des Prüfstands berechneten Ergebnissen. Mit dem

RoboVib-Prüfstand konnten die hier präsentierten und einige weitere Messungen und Analysen in wenigen Arbeitstagen erstellt werden.

Alle Messungen fanden noch ohne Vorlastvorrichtung und an Proben mit sehr spezifischen Steifigkeitseigenschaften statt. Vergleiche mit Referenzmessungen an anderen Prüfständen konnten zeigen, dass in solchen Fällen zuverlässig mit dem Prüfstand gearbeitet werden kann. Das Verhalten des Systems wird sich allerdings mit anderen Bauteilen und mit Vorlastvorrichtung deutlich verändern. Ein extremes Szenario wäre eine Messung mit hohen Vorlasten an einem kompletten Federbein. Es ist möglich, dass sich Moden des Prüfstands in dem Fall doch störend bemerkbar machen.

Seit der Durchführung der Analyse bei Polytec konnten erste Versuche mit der Vorlastvorrichtung bereits stattfinden. Tatsächlich zeigt sich, dass Prüflinge wie längere Cellasto[®]-Schläuche, die unter Druckvorlast zum Knicken neigen, nicht mit höheren Vorlasten (> 2 kN) beaufschlagt werden können. Andernfalls neigt die Anordnung von Luftfeder unter der seismischen Masse, knickempfindlichem Prüfling und Isolation des Shakers zum Ausknicken. Die Anordnung wird daher aktuell dahingehend optimiert, derartige Prüflinge bei hohen Vorlasten in einem möglichst hohen Frequenzbereich prüfen zu können. Wenn diese Arbeiten abgeschlossen sind, wäre eine abschließende Untersuchung mit dem Laservibrometer interessant, um für typische Prüflinge geeignete Kombinationen an Frequenzbereichen und Vorlasten zu bestimmen.

Literatur

- [1] L. E. Drain : The Laser Doppler Technique, Wiley, 1980
- [2] Andrew C. Lewin: Non-contact surface vibration analysis using a monomode fiber optic interferometer" SCI. Instrum. , Vol, 18 ,1985
- [3] Andrew C. Lewin: Introduction to interferometric Measurement Systems, 1988
- [4] B. Stoffregen, A. Felske: Scanning Laser Doppler Analysis System, SAE paper, series 850327, 1985.
- [5] M. Johansmann and J. Sauer: A new tool for three- dimensional non-contact vibration measurements in automotive applications, SAE Paper No. 2005-26-052, 2005

Methoden zur Drehzahlerfassung für Ordnungsanalyse und Drehschwingung – ein Vergleich

Bernhard Virnich

Abstract

During the measurement of rotary parts such as engine, gearbox, driveline or tire the rotation speed is also recorded as necessary number. A revolution signal can serve as reference for the different analyses. The order analysis or torsional vibration measurement is not possible without an exact number of tacho information [1]. The quality of the measured number of revolutions decides the quality of the analysis results. Apart from the use of tacho sensors more and more digital buses like CAN or OBD-2 are involved.

Kurzfassung

Bei der Messung an rotierenden Teilen wie Motor, Getriebe, Antriebsstrang oder Reifen wird die Drehzahl als notwendige Größe mit erfasst. So kann ein Drehzahlsignal als Führungsgröße für die verschiedenen Analysen dienen. Die Ordnungsanalyse oder Drehschwingungsuntersuchungen sind ohne eine genaue Drehzahlerfassung nicht möglich [1]. Die Qualität der gemessenen Drehzahl entscheidet über die Güte der anschließenden Analyse-Ergebnisse. Neben dem Einsatz von Tachosensoren wird immer häufiger die Drehzahl auch über digitale Busse wie CAN oder OBD-2 erfasst.

1. Sensoren für die Drehzahlerfassung

Die exakte Drehzahlerfassung hat in der Technik eine bedeutende Rolle. Durch die Drehzahlmessung wird die Regelung und Steuerung von Motoren und Aggregaten erst möglich. Weiterhin trägt sie zur Überwachung eines rotierenden Systems bei, wenn es darum geht, Überbelastung zu verhindern. Als Drehzahl n bezeichnet man die Zahl der Umdrehungen U , welche ein rotierendes System (z. B. eine Welle), in einer bestimmten Zeiteinheit, aufweist. Die Drehzahl ist definiert als der Quotient, gebildet aus der Anzahl der Umläufe oder Umdrehung als Zähler und der dafür benötigten Zeitspanne t als Nenner.

$$n = U / t \quad (1.1)$$

Als bevorzugte Zeiteinheit wird in der technischen Drehzahlmessung die Minute angegeben, sodass die Drehzahl dann die Einheit Umdrehungen pro Minute hat. [2]

Beispielrechnung: Impulse mit einer Frequenz von 50 Hz haben einen Abstand von Flanke zu Flanke von 20 ms. Wenn ein Impuls pro Umdrehung anliegt (entspricht

erster Motorordnung), beträgt die Drehzahl also 3.000 Umdrehungen pro Minute. Impulsgeber mit hoher Flankenanzahl pro Umdrehung stellen an das Mess-System besondere Anforderungen.

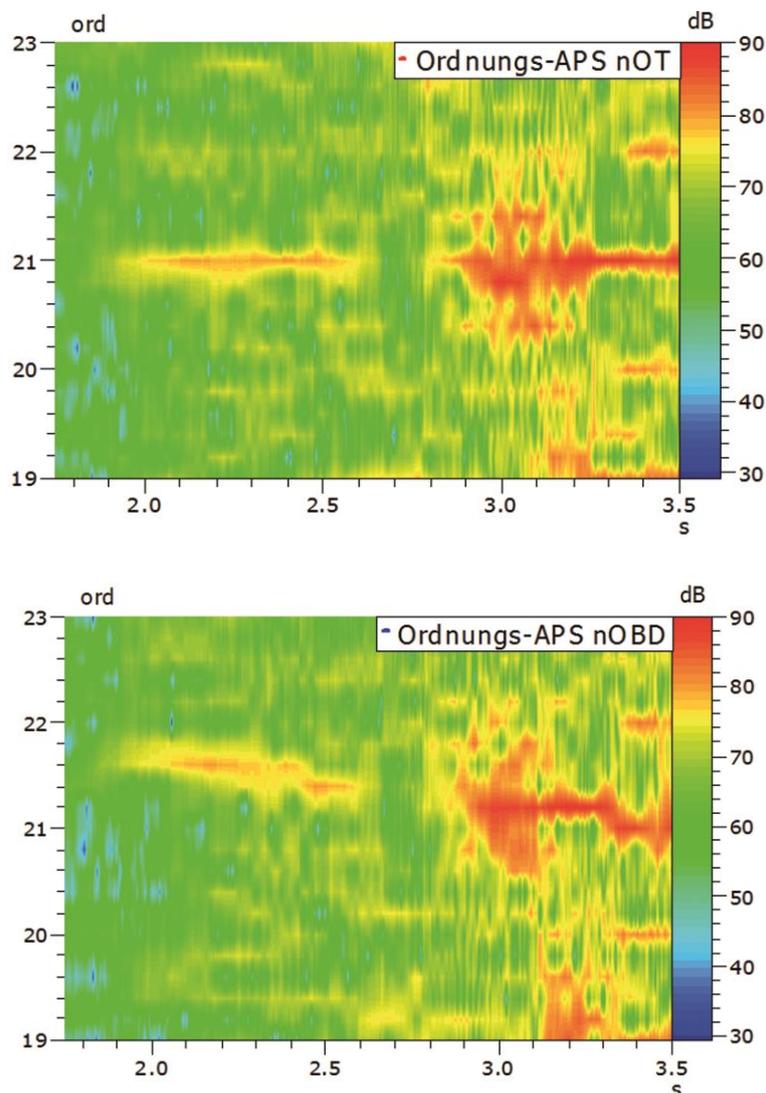


Bild 1: Ordnungs-APS auf der Basis einer OT-Markierung (oberes Bild) und Drehzahlerfassung über OBD-2 (unteres Bild)

Die Anzahl der Pulse pro Umdrehung wird vom Impulsgeber vorgegeben. Eventuell kommt ein Verstärker zum Einsatz, der die Impulse reduziert (Teiler) oder eine Signalkonditionierung vornimmt. Drehzahlsignale am Motor können an verschiedenen Stellen abgegriffen werden. Üblich sind Signale von Zünd-OT oder Nockenwelle (0,5 Pulse/Umdrehung), Kurbelwelle (1 Pulse/Umdrehung), Zündfrequenz (2 Pulse/Umdrehung beim 4-Zylinder-Motor) oder Signale von extra angebrachten Gebern oder einer Tachoscheibe. Anstatt der periodischen Auswertung akzeptieren verschiedene Mess-Systeme auch ein der Drehzahl proportionales Signal (DC-Amplitude) oder ein frequenzmoduliertes Signal (Frequenzauswertung). Die letztgenannten Verfahren eignen sich aber nur bedingt für eine Ordnungsanalyse.

Der CAN-Bus und OBD-2 bieten eine weitere Möglichkeit, Drehzahlinformationen zu bekommen. Durch die geringe Taktrate sind Ordnungs- und Drehschwingungs-Analysen nur bedingt möglich.

Die mangelhafte Qualität eines Drehzahlsignals kann nur bedingt vom Drehzahleingang eines Mess-Systems ausgeglichen werden. Typisch sind aber Einstellmöglichkeiten für Mittelung über einen bestimmten Zeitraum oder Mittelung für eine definierte Anzahl an Umdrehungen. Einige Mess-Systeme erlauben auch eine Haltezeit bevor der nächste Impuls berücksichtigt wird. In manchen Fällen kann es auch hilfreich sein, statt der steigenden die fallende Flanke als Triggerbedingung zu wählen. Impulsgeber mit Lücken, z.B. ein Signal vom Anlasserkranz mit 58 Zähnen und zwei Lücken, können eingesetzt werden, wenn nur ein Puls pro Umdrehung verwendet wird. Damit wird auch die Impulsrate herabgesetzt. Manche Mess-Systeme erlauben es, nachträglich einen Drehzahlkanal zu erzeugen. Dazu wird in einer 3-D-Darstellung (Campbell) der Verlauf einer bestimmenden Ordnung markiert und daraus ein Drehzahlsignal gerechnet. Das Verfahren eignet sich neben der Reparatur von gestörten Drehzahlkanälen auch zur Erzeugung eines Drehzahlsignals für Gerätekompenten, bei denen keine Drehzahl direkt abgegriffen werden kann, wie z.B. an einem Turbolader oder kleinem Elektromotor [1].

1.1 Stroboskop

Auf der Welle werden eine oder mehrere optische Markierungen, in um den Wellenumfang gleichmäßigem Abstand, angebracht. Die Markierungen werden dann im laufenden Betrieb der Welle, von einer Lichtquelle mit veränderbarer Frequenz, in regelmäßigen Abständen, im Mikrosekundenbereich, angeblitzt. Zur Ermittlung der Drehzahl wird die Frequenz der Lichtblitze solange variiert, bis sich, hervorgerufen durch die Augenträgheit, ein stehendes Bild ergibt. Die am Stroboskop eingestellte Frequenz f_s ist ein Maß für die Drehzahl. Dabei ist jedoch zu beachten, dass das Bild auch bei ganzzahligen Vielfachen der Wellenzahl zum Stillstand kommt. [2]

1.2 Induktive Sensoren

Man unterscheidet zwischen Geräten, welche nach dem Prinzip des Wirbelstromsensors arbeiten und Sensoren, die das Faradaysche Induktionsgesetz ausnutzen (Generatorprinzip).

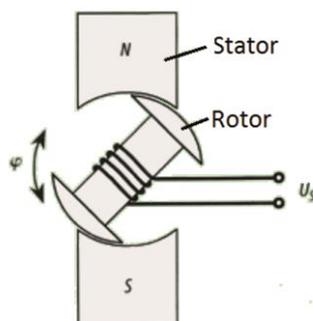


Bild 2: Generatorprinzip [3]

Beim Generatorprinzip macht man sich die Eigenschaft zu Nutze, dass eine E-Maschine, die mechanisch angetrieben wird, als Generator arbeitet und ihre Generatorspannung von der mechanischen Drehzahl abhängt. Die Generatorspannung wird durch die Änderung des magnetischen Flusses Q bestimmt, welcher sich bei größeren Drehzahlen rascher ändert. Die Ausgangsgröße ist eine sinusförmige drehzahlabhängige Wechselspannung.

1.3 Hall-Sensor und Feldplatten

Die Grundlage für das Verhalten von Hall-Sensoren bildet der Hall-Effekt. In einer stromdurchflossenen Leiterplatte, die in ein Magnetfeld gehalten wird, entsteht eine Hall-Spannung U_H , die proportional zur magnetischen Flußdichte B in z-Richtung ist. Ein **Hall-Element** besteht aus einem dünnen Halbleiterplättchen mit vier Anschlüssen. Zwei Anschlüsse in Längsrichtung dienen der Einspeisung eines konstanten Steuerstromes. Zwei Anschlüsse in Querrichtung dienen dem Abnehmen der Hall-Spannung. [4]

1.4 Optische Tachosensoren

Die Drehzahlerfassung erfolgt bei den optischen Verfahren durch Modulation eines Lichtstrahles. Man unterscheidet zwischen dem Durchlicht-Verfahren und dem Reflexions- oder Streulicht-Verfahren. Beim Durchlichtverfahren wird ein Lichtstrahl durch eine Lochscheibe, die fest mit der rotierenden Welle verbunden ist, alternierend unterbrochen und durchgelassen. Hinter der Scheibe befindet sich der Lichtempfänger (Fotodiode), welcher beim Vorbeilaufen einer Öffnung beleuchtet wird und ein Ausgangssignal liefert. [2]

Beim Streulicht-Verfahren wird die Strahlung einer Lichtquelle von auf der Welle umlaufenden, reflektierenden Markierungen zurückgestrahlt und aufgefangen. Als Lichtquelle kommt der Einsatz von Glühlampen, Leuchtdioden im sichtbaren und infraroten Bereich sowie Laserdioden in Frage. Auch bei diesem Verfahren entsteht eine drehzahlproportionale Lichtmodulierung, abhängig von der Anzahl der Markierungen pro Umdrehung. Die Führung des optischen Signals wird beim Reflexions-Verfahren durch Lichtwellenleiter vorgenommen. Die Markierungen auf der Welle können durch aufgeklebte helle oder dunkle Streifen realisiert werden. Optische Impuls-Drehzahl-Sensoren sind einfach aufgebaut und erlauben durch ihre einfache Handhabung auch eine nachträgliche Anbringung an das zu untersuchende Messobjekt. Durch den Einsatz von sichtbarem Licht erhält der Anwender zudem eine einfache Kontrollmöglichkeit, ob der installierte Sensor korrekt arbeitet. Das beschriebene Verfahren eignet sich sowohl für sehr kleine als auch für sehr große Drehzahlen. Ein Nachteil ist jedoch die Verschmutzungsanfälligkeit der Sensoren, welche den Einsatz optischer Systeme in manchen Anwendungsfällen ausschließt. [2]

1.5 Aufbereitung des Sensorsignals

Die vorgestellten Impuls-Drehzahlsensoren liefern alle ein elektrisches Ausgangssignal, welches je nach Typ und Aufbau des Sensors von der idealen Pulsform eines

Rechteckimpulses abweicht. Als Störgrößen kommen für das Messsignal stochastische (Rauschsignale) oder periodische Anteile (Brummspannungen) in Frage, welche dem eigentlichen Signal überlagert sind. Zweckmäßigerweise findet zur Verbesserung der Messwerterfassung bei der Drehzahlmessung eine hardwareseitige Signalformung statt. Nach Durchlaufen eines Hochpasses zur Abkopplung von Gleichanteilen und Durchlauf eines Tiefpasses, der Hochfrequenzanteile eliminiert, Filter, wird das von Störgrößen bereinigte Sensorsignal auf einen normierten Pegel verstärkt und dann über eine Triggerschaltung (Komparator) in ein Rechtecksignal umgewandelt [2].

1.6 Mögliche Störgrößen bei der Signalerfassung

Bei ungünstigen Messbedingungen können Fehlimpulse entstehen. Mögliche Ursachen hierfür können die direkte Beeinflussung des Sensors (z. B. optische Störung durch Lichtquellen/Fremdlicht, schlechte Reflexionseigenschaften der angebrachten Marken) oder aber Einwirkungen auf die signalführende Leitung durch induktive oder kapazitive Einstreuungen sein. Die Störimpulse führen zu Fehlern bei der Drehzahlerfassung, welche meistens in einem zu hohen Drehzahlwert resultieren.

2. Drehzahlerfassung über Bussysteme

2.1 CAN-Bus

CAN ist die Abkürzung für **C**ontroller-**A**rea-**N**etwork und wurde 1983 von der Firma Bosch eingeführt. Der Bus dient zur Vernetzung von Steuergeräten. Er ist als symmetrische Leitungsführung ausgelegt und dadurch unempfindlich gegen Störungen [5].

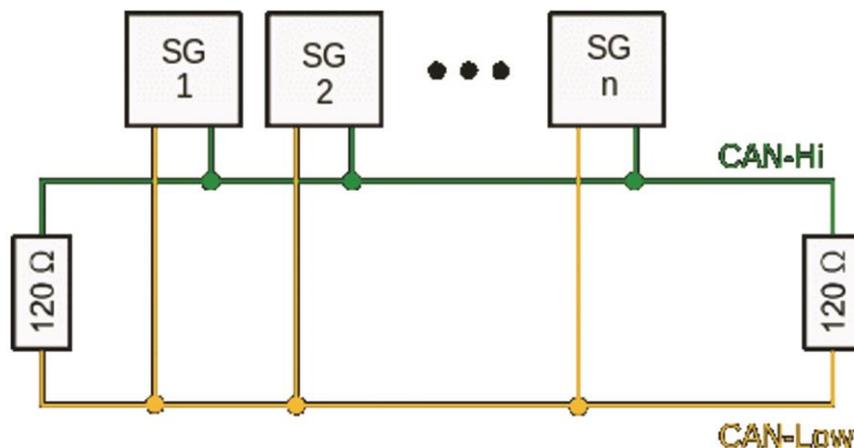


Bild 3: Topologie des CAN-Bus [5]

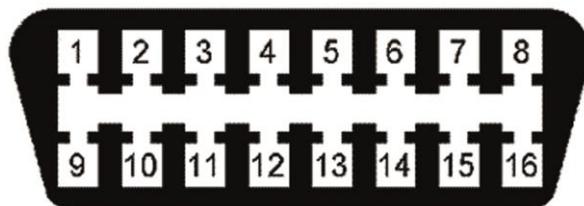
Über dieses Netzwerk läuft eine Vielzahl von Informationen. Eine Nachricht besteht aus 7 Kennfeldern:

- Start-Condition
- Message Identifier
- Steuerbits
- Daten (0-8 Bytes)
- Prüfbits
- Acknowledge-Bit
- Stop-Condition

Um das CAN-Bus-Signal interpretieren zu können, muss die Formatierung der Kennfelder bekannt sein. Ein sogenanntes DBC-File enthält diese Daten. Während der Entwicklungsphase eines Fahrzeugs kann sich das CAN-Protokoll ändern. Fahrzeughersteller sind auch nicht immer bereit, das DBC-File offenzulegen [5].

2.2 OBD-2

OBD-2 ist die Abkürzung für **On-Board-Diagnose-Interface**. Ursprünglich wurde das Diagnose-Interface im Rahmen der CO₂- und NO_x-Reduktion entwickelt. Im Jahr 2000 ist es zuerst für PKW mit Benzinmotor eingeführt worden, 2003 dann auch für Diesel-PKW. Seit 2005 ist es für PKW und LKW standardisiert. Über die Schnittstelle können motorrelevante Daten wie Drehzahl, Ansaugdruck, Kühlwassertemperatur, Motorlast usw. ausgelesen werden [5].



Pin 6 CAN High (J-2284)
Pin 14 CAN Low (J-2284)

Bild 4: Der 16-polige Stecker und die Pinbelegung sind genormt

3. Die Drehzahl als Führungsgröße

An rotierenden Systemen interessiert bei Akustik- und Schwingungsmessungen natürlich erheblich, bei welchen Drehzahlen bestimmte Ereignisse aufgetreten sind. Deshalb ist es üblich, Pegel über der Drehzahl aufzutragen, meistens als Hochlauf oder als Zug- und Schubmessung. Für die Analyse ist es von Bedeutung, unter welchen Rahmenbedingungen die Messung erfolgt. Für ein bestimmtes Ergebnis der Frequenz- und Zeitauflösung ist eine angemessene Hochlaufzeit erforderlich. Bei einem Hochlauf von 1.000 bis 6.000 min⁻¹ mit einer Schrittweite von 50 min⁻¹ werden 101 Mess-Stufen erwartet. Beträgt die Frequenzauflösung beispielsweise 1 Hz, so ist im Idealfall eine Hochlaufzeit von 101 Sekunden erforderlich. Bei einem schnelleren Hochlauf werden weniger Mess-Stufen gemessen [1].

4. Ordnungsanalysen

4.1 Ordnungskalkül durch Umrechnung der FFT

Zur Analyse von Schwingungen an rotierenden Systemen wird bei vielen Analyse-Systemen häufig die Ordnungsanalyse aus der FFT herangezogen. Grundsätzlich ist es möglich, aus einer FFT-Analyse Ordnungen zu berechnen. Es treten aber Probleme auf, sobald sich die Drehzahl ändert. Erfolgt die Drehzahländerung innerhalb eines Zeitblocks der FFT, verschmieren die Ordnungslinien, da die Ordnungen innerhalb des Zeitintervalls mehrere Frequenzlinien überstreichen. Für einen langsamen, quasi-stationären Hochlauf ist der Fehler meistens akzeptabel. Problematisch bleibt aber der Frequenzlinien-Abstand, der bei veränderter Drehzahl konstant bleibt. Das bedeutet, dass bei niedriger Drehzahl die Ordnungsauflösung schlechter ist als bei hohen Drehzahlen. Bei einer angenommenen Blocklänge von 250 ms ist die Frequenzlinienbreite 4 Hz. Beträgt die Startdrehzahl zum Beispiel 1.000 min^{-1} , liegt die erste Motorordnung bei 16,7 Hz. Eine Frequenzlinie von 4 Hz entspricht einer Auflösung von ca. 0,25 Ordnungen. Bei 6.000 min^{-1} beträgt die Frequenz der ersten Ordnung inzwischen 100 Hz und damit entspricht eine Frequenzlinie von 4 Hz der Auflösung von 0,04 Ordnungen [1].

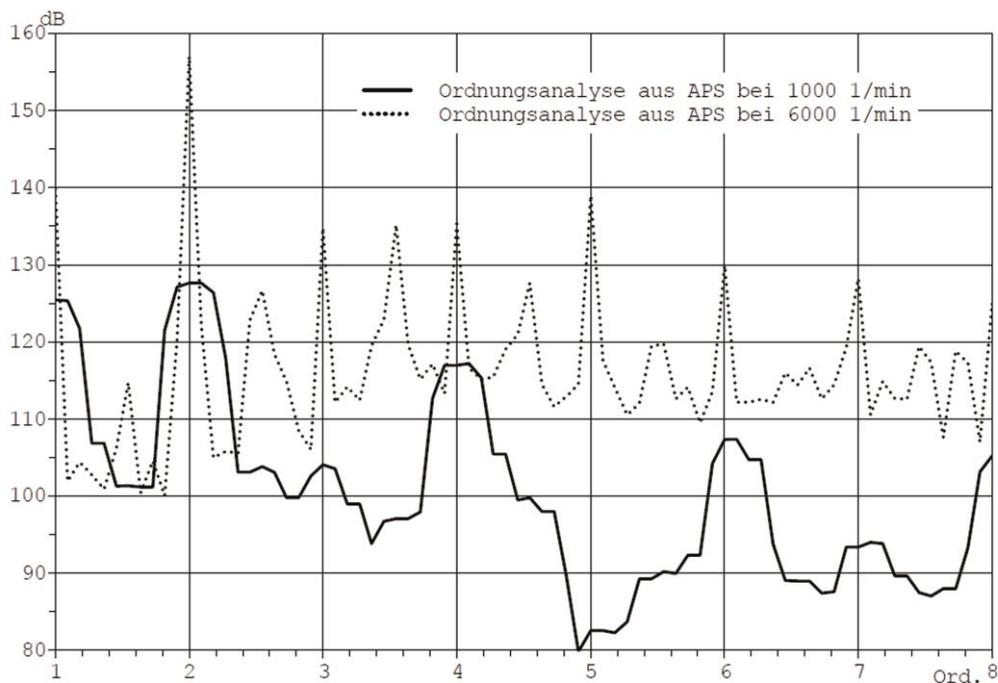


Bild 5: Vergleich der Ordnungsanalyse bei verschiedenen Drehzahlen [1]

4.2 Digitales Ordertracking

Bei der Ordnungsanalyse mit digitalem Resampling wird das Signal nicht in konstanten Zeitabständen erfasst, sondern jeweils entsprechend einer konstanten Winkeldifferenz. Dabei wird zwischen zwei Verfahren unterschieden:

- Externes Sampling und
- Zeitkonstante Abtastung mit digitalem Resampling.

Beim externen Sampling wird ein sehr hoch aufgelöstes Drehzahl­signal benötigt. Aus der Drehzahlauflösung ergibt sich der Analysebereich. Von Nachteil ist die Notwendigkeit eines dynamischen Anti­Aliasing­Filters, das entsprechend der Drehzahl nachgeführt wird. Standardanalysen können nicht durchgeführt werden, da die Abtastung nicht zeitkontinuierlich erfolgt, sondern ausschließlich winkelbezogen [1].

Bei der zeitkonstanten Abtastung mit digitalem Resampling wird wie bei den Standardanalysen das Nutzsignal mit der benötigten Abtastrate erfasst. Gleichzeitig werden Drehzahlpulse gemessen. Die Normierung auf die Drehzahl erfolgt durch ein digitales Resampling. Danach wird eine klassische FFT durchgeführt. Die Auflösung bleibt auch bei sich ändernder Drehzahl konstant. Mit der Methode des digitalen Resamplings können Dreh­Ungleichförmigkeiten herausgerechnet werden. Die Anpassung erfolgt kontinuierlich mit jedem neuen Drehzahlimpuls. Damit sind auch hochgenaue Ordnungsanalysen möglich, wie sie z. B. im Getriebekonstruktion gefordert sind, um Zahn­eingriffsfrequenzen und deren Harmonische beurteilen zu können [1].

5. Drehschwingungsanalyse

Um an rotierenden Systemen Torsionsschwingungen zu untersuchen, wird der Verlauf der Drehzahl über die Zeit ausgewertet. Zeitliche Schwankungen der Drehzahl werden so sichtbar. Dazu muss für jeden Tachokanal ein Zeitsignal mit der Abtastrate der Zeitrohdaten erzeugt werden. Aus der Zeitdifferenz zwischen zwei Tachopulsen und der Winkelauflösung kann für jeden Abtastwert die momentane Drehzahl und Winkelgeschwindigkeit bestimmt werden. Damit enthalten die Zeitrohdaten den Verlauf der momentanen Drehzahl. Das Zeitsignal stellt die Basis für weitere Analysen dar (z.B. FFT-Analyse oder Ordnungsanalyse). Durch einen Hochpassfilter kann der Gleichanteil, der der Grunddrehzahl entspricht, unterdrückt werden.

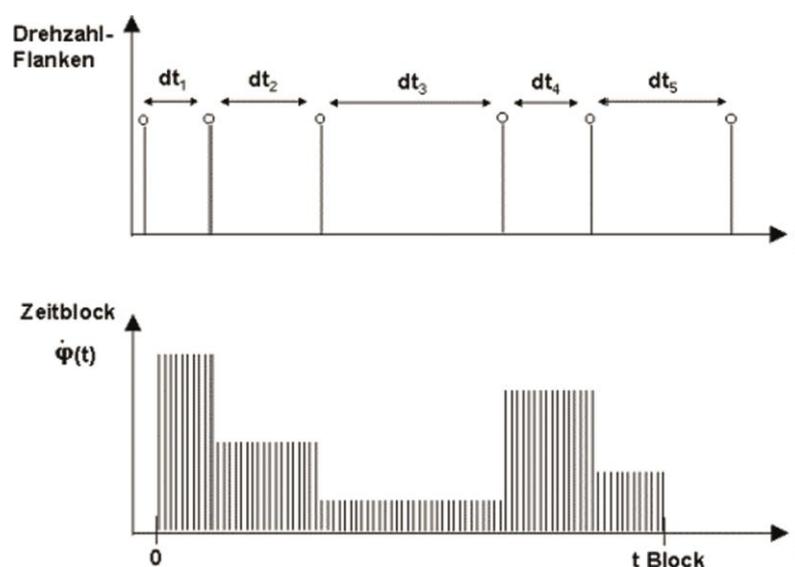


Bild 6: Aus den Drehzahlflanken wird das Zeitsignal der Winkelgeschwindigkeit proportional zur Drehzahl erzeugt

6. Zusammenfassung

Bei Messungen kommt der korrekten Erfassung der Drehzahl besondere Bedeutung zu. Sie entscheidet über die Qualität der anschließenden Analyse-Ergebnisse. Werden die Randparameter richtig berücksichtigt, sind Ordnungsanalysen mit digitalem Resampling, Drehschwingungsanalysen oder die Darstellung über Grad-Kurbelwinkel ausgezeichnete und aussagekräftige Methoden zur Entwicklung von akustischen Verbesserungen an Motoren und Aggregaten.

Literatur

- [1] B. Virnich, Haus der Technik (HdT) Fachbuch Band 25 "Motor und Aggregateakustik", expert-Verlag 2003, Seite 146 ff
- [2] T. Wahl, "Bewertung von Drehschwingungsanalysen anhand von Simulationen und realen Messungen", Bachelor Tesis 2009, Seite 3 ff
- [3] H.-R. Tränkler, E. Obermeier, "Sensortechnik - Handbuch für Praxis und Wissenschaft.", Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, 1998, Seite 744 ff
- [4] http://141.24.37.187:800/komponenten/sensoren/sensoren_zu_funktionsprinzip.html#generator
- [5] B. Virnich, S. Kremer, "Einsatz des seriellen Feldbusses FlexRay™ und CAN-Bus bei Akustikmessungen", Symposium Motor- und Aggregateakustik 2012, Magdeburg

Simulation

Verzahnungsgeräusch unter Berücksichtigung der Interaktion von Motor und Getriebe – eine Untersuchung mittels MBD- und WBT-Simulation

Thomas Resch, Borislav Klarin, Sébastien Courtois

Abstract

Different to low frequency analysis of power unit vibrations (< 500 Hz) the simulation tasks of engine and transmission NVH with focus on mid and high frequency acoustics (500 – 5.000 Hz) are mostly investigated separately and each subsystem is optimized for its own and not as the assembly. Therefore there is a strong request to investigate and understand the interaction of both subsystems within the entire power unit system. This paper presents a common simulation environment and methodology for entire power unit acoustic analysis from the excitation via the structural response up to the noise radiation. The workflow is demonstrated with the PSA EB2DT Inline 3-cylinder turbo-charged gasoline engine, having a total displacement of 1.2 liter, a dual mass flywheel and a 6-speed Automated Manual Transmission (MCP). Main target of the analysis is gear noise and its influence on overall power unit noise level as well as distribution over operating cases and the radiating surface structure. Focus is set on appropriate modelling and software functionality as well as engineering relevant result evaluation and interpretation methods.

Kurzfassung

Anders als bei der niederfrequenten Analyse des Schwingungsverhaltens von Motor-Getriebeverbänden (> 500 Hz) wird die Simulation von Motor- und Getriebe-NVH mit Schwerpunkt auf den mittleren und hohen Frequenzbereich (500 – 5.000 Hz) in Hinblick auf Akustik meist separat untersucht und jedes Subsystem für sich optimiert und nicht in seinem Verbund. Daher besteht der starke Wunsch die Wechselwirkung der beiden Subsysteme innerhalb der gesamten Antriebseinheit zu untersuchen und zu verstehen. Dieser Beitrag stellt eine einheitliche Simulationsumgebung und Berechnungsmethodik für die akustische Analyse der gesamten Antriebseinheit vor, ausgehend von der Anregung über das Antwortverhalten der Struktur bis zu der Schallabstrahlung. Der Berechnungsablauf wird anhand des PSA EB2DT 3-Zylinder Turbo-Benzin-Motors mit einem Hubraum von 1,2 Liter, einem Zweimassenschwungrad und einem automatisierten 6-Gang-Schaltgetriebe (MCP) demonstriert. Hauptziel der Analyse ist Getriebegeräusch und dessen Einfluss auf die den gesamten Geräuschpegel sowie die Verteilung über dem Drehzahlbereich und der abstrahlenden Oberfläche. Der Fokus liegt auf der geeigneten Modellierung, den erforderlichen Software-Funktionalität sowie ingenieurs-relevanten Ergebnissen und Methoden zu deren Auswertung und Interpretation.

1. Einführung

Ein kompletter Motor inklusive vollständiger Abbildung der Interaktionen zwischen dem Motorgehäuse, der Kurbelwelle, dem Zweimassenschwungrad sowie allen Getriebebauteilen wie Wellen, Zahnrädern und dem Differential wurde modelliert. Alle Körper wurden als flexible Körper modelliert und können somit sowohl Globalbewegungen als auch lokale Vibrationen infolge von Deformationen durchführen. Der Zahnradkontakt wurde mit Hilfe eines 3D Zahnrad Kontakt Modells abgebildet, sowohl für die Zahnräder die sich im Kraftfluss befinden als auch für die losen Zahnräder. Für die Abbildung der auf Wälzlager gestützten Wellen des Antriebstranges wurde auf spezielle Wälzlager-Elemente zurückgegriffen, um eine korrekte Übertragungsfunktion zum Motorgehäuse inklusive der von den Wälzkörpern verursachten Effekte sicherstellen zu können. Es wurden Untersuchungen über das gesamte Drehzahlband für zwei unterschiedliche Modellvarianten durchgeführt. Eine dieser Varianten bildet keine Zahnradkontakte ab, beinhaltet jedoch alle Elemente des Antriebstrangs um korrekte Massen und die Steifigkeitsverteilung zu gewährleisten. Durch diesen Vergleich kann der Anteil des vom Zahnradkontakt verursachten Geräusches auf dem Gesamtgeräusch untersucht werden, da die Modellvarianten bis auf den Zahnradkontakt identisch sind.

Das Hauptaugenmerk der Ergebnisevaluierung liegt zum einen Teil auf den allgemeinen Dynamik-Eigenschaften des Modells, zum anderen Teil auf dem Getrieberasseln. Auf Getrieberasseln kann direkt durch die Beurteilung der Kontaktkräfte der eingreifenden Zahnrädern sowie des Kontaktimpulses (Integration der Kontaktkräfte über einen definierte Zeitspanne) geschlossen werden. Auch der Beitrag des Zahnradgeräusches zum Gesamtgeräusch eines Motors oder Getriebes, inklusive der Berücksichtigung anderer Anregungsmechanismen sowie der Einfluss durch Design Varianten waren Ziele dieser Untersuchung. Es wurde eine spezielle Methode zur raschen Evaluierung von Körperschall zur Beurteilung der Erregungsantwort des Motorgehäuses durch die Strukturanregung und dessen Fortpflanzung herangezogen. Die daraus resultierenden Oberflächen-Schallschnellepegel dienen des Weiteren als Randbedingung zur Beurteilung der Schallabstrahlung. Zu diesem Zweck wurde ein auf der Wave Based Technique (WBT) basierender Ansatz (WBT) verwendet.

Weitere mit Zahnrädern gekoppelte Systeme wie z.B. Ausgleichswellen können auf gleicher Art und Weise überall im Modell eingefügt werden. Das Modell kann auf den gesamten Antriebstrang inklusive Prüfstandswellen und Prüfstandsbremsen oder das gesamte Fahrzeug inklusive der Räder erweitert werden. Weitere Anregungsquellen wie Ventile oder der gesamte Ventiltrieb könnten ebenfalls mitmodelliert werden, waren aber im Rahmen der Untersuchung des Zahnradgeräusches nicht notwendig.

Da der untersuchte Motor derzeit noch in der Entwicklungsphase ist, können keine vergleichende Messergebnisse veröffentlicht werden. Das Hauptziel dieser Veröffentlichung ist einen Gesamtüberblick einer integrierten Lösung für Motoren und Getriebe hinsichtlich der Evaluierung des Zahnradgeräusches darzustellen.

2. Vorgehensweise

Als Hauptanwendung für die Vorhersage von Anregungen und der Anregungsantwort der Struktur eines Motors dient das AVL Softwareprodukt EXCITE Power Unit [1], welches die weit verbreitete Methode der Mehrkörperdynamik (MBD) mit der Anwen-

dung von kondensierten Strukturmatrizen basierend auf flexible Finite Elemente Modelle (FEM) verwendet. Die Untersuchungen beziehen sich auf den transienten Zustand, um nicht-lineare Effekte wie z.B. den Zahnradkontakt und den Zahneingriff, welche ausschlaggebend für eine korrekte Vorhersage von NVH Phänomenen wie dem Getrieberasseln sind, abbilden zu können. In diesem besonderen Fall lag das Hauptaugenmerk auf das Getrieberasseln von angetriebenen Zahnradern die kein Drehmoment übertragen müssen, auch als „Leerlaufasseln“ bekannt. Die Ursache des Getrieberasseln ist auf die Fluktuation der Winkelgeschwindigkeit der angetriebenen Zahnradern, bedingt durch die Drehzahlungleichförmigkeit des Motors [2], zurückzuführen und welche sich als Zusammenstöße von den nicht unter Last (freie) befindlichen Zahnradpaaren äußern während diese sich frei im Flankenspiel bewegen können. Als Parameter die den größten Einfluss auf dieses Phänomen haben, zählen die Stärke der Anregung, das Flankenspiel, das Trägheitsmoment der „freien“ Zahnradern und das Verlustmoment, welches durch Reibung und Planschverluste der sich im Öl bewegenden Zahnradern zustande kommt. Da es sich beim Getrieberasseln um ein sehr breitbandiges Geräusch handelt (typischerweise zwischen 500 Hz und 3.000 Hz) müssen die FEM Modelle in der Lage sein dieses Anregungsspektrum wiederzugeben, um dessen Beitrag zur Ausbreitung des Körperschalls durch den Motor und das Getriebe sowie dessen Geräuschabstrahlung decken zu können. Für eine aussagekräftige Geräuschanalyse für Zahnradern müssen somit nicht-lineare Effekte (z.B. von Lagern verursacht) abgebildet und geeignete FEM Modelle zur Wiedergabe hochfrequenter Anregungen sowie ein genaues Flankenkontaktmodell verwendet werden.

Beim Flankenkontaktmodell handelt es sich um ein mathematisches Modell zwischen den beteiligten Körpern. Dasselbe gilt auch für andere Untergruppen wie Gleitlager oder Wälzlager, welche als Kraft-Auslenkungs-Gleichungen verschiedener Komplexität dargestellt werden können. Auf dieser Weise kann die vollständige Abbildung der Zusammenhänge zwischen den Anregungsquellen und der Dynamik der Motorkomponenten welche diese Anregung weiterleiten oder selbst angeregt werden, gewährleistet werden.

Für diese Studie wurde ein für Standard-Motormodell für NVH Untersuchungen, bestehend aus einem leeren Getriebegehäuse und einem vollständigen Kurbeltrieb, herangezogen und um Detailmodelle für das Getriebe und das Differential erweitert. Der Motor und das Getriebe wurden mit Hilfe eines Zweimassenschwungrades gekoppelt, in dem dieses die Kurbelwelle und die Getriebe-Eingangswelle, unter Berücksichtigung der korrekten Abbildung der Koppelungen der Drehfreiheitsgrade sowie der Freiheitsgrade in radialer und axialer Richtung mit einem nicht-linearen mathematischem Modell für die Federcharakteristik von Zweimassenschwungradern, verbindet. Somit kann jegliche Bewegung und Verformung der Kurbelwelle (z.B. die von Massen- und Gaskräften verursachte Durchbiegung) oder des Schwungrades (z.B. Schwungradtaumeln), welche normalerweise am Schwungradende nicht zu vernachlässigen sind, direkt an das Getriebe weitergeleitet werden. Die Verformung der Getriebe-Eingangswelle wird wiederum durch die Wälzlager und die Zahnflankenkontakte direkt an das Getriebegehäuse weitergeleitet.

Auf der linken Seite von Abbildung 1 ist die schematische 2D-Darstellung des verwendeten Simulationsmodells mit allen einzelnen Strukturen (Körper) und dessen Verbindungen (Lagerungen) zu erkennen, auf der rechten Seite hingegen ist der Zusammenbau alle FEM-Strukturen in der 3D Darstellung abgebildet. Die dargestellten Modelle beziehen sich auf einen Motorprüfstands Aufbau.

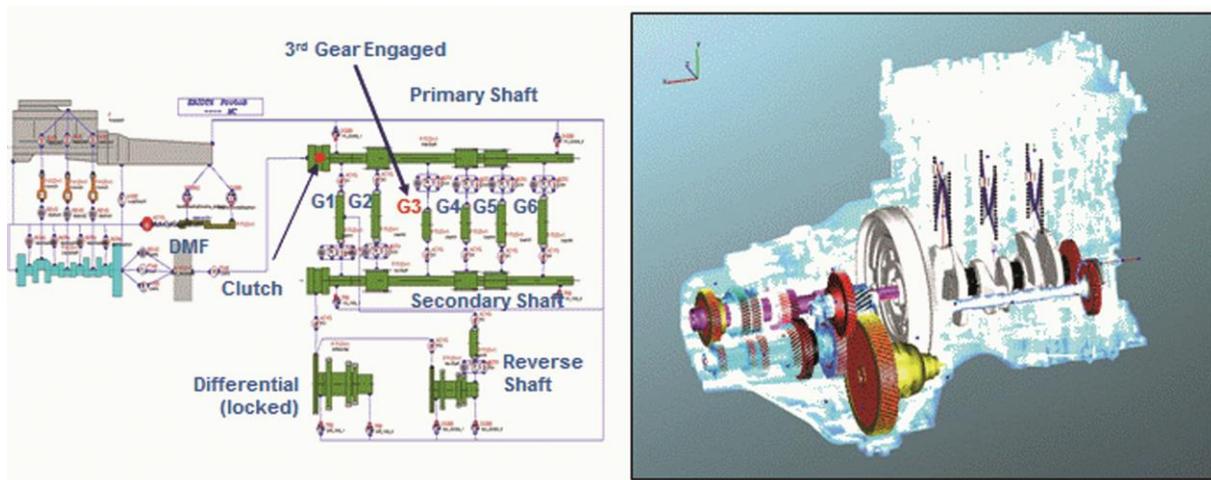


Bild 1: MKS und FEM Modelle

Als Randbedingungen dienen die auf die einzelnen Kolben bzw. Brennräume aufgebracht Gaskräfte sowie ein konstantes Abtriebsmoment, welches auf den Ausgang des gesperrten Differentials wirkt. Sämtliche sich durch die Interaktion der einzelnen Körper ergebenden Kräfte und Momente sind interne Kräfte und stehen somit als Ergebnis der Berechnung zur Verfügung. Die geschilderten Ergebnisse beziehen sich auf ein Modell, in dem der dritte Gang eingelegt ist und sich alle anderen Zahnräder, frei innerhalb des Flankenspiels bewegen können, unter Berücksichtigung des besagten Verlustmomentes.

Das Getriebemodell berücksichtigt die Reibung zwischen allen Kontakten. Das Ziel ist in diesem Fall zwar dessen Einfluss auf die dynamischen Eigenschaften abzubilden. Durch die Anwendung desselben Ansatzes wäre jedoch auch eine Reibanalyse möglich (z.B. zur Wirkungsgraduntersuchung).

Die Untersuchung wurde für das gesamte Drehzahlband durchgeführt. Die Ergebnisse dieser Veröffentlichung beziehen sich auf die Vollast-Berechnung im dritten Gang.

3. Überblick der allgemeinen Software-Funktionalitäten und des Simulationsvorgangs

In den folgenden Paragraphen werden die Theorie sowie die Grundlagen für diese Untersuchung geschildert.

3.1 AVL EXCITE Grundlegende Gleichungen und Solver

Die Mehrkörperdynamik-Software AVL EXCITE (siehe [1]) verwendet sowohl flexible als auch starre Körper, welche mit Hilfe von hochgradig nicht-linearen Kontaktmodellen (Lagerungen) untereinander verbunden sind. Die Lagermodelle reichen von Kraft-Auslenkungs-Gleichungen mit nicht-linearen Steifigkeits- und Dämpfungsgleichungen bis hin zu EHD Modellen (Radiallagerkontakt, Axiallagerkontakt und Kolben-Laufbüchsenkontakt), welche die höchste Komplexitätsstufe darstellen. Darüber hinaus gibt es auch Zahnflankenkontaktmodelle und andere Kontaktmodelle.

Die Körper werden mit Hilfe von 7 Freiheitsgraden definiert, 3 davon sind translatorische Freiheitsgrade, 4 davon rotatorische Freiheitsgrade (auch als Quaternionen bekannt). Je nach Typ können Körper Globalbewegungen sowie lokale Verformungen durchführen, welche durch lokale Freiheitsgrade definiert sind die wiederum eine Kombination aus statischen und dynamischen Freiheitsgraden sind. Somit müssen in der mathematischen Modellierung zwei Arten von Körperbewegungen berücksichtigt werden: die Schwingungsgleichung für kleine Bewegungen (Vibrationen) und die Bewegungsgleichung für große (globale) Bewegungen. Die herangezogenen mathematischen Ansätze sind die Newtonsche Gleichung für die Momentenerhaltung und die Eulersche Gleichung für die Erhaltung des Drehimpulses. Diese Bewegungsgleichungen für jeden flexiblen, optional kondensierten ([10]), Körper basieren auf dem Ansatz des mitbewegten Bezugssystems durch die Anwendung eines körperfesten Koordinatensystems. Die Referenz für dessen Positionierung wird durch die Position des Schwerpunktes des Körpers zum augenblicklichen Zeitpunkt gegeben, welche sich zu jedem Zeitschritt bedingt durch die Verformung und der Globalbewegung des Körpers ändert. Als Verformungen elastischer Körper werden die Bewegungen der einzelnen Knoten in Bezug zum Ursprung des Bezugssystems bezeichnet.

Das gesamte System wird in der Zeit-Domain durch die Anwendung eines adaptiven Rückwärts-Differentiationsverfahrens (BDF) mit adaptiver BDF-Ordnung und einer Zeitschrittsteuerung gelöst [9]. Die Bewegungsgleichungen des gesamten Mehrkörpersystems sind implizite differential-algebraische Gleichungssysteme zweiter Ordnung (DAE). Diese Gleichungssysteme werden dann auf Systeme erster Ordnung reduziert. Für die Zeit-Diskretisierung des resultierenden DAE Systems wird die sogenannte „fixed-leading coefficient“ BDF Methode herangezogen.

Sowohl die Globalbewegungen als auch die kleinen Bewegungen und Schwingungen werden für jeden Körper und in jedem Rechenschritt ermittelt, in dem die Vektoren der Lastträgheiten herangezogen werden (diese beinhalten sowohl die Starrkörper-Beschleunigungen als auch die Gyroskopischen Effekte). Diese Formulierung führt zu einer sehr effizienten Lösungsmöglichkeit großer Systeme, eine wichtige Voraussetzung zur Lösung von hochfrequenten Problemstellungen mit einer hohen Anzahl an Eigenmoden und einer detaillierten Kontaktauflösung erforderlich sind.

3.2 Der Advanced Gear Joint

Das Zahnflankenkontaktmodell stellt einen perfekten Ausgleich zwischen einer hohen Genauigkeit und einer hohen Effizienz (und somit Rechengeschwindigkeit), welche für NVH-Untersuchungen kompletter Modelle, notwendig sind dar. Die Auflösung des Flankenkontaktes bezieht sich auf spezielle geometrische Eigenschaften der Evolventenverzahnungen, statt einen allgemeinen 3D-Kontakt zu lösen. Nichtsdestotrotz werden Abweichungen von der idealisierten Geometrie durch Profiländerungen, Herstellungstoleranzen sowie Kantenbelastungen durch Winkelversatz abgebildet.

Das Hauptziel dieses Flankenkontaktmodells besteht in der Auflösung des Flankenkontaktes, wenn mehrere Zähne des Zahnradpaares im Eingriff sind und wurde im Rahmen dieser Untersuchung verwendet. Das Kontaktmodell stellt eine fortgeschrittene Kraft-Gleichung welche die Wechselwirkungen zwischen der dynamischen Bewegung der eingreifenden Zahnräder und die auf den Zahnrädern wirkenden Kräften und Momenten berücksichtigt, dar.

Um die Anforderungen hinsichtlich der Recheneffizienz für die Untersuchung unterschiedlicher Lastfälle und Drehzahlen, Parametervariationen und Modellvarianten zu erfüllen, wurden in diesem Kontaktmodell einige sinnvolle Vereinfachungen getroffen wo diese für sinnvoll gehalten wurden. Das Modell ist in der Lage, Zahnradgeräusche wie das Rasseln und das Heulen mit einer sehr hohen Genauigkeit vorherzusagen (siehe dazu [3] und [4]).

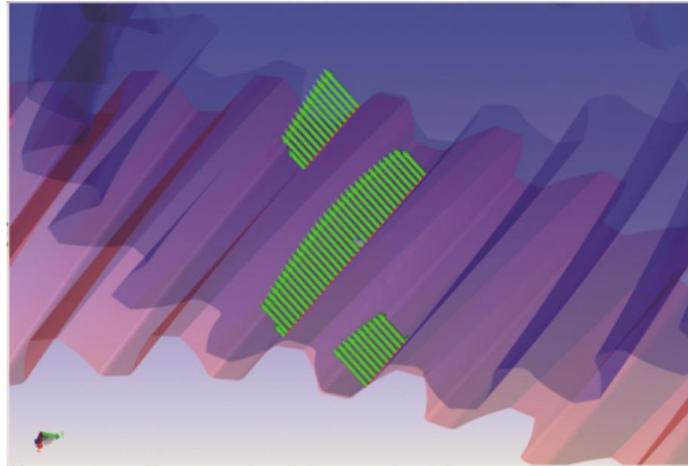


Bild 2: Vorhersage der Verteilung der Normalkräfte in einem schräg verzahnten Zahnradpaar durch das Zahnflankenkontaktmodell

Es stehen spezifische Lagermodelle für verschiedene Wälzlagerarten wie z.B. Rillenkugellager, Schrägkugellager, Kegelrollenlager, Rollenlager und Nadellager der Typen N (innerer Ring geführt) und NU (äußerer Ring geführt) zur Auswahl. In dem Motorgehäuse des untersuchten Modells werden Rillenkugellager, Kegelrollenlager und Nadellager verwendet und modelliert. Der mathematische Hintergrund dieser Lagerungen basiert auf einem Einzelknotenkontaktmodell zwischen dem Wälzkörper und dem Innen- bzw. Außenring unter Berücksichtigung der Wälzelemente, des Lagerspiels und der Lagergeometrie. Es handelt sich somit um eine Kraft-Auslenkung/Geschwindigkeit Beziehung zwischen den Kontaktpaaren (in der Regel die Welle und das Gehäuse).

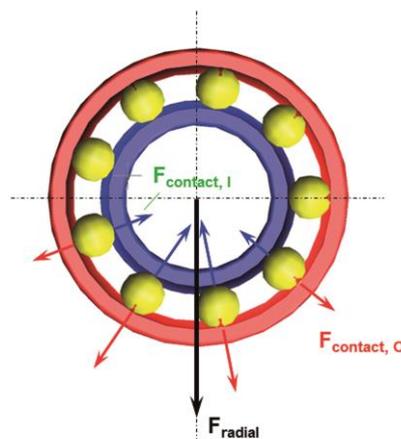


Bild 3: Einzelknotenkontaktmodell zwischen Wälzkörper und Innen- bzw. Außenring

Die Einflüsse der Massen der Wälzlagerkomponenten (Ringe, Käfig, Wälzkörper) deren Trägheiten werden in den jeweiligen verbundenen Körpern berücksichtigt. Die Wälzkörperbewegung wird unter der Annahme des idealen Rollvorgangs rein kinematisch berechnet. Somit werden Effekte wie das Schlupfen zwischen den Wälzkörpern und dem Innenring bzw. Außenring nicht berücksichtigt.

Zur Modellierung des Kontaktes zwischen den Wälzkörpern und den Lagerringen wird die Herzsche Formel für kugelförmige Kontaktkörper herangezogen in der die Krümmungsradien der Laufbahnen in beiden Hauptrichtungen berücksichtigt werden (Umfangsrichtung und Querrichtung). Für zylindrische Rollenlager, Nadellager und Kegelrollenlager wird hingegen ein empirischer Ansatz laut Kunert verwendet. In Abbildung 4 sind die errechneten Kontaktkräfte und –Momente der Getriebeeingangswellenlager und die Reibung dargestellt.

Die aktuelle Lagersteifigkeit, die nicht-lineare Kontaktsteifigkeit, wird intern berechnet und bezieht sich auf den jeweils aktuell herrschenden Kontaktzustand mit einer definierten Lagerluft, der Position und der Winkelversatz der Wälzkörper und der (linearen) Materialsteifigkeit der involvierten Körpern (Gehäuse, Käfig, Wälzkörper) sowie der Anzahl der aktiv beteiligten Wälzkörper. Zusätzlich können die lastabhängige Reibung sowie die Geschwindigkeitsabhängige Reibung (z.B. durch Planschverluste) und ein konstantes Reibmoment (z.B. Lagerdichtringe) berücksichtigt werden.

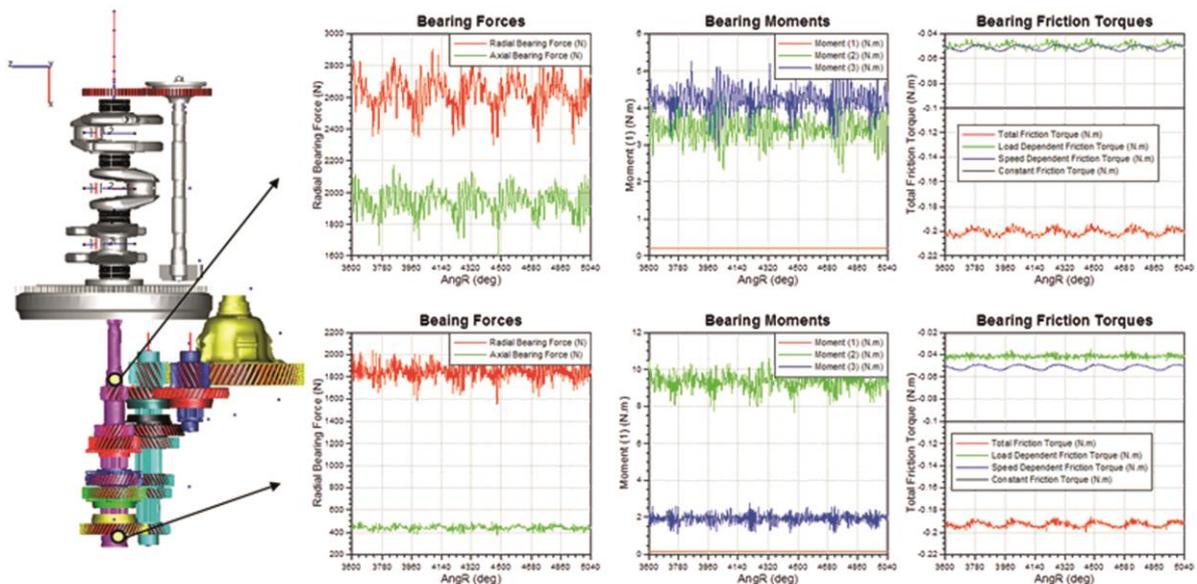


Bild 4: Berechnete Wälzlagerkontaktkräfte und -momente der Primärwellenlager

Das Hauptziel dieses Kontaktmodells liegt in einer für akustische Untersuchungen geeigneten Modellierung. Zu diesem Zweck werden folgende Effekte berücksichtigt:

- Richtung der Lagerkraft in Bezug auf die aktuelle Position/Ausrichtung der Lagerringe unter Berücksichtigung spezifischer Lagertypen
- Zyklische Schwankungen der resultierenden Lagersteifigkeit durch Überdeckung der Wälzkörper
- Für Rollenlager wird das Rückstellmoment gegen das Kippen exakt ermittelt. Für zylindrische Lagertypen wird ein empirischer Ansatz verwendet in dem eine äquivalente Kippsteifigkeit für jeden einzelnen Wälzkörper ermittelt wird.

3.4 Berechnung der Schallabstrahlung mit der Wave Based Technique (WBT)

Es gibt unterschiedliche numerische Methoden, welche zur Lösung von nicht begrenzten akustischen Problemstellungen (Freifeld) entwickelt wurden. Abbildung 5 stellt eine Übersicht der state-of-the-art deterministischen numerischen Modellierungsmethoden dar.

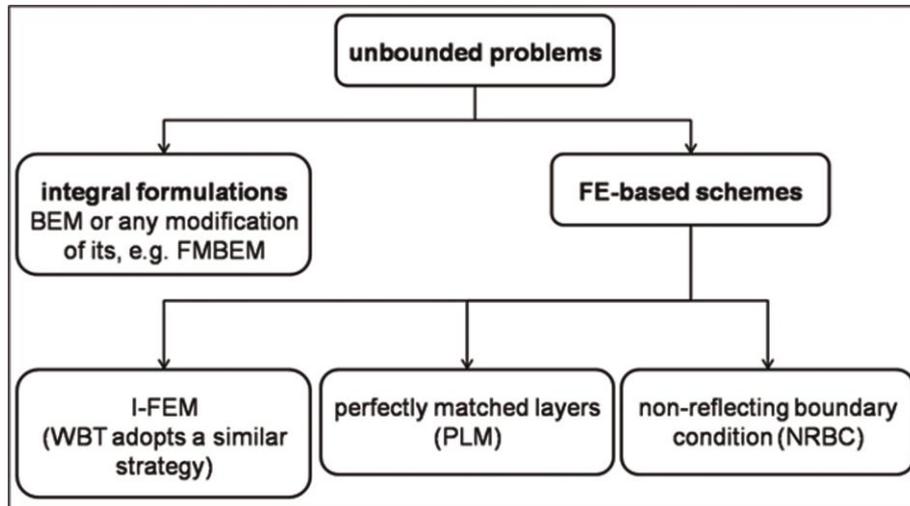


Bild 5: State-of-the-art Überblick der deterministischen numerischen Modellierungsmethoden

Die Wave Based Technique (WBT) [6,7] basiert auf einen indirekten Trefftz Ansatz (Trefftz, 1926), in welchem die Variablen der dynamischen Erregungsantwort mit Hilfe von Wellengleichungen beschrieben werden, welche exakte Lösungen der zugrunde liegenden Differentialgleichungen sind. Somit werden keine Approximationsfehler innerhalb der Berechnungsdomäne gemacht, gegebenenfalls nur an den Rändern da diese Wellengleichungen die dazugehörigen Randbedingungen verletzen können. Durch die Verwendung eines gewichteten Residuum-Schema werden die Residuen an den Randgebieten auf 0 reduziert.

Im Vergleich zu konventionellen, Element basierenden Methoden, wie der Finite Elemente Methode (FEM) und der Randelementmethode (BEM), welche approximierende Formfunktionen zur Beschreibung der dynamischen Reaktionsvariablen verwenden, sind die akustischen Modelle bei Anwendung der Wave Based Methode kleiner. Dies macht die Berechnung von WBT Modellen effizienter im Vergleich zu anderen Methoden. Um die Methode auch auf Freifeld Anwendungen zu erweitern, wurde eine künstliche sphärische Umhüllung an das Randgebiet angefügt. Diese sphärische Umhüllung teilt das Berechnungsgebiet in eine Nahfeld- und eine Fernfelddomäne. Das dynamische Feld in der Fernfelddomäne wird durch Abstrahlfunktionen beschrieben, welche sich aus linearen Kombinationen von sphärischen Harmonischen und Hankel-Funktionen zusammensetzen, während für das Nahfeld die Wellengleichungen angewendet werden. Ein weiterer entscheidender Vorteil der WBT Methode ist, dass das akustische WBT Modell nicht frequenzabhängig ist, d.h. ein Modell (Netz) für den gesamten zu berechnenden Frequenzbereich gültig ist.

Für eine benutzerfreundliche und effiziente Schallabstrahlungsberechnung ist ein automatisiertes Pre- und Post-Processing unumgänglich. Daher wurde eine einzigartige, voll automatisierte Methode entwickelt, um das akustische WBT Netz zu erzeugen.

gen. Ausgangspunkt ist das FE Modell der schallabstrahlenden Struktur, wofür das für die Körperschallberechnung verwendete FE Modell ohne Änderungen verwendet werden kann. In einem ersten Schritt wird ein gleichmäßiges Netz mit konstanter Elementgröße in einer Box um die Struktur erzeugt. Im nächsten Schritt werden jene Elemente ermittelt, welche außerhalb der Struktur liegen. Um die Oberfläche der umhüllenden Akustikenelemente näher an die Oberfläche der Struktur zu bringen, werden Elemente, welche die Strukturoberfläche durchdringen, weiter verfeinert. Abschließend werden alle außenliegenden Elemente soweit möglich zu größeren Elementen verbunden, um die Gesamtanzahl der Elemente und Oberflächen zu reduzieren und somit die Rechenzeiten zu senken. Da dieser Workflow automatisiert und innerhalb weniger Minuten abläuft, ist der Aufwand für den Anwender ähnlich gering wie bei einer „mesh-less“ Methode. Für die Ergebnisauswertung sind Mikrophon Positionen vordefiniert, ein implementiertes Tool unterstützt die Generierung von Auswerteflächen (Ebene, Kugel).

4. Ergebnis Evaluierung und Interpretation

Neben einer schnellen Modellierungsmethode, einer geeigneten physikalischen Modellierung und einem effizienten numerischen Solver, ist einer der wichtigsten Aspekte die Ergebnis-Evaluierung und die Interpretation der Ergebnisse im Entwicklungsprozess. Eine automatisierte und kompakte Darstellung von technisch relevanten Ergebnissen ist hier notwendig. Die Ergebnisaufbereitung muss in der Lage sein, die Notwendigkeit erforderlicher Parameter- oder Auslegungsänderungen zu identifizieren und Gründe oder Ursachen möglicher Probleme oder Verbesserungen darzustellen und zu begründen. Eine „intelligente“ Ergebnisdarstellungsmethode soll nicht nur die Frage „was geschieht“ beantworten sondern auch eine Hilfestellung und Hinweise zu weiteren Fragen wie „welche Ursache führt zu diesem Ergebnis?“ und „wie kann ich ein besonderes Phänomen optimieren oder umgehen?“.

Bei der ersten Beurteilung von rotierenden Maschinen werden die Torsionsschwingungen des Systems evaluiert, welche Hinweise bezüglich des Drehmomentenflusses, wichtiger Änderungen der Torsionssteifigkeit sowie über die Anregung von Torsionsschwingungsknoten liefern. Ein weiteres Ergebnis besteht aus Erregungsantwort des Gehäuses, um dadurch auf die Übertragung der Energie im System schließen zu können oder um einen direkten Vergleich mit Beschleunigungsmessungen durchzuführen.

Abbildung 6 stellt auf der linken Seite die Winkelbeschleunigung der Sekundärwelle des Getriebes sowie die Beschleunigungen an einer Messstelle an dem Gehäuse (rechts im Bild) dar. Des Weiteren sind die Ordnungen in derselben Anzahl der Zahnräder deutlich zu erkennen. Dies ist ein Indiz auf Zahnradheulen.

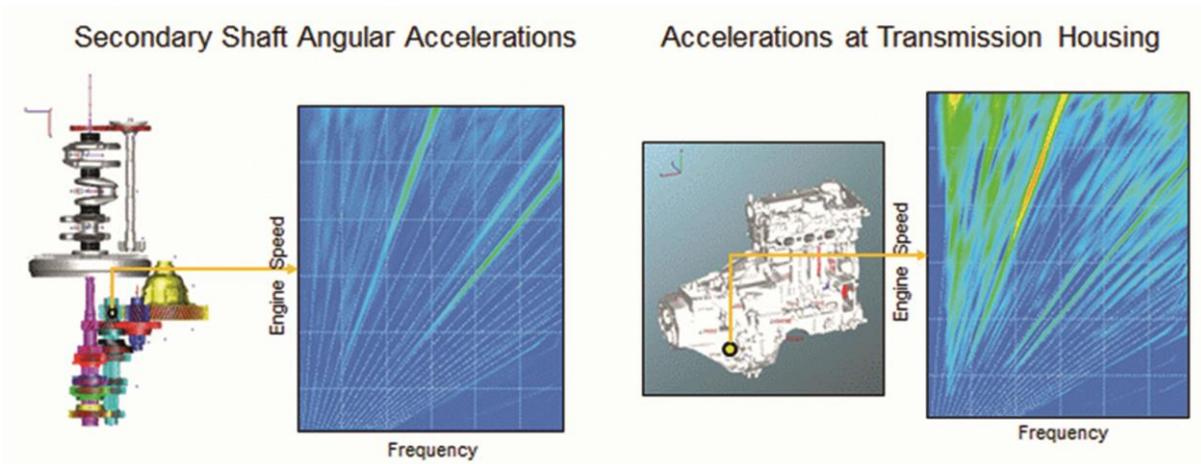
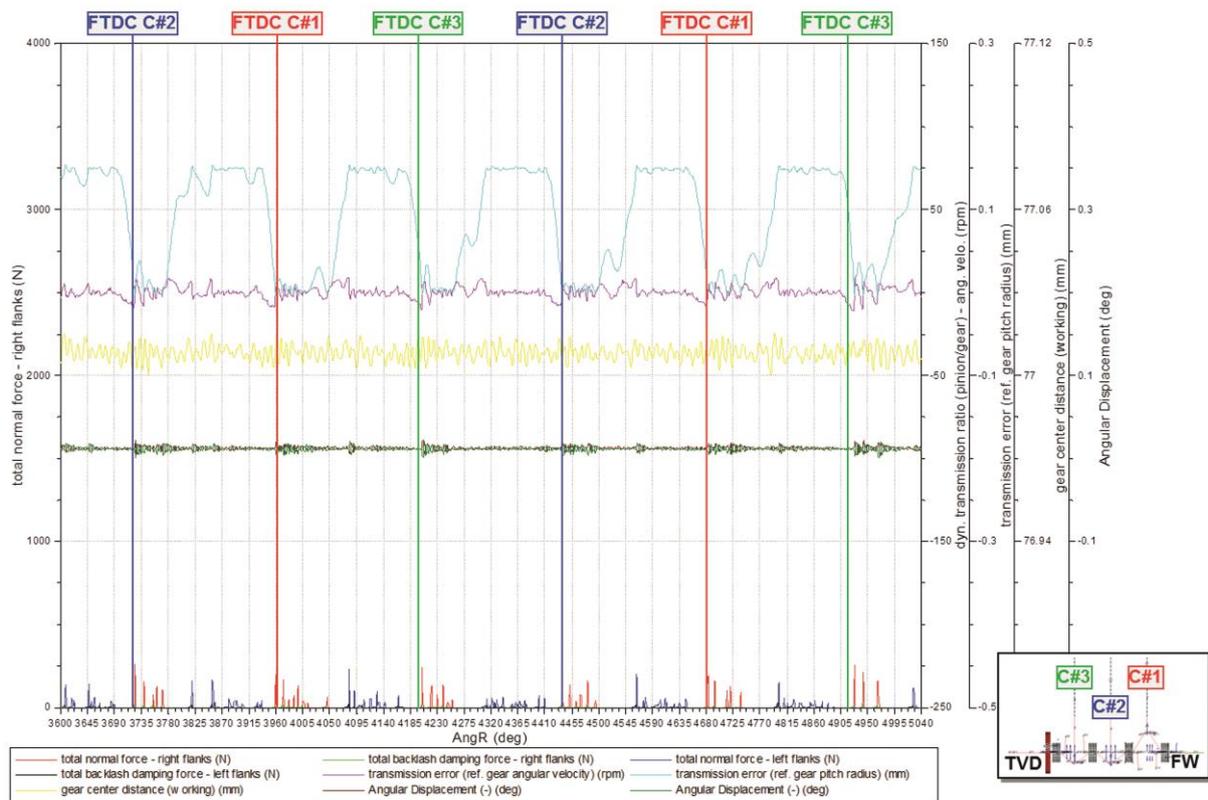


Bild 6: Wellentorsions- und Gehäusevibrationsschwingungen

Zusätzlich zu diesen allgemeinen Ergebnissen sind allerdings auch spezifischere Ergebnisse notwendig, um eine detailliertere Modellanalyse durchzuführen. Abbildung 7 stellt detailliertere Ergebnisse für ein loses Zahnradpaar dar. Oben wird die Fluktuation der Winkelgeschwindigkeit zwischen der Getriebeingangswelle und dem losen Zahnrad 1, welche zu Getrieberasseln führt dargestellt. Unten wird die Fluktuation der Eingriffssteifigkeit zwischen der Getriebeeingriffswelle und dem im Eingriff befindlichen Zahnrad, welche für das Getriebeheulen verantwortlich ist, dargestellt.



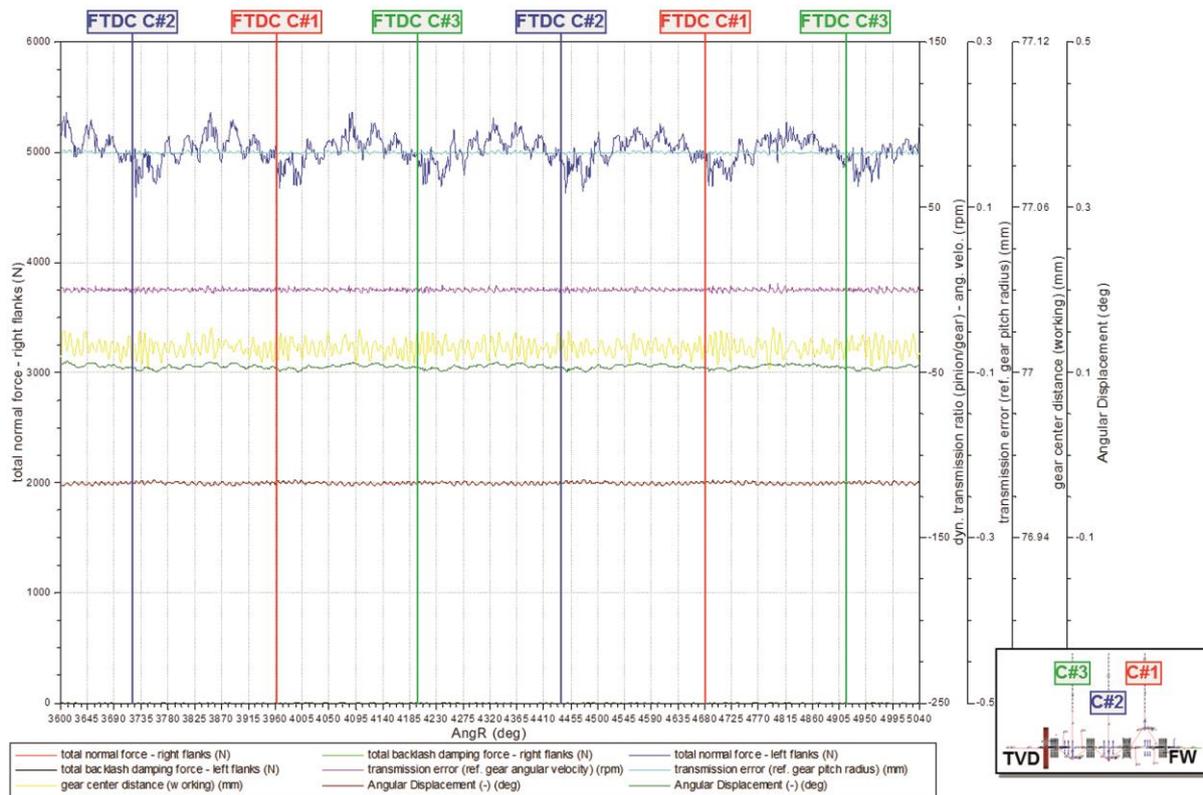


Bild 7: Detaillierte Ergebnisse für ein loses Zahnradpaar

In den folgenden Paragraphen werden einige wichtige Methoden und Funktionen zur Ergebnisevaluierung und -interpretation geschildert. Außer den Standardevaluierungen wie z.B. von den Moden und Frequenzen, den Torsionsschwingungen, dem Scheibentaumeln und den Lagerlasten, ist auch die Evaluierung der Vibrationen der Motorlagerungen für eine Bewertung der dynamischen Eigenschaften des Systems sehr wichtig. Da diese Auswertung mittlerweile ebenfalls zu den Standardauswertungen gehört, wird hier des Weiteren nicht darauf eingegangen.

4.1 Evaluierung des Zahneingriffs

Zu den spezifischen Ergebnissen für Zahnräder zählt die Evaluierung des Flankenkontakts aus dem 3D Kontaktmodell. Das Hauptergebnis ist die Verteilung der Kontaktkraft über die Zahnradbreite aller im Eingriff befindlichen Zähne. Ein etwas spezifischeres Ergebnis ist die Auswertung der Zahnkantenlast infolge von Winkelversätzen der Zahnradpaare sowie der Wellenauslenkung (siehe [3] für mehr Detailinformationen). Weitere Detailergebnisse sind z.B. die Änderung des Eingriffkontaktes, Abweichungen des Übersetzungsverhältnisses, die tatsächliche Eingriffsteifigkeit und das Flankenspiel welche sich auf Grund der Änderung des Zahnradabstandes (Wellenauslenkung) ergeben.

In der Abbildung 8 werden die Flankenkontaktergebnisse als allgemeine Kräfte und Normalkräfte bezogen auf den Drehwinkel für die einzelnen Zahnradscheibchen dargestellt. Durch die Evaluierung der Kräfte auf den einzelnen Scheibchen können Zahnkantenlasteffekte sehr gut bewertet werden.

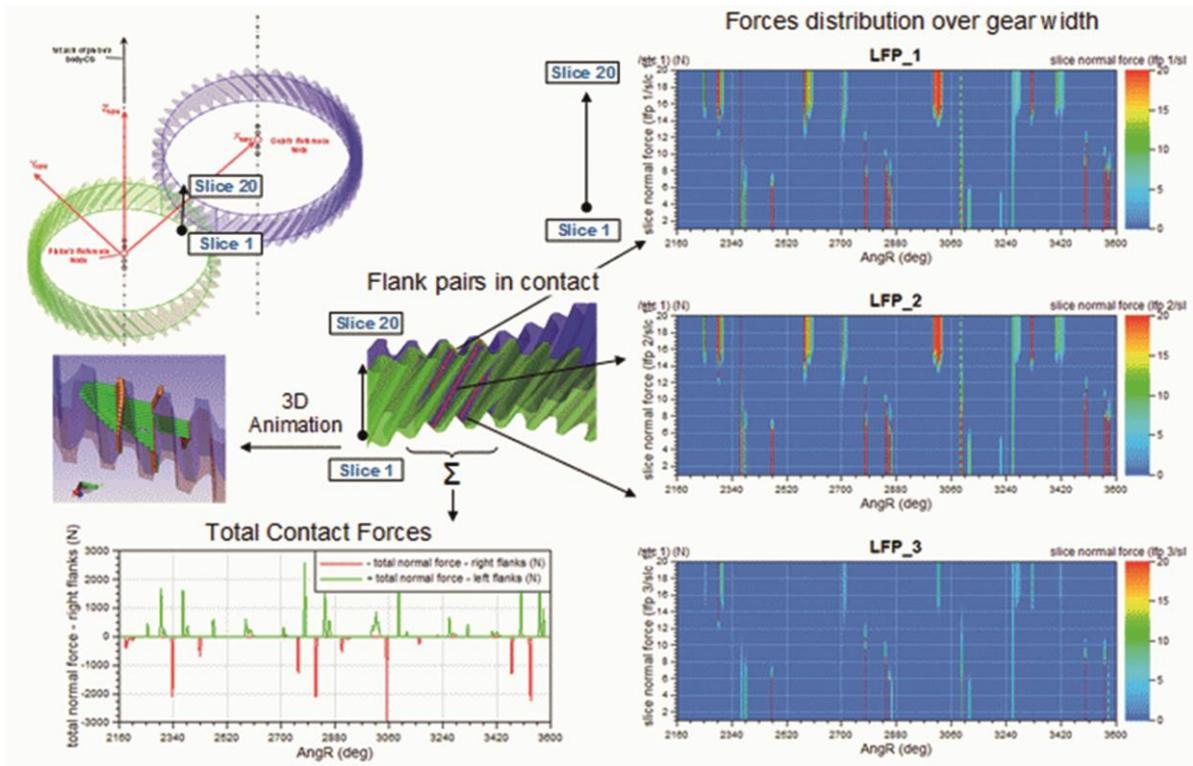


Bild 8: Zahnflankenkontaktergebnisse

4.2 Evaluierung des Eingriffsstoßes

Die Evaluierung des Eingriffsstoßes ist mitunter einer der Relevanten Ergebnisse für die Bewertung der Geräuschanregung die durch die Zahnradpaarungen verursacht wird. Um ein eventuelles „numerisches Rauschen“ ausschließen zu können, werden zur Bewertung nur Stoßkräfte herangezogen die größer als der Schwellwert:

$$F_{\text{Kontakt}} > F_{\text{Kontakt,Schwelle}} = 10N \quad (1)$$

sind. Zudem muss die Kontaktgeschwindigkeit zwischen den Zahnradflanken größer als der Schwellwert sein, laut:

$$v_{\text{Kontakt}} > v_{\text{Kontakt,Schwelle}} = 0.1m/s \quad (2)$$

Aus der Akustik-Sicht sind nur jene Zeitintervalle in denen es zu einem Anstieg des Kontaktimpulses kommt von Relevanz. Es wird somit der sogenannte Acoustic Relevant Contact Time – Ansatz (ARCT) herangezogen:

$$t_{\text{Kontakt,Ref}} > t_{\text{ARCT}} = 0.0005s (\text{für Stahl auf Stahl Stöße, mittels Impulshammer gemessen}) \quad (3)$$

Der ACRT Zahnradstoß bezieht sich auf die letzten zwei Rechenzyklen. In Abbildung 9 sind die Ergebnisse der sieben Berechnungszyklen sowohl als Absolut Werte als

auch unter Form des prozentuellen Anteils für alle Geschwindigkeiten gegenübergestellt. Das Getrieberasseln ist insbesondere bei niedrigen Geschwindigkeiten dominant und wird hauptsächlich von der Endübersetzungsstufe zwischen Rücklaufwelle und Differential verursacht. Bei niedrigen Geschwindigkeiten leisten auch der erste, der zweite und der Rückwärtsgang einen großen Beitrag zum Getrieberasseln. Bei höheren Geschwindigkeiten leisten die Endübersetzungsstufe und der Rückwärtsgang den größten Beitrag.

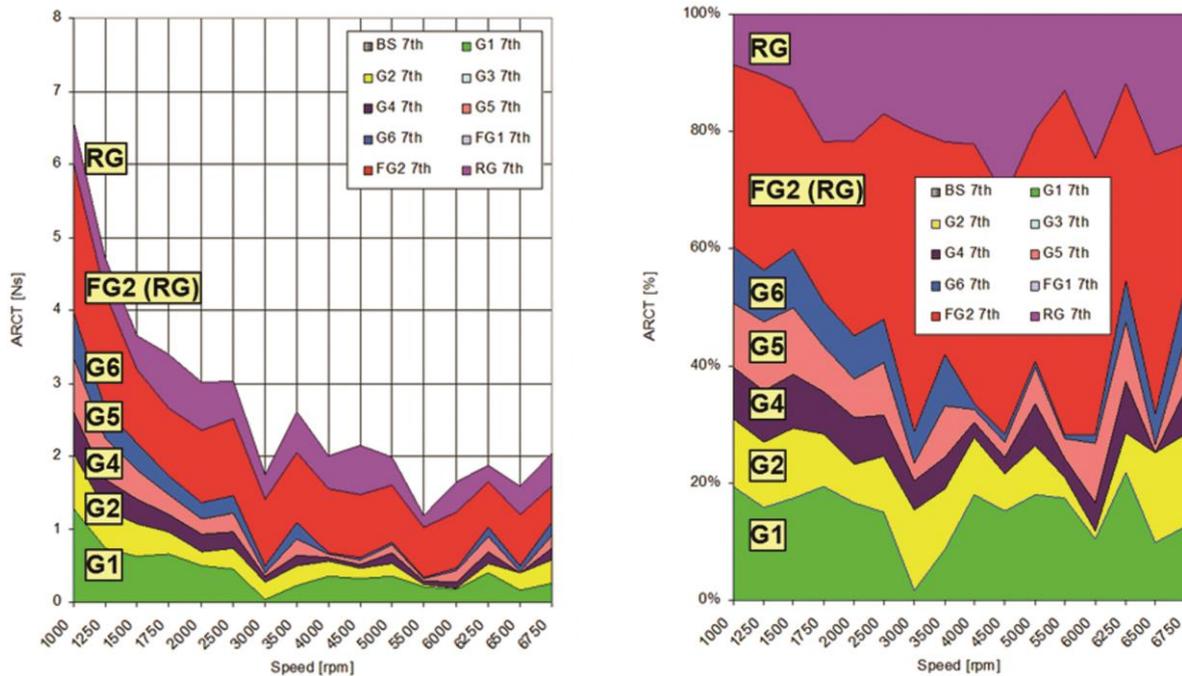


Bild 9: Evaluierung des Zahneingriffsstoßes

4.3 Körperschall / Akustikevaluierung

Zur Evaluierung des Nahfeldgeräuschs (Körperschalls) werden bei auf Mehrkörperdynamik basierenden NVH-Untersuchungen Auswertungen der Oberflächenschallschnellepegelfelder im Oktavband und im Drittel-Oktavband herangezogen. Im Rahmen solcher Untersuchungen wird meist auf die Evaluierung der Phasenlage verzichtet, was impliziert, dass diese Ergebnisse nicht identisch mit jenen einer Nahfeldergebnissen sind welche mittels eines Mikrofonarrays durch eine akustische Kamera oder einer Holografie ermittelt werden. Nichtsdestotrotz handelt es sich um eine für einen Ingenieur sehr gute Methode, um Strukturanalysen durchzuführen und ggf. Verbesserungspotential zu detektieren.

Eine Herausforderung dieser Methode liegt in der großen Menge an Ergebnisdaten die sich durch eine Evaluierung im Drittel-Oktavband für jeden Lastfall und Betriebszustand ergeben würden und somit eine Ergebnisevaluierung deutlich verkomplizieren. Es liegt auf der Hand, dass eine kompaktere und automatisiertere Methode zur Ergebnisevaluierung benötigt wird, welche einen Gesamtüberblick über das Körperschallverhalten des gesamten Antriebes, das Frequenzband und die Betriebsbedingungen in einem einzigen Diagramm darstellt.

Um solch einen kompakten Überblick des Betrages der Oberflächenschnelle auf den gesamten Körperschall muss ein besonderes Akustiktool zur Auswertung des Pegels

des Integrals der Oberflächengeschwindigkeit von ausgewählten Gebieten verwendet werden. Diese Oberflächengeschwindigkeitspegel sind Integralwerte bezogen auf einer ausgewählten Oberfläche (begrenztes Gebiet) und werden für eine bestimmtes Frequenzband ausgewertet (in Abbildung 10 z.B. wurde als Referenzwert für dB der Wert $v_0 = 1e-9$ m/s verwendet).

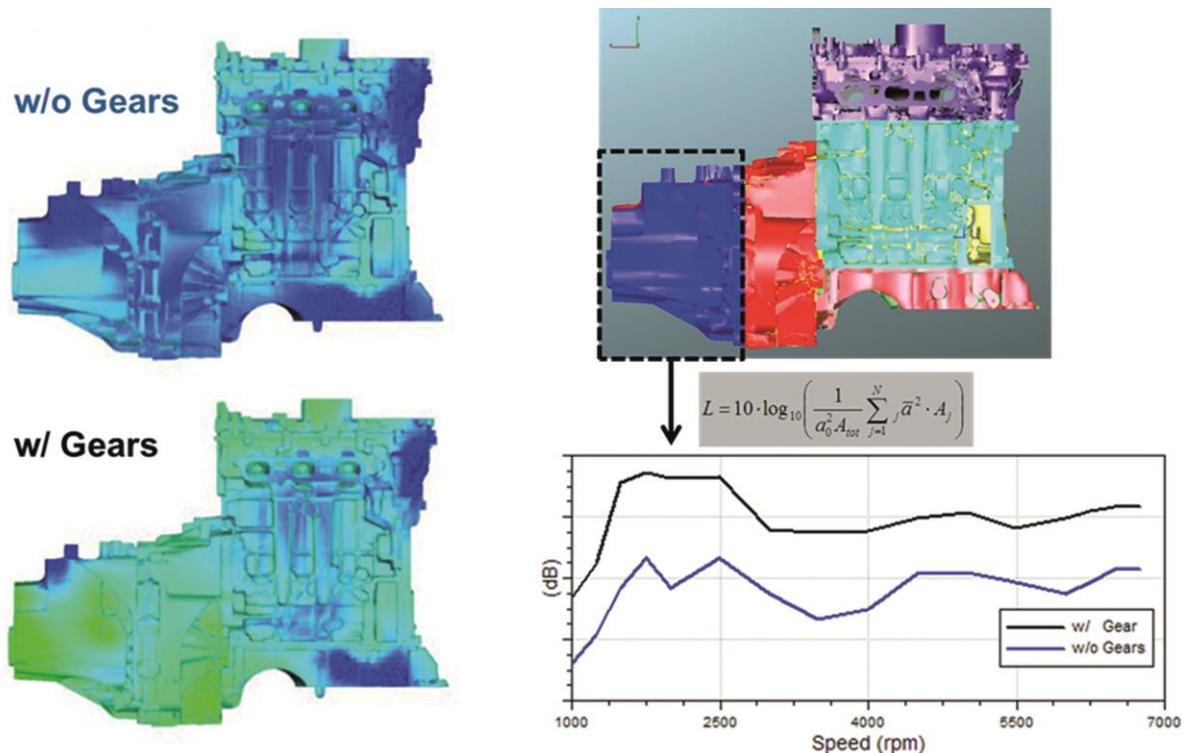


Bild 10: Akustikevaluierungsmethode und -ergebnisse

Das Hauptziel dieser Methode besteht in der drastischen Reduzierung des erforderlichen Zeitaufwandes zur Erstellung von Ergebnissen die einen Gesamtüberblick von der akustischen Leistung eines Motors und den Beitrag gewisser Bauteile zum Gesamtgeräusch über das Drehzahlband und für ausgewählte Frequenzintervalle verschaffen sollen. Somit wird der Vergleich zwischen mehreren Varianten deutlich einfacher.

Die für die akustische Analyse erforderlichen Oberflächengebiete werden durch die Erzeugung von Pseudoschalenelemente auf der Außenhaut des Motors erstellt. Diese Schalenelemente werden nur auf jenen Oberflächen erstellt, die von der Motorquerrichtung aus sichtbar sind. Zum Beispiel wird der gesamte Motor und das Getriebe in mehrere Eigenschaftskennungen unterteilt und es werden vier grobe Gebiete mit spezifischen Materialeigenschaften für den Motor, das Getriebe, die linke und die rechte Seite definiert.

Abbildung 10 schildert die Gebiete, die festgelegt wurden und veranschaulicht den Beitrag des Getriebegeräusches auf den Motor durch eine Gegenüberstellung einer Berechnung in der keine Getriebeanregungen modelliert sind und einer Berechnung in dem diese modelliert wurden. Die Oberflächenintegrale für die Selektionen wurden in diesem Projekt durch Gewichtung der Flächenanteile für ein Frequenzintervall von 0 – 3.500 Hz und den Drittel-Oktaven in diesem Intervall berechnet. Es ist ein gut sichtbar erhöhter Oberflächenvibrationspegel im Drittel-Oktavband bei niedrigeren

Geschwindigkeiten in dem Bereich um die 1.000 Hz infolge des Getrieberasseln zu erkennen.

4.4 Modale Einflussfaktoren

Die modalen Einflussfaktoren (MCF) legen den Betragsanteil jeder Mode auf die gesamte Schwingung eines bestimmten Gebietes fest. Der Anteil einer Mode zur Gesamtschwingung ergibt sich aus der Zusammensetzung der Anregung dieser Mode (durch die Modalskala oder Modale Anteilfaktoren (MPF)) und dem Schwingungszustand des untersuchten Gebietes. Zur Bewertung dieser MCF werden sowohl die Amplituden als auch die Phasenlagen herangezogen was besonders wichtig ist da unterschiedliche Schwingungen sowohl in Phase als gegenphasig sein können und sich somit entweder aufsummieren oder tilgen können.

Der Hauptunterschied zwischen MCF und MPF besteht aus der Beziehung zu einer Teilmenge von Elementen oder Knoten (oder ggf. eines einzigen Freiheitsgrades eines bestimmten Knotens) der gesamten Struktur während die MPF Methode sich immer auf die ganze Struktur bezieht. Aus diesem Grund wird die MPF Methode hauptsächlich zur Beschleunigung eines Rechenschrittes herangezogen in dem das aktuelle Verformungs- oder Spannungsfeld benötigt wird und als eine Kombination von allen Grundeigenformen definiert wird (oder besser gesagt werden diese als Verschiebungsfelder definiert da es sich bei der Schwingungsform nicht zwingend um eine Eigenmode handeln muss).

Die MCF Methode liefert Informationen über die lokalen Vibrationen und den beteiligten Knoten. MCFs sind im Frequenzbereich eine komplexe Größe. Zu Beurteilungszwecken müssen sowohl die Amplituden als auch die Phasen herangezogen werden. Es werden somit mehrere Ergebnisgrößen benötigt, um die Daten interpretieren zu können. Es sei an dieser Stelle bemerkt, dass die Evaluierung der MCFs, durch die Anwendung der Modelkondensierung, der kondensierten Knoten und der dynamischen Freiheitsgrade immer durchgeführt werden kann ohne die Notwendigkeit einer Datenrückrechnung (Rückrechnung auf die nicht-kondensierte Struktur). Dies spart Zeit und Aufwand. Die zu kondensierenden Knoten können im Voraus bestimmt werden, an Stellen die besonders interessant sind als Knotenbereiche oder als Einzelknoten in der Mitte von großen Flächen.

Abbildung 11 stellt ein MCF-Ergebnis für die Getriebeaußenfläche dar. Es ist sofort ersichtlich dass die lokale Mode 6 des Getriebegehäuses besonders stark von den Zahnradkräften angeregt wird. Diese Information kann herangezogen werden um die Geräuschabstrahlung zu reduzieren.

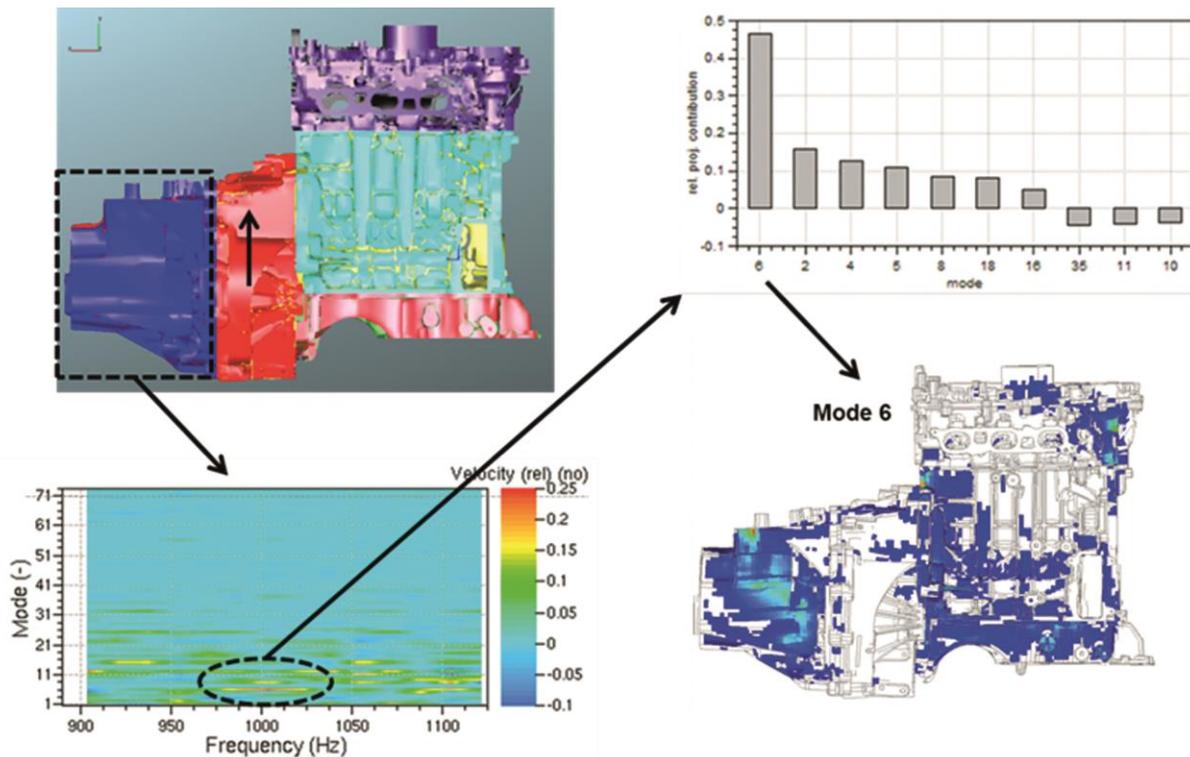


Bild 11: Evaluierung der modalen Einflussfaktoren für charakteristische Oberflächenselektionen

4.5 Luftschall / Geräuschabstrahlung

Obwohl schon die Bewertung des Körperschalls eine gute Ausgangsbasis für die Optimierungen der Auslegung, der Anregungsmechanismen und der Ausbreitungswege liefert, wird auch eine Methode zur direkten Auswertung des Luftschalls benötigt. Einige Methoden ziehen den Übertragungsweg von den Motorlagern ins Innere des Motors (Strukturpfad) heran, andere Methoden untersuchen die Schallabstrahlung der Struktur selbst. In der ersten Methode werden oft Vibrationen an den Motorlagern simuliert und mit gemessenen (oder simulierten) Übertragungsfunktionen überlagert.

In dieser Veröffentlichung liegt der Fokus auf der Geräuschabstrahlung vom Motor ins Freifeld. Wie bereits zuvor erwähnt wird diese Untersuchung heutzutage sehr oft über eine Beurteilung des Körperschalls gemacht, auch wenn eigentlich eine direkte Berechnung des Schalldrucks an bestimmten Mikrofonpositionen im Nah- und Fernfeld notwendig wären. Solche Untersuchungen, für welche üblicherweise die Randelementemethode verwendet wird, weist aufgrund hoher Rechenzeit und insbesondere bei größeren Modellen schwieriger Modellhandhabung Nachteile auf. Sie wird daher meistens nur für eine geringe Anzahl von Berechnungsfällen und als abschließende Untersuchung angewandt. Zur Auswahl und Untersuchung über alle Berechnungsfälle wird die Evaluierung der Oberflächenschnellepegel herangezogen. Ziel ist eine schnelle und einfach handzuhabende Methode zur Evaluierung der Schallabstrahlung als Zusatz oder sogar als Ersatz für die Untersuchung des Körperschalls.

Zu diesem Zweck wurde die zwischenzeitlich in ein neues EXCITE Tool – EXCITE Acoustics – implementierte Wave Based Technique in diesem Projekt eingesetzt,

um die Übertragung von den abstrahlenden Oberflächen des Motors auf bestimmte Mikrofonpositionen um den Motor zu ermitteln. Als Randbedingungen wurden die bereits erwähnten Oberflächenschnellepegel verwendet.

In Abbildung 12 sind auf der linken und der rechten Seite die Ergebnisse mit bzw. ohne Zahnräder für die Frequenzen 2.000 Hz und 1.303 Hz gegenübergestellt. In der oberen Bildreihe sind die Schallschnellepegel auf der Motoroberfläche gegenübergestellt. Die mittlere Bildreihe stellt die Übertragung dieser Randbedingungen auf die WBT-Domänen dar, die untere Bildreihe hingegen zeigt die Ergebnisse der Schall-druckpegel um die Antriebseinheit, welche mit der WBT-Methode berechnet wurden. Alle Bilder zeigen den Beitrag des Zahnradgeräusches auf das Gesamtgeräusch sehr deutlich.

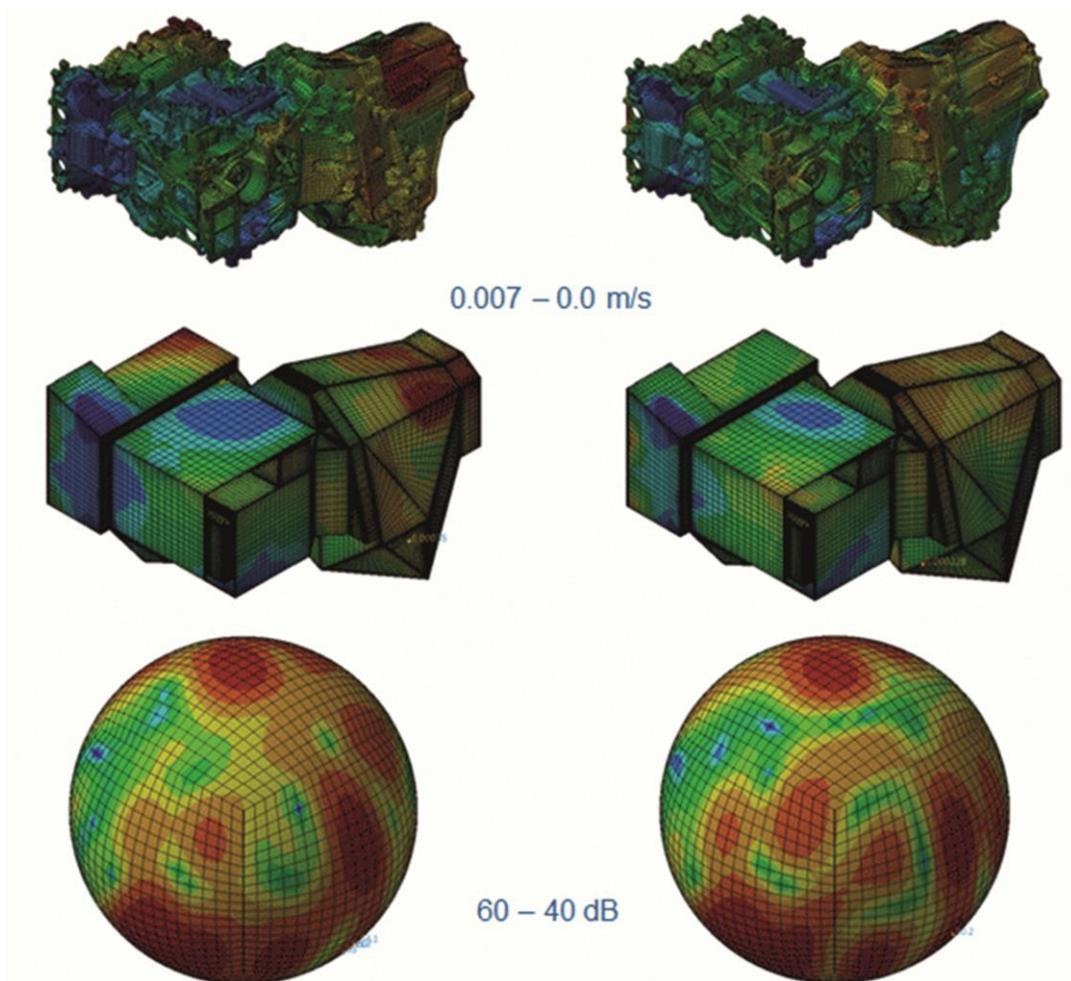


Bild 12: WBT bei 2.000 rpm Vollast bei einer Frequenz von 1.303 Hz (mit Verzahnungsgeräusch (links) und ohne Verzahnungsgeräusch (rechts))

5. Schlussfolgerung

Die geschilderte Untersuchung veranschaulicht die Flexibilität und die Umsetzbarkeit der angewandten Tools sowie der Vorgehensweise für NVH-Untersuchungen hinsichtlich Verzahnungsgeräuschs. Es ermöglicht nicht nur die Untersuchung des Verzahnungsgeräuschs am Motor oder am Getriebe, sondern berücksichtigt auch die

Wechselwirkung hinsichtlich Torsion und Biegung beider Strukturen des Antriebsstranges inklusive des Einflusses des Kopplungsverhaltens.

Das verwendete Zahnradmodell weist seine Effizienz in der Berechnung der dynamischen Eigenschaften von Zahnrädern sowohl hinsichtlich des Getrieberassels als auch des Getriebeheulens als Teil der gesamten NVH-Untersuchungen des Motors sowie eine detaillierte Bewertung des 3D- Flankenkontaktes. Es stellt ein robustes Modell dar, da es zum einen als Eingabeparameter typische leicht zugängliche Geometrie- und Auslegungsdaten (z.B. Profilverschiebungen oder -Veränderungen) heranzieht, zum anderen basiert es auf gut fundierten Theorien (z.B. zur Ermittlung der Zahnsteifigkeit oder der Dämpfung innerhalb des Flankenspiels) und braucht somit keine unbekannt Parameter (z.B. benutzerbestimmte Steifigkeiten oder Dämpfungswerte), welche das Ergebnis beeinflussen.

Die Untersuchung am PSA EB2DT Motors inklusive des vollständigen dynamischen Modells der MCP Übertragung stellt eine einfache Methode zur Bewertung von Getrieberasseln und Getriebeheulen in einem einzigen Rechenmodell dar.

Die erhaltenen Ergebnisse ermöglichen die Festlegung des Drehzahl- und Frequenzbereichs welche einen höheren Einfluss auf den gesamten Körperschall des Motors.

EXCITE Acoustics ist ein neues Tool zur Berechnung der Schallabstrahlung von Motoren und Antriebseinheiten basierend auf Körpervibrationen (Oberflächenschnellen) unter Verwendung der Wave Based Technique. Diese neue Methode weist einige Vorteile im Vergleich zu den üblichen Methoden auf, hinsichtlich Solver-Effizienz und insbesondere hinsichtlich Modellierungsaufwand und Prozessintegration.

Alle Berechnungen zeigen den Beitrag des Getriebegeräusches zum Gesamtschalldruckpegel.

6. Ausblick und zukünftige Anforderungen

Zu einer zukünftigen weiteren Verbesserung der Ergebnisse können folgende Verbesserungen durchgeführt werden:

- Erweiterung des Flankenkontaktmodells auf die Verformung des gesamten Zahnrades
- Zukünftige Erweiterung des Anwendungsbereiches der WBT Methode zur Ermittlung der Geräuschübertragung in den Innenraum und den Ausbreitungsweg in den Fahrzeuginnenraum.

Literatur

- [1] N.N., "EXCITE Power Unit, software package for flexible multi-body dynamics", AVL List GmbH
- [2] Küçükay, F.: „Dynamik der Zahnradgetriebe“, Springer-Verlag, 1987
- [3] Sopouch M., Resch T., Herster P., "Analysis of Gearbox Acoustics with AVL EXCITE", SIA Acoustic Simulation Workshop, France 2011
- [4] Resch T., Vock Ch., Sopouch M., Hozmec J., "Gear Rattle Prediction using Coupled Bending and Torsional Approach", SAE China 2011

- [5] Hepberger A., Priebisch H.-H. (Vif) , Diwoky F., Pramberger H. (AVL), Application of the Wave Based Technique to predict the Engine Noise Radiation under Anechoic Conditions, SAE 2009 - Noise and Vibration Conference and Exhibition, St. Charles, Illinois, USA, May 19-21, 2009
- [6] Hepberger A., Mathematical methods for the prediction of the interior car noise in the middle frequency range, Graz University of Technology, PhD. thesis, 2002
- [7] W. Desmet, A wave based prediction technique for coupled vibro-acoustic analysis, KULeuven, division PMA, PhD. thesis 98D12, 1998
- [8] Offner G., Eizenberger T. and Priebisch H. H. Separation of Reference Motions and Elastic Deformations in an Elastic Multi-body System, Proc. IMechE, Part K: J. Multi-body Dynamics, 220:63 – 75, 2006.
- [9] Drab C.B., Engl H.W., Haslinger J.R., Offner G., Pfau R.U. and Zulehner W. Dynamic simulation of crankshaft multibody systems, Journal of Multibody System Dynamics, 22(2):133 – 144, 2009.
- [10] Offner G. Modelling of Condensed Flexible Bodies Considering Non-linear Inertia Effects resulting from Gross Motions, Proc. IMechE, Part K: Journal of Multi-body Dynamics, 225(3):204 – 219, 2011.

Anwendung numerischer Akustik zur Verringerung der Schallabstrahlung eines Pkw-Getriebes

Oliver Michalke, Matthias Weber, Olgierd Zaleski

Abstract

The article presents a simulation method which is based on up-to-date algorithms and which led to the development of a light and quiet gearbox. To reduce the sound radiation of the surface local increments of the wall thickness and a surface design with low acoustic emission were found by use of sophisticated simulation models. The way to achieve that included the evaluation of the Acoustic Transfer Functions (ATF) and the identification of the eigenmodes and of those surface regions with a substantial contribution to the sound radiation. That having been done the construction was altered accordingly. As is typical for acoustic simulation new layouts could be evaluated easily and in short time with the advanced solvers. The agreements between measurements and simulations will be shown as well as the computation times.

Kurzfassung

Im vorliegenden Beitrag wird die auf aktuellen Algorithmen basierende Simulationsmethodik vorgestellt, mit der ein leichtes und gleichzeitig leises Pkw-Getriebegehäuse entwickelt werden konnte. Zur Verminderung der Schallabstrahlung von der Getriebeoberfläche wurden punktuelle Erhöhungen der Wandstärken und eine abstrahlarme Oberflächengestaltung des Getriebegehäuses mit Hilfe von Berechnungsmodellen erarbeitet. Um dies zu erreichen, wurden in den Simulationsmodellen die Akustischen Transferfunktionen (ATF) ausgewertet, Strukturmoden und Oberflächenbereiche mit maßgeblichen Beiträgen zur Schallemission identifiziert, um dann durch zielführende Konstruktionsmaßnahmen modifiziert zu werden. Auch die generell für die numerische Akustik charakteristische Möglichkeit, das Abstrahlverhalten mehrerer Konstruktionsvarianten des Getriebegehäuses im Rechner schnell und prognosesicher zu bewerten, konnte dank der Anwendung schneller Solver in vollem Umfang genutzt werden. Die gute Aussagekraft und die Praxis-tauglichkeit der durchgeführten Simulationen werden durch die Vergleiche Messung/Rechnung und Angaben zu angefallenen Rechenzeiten untermauert.

1. Einleitung

Es ist bekannt, dass bei der Entwicklung moderner Fahrzeugantriebe erhebliche Anstrengungen unternommen werden, um den Gewichtsaufwand zu verringern. Geringeres Antriebsgewicht lässt sich u.a. durch reduzierten Einsatz von Dämmmaßnahmen, Einschränkung von Kapselung und Verringerung der Wandstärken von Antriebskomponenten realisieren. Hierbei aber handelt es sich allesamt um Maß-

nahmen, die sich unmittelbar auf die Höhe der Schallabstrahlung von Antrieben auswirken. Werden sie unbedacht umgesetzt, kann das Niveau der Schallemission schnell steigen. Dieser störende Anstieg der Schallabstrahlung lässt sich jedoch in vielen Fällen verhindern, wobei die Verwendung von Simulationsmodellen dabei besonders hilfreich sein kann.

In den vergangenen Jahren hat die rechnerische Untersuchung des akustischen Verhaltens von Antrieben zunehmend an Bedeutung gewonnen. Hierbei kommen in erster Linie Diskretisierungsmethoden, wie die Finite-Elemente-Methode (FEM) oder spezielle Formulierungen der Boundary-Elemente-Methode (BEM) zum Einsatz [1, 2]. Mit beiden Verfahren lassen sich Schallabstrahlungsvorgänge sehr genau und effektiv untersuchen [3-5].

Treten unerwünschte Überhöhungen des abgestrahlten Schalls auf, gilt es, durch gezielte Modifikation der Struktur und ihrer akustisch wirksamen Umgebung eine Reduktion der Schallemission zu erreichen. Insbesondere hierbei kann die simulationsgestützte Entwicklung schnell zu gewünschten Modifikationen führen. Dies erfolgt häufig durch Variantenvergleiche, bei denen die Ausgangsstruktur auf Basis der Konstruktionserfahrung schrittweise verändert wird. Dieser Vorgang kann in zweierlei Hinsicht ergänzt werden.

Die Effektivität der Variantenfindung lässt sich erhöhen, wenn die Strukturbereiche eingegrenzt werden können, deren Modifikation möglichst starken Einfluss auf den abgestrahlten Schall ausübt. Wenn Kriterien zur Definition dieser Strukturbereiche sowohl das Strukturverhalten in den kritischen Betriebszuständen mit hoher Schallemission als auch die Überlagerungseffekte, die im Schallfeld direkt stattfinden, enthalten, ist die erreichte Verringerung der Schallabstrahlung besonders hoch.

In diesem Beitrag wird am Beispiel eines Pkw-Getriebegehäuses aufgezeigt, wie sich die beiden beschriebenen Ergänzungen der Standardvariantenvergleiche in der Praxis bewähren.

2. Messtechnische Analyse der Schallabstrahlung

Das hier untersuchte Getriebe fiel in der Prototypenphase durch ungewollt hohe Schallemission in größeren Frequenzbereichen auf. Als Bewertungsgröße wurde die abgestrahlte Schalleistung verwendet, die nach dem Hüllflächenverfahren aus den Schalldruckpegeln an strukturnah verteilten Mikrofonen ermittelt wurde. Des Weiteren wurden messtechnische Untersuchungen mit einem Laser Scanning Vibrometer durchgeführt, die erste Hinweise auf die Schwachstellen der ersten Gehäuseprototypen lieferten.

Da das Getriebe seine Funktionen bei der Übertragung des Antriebsmoments ausgesprochen gut erfüllte, konzentrierten sich die weiteren Arbeiten zur Verbesserung des Akustikverhaltens auf eine Neugestaltung der Außenform des Getriebegehäuses.

Nach der Analyse der gemessenen Schalldruckdiagramme wurden die akustisch kritischen Schaltstufen ausgewählt, in denen die nachfolgende Berechnung der Akustischen Transferfunktionen durchgeführt wurde.

3. Akustische Transferfunktionen

Die ATFs stellen ein effizientes Werkzeug der numerischen Akustik dar [6-8]. Hierbei handelt es sich um frequenzabhängige Übertragungsfunktionen, die einen Zusammenhang zwischen den Oberflächenschnellen einer schallabstrahlenden Struktur und dem Schalldruck in einem Feldpunkt (Beobachtungspunkt) darstellen.

Die ATFs hängen von der Form und den Eigenschaften des Fluidgebietes, in dem sich der Schall ausbreitet, ab. Sie verändern sich auch mit jeder Veränderung akustischer Randbedingungen, d.h. zum Beispiel im Falle von Oberflächenimpedanzen. Schließlich gelten sie für nur eine Anordnung der Feldpunkte. Die ATFs sind jedoch von der Anregung $\{v_n(f)\}$ unabhängig, woraus ein großer Vorteil bei ihrer Anwendung resultiert: Für jede neue Verteilung der Oberflächenschnellen (neuer Lastfall) wird anstelle einer kompletten Lösung der Systemgleichung [2] lediglich die Multiplikation

$$\{p_{fp}(f)\} = [ATF(f)] \{v_n(f)\} \quad (1)$$

ausgeführt. Dabei stellt die Matrix $[ATF(f)]$ alle zusammengefassten ATFs und $\{p_{fp}(f)\}$ die Schalldrücke in sämtlichen Feldpunkten dar.

Nach einigen Rechenoperationen lässt sich der folgende Zusammenhang zwischen ATFs und Moden Φ_n einer schwingenden und schallabstrahlenden Struktur aufstellen:

$$\{p_{ges}(f)\} = [ATF(f)] \{v_n(f)\} = i\omega [ATF(f)] \Phi_n \{a(f)\} \quad (2)$$

Mit $\{a(f)\}$ werden modale Partizipationskonstanten bezeichnet. Gleichung (2) eröffnet die Möglichkeit, die Moden mit dem dominanten Einfluss auf die Schallabstrahlung zu identifizieren.

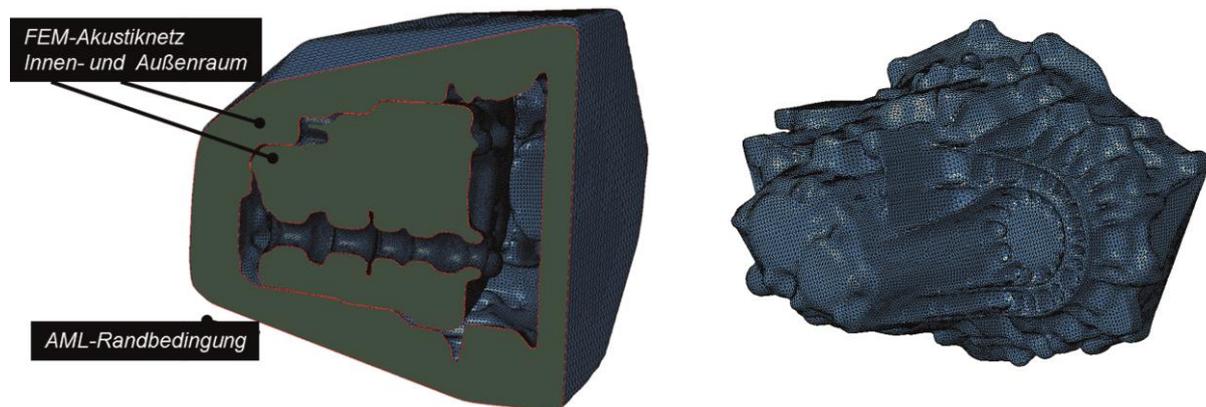
4. Aufbereitung der Berechnungsmodelle

Die vibro-akustischen Berechnungen der Schallabstrahlung vom Getriebe wurden mit den gut eingeführten Methoden der numerischen Akustik, nämlich mit der Boundary-Elemente-Methode (BEM) und der Finite-Elemente-Methode (FEM), durchgeführt. Abhängig von der jeweiligen Gehäusevariante wurde entweder ein Akustik-BEM- oder ein Akustik-FEM-Modell verwendet. Zum Beispiel lassen sich Veränderungen der Gehäuseoberfläche, die überwiegend aus neuen Rippen bestehen, schneller im BEM-Oberflächennetz abbilden. Wird aber hauptsächlich der Einfluss neuer Masseverteilungen (nach lokaler Wandstärkenanpassung oder für verschiedene Punktmassen) analysiert, bieten die FEM-Modelle wegen ihrer besonders schnellen Solver praktische Vorteile.

Sowohl die Akustik-FEM- als auch Akustik-BEM-Modelle wurden stets mit einem Struktur-FEM-Modell gekoppelt. Hierdurch war sichergestellt, dass der Einfluss der in einzelnen Varianten vorgenommenen Strukturmodifikationen auf die Schallemission vollständig erfasst wird.

Bei allen vibro-akustischen Simulationen wurde auch das Luftvolumen im Inneren des Getriebegehäuses mitmodelliert. Hierfür wurde ein Akustik-FEM-Modell eingesetzt. Auf diesem Wege war sichergestellt, dass der Einfluss der im Betrieb schwingenden Zahnräder, Wellen und weiteren im Gehäuse untergebrachten Elementen korrekt mitberücksichtigt wird.

Einige Beispiele der FEM- und der BEM-Modelle, die bei der Berechnung zum Ansatz kamen, sowie das Strukturmodell des Getriebes werden in **Bildern 1 und 2** gezeigt.

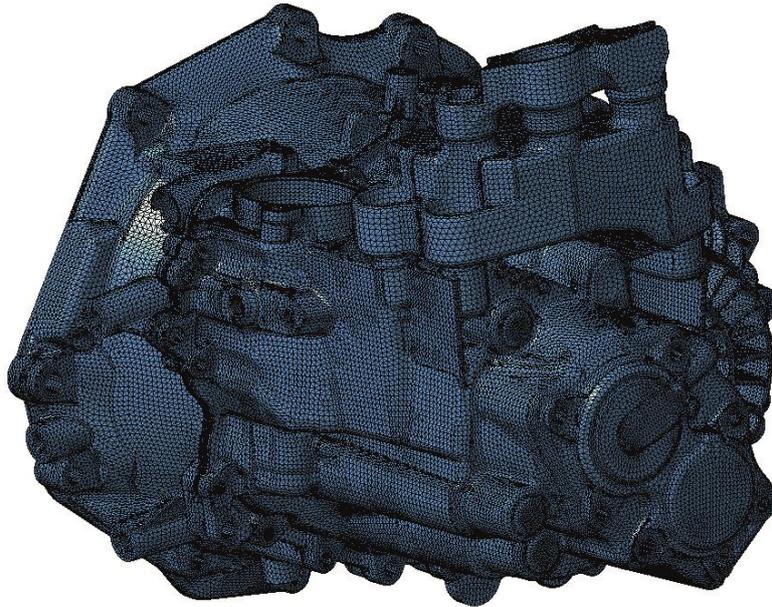


FE-Akustiknetz:
2.218.343 Elemente,
440.111 Knoten

BE-Akustiknetz:
91.438 Elemente,
45.819 Knoten

Bild 1: FEM- und BEM-Akustiknetz des Getriebegehäuses. Eine AML („Automatically Matched Layer“) –Randbedingung simuliert die reflektionsfreie Schallausbreitung im Freifeld.

Die simulierten Schallwellen breiteten sich in Berechnungsmodellen infolge von Einheitsanregungen aus, die als Kräfte an den Lagerstellen, als Quellen in der Nähe der Zahnkontaktflächen oder als Kombination von Kräften und Quellen angenommen wurden.



FE-Strukturnetz:

1.983.141 Elemente,
3.189.181 Knoten

Bild 2: FEM-Strukturnetz des Getriebegehäuses.

5. Konventionelle versus ATF-basierte Verringerung der Schallabstrahlung

Hier werden knapp die vibroakustischen Analysen zusammengefasst, die zum Ziel die Verringerung der Schallabstrahlung in den ausgewählten neun Betriebszuständen hatten. Um dies zu erreichen, wird eine möglichst effektive Reduktion der Schwinggrößen auf der Oberfläche des Getriebegehäuses angestrebt. In diesem Zusammenhang stellt sich die Frage nach der Auswahl von Bereichen der Gehäuseoberfläche, in denen die Verringerung der Schwinggrößen zu realisieren ist. Die hierbei durchgeführten Untersuchungen können in zwei Gruppen eingeteilt werden.

Die erste Gruppe fasst die Analysen zusammen, bei denen ausschließlich Schwingungszustände des Getriebegehäuses betrachtet werden. In diesem Fall werden zur Erfassung dieser Schwingungszustände die Normalgeschwindigkeiten auf der Gehäuseaussenfläche gewählt. Es wird dabei davon ausgegangen, dass die Abschnitte der Gehäuseoberfläche, in denen sich Maxima der Oberflächengeschwindigkeiten häufen, den größten Einfluss auf den vom Getriebegehäuse abgestrahlten Schall haben.

Die zweite Gruppe besteht aus Untersuchungen, in die neben den dynamischen auch die akustischen Eigenschaften des Getriebegehäuses eingehen. Neben den Oberflächengeschwindigkeiten werden zur Erfassung der akustischen Eigenschaften des betrachteten Systems (das Getriebegehäuse und acht virtuelle Messmikrofone) die Akustischen Transferfunktionen verwendet. Es wird angenommen, dass die Maxima der Oberflächengeschwindigkeiten und auch die Maxima der ATFs einen

Einfluss auf die Schallabstrahlung des Getriebes haben. Dieser ist in den Bereichen der Getriebeoberfläche am größten, in denen die Maxima dieser beiden Größen sich überdecken. Um diesen Effekt untersuchen zu können, wurden die Oberflächen-geschwindigkeiten mit den entsprechenden Transferfunktionen multipliziert und die Oberflächenverteilungen dieses Produkts analysiert.

Als Bewertungsgröße wurde eine Ersatzleistung L gewählt:

$$L = 10 \lg \left(\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N 10^{\frac{L_i}{10}} \right) \quad (3)$$

Hierbei wird mit L_i der Schalldruckpegel am i -ten der $N=8$ Messmikrofone bezeichnet.

Ein beispielhaftes Ergebnis ist im **Bild 3** zu sehen. In den meisten der ausgewählten neun Betriebszustände treten die Maxima des Produkts $v \cdot ATF$ in anderen Aus-schnitten der Getriebeoberfläche auf als die Maxima der ATF oder der Oberflächen-geschwindigkeiten, wenn sie für sich allein betrachtet werden. Eine teilweise Übe-reinstimmung stellt sich nur bei drei Betriebszuständen im mittleren Frequenzbereich ein.

Es ist zu erwarten, dass eine auf der Auswertung der $v \cdot ATF$ -Produkte basierende Auswahl von reduzierten Oberflächen-geschwindigkeiten eine besonders wirksame Abnahme der vom Getriebegehäuse abgestrahlten Schalleistung bewirkt.

Beim i -ten kritischen Betriebszustand:

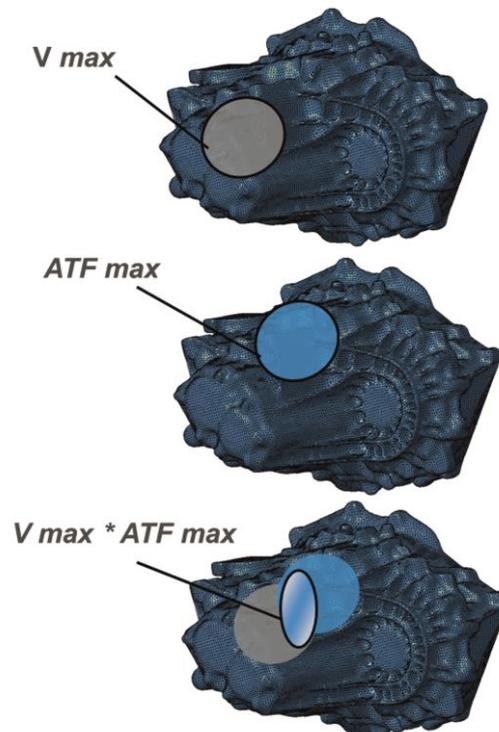


Bild 3: Auswahl von Oberflächenabschnitten, in denen die lokale Oberflächenoptimierung durchgeführt wurde.

Bei der Schallemission durch ein Pkw-Getriebe muss – neben den rein akustischen Systemeigenschaften wie ATF – auch das Schwingverhalten in den kritischen Betriebszuständen in Betracht gezogen werden. Dieses wird durch ein spezielles Auswahlkriterium erreicht, nach dem diejenigen Bereiche der Gehäuseoberfläche selektiert werden, in denen die Gehäuseform zu optimieren ist. In der gegenwärtigen Arbeit wird das Produkt aus ATF und Schnelle v an der Oberfläche des Getriebes als Kriterium herangezogen. Die Anpassung der Gehäuseform soll dann auf die Bereiche begrenzt werden, in denen das Produkt $v \cdot ATF$ ein Maximum erreicht. Das vorgeschlagene Kriterium stellt graphisch das **Bild 4** bei einer ausgewählten Berechnungsfrequenz dar.

Auf diesem Wege konnten die Oberflächenbereiche mit der größten Sensitivität auf die Schallabstrahlung in den kritischen Betriebszuständen ausgesucht werden. Für jeden dieser Bereiche wurde dann ein eigenes Variantenmodell aufbereitet und die Wirksamkeit der dort umgesetzten Verbesserungsmaßnahme numerisch bewertet.

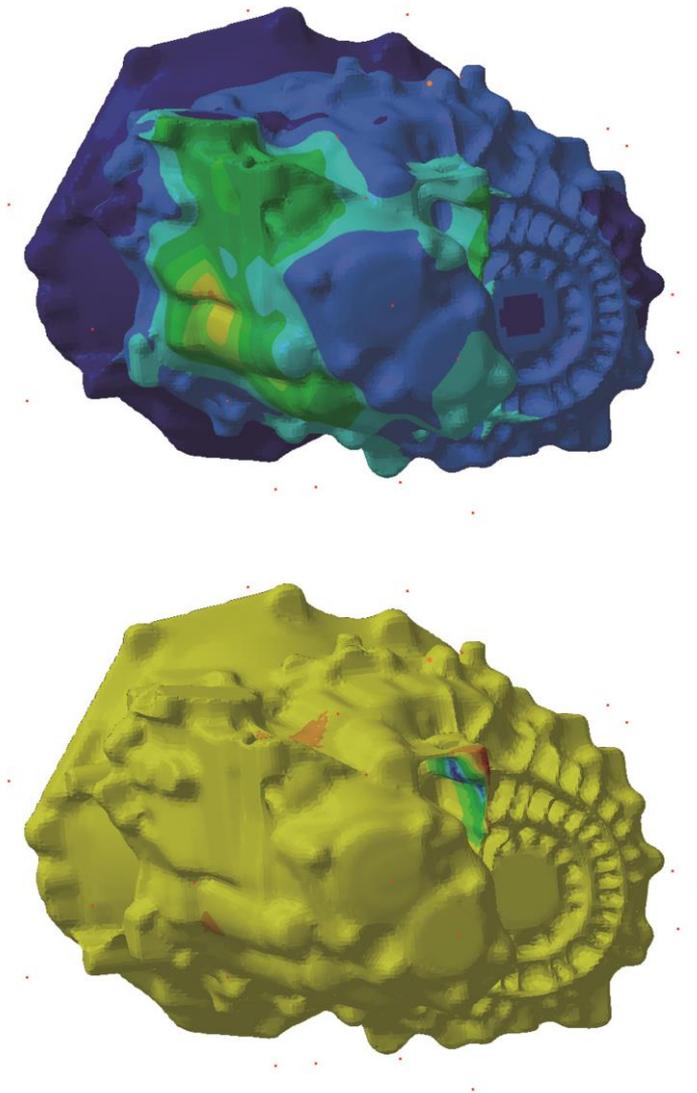


Bild 4: Verteilungen der Oberflächengeschwindigkeiten v (oben) und des Produkts $v \cdot ATF$ (unten) bei 1.230 Hz.

Zusätzlich wurden Strukturmoden mit dem dominanten Einfluss auf die Schall-emission entsprechend dem Zusammenhang aus der Formel (3) gesucht. Es zeigt sich, dass bei komplexen Strukturen mit großer Wahrscheinlichkeit Moden zu finden sind, die nicht nur in der Nähe der eigenen Frequenzen, sondern in größeren Frequenzbereichen die Schallabstrahlung bestimmen. Eine solche Auswertung ist exemplarisch im **Bild 5** gezeigt.

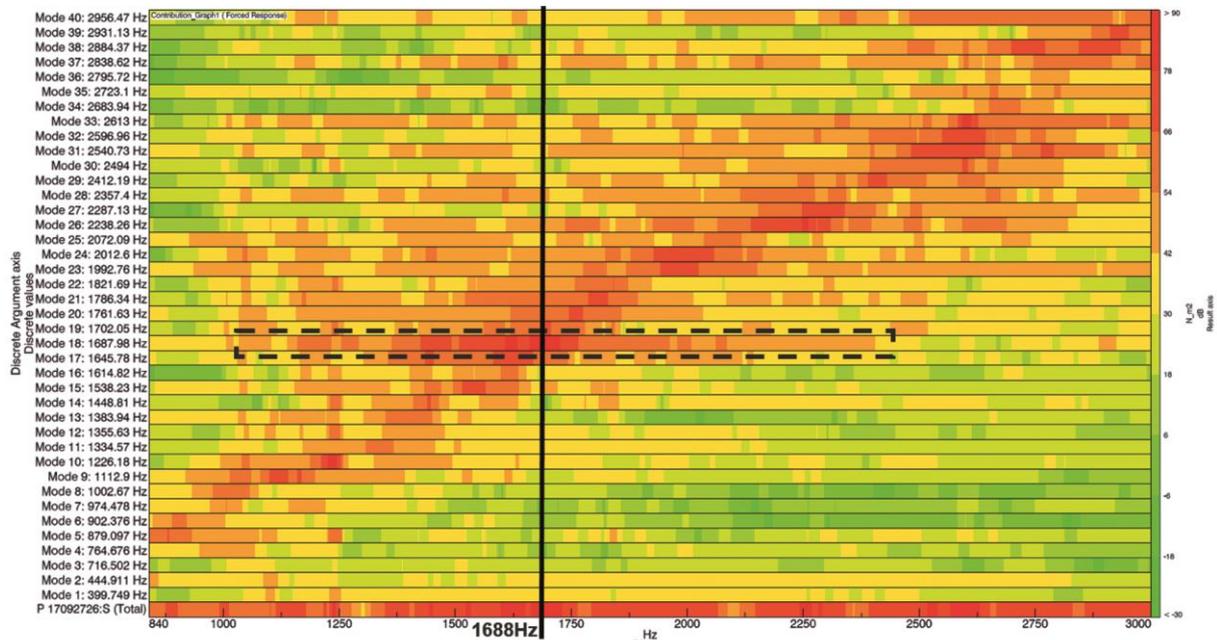


Bild 5: Beiträge der einzelnen Strukturmoden zum Gesamtschallpegel, Identifikation der einflussreichsten Mode (Nr. 18 bei 1.688 Hz).

In der zweiten Optimierungsphase wurde mit jedem Optimierungsmodell ein Optimierungslauf durchgeführt. Die Startwerte der Optimierungsparameter wurden dabei aus den Antwortflächen in der Nähe der Minima der Zielfunktion abgelesen. Die Anzahl der notwendigen Optimierungsschritte nahm dadurch stark ab. Als Optimierungs-Algorithmen kamen das Gradienten- und das SQP-Verfahren zum Einsatz. Sie lieferten eine Kombination der Optimierungsparameter, bei der sich eine weitere kleine Abnahme der Zielfunktion einstellte.

6. Erzielte Ergebnisse

Analysen der Oberflächengestaltung nach der Optimierung führten zu einer neuen Oberflächenform, wobei die Veränderungen nur einen kleinen Abschnitt der Gesamtoberfläche betreffen. Es wurden insgesamt vier neue Rippen und zwei Sicken eingeführt. Darüber hinaus wurden bereits bestehende Wandstärken an zwei Stellen geringfügig erhöht.

Im Anschluss an diese Maßnahmen wurde die Wirksamkeit der vorgenommenen Veränderungen numerisch und dann experimentell überprüft. Mit Hilfe eines an die neue Oberfläche angepassten FEM-Strukturmodells wurden hierzu die Struktureigenmoden ermittelt. In einer gekoppelten FEM/BEM-Analyse wurde die vom neuen

Getriebegehäuse abgestrahlte Schallleistung ermittelt und der ursprünglichen Schallleistung gegenübergestellt.

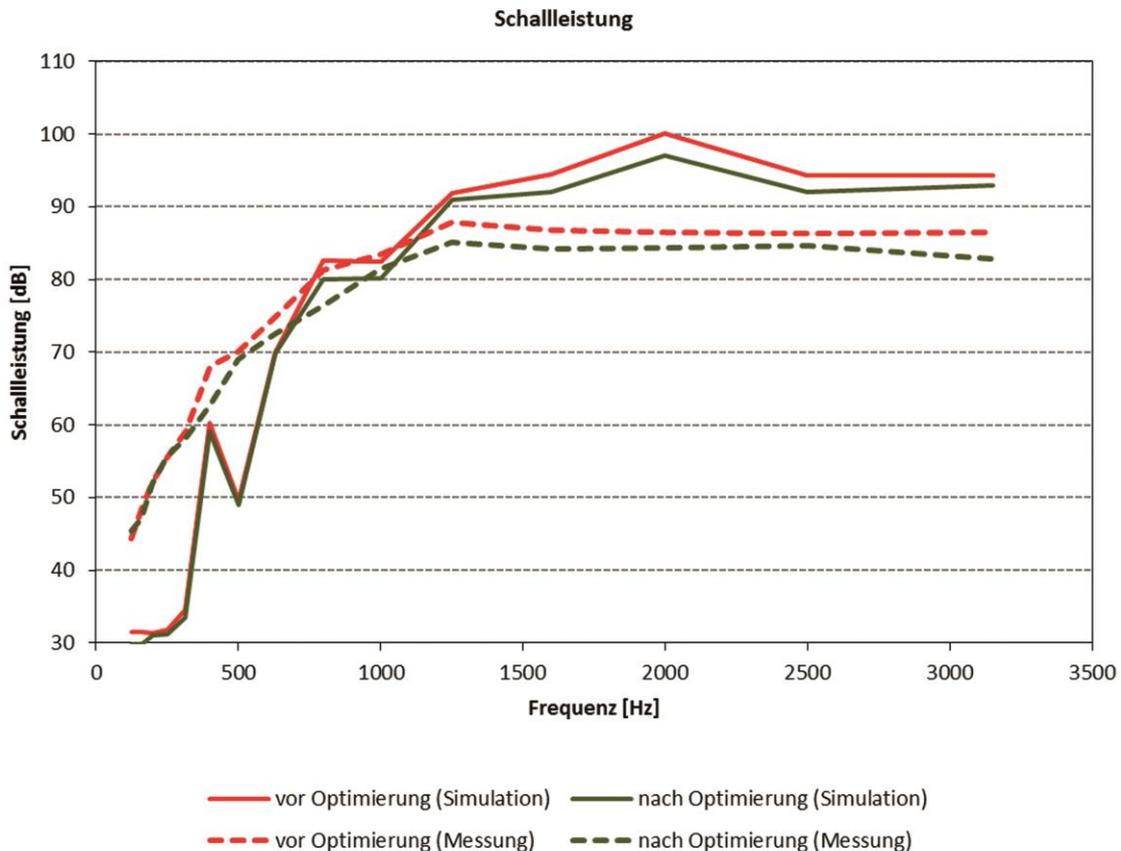


Bild 6: Gegenüberstellung der abgestrahlten Schallleistung in Terzbändern (Simulation und Messung) vor und nach der Optimierung der Gehäusestruktur.

Es zeigt sich (**Bild 6**), dass in allen Terzen eine Leistungsabnahme numerisch wie auch experimentell erzielt werden konnte. Sie bewegt sich in der Simulation zwischen 0,8 und 2,7 dB, und in der Messung zwischen 0,5 und 5 dB. Die berechnete Gesamtschallleistung reduzierte sich numerisch um 2,6 dB. Experimentell ist eine Reduzierung der Gesamtschallleistung von 2,4 dB eingetreten.

7. Zusammenfassung

Der Beitrag zeigt, wie mit Methoden der numerischen Akustik und der multidisziplinären Optimierung die schallabstrahlenden Oberflächen eines technischen Systems gezielt verbessert werden können. Im Falle des vorgestellten Beispiels, eines Pkw-Getriebegehäuses, konnte allein durch die Optimierung der Strukturoberfläche im gesamten Frequenzbereich eine merkbare Abnahme der Schallabstrahlung erreicht werden. Zur Zeit (11/2013) wird die Serieneinführung vorbereitet.

Literatur

- [1] S. Marburg, B. Nolte (Editoren): *Computational Acoustics of Noise Propagation in Fluids*, Springer, Berlin (2008).
- [2] O. von Estorff (Editor): *Boundary Elements in Acoustics - Advances and Applications*, WIT Press, Southampton (2000).
- [3] O. von Estorff, M. Markiewicz, A. Özkan, O. Zaleski: *Möglichkeiten der akustischen Berechnung*, in K. Genuit (Editor): *Sound-Engineering im Automobilbereich: Methoden zur Messung und Auswertung von Geräuschen und Schwingungen*, Springer, Berlin (2010).
- [4] L. DeVries, S. Dom S.: *Full Vehicle Noise and Vibration Modelling of the 250 Skid Steer*, in *Proceedings of the European LMS Users' Conference 2007*, Stuttgart, (2007).
- [5] O. von Estorff, M. Markiewicz, O. Zaleski: *Validation of numerical methods in acoustics: what can we expect?*, in F. Magoulès (Editor): *Computational Methods for Acoustics Problems*, Saxe-Coburg Publications, Stirlingshire, (2008).
- [6] O. Zaleski: *Verfahren zur Aufwandsreduzierung bei der Berechnung der Schallabstrahlung von Strukturen*, Shaker, Aachen (2009).
- [7] F. Gérard, M. Tournour, N. El Masri, L. Cremers, M. Felice, A. Selmane: *Numerical Modeling of Engine Noise Radiation through the use of Acoustic Transfer Vectors – A Case Study*, in *Journal of Sound and Vibration*, 57 (4) 473-500, (2001).
- [8] O. Zaleski, L. Cremers, O. von Estorff: *Zur Anwendung akustischer Übertragungsfunktionen bei der Berechnung von Schallfeldern mit der Boundary-Elemente-Methode*, in *Tagungsband DAGA 2001*, Hamburg, (2001).
- [9] LMS International: *Virtual.Lab Rev 13, User's Manual*, Leuven, (2014).
- [10] A. Schumacher: *Optimierung mechanischer Strukturen, Grundlagen und industrielle Anwendungen*, Springer, Berlin (2005).

Strömungsakustische Simulation von Abgasanlagen

Thomas Rose, Jan Krüger, Barbara Neuhierl

Abstract

For virtual engineering of exhaust systems for passenger cars 1-D gasdynamic codes are already established. Improvements during the last decade lead to a higher quality in the prediction of the order based tailpipe noise within an acceptable time and effort. However, these simulation tools cannot provide flow noise predictions. But flow generated noise is often an essential contribution to the pass by noise as well as to the interior noise. Designs with adverse flow conditions should be optimized in a very early design phase by using powerful simulation tools to avoid complex, costly and time consuming prototypes and tests.

On the basis of a typical silencer design this study discloses the potential of a modern simulation tool to provide accurate results in terms of absolute sound pressure levels and physical behavior of the investigated systems.

Kurzfassung

Bei der rechnerischen Auslegung von Abgasanlagen hat sich die 1D-CFD-Methode als wertvolles Werkzeug in der Serienentwicklung von Personenkraftwagen etabliert. Die Fortschritte in den letzten 10 Jahren führten dazu, dass von erfahrenen Akustikexperten eine Vorhersage der ordnungsbasierten Mündungspegel mit akzeptablem Aufwand und hoher Ergebnisqualität gelingt. Dies umfasst jedoch bisher nicht das ebenfalls für die gesetzliche Vorbeifahrt sowie den Innenraum-Komfort häufig ebenso wesentliche Strömungsgeräusch. Ungünstige Strömungsverhältnisse müssen jedoch möglichst schon in der virtuellen Designphase erkannt werden, um einen aufwändigen Musterbau und umfangreiche Versuchsreihen einzusparen.

Am Beispiel eines Schalldämpfer-Innenaufbaus soll gezeigt werden, wie modernste Strömungssimulation zu einer ausreichend präzisen Pegelvorhersage und einem besseren Verständnis der grundlegenden physikalischen Verhältnisse beitragen kann.

1. Einleitung

Bei Abgasanlagen für Verbrennungsmotoren ist der Mündungsschall in der Regel der wesentliche Anteil an der gesamten Schallabstrahlung des Abgassystems. Dabei lässt sich der Mündungsschall in zwei Hauptbestandteile unterteilen:

- a) die ordnungsbasierten Geräuschanteile und die
- b) strömungsinduzierten Geräusche.

Die ordnungsbasierten Geräusche werden durch den Verbrennungszyklus in diskreten Verhältnissen zur Drehzahl erzeugt. Diese Pulsationsgeräusche werden durch Ladungswechselprogramme in guter Qualität vorhergesagt [1]. Branchenübliche 1D-Gasdynamik Programme sind jedoch nicht in der Lage, im Abgassystem strömungsinduzierte Geräusche zu berechnen. Als grobe Abschätzung kann eine empirisch ermittelte Formel von [2] verwendet werden. Dabei gehen Umgebungsdruck, Gas-temperatur, Strömungsgeschwindigkeit an der Austrittsöffnung sowie der Durchmesser der Austrittsöffnung in die Berechnung ein. Zwar können diese Werte von den 1-D-Gasdynamik Programmen bereitgestellt bzw. berechnet werden, jedoch besteht die Schwierigkeit in der Regel darin, die durch Strömungsrauschen verursachte Schalleistung (E_w) vor der Mündung, d.h. die vom Motor kommende bzw. von der Abgasanlage selbst erzeugte, zu bestimmen.

$$L_w = E_w + 10 \log(P_{atm}) - 17,5 \log(T + 273,15) + 20 \log(D) + 45 \log(U) - 26,9 \quad (1)$$

mit: L_w : Abgestrahlte Schalleistung [dB re 1pW]

E_w : Schalleistung des vorgelagerten Systems [dB re 1pW]
(empirisch zu ermitteln)

P_{atm} : Umgebungsdruck [mmHg]

T : Temperatur [°C]

D : Durchmesser des Endrohres [m]

U : Strömungsgeschwindigkeit [m/s]

Daher ist eine absolute Pegelvorhersage mit dieser empirischen Formel nicht möglich. Bislang wird deshalb die Unsicherheit in Bezug auf die zu erwartenden Strömungsgeräusche durch Erfahrung und ggf. Designreserven kompensiert.

Mit dem Ziel die CO₂-Emissionen zu reduzieren, führen Trends wie Downsizing bei modernen Motoren zunehmend zu immer höheren Aufladungen und damit zu höherem Luftaufwand. Bild 1 zeigt, dass bei neu zugelassenen Pkw die Motorleistung im Zeitraum von 2002 bis 2011 um ca. 16 % angestiegen ist, wobei im gleichen Zeitraum der Hubraum im Durchschnitt um 5 % kleiner geworden ist. Die Erhöhung der spezifischen Literleistung und der damit verstärkte Massendurchsatz, bringen die Abgasanlagendesigns immer öfter an bauraumbedingte Grenzen.

Bei Fahrzeugen mit Dieselmotor und SCR-Technologie wird oft der bislang für die Schalldämpfer vorgesehene Bauraum für Harnstofftanks benötigt. Auch die Elektrifizierung des Automobils meldet mit den zusätzlichen Batterien Ansprüche beim Package im Unterboden an und reduziert den zur Verfügung stehenden Bauraum. All diese Randbedingungen erfordern eine zielgerichtete und immer stärker optimierte Entwicklung der Abgasanlage, um den Anforderungen an die konkurrierenden Zielgrößen wie Mündungspegel, Gegendruck, Package gerecht zu werden. Modernste Technologien wie ActiveSilence[®] können komponentenseitig den Zielkonflikten wirksam entgegenwirken [3]. Unabhängig davon sind in der frühen Entwicklungsphase virtuelle Werkzeuge unerlässlich geworden.

In Bezug auf die rechnerische Ermittlung von Strömungsgeräuschen wurden die Möglichkeiten eines 3D-CFD Werkzeugs unter Verwendung der Lattice-Boltzmann Methode an zwei Case Studies untersucht.

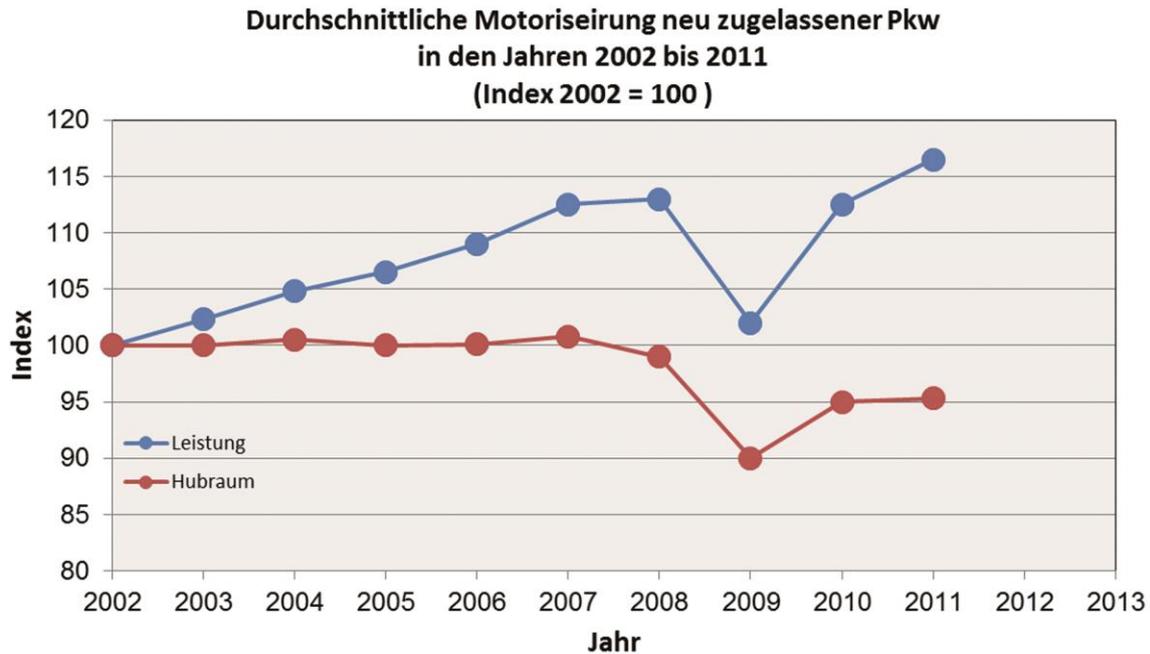


Bild 1: Entwicklung Verhältnis Motorleistung zu Hubraum (Quelle: KBA 2014)

2. Strömungssimulation mit der Lattice-Boltzmann-Methode

In einem Abgassystem breiten sich nicht nur die vom Motor kommenden Schallwellen aus, vielmehr kann die Durchströmung des Systems selbst zur Entstehung von zusätzlichem Schall führen. Um derartige, typischerweise im mittleren und hohen Frequenzbereich (hier größer als 500 Hz) auftretende Phänomene darstellen zu können, ist eine hoch aufgelöste numerische Strömungssimulation (CFD, Computational Fluid Dynamics) erforderlich.

Am Beispiel eines Endschalldämpfers soll gezeigt werden, dass durch die Lattice-Boltzmann-Methode derartige Strömungsvorgänge sowie die durch die Strömung verursachten Schallquellen und die Ausbreitung des Schalls simuliert werden können. Sowohl das breitbandige Geräusch als auch bei bestimmten Konfigurationen auftretende schmalbandige Effekte werden erfasst.

Der Vorteil einer CFD-Rechnung besteht in der Möglichkeit, Systeme in frühen Phasen ohne einen physikalischen Prototypen bewerten zu können und zudem einen Einblick in Ursachen und Vorgänge zu bekommen, der mit experimentellen Methoden nicht oder nur mit extrem hohem Aufwand möglich wäre.

Die hier vorgelegten Simulationsergebnisse wurden durch Vergleiche mit Experimenten hinreichend validiert.

2.1 Die Lattice-Boltzmann-Methode

Für die in diesem Kapitel vorgestellten Untersuchungen wurde das CFD-Programm EXA PowerFlow, ein Strömungscod auf Basis der Lattice-Boltzmann-Methode, eingesetzt ([4], [5], [6]).

Bei den am meisten verbreiteten CFD-Methoden werden die das Kontinuum beschreibenden *makroskopischen* Navier-Stokes-Gleichungen – ein System von partiellen Differentialgleichungen – gelöst. Die Lattice-Boltzmann-Methode hingegen basiert auf einer *mesoskopischen* kinetischen Gleichung für die Partikelverteilungsfunktion. Das entsprechende makroskopische, instationäre fluiddynamische Verhalten ergibt sich aus der zeitlichen Entwicklung der Partikelverteilungen in einem bestimmten räumlichen Gebiet.

Die Lattice-Boltzmann-Gleichung lautet:

$$f_i(\vec{x} + c_i, t + \Delta t) - f_i(\vec{x}, t) = C_i(\vec{x}, t) \quad (2)$$

f_i ist dabei die Partikelverteilungsfunktion die sich entsprechend eines endlichen Satzes von diskreten Geschwindigkeitsvektoren $\{c_i: i=0, \dots, b\}$ in Richtung i bewegt. c_i , t und Δt sind die entsprechenden räumlichen und zeitlichen Inkremente. Nachfolgend soll $\Delta t = 1$ angenommen werden.

Auf der rechten Seite der Gleichung (2) steht der sogenannte Kollisionsoperator C_i . Dieser bestimmt, ob ein physikalisch sinnvolles Fluidverhalten, z.B. die Erfüllung der notwendigen Erhaltungsgesetze, gegeben ist.

Eine der gebräuchlichsten Formulierungen ist die Bhatnagar-Gross-Krook (BGK)-Form (siehe [7], [8] [9], [10]):

$$C_i(\vec{x}, t) = -\frac{1}{\tau} \left[f_i(\vec{x}, t) - f_i^{eq}(\vec{x}, t) \right] \quad (3)$$

τ ist dabei ein zeitlicher Relaxationsparameter und f_i^{eq} eine lokale Gleichgewichtsverteilungsfunktion, die von lokalen hydrodynamischen Eigenschaften abhängt. Die makroskopischen direkten und abgeleiteten Fluidvariablen (Dichte, Druck, Geschwindigkeit, Impuls) ergeben sich aus der Summierung der Partikelverteilungen:

$$\rho(\vec{x}, t) = \sum_i f_i(\vec{x}, t), \quad \rho \vec{u}(\vec{x}, t) = \sum_i c_i f_i(\vec{x}, t) \quad (4)$$

Im Fall von niedrigen Frequenzen und Wellenzahlen und für geeignete diskrete Geschwindigkeitsvektoren sowie kleine Mach-Zahlen ($\text{Mach} < 0,5$) können die Navier-Stokes-Gleichungen aus der Lattice-Boltzmann-Gleichung durch die sogenannte Chapman-Enskog-Entwicklung hergeleitet werden. Die resultierende Zustandsgleichung gehorcht dem idealen Gasgesetz und die kinematische Viskosität steht in folgendem Zusammenhang mit dem zeitlichen Relaxationsparameter τ (siehe [11],[12]):

$$\nu = \left(\tau - \frac{1}{2} \right) T \quad (5)$$

Die Gleichungen (2) bis (5) stellen ein typisches Lattice-Boltzmann-Schema dar. Es wird auf einem regelmäßigen, karthischen Gitter gelöst. Der verwendete Code er-

möglichst lokale Verfeinerungen des Gitters, so dass die Auflösung an das zu simulierende Problem angepasst werden kann.

Um auch durch das Gitter nicht aufgelöste kleine turbulente Fluktuationen im Strömungsfeld zu modellieren, wird die Lattice-Boltzmann-Gleichung erweitert, indem die molekulare durch eine turbulente Relaxationszeitskala ersetzt wird: $\tau \rightarrow \tau_{\text{eff}}$. τ_{eff} wird mittels eines RNG (Renormalization Group) –Verfahrens ([17],[18]) formuliert. Eine solche Simulation wird als sogenannte *Very-Large-Eddy-Simulation* (VLES) bezeichnet ([13], [14]).

Um die typischerweise bei hohen Reynoldszahlen auftretenden kleinen Grenzschichten berücksichtigen zu können, ist ein turbulentes Wandmodell implementiert, mit dessen Hilfe die entsprechenden Randbedingungen approximiert werden können ([15],[16],[19],[20]).

Die Lattice-Boltzmann-Methode bildet somit sehr effizient transiente, kompressible Strömungsvorgänge ab und erfüllt damit die Voraussetzung, gleichzeitig mit der Strömung auch das durch den Strömungsvorgang verursachte und sich im Fluid mit Schallgeschwindigkeit ausbreitende Schallfeld abbilden zu können. Es ist folglich nicht erforderlich, etwaige akustische Analogien zu verwenden, bei denen Schallquellen anhand des Strömungsfeldes bestimmt werden und die Schallausbreitung dann in einer nachgeschalteten Rechnung simuliert wird. Stattdessen werden Strömungs- und akustisches Feld in einer Einfeldsimulation berechnet. Etwaige Wechselwirkungen zwischen Strömungsstrukturen und Schallfeld werden inhärent abgebildet.

3. Case Studies

3.1 Aufgabenstellung

Ein wesentliches Ziel bei der Entwicklung einer Abgasanlage ist das Unterschreiten eines maximalen Gesamtpegels. Im unteren und ggf. mittleren Drehzahlbereich sind meist die ordnungsbasierten Pulsationsgeräusche pegelbestimmend. Bei mittleren und vor allem bei hohen Drehzahlen bestimmt hingegen das Strömungsrauschen häufig den Gesamtpegel. Ziel der ersten Teilstudie war es, das breitbandige Strömungsrauschen an der Mündung eines typischen Schalldämpfers mit Hilfe von PowerFLOW zu berechnen. Neben dem zu berechnenden Gesamtpegel sollte auch das Frequenzspektrum mit einer Auflösung von einer Terz Bandbreite dargestellt werden. Tonale Geräuschanteile wie z.B. Pfeifgeräusche sind gegebenenfalls im Gesamtpegel nicht relevant, können aber subjektiv als störend wahrgenommen werden. Der zweite Teil dieser Untersuchungsreihe beinhaltet daher die rechnerische Identifizierung der Schallquelle für ein derartiges tonales Störgeräusch.

3.2 Experiment: Durchströmung des Endschalldämpfers

Die Experimente wurden in einem anechoischen Raum mit schallhartem Boden durchgeführt. Die zu untersuchenden Schalldämpfer werden dabei mit einer Zuleitung verbunden und mit einem definierten Massenstrom beaufschlagt. In bestimmten definierten Mikrofonpositionen wurde der Schalldruckpegel gemessen. Eine Prinzipskizze ist in Bild 2 zu sehen.

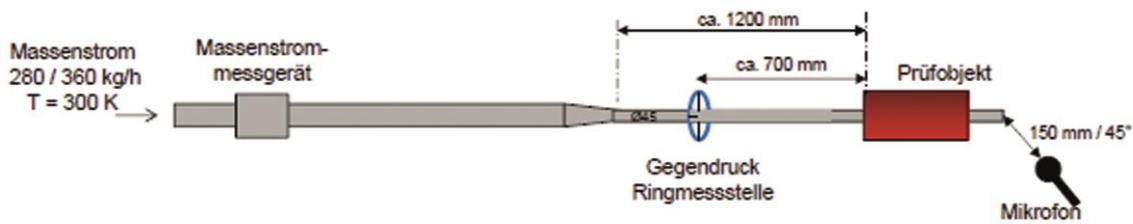


Bild 2: Experimentelle Anordnung

3.3 CFD - Modellierung des Endschalldämpfers

Die Geometrie des Endschalldämpfers wurde aus dem CAD-System übernommen und als Facettenmodell dargestellt. Die Wände des Bauteils sowie der Rohre sind so modelliert, dass der Körper wie in der Realität durchströmt werden kann.

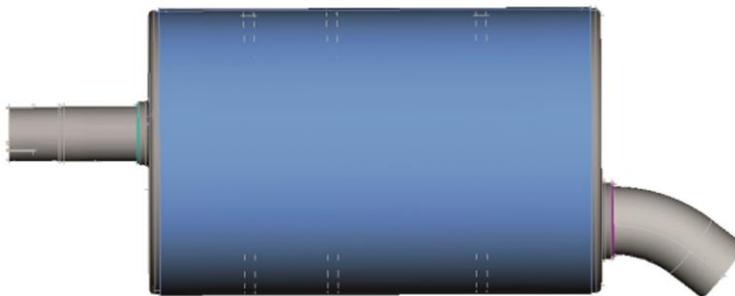


Bild 3: Geometrie des Schalldämpfers, Aussenansicht

Im Inneren des Endschalldämpfers sind mehrere Innenböden angeordnet, die durch Rohre durchdrungen werden und Perforationen (Löcher mit einem Durchmesser von je 3,5 mm) aufweisen. Im Einströmrohr befinden sich Schlitz- bzw. Langlöcher mit einer Breite von 2 mm. Bild 4 zeigt den Aufbau der Basisvariante, hier als Variante A bezeichnet.

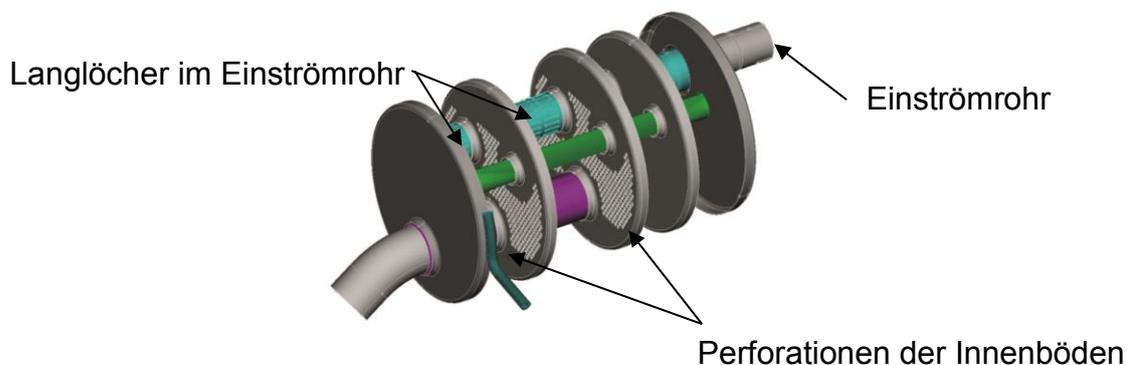


Bild 4: Geometrie des Endschalldämpfers, Innenansicht

Zusätzlich zum Basismodell wurde eine veränderte Geometrievariante untersucht. Sie soll nachfolgend als Variante B bezeichnet werden. Das Einströmrohr wurde verkürzt, und weiterhin wurde ein Teil der bei Variante A vorhandenen Langlöcher entfernt. Die Unterschiede zwischen den Varianten A und B sind in den Bildern 5 und 6 zu erkennen.

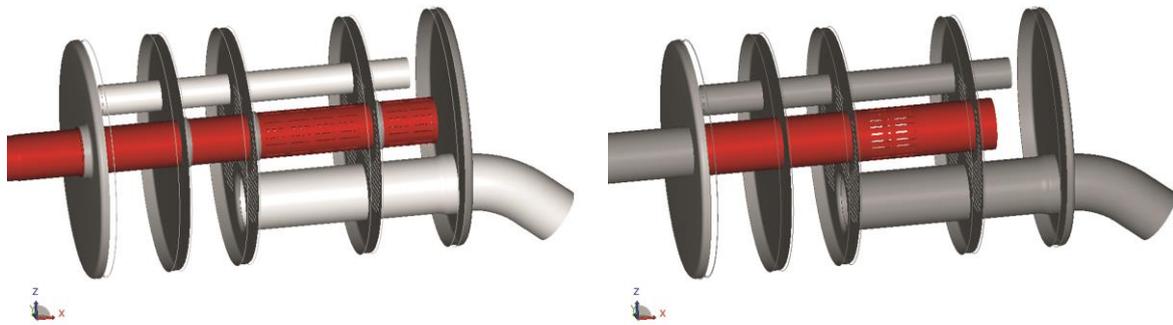


Bild 5: Zwei untersuchte Varianten: Basismodell A (links) und Variante B (rechts) mit Verkürzung des Einströmrohrs und Schließung von Langlöchern

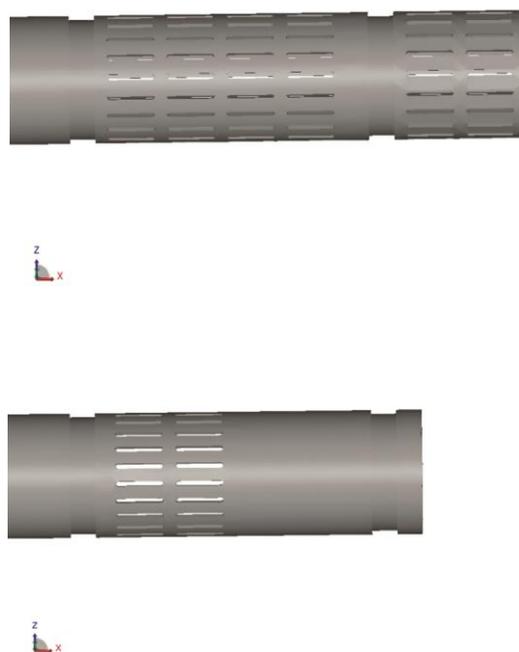


Bild 6: Detailansicht Einströmrohr, Basisgeometrie Variante A (oben) und verkürzte Variante B mit weniger Öffnungen

Neben der durchströmten Kavität wurde auch die Umgebung, also der anechoisch ausgekleidete Versuchsraum, mit abgebildet. Die Grenzen des Simulationsgebietes wurden als absorbierende Randbedingung in deutlicher Entfernung zum Bauteil modelliert, so dass die simulierte Situation vergleichbar mit der Anordnung im Experi-

ment ist. Die Anströmung erfolgt im Rechenmodell über eine Inlet-Randbedingung mit aufgeprägtem Massenstrom in der Verlängerung des Einströmrohrs. In Mikrophonpunkten, die identisch zum Ort der Mikrofone im Experiment gewählt wurden, wurde der transiente Druck mit einer Abtastrate von > 50 kHz aufgezeichnet. Die simulierte Zeitdauer betrug ca. 0,25 Sekunden.

3.4 Ergebnisse und Vergleich mit Messungen

Die turbulente Durchströmung des Endschalldämpfers bewirkt die Entstehung von breitbandigem Lärm. Für bestimmte Massenströme können zudem bei der hier untersuchten Basisgeometrie schmalbandige, tonale Phänomene beobachtet werden, die in der Realität zu unerwünschten Effekten führen und daher vermieden werden müssen. Um die rechnerische Methode erfolgreich zu validieren, müssen beide Phänomene – der breitbandige Lärm und die tonalen Effekte - richtig abgebildet werden können.

Bei der gegenüber der Basisgeometrie veränderten Variante B treten solche tonalen Effekte nicht auf, während das Niveau des breitbandigen Geräusches in etwa gleich bleibt.

In der Abbildung 7 ist der Vergleich Messung – Simulation am Mikrophonpunkt für die Basisgeometrie zu sehen. Es wurden drei verschiedene Massenströme (1), (2), (3) untersucht. Der beobachtete tonale Effekt, der von besonderem Interesse war, tritt lediglich beim Massenstrom (2) auf. Bei höheren und niedrigeren Massenströmen kann er nicht beobachtet werden. Wie der Vergleich mit dem Experiment zeigt, bildet die Simulation dieses Phänomen richtig ab. Auch das Niveau des breitbandigen Lärms wird für alle drei untersuchten Massenströme vergleichsweise gut getroffen.

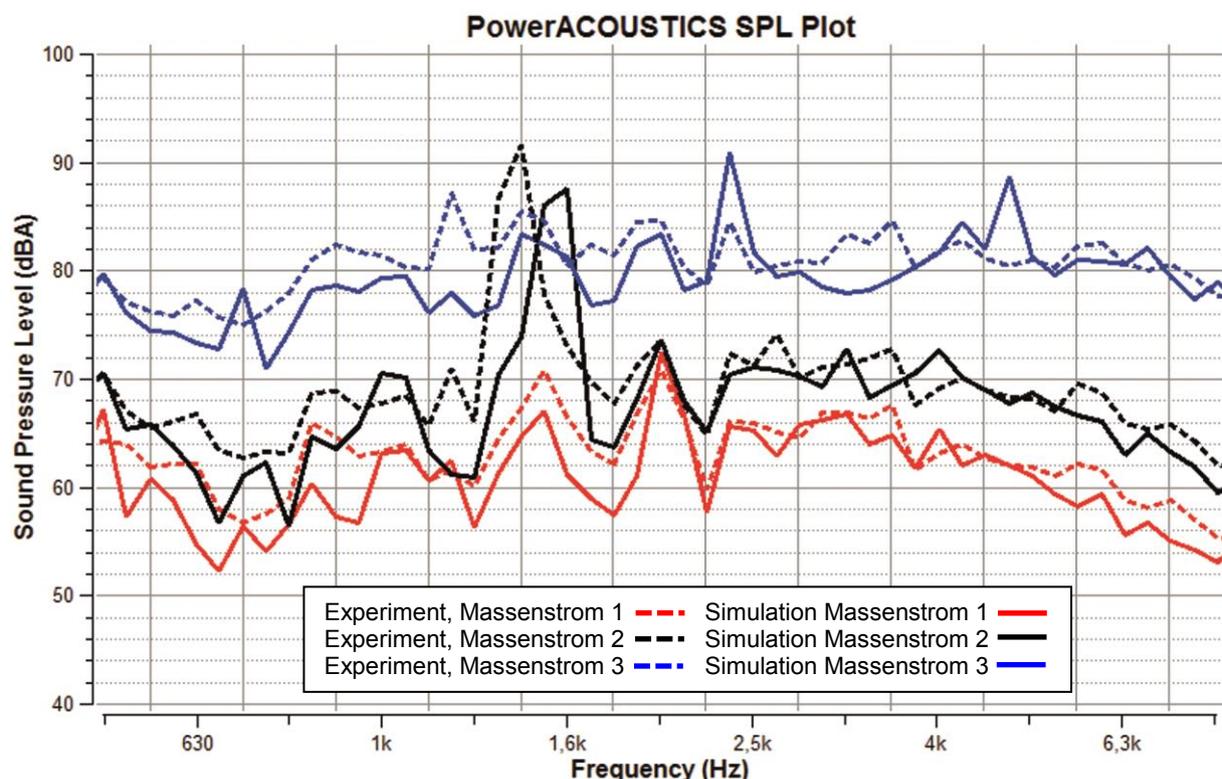


Bild 7: Variante A, Massenstrom 1, 2, 3, Vergleich Experiment-Simulation

Bei der Variante B kann dagegen kein ausgeprägter tonaler Anteil beobachtet werden. Auch hierin stimmen Experiment und Simulation gut überein (Bild 8). Die breitbandigen Anteile werden durch die Simulation ebenfalls richtig wiedergegeben.

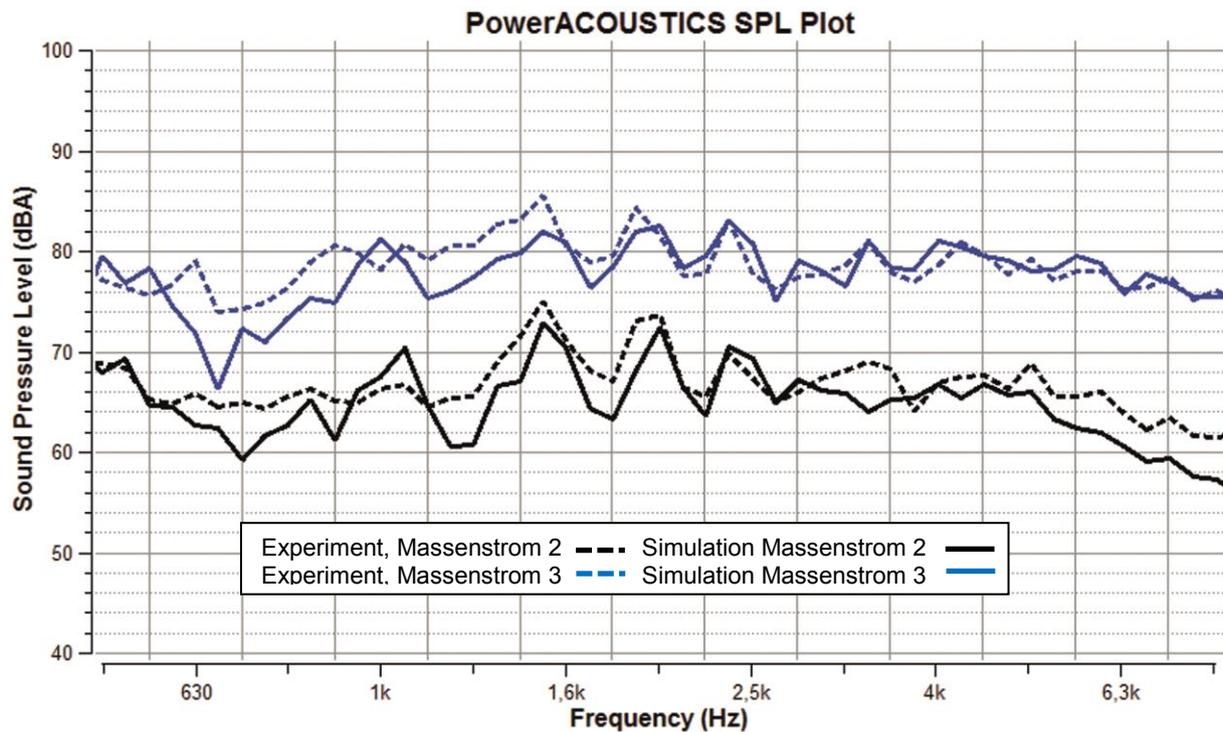


Bild 8: Variante B, Massenstrom 2 und 3, Vergleich Experiment-Simulation

Von besonderem Interesse ist die weitergehende Analyse der Strömungsergebnisse, da sie Einblick in die Entstehungs- und Ausbreitungsmechanismen sowohl des breitbandigen Lärms als auch der tonalen Effekte gibt. Nachfolgend sollen einige Möglichkeiten der Visualisierung gezeigt werden.

Besonders turbulente Bereiche des Strömungsfeldes können sichtbar gemacht werden, indem zum Beispiel die Vortizität (zur Definition siehe [22]) als Isofläche dargestellt und mit der Magnitude der Geschwindigkeit eingefärbt wird. Bild 9 zeigt, dass die Strömung im Bereich der Langlöcher sehr turbulent ist und somit bei der Variante B aufgrund der geringeren Zahl an Langlöchern die turbulenten Bereiche im Vergleich zu Variante A deutlich reduziert sind.



Bild 9: Transiente Isoflächen der Vortizität, Momentanaufnahme;
links: Variante A, rechts: Variante B

Die dem Strömungsfeld überlagerte Akustik besteht aus Druckschwankungen, deren absolute Werte viel kleiner sind als diejenigen, die durch turbulente Fluktuationen verursacht werden. Daher ist die Akustik in der optischen Darstellung des Druckfeldes üblicherweise nicht sehr gut sichtbar – sie wird durch die überlagerten hydrodynamischen Druckschwankungen maskiert. Relativ anschaulich kann die gleichzeitige Abbildung von turbulenten Strukturen und akustischen Wellen dagegen dargestellt werden, wenn man die zeitliche Veränderung des Drucks (Details und Definition siehe [23]) betrachtet, wie im untenstehenden Bild 10 als Momentanaufnahme zu sehen.

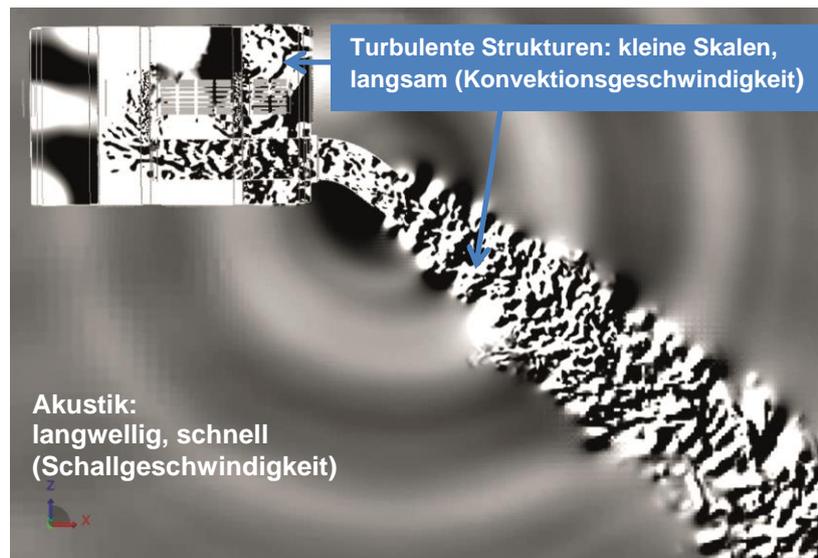


Bild 10: Zeitliche Ableitung des transienten Druckfeldes, Momentanaufnahme

Sich schnell ausbreitende Änderungen mit großer Wellenlänge – also Schallwellen – werden bei dieser Darstellung betont, sich vergleichsweise langsam (mit Konvektionsgeschwindigkeit) verändernde turbulente Strömungsstrukturen, die auch sehr viel kürzere räumliche Skalen aufweisen, treten dagegen etwas mehr in den Hintergrund. Die in den Bereichen mit turbulenten Strukturen entstehenden akustischen Quellen führen zur Schallentstehung. Dieser Schall breitet sich aus und überlagert sich mit dem Strömungsfeld. Die gesamten Druckschwankungen können als Mikrofonpunkte aus der numerischen Simulation herausgeschrieben werden und entsprechen dem Signal, das auch in Experimenten von Mikrofonen aufgezeichnet wird.

Um detailliertere Aussagen über Akustik machen zu können, wird das Strömungsfeld im Frequenzbereich betrachtet. Bild 11 zeigt entsprechende sogenannte „dBmaps“. Dazu werden für jede Gitterzelle die vorliegenden transienten Zeitdaten mittels Fast-Fouriertransformation (FFT) in den Frequenzbereich transferiert und die so gewonnenen Ergebnisse zum Beispiel in einem Schnitt durch das Fluid dargestellt. Im Bild 11 handelt es sich um das Terzband mit der Mittenfrequenz 1.600 Hz, das den Bereich der tonalen Peaks enthält.

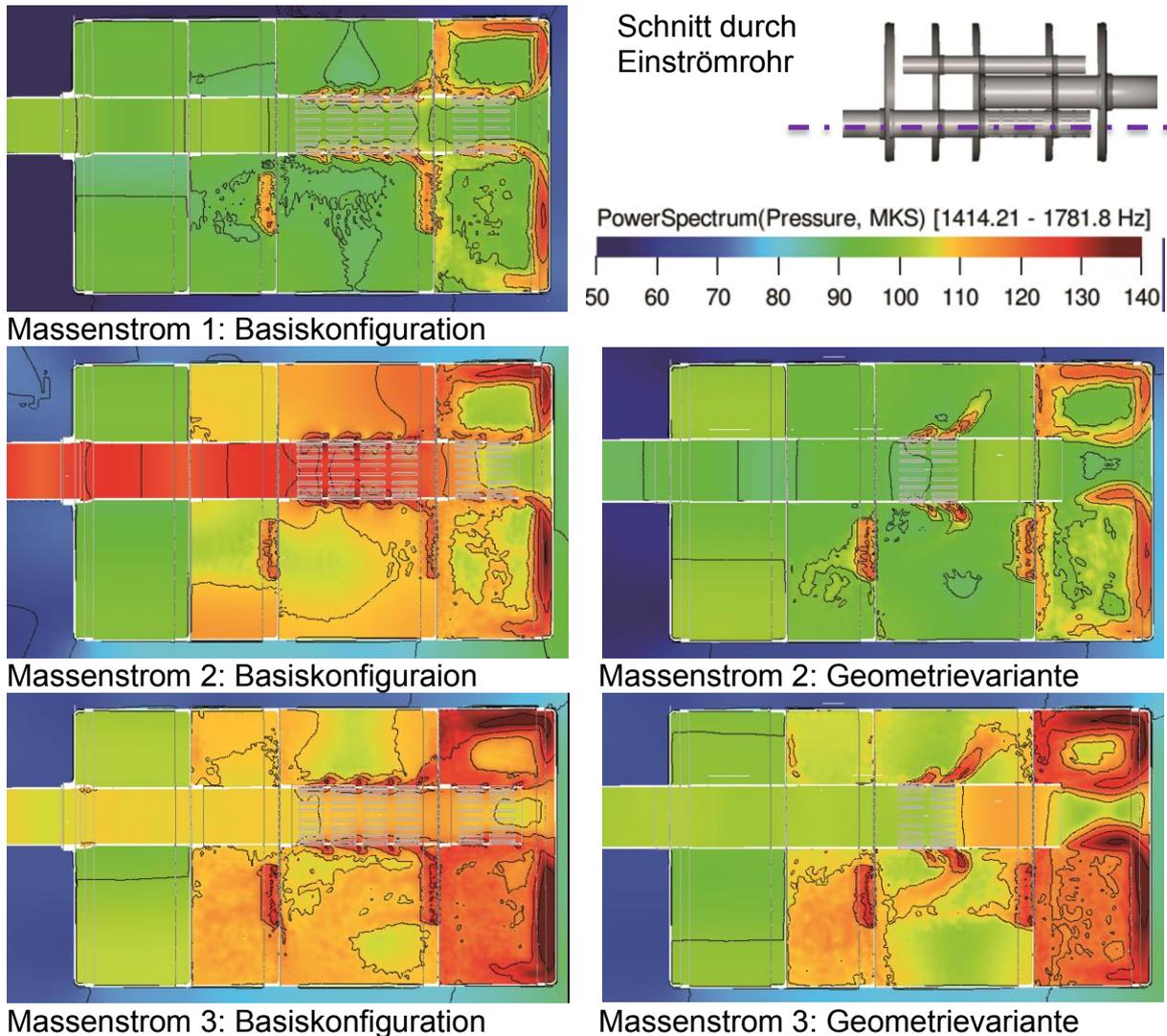
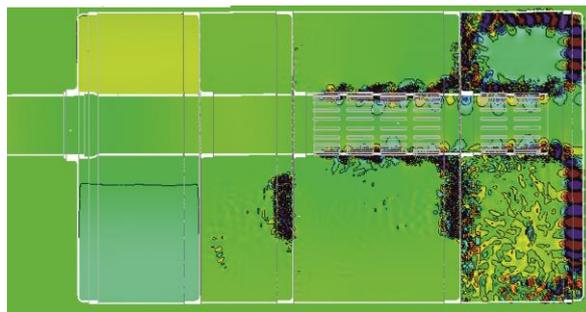
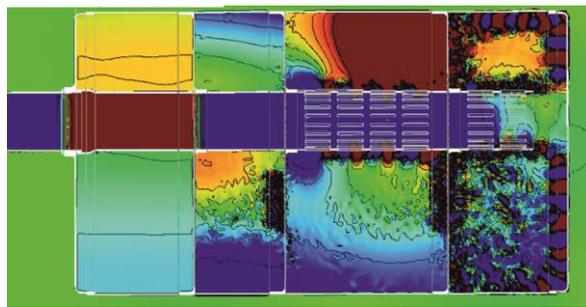
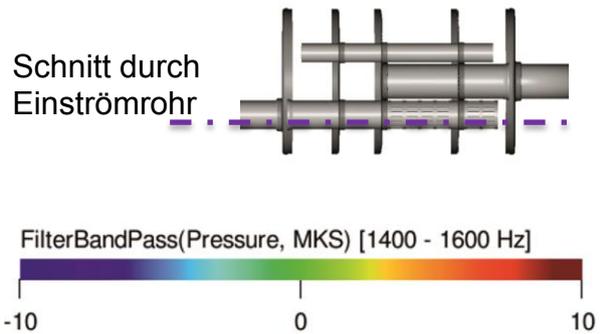


Bild 11: Massenstrom 1(oben), 2 (Mitte), 3(unten): dBmaps Terzband mit Mittenfrequenz 1.600 Hz

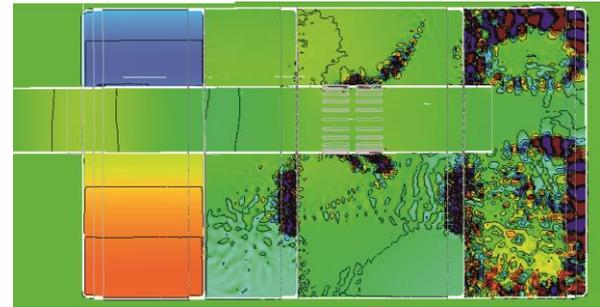
Die Ergebnisse sind für verschiedene Massenströme sowie beide Varianten A und B dargestellt. Für bestimmte Massenströme verursachen die sich an den Langlöchern bildenden turbulenten Ablösungen Resonanzen in der Kavität des Schalldämpfers. Im Schnitt durch die Ebene des Einströmrohrs (Bild 11 Mitte) ist gut zu sehen, dass die Variante A zu Resonanzen führt, während der Effekt bei Variante B nicht auftritt. In den Mikrofonpunkten außerhalb des Schalldämpfers führt dies zu den oben beschriebenen gemessenen schmalbandigen Überhöhungen. Indem man die Ergebnisse der Fouriertransformation für einen bestimmten Frequenzbereich mittels der inversen Fouriertransformation zurück in den Zeitbereich transferiert, erhält man bandgefilterte transiente Ergebnisse. Momentaufnahmen sind für den Bereich 1.400 – 1.600 Hz in Bild 12 dargestellt.



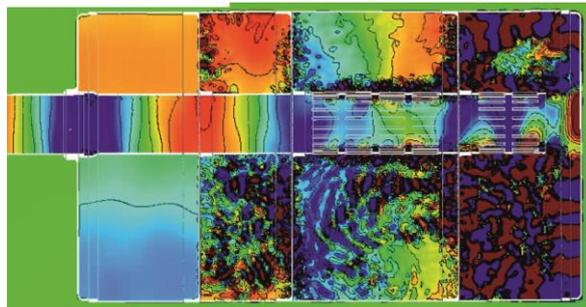
Massenström 1: Basiskonfiguration



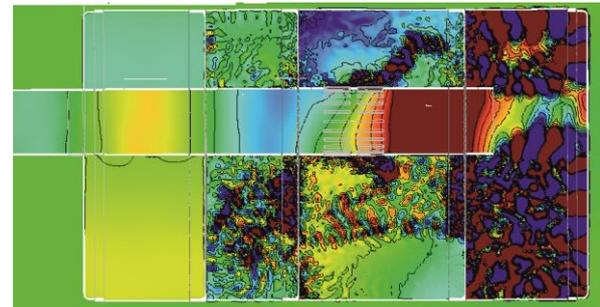
Massenström 2: Basiskonfiguration



Massenström 2: Geometrievariante



Massenström 3: Basiskonfiguration



Massenström 2: Geometrievariante

Bild 12: Bandfilterter Druck, 1.400 – 1.600 Hz, Momentanaufnahmen – Massenström1(oben), Massenström2 (Mitte), Massenström 3 (unten)

Auch hier ist gut zu erkennen, wie die Kavitätsmoden für den Fall Variante A - Massenström 2 angeregt werden (Bild 12, Mitte links). Bei der Variante B ist dies nicht zu beobachten (Bild 12, Mitte rechts), ebenso wenig wie bei den Massenströmen 1 und 3. Der Entstehungsmechanismus der tonalen Effekte kann somit analysiert werden.

4. Zusammenfassung

Diese Arbeit zeigt die Möglichkeiten von modernen Berechnungsmethoden auf, um das strömungsakustische Verhalten einer Abgasanlage für Verbrennungsmotoren virtuell zu bestimmen. Die Untersuchungen wurden an zwei typischen Schalldämpferdesigns durchgeführt. Im Fokus dieser Untersuchung stand zum einen der Fähigkeitsnachweis, das an einer Endrohrmündung abgestrahlte breitbandige Strömungsgeräusch an einer definierten Mikrofonposition zu bestimmen. Des Weiteren

wurde die Berechnungsmöglichkeit von strömungsinduzierten, tonalen Geräuschteilen untersucht.

Die Anwendung von 3D-CFD Simulationen unter Verwendung der Lattice-Boltzmann Methode weist eine hohe Genauigkeit in Bezug auf Pegelhöhe und Frequenzspektrum auf. Durch Detailanalysen, wie z.B. die bandgefilterte inverse FFT, wurde zudem die Ursache für das tonale Geräuscheignis offenbart. Daraus konnten Designoptimierungen effizient abgeleitet werden. Die Wirksamkeit dieser Maßnahmen konnte durch Messungen nachgewiesen werden.

5. Fazit

Die Anforderungen an eine effiziente Entwicklung von Abgasanlagen werden u.a. durch moderne Simulationstools berücksichtigt. Insbesondere bei der Vorhersage von strömungsakustischen Werten zeichnet sich die in PowerFlow verwendete Lattice Boltzmann Methode als zielführend ab. Sowohl breitbandige als auch tonale Geräusche lassen sich mit hoher Genauigkeit vorausberechnen. Da sowohl Strömungsphänomene als auch Akustik in einer Ein-Feld-Simulation abgebildet werden, werden immer auch eventuell vorhandene Kopplungen zwischen Akustik und turbulenter Strömung erfasst. Damit ist eine weitere wertvolle Methode für die virtuelle Entwicklung von Abgasanlagen verfügbar.

Literatur

- [1] T. Morel, K.-A. Görg, R. Jebasinski: „Modelling of engine exhaust acoustics“, SAE 1999-01-1665, 103-115
- [2] Green, A. J. and P. N. Smith: „Gas Flow Noise And Pressure Loss In Heavy Vehicle Exhaust Systems“, IMechE Conference Proceedings, MEP-297, C, 1988
- [3] Krüger, J.; Pommerer, M.; Conrath, M.: Aktive Abgasschalldämpfer – von der Pegelabsenkung zum Sound-Design. ATZ – Automobiltechnische Zeitschrift 07-08 (2013), S. 548-552
- [4] Chen, H., Teixeira, C. and Molvig, K.: Digital Physics Approach to Computation Fluid Dynamics, Some Theoretical Feature, Int. J. Mod. Phys. C, 8 (4), p. 675, 1997
- [5] Chen, S. and Doolen, G.: Lattice Boltzmann Method for Fluid Flows, Ann. Rev. Fluid n. Mech., Vol. 30: p. 329-364, 1998.
- [6] Frisch, U., Hasslacher, B., Pomeau, Y., 1986, “Lattice-gas Automata for the Navier-Stokes Equations,” Phys. Rev. Lett., Vol. 56, pp.1505-1508.
- [7] Bhatnagar, P., Gross, E., Krook, M., 1954, “A model for collision processes in gases. I. small amplitude processes in charged and neutral lone-component sytem,” Pys. Rev., vol.94, pp.511-525.
- [8] Chapman, S., Cowling, T., 1990, “The Mathematical Theory of Non-Uniform Gases,” Cambridge University Press.
- [9] Qian, Y., d'Humieres, D., Lallemand, P., 1992, “Lattice BGK Models for Navier-Stokes Equation,” Europhys. Lett., 17, pp. 479-484.

- [10] Teixeira, C., 1998, "Incorporating Turbulence Models into the Lattice-Boltzmann Method," *Intl. J. Mod. Phys. C*, Vol. 9 No. 8, pp. 1159-1175
- [11] Shan, X., Chen, H., 1993, "Lattice Boltzmann model for simulating flows with multiple phases and components", *Phys. Rev. E*, 47, 1815-1819
- [12] Li, Y., Shock, R., Zhang, R., and Chen, H., 2004, "Numerical Study of Flow Past an Impulsively Started Cylinder by Lattice Boltzmann Method," *J. Fluid Mech.*, Vol. 519, pp. 273-300.
- [13] Chen, H., Orszag, S., Staroselsky, I., Succi, S., 2004, "Expanded Analogy between Boltzmann Kinetic Theory of Fluid and Turbulence," *J. Fluid Mech.*, Vol. 519, pp. 307-314.
- [14] Chen, H., Kandasamy, S., Orszag, S., Shock, R., Succi, S., Yakhot, V., 2003, "Extended Boltzmann Kinetic equation for Turbulent Flows", *science*, Vol.301, pp 633-636, 2003
- [15] Teixeira, C., 1998, "Incorporating Turbulence Models into the Lattice-Boltzmann Method," *Intl. J. Mod. Phys. C*, Vol. 9 No. 8, pp. 1159-1175
- [16] Chen, H., Teixeira, C., Molvig, K., 1998, "Realization of Fluid Boundary Conditions via Discrete Boltzmann Dynamics," *Intl. J. Mod. Phys. C*, 9 (8), p. 1281.
- [17] Rubinstein, R. and Barton, J. M., 1990, "Nonlinear Reynolds Stress Models and the Renormalization Group," *Phys. Fluids A*, Vol. 2, No. 8, pp. 1472-1476.
- [18] Yakhot, V. and Orszag, S., A., 1986, "Renormalization Group Analysis of Turbulence. I. Basic Theory," *J. Sci. Comput.*, Vol. 1, No. 2, pp. 3-51.
- [19] Yakhot, V., Orszag, S., Thangam, S., Gatski, T. and Speziale, C., 1992, "Development of turbulence models for shear flows by a double expansion technique," *Phys. Fluids A*, 4 (7), pp. 1510-1520.
- [20] Yakhot, V., Chen, H. A., Staroselsky, I., Qian, Y., Shock, R., Kandasamy, S., Zhang, R., Mallick, S., and Alexander, C., 2001, "A New Approach to Modelling Strongly Non-Equilibrium, Time-Dependent Turbulent Flow," Exa internal publication.
- [21] Chen, H., Teixeira, C., Molvig, K., 1998, "Realization of Fluid Boundary Conditions via Discrete Boltzmann Dynamics," *Intl. J. Mod. Phys. C*, 9 (8), p. 1281.
- [22] PowerViz Users Guide Version 5.0a, Exa Corporation
- [23] PowerAcoustics Users Guide Version 3.0b, Exa Corporation
- [24] Brès G., Pérot F., Freed D.M., "Properties of the Lattice-Boltzmann Method for Acoustics", AIAA Paper 2009-3395, 15th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference
- [25] Mann, A., Pérot, F., "Direct Transmission Loss Calculation of various simple chamber mufflers using a Lattice-Boltzmann Method", 2013 ASME Conference, San Diego, USA
- [26] Mann, A., Pérot, F., Kim, M.S., Casalino, D., "Characterization of Acoustic Liners Absorption using a Lattice-Boltzmann Method", AIAA Paper, 2013-2271 19th AIAA/CEAS Aeroacoustics conference, Berlin, Germany

Schallentstehung / -ausbreitung

Laufzeugdynamik – Störgeräusche bei Motoren mit hohen Druckgradienten

Daniel Hrdina, Michael Bargende, Adrian Rienäcker, Florian Felbinger

Abstract

The development of modern Diesel engines leads to increased mean pressures and pressure rise rates, which has a negative impact on the acoustic emissions of an engine. Especially under part load conditions, the combustion process is characterised by fast fuel conversion rates that cause accordingly high pressure gradients. These combustion processes are leading to interfering noise (e. g. Diesel knocking). As part of a research project, the vibrational behaviour of the cranktrain under acoustic aspects and with defined excitation conditions from the combustion was investigated. The focus was on the experimental analysis of the vibrations in the inner structure-borne noise path. Therefore, a modal analysis was conducted on the cranktrain components to determine their modal parameters.

For a complete acoustic analysis of the engine with respect to structure-borne and air-borne noise emissions under transient boundary conditions of the mechanical components as well as the combustion itself, a combination of different measurement technologies has been applied. Only by analysing and linking the acquired data from pressure indication, vibration, conrod strain and noise measurements and by applying different methodologies of frequency or time-frequency analysis, fundamental correlations between excitation by combustion and the resulting noise can be achieved.

Variations of the pressure rise rate as well as design related parameters such as conrod shaft stiffness or the big end bearing clearance were investigated. For the case of an increased bearing clearance an influence resulting in higher signal levels above 2 kHz could be observed. The investigations on different pressure rise rates have shown that with increasing rise rates also the excitation increases in the whole frequency range of up to 5 kHz. Frequencies at 800 Hz and 3,1 kHz have shown significant vibrational reaction of the cranktrain.

Kurzfassung

Die Entwicklung moderner Dieselmotoren führt zum Anstieg der Mitteldrücke und Druckgradienten, was sich nachteilig auf die akustischen Emissionen des Motors auswirkt. Die Verbrennungsabläufe sind insbesondere im Teillastbereich häufig durch schnelle Umsatzraten mit hohen Druckgradienten, begleitet von Störgeräuschen wie z.B. Dieselnageln, gekennzeichnet. Im Rahmen eines Forschungsvorhabens wurde das akustische Verhalten des Kurbeltriebs unter definierten Anregungsbedingungen aus dem Verbrennungsprozesses untersucht. Der Fokus liegt auf der

messtechnischen Untersuchung des inneren Körperschallleitweges hinsichtlich seines Schwingungsverhaltens. Zu diesem Zweck werden die Komponenten und Baugruppen des Laufzeugs zuerst einer Modalanalyse unterzogen, die Aufschluss über das Eigenschwingverhalten des Systems gibt.

Zur umfassenden akustischen Untersuchung des Aggregats im Hinblick auf Körper- und Luftschallemissionen unter sich ändernden Randbedingungen sowohl der Mechanik als auch der Verbrennung wurde auf eine Kombination verschiedener Messsysteme zurückgegriffen. Erst die Verknüpfung der Messdaten aus Brennraumdruckindizierung, Körperschallmessung, Pleueldehnungsmessung und Luftschallmessung unter Verwendung verschiedener Analysemethoden (FFT- als auch Zeit-Frequenz-Analysen) ist in der Lage ein Gesamtbild des Übertragungsverhaltens von der Verbrennungsanregung bis hin zum wahrgenommenen und in die Struktur des Fahrzeugs eingeleiteten Schalls darzustellen.

Im Rahmen der Parametervariation werden Untersuchungen mit unterschiedlichen Druckgradienten bzw. konstruktive Änderungen (z. B. Pleuelsteifigkeit, Pleuellagerspiel) durchgeführt. Insbesondere für den Fall des erhöhten Lagerspiel des Pleuels konnte eine generelle Anhebung der Pegel im oberen Frequenzbereich (> 2 kHz) beobachtet werden. In den Untersuchungen mit variablem Brennraumdruckgradienten konnte gezeigt werden, dass mit zunehmenden Druckanstiegsraten auch die Anregung im gesamten Frequenzbereich bis 5 kHz zunimmt. Die Analyse des inneren Körperschallleitweges zeigt im Bereich um 800 Hz und 3,1 kHz Eigenformen der Laufzeugstruktur.

1. Motivation

Moderne Verbrennungsmotoren mit Direkteinspritzung weisen in bestimmten Betriebspunkten schnelle Umsatzraten, begleitet von hohen Druckgradienten auf. Hierbei führen die Verbrennungsabläufe zu Störgeräuschen (z.B. Dieselnageln), deren Ursachen bereits Gegenstand intensiver Forschung waren [5]. Diese Untersuchungen haben bisher zu keiner signifikanten Verbesserung des Nagelgeräusches durch detaillierte Bauteiloptimierung geführt. Mögliche Ursachen der Geräuschentwicklung sind Längsschwingungen des Pleuels, die ab einer bestimmten Höhe des Druckgradienten auftreten [1] sowie Kolbenbewegungen in Motorquer- und Längsrichtung (Sekundär- und Tertiärbewegung) [2]. Das Nagelgeräusch von Motoren mit Selbstzündung ist damit nicht ausschließlich in Abhängigkeit vom Einspritz- und Verbrennungsverlauf und damit im Zielkonflikt mit Verbrauch und Abgasemissionen zu sehen, sondern auch unter Einbeziehung der strukturdynamischen Interaktion des gesamten Laufzeugs, bestehend aus Kolben, Kolbenbolzen, Zylinder, Pleuel und Grundlagergasse [6]. Hierbei wird das Systemverhalten durch Nichtlinearitäten beeinflusst, die maßgeblich von den Lastübertragungsmechanismen in den Schmierfilmen zwischen den Strukturelementen bestimmt werden; beispielhaft sind die tribologischen Kontaktpaarungen Kolben-Zylinder sowie die Pleuel- und Grundlager zu nennen [7]. Aus physikalisch/mechanischer Sicht führt das Problem auf die Analyse der strukturdynamischen Eigenschaften eines hydrodynamisch geschmierten mehrkörperdynamischen Systems und deren Auswirkung auf Anregung und Weiterleitung in den inneren und äußeren Körperschallleitwegen. Die Komplexität des Problems wird hierbei bestimmt durch die elastischen Eigenschaften der Strukturelemente, deren Trägheitseffekte sowie durch die stark nichtlinearen Feder- und Dämpfungscharakteristik an den Koppelstellen zwischen den Übertragungselementen. Neben

Konstruktionsparametern und äußerer Anregung durch den Verbrennungsdruck sind in einer Systemanalyse auch fertigungs- und montagebedingte Randbedingungen, wie Form-/Lagetoleranzen und Bauteilverzüge zu beachten. Von besonderer akustischer Relevanz bei gekoppelten Systemen ist das elasto-hydrodynamische Lastübertragungsverhalten, wenn sich periodisch Phasen mit hoher hydrodynamischer Dämpfung – bei einem rein hydrodynamischen Schmierfilm zwischen den Elementen - mit Phasen direkter Festkörperkontakte abwechseln. Hierbei wird die Lastübertragungscharakteristik partiell durch einen elasto-hydrodynamischen Schmierfilmdruck und partiell durch direkten Festkörperkontakt bestimmt.

2. Versuchsmotor und akustischer Motorprüfstand

Als Versuchsträger diente ein 2,2 l 4-Zylinder Pkw-Dieselmotor vom Typ OM646 der Fa. Daimler mit Abgasturboaufladung und Ladeluftkühlung. Es handelt sich um einen direkteinspritzenden Motor mit einem Common-Rail-System der zweiten Generation. Der maximale Einspritzdruck, mit dem der Kraftstoff über Magnetinjektoren in den Brennraum eingebracht wird, liegt bei 1.600 bar. Für die Untersuchungen im befeuerten Betrieb wurde der Motor mit einem ETK-Steuergerät ausgestattet. Der Versuchsträger wurde für die schwingungstechnischen und akustischen Untersuchungen als Vollmotor auf einem reflexionsarmen Akustikmotorprüfstand aufgebaut, Bild 1.

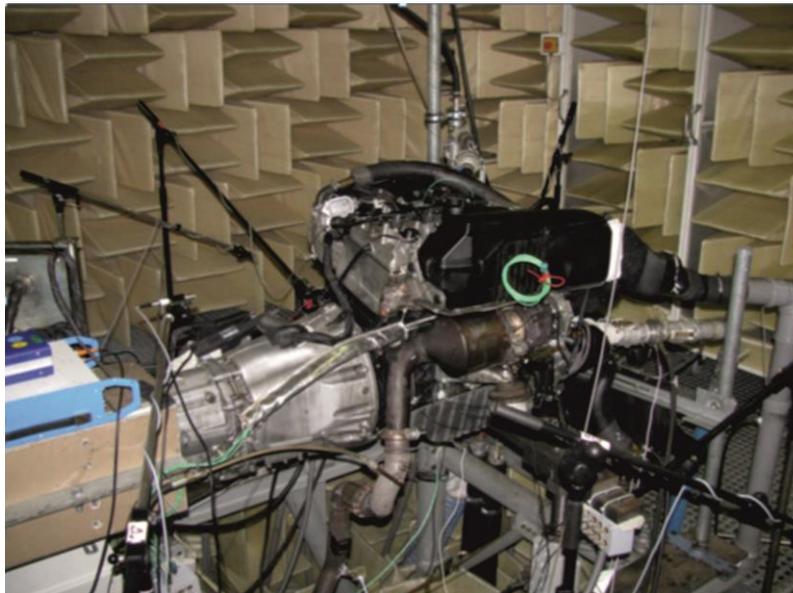


Bild 1: Versuchsträger im reflexionsarmen Akustikprüfstand

Die untere Grenzfrequenz des Prüfstandraums liegt bei 120 Hz, so dass sehr gute Bedingungen für alle akustischen Untersuchungen herrschen. Zur Bestimmung der Gaskräfte als primäre Anregungsquelle im Laufzeug wurde im Zylinder 3 eine Brennraumdruckindizierung durchgeführt. Die aufgenommenen Messwerte dienen zudem als Eingangsgröße für die Simulationsmodelle. Die Schwingungsmessung am Pleuel erfolgte über am Pleuelschaft applizierte Dehnmessstreifen (DMS). Dieses Messprinzip hat den Vorteil, dass kinematisch bedingte Beschleunigungen des Pleuels im Gegensatz zu einer Messung mit Beschleunigungsaufnehmern nicht mit gemessen

werden und so eine detaillierte Analyse der auftretenden Schwingungen im Pleuelmöglich ist. Darüber hinaus wurden Beschleunigungsaufnehmer an den Lagerdeckeln der Kurbelwellenhauptlager, den Motor- und Getriebelagern und der Deckebene angebracht sowie Nah- und Fernfeldmikrofone im Prüfstand positioniert. Zur Übertragung der DMS-Signale des Pleuelschafts wurde eine Schwingenkonstruktion entwickelt, die für eine sichere Führung der Kabel von den DMS zur Messelektronik sorgt, Bild 2.

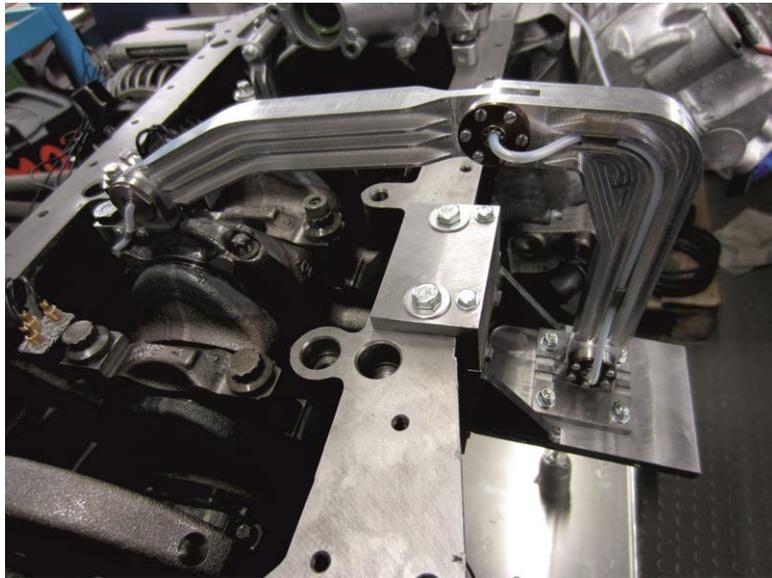


Bild 2: Kabelführungsgetriebe in der Einbausituation

Dabei befindet sich ein Lagerpunkt auf einer zusätzlichen Trägerplatte an der Außenseite des Kurbelgehäuses, während die Ankopplung der Schwinge an das Pleuel nicht, wie bei den meisten anderen Lösungen, in der Pleuelmitte über eine Brücke erfolgt, sondern nur an einer Pleuelschraube. Hintergrund dieser Auslegung ist der Wunsch nach möglichst geringer massenbedingter Rückwirkung auf das Pleuel, um das Schwingungsverhalten nicht zu beeinflussen. Dazu wurden alle Schwingenkomponenten einer numerischen Modalanalyse unterzogen, um Eigenfrequenzen des Schwingensystems in kritischen Bereichen auszuschließen. Zudem sind alle Schwingenkomponenten durch die Gestaltung und die Wahl einer hochfesten Aluminiumlegierung gewichts- und festigkeitsoptimiert. Die gesamte Schwingenkonstruktion hat ohne Kabel eine Gesamtmasse von nur 210 g und ist damit für die auftretenden Belastungen durch die kinematisch bedingten Trägheitskräfte sicher ausgelegt. Eine Telemetrielösung wurde auf Grund der zu übertragenden hohen Datenraten und letztendlich auch aus Kostengründen nicht verfolgt. Zudem wurden vorbereitend experimentelle Modalanalysen der Laufzeugkomponenten sowie Messungen der Kolbensekundärbewegung durchgeführt.

3. Modellaufbau und Validierung

Im Programmsystem FIRST [8] [9], ein auf EHD-Kontakte spezialisiertes MKS-Tool der IST GmbH Aachen, wurde ein Simulationsmodell aufgebaut, das mit unterschiedlichen Randbedingungen und Modellierungstiefen das Verhalten und die

Wechselwirkungen der Komponenten des Laufzeugs abbildet. Neben der Strukturgeometrie werden die Konturen und Verzüge von Kolben und Zylinder sowie die gemessene Brennraumdruckverläufe berücksichtigt. Das Modell umfasst die elastischen Komponenten Kurbelgehäuse und Kurbelwelle, sowie im später ausgewerteten Zylinder 3 die Bauteile Pleuel, Bolzen und Kolben. In den übrigen Zylindern wurden auf Grund der geringeren Rechenzeit Starrkörper zur Abbildung der Komponenten Kolben, Bolzen und Pleuel verwendet. Die Kopplung der elastischen Komponenten erfolgte absteigend vom Kolben bis zu den Hauptlagern 3 und 4 über EHD-Lagerungen, die übrigen drei Hauptlager wurden ebenfalls aus Gründen der Rechenzeit mittels Impedanzlager abgebildet. Die Software löst die Newton'sche Bewegungsgleichung im Zeitbereich unter Berücksichtigung der nichtlinearen Schmierfilminteraktion auf Basis der Reynolds'schen DGL. Um eine hohe Modellgüte zu gewährleisten, wurden die Eigenformen und Eigenfrequenzen der elastischen Strukturen mit Hilfe der experimentellen Modalanalysen validiert. Die Eigenfrequenzen zeigen für alle Komponenten sehr gute Übereinstimmungen. Als zentrales Element des inneren Körperschallleitweges wurde für das Pleuel das modale Vergleichskriterium MAC (Modal Assurance Criterion) [3] herangezogen, um die Eigenformen aus Messung und Simulation zu bewerten. Bild 3 zeigt, dass bis zu einem Frequenzbereich von 7kHz sehr gute Übereinstimmungen zu finden sind.

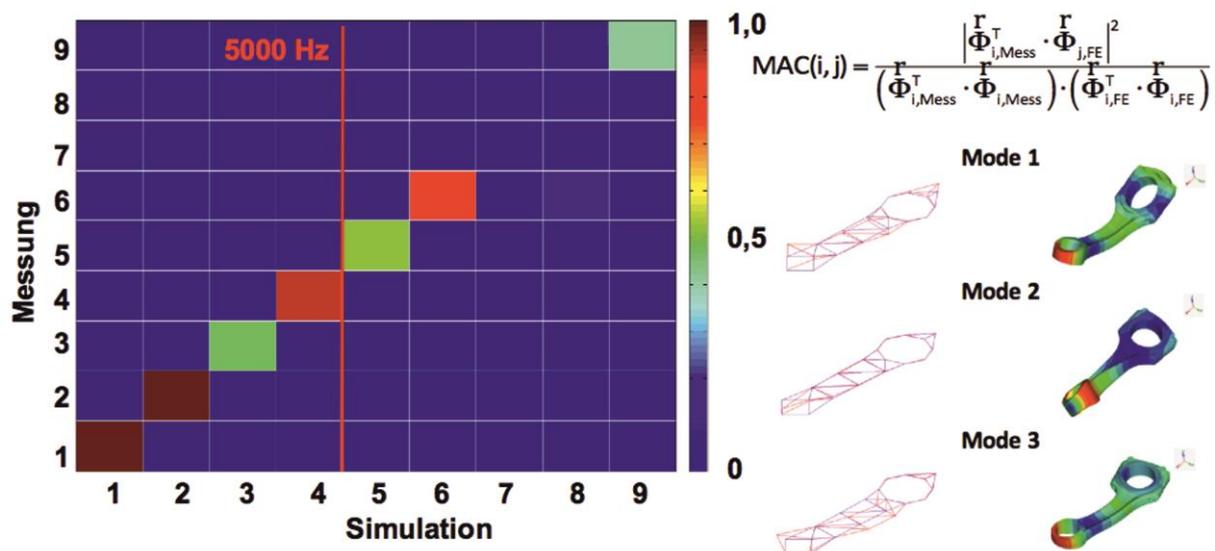


Bild 3: MAC-Analyse des Pleuels

Neben den Einzelkomponenten wurde auch das gesamte Simulationsmodell an Hand experimenteller Ergebnisse des Vollmotors validiert. So zeigten sich neben den Dehnungen am Pleuelschaft auch für die Kolbensekundärbewegung gute Übereinstimmungen, Bild 4.

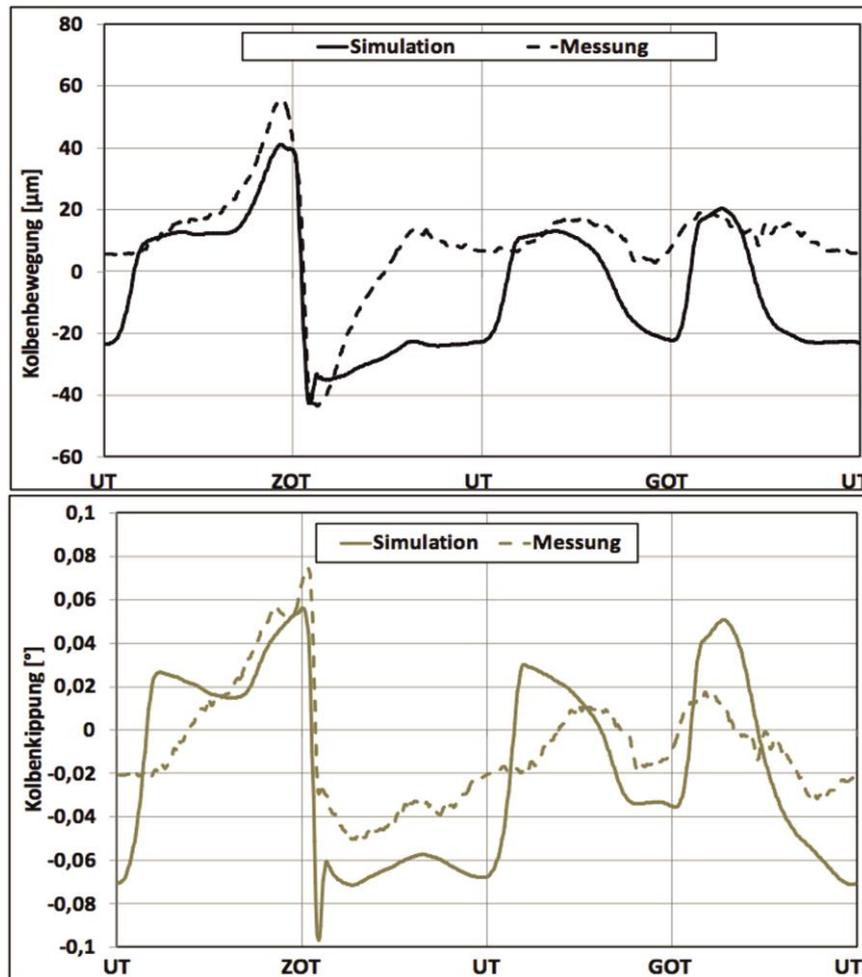


Bild 4: Kolbensekundärbewegung und -kipfung

Während die Anlagewechsel und das allg. Bewegungsverhalten gut zwischen Simulation und Messung übereinstimmen, sind die maximalen Amplituden in der Simulation, mit Ausnahme im Bereich des ZOT, größer als in der Messung. Im UT weist die Simulation ein größeres Laufspiel auf. Ein möglicher Einflussfaktor liegt bei den allgemeinen Fertigungstoleranzen des Versuchsträgers im Vergleich zum Simulationsmodell. Darüber hinaus basieren die thermischen Verzüge im Modell auf Simulationsdaten. Eine höhere Übereinstimmung der Verläufe ist mit Hilfe von Temperaturmessdaten der Zylinder, des Kolbens und der Gleitlageroberflächen zu erwarten, was Gegenstand zukünftiger Untersuchungen sein sollte.

Ein Einfluss des verwendeten Kabelführungsgetriebes auf die Kolbensekundärbewegung wurde in der Simulation untersucht und kann ausgeschlossen werden.

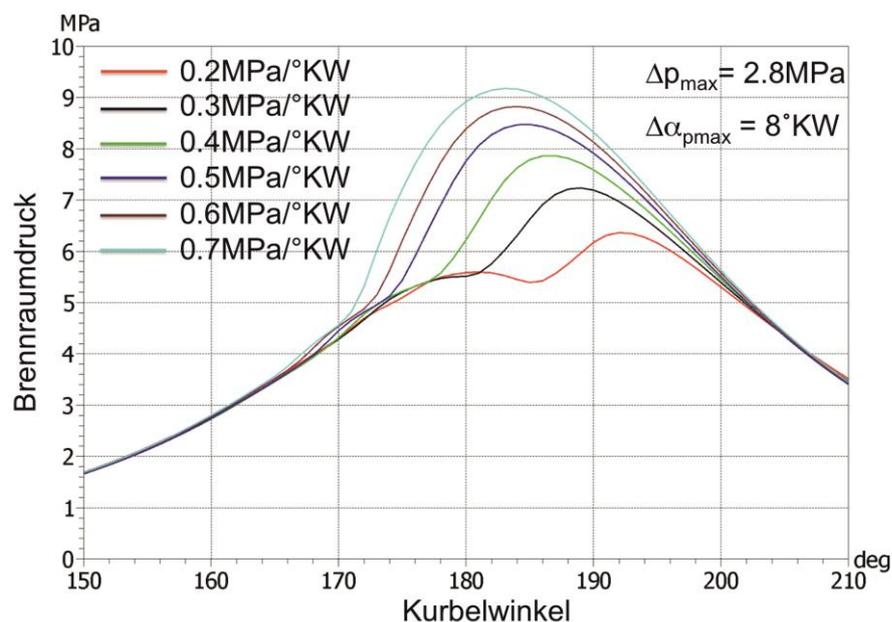
4. Ergebnisse

Von den durchgeführten Variantenuntersuchungen, Bild 5, weist der Brennraumdruckgradient den größten Einfluss auf das Verhalten des Laufzeugs auf. Aus diesem Grund konzentriert sich die nachfolgende Ergebnisdarstellung auf diese Untersuchungen.

Komponente	Varianten Messtechnik	Varianten Simulation
Druckgradient	<ul style="list-style-type: none"> ▪ $dp/d\alpha$ 2-7 bar/°KW (bei konst. Last+Drehzahl) n=1500 1/min, Last= 69Nm 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ $dp/d\alpha$ 2-7 bar/°KW (bei konst. Last+Drehzahl) n=1500 1/min, Last= 69Nm
Pleuelsteifigkeit	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Serienpleuel ▪ Pleuel mit Querschnittreduktion am Schaft 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Serienpleuel ▪ Pleuel mit Querschnittreduktion am Schaft
Lagerspiel gr. Pleulauge	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Serie (hier: 0,75 ‰) ▪ 2 ‰ 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ 0,5 ‰ ▪ 0,75 ‰ ▪ 1,0 ‰ ▪ 1,5 ‰ ▪ 2,0 ‰
Bolzensteifigkeit	<ul style="list-style-type: none"> ▪ keine Variation 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Serie ▪ +20%Steifigkeit ▪ -20% Steifigkeit

Bild 5: Variantenprogramm

Wie in Bild 6 zu sehen ist, führt die Steigerung des Brennraumdruckgradienten zu einem höheren maximalen Brennraumdruck und in Folge der dafür notwendigen Verschiebung der Einspritzung in Richtung „früh“ zu einer entsprechenden Lage des Druckmaximums Richtung ZOT.



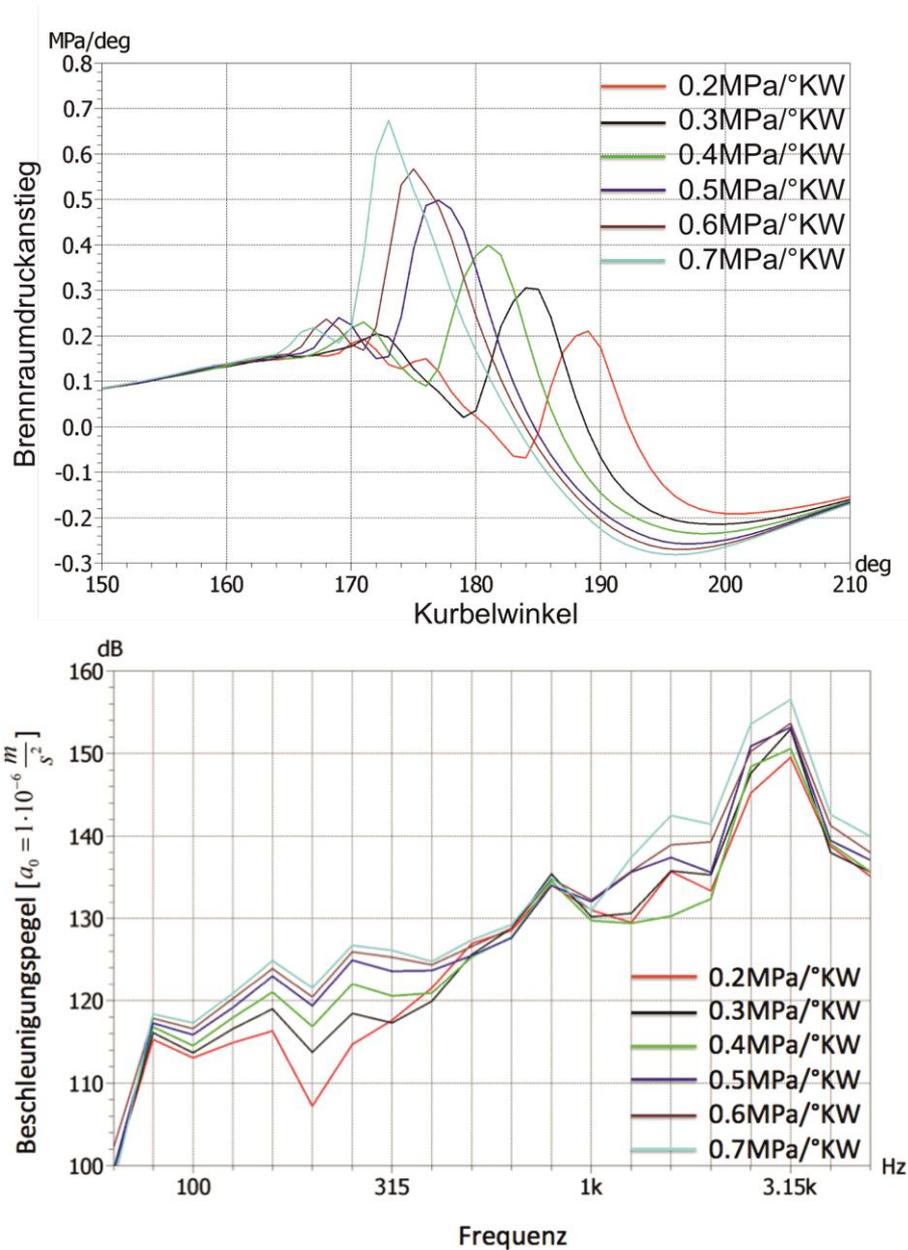


Bild 6: Brennraumdruck und -gradient Zylinder 3, Beschleunigungspegel am Hauptlager 3 in Hubrichtung - Betriebspunkt: $n=1500\text{min}^{-1}$, $M_D=69\text{Nm}$

In der Analyse der Beschleunigungen am Pleuel und Hauptlager im Terzspektrum (Bild 7) zeigt der Vergleich zwischen Messung und Simulation eine gute qualitative Übereinstimmung des Kurvenverlaufs bis 2 kHz, wobei speziell am Pleuel die Unterschiede bis ca. 1 kHz sehr gering sind.

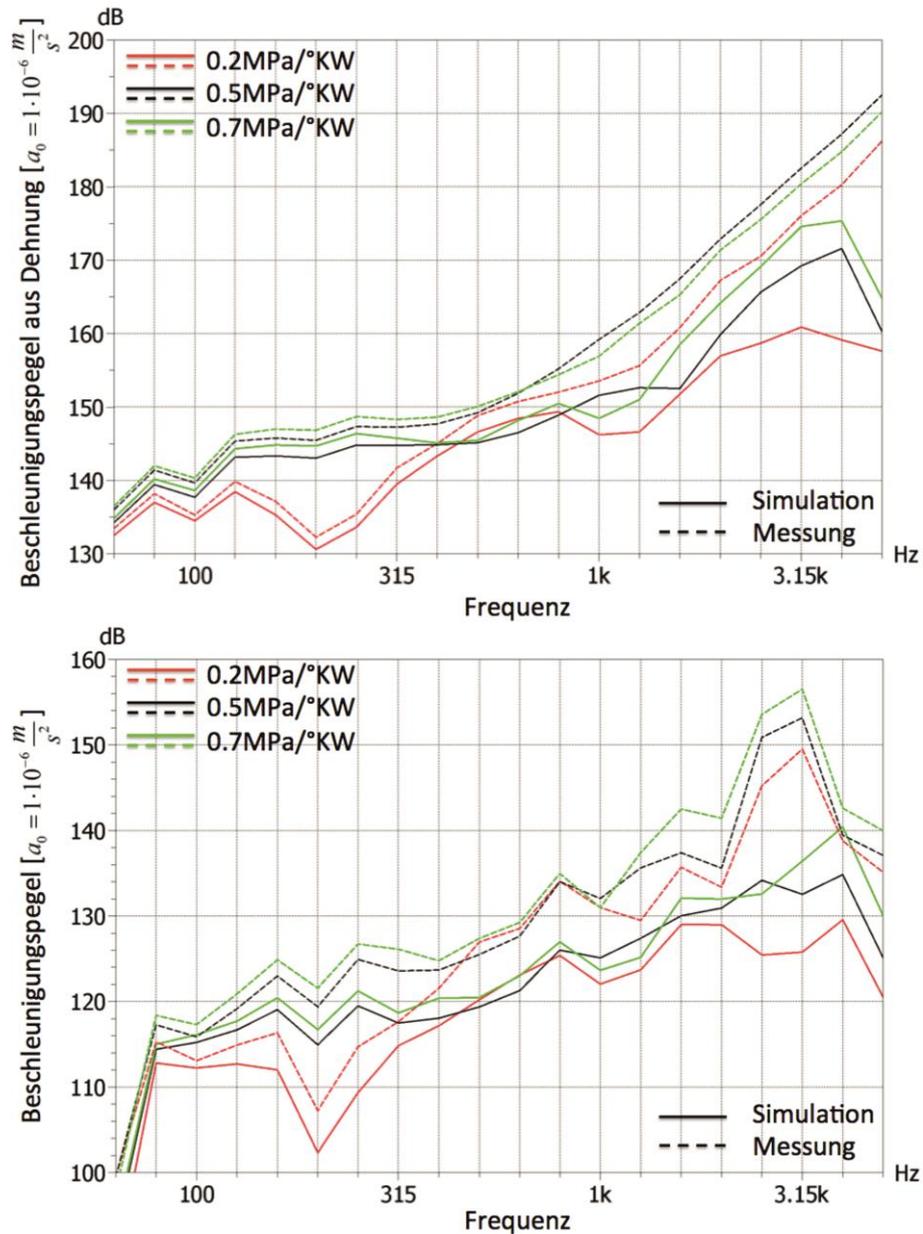


Bild 7: Vergleich zwischen Messung und Simulation der Beschleunigungspegel am Pleuelschaft (oben) und Hauptlager 3 in Hubrichtung (unten)

Bei höheren Frequenzen werden die Abweichungen größer, wobei der qualitative Verlauf weiter gut korreliert. Grundsätzlich lässt sich zeigen, dass das Simulationsmodell auch auf veränderte Anregungsbedingungen den Messwerten entsprechend reagiert und die Pleuel- und Hauptlagerreaktionen qualitativ und quantitativ auch dabei eine gute Übereinstimmung zeigen. Damit ist selbst für den hinsichtlich der Analyse komplexesten Fall der Druckgradientenvariation ein hoher Übereinstimmungsgrad zwischen Modell und Messung gewährleistet. In den Untersuchungen zeigt sich, dass ein Großteil der gefundenen Schwingungen am Hauptlagerdeckel in ihren Frequenzen bis hin zum Brennraumdruck zurückverfolgt werden können, Bild 6 und Bild 7. Dies deutet generell auf einen relativ starren Körperschallleitweg hin. Am Pleuelschaft und Hauptlagerdeckel sind aber auch Pegelerhöhungen im Bereich der 800 Hz-Terz und 3,15 kHz-Terz nachzuweisen, die nicht aus dem Brennraumdruckspektrum herrühren. Die starke Amplitudenüberhöhung bei 3,15 kHz kann entlang des

Körperschalleitwerts in der Simulation ab der Kolbenbolzenlagerung nachgewiesen werden und nimmt auf dem Weg zum Hauptlagerdeckel leicht ab. Dies deutet auf eine Anregung einer Struktureigenform im Bereich Kolben/Bolzen/Pleuel hin. Die Amplitudenerhöhung um 800 Hz ist am Hauptlagerdeckel am deutlichsten erkennbar, wirkt sich aber in der Simulation bis zum Pleuel aus, was mit der Anregung einer Eigenform im Bereich der Pleuelwelle/Hauptlagergasse korreliert.

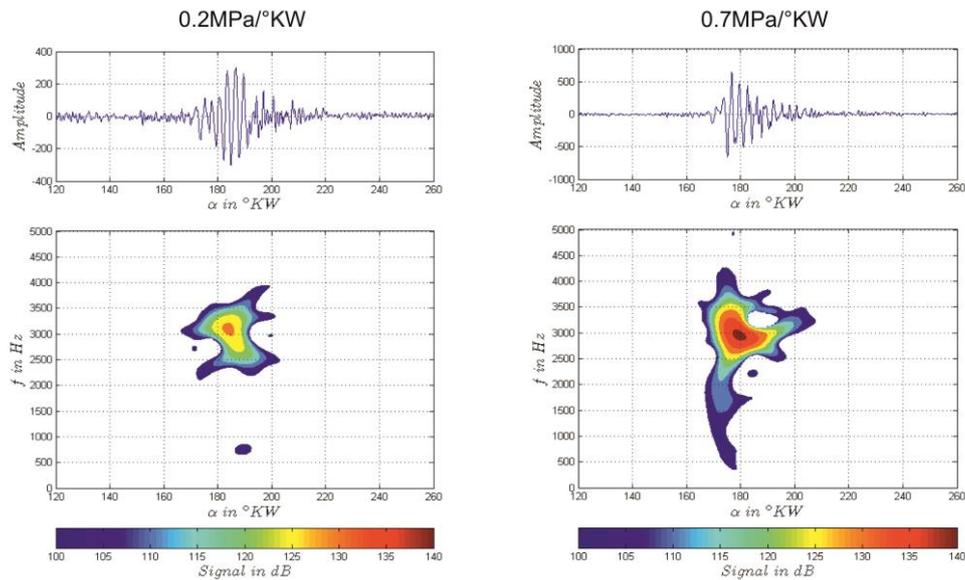


Bild 8: Zeit-Frequenz-Analyse (Wigner-Ville) der Beschleunigung am Hauptlager 3 in Hubrichtung

Betrachtet man das Beschleunigungssignal am Hauptlager 3 in einer Zeit-Frequenz-Analyse [4], Bild 8, so werden die beiden beobachteten Pegelerhöhungen ebenfalls sichtbar. Der direkte Zusammenhang mit der Anregung durch den Brennraumdruck wird durch die Winkellage der Pegelmaxima deutlich. Bei der Steigerung des Druckgradienten (Bild 8, rechte Diagramme) verschiebt sich der maximale Pegelwert analog zur Lage des maximalen Brennraumdrucks in Richtung ZOT. Zudem sind keine weiteren pegelbeeinflussenden Anteile im Bereich des ZOT zu erkennen.

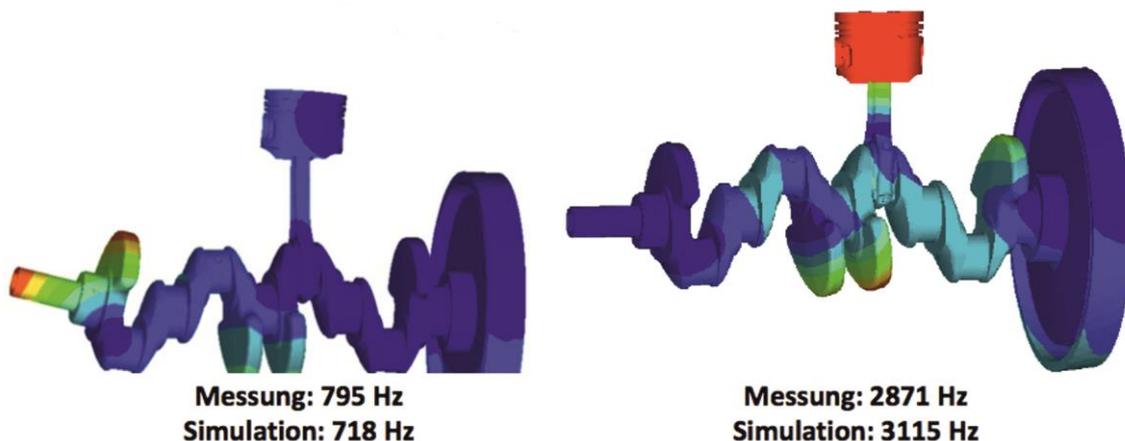


Bild 9: Eigenformen der Laufzeugstruktur

Der Vergleich mit den Modal-Daten der gesamten Laufzeugstruktur ohne Lagergasse in Bild 9 zeigt um 800 Hz eine Eigenform mit hohen Schwingungsanteilen im Bereich der Hauptlager 1 bis 3. bzw. um 3,15 kHz eine Eigenform mit hohem Schwingungsanteil im Pleuelschaft unter starker Beteiligung der Massen von Kolben und Bolzen.

Zur Absicherung der Ergebnisinterpretation wurde im Simulationsmodell das elastische Pleuelmodell starr definiert und eine Vergleichsrechnung im Betriebspunkt $n = 1.500 \text{ min}^{-1}$, $M_d = 69 \text{ Nm}$, $dp/d\alpha = 0.7 \text{ MPa/}^\circ\text{KW}$ durchgeführt. Bild 10 zeigt, dass die Pegel mit starrem Pleuel generell oberhalb des elastischen Pleuels liegen, wobei der qualitative Kurvenverlauf nahezu identisch ist.

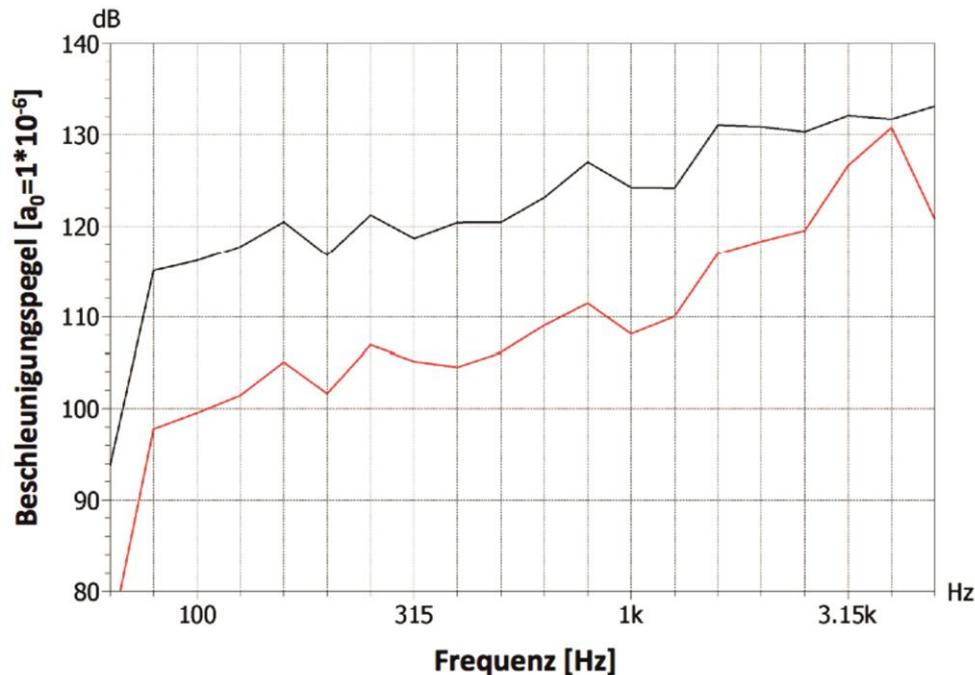


Bild 10: Beschleunigungspegel am Hauptlager 3 in Hubrichtung bei Berechnung mit starrem (schwarz) bzw. elastischem (rot) Pleuel

Für beide Berechnungsansätze zeigt sich eine Amplitudenerhöhung bei 800 Hz, was die Interpretation der Kurbelwelleneigenform bestätigt, da keinerlei Einfluss des starren Pleuels zu beobachten ist. Die Amplitudenerhöhung bei 3,15 kHz ist hingegen nur in der elastischen Variante zu finden, was klar für eine Anregung einer Eigenform mit starker Beteiligung des Pleuels spricht und damit die oben getroffene Aussage stützt.

Die zuvor geschilderten Zusammenhänge zeigen allerdings nur das Verhalten bei der Variation des Druckgradienten in einem Betriebspunkt. Dabei stellt sich der Frequenzbereich der 3,15 kHz-Terz als entscheidend heraus. Dehnt man die Untersuchungen nun auch auf Betriebspunkte mit niedriger und höherer Last sowie andere Drehzahlen aus, ergibt sich ein weiterer wichtiger Zusammenhang. Dabei lässt sich feststellen, dass der Druckgradient nur ein hinreichendes Kriterium zur Begrenzung der akustischen Emissionen bzw. der Auffälligkeit im Betrieb darstellt, da je nach Last unter Umständen ein niedrigerer Druckgradient bei niedrigerer Last höhere Pegel verursachen kann. Daraus folgt, dass mit steigender Last bei einer konstanten

Drehzahl auch höhere Druckgradienten zulässig sind, ohne eine negative Wirkung auf die Anregung bei 3,15 kHz zu haben. Dieses Verhalten spiegelt sich insbesondere gut in den Hauptlagern und den zugehörigen Körperschallsignalen wider, hier im Vergleich bei 1.500 min^{-1} und Lasten von 23 Nm, 69 Nm und 112 Nm und jeweils bei einem Druckgradienten von $2 \text{ bar}/^\circ\text{KW}$ und $7 \text{ bar}/^\circ\text{KW}$, Bild 11.

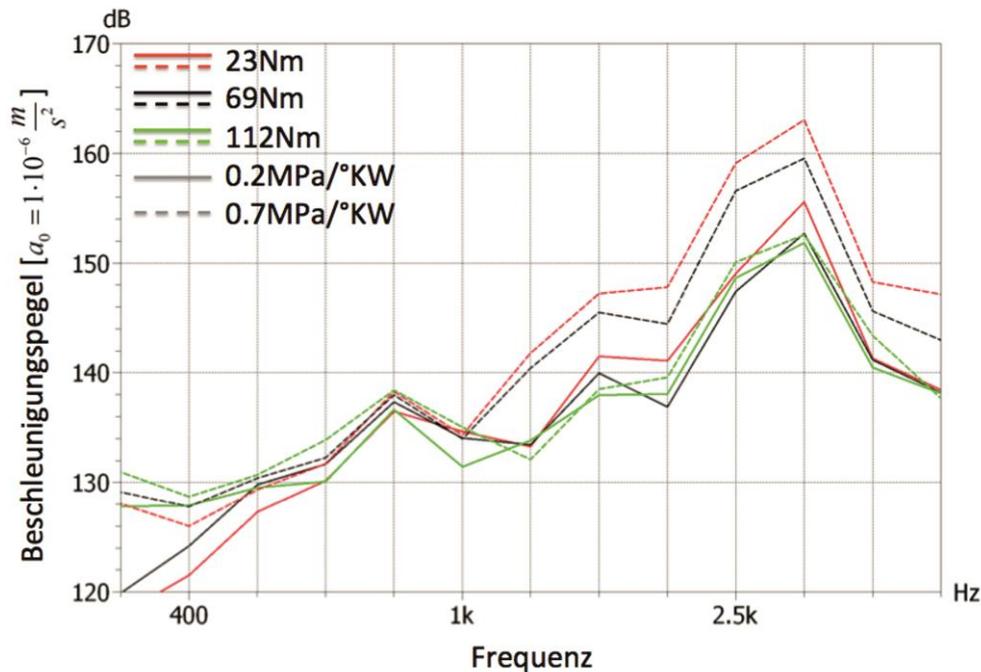


Bild 11: Vergleich der Beschleunigungspegel am Hauptlager 3 in Hubrichtung bei 1.500 min^{-1} unter Lastvariation und $dp/d\alpha_{min}$ und $dp/d\alpha_{max}$

Die Anregung des Körperschalls an den Hauptlagern bei 3,15 kHz sinkt sichtbar mit zunehmender Last bei gleichem Druckgradienten und Drehzahl. Die Aussagen aus [5] und [6], die sich auf einen generellen Grenzwert des Druckgradienten bei etwa $3,5 \text{ bar}/^\circ\text{KW}$ aussprechen, sind unter Umständen je nach Aggregat nicht allgemein für das ganze Kennfeld bzw. den Bereich niedriger Drehzahlen und Lasten gültig, sondern es muss ein betriebspunktabhängiger Druckgradient für die akustische Auslegung berücksichtigt werden. Der bereits dargestellte Zusammenhang zwischen der Lage und der Dauer der Verbrennung in Abhängigkeit des eingestellten Druckgradienten mit zunehmend früherer Lage bei steigendem $dp/d\alpha$ ergibt in Kombination mit der Last eine gegenläufige Tendenz. Mit zunehmender Last verschiebt sich die Schwerpunktlage der Verbrennung aufgrund der längeren Verbrennung unter höherer Umsatzmenge und höheren Spitzendrücken entsprechend in Richtung spät. Zwar sind die niederfrequenten Anteile des Signals abhängig von der Last, d.h. sie steigen mit zunehmender Last und damit Spitzendruck, über den Druckgradienten wird jedoch in erster Linie der Pegel im Frequenzbereich um 3,15 kHz angeregt, insbesondere in der Motorhoch- und -querrichtung. Bei Betrachtung der Kohärenz zwischen Körper- und Luftschallsignalen, Bild 12, wird bei 1,2 kHz (entspricht der typischen Frequenz für axiale Schwingungen der Lagergasse, s.a. [7]) und 3,15 kHz ein Wert $>0,8$ erreicht, was allgemein als Grenzwert für eine vorhandene Abhängigkeit zwischen den beiden Größen gilt.

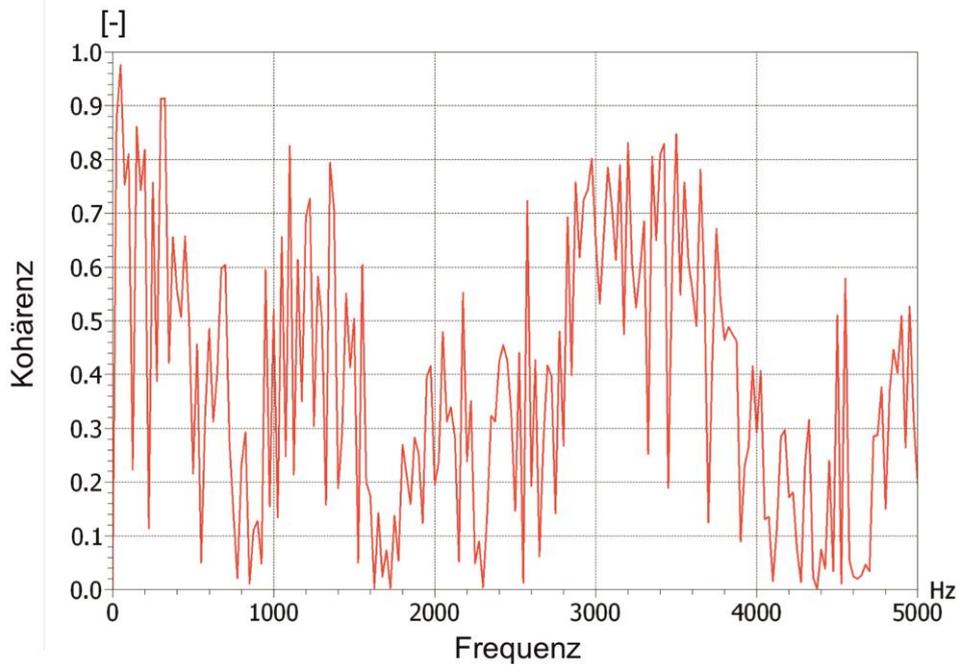


Bild 12: Kohärenzverlauf zwischen dem Körperschall am Hauptlager 3 in Hochrichtung und dem Luftschall an der Position Nahfeld linke Motorseite

Im Luftschall ist darüber hinaus im Frequenzbereich um 2 kHz ein dominanter Pegel zu erkennen (Bild 13), der sich jedoch nicht auf den inneren Schalleitweg zurückführen lässt. Die Kohärenzwerte liegen hier bei $< 0,5$, so dass keine Abhängigkeit herzu-leiten ist.

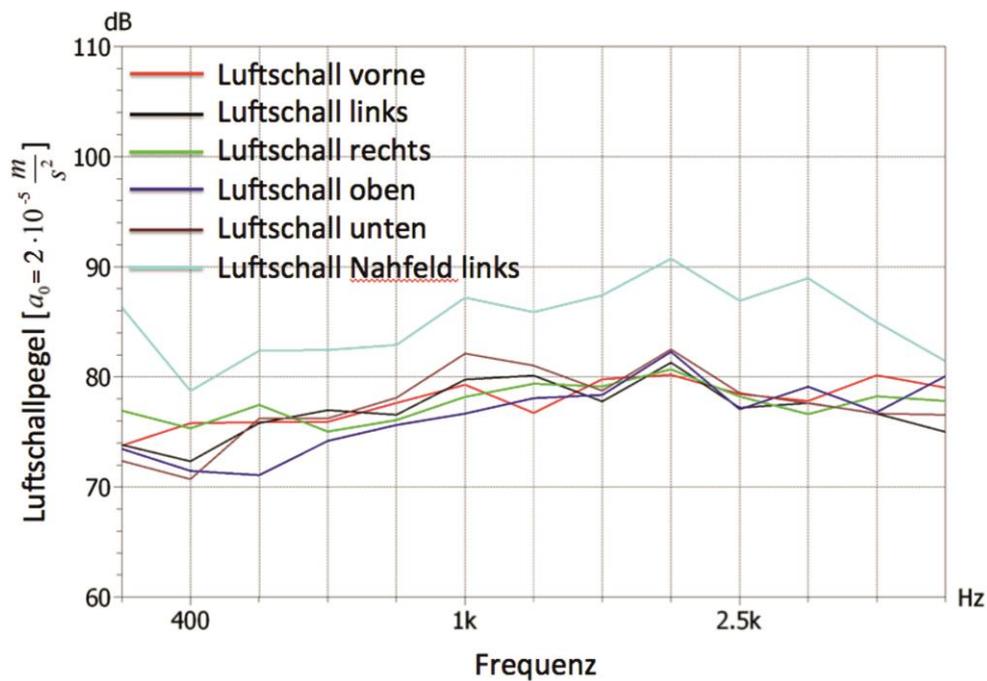


Bild 13: Luftschallpegel für den Betriebspunkt $n = 1.500 \text{ min}^{-1}$, $M_D = 69 \text{ Nm}$

5. Zusammenfassung

Mit den Arbeiten der beiden Forschungsstellen konnten mess- und simulationstechnisch genaue Analysen des inneren Körperschallleitweges durchgeführt werden. Hierfür wurde ein komplexes Simulationsmodell aufgebaut und durch den Abgleich mit experimentell ermittelten Daten validiert. So lieferte ein Vergleich der gemessenen und berechneten Eigenformen und Eigenfrequenzen eine gute Übereinstimmung, ebenso für die Dehnungen am Pleuelschaft, der Hauptlagerbeschleunigungen und der Kolbensekundärbewegung. Auf experimenteller Seite wurden die Laufzeugkomponenten des Versuchsmotors einer Modalanalyse unterzogen und der Versuchsmotor auf einem Akustikprüfstand unter unterschiedlichen Randbedingungen untersucht, sowie eine Messung der Kolbensekundärbewegung zur Validierung des Simulationsmodells durchgeführt. Die Untersuchungen des inneren Körperschallleitweges zeigen, dass die gemessenen Beschleunigungen an den Hauptlagerdeckeln in ihren spektralen Anteilen in weiten Bereichen bis zum Anregungsspektrum der Verbrennung zurückverfolgt werden können. Signifikante Unterschiede zeigen sich jedoch in den 800 Hz- und 3,15 kHz-Terzen, die sich direkt mit Eigenformen des Kurbeltriebs als Baugruppe korrelieren lassen. Während bei 800 Hz eine Eigenform mit starken Schwingungsanteilen der Ausgleichsmassen der Kurbelwelle zu finden ist, kommt es bei 3,15 kHz zu einer starken Schwingung des oberen Pleuelschafts mit Anteilen von Bolzen und Kolben. Dieses Systemverhalten war bei allen untersuchten Varianten zu erkennen, wobei die Amplitudenhöhe bei 3,15 kHz stark durch den Druckgradienten bzw. die Last beeinflusst wurde. Damit wurde ein Simulationsmodell entwickelt und validiert, das in der Lage ist, auch sehr detaillierte strukturdynamische Effekte im inneren Körperschallleitweg abzubilden und auf Änderungen der Randbedingungen zu reagieren. Mit Hilfe dieses Ansatzes ergeben sich neue Potentiale im Hinblick auf die Vorhersagefähigkeit des akustischen Übertragungsverhaltens über den inneren Körperschallleitweg und die Rolle der nichtlinearen Kontaktpaarungen über die Ölfilme der Gleitlager.

Der Brennraumdruckgradient lässt sich sehr direkt über die Voreinspritzmengen und -zeitpunkte steuern. Durch die Erweiterung des oftmals in der Literatur genannten Grenzwertes für $dp/d\alpha$ bei etwa $3,5 \text{ bar}/^\circ\text{KW}$ durch eine betriebspunktspezifische Betrachtung können weitere Verbesserungen im akustischen Verhalten erreicht werden. Die Ergebnisse dieser Arbeit zeigen eindeutig, dass die Lastabhängigkeit des kritischen Druckgradienten in Verbindung mit den für eine Aggregatentwicklung vorgegebenen Akustikrandbedingungen abgestimmt werden muss. Es konnte gezeigt werden, dass mit abnehmender Last ein tendenziell geringerer Wert für $dp/d\alpha$ als Grenzwert anzusetzen ist. Eine akustische Optimierung sollte daher einen „betriebspunktabhängigen maximalen Druckgradienten“ bei der Steuergerätebedatung und der Festlegung der Einspritzparameter berücksichtigen.

Insbesondere im Hinblick auf die Entwicklungstendenzen zu höheren Spitzendrücken, neuen Verbrennungsverfahren und die Verwendung niedrigviskoser Öle ist daher auch die Abbildung der strukturdynamischen Interaktion von hohem Interesse. Für eine weitere Optimierung der Vorhersagegenauigkeit des Simulationsmodells konnten die thermischen Randbedingungen in den Kontaktstellen identifiziert werden. Für weitere Forschungstätigkeiten wird daher im experimentellen Bereich der Schwerpunkt auf einer Kombination der hier genannten Messverfahren mit einer zusätzlichen hochauflösenden Temperaturmessung der beteiligten Komponenten zur Abbildung der realen Warmverzüge liegen müssen.

6. Danksagung

Dieser Beitrag ist das wissenschaftliche Ergebnis einer Forschungsaufgabe, die von der Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V. (FVV, Frankfurt) gestellt und am Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen (IVK) der Universität Stuttgart unter der Leitung von Prof. Michael Bargende und am Institut für Maschinenelemente und Tribologie (IMK) der Universität Kassel unter der Leitung von Prof. Gunter Knoll und Prof. Adrian Rienäcker bearbeitet wurde. Wir bedanken uns beim BMWi und der AiF für die finanzielle Förderung. Das Vorhaben wurde von einem Arbeitskreis der FVV unter Leitung von Dr. Harald Stoffels, Ford Köln, begleitet. Diesem Arbeitskreis sind wir zu großem Dank verpflichtet.

Literatur

- [1] Wachtmeister, G.; Woschni, G.; Zeilinger, K.: Einfluss hoher Druckerhöhungsgeschwindigkeiten auf die Verformung der Triebwerksbauteile und die Beanspruchung des Pleuellagers. MTZ 50. 1989, Nr.4, S.183-189.
- [2] Künzel, R.: Untersuchung der Kolbenbewegung in Motorquer- und Motorlängsrichtung. Dissertation : Universität Stuttgart, 1996.
- [3] Dresig, D.; Holzweißig, F.: Maschinendynamik, 10. Auflage, Springer 2011, S.389-391.
- [4] Gühmann, C.; Tschöke, H.; Decker, M.; Hintz, K.: "Analyse des Einspritz- und Verbrennungsgeräusches eines Dieselmotors mit modernen Methoden der Signalverarbeitung zur Regelung und Diagnose. Abschlussbericht über das FVV-Vorhaben Nr. 1070 (Geräuschgeregelter Dieselmotor)", in FVV-Heft R558, Informationstagung Motoren, Frühjahr 2012, Bad Neuenahr.
- [5] Göhringer, V.: Beitrag zur experimentellen Bestimmung des Strukturübertragungsmaßes von Dieselmotoren, Dissertation: Universität Stuttgart, 2008
- [6] Stoffels, H.: Dynamic effects of the power-conversion module in a reciprocating engine, Arch Appl Mech 79, 2009, S. 881-892
- [7] Philipp, U.: Messtechnische Untersuchung zum akustischen Verhalten der Kurbelwellenhauptlager von Verbrennungsmotoren, Dissertation: Universität Stuttgart, 1999
- [8] Schönen, R.: Strukturdynamische Mehrkörpersimulation des Verbrennungsmotors mit elastohydrodynamischer Grundlagerkopplung, Dissertation: Universität Kassel, 2001
- [9] Keßler, K.; Knoll, G.; Träbing C.: "Kurbelgehäusedynamik" Abschlussbericht über das FVV-Vorhaben Nr. 692, FVV-Heft 716, Frankfurt a. M., 2001

Turboladergeräusche und deren Auswirkungen im Ansaugsystem von Verbrennungsmotoren

Robert Hanisch

Kurzfassung

Zischen, pfeifen, heulen, fauchen, atmen – die emittierten Geräusche von Turboladern und deren Charakterisierung sind so vielfältig wie deren Ursachen. Nahezu alle neuen Diesel- und auch Ottomotoren sind heutzutage zur Leistungs- und Effizienzsteigerung mit Turboladern ausgerüstet. Dabei kommen unterschiedliche Bauarten wie etwa Kompressoren oder Abgasturbolader, letztere in diversen Ausführungen (z.B. Bi- oder Twinturbo), oder Kombinationen von beiden zum Einsatz. Im Vortrag wird praxisbezogen auf den Turbolader als Reflexions- und Transmissionsglied von motorerregten Druckwellen im Ansaugtrakt eingegangen. Das Hauptaugenmerk des Referats liegt beim Turbolader als Schallerzeuger. Die oben aufgeführten Geräusche werden durch unterschiedliche Mechanismen (z.B. Geometrie, Schubumluftsysteme, etc.) erzeugt. Diese werden im Vortrag, soweit bekannt und wissenschaftlich beschrieben, erläutert. Die Auswirkungen dieser hochfrequenten, oft sehr tonalen und damit sehr deutlich und störend wahrnehmbaren Geräuschkomponenten werden dargelegt. Sie telefonieren etwa durch die Ansauganlage, werden von deren Komponenten abgestrahlt und haben einen entscheidenden Einfluss auf das Mündungsgeräusch. Durch Ihre Charakteristik transmittieren sie bis in den Fahrgastinnenraum, wo sie als Störgeräusche inakzeptabel sind. Quellennahe Lösungen, etwa in Form von reaktiven Breitbanddämpfern oder ebenfalls breitbandig wirkenden Absorptionsdämpfern werden aufgezeigt.

1. Einleitung

Bekanntermaßen werden die Emissionsvorschriften für Verbrennungsmotoren in Krafffahrzeugen schärfer. Zur Effizienz- und Leistungssteigerung hat sich in der Automobilindustrie die Motoraufladung durchgesetzt. Beinahe alle aktuellen Diesel- und auch Ottomotoren sind heute mit Aufladetechnik ausgerüstet. [1,2] Die Integration aufladender Komponenten in die Luftansauganlage hat die akustischen Randbedingungen und damit die Anforderungen an diese wesentlich verändert. So wirken diese Strömungsmaschinen zum einen als Reflexions- und Transmissionsglied der kolben-erregten Druckpulsationen. Zum anderen stellt der Lader, abhängig von seiner Bauart, einen Schallerzeuger dar. So werden von ihm vor allem hochfrequente, tonale Geräusche und Rauschen emittiert, welche nicht an die Motordrehzahlen gekoppelt sind. Durch die ständige Optimierung der Auflade- und Verbrennungsprozesse mit zum Teil deutlich höheren Ladedrücken, beispielsweise durch die komplette Ausreizung des Turboladerkennfeldes bis hart an die Pumpgrenze heran, ist es nötig, geometrische Änderungen und z.B. komplexere Schubumluftsysteme zu implementieren. Diese führen zu weiteren, oft stark impulshaltigen Phänomenen, wie zum Beispiel Lastabwurfgeräuschen.

Diese neuen Schallanregungen erfordern neue Lösungsansätze, da sie den Klangeindruck eines Fahrzeuges sowohl im Außen- als auch Innenbereich signifikant mitbestimmen. Dabei sind sie durch ihren Impuls- und Frequenzcharakter weder für Sportwagen, noch für komfortable Limousinen akzeptabel und werden sogar oft als störend empfunden. Da sie in der Regel keine Lastabhängigkeit über den gesamten Motordrehzahlbereich aufweisen, können sie auch nicht zur akustischen Rückmeldung des Fahrzustandes herangezogen werden. Für diese Art der akustischen Anregung sind zum Beispiel herkömmliche, für Saugmotoren bewährte Rohrgeometrien der Luftansauganlage nicht mehr ausreichend. Eine Eliminierung mittels geeigneter breitbandig wirkender Dämpfer ist angesagt. Dabei ist darauf zu achten, dass diese quellennah zu realisieren ist. Da das bauraumbedingt oft nicht umsetzbar ist, kommen neue Anwendungen, etwa Multiimpedanzsysteme zur Anwendung um störende Schallabstrahlungen zu vermeiden und eine gewünschte Klangcharakteristik zu erhalten.

2. Aufladekonzepte

Zur Aufladung moderner Motoren kommen diverse Techniken zum Einsatz. So gibt es weit verbreitet und in zahlreichen Variationen (z.B. durch Variable-Turbinengeometrie- oder WasteGate-gesteuerte) Abgasturbolader (Bild 1). Diese werden einzeln, als Monolader, oder auch mehrere von ihnen in diversen Anordnungen verwendet. Daraus ergeben sich dann einige weitere Aufladekonzepte wie Registeraufladung, Biturbo/TwinTurbo, Sequenzieller Biturbo, mehrstufige Aufladung und Turbo-Compound um nur einige zu nennen (Bild 2).

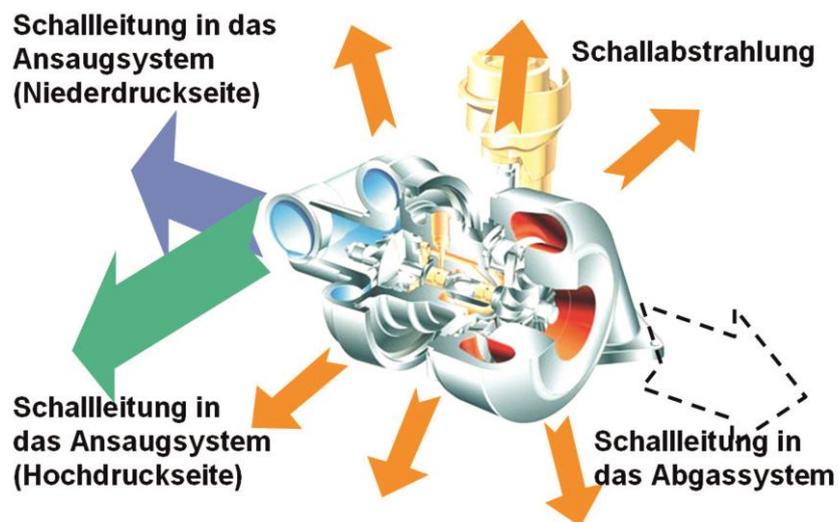


Bild 1: Schallemissionsmechanismen eines Turboladers

2-stufige geregelte Aufladung (R2S™)
Regulated 2-stage Turbocharging (R2S™)

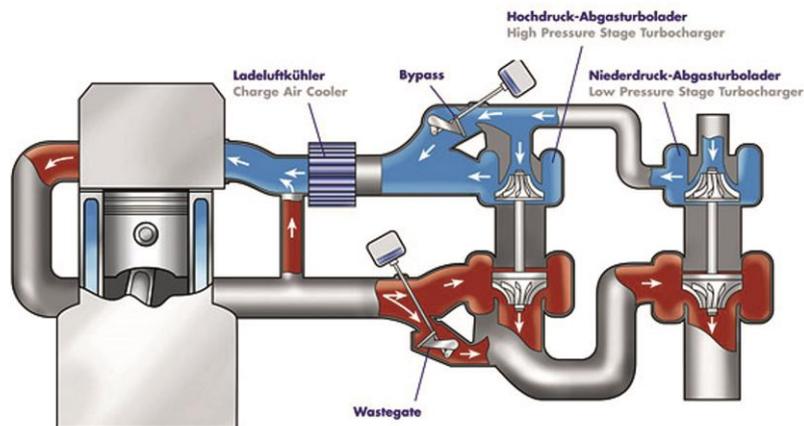


Bild 2: Schema 2-stufig geregelte Aufladung [3]

Des Weiteren werden zur Aufladung auch Kompressoren/Supercharger verwendet (Bild 3).

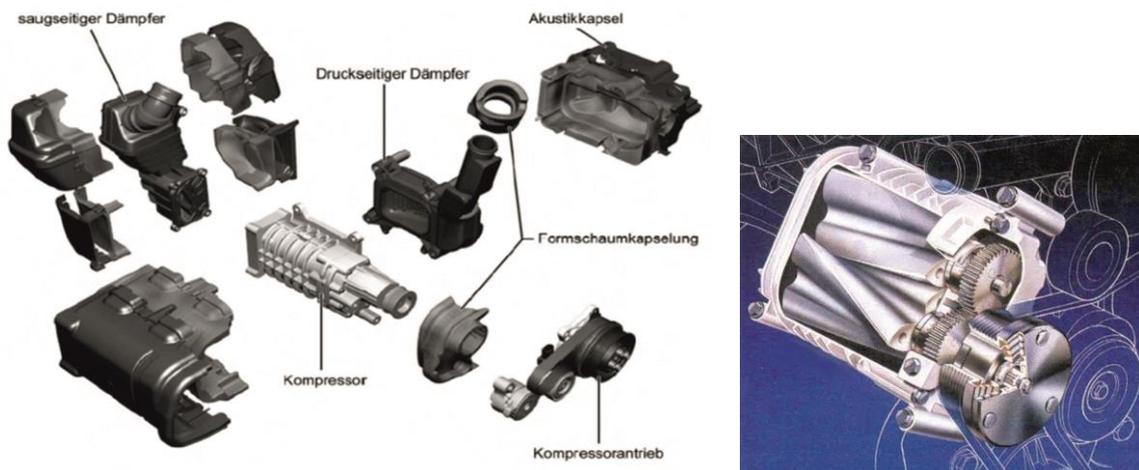


Bild 3: Kompressor inklusive Peripherie

Auf dem Markt kommen auch Kombinationen aus beiden Ladertypen zum Einsatz (Bild 4).

Diese sollen eine homogene Leistungsentfaltung über den gesamten Motordrehzahlbereich gewährleisten. Als Nebeneffekt addieren sich jedoch auch die akustischen Herausforderungen. Die Anregungsspektren beider Ladertypen sind, unter anderem bedingt durch ihren Antrieb, oft unterschiedlich. Dadurch sind häufig mehr Störgeräusche zu bearbeiten.

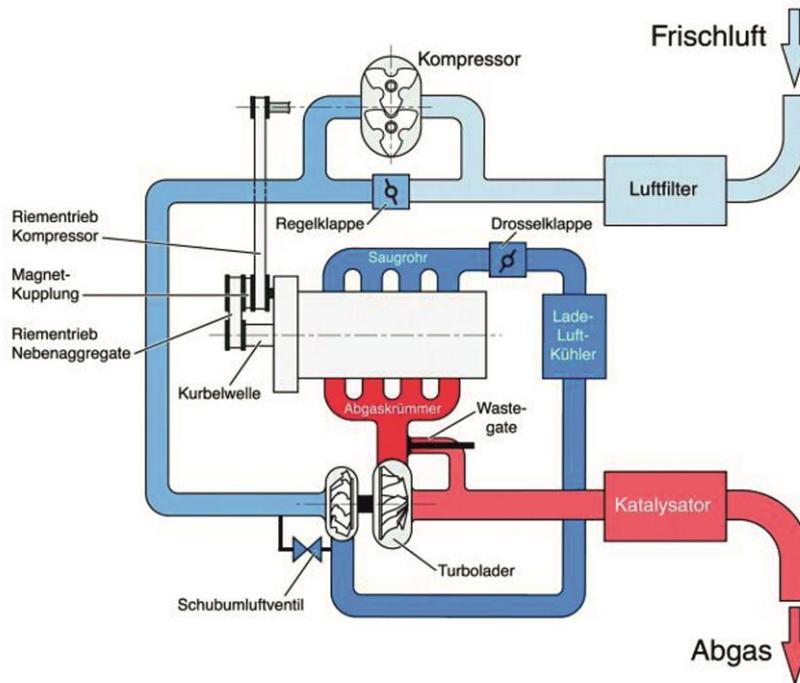


Bild 4: Schema kombinierte Aufladung aus Kompressor und Turbolader [4]

3. Akustische Wirkung von Ladern im Ansaugtrakt

Einleitend wurde die Rolle des Turboladers als akustisches Reflexions- und Transmissionsglied im Ansaugsystem und als Schallerzeuger skizziert. Dies wird im Folgenden erläutert.

3.1 Der Lader als Schalldämpfer

Wie in Bild 1 und Bild 3 dargestellt, besitzen Lader komplexe Geometrien. Der vom Grundmotor generierte Schall (aus der Druckwechselfluktuation der Kolben) wird durch die Komponenten des Luftansaugsystems (Sammler, Ladeluftkühler, etc.) in Richtung Lader geleitet. Dabei wird er bereits durch etwaige Querschnittssprünge, Resonanzeffekte, usw. verändert [5]. Die komplexe Geometrie des Laders, hervorzuheben ist der enge Verdichterspalt und das Verdichterrad mit seiner Schaufelgeometrie, stellt jedoch für den emittierten Schall ein deutlich größeres Hindernis dar. Ein Großteil des eintreffenden Schalls wird zurück in Richtung des Grundmotors reflektiert. Das Ganze geschieht natürlich für unterschiedliche Frequenzen unterschiedlich stark. In der Regel werden die tiefen Frequenzen besonders stark reflektiert. Abhängig vom Kennfeld des Laders und seiner Geometrie, im Zusammenspiel mit der Geometrie der an ihn direkt angrenzenden Bauteile, können aber auch Frequenzanteile der hauptanregenden Motorordnung oder deren vielfache den Lader passieren. Diese telefonieren dann niederdruckseitig weiter durch die Luftansaugkomponenten, werden durch bekannte Mechanismen verändert und tragen letztendlich zum Mündungsgeräusch bei. Der Einfluss des Verdichters auf die vom Grundmotor emittierten Schallwellen ist jedoch im Wesentlichen noch unbekannt. Daher ist eine verlässliche Vorhersage diesbezüglich nicht möglich.

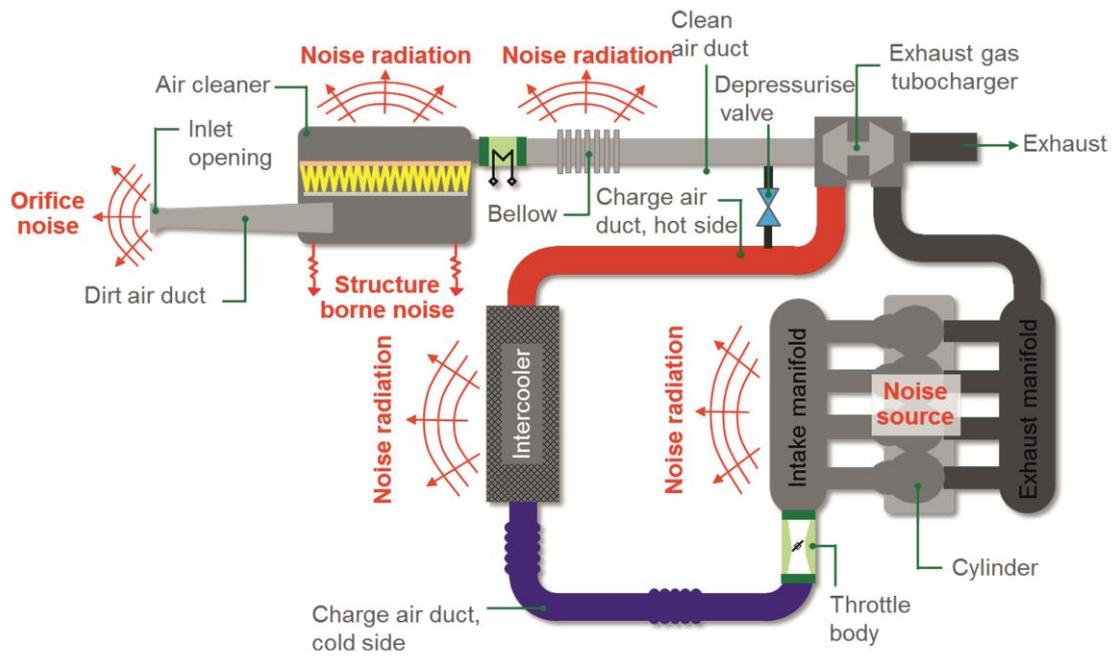


Bild 5: Schema Ansaugakustik eines turboaufgeladenen Motors

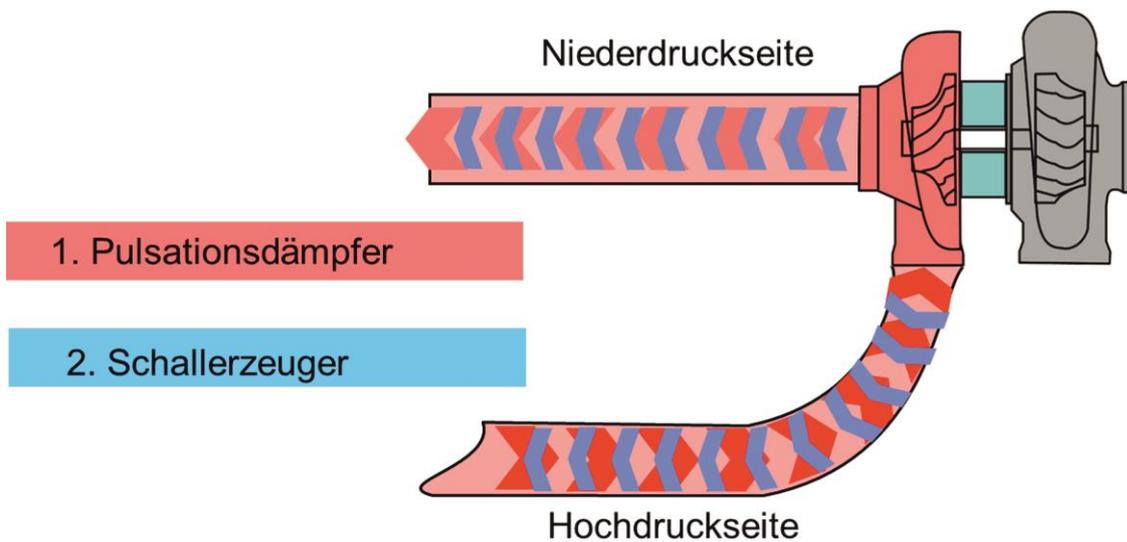


Bild 6: Der Turbolader als Schalldämpfer und Emittent

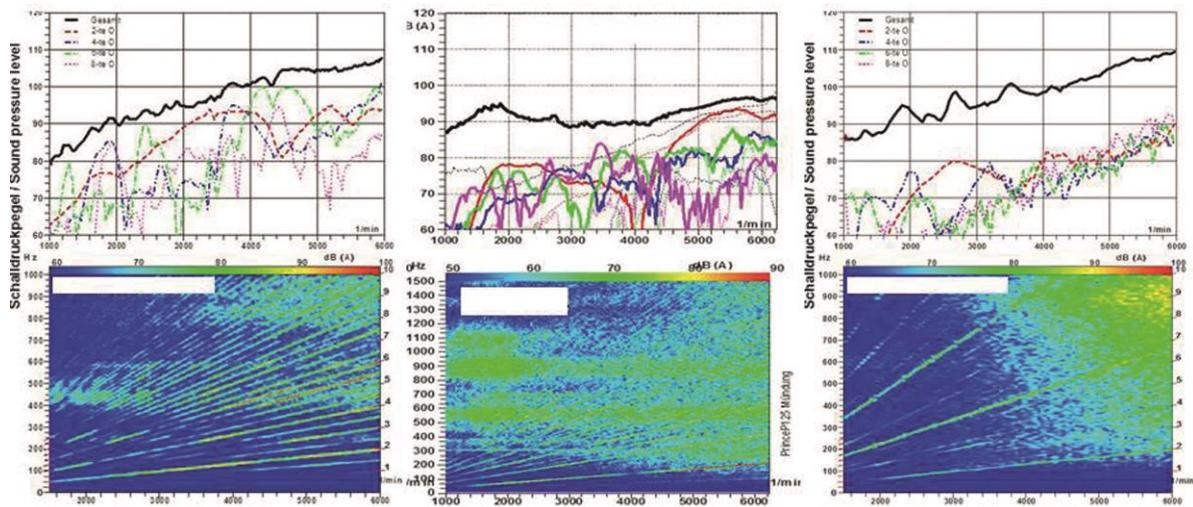


Bild 7: Vergleich Mündungsgeräusch: Saugmotor vs. Abgasturbomotor vs. Kompressormotor

3.2 Der Lader als Schallerzeuger

Neben den Eigenschaften als tieffrequente Schalldämpfer generieren Lader auch Schall. Diesen Geräuschen liegen diverse Ursachen zu Grunde, die im Folgenden erläutert werden. Die Mechanismen der Schallerzeugung sind z.B. in [6] beschrieben. Eine Gemeinsamkeit all dieser Geräusche sind ihre hohen Erregerfrequenzen. So liegen von Ladern erzeugte Frequenzen in der Regel über 1.000 Hz. Sie können bis zu 10 kHz erreichen. Als erste Klassifizierung kann zwischen breitbandigem Rauschen und scharfen Tönen (z.B. pfeifen) unterschieden werden. Konstante Töne entstehen beispielsweise durch Eigenfrequenzen der Turboladerwelle in ihrer hydrodynamischen Ölfilm-lagerung. Sie sind unabhängig von der Turboladerdrehzahl. Weitere tonale Komponenten folgen häufig der Laderordnung und deren vielfachen, etwa den Schaufelordnungen. Entstehungsgründe dafür sind oftmals Unwuchten, Spiel in der Lagerung der Wellen, Biegeschwingungen, etc.

Des Weiteren werden vor allem Pulsationsgeräusche in die Ansaugleitungen emittiert, welche ebenfalls den Turboladerordnungen folgen und durch Druckschwankungen, die ihre Ursache in den Wechselkräften durch Asymmetrien des Rotors haben, erzeugt (Bild 8-10). [7]

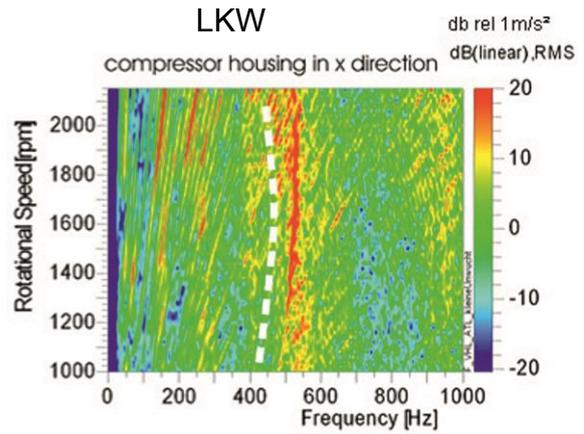
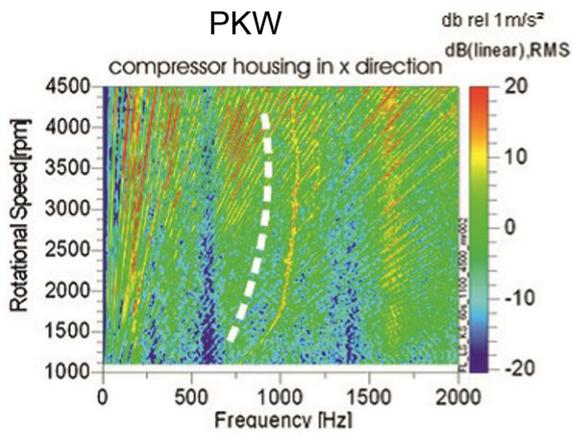


Bild 8: Konstanttöne eines PKW und LKW Turboladers [7]

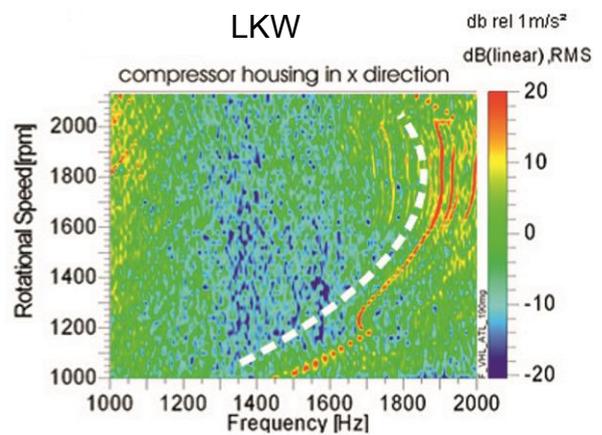
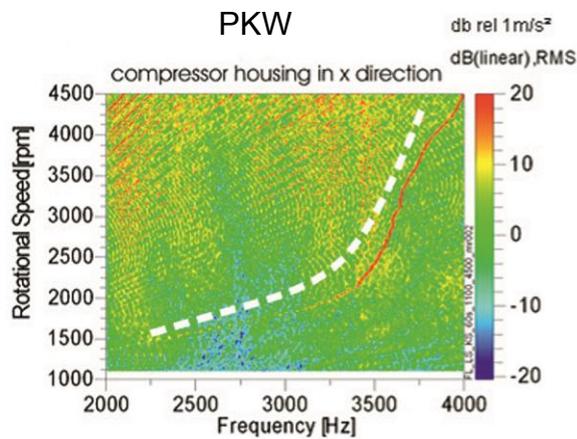


Bild 9: Unwuchtbedingtes Heulen und Pulsationsgeräusche eines PKW und LKW Turboladers [7]

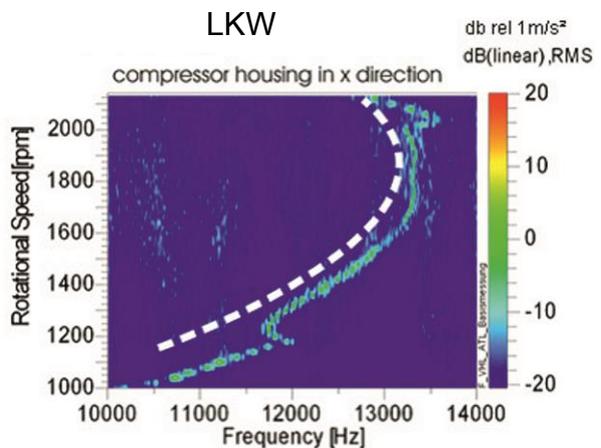
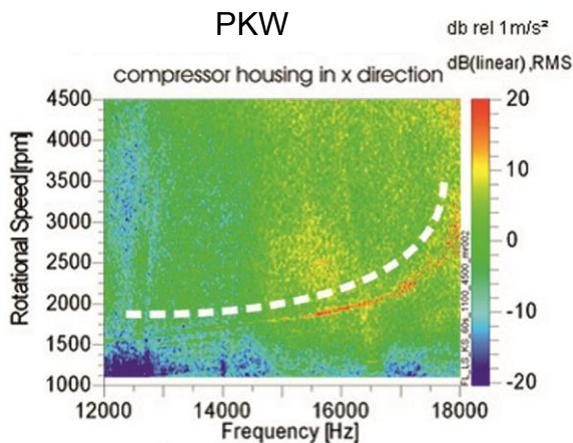


Bild 10: Flügelordnung eines PKW und LKW Turboladers [7]

Ebenfalls pfeifende Töne, aber auch Rauschen können durch die Strömung, vor allem vor Verdichtereintritt erzeugt werden. Dort treten Strömungsgeschwindigkeiten von bis zu 0,6 Mach auf. Ist zum Beispiel eine Schubumluftöffnung im Verdichtereintrittsstutzen integriert, kann es infolge von Wirbelablösungen zu turbulenten Strömungen kommen. Generell ist anzumerken, dass durch die Strömungsmaschine in ihrem Anlaufprozess bis zum Erreichen ihres Sollzustandes, in der Regel bei maximal 2.500 Motorumdrehungen, ein gesamtpegelbestimmendes Rauschen erzeugt. Das ist vereinfacht dadurch zu erklären, dass der Motor bis zum idealen Betrieb wie ein Saugmotor funktioniert, der die benötigte Luft durch den Turbolader zieht. Die entstehende Strömung im Verdichter ist dann turbulent.

Bauartbedingt ergeben sich in unterschiedlichen Betriebszuständen des Turboladers weitere Geräuschphänomene. Dazu zählen zum Beispiel Lastabwurfgeräusche. Sie können vom sachten „atmen“ über „fauchen“ und „kuckuckartigen“ bis hin zu sehr impulshaltigen, explosionsartigen Geräuschen charakterisiert werden. Eine vollständige wissenschaftliche Beschreibung der Ursachen existiert noch nicht. Es ist aber sehr wohl bekannt, dass dabei die Art und Ansteuerung des WasteGate oder der variablen Turbinen Geometrie, des Schubumluftsystems mit dessen Position und Geometrie und die Drosselklappe eine Rolle spielen. So läuft der Lader unter Umständen bei einem plötzlichen Lastwechsel des Motors von Volllast in keine Last noch Sekundenbruchteile weiter, da das oft unterdruckbetriebene WasteGate-Ventil etwas „träge“ ist. Die elektrisch betriebene Drosselklappe schließt bei so einem Lastwechsel jedoch unverzüglich. Ist das Schubumluftventil ebenfalls unterdruckbetrieben, öffnet es nicht unverzüglich. Durch den Nachlauf der Turbine und des Verdichterrades baut sich nun ein höherer Druck zwischen Lader und Drosselklappe auf. Dieser Druck expandiert ab einem bestimmten Druckgefälle und sinkender Laderdrehzahl durch die Verdichterseite hindurch in den Niederdruckbereich des Luftansaugsystems. Solch eine Expansion führt zu den oben beschriebenen Geräuschphänomenen (Bild11).

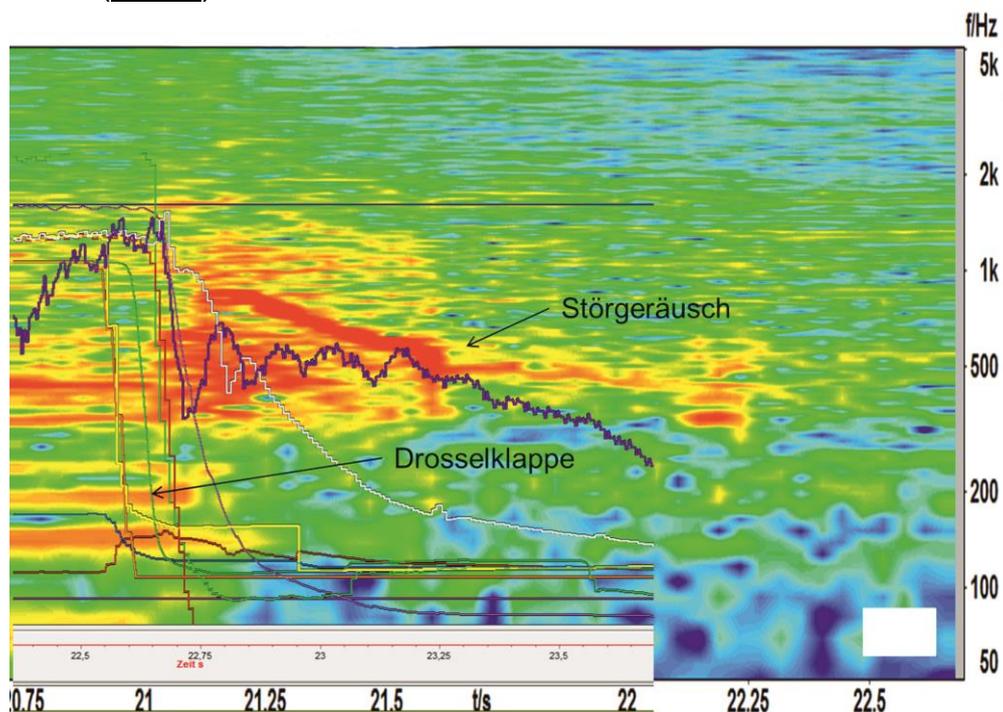


Bild 11: Lastabwurfgeräusch eines ATL - Motors

4. Akustische Sekundärmaßnahmen im Ansaugsystem

Gegen die im Kapitel 3.2 vorgestellten Störgeräusche sollten stets quellennahe Schallschlucker angestrebt werden, da die Leitungen des Ansaugsystems für diese hohen Frequenzen oftmals keine hinreichende Barriere darstellen und die Geräusche vermehrt abstrahlen. Vor allem auf diesem Weg gelangen Sie in den Fahrzeuginnenraum. Außerdem telefonieren sie durch das Luftansaugsystem bis zur Mündung und sind im Außengeräusch wahrnehmbar. Es wurde bereits darauf hingewiesen, dass diese Schallemissionen durch ihre Charakteristik sehr deutlich von uns Menschen wahrgenommen und als sehr störend empfunden werden. Als quellennahe Lösungen haben sich vor allem breitbandig wirkende Absorptionsdämpfer und nach dem Helmholtz-Resonator-Prinzip arbeitende Breitbanddämpfer bewährt (Bild 12-15). Auch Expansionskammern direkt vor dem Verdichtereintritt des Turboladers haben sich als hilfreich erwiesen.

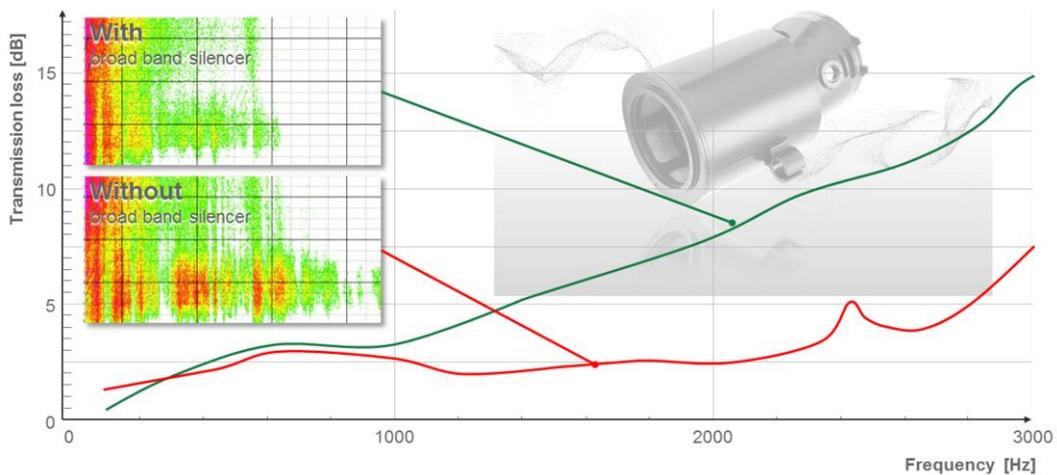


Bild 12: Absorptionsdämpfer

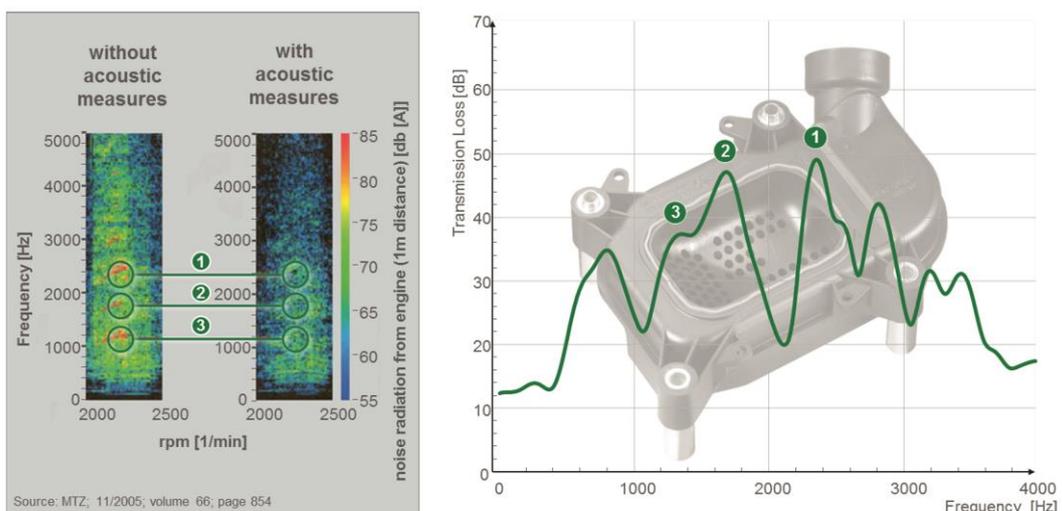


Bild 13: Hochdruckbreitbanddämpfer (Helmholtz)

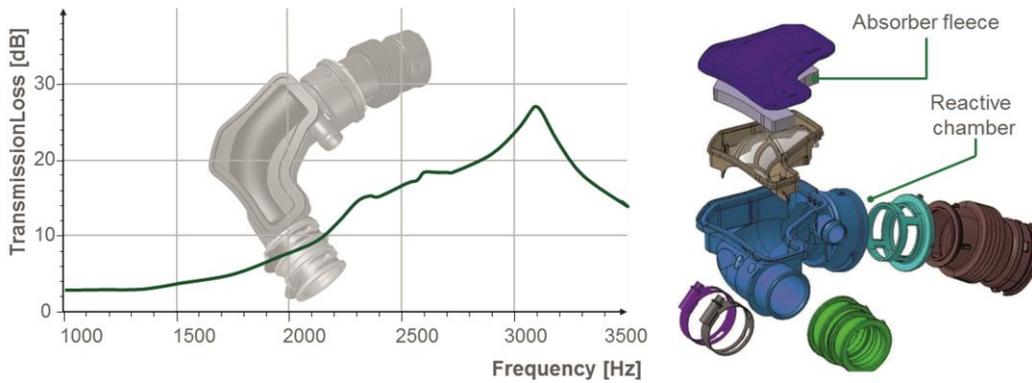


Bild 14: Kombination eines Absorptions- und Helmholtzdämpfers

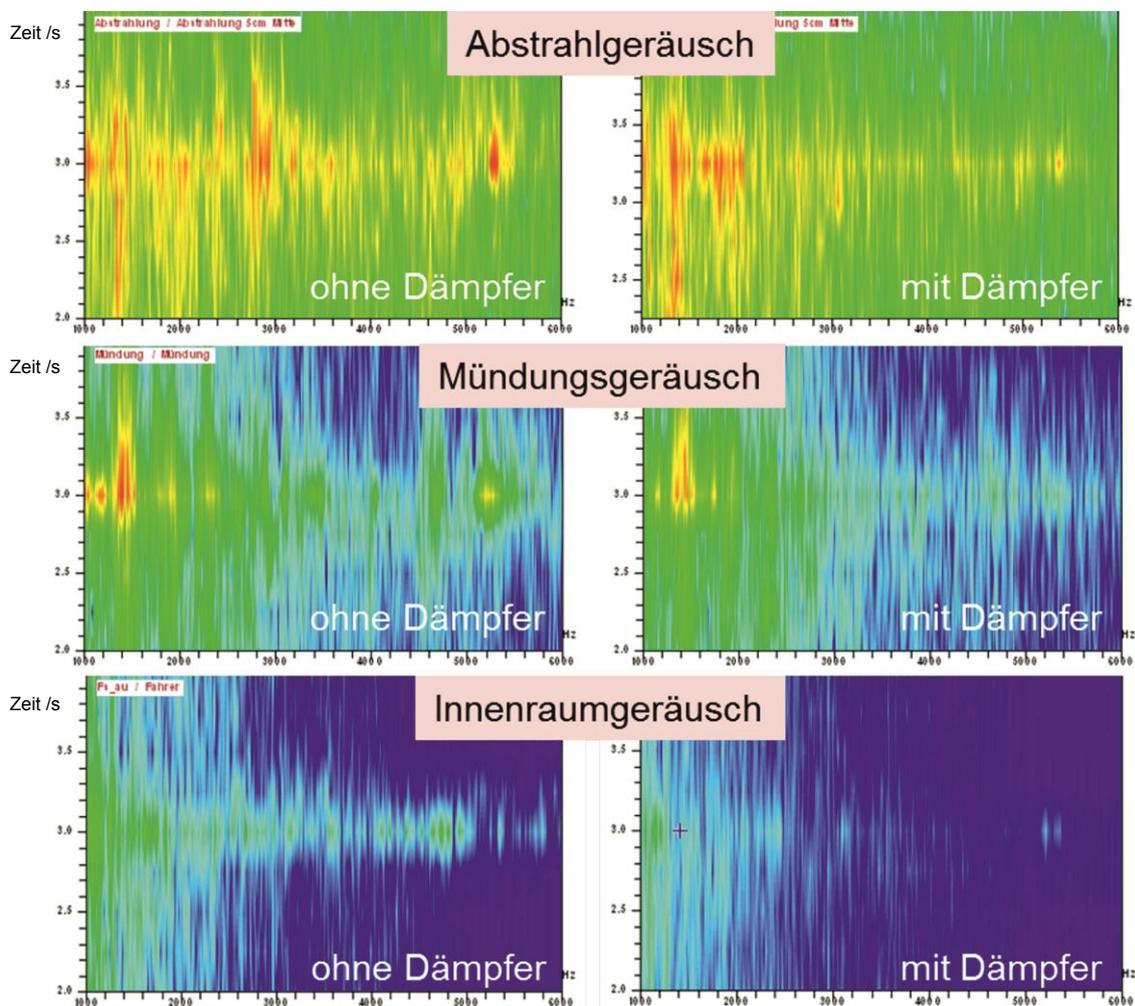


Bild 15: Fahrzeugmessungen eines Lastabwurfgeräusches

Letztere können sowohl niederdruck- als auch hochdruckseitig eingesetzt werden. Auch Kombinationen beider Dämpfertypen sind möglich, etwa um neben Rauschen auch besonders starke tonale Anteile auszulöschen. Dazu sind auch $\lambda/4$ – Rohre, natürlich abhängig von der Frequenz, sehr gut geeignet. Steht genügend Bauraum zur Verfügung, können die Dämpfer entsprechend ausgelegt werden um die Störge-

räusche an Ort und Stelle komplett zu eliminieren. Leider ist dies häufig nicht der Fall, ist doch der Bauraum, vor allem um den Turbolader, oft sehr begrenzt und die Umgebungsbedingungen anspruchsvoll. Abhängig von der Art und Geometrie der luftführenden Leitungen ist es bedingt durch die angesprochenen Abstrahlungsproblematiken notwendig diese zu modifizieren. So haben sich Multiimpedanzlayer als sehr effektiv erwiesen. Dazu werden z.B. aluminiumkaschierte Schwermatten auf die Leitungen aufgebracht (Bild 16).

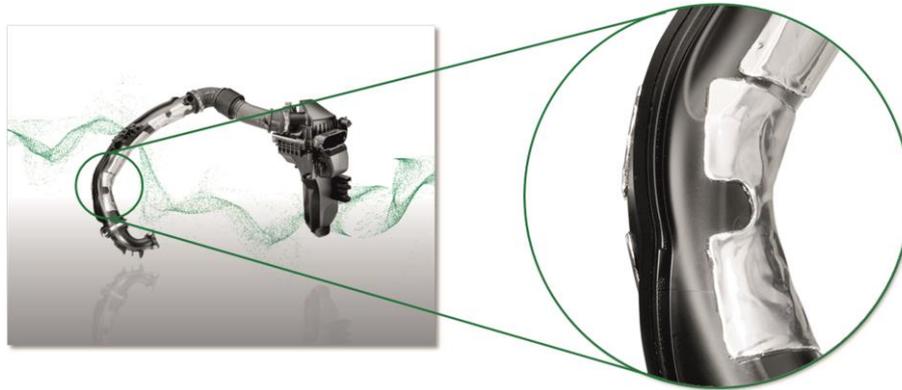


Bild 16: Mit Schwermatte beklebte Reinluftleitung

Im Bereich von Faltenbälgen, welche oft akustisch besonders transparent sind, ist der Überzug von Elastomergaloschen möglich (Bild 17). Beide Varianten wirken sehr effektiv der Schallabstrahlung entgegen.

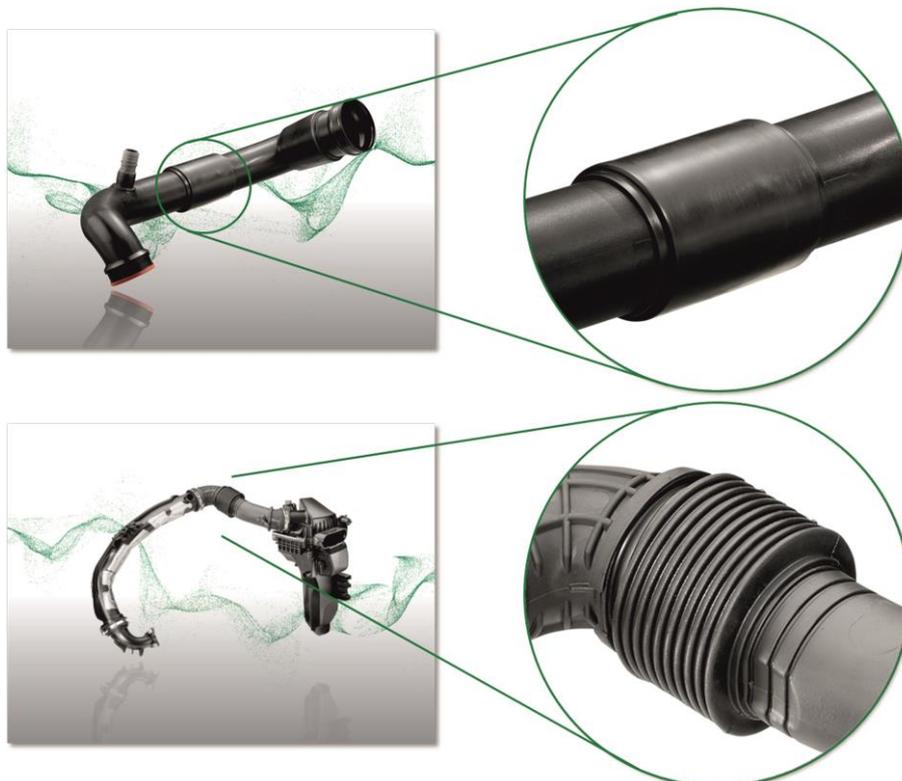


Bild 17: Elastomergaloschen über Faltenbälgen

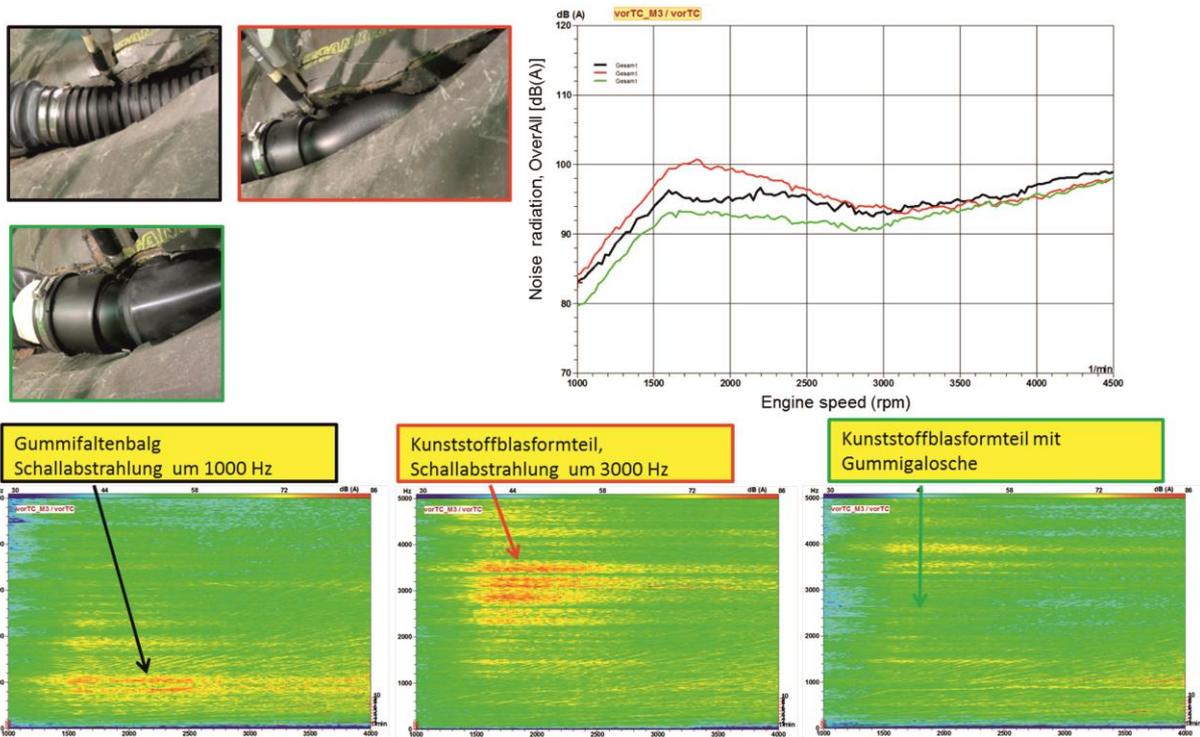


Bild 18: Schallabstrahlungsverhalten verschiedener Reinfluftleitungen

Auch im Luftfilter selbst können zusätzliche schalldämpfende Maßnahmen implementiert werden. So hat sich die Integration von Absorberschichten als probat erwiesen (Bild19).

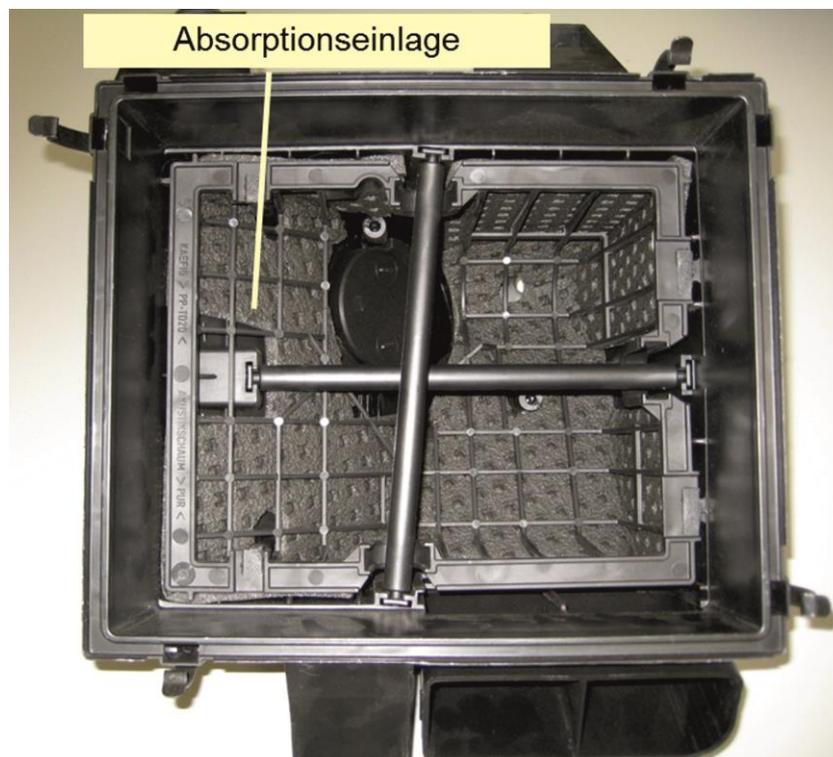


Bild 19: Luftfiltergehäuse mit Absorptionseinlage

Es ist ebenso möglich, einen breitbandig wirkenden Schallschlucker im Luftfilter, etwa einen Absorptionsdämpfer im Reinluftstutzen, zu platzieren (Bild20).

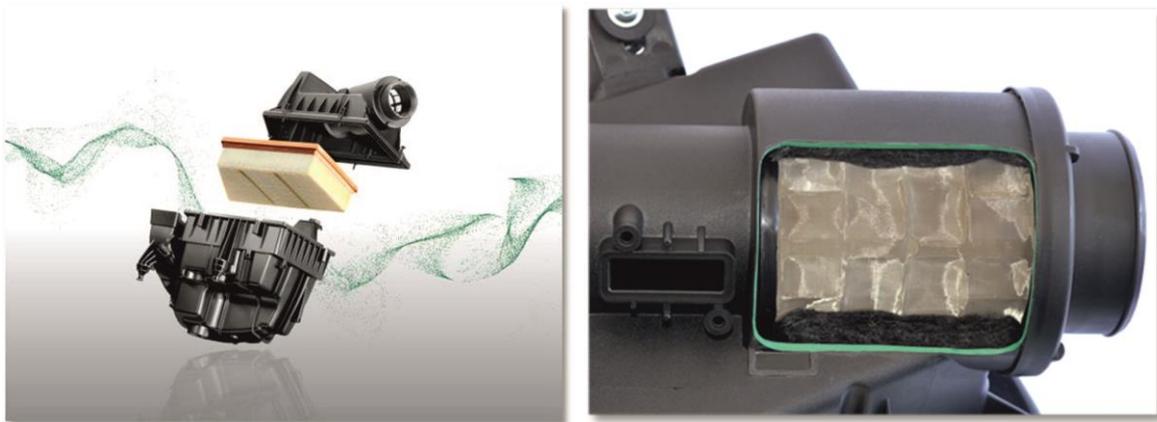


Bild 20: In den Luftfilter integrierter Absorptionsdämpfer

Natürlich können bei Bedarf auch hochfrequent wirkende Schallschlucker auf der Rohluftseite umgesetzt werden. Es ist auch realisierbar, die Rohluftleitung porös, also absorbierend zu gestalten (Bild 21). Das ist auch mit gesintertem Kunststoff möglich.

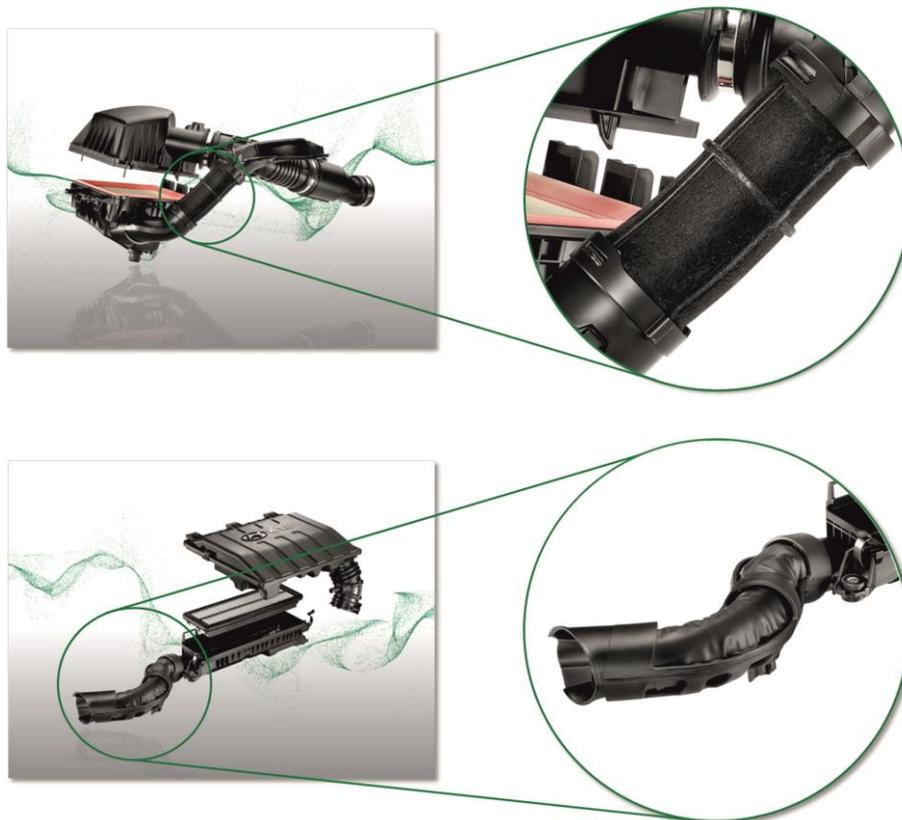


Bild 21: Poröse Rohluftleitungen mit und ohne Cover

Während sich der Abgasturbolader aufgrund der hohen Abgastemperaturen nicht ohne weiteres kapseln lässt, ist dies beim Kompressor möglich und oft angebracht. Bild 3 zeigt diverse akustische Schalldämm- und Dämpfungsmaßnahmen eines Kompressors.

In Kapitel 3.1 wurde die schalldämpfende Wirkung des Turboladers auf die Kolbeninduzierten Druckwellen beschrieben. Da diese Motorordnungen jetzt laderbedingt im Mündungsgeräusch fehlen, fehlt ein wichtiger Baustein für das Innenraumgeräusch. So sind bisweilen nur schwache akustische Lastfeedbacks zu erreichen. Mit Soundmaßnahmen wie dem Symposer ist es möglich die Anregung des Grundmotors noch vor dem Turbolader abzugreifen und in den Innenraum zu leiten (Bild 22-23). Durch hervorheben bestimmter Motorordnungen oder Frequenzen kann daher das Innenraumgeräusch ohne Soundsynthetisierung gestaltet werden (Bild 24). Wie „schmutzig“, „rassig“ oder sonor das Soundfeedback letztendlich herausgearbeitet werden kann, hängt natürlich von der Motoranregung ab.

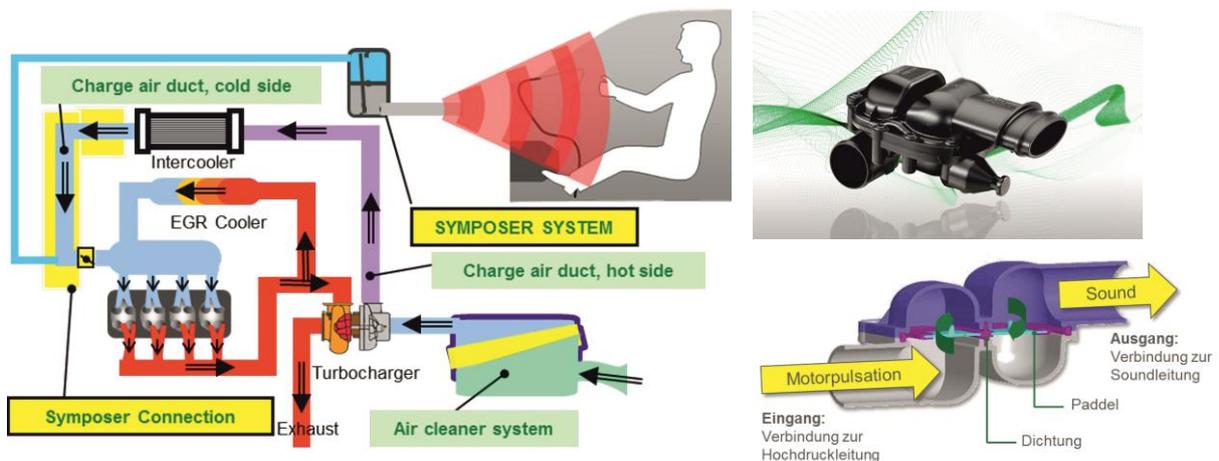


Bild 22: Schema und Aufbau eines Symposer

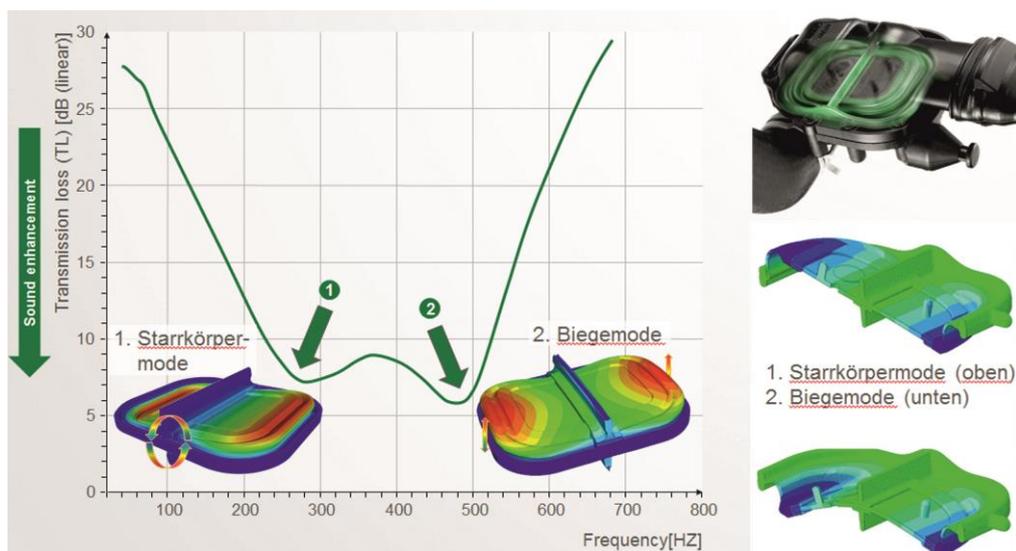


Bild 23: Wirkprinzip eines Symposer

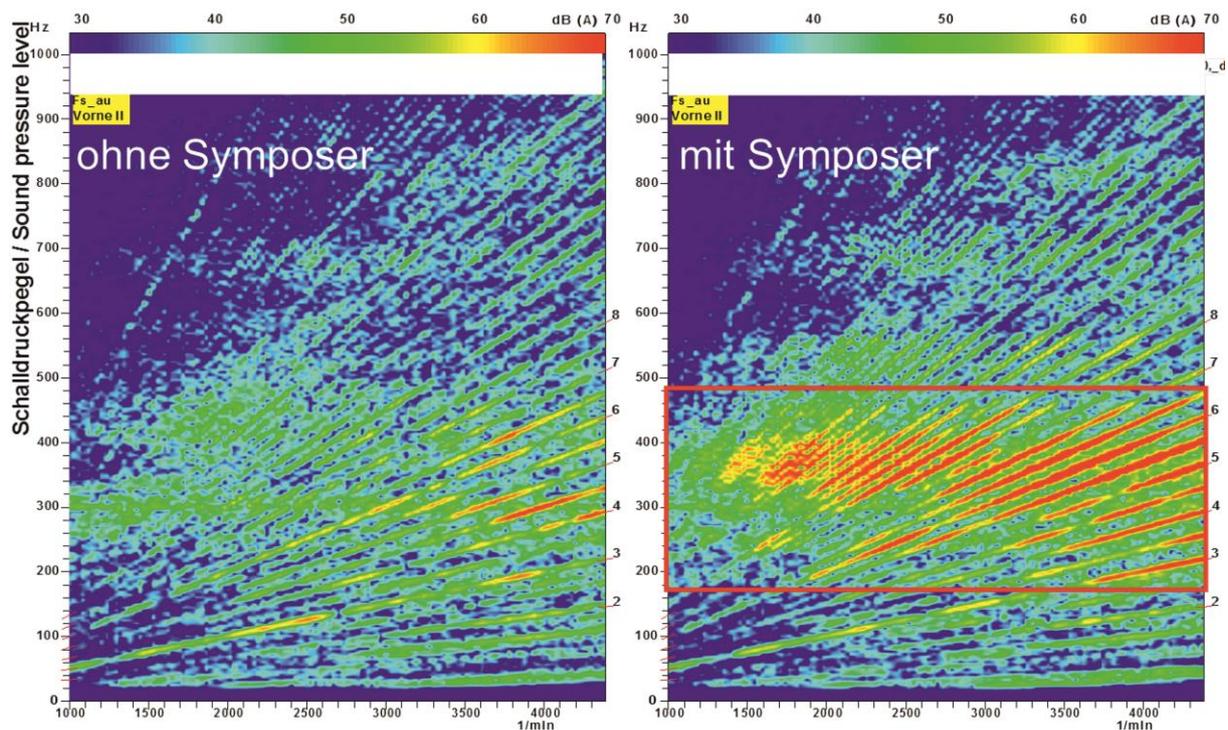


Bild 24: Innenraumgeräusch eines PKW mit aufgeladenem Dieselmotor mit und ohne Symposer

5. Zusammenfassung und Ausblick

Im Vortrag wurden die signifikanten Beeinflussungen des Luftansauggerausches von Verbrennungsmotoren durch aufladende Komponenten erläutert. Dabei wurden die schalldämpfenden und schallerzeugenden Eigenschaften von Ladern skizziert. Das Hauptaugenmerk lag auf dem Turbolader als Schallerzeuger, da sich die Charakteristik des Luftansauggerausches durch die vom Lader emittierten Geräusche maßgeblich und oft störend verändert. Für Saugmotoren bewährte Komponenten und Rohrgeometrien der Luftansauganlage sind für diese hochfrequenten, tonalen, oft auch impulshaltigen Geräusche nicht mehr hinlänglich. Sie werden außerdem durch die vom Turbolader bedämpften Motorordnungen nicht ausreichend maskiert, so dass sie den Klangeindruck des Fahrzeuges, sowohl im Außen- als auch Innenbereich, stören. Im Referat wurden diverse akustische Sekundärmaßnahmen, wie z.B. Absorptionsdämpfer, Breitbanddämpfer, Elastomergaloshen, etc. aufgezeigt. Auch passive Schallmaßnahmen, wie etwa der Symposer, welche ein Soundfeedback des Motorgrundgeräusches, ohne zu synthetisieren, ermöglichen, wurden präsentiert. Die vorgestellten Akustikkomponenten sind auf der Höhe der Zeit aktueller Motorenkonzepte. Es bleibt abzuwarten, welche neuen Herausforderungen sich mit der Weiterentwicklung des Verbrennungsmotors, einer zunehmenden Hybridisierung, etc. ergeben und ob diesen noch mit rein passiven Maßnahmen zu begegnen ist.

Literatur

- [1] Reif, K., Dietsche, K.: Kraftfahrtechnisches Taschenbuch, 27. Auflage, Robert Bosch GmbH, Vieweg+Teubner Verlag, 2011
- [2] Mayer, M.: Abgasturbolader, Die Bibliothek der Technik, Band 103, Borg Warner Turbo Systems, Verlag Moderne Industrie, 2006
- [3] BorgWarner, www.3k-warner.de
- [4] www.kfztech.de
- [5] Munjal, M.L.: Acoustics of Ducts and Mufflers, John Wiley & Sons, New York, 1987
- [6] Stein, M.; Oppermann, N.: Das Aufladesystem im Spannungsfeld zwischen Emissionen, Fahrdynamik und Akustik, Haus der Technik Fachbuch Band 66, Expert-Verlag, 2006
- [7] Aymanns, R., Pischinger, S.: Turbo Charger Noise - Development of a Method for Avoiding Whining Noise of Turbo Chargers, Heft 851, FVV, Frankfurt am Main, 2008

Interior Noise Effects of Active Vibration Cancellation for a 4-Cylinder Engine

Enrico Kruse, Andrew Harrison

Abstract

Electric vehicles with range extending internal combustion engines represent a particular noise and vibration challenge. The relatively quiet and smooth operation in electric mode is contrasted by the rather loud and harsh running range extender.

This situation is often exacerbated by the need for weight reduction throughout the vehicle to maximize the electric driving range. The omission of passive noise reduction measures like insulation material and engine balance shafts reduces weight but further increases perceived noise and vibration.

In this paper the application of an active vibration control system to such a vehicle with a gasoline range extender without balance shafts will be presented. The effects of error sensor choice and actuator inclination on interior noise and vibration levels will be addressed.

Kurzfassung

Elektrische Fahrzeuge mit reichweitenverlängernden Verbrennungsmotoren stellen eine besondere Herausforderung bezüglich Innengeräuschen und Schwingungskomfort dar. Der relativ leise und gleichmäßige elektrische Antrieb steht in Kontrast zum eher lauten und rauen Lauf des Verbrennungsmotors.

Die Situation wird oft noch verschärft durch den Zwang zur Gewichtsreduktion, um die Reichweite im elektrischen Betrieb zu maximieren. Der Verzicht auf passive Geräuschkinderungsmaßnahmen wie Dämmung und Motorausgleichswellen reduziert Gewicht, erhöht aber zusätzlich den empfundenen Geräusch- und Vibrationspegel.

In diesem Artikel wird die Anwendung eines Systems zur aktiven Schwingungskontrolle in einem solchen Fahrzeug mit benzinbetriebenen Reichweitenverlängerer ohne Ausgleichswellen präsentiert. Die Auswirkungen verschiedener Sensorvarianten und Aktuatoranstellwinkel werden dargestellt.

1. Introduction and task

On a global scale, 4-cylinder engines are and will continue to be used in the majority of all passenger cars. They function as their main means of propulsion (diesel, gasoline, flex fuel, etc.) or work in hybrid drives in combination with electric motors.

Nowadays turbo charging, downsizing, downspeeding and the removal of balancer units, to name just a few, are commonplace measures in 4-cylinder engines to reduce fuel consumption and CO₂ emissions while increasing the specific output of said engines. However, all these measures typically also generate or exacerbate NVH (noise, vibration, harshness) issues inside and outside the cabin. The goal of this project was to use active vibration cancellation measures to find a better balance between CO₂ reduction and noise and vibration requirements.

The target vehicle for this investigation is a range extended hybrid electric car from a major OEM. The internal combustion range extender is a 4-cylinder gasoline engine without balance shafts. The hybrid powertrain was mounted in the vehicle using a standard pendulum style setup for laterally installed engines: load carrying mounts above the powertrain center of gravity (right hand side and left hand side) and a single torque link at a lower, more central position.

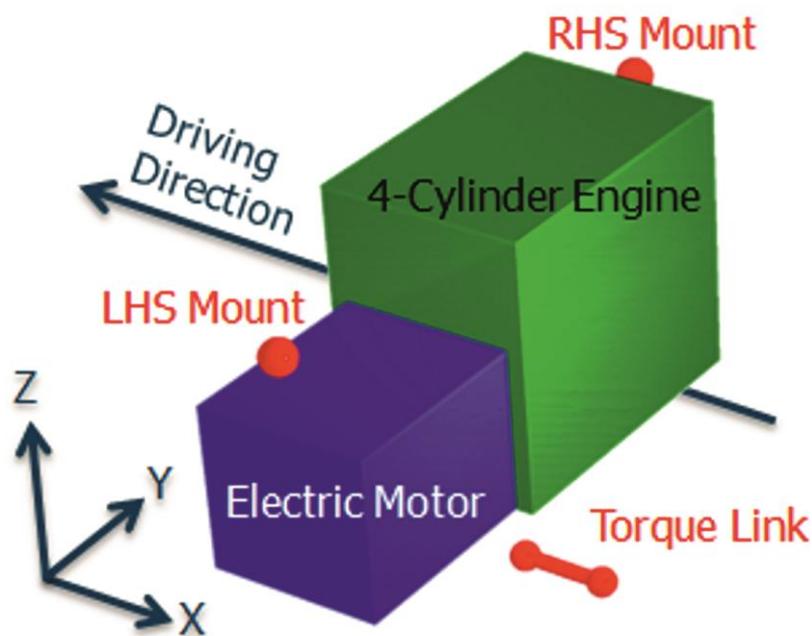


Fig. 1: powertrain and mounting system

The original setup showed several areas of high interior noise levels (“booming”) with a significant contribution from the 4-cylinder engine’s 2nd order – the order that would otherwise have been canceled by the balance shafts.

An active vibration control system was applied to tackle these 2nd engine order NVH issues. The challenging 2nd engine order interior noise target was derived from a

same-class competitor vehicle also sporting a 4-cylinder gas engine but *with* balance shafts and *with* active noise cancellation through loudspeakers.

In comparison to balance shafts an AVC solution is

- Lightweight and practically frictionless, i.e. less fuel consuming
- More adaptive to environmental and production variations
- Smaller in size

All vehicle tests were carried out at the customer site in an anechoic chamber on a dynamometer to ensure controlled test conditions. Slight variations in the “AVC off” baseline results were still observed. Possible reasons besides the natural variation: The vehicle was a prototype, and the installed actuator had a small mass effect even when it wasn’t operated.

2. Active Vibration Control System

An active vibration control solution is comprised of these main components:

- Actuator to generate a force output to be transmitted to the vehicle structure
- Input sensor (either microphone or accelerometer) to measure the vehicle response, typically either in g (or m/s^2) or dB (or dB(A))
- Electronic control unit (ECU) including the control software to process input signals, to determine the appropriate output response to the vehicle, to feed back information about failure states and to tune and monitor the system during installation

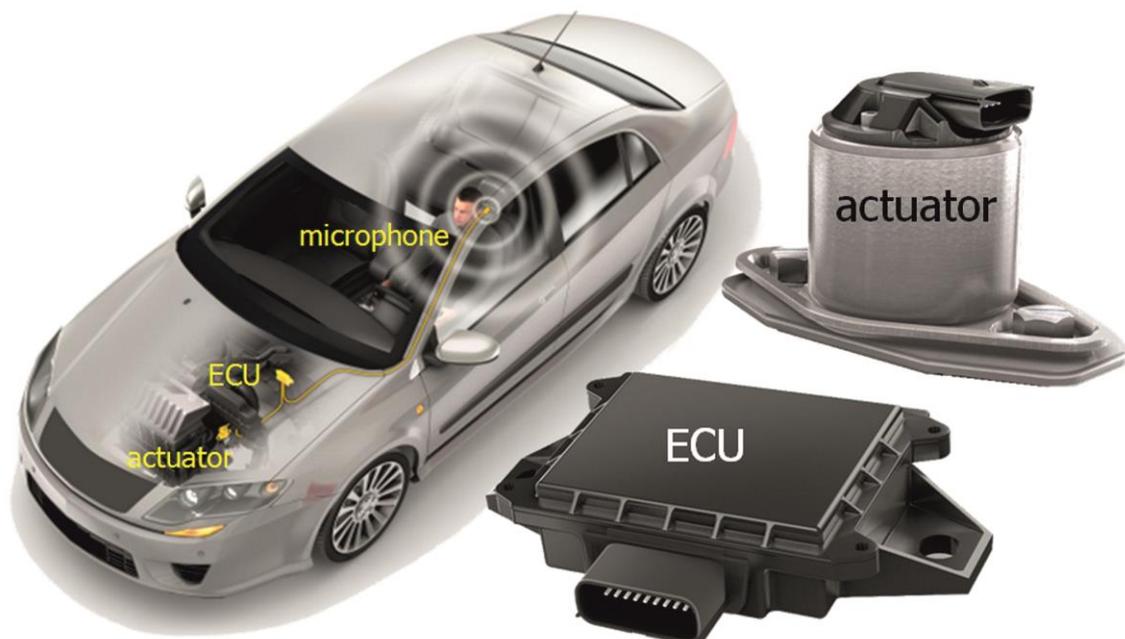


Fig. 2: Active Vibration Control (AVC) system

2.1 Actuator

The actuator is the system component that generates the counter vibrations. It has to be small enough to fit yet strong enough to provide sufficient force output over the entire operating frequency range.

There are different constructions of actuators available: piezoelectric, magnetostrictive, electrodynamic or linear proportional (variable reluctance / solenoid type). The first two are not suitable for consideration as they do not offer enough stroke of the mass required to generate an appropriate level of force. This leaves both electrodynamic and linear proportional as actuator types for consideration.

TrelleborgVibracoustic has chosen the uni-axial electrodynamic shaker design. It provides the following advantages over linear proportional / variable reluctance type constructions:

- Linear output response
- Smaller package possible
- Response more stable at high temperatures
- Better response at medium and high frequencies, i.e. mid and high engine speed range

The actuator, along with the control hardware and software, determines the reaction speed of the AVC. Electrodynamic shakers show a much faster displacement response than variable reluctance devices. Figure 3 shows how the electrodynamic shaker almost instantaneously responds to the downshift from 3rd to 2nd gear.

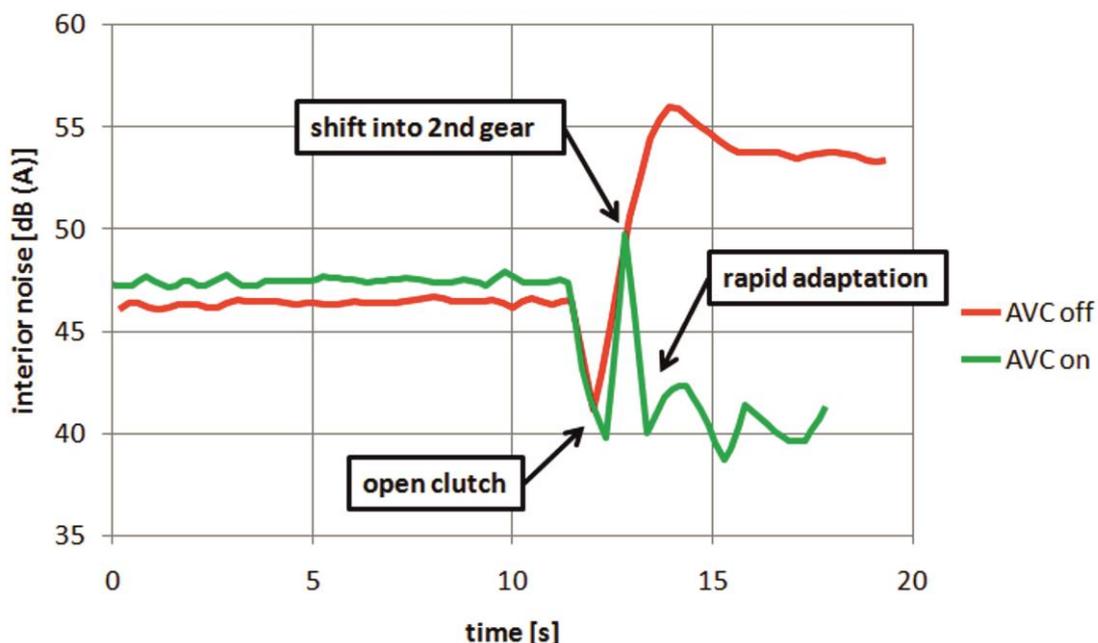


Fig. 3: interior noise variation during downshift from 3rd to 2nd gear

2.2 Sensor

Both the microphone and accelerometers used for the AVC were standard automotive components. This ensures compatibility and lowers the threshold from demo car prototype to serial industrial application of the AVC.

The microphone was placed inside the cabin so it didn't need any special protection from the elements. The accelerometer is a completely sealed design suitable for under hood usage in cars:

- Meets IP6K9K standard (sealed against dust, jet wash, submersion)
- Wide range of operating temperatures (-40 to +125 °C)
- Reverse battery & overvoltage protection

The accelerometer could be integrated into the shaker housing. But this only makes sense for a serial application, and only for local control setups. (It is not always optimal to place the sensor right next or to or inside the actuator.)

2.3 Control hardware

The electronic control unit (ECU) is fully contained in a sealed casing meeting the necessary automotive standards for under hood installation.

It comprises:

- Main microprocessor running the source code
- Interface circuitry for the vehicle CAN bus
- Drive circuit to operate the actuator
- Onboard memory
- Input circuit (if required) for the error sensor

Besides the source code which includes the main Active Vibration Controlling algorithms, the ECU also contains interface software to allow a hookup via PC to support vehicle development activities.

Dependent upon vehicle packaging environment (temperature!), actuator size and system type (open or closed loop), the controller is located remotely (e.g. near the firewall) or within the actuator assembly. In a serial application the electronics could also be integrated into other, already existing, vehicle controllers.

2.4 Control algorithm

Active vibration control solutions can be roughly classified into open loop and closed loop systems. Closed loop systems use a continuous feedback loop employing an accelerometer or microphone as the error sensor.

The engine's unbalanced 2nd order shaking forces are the target in this project. These excitations are purely mass and inertia generated, i.e. they depend on the engine speed but not on the engine load. (E.g. at constant engine speed it doesn't mat-

ter if the vehicle is going uphill or downhill.) In such a case a closed loop feedback is not necessary and an open loop system may suffice.

In open loop systems the determination of the drive to the actuator is performed simply by cross checking a lookup table which has listed the output amplitude and phase shift required by the actuator at any given point in the engine rpm range.

In theory this lookup table can indeed be quite complex, and include other determining factors available on the vehicle CAN (controller area network) bus, such as ambient temperature, vehicle loads, battery voltage and so on.

Benefits of this approach over a closed loop system are:

- Significant cost reduction:
 - Removal of input sensor and associated input circuitry
 - Small and cheaper electrical connector
 - Simplification of ECU and wiring bundle
- Smaller ECU PCB (printed circuit board) resulting in smaller housing or easier integration within the actuator
- Complete removal of EMC (electromagnetic compliance) concerns with sensor input line

It should be noted that an error sensor (accelerometer or microphone) is still needed at the position of issue to *train the system and populate the lookup table*, just not to *operate the system* once it is initiated.

3. Approach and Vehicle Test Results

3.1 Placement of actuator

In principle, the electrodynamic shaker can be placed anywhere in the vehicle provided there is a flat enough surface and sufficient room. It can also work under any inclination angle. Obviously, in this project it needs to be placed where it results in the biggest reduction in interior noise. It is also evident to place the actuator on the body side rather than on the powertrain itself. That way the engine mounting system can provide the first layer of isolation and the AVC only needs to deal with the remaining vibrations.

There were significant time constraints in this project, so a comprehensive transfer path analysis from the powertrain mounts to the driver sensor points (namely the driver's ear, but also seat track, steering wheel, ...) could not be carried out.

However, it was quite clear that the unbalanced 4-cylinder engine would generate a significant amount of 2nd order engine shaking. The acting point of this shaking force is the middle of the crankshaft, i.e. closer to the right hand side (RHS) mount than to the left hand side (LHS) one.

Vibrations at the powertrain mounts in all directions under several operating conditions were checked. As can be seen in the example in figure 4, vibrations in RHS Z

proved to be dominant, as anticipated. Vibrations in other directions or at other mount locations were much lower.

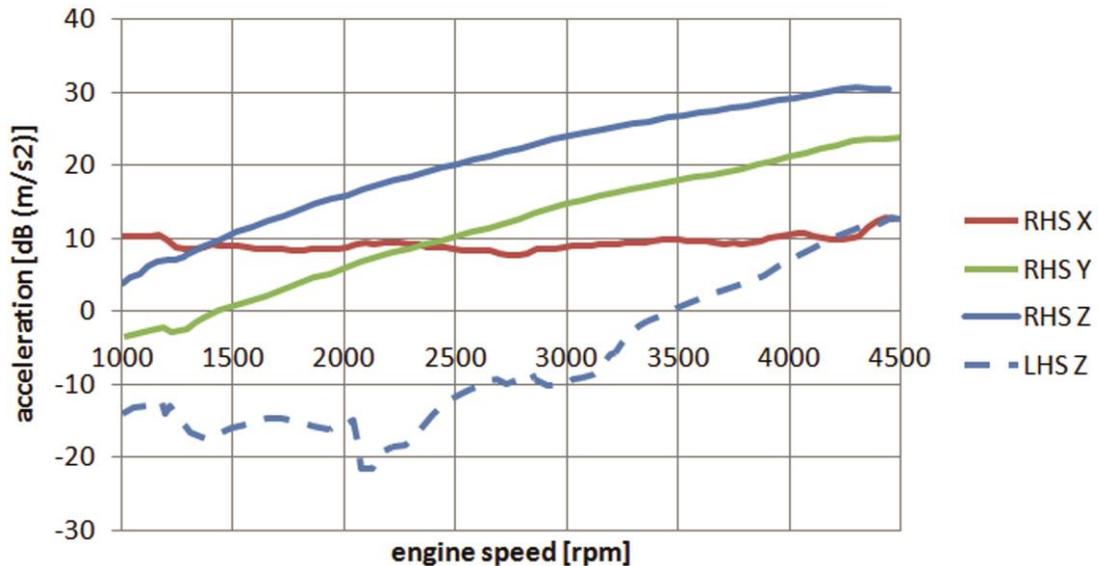


Fig. 4: 2nd order powertrain side vibration levels during engine run-up

Removing the RHS mount completely (and supporting this side of the powertrain to ground to eliminate this vibration path) dropped the 2nd order content of the interior noise in some engine speed ranges by up to 5-15 dB. This served as another indicator that placing the actuator upright and on the rail close to the RHS powertrain mount should be a good start.

3.2 Selection of error signal

The main target in this project was the reduction of interior noise, or more specifically the 2nd engine order content thereof. So selecting a microphone as the error signal source seems a natural choice. However, this solution would mean additional equipment in the cabin and wiring between the microphone and the controller.

Experience showed that in some cases it is enough to focus on the cancellation of the local vibration levels right at the location of the actuator. Positioning an accelerometer next to or even integrated within the actuator also makes for a very compact “plug and play” solution. Of course, this assumes the sensor can withstand the sometimes harsher conditions there, such as increased temperatures and generally higher vibrations levels (road shake).

3.3 Open loop control with local accelerometer

So in a first set of investigations an accelerometer was placed right next to the shaker, on the rail close to the RHS powertrain mount. The vertical vibrations at that point were taken as the input signal for the electronic controller. With this setup a broad-band reduction of the local vibrations was achieved.

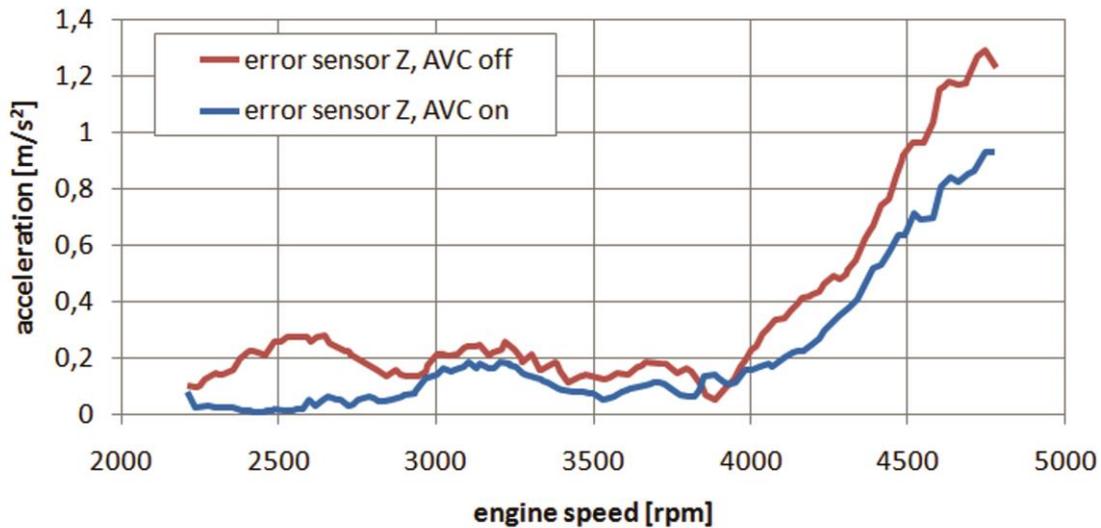


Fig. 5: vibration reduction at actuator position with local error sensor at actuator

However, this improvement did not materialize in the cabin. The vertical seat rail vibrations were somewhat lowered in certain speed ranges but overall the improvement was negligible and not perceivable by the driver.

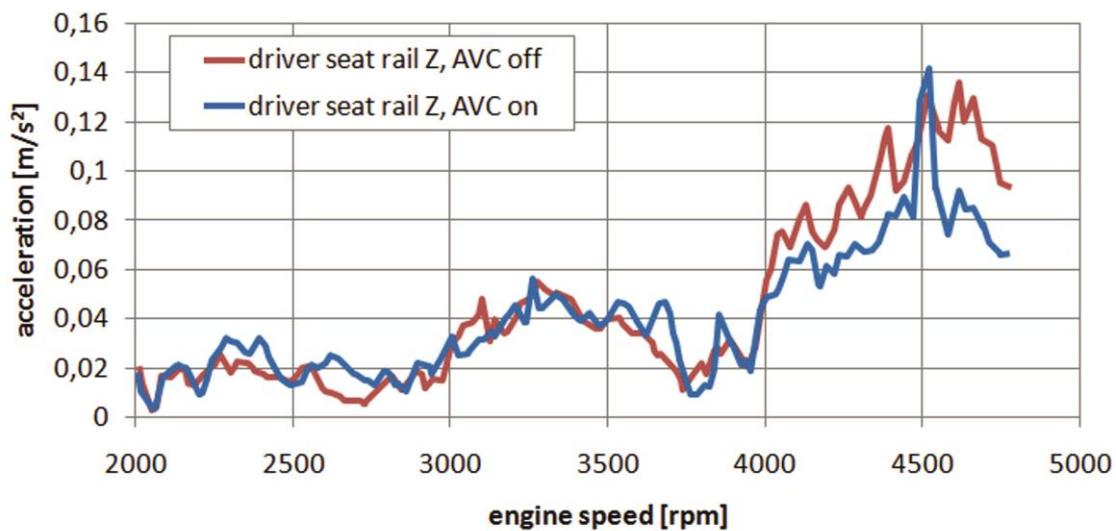


Fig. 6: 2nd order vertical vibrations at seat rail with local error sensor at actuator

The most important signal, the 2nd order driver side interior noise, remained largely unaffected. The major “booms” still existed. In fact, around 2500 rpm the interior noise even deteriorated.

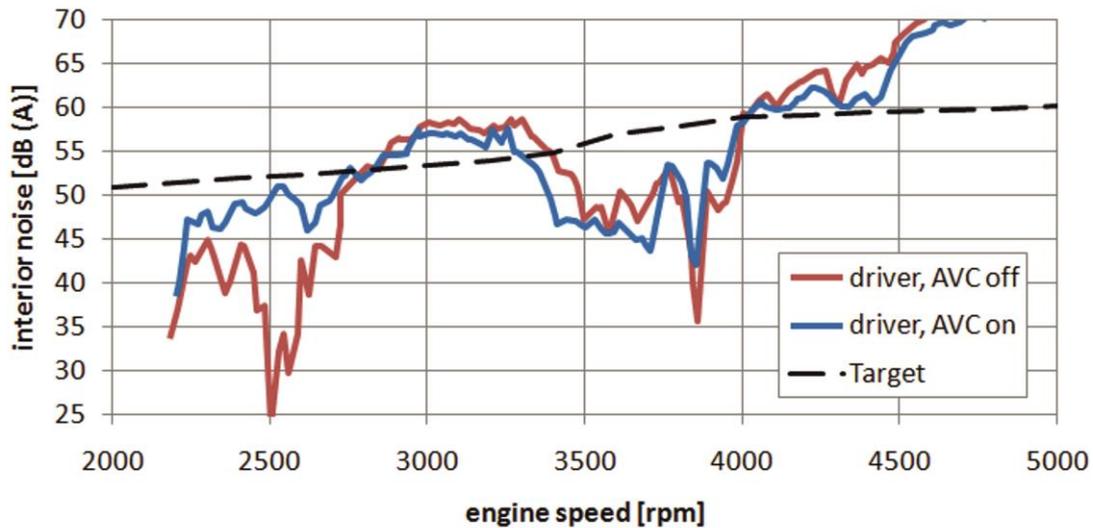


Fig. 7: 2nd order interior noise at driver's ear with local error sensor at actuator

Possible reasons for this discrepancy could be:

- Cancelling only the RHS Z transfer path neglects potential interactions with other transfer paths down the line.
- The achieved local reduction was not high enough.
- The local accelerometer was not placed on a suitable part of the vehicle structure.

It should be noted that a further optimization (e.g. through algorithm tuning, shaker inclination or sensor repositioning) of this setup would have been possible but it was deemed more effective to use a microphone next.

3.4 Open loop control with microphone

Eventually, a driver side microphone was used as the error signal to control the actuator. The actuator itself was still placed near the RHS powertrain mount in pure vertical direction.

This setup achieved a broadband reduction in interior noise levels for the driver; the results met the given target over the entire engine speed range. The 2nd order interior noise at the "booming spots" was diminished by up to 20 dB(A).

Even at the co-driver side the noise could be reduced for engine speeds above 3800rpm; so this side now also met the target.

For the rear passengers the noise levels remained more or less unchanged. Rear bench noise had not been an issue before, so this result is also well acceptable.

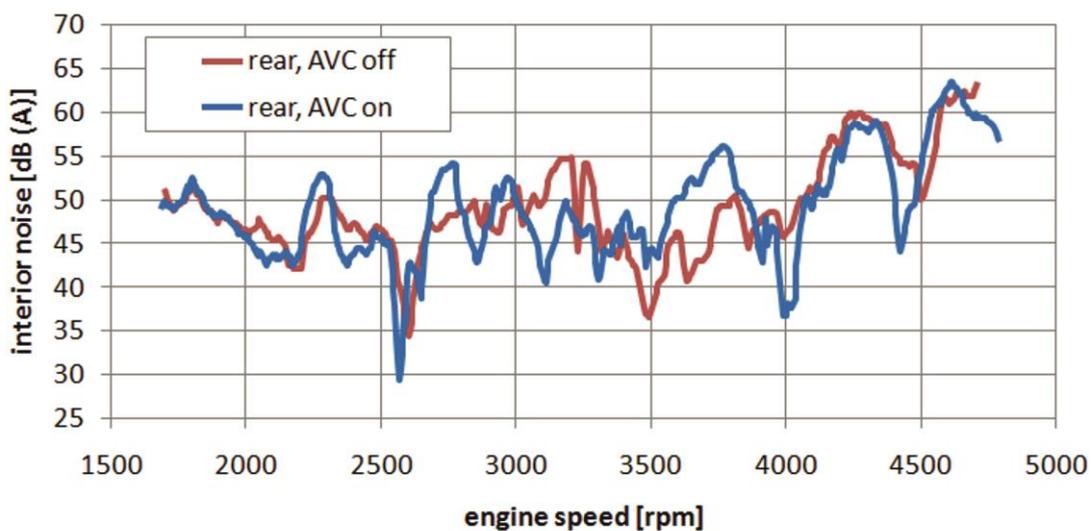
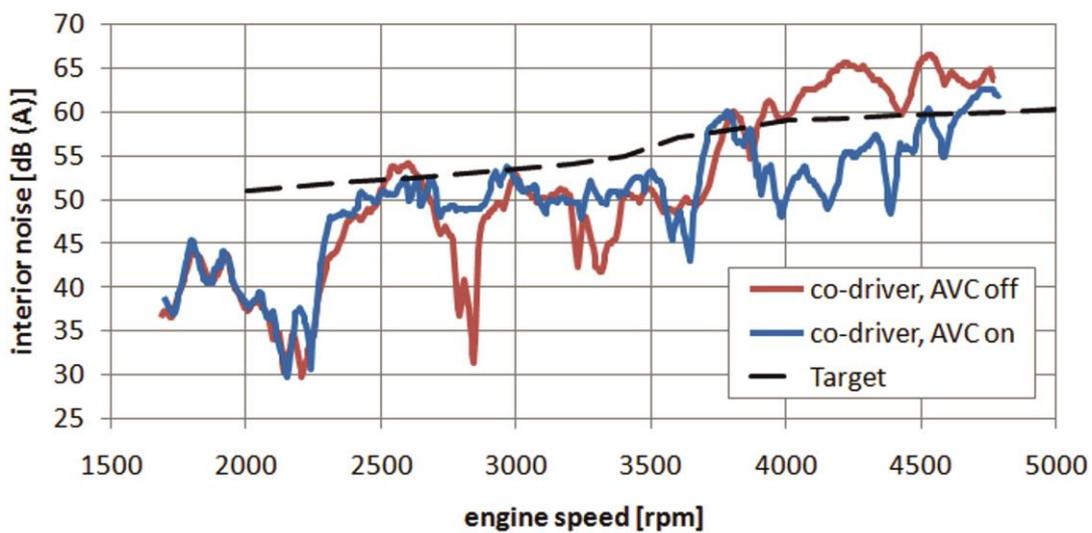
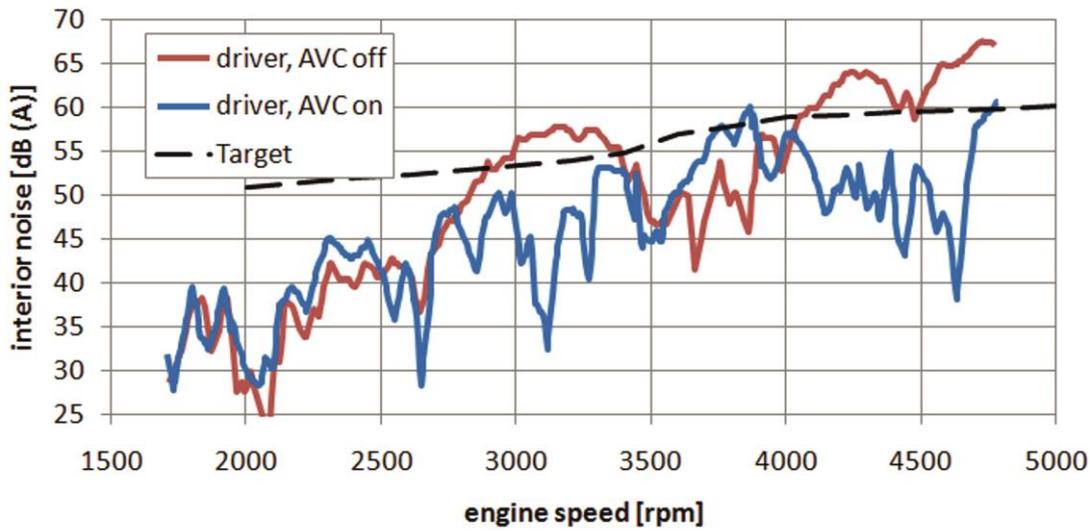


Fig. 8: 2nd order seat vibration levels during engine run-up

3.5 Effect of actuator inclination

Finally, the influence of inclining the actuator about the X axis (i.e. top side inboard) was investigated. This should direct some of the cancelling force into the Y direction which was showing the second highest vibration levels at the RHS mount for higher engine speeds (compare fig. 4).

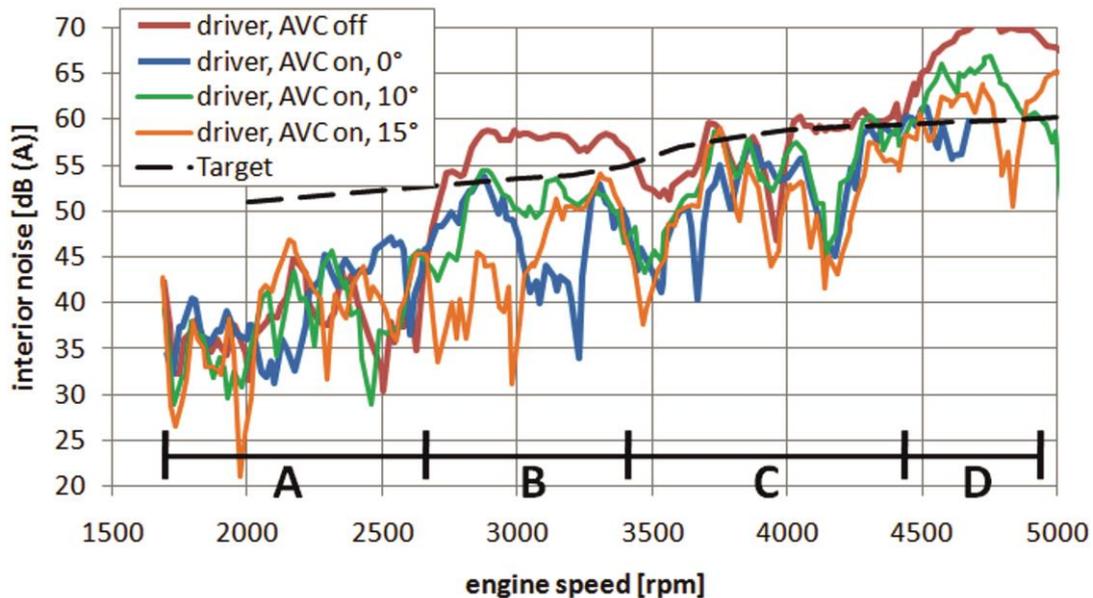


Fig. 9: 2nd order interior noise at driver's ear with varying actuator inclination

Analysis of the test results:

- Range A: target met even without AVC; no major difference between AVC set-ups
- Range B: all AVC setups meet the target; 0° is optimal
- Range C: target barely met even without AVC; all AVC setups reduce noise but no clear winner
- Range D: all AVC setups reduce noise but only 0° shaker inclination meets the target

Consequently, the shaker was kept at the original installation angle of 0° (pure vertical) for optimal noise reduction.

4. Conclusions and outlook

It was shown that a single actuator AVC system with open loop control is already sufficient to meet the customers NVH requirements. It is able to reduce interior noise over a wide range of frequencies to levels otherwise only achievable through balance shaft units or the like. This is especially remarkable since the AVC has no direct impact on the air borne noise paths between the engine and the driver's ear.

Since the completion of this project, TrelleborgVibracoustic has also successfully applied

- Closed loop systems
- Two and three AVC systems in parallel on the same vehicle
- Multi-order cancellation
- Cancellation of full body resonances, steering wheel vibrations, etc. etc.

With the increasing number of hybrids, the use of downsized engines (3- and 4-cylinder engines) and ever more lightweighting efforts throughout the automotive industry, active solutions are bound to become a part of the standard NVH solution toolbox.

Kapselung / Thermodynamik

Kapselung des Motorraums - Die Historie und Wechselwirkung mit NVH, Thermomanagement und Kraftstoffverbrauch

Dimitrios Patsouras, Robert Joest, Bernd Wittek, Christian Walther

Kurzfassung

Bereits in den 70er Jahren des vergangenen Jahrhunderts gab es Bestrebungen, Verbrennungsmotoren in Kraftfahrzeugen zu kapseln, um die Geräuschemissionen sowohl nach außen als auch in den Fahrzeuginnenraum zu reduzieren. Mit der Einführung der Baureihe W201 brachte Daimler 1983 für die mit Dieselmotoren ausgestatteten Fahrzeuge den ersten Serien-Pkw mit einer umfangreichen Kapselung des Motors und des Getriebes auf den Markt.

Heute haben sich die Fertigungsmethoden in der Herstellung der verwendeten Produkte und Materialien verändert, der konzeptionelle Ansatz ist aber weitgehend der gleiche geblieben. Der Entwicklungsprozess hatte einen evolutionären Charakter.

Die verschärften gesetzlichen Anforderungen hinsichtlich CO₂ ab 2020 geben der Automobilbranche einen Impuls, das über Jahrzehnte gewachsene etablierte Denken zu überprüfen und Kapselmaßnahmen auch hinsichtlich ihrer gesamtenergetischen Bilanz genauer zu betrachten.

Eine Motorkapselung wird heute noch primär als Maßnahme zur akustischen Aufwertung des Fahrzeugs gesehen, welche in Verbindung mit einem höheren Fahrzeuggewicht und Kosten einhergeht. Zukünftig werden Motorenkapselungen einen wesentlichen Beitrag zur Kraftstoffersparnis und zur Reduktion von CO₂-Emissionen bilden. Die akustische Aufwertung des Fahrzeuges wird dabei eine ergänzende angenehme Begleiterscheinung der Konzepte bilden.

In dem Vortrag wird auf die Historie der Kapselmaßnahmen in der Automobilindustrie eingegangen, es werden einzelne besondere Technologien hervorgehoben und ein Ausblick auf die Bedeutung von Kapselmaßnahmen in der Zukunft gegeben. Die Stellhebel zur Reduktion des Kraftstoffverbrauchs und damit zur CO₂-Ersparnis werden hervorgehoben und diskutiert.

1. Einleitung

Der Begriff Motorkapsel ist breit gefasst, oft irreführend und stellt keine eindeutige technische Maßnahme hinsichtlich der mit dem Begriff verbundenen Funktionalität dar. So wird unter dem Begriff der Motorkapselung im Automobilbereich eine Teilabdeckung bzw. -umschließung eines Aggregates verstanden, welche in der Regel die Abstrahlung von Geräuschen unterbinden soll. Abhängig vom Aggregat, das „gekapselt“ wird, haben sich bei den Automobilherstellern spezifische Begrifflichkeiten etabliert, die aus der Anwendung der entsprechenden Abdeckung bzw. Kapselung heraus abgeleitet werden. So werden Verkleidungen, siehe Bild 1, die den Motorraum

von der unteren Seite des Fahrzeuges möglichst großflächig abdecken, gerne als Motorkapselungen oder Motorabschirmungen bezeichnet.

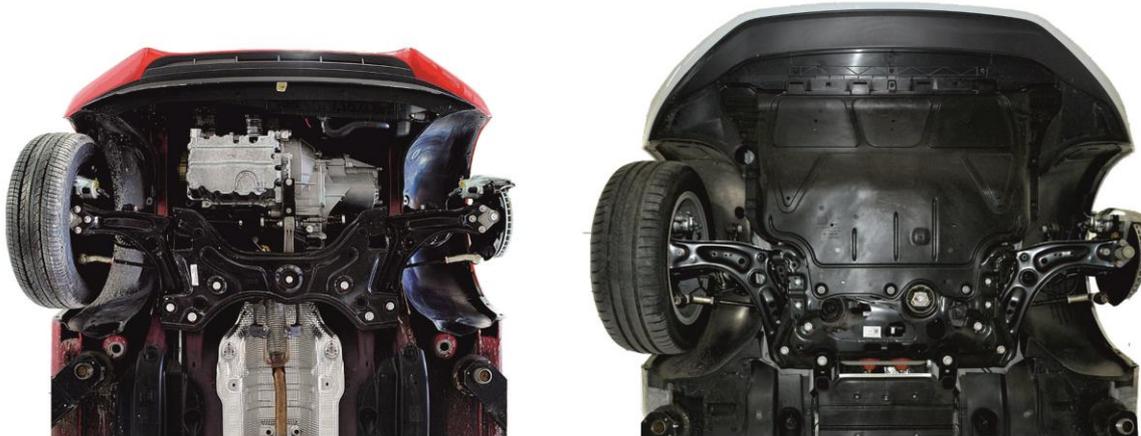


Bild 1: Links: Fahrzeug ohne Motorkapselung, rechts mit Kapsel (Quelle A2mac1)

Im zweiten Kapitel wird ein Überblick über Maßnahmen gegeben, die in der Fachsprache unter die Bezeichnung Motorkapselung fallen und deren funktionale Aspekte erläutert. Es werden einzelne besonders innovative Konzepte der letzten drei Fahrzeuggenerationen hervorgehoben und speziell darauf eingegangen. Der Fokus richtet sich hierbei auf den Antriebsstrang.

Im dritten Kapitel widmet sich der Beitrag der Möglichkeit der Realisierung einer thermoakustischen Kapselung, die den Motor vollständig umschließt. Teilansätze einer vollständigen Kapselung wurden bereits in der Literatur beschrieben [1, 2]. Das Funktionsprinzip des Konzeptes wird dargestellt. Es werden die akustischen, thermo- und aerodynamischen Wechselwirkungen erläutert und der aus dem Kapselkonzept resultierende Beitrag zur Verringerung der CO₂-Emissionen hergeleitet.

2. Motorkapsel: Übersicht einer evolutionären Entwicklung

2.1 Motorraumverkleidungen

Die Intention dieses Kapitels ist es, hinsichtlich der Begrifflichkeit der Motorkapsel und deren Funktionalität im Personenkraftwagenbereich zu einem gemeinsamen Verständnis zu gelangen. Dies soll anhand von Beispielen veranschaulicht werden. Die Autoren erheben keinen Anspruch auf Vollständigkeit.

Kapselmaßnahmen im Motorraum in der Form, wie sie heute zum Einsatz kommen, haben sich zu einem Standard auch im unteren Mittelklassensegment etabliert (siehe Bild 2). Wesentliche Treiber, die zu dieser Entwicklung führten, waren zum einem die verschärften Emissionsgrenzwerte für das Außengeräusch seit den 1980er Jahren bis heute [3,4], der wachsende Anteil an dieselmotorisierten Fahrzeugen in Europa [5], sowie die Verringerung des Luftwiderstandes über die Motorraumverkleidung und die damit verbundene Reduzierung der CO₂-Emissionen.

Mit der Einführung der Baureihe W201 brachte Daimler 1983 für die mit Dieselmotoren ausgestatteten Fahrzeuge den ersten Serien-Pkw mit einer umfangreichen Abschirmung des Motors und des Getriebes auf den Markt [6]. Die Kapselung wurde

unterhalb von Motor und Getriebe an der Karosserie befestigt und diente dazu, die Abstrahlung des vom Antrieb verursachten Luftschalls zu unterbinden und möglichst quellennah zu absorbieren. Das Bauteil bestand aus einem Trägermaterial, welches aus glasfaserverstärktem Kunststoff gefertigt wurde, sowie aus einem 3-dimensional geformten Polyurethanschaum. Das Absorptionsmaterial war der Geräuschquelle zugewandt. Dieses stellte sehr hohe Anforderungen an die Abriebfestigkeit, Medienresistenz und Brennbarkeit der eingesetzten Materialien.

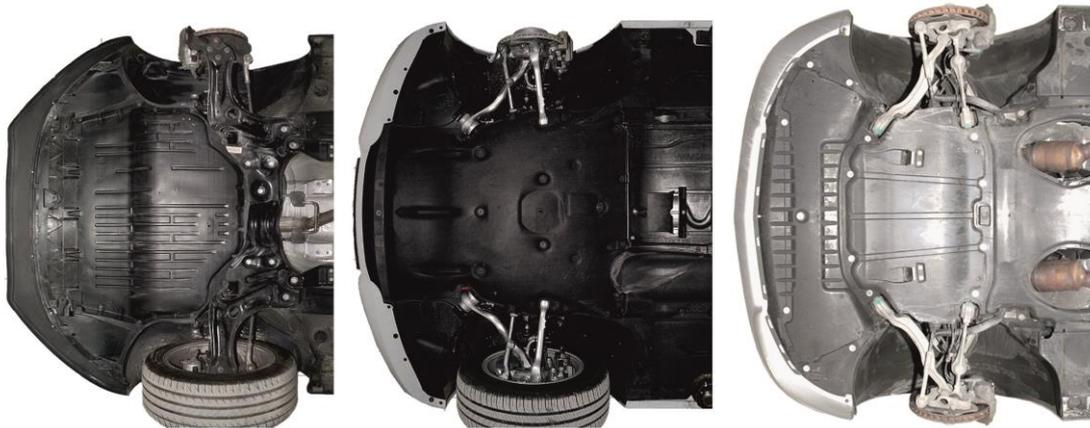


Bild 2: Fahrzeuge unterschiedlicher Klassen mit einer Motorkapsel (Quelle A2mac1)

Die Konzepte, welche heute zum Einsatz kommen, unterscheiden sich in ihrer funktionellen Ausrichtung nur geringfügig. Die wesentlichen Unterschiede finden sich in der Auswahl der verwendeten Materialien sowohl des Absorbers [7] als auch des Trägermaterials und den damit verbundenen Herstellprozessen.

Einen technologischen Sprung in der Anwendung von Motorraumverkleidungen ermöglichten die Einführung und das Verständnis der Integration von mikroperforierten Strukturen in metallischen Folien [8, 9,10]. Dies erlaubte die Herstellung von Schallabsorptionsmaterialien aus Aluminium oder Edelstahl. Über diesen Weg konnten Bereiche des Antriebsstrangs akustisch gekapselt werden, welche mit konventionellen Absorptionsmaterialien, wie kunststoffbasierenden Vliesen oder Schäumen aus thermischen Gründen nicht zugänglich waren. So war es zum ersten Mal möglich, Bereiche wie den Abgasanlagenbereich auch in der Nähe des Dieselmotors in die Kapselung mit einzubeziehen (Bild 3).

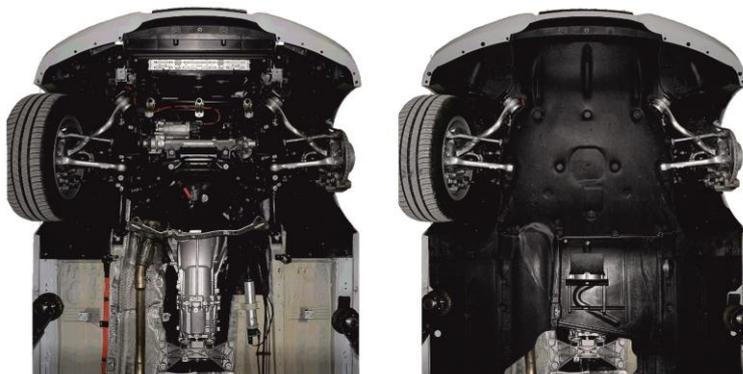


Bild 3: Integration der „heißen“ Bereiche der Abgasanlage in der Kapselung (Quelle A2mac1)

Daimler brachte die Technologie 1999 mit der Einführung der BR W203 auf den Markt, BMW 2002 in der Baureihe E65 für dieselmotorisierte Fahrzeuge. Heute sind Kapselungen mit mikroperforierten Absorbern Standard im Premiumsegment sowie bei verbrauchsoptimierten Fahrzeugen. Die Technologie stellt die Grundlage der Kapselung des gesamten Abgasstrangs und die Schaffung eines kompletten glatten Unterbodens dar [11]. Dieses führt zu einer weiteren signifikanten Reduzierung des Luftwiderstandes und Senkung der CO₂-Emissionen.

2.2 Kühlerjalousien ein Werkzeug zur aktiven Kapselung des Motorraums

Weitere funktionelle Ergänzungen der Motorraumverkleidungen sind Maßnahmen, welche die Geräuschabstrahlung des Motors durch den Kühler in Fahrtrichtung nach vorne unterbinden, indem der Luftdurchgang vom Motor durch den Kühler möglichst unterbrochen wird. Sinnvollerweise werden Maßnahmen dieser Art als aktive Klappen bzw. Jalousien ausgeführt (Bild 4). Eine Position der Jalousie in Fahrtrichtung vor dem Kühler ist zu präferieren, da dies eine deutlichere Reduzierung des Luftwiderstandes bewirkt. BMW führte 2007 die erste aktive Jalousie bzw. Luftklappensteuerung bei der Baureihe E46 für den 320d ein. Diese leistete zum einen eine signifikante Geräuschreduktion im Standgeräusch, eine Reduzierung des Außengeräusches nach der ISO 362 sowie eine Verkürzung der Kaltstartphase. Heute gehören Kühlerjalousien zu den wesentlichen Maßnahmen zur Reduktion des Luftwiderstandes und zur Senkung der CO₂-Emissionen der Fahrzeuge.



Bild 4: Kühlerjalousie als Bestandteil eines Motorkapselkonzeptes (Quelle A2mac1)

2.3 Weitere Kapselmaßnahmen des Antriebsstrangs

Die Fragestellung, ob die Kapselung des Motorraums über karosseriefeste Maßnahmen (wie in 2.1 und 2.2 beschrieben) oder am Antriebsstrang befestigte Bauteile zielführender ist, lässt sich nicht pauschal beantworten. Dieses ist abhängig von der Ausführung der entsprechenden Maßnahmen und dem Schließungsgrad. Bild 5 zeigt Beispiele von Kapselmaßnahmen, die direkt am Antriebsstrang befestigt werden.



Bild 5: Am Antriebsstrang befestigte Maßnahmen (Quelle A2mac1)

3. Realisierbarkeit der gesamten Kapselung des Antriebsstrangs

Die Bestrebung, den Antriebsstrang eines Kraftfahrzeuges in einer akustisch dichten, geschlossenen, schalldämmenden und -absorbierenden „Kiste“ einzukapseln, ist alt. Da der Verbrennungsmotor seinen größeren Teil der verbrannten Energie als Wärme emittiert und nicht zur Fortbewegung nutzt, setzt das globale und lokale thermische Verhalten der Kapselung Grenzen. Nach dem heutigen thermodynamischen Verständnis eines Fahrzeuges ist es erforderlich, die nicht wiederzugewinnende Wärmeenergie abzuführen. Dieses geschieht im Wesentlichen über den Abgasstrang und den Kühlkreislauf, der die Wärmeenergie über das Kühlwasser zu einem Wärmetauscher führt, der sich in der Regel an der Vorderseite des Fahrzeuges befindet. Der Wirkungsgrad des soeben beschriebenen Kühlkreislaufs ist nicht optimal, da ein großer Teil der über den Kühlkreislauf transportierten Wärmeenergie vom Wärmetauscher durch Fahrtwind bzw. Gebläse wieder in den Motorraum geführt wird.

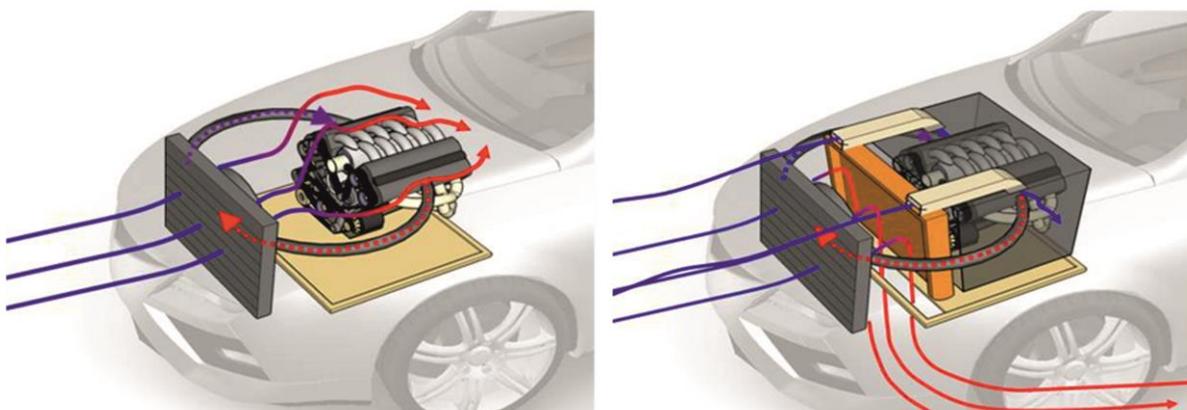


Bild 6: Schematische Darstellung des Kühlkreislaufs wie in den meisten PKW ausgeführt (links) und mögliche Alternative (rechts)

Eine Abdeckung hinter dem Kühler mit integrierter Kanalführung, welche den Durchgang des Fahrtwindes in den Motorraum unterbindet, stellt einen wichtigen Stellhebel bzw. die Voraussetzung zur signifikanten Verbesserung des Wirkungsgrades des

Kühlkreislaufes dar. Dabei ist zu beachten, dass der Volumenstrom durch den Kühler durch die Maßnahmen nicht beeinträchtigt wird und die „heißen“ Stellen weiterhin mit bewegter Luft versorgt werden. Werden diese Aspekte berücksichtigt, so ist es möglich den Motor vollständig zu kapseln und diesen dabei thermisch und akustisch mit hochisolierenden Materialien abzudichten. Bild 6 verdeutlicht qualitativ die funktionelle Ausführung einer Motorkapselung.

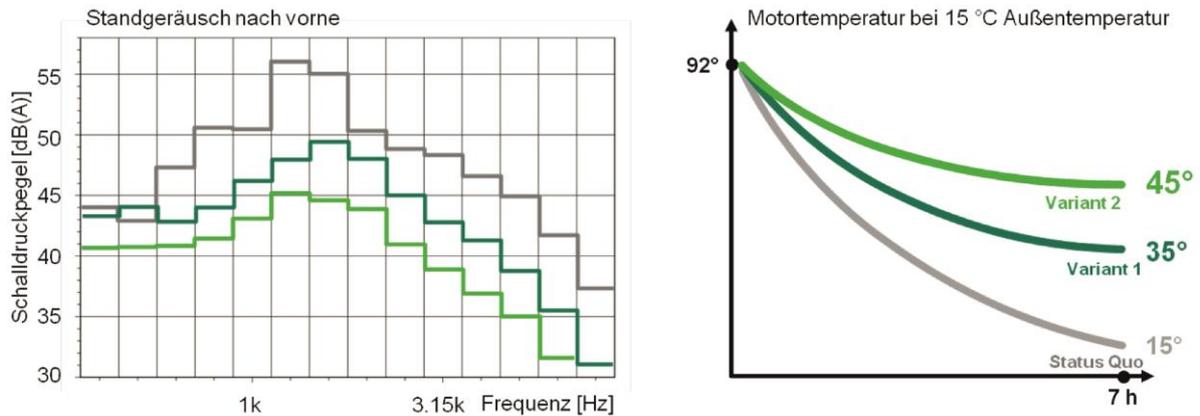


Bild 7: Akustische Aufwertung (links) und Wärmespeichereffekt (rechts)

Die akustische Aufwertung eines dieselmotorisierten Fahrzeuges im Außengeräusch ist breitbandig über das gesamte relevante Frequenzspektrum und kann bis zu 15 dB/Terz liegen (Bild 7 links). Der aus der thermischen Isolation resultierende Wärmespeichereffekt ist in Bild 7 rechts dargestellt. Abhängig von der Ausführung des Konzeptes und der Ausgangsbasis des Fahrzeuges kann die Kühlwassertemperatur nach einer Abstellzeit des Fahrzeuges von 7 Stunden noch über 45°C betragen (bei 15°C Außentemperatur). Dieses entspricht einem Delta von 30°C gegenüber einem nach den heutigen Kriterien gekapselten Fahrzeug.

Der beschriebene Wärmespeichereffekt stellt einen signifikanten Stellhebel zur Reduzierung der CO₂-Emissionen dar. Dieser lässt sich nach dem heutigen NEDC Zyklus jedoch nur zu einem geringen Maße nachweisen, da die Fahrzeuge für den Zyklus thermisch konditioniert werden. Um CO₂-Verbesserungsmaßnahmen einbeziehen zu können welche im NEDC Zyklus nicht erfasst werden können, sind vom Gesetzgeber sogenannte Ökoinnovationen eingerichtet worden.

Literatur

- [1] T. Bürgin, C. Bertolini, D. Caprioli, C. Müller: Motorkapselung zur CO₂- und Lärmreduktion. In ATZ 03/2014 (Seite 34-39)
- [2] Röchling Automotive: Neue Röchling Automotive Motorkapselung: länger auf Betriebstemperatur, weniger Kaltstarts. Quelle: Katrin Pudenz | Redaktion Springer für Professionals 07.10.2013
- [3] Umweltbundesamt: Lärmbelästigung durch den Straßenverkehr 1998, Vergleich nach Bundesländern.
- [4] A. Gruber, S. Bohlen: New Noise Regulations for Passenger Cars. Lecture, ATZlive Automotive Acoustics Conference, Zürich, 26 and 27 June 2013

- [5] T. Puls: CO₂-Regulierung für Pkw. Fragen und Antworten zu den europäischen Grenzwerten für Fahrzeughersteller. Institut der deutschen Wirtschaft Köln. Februar 2013
- [6] DER SPIEGEL: Vorgewärmtes Futter. Kein Hämmern, kein Nageln mehr: Die Daimler-Benz AG hat den ersten Diesel-Personenwagen der Welt mit vollständig gekapseltem Triebwerk entwickelt. Spiegel Nr. 41 1983 Seite 290-291
- [7] D. Patsouras, K. Pfaffelhuber: Wie leise kann man ein Fahrzeug durch Kapselmaßnahmen machen? In: Fortschr. der Akustik DAGA'02, Verl.: Dt. Gesell. für Akustik e.V., Oldenburg, CD-Rom, 2002.
- [8] H.V. Fuchs, X. Zha.: Einsatz mikroperforierter Platten als Schallabsorber mit inhärenter Dämpfung. ACUSTICA 81, 107-116, 1995.
- [9] D. Patsouras, K. Pfaffelhuber: Gezielte Schallabsorption im Motorraum durch den Einsatz mikroperforierter Strukturen. In: Fortschritte der Akustik, DAGA 2001, Verl.: Dt. Gesellschaft für Akustik e.V., Oldenburg, 480-481, 2000.
- [10] D.-Y. Maa: Microperforated panel wideband absorbers. Noise Control Eng. Journal 29, pp. 77-84, 1987.
- [11] D. Patsouras: Technologien zur funktionellen Integration von Akustik, Aerodynamik und Wärmemanagement. Magdeburger Symposium 2007
- [12] <https://a2mac1.com>

Akustikanforderungen und Effizienz einer Motorkapsel im Großserieneinsatz

Jan Gallinat

Kurzfassung

Die Akustikfunktion in einer Großserienproduktion wird sehr stark von Montageaspekten und Gesamtmotorpackage beeinflusst. Beide Randbedingungen sind ausschlaggebend für den Abdeckgrad am Motor und damit die Effizienz der Kapsel. Daneben sind auch die Materialkonzepte mit den entsprechenden Anbindungskonzepten ein wesentlicher Bestandteil einer guten Akustikfunktion. Inhalt dieser Arbeit ist die Ableitung von den Anforderungen über die Definition der akustischen Parameter einzelner Bestandteile der Kapsel hin zum Gesamtkonzept. Den Abschluss bildet die akustische Wirksamkeit einer Motorkapsel mit den Einflüssen und Wechselwirkungen der Montage und der Packageanforderungen.

1. Einleitung

Ein effizienter Ansatz für eine Synergie aus Thermik und Akustik kann nur durch eine Motornahkapsel erreicht werden. Alle Konzepte mit Komponenten einer Motorraumkapsel zeigten in früheren Studien kein Potential zu einer Gewichtsoptimierung bzw. zu einer effizienten Gesamtfahrzeugakustik.

1.1 Überblick der Motornahkapselkonzepte

Bei der Realisierung einer Motornahkapsel kommen zwei Konzepte in die nähere Betrachtung. Die erste betrachtete Variante ist die boxartige Kapsel. Dabei werden neben dem Grundmotor auch alle angebauten Komponenten gekapselt. Ein Beispiel ist in Abbildung 1 zu sehen. Ein wesentlicher Vorteil der boxähnlichen Kapsel liegt in ihrer Einfachheit. Hinzu kommt eine, durch den im Durchschnitt hohen Abstand der Kapselmaterialien zur Motoroberfläche, hohe akustische Wirksamkeit, welche sich bei Simulationen schon ab 400 Hz eingestellt hat. Diese hohe Wirksamkeit ist auch mit sehr leichten Materialien erreichbar. Durch die hohe akustische Effektivität der Kapsel konnte eine Pegelreduktion von bis zu 15 dB in einzelnen Terzen erreicht werden. Die boxähnliche Kapsel konnte bei einem Prototyp mit einem Gewicht von 3 - 4 kg an einem 6-Zylindermotor dargestellt werden. Als reine Akustikmaßnahme erscheint die boxähnliche Kapsel sehr effizient. Auf der anderen Seite sind boxähnliche Konzepte weniger einfach in der Beherrschbarkeit von Wärmeerehalt und in der thermischen Betriebssicherheit. Dabei sind die höheren Temperaturen innerhalb der Box während des Motorbetriebes technisch beherrschbar. Durch unzählige Leitungen und Funktionsöffnungen sowie die durch die Herstellung bzw. Montage bedingten Toleranzen der Bauteile ist die thermische Abdichtung technisch schwierig. Dadurch kommt es zu Kamineffekten, die die warme Luft nach oben entweichen lassen (siehe

Kapitel 1.2). Aber auch Herstellungs- und Montageprozesse sind bei einer boxähnlichen Kapsel komplexer in ihren Wechselwirkungen.

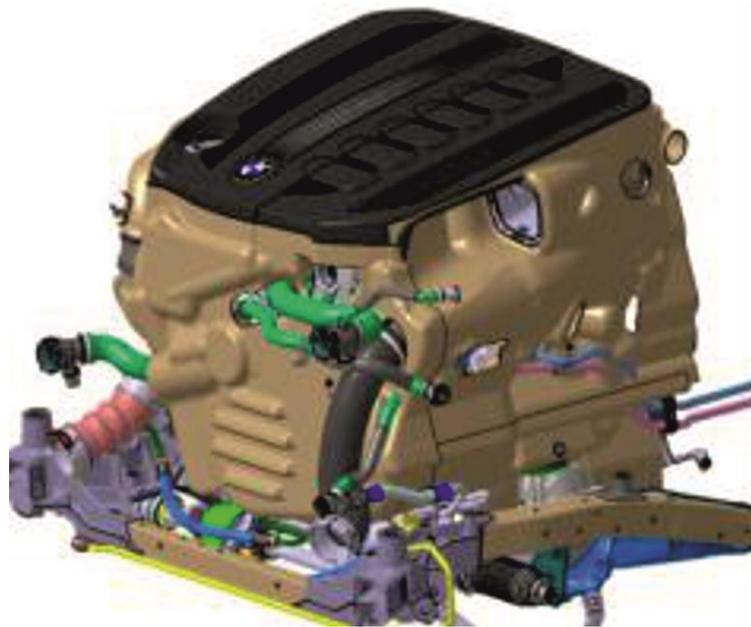


Abbildung 1: *Boxartige Kapsel*

Die zweite Variante der Motorkapsel ist die motorblock- bzw. bauteilnahe Motorkapsel. Diese Ausführungen sind bei vielen Fahrzeugherstellern bekannt und kleiden den Motor wie eine Haut. Die Schallisolation an der Ölwanne ist ein bekanntes Beispiel für eine motornahe Maßnahme. Die Integration der Motorkapsel nahe am Kurbelgehäuse oder an den Aggregaten erscheint wesentlich einfacher, weil wie in Abbildung 2 erkennbar ist, sich viele Bauteile innerhalb der Motorperipherie befinden. Damit ändert sich zwar die Motormontage aber eine Integration innerhalb des Motorraumes wird wesentlich unkritischer. Aufgrund der geringeren akustischen Dicke, basierend auf der Montage nahe der Quelle, ist die akustische Wirksamkeit zu tiefen Frequenzen wesentlich geringer als bei der boxartigen Kapsel.

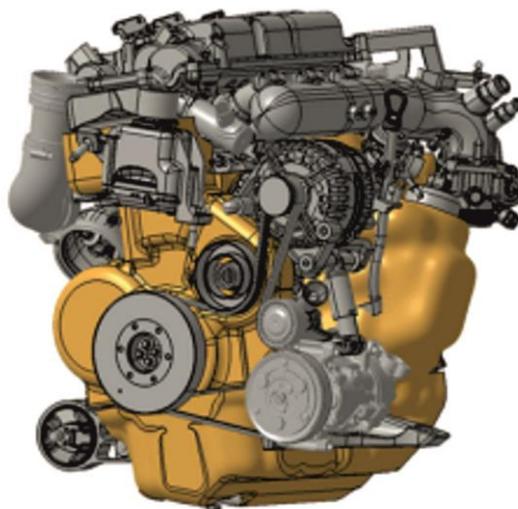


Abbildung 2: *Bauteilnahe Kapsel*

1.2 Synergetischer Ansatz mit einer Motorkapsel

Aufgrund der synergetischen Anforderungen Thermik und Akustik werden beide Kapselkonzepte aus Kapitel 1.1 nach Gewicht, Kosten und Akustikfunktion bewertet.

Gewicht

Wegen der motorferneren Lage der boxähnlichen Kapsel ergibt sich von Prinzip her ein höheres Gewicht aufgrund der größeren Fläche. Weil die Akustikeffizienz aber bedeutend höher ist, kann im Allgemeinen auf leichtere Materialien zurückgegriffen werden, falls die Steifigkeitsanforderungen dies zulassen. Das Gewicht und die Materialdichte können aber nicht beliebig reduziert werden. Damit weist die boxähnliche Kapsel Nachteile im Gewicht auf. Der Vorteil liegt somit bei der bauteilnahen Kapsel.

Akustikfunktion

Mit der motorfernen Kapselung kann durch ihre höheren Abstände und den tendenziell höheren Kapselungsgrad eine Wirkung im tiefen Frequenzbereich (auch unterhalb 400 Hz) erzielt werden. Die Herausforderung liegt darin, alle Bauteile steif genug auszulegen und dabei hohe Durchschallungsdämmung und Absorption zu erreichen, ohne dabei zu steif zu werden und damit durch die motorfeste Montage zum eigentlichen Abstrahler zu werden. Die motornahe Kapsel hingegen beginnt aufgrund beschränkter Dicken nur oberhalb von 500 - 800 Hz zu wirken. Zudem ist der Kapselungsgrad aufgrund Leitungs- und Sensorverlegung am Motor kleiner. Der Akustikvorteil liegt somit bei der boxähnlichen Kapsel.

Wärmeerhaltungsfunktion

Auf den ersten Blick erscheint ein höherer Kapselungsgrad mit der boxähnlichen Kapsel günstiger für den Wärmeerhalt. Montage- und Herstellungsanforderungen (Toleranzen) und dadurch bedingte schlechte Abdichtung nach oben (z.B. Abdichtung zur Designhaube) reduzieren den Wärmeerhalt beträchtlich. Die sich ausbildenden Luftströmungen (Kamineffekte) lassen die heiße Luft oben entweichen und kalte Luft von unten nachziehen. Dadurch wird das Abkühlen beschleunigt. Der Wärmeerhaltungsvorteil liegt trotz geringerem Kapselungsgrad somit bei der bauteilnahen Kapsel.

2 Ableitung der Akustikanforderung aus dem Gesamtfahrzeug

2.1 Aufteilung der Innengeräusche

Vor der Zielwertdefinition galt es zu bestimmen, welche Frequenzen effizient mit einer Motornahkapsel im Pegel bzw. wo an der Karosserie Schallisationsmaßnahmen reduziert werden können. Aus der langjährigen Erfahrung und aktuellen Messungen wurden folgende Frequenzbereiche und zeitgleich auch die dafür geeigneten Maßnahmen definiert. Diese Übersicht ist in der Abbildung 3 schematisch dargestellt. Danach lassen sich Schallisationskonzepte bzw. -maßnahmen für das Innengeräusch erst ab 500 Hz mit höherer Wirksamkeit nachweisen als Maßnahmen der Blechfeldbedämpfung, Steifigkeit oder Lagerisolation.

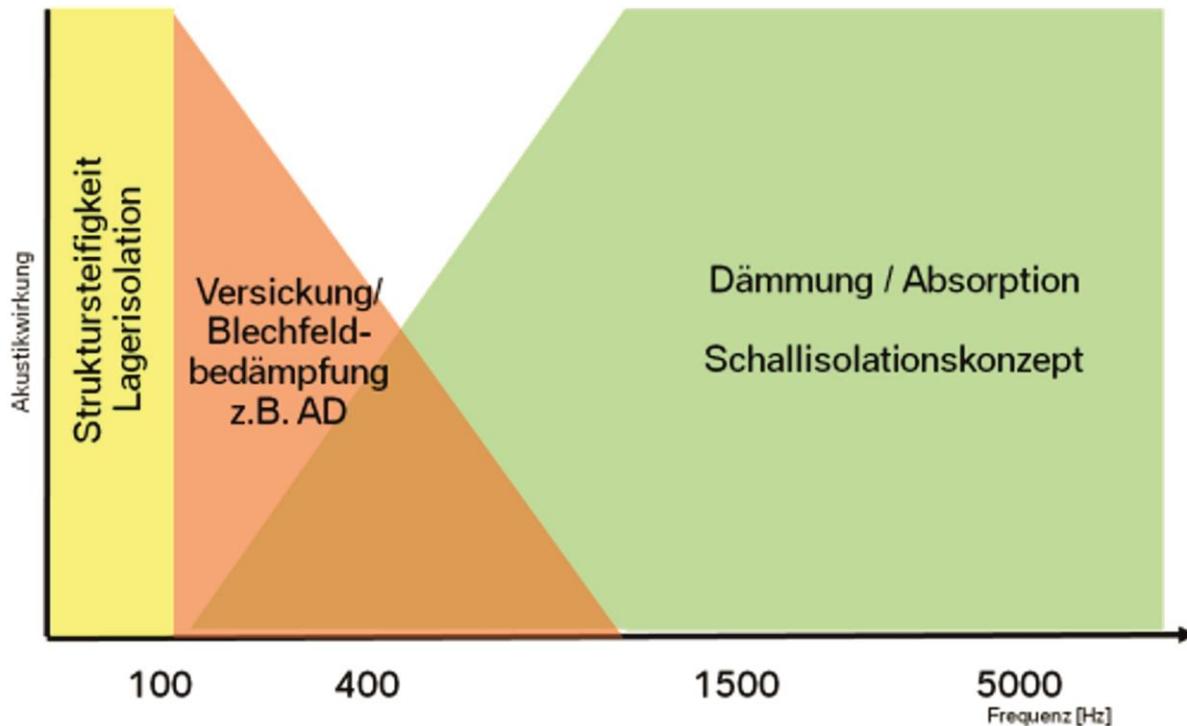


Abbildung 3: Schematische Aufteilung der effizienten Konzepte

Dadurch ergibt sich bei einem effizienten Gesamtansatz, dass eine Motorkapsel nicht unterhalb 500 Hz wirken muss bzw. erst ab 600 Hz mit der Gesamtschallisolation im Fahrzeug Synergien bilden muss. Dies hat direkte Auswirkungen auf die Materialauswahl und geometrische Auslegung.

2.2 Anforderungen an die Motorkapsel im optimierten Gesamtfahrzeugansatz

Dämmungen im Fahrzeug

Aus der Übersicht in Kapitel 2.1 geht hervor, dass Schallisolutionskonzepte wie die Motorkapsel erst ab einer Frequenz von 500 - 600 Hz die effizientesten Maßnahmen sind. Um einen neuen Gesamtfahrzeugakustikansatz im Leichtbau umzusetzen, bedarf es auch neuer Konzepte unterhalb 600 Hz. Die neue Frontwand- und Bodengruppenisolation muss ebenfalls auf Leichtbau ausgerichtet sein und neue Konzepte bezüglich Lagerisolation und Blechfeldbedämpfung beinhalten. Im Diagramm 1 ist dargestellt, wie sich die Frontwanddämmung durch neue Konzepte verändert. Deutlich werden die nahezu gleiche Dämmung im tiefen Frequenzbereich und ein Verlust von Dämmung im hohen Frequenzbereich ab 1.000 Hz. Damit ergibt sich eine Anforderung ab 600 Hz an die Schallabstrahlungsreduktion der Kapsel.

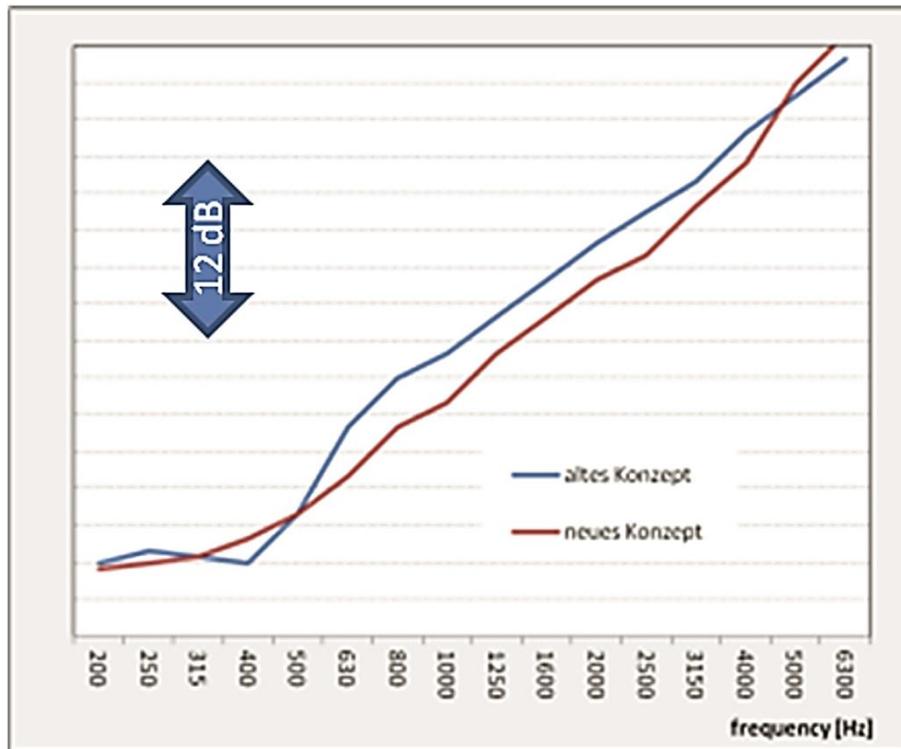


Diagramm 1: Vergleich der Dämmungen neues und altes Konzept

2.3 Schalldruckpegelreduktionen pro Motorseite

Für die Zielableitung wird der Kunstmotorprozess verwendet. Der Kunstmotor ist ein Hilfsmittel für eine TPA (transfer path analysis) und basiert auf experimentellen Daten. Üblicherweise werden diese Verfahren ASQ (airborne sound quantification) genannt. Im Kunstmotorprozess werden sowohl die Messungen der Motoren auf dem Motorprüfstand als auch die anregungsbezogenen Übertragungsmessungen im Fahrzeug herangezogen. Damit kann man in effizienter Weise eine optimale Balance zwischen Leichtbau und Akustik ausarbeiten. Als Ergebnis erhält man einen virtuell in den Motorraum platzierten Motor. Im Gegensatz zu den meisten Vorschlägen der Literatur [1], wobei ASQ auch die Montage der Luftschallquelle im Fahrzeug vorsieht, wurde bei BMW eine virtuelle Installation des Motors entwickelt. Dabei wird eine Lautsprecherbox in Form eines Motors in das Fahrzeug montiert, wie in Abbildung 4 dargestellt. Der Vorteil liegt in der schnelleren Veränderung der Parameter wie Schallisolationen im Motorraum oder Änderungen am Motor selbst. Durch die Anregung jedes Lautsprechers bzw. deren Aufsummierung über einzelne Seiten bekommt man die interessierenden Aussagen über Einflüsse verschiedener Motorseiten auf das Innengeräusch. Modifikationen an der Karosserie sind schnell umgesetzt und mittels Kunstmotors bewertet. Die typische Messschleife beträgt in Abhängigkeit des Umbaus an der Karosserie 20 Minuten bis zu einem halben Tag.



Abbildung 4: Messaufbau Kunstmotor im Motorraum

Weil der gleiche Kunstmotor auch im Motorprüfstand verwendet wird, können somit die Realanregungsmessungen z.B. aus einer Vollastmessung über Berechnungen direkt verwendet werden und als Innengeräusch im Gesamtfahrzeug simuliert werden. Validierungsmessungen haben ergeben, dass die Methode robust genug ist, und dass geometrische Änderungen am Motor keine wesentlichen Einflüsse auf das Ergebnis haben.

Ein Resultat ist, dass durch den Kunstmotorprozess Schwachstellen in der Auslegung der Schallisolation Karosserie im Vergleich zu den Realanregungen der einzelnen Motoren gefunden werden können.

Die Methodik wird ebenfalls verwendet, um die Luftschallziele abzuleiten. Dabei wird nicht nur auf reine Maximalpegel sondern auch auf die Harmonisierung der Seiten geachtet.

Auf Basis des Kunstmotorprozesses wurden die zu erreichenden Pegelreduktionen im Vergleich zu den Vorgängermotoren erarbeitet.

3 Ableitung der spezifischen Bauteilanforderungen

3.1 Ableiten der Akustikanforderung pro Motorseite

Jede Motorseite trägt einen Beitrag zum Gesamtsystem bei, wobei jeder bezielte Mikrofonpunkt im Motorprüfstand den Schalldruckpegel wiedergibt, welcher von mehreren Teilsystemen vom Motor abgestrahlt wird. Nehmen wir das Beispiel Motor im Diagramm 2. Der Messpunkt im Motorprüfstand wird Abstrahlungen der Ölwanne, des Motorblockes, des Zylinderkopfes, etc. als ein Spektrum wiedergeben. Damit muss eine detaillierte Untersuchung bzw. eine Ableitung erfolgen, damit für die spezifischen Frequenzen die relevanten Abstrahlbereiche definiert werden können. Zur Quantifizierung der Abstrahlungen eignet sich die Fenstermethode, wobei aber die Temperaturen am Hot-End und die komplexe Geometrie Schwierigkeiten bei der Abdeckung einzelner Flächen bereiten könnten. Ein alternatives Hilfsmittel ist die akustische Kamera, welche aber durch z.B. Verdeckungseffekte vom Prüfstandsaufbau weniger genau ist. Aber die Aussagegüte ist hinreichend genau, um eine Vorauswahl

von Materialien zu erreichen. Ein Beispiel ist im Diagramm 2 dargestellt. Trotz lokaler Abstrahlungsphänomene grenzen die Messungen bestimmte Frequenzbereiche ein. Aus der Messung geht hervor, dass aus dem Bereich Ölwanne die größten Beträge oberhalb von 2 kHz und aus dem Bereich Zylinderkopf die größten Beträge bei 0,8 - 1,6 kHz erfolgen. Praktischer Nebeneffekt der akustischen Kamera: Bauteilresonanzen werden sichtbar (erkennbar hier ist das am Punkt 1,25 - 1,6 kHz).

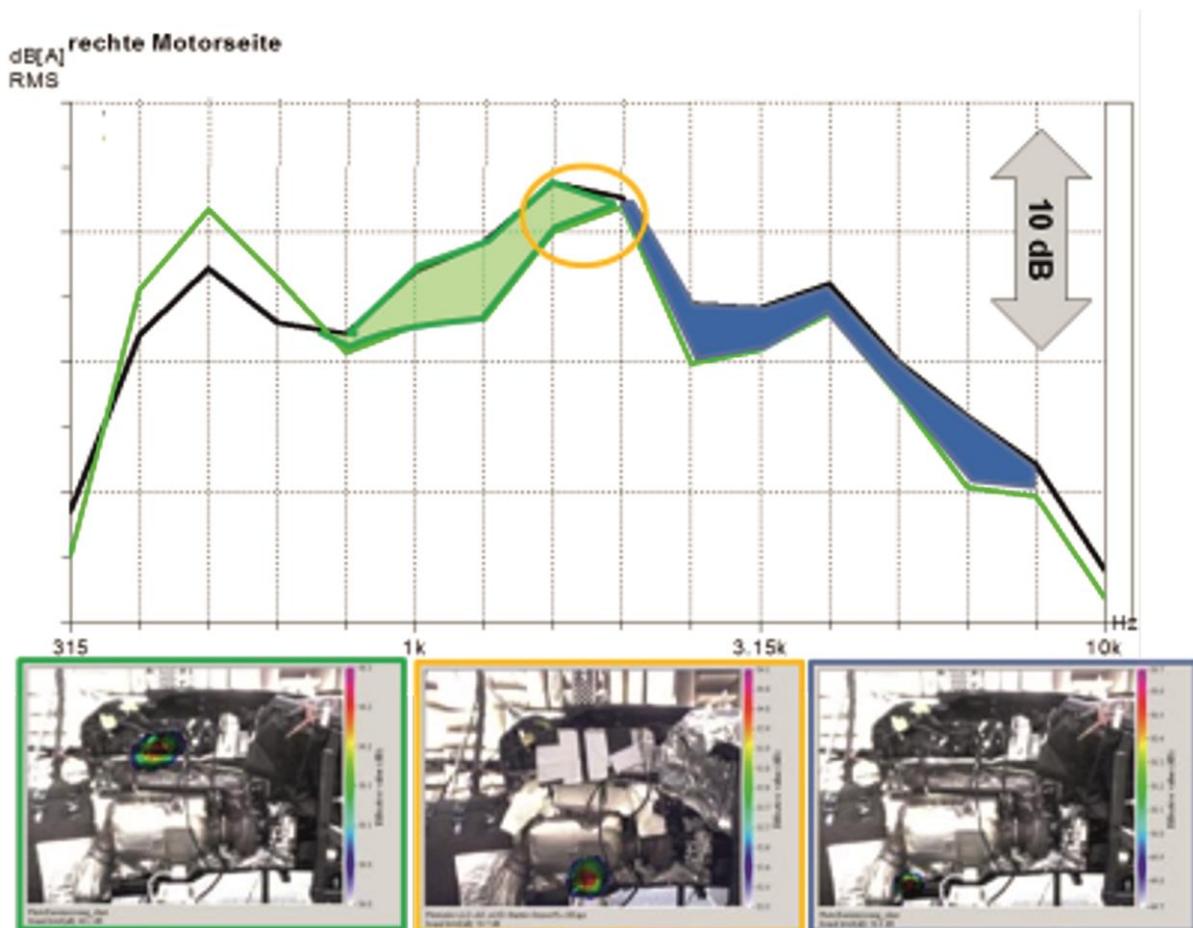


Diagramm 2: Schallquellen Motor rechts

Weiterhin muss im Voraus geklärt werden, welche Komponenten (z.B. Wasserpumpe, Generator, etc.) unbedingt in eine Kapsel integriert werden müssen bzw. welche Komponenten aus anderen Gründen nicht gekapselt werden können.

3.3 Definition der möglichen Kapselkonzepte

Nachdem die Flächen sowohl nach ihrer Relevanz im Pegel als auch in den Frequenzen bestimmt wurden, kann die Vorauswahl der Bauteilmaterialien, unter Beachtung von Wechselwirkungen wie mechanische Anforderungen, erfolgen. Am Beispiel der Schallsolierung Ölwanne heißt das, dass auch große plane Flächen abgedeckt werden müssen, welche eine hohe Anforderung an die Steifigkeit des Bauteiles erfordern, ohne dabei den Aufwand für die Verbindungstechnik zu sehr in die Höhe zu treiben. Um dies zu erreichen, bedarf das Bauteil einer Trägerschicht. Um die hohe Anforderung an die Pegelreduktion erfüllen zu können, ist aus akustischer Sicht

ein Mehrschichtsystem notwendig. Je komplexer das Bauteil bezüglich Geometrie ist, desto eher bieten sich gespritzte Systeme an, wie am Zylinderkopf oben (z.B. bei 6-Zylinder Diesel im aktuellen 5er). Weil dort das Bauteil horizontal befestigt ist, werden nahezu keine Befestigungselemente benötigt. Bei vertikaler Anwendung werden durch geringere Eigensteifigkeit viele Befestigungselemente benötigt, was den Einsatz von eigensteifen Materialien erfordert. Dennoch können einige Bauteile am Motor nur mit Schaum in effizienter Weise synergetisch bezüglich Akustik und Thermik gekapselt werden.

3.4 Ableitung der Akustikanforderungen an die Materialien

Nach der Definition der Materialkonzepte an den verschiedenen Motorflächen, müssen die Materialien akustisch gezielt werden. Für die beste Vergleichbarkeit bzw. um bei größerer Stückzahl an Bauteilen auch die Handhabbarkeit gewährleisten zu können, wurden alle Materialkonzepte als 1 m² Probe in der Durchschallungsdämmung gezielt. Damit kann eine zeiteffiziente Überprüfung der Materialien und verschiedener Lieferanten erreicht werden. Ein beispielhafter Zielwert für die Durchschallungsdämmung ist im Diagramm 3 dargestellt. Um Dämmungsverluste durch Löcher in einzelnen Bauteilen akustisch zu kompensieren, ist es notwendig, dass die Oberflächen der Materialien absorbierend gestaltet und gezielt werden (Diagramm 4).

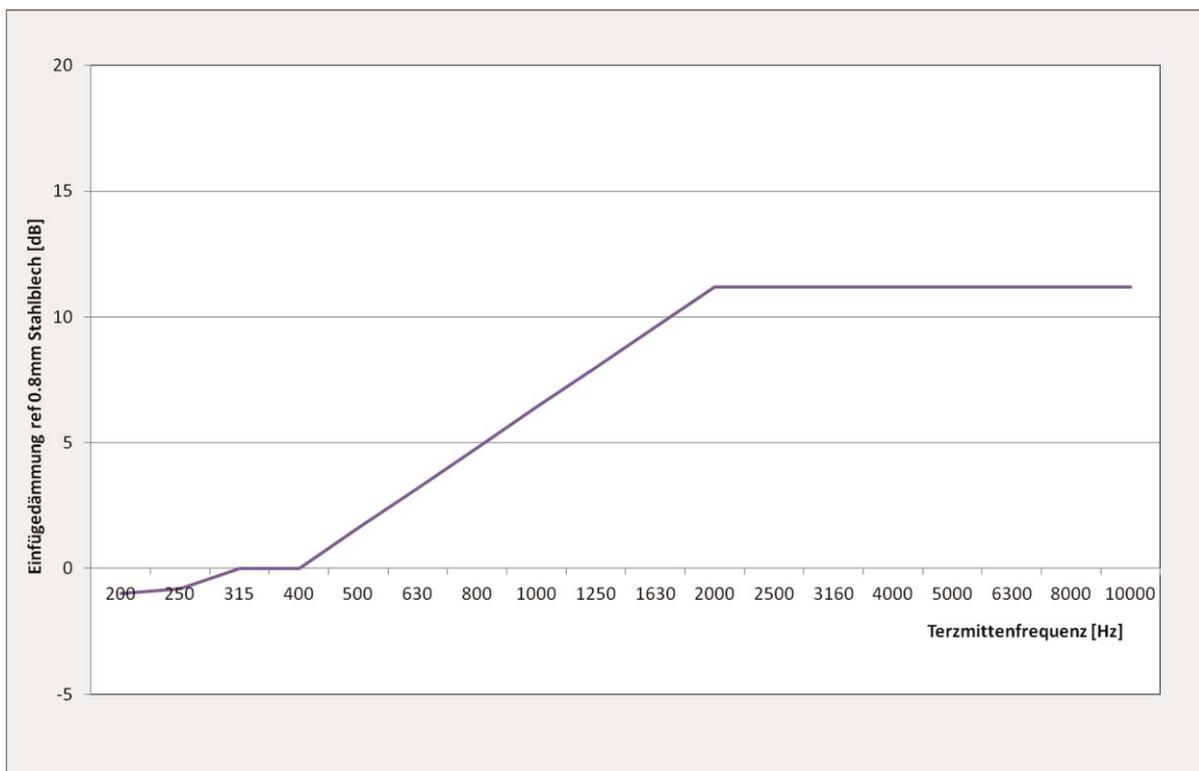


Diagramm 3: Beispiel Durchschallungsdämmung Mehrschichtsystem

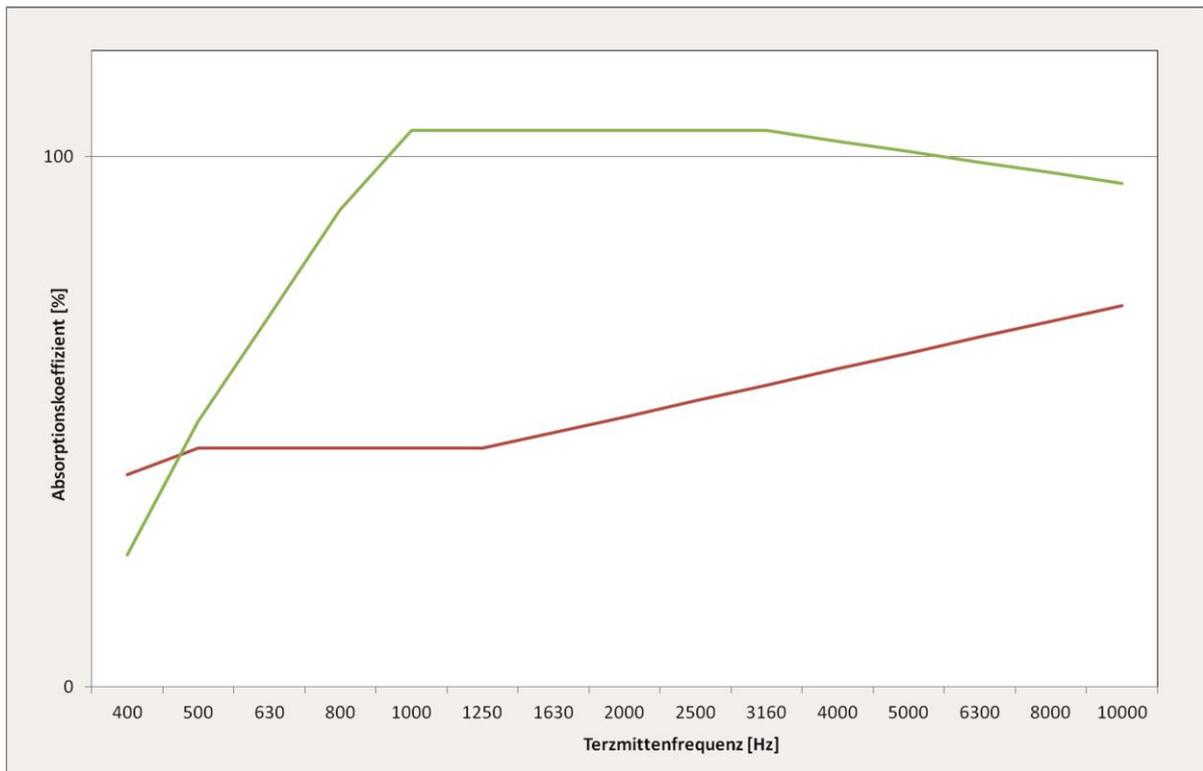


Diagramm 4: Beispiel Absorption Mehrschichtsystem

Durch die Vielzahl an verschiedenen Akustikanforderungen wurden verschiedene Dämmungskurven erarbeitet und in Abhängigkeit an die gegebene Geometrie anspruchsvoll verzielt. Der hohe Anspruch ist einerseits in der starken resonanzhaften Dämmung oberhalb 500 Hz und andererseits dem geringen resonanzhaften Verhalten (Resonanzeinbruch) unterhalb 400 Hz, erkennbar. Weil auch gespritzte Schaumsysteme zum Einsatz kommen sollen, sind die eingesetzten Schaumsysteme gesondert verzielt.

Aus Fertigungs- und Konstruktionsgründen werden nicht alle Bauteile 100 % anliegend an den Motor umgesetzt. Aus diesem Grund sind zwei Seiten der Bauteile verzielt worden, welche separat z.B. in der Alpha-Kabine überprüft werden können.

3.5 Benchmark und Lieferantenentwicklung

Mit den definierten Zielwerten wurde ein Benchmark mehrerer Lieferanten durchgeführt. Alle Zielwerte wurden auf definierte Ausgangsdicken der vorher definierten Platingrößen erarbeitet. Das Diagramm 5 stellt beispielhaft die Dämmung einiger Lieferantenmaterialien gegen den Zielwert dar. Deutlich zu erkennen sind, trotz gleicher Dicke, die unterschiedlichen Dämmungen im mittleren und tiefen Frequenzbereich. Bei hohen Frequenzen (ab 1.000 Hz) erfüllen alle Lieferanten die geforderten Dämmungswerte.

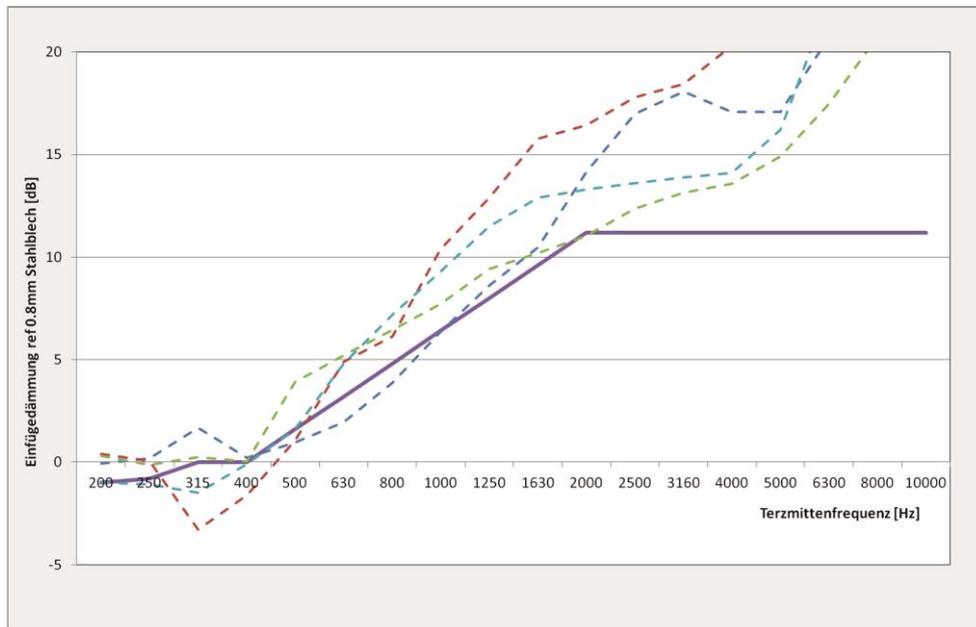


Diagramm 5: Dämmungsvergleich Lieferanten von Mehrschichtsystem

Weiterhin muss geklärt werden, wie sich die verschiedenen Materialkonzepte verhalten, wenn keine Nenndicke, z.B. durch Engstellen an Kabelbäumen, umgesetzt werden kann. Deshalb wurden alle Materialien akustisch untersucht, wenn die Nenndicke durch Verpressen unterschritten wurde. Die Diagramme 6 und 7 zeigen beispielhaft den Dämmungsverlust, wobei in beiden Fällen die Materialproben auf 55 % ihrer Ausgangsdicken verpresst wurden. Neben der unterschiedlichen Dämmung im Ausgangszustand wird auch deutlich, dass der Verlust an Dämmung unterschiedlich ausfällt.

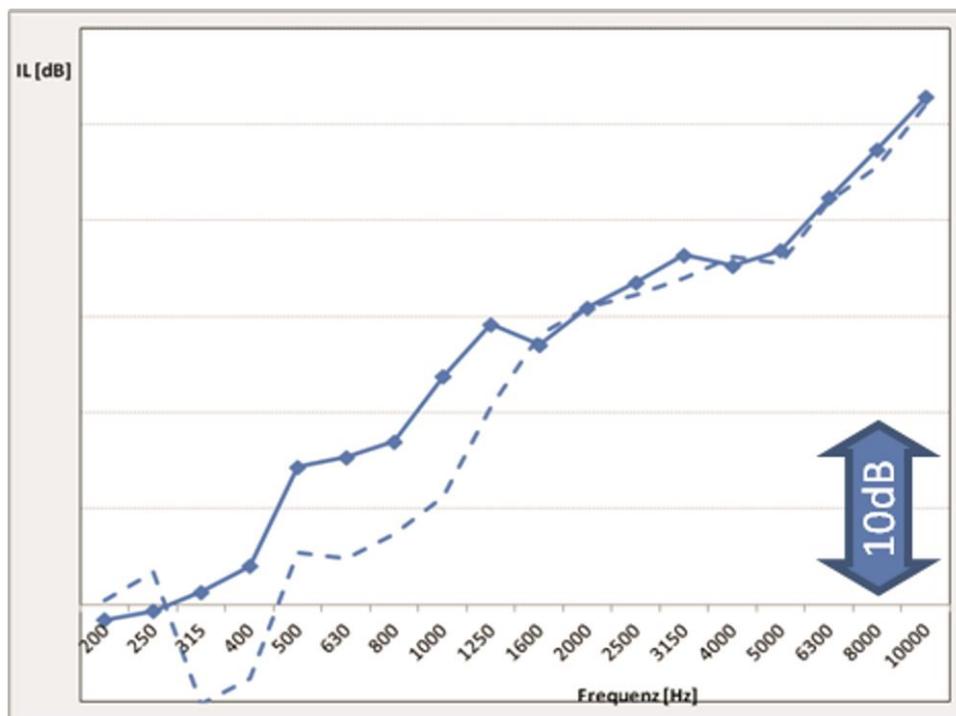


Diagramm 6: Dämmungsverlust Lieferant A

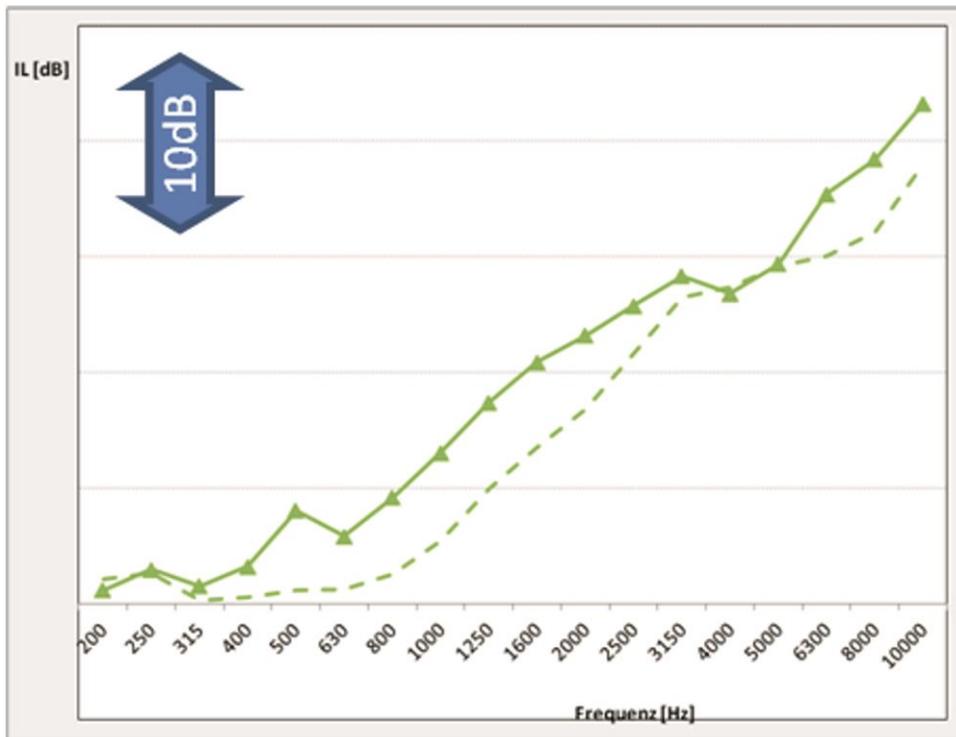


Diagramm 7: Dämmungsverlust Lieferant B

Während beim Material von Lieferant B der Dämmungsverlust sehr breit ist, weist das Material von Lieferant A einen Resonanzeinbruch bei 315 bzw. bei 400 Hz auf. Aufgrund der unterschiedlichen Verhaltensmuster im verpressten Zustand war es notwendig, auf ein komplex verformtes Bauteil mit Realanregung zum Vergleich der Materialkonzepte und der akustischen Leistungsfähigkeit in der finalen Geometrie zurückzugreifen. Deshalb wurde mit einigen vorausgewählten Lieferanten ein Benchmark mit einem definierten Bauteil gestartet. Dabei mussten die Lieferanten die von BMW vorgegebene Geometrie an ihre Fertigungsverfahren anpassen, womit die ersten Unterschiede in der akustischen Leistungsfähigkeit sichtbar wurden. Neben der Bewertung in verschiedenen Zuständen am Motorprüfstand erfolgte auch der Abgleich zu den Zielwerten der Plattenwaren. Im Großen und Ganzen stimmte das Ranking bei den Plattenwaren mit dem Ranking der Realmessungen überein.

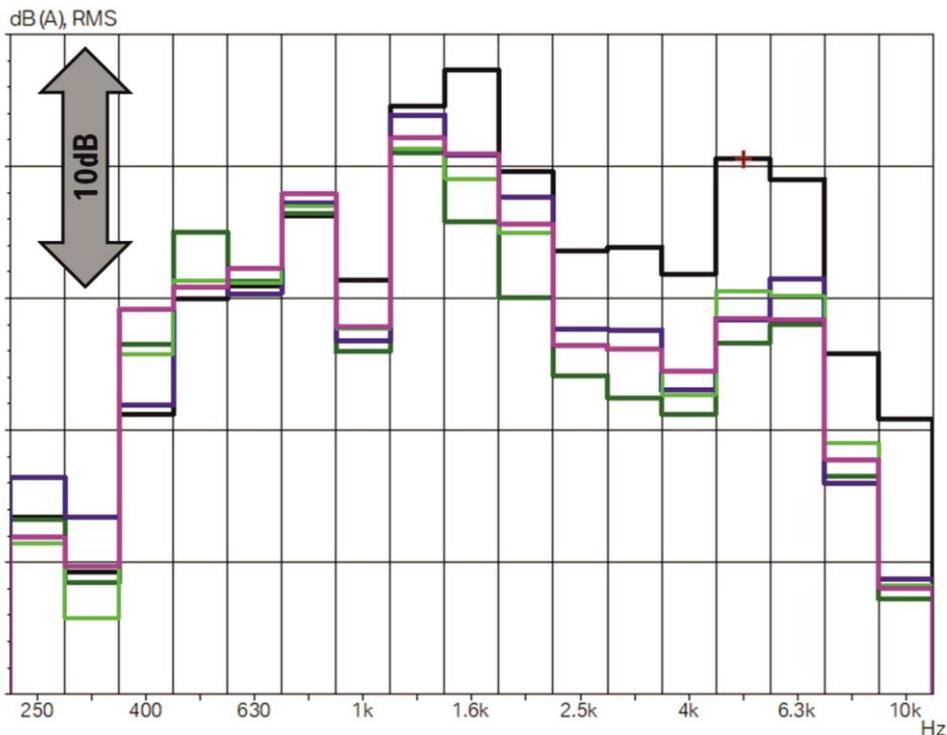


Diagramm 8: Lieferantenbenchmark Ölwannekapitel bei Leerlauf am Motor unten

Der Vergleich im Motorprüfstand erfolgte in Zusammenarbeit mit den Lieferanten. Auftretende Schwachstellen (z.B. grüne Kurve bei 500 Hz) im Materialaufbau wurden sichtbar und konnten durch enge Zusammenarbeit beseitigt werden. Im Diagramm 8 sind verschiedene Materialien bzw. Lieferanten im Vergleich zum ungekapselten Bauteil (schwarze Kurve) bei Leerlauf am Motor unten dargestellt. Deutliche Unterschiede sind ähnlich wie bei den Plattenwarenmessungen im Frequenzbereich unterhalb 630 Hz und bei 1.250 – 4.000 Hz zu erkennen.

4 Ausblick Akustikfunktion einer Motorkapsel

4.1 Auswirkung der Industrialisierung auf die Akustikfunktion

Bei der Serienentwicklung der Motorkapsel treten vielfältige Wechselwirkungen auf, welche zum Großteil auf den Abdeckgrad der Schallisationsbauteile abzielen, aber auch z.B. auf die Zugänglichkeit zu Motorbauteilen. Folgende Themen stellen besondere Herausforderungen dar:

Montage

Motorschallisierungen sind Anbauteile und müssen sich im ersten Schritt an Montageanforderungen der Bauteile am Motor orientieren. Durch die Vielzahl an einzelnen Bauräumen wie z.B. Zylinder-Kurbelgehäuse, Ölwanne, etc. können aber die Bauteile sehr klein werden. Durch Randbedingungen wie Herstellbarkeit oder Pinchkanten wird weitere akustisch wirksame Fläche reduziert. Zudem ist die Bauteilanzahl auch ein Indikator für Kosten (mehr Bauteile, höhere Kosten). Vor allem eine Umsetzung direkt am Kurbelgehäuse kann durch die Montageplanung sehr hohe Anforderungen

an die Sauberkeit und die Qualität der Schallisoliationsbauteile verursachen. Diese Schallisoliationsbauteile sind von Natur aus weniger genau in der Herstellung und die Toleranzen sind zwei- bis dreimal so groß wie bei Druckgussbauteilen. Um diese Tatsache größerer Toleranz der Schallisoliationsbauteile zu umgehen, wird das Bauteil am Kurbelgehäuse größer ausgeschnitten konstruiert, was aber ohne schallisoliationsgerechte Konstruktion zu großflächigen Ausschnitten führen kann.

Ein nicht zu unterschätzender Faktor in der späten Phase der Entwicklung sind Änderungen, wenn z.B. thermische Probleme schnelle Lösungen erfordern. Großflächige Ausschnitte sind oftmals die favorisierten Lösungen.

Am Ende jeder Motormontage steht ein Qualitätstest. Durch Anforderungen wie Abdichtprüfungen und teilweise manuelle Dichtheitstests mit geforderten großflächigen Freischnitten kann die Akustikwirkung deutlich reduziert werden.

Service

Serviceanforderungen betreffen Bauteile wie Motoröl und Motorölfilter, welche innerhalb der Standardintervalle getauscht werden müssen. Durch die teilweise notwendige Eigensteifigkeit von z.B. der Schallisolation Ölwanne können Bauteile abgedeckt werden, die in regelmäßigen Abständen gewechselt werden müssen.

Dauerhaltbarkeit

Wie in Abbildung 5 dargestellt ist, können mit einigen Bauteilen große Bereiche abgedeckt werden. Wie das Motorfrontschott rechts wird auch teilweise nahe an drehenden Teilen konstruiert. Damit werden hohe Anforderungen an Steifigkeit, Genauigkeit und Dauerhaltbarkeit gestellt. Eine kostengünstige Variante ist der Einsatz von Spritzkunststoffen, welches aber keine akustische Funktion, außer der reinen Abschottfunktion, hat. Zudem ist das Gewicht von steifen Bauteilen sehr hoch.



Abbildung 5: Motorfrontschott Serie

Dies stellt große Herausforderungen an das Material, da hohe Steifigkeit mit guter akustischer Wirkung kombiniert werden müssen. Bei steifen Bauteilen tritt sehr oft das Phänomen der Abstrahlung von eingeleitetem Körperschall auf. Bei den hohen

Körperschallpegeln am Motor werden spezielle Anbindungs- bzw. Entkoppelungskonzepte benötigt.

Vielen problematischen Wechselwirkungen wird im ersten Schritt immer mit einer Reduktion des Abdeckgrades begegnet. Viele Detaillösungen sind notwendig gewesen, um die akustische und thermische Wirkung zu erhalten.

4.2 Realisierter Abdeckgrad

Für eine Quantifizierung der Akustikfunktion sind sowohl der Abdeckgrad mit den dazu passenden Materialkonzepten als auch die realisierten Materialdicken (akustische Dicke) ausschlaggebend. Um allen Anforderungen an eine Großserienproduktion gerecht zu werden, hat sich eine Aufteilung der Motorvollkapsel je nach Motor in ca. zehn einzelne Bauteile bewährt. Durch Öffnungen von Sensoren und Leitungen, aber auch durch herstellungsbedingte Randbedingungen wie Pinchkanten von mehreren Millimetern und zusätzlich einzuhaltenden Toleranzen, summieren sich Bauteilaufteilungen von mehr als ca. zehn schnell zu einer deutlichen Reduzierung des Abdeckgrades. Deshalb war wichtig, pro Motorseite nicht mehr als zwei Bauteile zu entwickeln. Durch diese Zielstellung konnten die offenen Bereiche minimiert werden. Je nach Motorseite und Motortyp beträgt der Abdeckgrad bis zu 90 %, wobei unterschiedliche Materialkonzepte dazu beitragen. In Abbildung 6 ist exemplarisch der Zusammenbau einer Vollkapsel zu sehen.

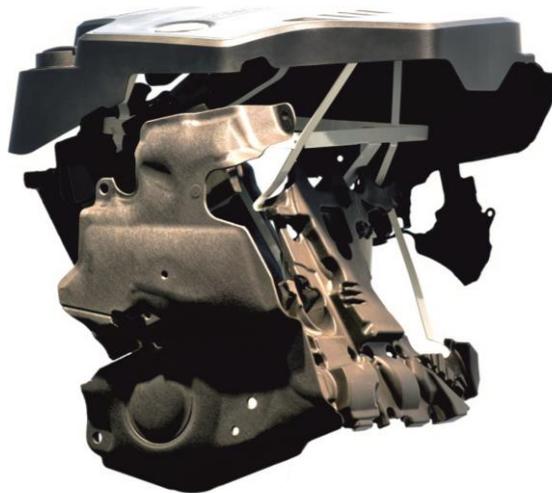


Abbildung 6: Motorvollkapsel Baukastenmotor

Bei Motoren die in Kleinserie produziert werden, können andere Maßstäbe für die Umsetzung herangezogen werden. Durch überwiegend manuelle Montage können andere Abdeckgrade erreicht werden. Dies ist bei der Motorkapsel BMW i8 (Abbildung 7) sichtbar. Dort wurde auf ein spezielles Materialkonzept gesetzt und eine weitestgehend motorfernere Kapsel realisiert. Dadurch stieg der Kapselungsgrad auf nahezu 95 %. Bei der Entwicklung wurde nicht Wert auf Wärmeerhalt sondern auf Leichtbau und akustische Funktion gelegt. Im folgenden Kapitel werden die Akustikeigenschaften vorgestellt.



Abbildung 7: Motorkapsel am i8

4.3 Ausblick Akustikfunktion

Die Motorkapsel wurde für die neue Motorengeneration entwickelt. Der Startpunkt war ein Prototypenaufbau, welcher an einem 6-Zylinder-Dieselmotor erprobt wurde (Diagramm 9). Gut zu erkennen sind die hohen Pegelreduktionen im Frequenzbereich ab 2 kHz und eine sehr breitbandige Wirkung ab 500 Hz. Dies wurde durch einen sehr hohen Abdeckgrad und eine boxähnliche Kapsel erreicht. Durch diese Auslegung mussten die Bauteile eine hohe Eigensteifigkeit aufweisen, weshalb im Frequenzbereich unter 400 Hz starke Resonanzerscheinungen aufgetreten sind. Die motorfeste Montage mit der hohen Eigensteifigkeit der Ölwanne kapsel waren die Gründe dafür. Im Fahrbetrieb ist diese Verschlechterung im Fahrzeug nicht negativ aufgefallen. Ganz im Gegenteil, verlieh es dem Fahrzeug bei der Vollastbeschleunigung den Charakter, welcher dem hohen Drehmoment gerecht wurde. Dennoch war der Wärmeabfuhr dieser Art Kapsel sehr klein, so dass die boxähnliche Kapsel verworfen wurde.

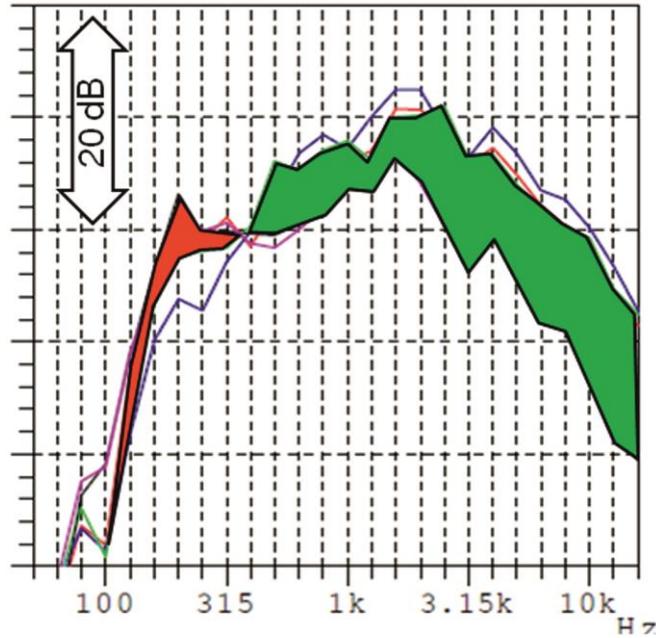


Diagramm 9: Wirkung Vollkapsel am Versuchsmotor unten

Die folgenden Diagramme zeigen die Akustikfunktion der Prototypenkapselaufbauten im aktuellen Entwicklungsstand.

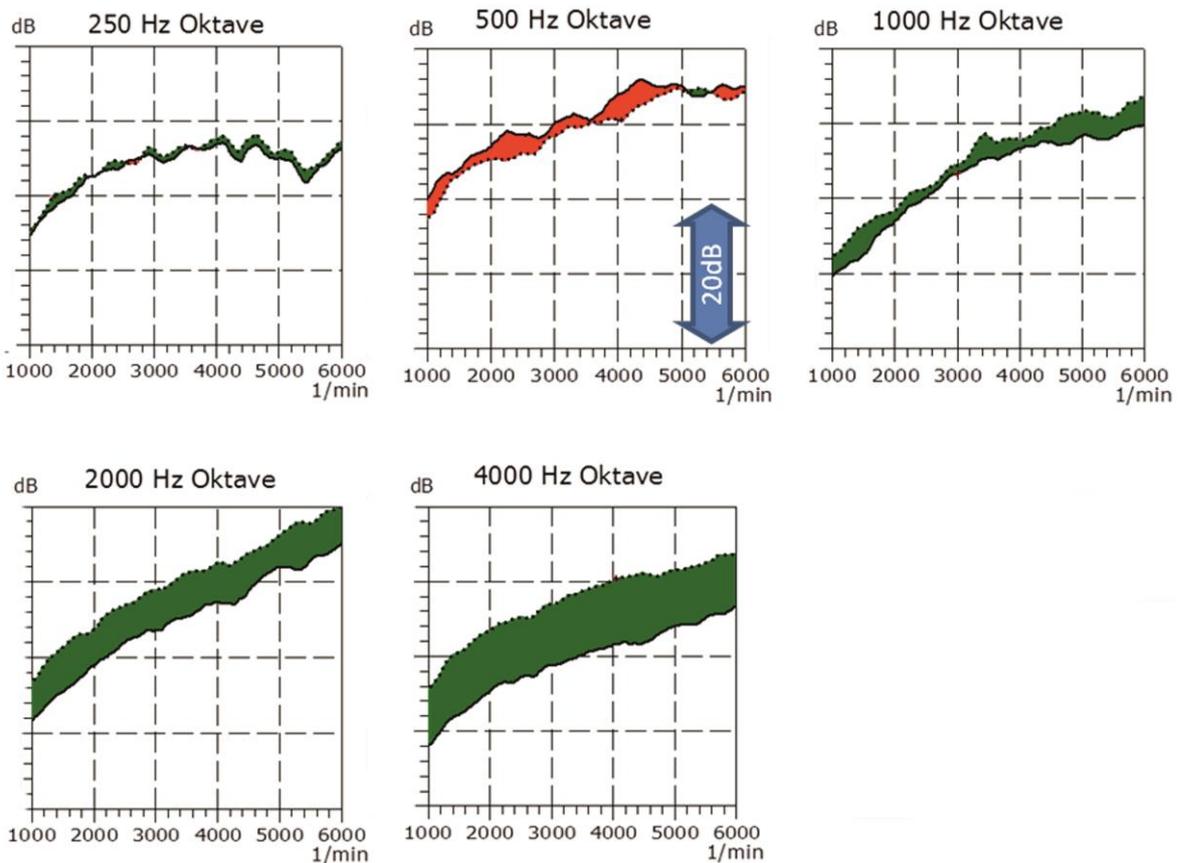


Diagramme 10 - 14: Akustikfunktion Vollkapsel über die Oktavkanäle am Motor hinten

Die Entwicklung der Motorkapsel erfolgt gleichzeitig mit der neuen Motorengeneration. Dennoch zeigen die Messungen die Akustikfunktion mit den gelösten Anforderungen der Querschnittsthemen in einer Großserie. Die akustische Herausforderung lag darin, die Bauteile an den abstrahlenden Bereichen mit der entsprechenden hohen Eigensteifigkeit auszulegen, ohne dabei Eigenabstrahler zu konstruieren. Dabei soll mit geringem Package entsprechend ausreichend akustische Dicke gewährleistet werden, sowie mit geringem Gewicht ausreichend hohe Durchschallungsdämmung und Absorption erreicht werden. In den Diagrammen 10 – 14 sind die Vorteile einer Motorkapsel dargestellt. Auch hier wird der Einfluss der Materialien deutlich. Während bei 500 Hz deutliches Resonanzverhalten sichtbar wird, ist der hohe Benefit oberhalb von 800 Hz deutlich. Bei den Versuchen wurde das Materialkonzept weiterentwickelt und das Resonanzverhalten bei 500 Hz wurde behoben. Damit geht auch eine weitere Verbesserung bei 1.000 Hz einher.

Die folgenden Diagramme 15 – 19 stellen weitere Messungen am Motor vorn im Vollasthochlauf dar. Durch andere Material- und Montagekonzepte sind keine Bauteilresonanzen aufgetreten.

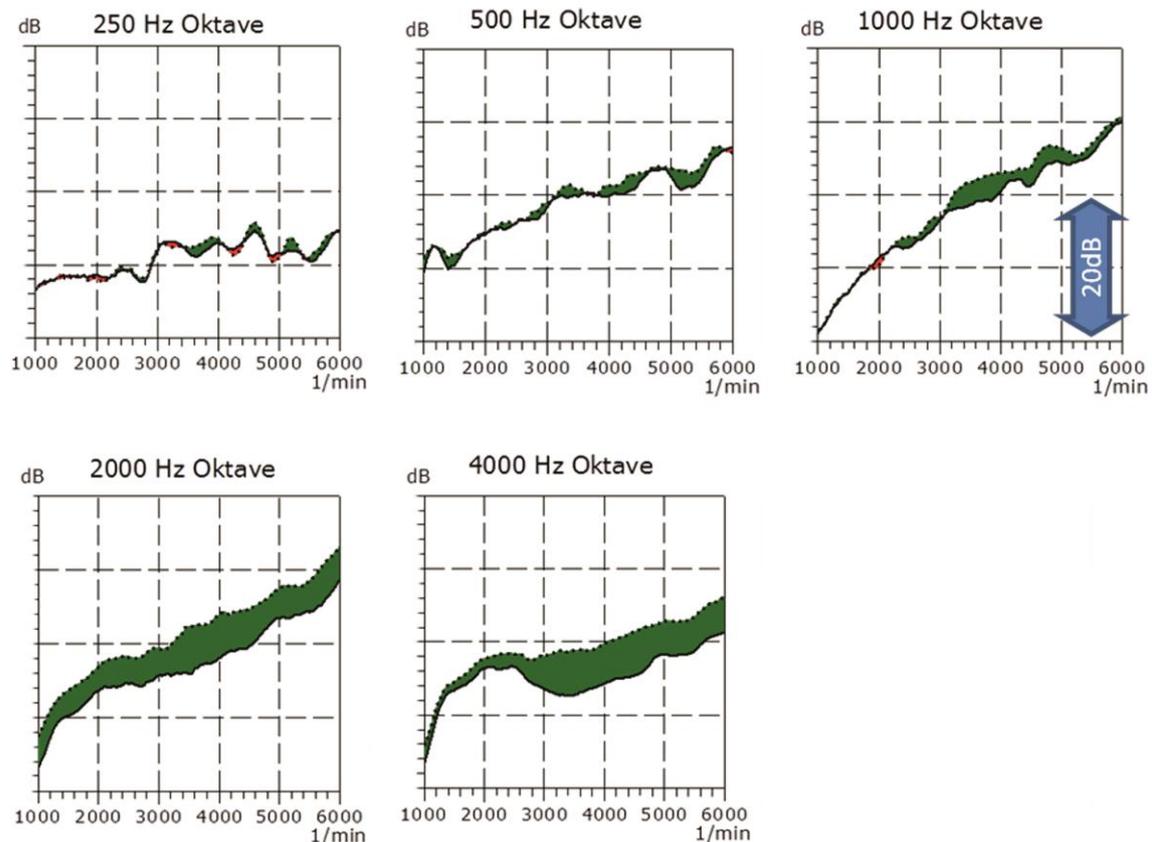


Diagramme 15 -19: Akustikfunktion Vollkapsel über die Oktavkanäle am Motor vorn

5 Zusammenfassung

Die Akustikfunktion in einer Großserienproduktion wird sehr stark von Montageaspekten und Gesamtmotorpackage beeinflusst. Beide Randbedingungen sind ausschlaggebend für den Abdeckgrad am Motor und damit die Effizienz der Kapsel. Daneben sind auch die Materialkonzepte mit den entsprechenden Anbindungskonzepten ein wesentlicher Bestandteil einer guten Akustikfunktion. Wie in einigen Diagrammen dargestellt wurde, können eine zu steife Auslegung und/oder eine ungünstige Anbindung zu einer hohen Körperschalleinleitung führen. Damit kann das Kapselement selbst abstrahlen. Weiterhin wurde gezeigt, dass eine ungünstige Materialauslegung zu resonanzhaften Phänomenen und in ungünstigen Frequenzbereichen zu einer erhöhten Abstrahlung führen. Die vorgestellten Messungen zeigen, dass mit einer geeigneten Auswahl der Kapselparameter eine Reduktion der Abstrahlung je nach Motorseite von 3 dB bei 1 kHz und von 8 - 9 dB im hohen Frequenzbereich erreicht werden kann. Die in den Diagrammen vorgestellte Motorkapsel weist zudem einen sehr guten Wärmeerhalt auf.

Literatur

[1] Verheij, J. W., Inverse and reciprocity Methods for Machinery Noise source Characterization and sound Path Quantification

Entwicklung eines akustischen Absorbers aus PES-Mikrofaservliesstoff bei eingeschränktem Bauraum

Klaus Brokamp

Abstract

PES microfiber nonwovens have good acoustic properties and can be developed on the surrounding conditions of the various locations in the vehicle. Therefore, the absorber makes an important contribution to the vehicle acoustics. At the beginning of the presentation suitable PES micro absorber (Typ HACOloft®) for standard acoustic applications are presented. Here, the requirements are specified by drawings or acoustic curves and the material can be selected from the Ziegler-Acoustic-Matrix. This Matrix will be introduced by exemplary requirements. Also important are additional requirements such as water and oil repellency fire requirements, for example in the vicinity of pyrotechnic igniters of air bags.

For a reduced space of 10 mm must be a material developed, which represents the acoustic performance of a 15 mm thick material. The 15 mm thick material represents the initial situation. The material thickness is one of the most important influencing factors for the acoustic performance of an absorber. In the development enable microfibers and flow optimized cover materials the desired destination. This way will be discussed in more details, and shown the potential of future opportunities for optimization. Finally, the results are summarized and given an overview of the use the interior and exterior.

Kurzfassung

Polyester-Mikrofaservliesstoffe weisen gute akustische Eigenschaften auf und können auf die Umgebungsbedingungen der verschiedenen Einsatzorte im Fahrzeug hin entwickelt werden. Damit leisten diese Absorber einen wichtigen Beitrag zur Fahrzeugakustik. Zu Beginn des Beitrages werden geeignete Polyester-Mikrofaserabsorber (Typ HACOloft®) für Standard-Akustikanwendungen vorgestellt. Hierbei sind die Anforderungen durch Zeichnungen oder Akustikkurven vorgegeben und es wird aus einer Ziegler eigenen akustischen Materialdatenbank (Ziegler-Akustikmatrix) das entsprechende Material ausgewählt. Diese Matrix wird anhand von beispielhaften Anforderungsprofilen kurz vorgestellt. Wichtig sind auch Zusatzanforderungen wie Hydro- und Oleophobie sowie höhere Brennanforderungen zum Beispiel in der Nähe von pyrotechnischen Zündern bei Airbags.

Bei der Entwicklung eines Absorbers für einen reduzierten Bauraum soll mit einem 10 mm starken Absorber die akustische Leistung eines 15 mm starken Materials, welches die Ausgangssituation darstellt, erreicht werden. Die Materialstärke ist eine der wichtigsten Einflussgrößen für die akustische Leistungsfähigkeit eines Absorbers. Bei der Entwicklung führten Mikrofasern und strömungsoptimierte Abdeckmate-

rialien zum gewünschten Ziel. Dieser Lösungsansatz wird näher beleuchtet und dabei das Potential zukünftiger Optimierungsmöglichkeiten diskutiert. Abschließend werden die bei der Entwicklung der kompakten Absorber gewonnenen Ergebnisse und Erkenntnisse zusammenfassend dargestellt und ein Überblick über deren Einsatz am Fahrzeug im Interieur und Exterieur gegeben.

1. Auswahl von Absorbern anhand der Akustikmatrix

Überall dort, wo Geräusche im Kraftfahrzeug nicht verhindert werden können, sind Absorber notwendig, um die Geräuschentwicklung zu kontrollieren.

In einem Kraftfahrzeug werden Absorber in verschiedenen Bereichen verbaut:

- auf dem Trägermaterial der Türseitenverkleidungen,
- in der Instrumententafel, zum Beispiel im Bereich des Handschuhfachs,
- in den Säulenverkleidungen,
- als Füllstücke im Rohbau,
- im Kofferraum hinter den Verkleidungen,
- in der Dachverkleidung zwischen Trägermaterial und Blech,
- usw.

Vliesstoffe sind textile dreidimensionale Flächengebilde die sich durch Rohstoffauswahl und Fertigungstechnologie sehr gut auf eine Anwendung hin entwickeln lassen.

Ziegler beschränkt sich bei den Absorbern überwiegend auf Polyesterfasern, die in vielen Varianten und in ausreichender Menge verfügbar sind.

Polyesterfasern sind von Mikrofasern bis Grobfasern auf dem Weltmarkt erhältlich. Die Faserfeinheit wird in dtex ausgedrückt. 1 dtex entsprechen 10.000 m Polyesterfasern deren Gewicht 1 Gramm ist. Als Mikrofasern werden Fasern unter 1 dtex bezeichnet. Auf den Ziegler-Produktionsanlagen (Bild 1) können Faserfeinheiten von 240 dtex (Grobfaser) bis 0,7 dtex (Mikrofaser) verarbeitet werden.



Bild 1: Vliesstoffanlage

Seit mehr als 10 Jahren entwickelt und produziert Ziegler Absorber für die Automobilindustrie. Sämtliche entwickelte Materialien wurden in einer Alphakabine auf ihre akustische Wirksamkeit getestet und mit den Anforderungen der europäischen OEM abgeglichen. Dabei entstand eine aussagefähige Datenbank, die wir die Ziegler „Akustikmatrix“ nennen.

Bei Anfragen aus den Entwicklungs- oder Einkaufsabteilungen der OEM bzw. Tier 1 erhalten wir üblicherweise eine Zeichnung, die sämtliche Angaben beinhaltet. Damit suchen wir aus unserer Akustikmatrix den geeigneten Absorber aus.

Dabei kann die Akustikanforderung in OEM spezifischen Akustikklassen erfolgen, z.B. in den Klassen 1 bis 5 (geringe bis hohe Anforderung). Oder auch nach dem Alphabet Klasse C – B – A (gering – mittel – hoch). Sowie auch nach nutzbaren Bau-raum z.B. 10 – 15 – 20 mm. Die Beschreibung der geforderten akustischen Leistung ist also OEM-spezifisch und individuell zu betrachten.

Bei kompletten Neuentwicklungen kann auch die gewünschte Akustikkurve als Vor-gabe dienen, wobei wir hierbei eine möglichst deckungsgleiche Akustikkurve aus der Matrix heraussuchen und anbieten.

Bei einem Sportwagen geht es mehr um kraftvollen Sound und bei einer Reiselimou-sine mehr um Geräuschlosigkeit. Bei beiden Fahrzeugtypen werden Absorber einge-
setzt, die jedoch verschiedene Anforderungen an die Absorption in den verschiede-
nen Frequenzbereichen haben werden. Heute spricht man von „Sound – Design“.

Tabelle 1: Beispiel von Angaben in einer Zeichnung / Spezifikation

Material:	PES - Mikrofaservlies
Akustikanforderung:	3
Flächengewicht:	400 g/m ²
Materialstärke:	15 mm
Farbe:	anthrazit
Brennverhalten:	< 100 mm/min
Hydrophobierung:	ja / nein
Selbstklebeausrüstung:	ja / nein

Ziegler - Akustikmatrix							
Nennstärke	Vliesfarbe	Flächengewicht	oleophob / hydrophob	Schwerentflammbar		Akustikanforderung	Vliestype HACOLOft®
				FMVSS 302	UL 94-V0		
[mm 0,02 Pa]		[g/m ²]		[mm/min]			
5	anthrazit	300		< 100		1	3338
8	weiß	250		< 100		2	3710
10	anthrazit	200		< 100		2	4706
10	weiß	300		< 100		2	3713
10	anthrazit	450	ja	< 100		2	4684
12	weiß	350		< 100		2	2989
12	anthrazit	400		< 100		3	3467
13	anthrazit	430	ja	< 100		3	4488
15	anthrazit	300		< 100		3	4550
15	anthrazit	300		< 100	ja	3	4162
15	weiß	300		< 100		3	3314
18	anthrazit	450	ja	< 100		4	4922
20	anthrazit	400		< 100		5	4481
25	anthrazit	500		< 100		5	3684

Wie aus der Tabelle ersichtlich ist, steigt mit der Materialstärke das Flächengewicht nicht zwangsläufig linear. Das begründet sich durch unterschiedliche Akustikanforderungen bei gleicher Materialstärke, an der Farbe, sowie aus historisch bedingten Gründen / Entwicklungsständen.

2. Entwicklung eines Absorbers bei eingeschränktem Bauraum

Aufgabenstellung eines OEM:

Entwicklung eines Absorbers für einen reduzierten Bauraum. Es soll mit einem 10 mm starken Absorber die akustische Leistung eines 15 mm starken Materials, welches die Ausgangssituation darstellt, erreicht werden.

Die Ausgangssituation stellt das HACOLOft® 4885 mit 400 g/m² in 15 mm dar, welches ein Standardabsorber mit einer guten akustischen Absorptionsleistung ist. Hierbei handelt es sich um einen thermisch verfestigten Vliesstoff aus Feinfasern der im Querschnitt progressiv aufgebaut ist. Die verdichtete Wareenseite zeigt dabei zur Schallquelle hin, was den Schall stärker abbremst und so die akustische Leistung verbessert.

Grundsatzüberlegung:

- je feiner die eingesetzte Faser, umso besser ist die Absorption zu erwarten.
- je geringer die Materialstärke, umso schlechter wird die Absorption.

Es stellt sich die Frage, ob allein durch den Einsatz von Mikrofasern die Aufgabenstellung erreicht werden kann.

Hierzu wurde ein Mikrofaservliesstoff HACOloft® 3012 hergestellt, der auch den progressiven Aufbau aufweist. Das Flächengewicht bleibt bei 400 g/m² um die Vergleichbarkeit zu erhalten.

Beide Materialien wurden in der Alphakabine gemessen und in einem Diagramm miteinander verglichen (Bild 2). Die blaue Kurve zeigt die Akustikanforderung des OEM bei 15 mm verfügbarem Bauraum. Das Standardmaterial HACOloft® 4885 wird durch die grüne Kurve dargestellt. Den Mikrofaser-Absorber HACOloft® 3012 zeigt die rote Kurve.

Es ist gut zu erkennen, dass wir mit dem 15 mm Material die Anforderung erfüllen. Das Mikrofaservlies mit 10 mm zeigt eine gute Absorption, ist aber im ganzen Kurvenverlauf noch zu schwach. Da noch feinere Fasern nicht zur Verfügung stehen, mussten wir nach anderen Lösungswegen suchen.

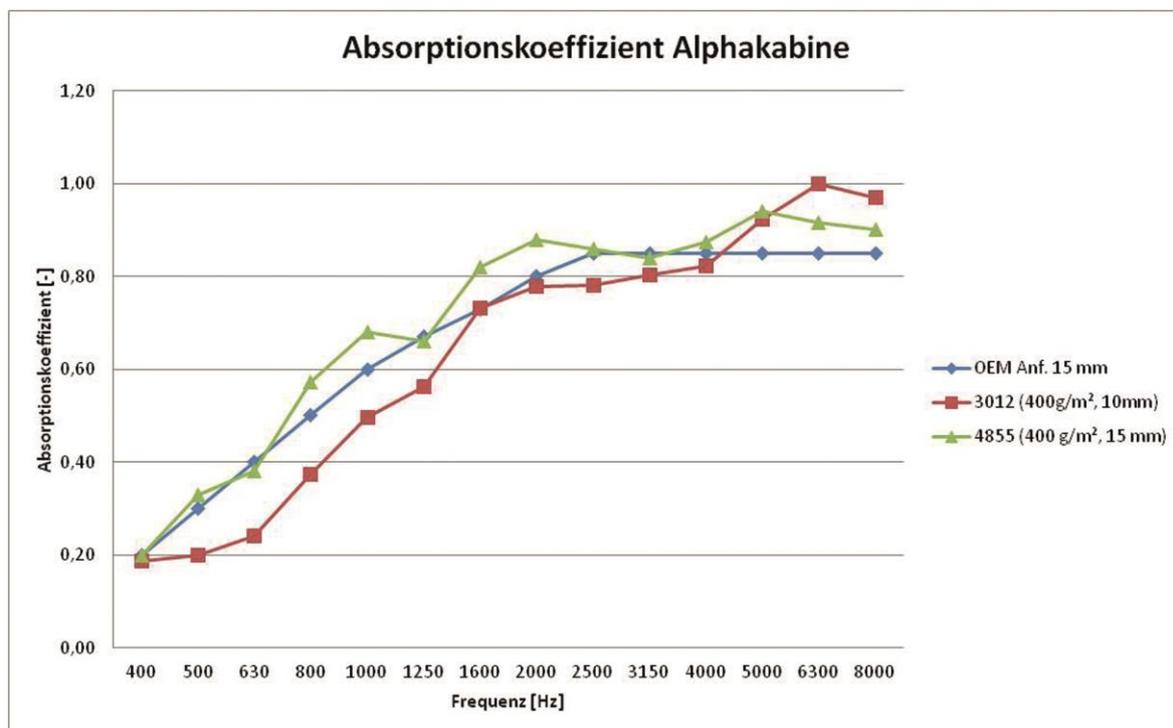


Bild 2: Absorptionsverhalten Ausgangssituation

Aus zurückliegenden Versuchen ist bekannt, dass durch einen intensiveren progressiveren Aufbau der gewünschte Entwicklungsschritt nicht möglich ist.

Die Lösung der Aufgabe kann nur durch eine zusätzliche strömungsoptimierte Abdeckung erreicht werden. Eine geeignete Abdeckung muss aus Fasern bestehen, die deutlich feiner als 0,8 dtex ist und eine geringe Materialstärke aufweist. In die nähere Auswahl kam ein Polyester-Meltblown mit 30 g/m² bei einer Materialstärke von ca. 0,5 mm mit einer sehr hohen Gleichmäßigkeit. Dieses Material zeigte aufgrund der Mikro-Nanofasern einen geeigneten Strömungswiderstand. Dicht genug, um den Schall maximal abzubremsen, aber keinesfalls zu reflektieren.

Im Bild 3 ist das HACOloft® 3012 mit dem strömungsoptimierten Abdeckmaterial zu sehen. Die neue Bezeichnung lautet HACOloft® 7441. Der Kurvenverlauf ist deutlich optimiert und die Anforderung seitens des OEM kann als erfüllt angesehen werden.

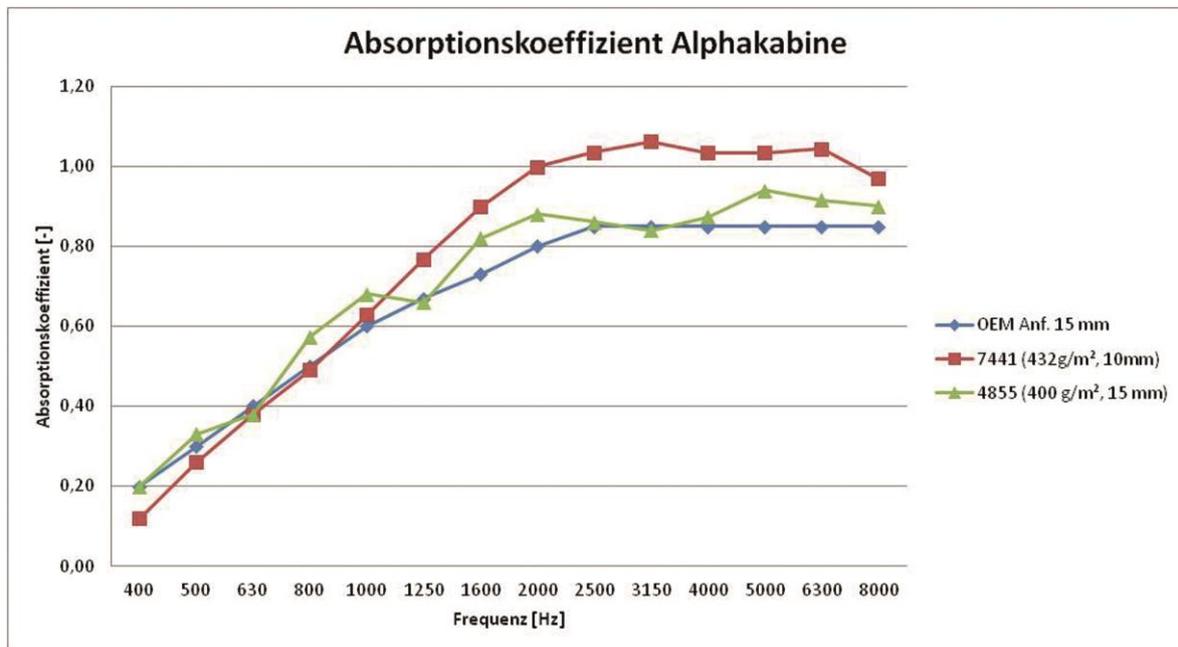


Bild 3: Absorptionsverhalten mit strömungsoptimierter Abdeckung

Im Rahmen der Entwicklung wurden auch schwerere Abdeckungen mit 60 g/m² auf ein gröberes und leichteres Feinfaservlies aufgebracht. Das Resultat ist im Bild 4 zu sehen. Der Frequenzbereich bis ca. 2.500 Hz konnte eine weitere Verbesserung erreichen, dafür ist ein sichtbarer Abfall danach zu erkennen. Insgesamt betrachtet können wir aber feststellen, dass im unteren und häufig wichtigeren Frequenzbereich eine deutliche Verbesserung erzielt wurde.

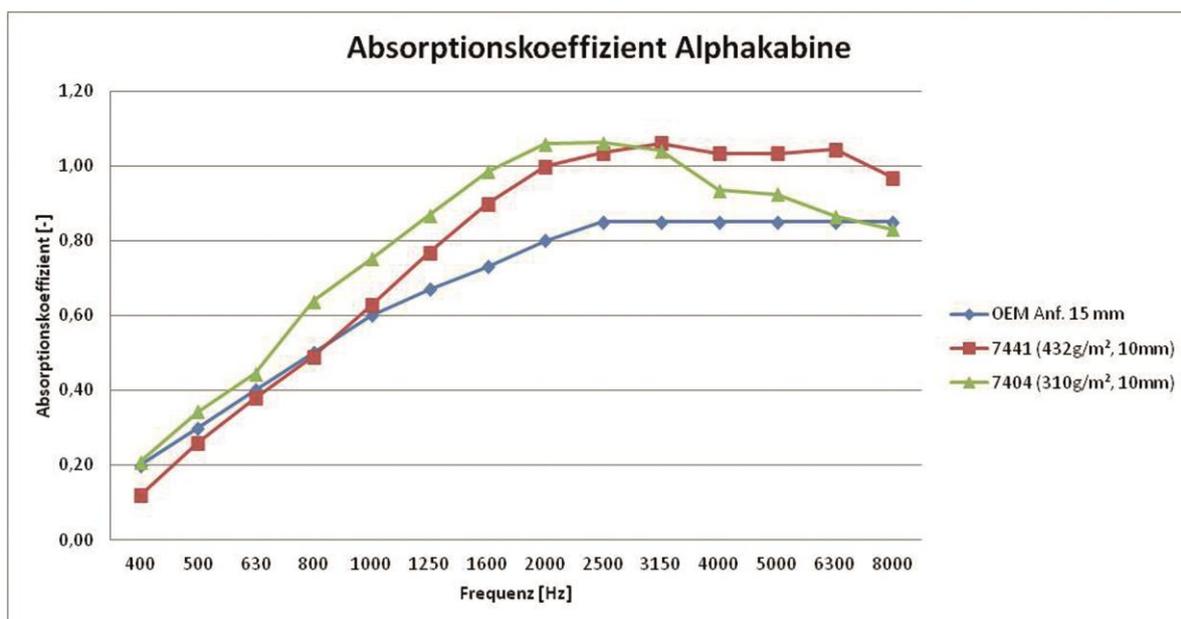


Bild 4: Absorptionsverhalten mit einer schwereren strömungsoptimierten Abdeckung

Was akustisch überhaupt möglich ist, zeigt das letzte Diagramm, welches ein 982 g/m² Material in 50 mm mit zusätzlicher Abdeckung von 30 g/m² zeigt. Der Vergleich mit den zuvor gezeigten Materialien ist nicht möglich, zeigt aber was mit Polyester-Absorbern überhaupt möglich ist.

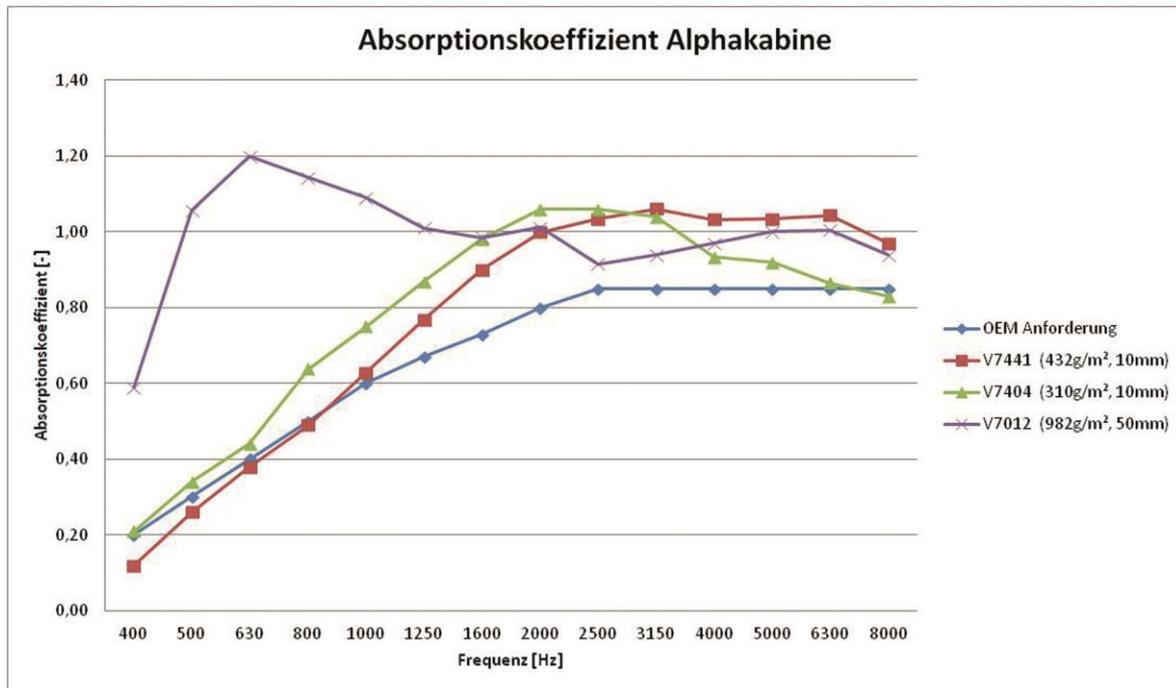


Bild 5: Darstellung der maximal möglichen Absorption einer Neuentwicklung

Zusammenfassung

Mit den gewonnenen Erkenntnissen in Bezug auf Fein- und Mikrofasern in Kombination mit strömungsoptimierten Oberflächen ist die Basis für weitere Entwicklungen geschaffen. Damit lässt sich das gesamte akustische Leistungsniveau anheben, was bei der J.H. Ziegler GmbH eine neue Produktgeneration ermöglicht.

Ziele, die mit der Neuentwicklung möglich sind:

- Verbesserung der akustischen Leistung über den gesamten Frequenzbereich,
- Reduzierung der Materialstärke oder des Flächengewichtes bei gleicher akustischer Wirksamkeit.

Quellen

Bild 1: freigegebenes Bild einer Vliesstoffanlage aus dem Ziegler-Bilderarchiv

Bild 2-5: Entwicklungen der J.H. Ziegler GmbH mit eigenen Materialien

Die Akustikprüfungen wurden in einem externen Prüflabor durchgeführt.

Entwicklung, Simulation und psychoakustische Bewertung einer motornahen thermoakustischen Vollkapselung

Fabian Duvigneau, Tommy Luft, Jan Hots, Jesko Verhey,
Hermann Rottengruber, Ulrich Gabbert

Abstract

The paper at hand presents the development and testing of a thermo-acoustically optimized encapsulation of a diesel engine. It is positioned in close proximity to the engine and surrounds the whole engine block completely. The finite element method (FEM) is used to improve the functionality of the original encapsulation. The excitation forces that are applied to the engine are calculated by means of an elastic multi body simulation (MBS). Moreover, experimental testing is also executed. To this end, an acoustic engine test bed is employed. Thermal and acoustical measurements of the engine without encapsulation are recorded as a reference value. Therefore, the surface of the engine was covered by thermo-cameras and microphone-arrays. Based on the experimental results the heat insulation and sound absorbing material is chosen and placed. A first prototype of the encapsulation was designed accordingly. Experimental tests employing the developed prototype showed acoustical leakages. For that reason, the encapsulation was optimized based on the experimental data and the results from a FEM vibration analysis, where the sound radiation was computed. The optimized encapsulation shows significant improvements of the thermo-acoustic efficiency from a physical point of view. In the last step, the engine sounds are evaluated perceptually by measuring changes in loudness, preference, and magnitude of the tonal content due to the encapsulation of the engine.

Kurzfassung

Im Beitrag wird die Entwicklung und Erprobung einer motornahen, nach thermoakustischen Kriterien optimierten Vollkapselung eines Dieselmotors vorgestellt. Für die Entwicklung der Kapselung wird die Finite Elemente Methode (FEM) mit einer vorge-schalteten elastischen Mehrkörpersimulation (MKS) eingesetzt. Die experimentelle Erprobung erfolgt auf einem dynamischen Akustik-Motorprüfstand. Es werden thermische und akustische Messungen durchgeführt, die der Ist-Zustandsanalyse des ungekapselten Motors dienen. Die mithilfe von Wärmebildkameras und Mikrofonarrays kartographierte Oberfläche bildete die Grundlage für die Auswahl und die Anordnung von wärmeisolierenden und schallabsorbierenden Materialien. Auf dieser Grundlage wurde unter Berücksichtigung der Simulationsergebnisse ein erster Kapselprototyp entwickelt. Die erneute Vermessung zeigte noch vorhandene Leckagen und bildete die Basis für eine anschließende Optimierungsphase, mit der eine deutliche Verbesserung der physikalischen Eigenschaften der ursprünglichen Kapselung erreicht wurde. Für die Optimierung wurden u.a. Finite Elemente (FE) - Simulationen zur Berechnung der Schallabstrahlung genutzt. In einem letzten Schritt wurde die Änderung der Wahrnehmung der Motorgeräusche durch die Kapselungen mithilfe

von psychoakustischen Messungen zur Lautheit, Präferenz und Tonhaltigkeit untersucht.

1. Motivation

In den letzten Jahren ist Komfort zu einem wichtigen Faktor bei der Beurteilung moderner Automobile geworden. Ein Aspekt, der negative Auswirkungen auf die Wahrnehmung der Qualität hat, ist die Lärmemission. Zur Geräuschenstehung von Fahrzeugen tragen die durch den Verbrennungsprozess im Motor angeregten Strukturschwingungen maßgeblich bei. Mithilfe von Motorkapselungen, als passive Maßnahme zur Verbesserung des vibroakustischen Verhaltens (NVH: Noise, Vibration, Harshness), kann bei entsprechender Auslegung die Schallabstrahlung signifikant reduziert werden. Zudem kann durch entsprechende thermische Kapselung der Wirkungsgrad des Motors erhöht werden, da durch diese eine bessere Energiespeicherung des Motoröls und somit eine Reduktion des Kraftstoffverbrauchs erreicht wird. Damit trägt eine Kapselung auch zur immer mehr in den Fokus rückenden Umweltfreundlichkeit von Motoren bei. Darüber hinaus stellen thermische Kapselungen einen kundenwerten Vorteil in Bezug auf die Ansprechzeiten der Fahrzeugheizung dar. Aus gesetzgeberischer Sicht wird der Fahrgeräuschgrenzwert in den nächsten Jahren schrittweise auf 68 dB(A) herabgesetzt [1]. Um dies bei gleichzeitiger Verschärfung der Abgasgesetzgebung zu erreichen, können Kapselmaßnahmen einen entscheidenden Beitrag leisten.

Der Trend zur effizienten umweltfreundlichen Motorisierung hat in den letzten Jahren zu einem Downsizing der Motoren geführt. Dies bringt zusätzliche Herausforderungen an die akustische Dämmung mit sich. Insbesondere in Anwendungsfällen wie beispielsweise einem Range-Extender, wenn der Betriebszustand des Motors nicht direkt vom Fahrer bestimmt wird, ist ein besonders unauffälliger und leiser Motor wünschenswert.

Der A-bewertete Schalldruckpegel ist ein guter Ausgangspunkt für die Evaluation der Güte der akustischen Eigenschaften einer Motorkapselung. Für eine genauere Abschätzung können psychoakustische Messungen herangezogen werden, um einerseits Empfindungs-Grundgrößen wie Lautheit oder Tonhaltigkeit und andererseits komplexe Größen wie z.B. die Lästigkeit oder Präferenz der Signale zu erfragen. Letztendlich entscheidet die Wahrnehmung und nicht die physikalisch messbare Amplitude in dB(A) über die Akzeptanz und Qualitätsanmutung des Motorgeräusches.

Der vorliegende Beitrag stellt eine zweistufige Entwicklung einer thermoakustischen Kapselung eines kompakten Verbrennungsmotors vor. Zunächst werden die verwendeten numerischen Modelle zur akustischen Optimierung vorgestellt, woran sich die experimentelle Ausmessung der Motorkapsel anschließt. Danach werden die Motorgeräusche mithilfe psychoakustischer Paarvergleiche auf ihre Änderung in Lautheit und Präferenz evaluiert und für zwei Kapselungsvarianten wird die Tonhaltigkeit ausgemessen. Abschließend werden die thermischen Eigenschaften evaluiert.

2. Numerische Akustikuntersuchungen der Motorkapselung

Für die numerischen Simulationen dient ein Zylinderkurbelgehäuse (ZKG) mit zugehöriger Ölwanne als zu untersuchende Struktur. Mithilfe der Finiten Elemente Methode [2] werden diese Komponenten einzeln diskretisiert und anschließend miteinander verbunden. Alle im Beitrag verwendeten FE-Diskretisierungen (des Motors, der Kapsel und des Fluides) nutzen vorwiegend quadratische Tetraederelemente. Die akustische und thermische Betrachtung des Systems wird getrennt durchgeführt, demzufolge werden für die Akustiksimulation Fluidelemente verwendet, die ausschließlich den Schalldruck als einzigen Freiheitsgrad besitzen. Für die Strukturberechnung innerhalb der Akustiksimulation wird der Temperatureinfluss ebenfalls vernachlässigt. Es kommen Strukturelemente zum Einsatz, die ausschließlich die drei Verschiebungsfreiheitsgrade berücksichtigen. Die Akustiksimulationen werden nach [3] mithilfe eines ganzheitlichen Virtual Engineering Ansatzes durchgeführt, bei dem zunächst die dynamischen Anregungen der Grundlager und der Zylinderwände durch die Kolbenbewegung ermittelt werden. Dazu wird eine elastische Mehrkörpersimulation herangezogen, deren Eingangsgröße ein experimentell bestimmter Gasdruckverlauf des Verbrennungsmotors ist (siehe Bild 1a). Die wesentlichen Anregungskräfte im Zylinderkurbelgehäuse werden vom Zylinderinnendruck, den Kurbelwellenhauptlagern sowie der Kolbensekundärbewegung verursacht. Die Berechnung der Kolbenquer- und Kolbenkippbewegung während eines Betriebsspiels erfordert die Berücksichtigung der hydrodynamischen Schmierfilmreaktion sowie des Festkörperkontakts zwischen Kolben und Zylinder. Die beiden Kontaktpartner Kolben und Zylinder werden in die MKS-Simulation als elastische Körper integriert [4], welche lokale Deformationen aus dem EHD-Kontakt [5] abbilden können. Die Hauptlagerkräfte ergeben sich nach der Gleitlagertheorie aus der Lösung der Reynoldsen Differentialgleichung. Zusammen mit den Gaskräften werden die so generierten Kraftanregungen auf die FE-Struktur des Zylinderkurbelgehäuses und der Ölwanne aufgebracht.

Die anschließende Struktur dynamiksimulation wird aufgrund des geringeren Rechenaufwands im Frequenzbereich durchgeführt. Demzufolge müssen die in der MKS berechneten Anregungskräfte einer Fourier-Transformation [6] unterzogen werden (siehe Bild 1b). Eine Reduktion auf modale Freiheitsgrade ist im vorliegenden Beispiel nicht möglich, da die Umgebungsluft unter Freifeldbedingungen keine stehenden Wellen ausbilden kann. Entsprechende Fluidmoden treten ausschließlich innerhalb von akustisch abgeschlossenen Kavitäten auf.

Eine weitere Herausforderung stellt die geometrische Inkompatibilität der verwendeten Diskretisierungen in der MKS und FE-Simulation dar. In der MKS müssen möglichst wenige Freiheitsgrade für die elastischen Körper definiert werden, um Modelle zu generieren, die noch in endlicher Zeit lösbar sind. Für die einfache Geometrie der Zylinder ist dies im präsentierten Anwendungsfall kein Problem. In der Struktur dynamiksimulation werden allerdings viel komplexere Geometrien diskretisiert, die eine wesentlich feinere Vernetzung erfordern. Deshalb würde eine zur elastischen MKS koinzidente Vernetzung der Zylinderinnenwände zu stark verzerrten Elementen für die FE-Analyse führen. Die in der elastischen MKS berechneten Kräfte müssen also auf die Knoten der FE-Diskretisierung übertragen werden. Eine statisch äquivalente Belastung mithilfe von Knotenkräften auf der feineren FE-Diskretisierung zu erzeugen, stellt kein Problem dar, eine energieäquivalente Belastung hingegen schon. Im Gegensatz zu Knotenkräften können Drücke ohne Kenntnis über die Ansatzfunktionen einfach auf ein anderes Netz zur Erzeugung einer äquivalenten Belastung interpoliert werden. Aus diesem Grund werden die in der Mehrkörpersimulation gewon-

nenen Kräfte zunächst in Drücke umgewandelt, um diese anschließend auf die Flächenmittelpunkte der FE-Diskretisierung zu interpolieren (siehe Bild 1b).

Auf Basis dieser Anregung wird mithilfe der FEM eine Schwingungsanalyse der Gesamtstruktur im Frequenzbereich durchgeführt (siehe Bild 1c, d), um die Oberflächenschnellen der Struktur zu gewinnen. Diese dienen in einer nachgeschalteten FE-Simulation als Anregung des kugelförmigen Fluidvolumens (siehe Bild 1d, e). Die Akustiksimulation wird demnach entkoppelt durchgeführt; die Rückwirkungen des sehr viel leichteren Umgebungsmediums auf die schwingende Struktur können hier vernachlässigt werden. Die Entkopplung bewirkt durch die Unterteilung in reduzierte Teilprobleme mit wesentlich weniger Freiheitsgraden eine weitere Ersparnis von Rechenzeit, da der Zusammenhang zwischen Freiheitsgradanzahl und Rechenzeit nichtlinear ist.

Zur weiteren Effizienzsteigerung wird das kugelförmige Luftvolumen mit zur Peripherie gröber werdenden Elementen diskretisiert (siehe Bild 1e). Die Kopplung der Freiheitsgrade der Struktur und des Fluides erfolgt über spezielle Interface-Elemente, welche die Oberflächenschnelle der Strukturknoten in Druckwerte an den Fluidknoten umrechnen. Die Interface-Elemente sind Teil des Fluidmodells. Auf die Knoten der Interface-Elemente werden die zuvor berechneten Verschiebungen bzw. Schnellen der Strukturoberfläche mithilfe spezieller Randbedingungen aufgebracht. Die Struktur und die umgebende Luft weisen an ihrer gemeinsamen Grenzschicht koinzidente Diskretisierungen auf. Die Motorstruktur (siehe Bild 1c) wird mit einer durchschnittlichen Kantenlänge von 4 mm vernetzt. Analog zum Luftvolumen wird auch die Kapselung (siehe Bild 1d) mit nach außen hin gröber werdenden Elementen diskretisiert. An den Außenflächen der Kapselung beträgt die durchschnittliche Elementkantenlänge 10 mm. An der Peripherie des Luftvolumens beträgt die Kantenlänge der Fluidelemente schließlich im Durchschnitt 50 mm. Insgesamt beinhaltet das Modell ohne Kapselung 516759 Struktur- und 532359 Fluidelemente mit 882816 bzw. 697734 Knoten.

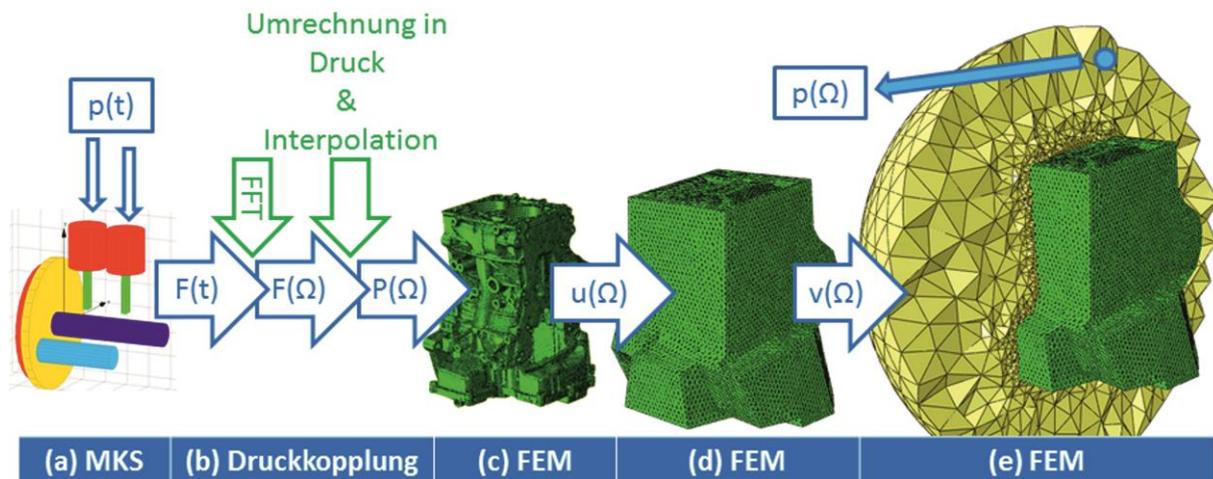


Bild 1: Simulationsablauf: Die Kraftanregungen infolge der Gaskräfte werden aus einer elastischen Mehrkörpersimulation (MKS) entnommen und dem FE-Modell der Motorenstruktur aufgeprägt. Eine dynamische Strukturanalyse liefert die resultierende Oberflächenschnelle des Motors oder der Kapselung, mit der die Berechnung der Schalldruckverteilung im Außenraum erfolgt.

Die Sommerfeldsche Abstrahlbedingung verlangt, dass keine Reflektionen am Rand des diskretisierten Fluidgebietes auftreten. Bei der Randelemente-Methode (BEM) [7] ist dies automatisch erfüllt. Im vorliegenden Fall werden die Akustiksimulation und die strukturdynamische Berechnung komplett mithilfe der FEM durchgeführt. Die Sommerfeldsche Abstrahlbedingung kann dabei alternativ sowohl mit absorbierenden Randbedingungen [8], infiniten Elementen [9] oder mittels Perfectly Matched Layer (PML) [10] erfüllt werden. In einer Vorstudie (Schallabstrahlung einer Rechteckplatte im Freifeld im Vergleich zur analytischen Lösung mithilfe des Rayleigh-Integrals) wurden die Auswirkungen der Verwendung von absorbierenden Randbedingungen und infiniten Elementen untersucht und festgestellt, dass kein signifikanter Einfluss auf die Ergebnisse besteht. Die Rechenzeit ist bei der Nutzung absorbierender Randbedingungen dieser Form geringer, weshalb diese Art der Randbedingung hier verwendet wird. Nachfolgend werden die Ergebnisse für einen Motor mit und ohne akustische Kapselung verglichen. Bild 1 zeigt die Vorgehensweise für den gekapselten Fall. Für die hier vorgestellte Methodik einer ungekoppelten Akustiksimulation ist es irrelevant, ob es sich bei der schwingenden Struktur um einen gekapselten oder ungekapselten Motor handelt. Es werden jeweils die Oberflächenschnellen der Struktur als Anregung des Fluides benötigt. Hier ist für eine andere Struktur lediglich eine Neuvernetzung des Fluidgebietes notwendig, da sich die Innenkontur des Luftvolumens ändert (siehe Bild 3).

Die Schwingungsanalyse der Kapselung wird ebenfalls separat durchgeführt, da die Anzahl der Freiheitsgrade der FE-Modelle vom Motor und von der Kapsel extrem groß und mit der verfügbaren Hardware nicht mehr zu verarbeiten waren. Durch die Kapselung kommen noch einmal 554536 Elemente und 842008 Knoten mit jeweils drei Freiheitsgraden hinzu. Als Eingangsgrößen dienen die in der Schwingungsanalyse des Motors berechneten Verschiebungen. Diese werden mithilfe von Randbedingungen auf die Innenkontur der Kapselung aufgebracht. Demzufolge wird die Wirkung der Kapsel auf die schwingende Motorstruktur vernachlässigt. Aufgrund der Tatsache, dass es sich bei dem Kapselmateriale im Vergleich zum aus Aluminium bestehenden Motorblock um ein sehr weiches und sehr leichtes Material handelt, ist diese Annahme akzeptabel.



Bild 2: Hochabsorbierendes Sandwichmaterial der thermoakustischen Kapselung

Für die Kapselung wird das in Bild 2 gezeigte Material verwendet. Dieses besteht im Wesentlichen aus einer sehr weichen hochabsorbierenden Schaumschicht, die zur schwingenden Struktur hin gerichtet ist und auf der Außenseite aus einem wesentlich steiferen Fasermaterial. Beide Materialien sind sehr leicht und temperaturbeständig. Die extrem dünne Vliesschicht als Abschluss des Schaums an der Innenseite wird in

der Modellierung nicht berücksichtigt, da sie keinerlei thermische oder akustische Funktionen übernimmt. Für die Kapselschichten werden ebenfalls quadratische Tetraederelemente verwendet, die ausschließlich die drei Verschiebungsfreiheitsgrade berücksichtigen.

In motorischen Anwendungen dominieren die halben und je nach Zylinderanzahl entsprechende ganzzahlige Motorordnungen das abgestrahlte Geräusch des Verbrennungsmotors. Deshalb werden in diesem Beitrag innerhalb der Akustiksimulationen vorwiegend ganzzahlige Vielfache der halben Motorordnung berechnet. Aufgrund des sehr hohen Rechenaufwands pro zu berechnender Frequenz wurden im vorliegenden Fall nur so viele Frequenzen berechnet, wie für eine hinreichende Genauigkeit erforderlich.

Bild 3 visualisiert die Schalldruckverteilung für den Frequenzbereich von 0 bis 2.000 Hz mit und ohne Kapselung in der aufgeschnittenen Mittelebene des kugelförmigen Luftvolumens. Das analysierte Kugelvolumen besitzt einen Durchmesser von 2.400 mm. Die akustische Wirksamkeit der simulierten Kapselung ist durch die Reduktion des abgestrahlten Schalldruckes sehr deutlich zu erkennen. Außerdem ist auch im gekapselten Zustand die Ölwanne deutlich als der dominante Strahler zu erkennen.

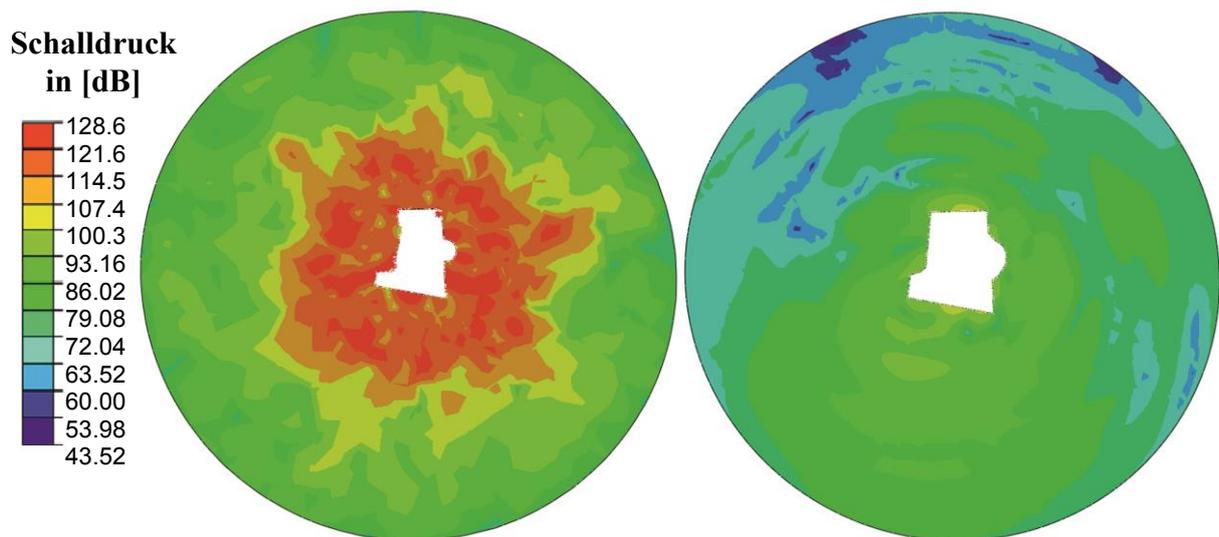


Bild 3: Schalldruckverteilung des Motors mit (rechts) und ohne (links) Kapselung

3. Experimentelle Untersuchungen der Motorkapselung

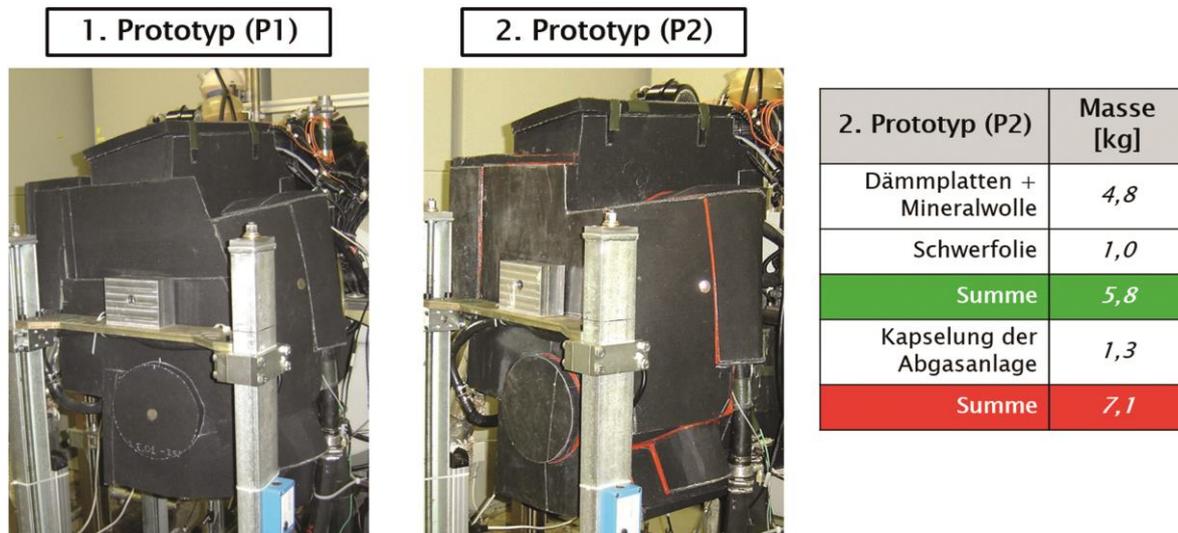


Bild 4: Erster und zweiter Prototyp der aufgebauten thermoakustischen Motorkapsel (links), Teilmassenangaben des Prototyps 2 (rechts)

Für die Luftschallmessungen kamen neben einzelnen Mikrofonen im Nah- und Fernfeld auch Mikrofonarrays zum Einsatz. Für die thermografischen Messungen wurde eine Wärmebildkamera genutzt. Bei den Messungen auf dem Akustik-Motorprüfstand können diverse Motorbetriebsdaten (z.B. Zylinderdrücke, Öltemperatur, Kühlwasserein- und -ausgangstemperaturen, Durchfluss am Kühlwasserausgang) mit aufgezeichnet werden. Die Aufzeichnung der Zeitrohdaten erfolgte für verschiedene stationäre Betriebspunkte und im dynamischen Betrieb bei Motorhochläufen mit jeweils konstanter Last.

Bild 4 veranschaulicht den Kapselaufbau des ersten (P1) und zweiten (P2) Prototyps am Motorenprüfstand. Das verwendete Kapselmaterial besteht aus einem schallweichen Polyurethan-Schaumstoff (zur Schalldämpfung) vor einer schallharten Außenwand (zur Schalldämmung) mit einer Temperaturbeständigkeit bis 160 °C (siehe Bild 2). Für die Kapselung der Abgasanlage wird aufgrund der höheren Temperaturen (siehe Bild 5) Mineralwolle verwendet, wobei hier auch perforierte Aluminiumbleche zur thermischen Abgrenzung zum Einsatz kommen. Zusätzlich fungieren diese Bleche als Helmholtz-Resonator.

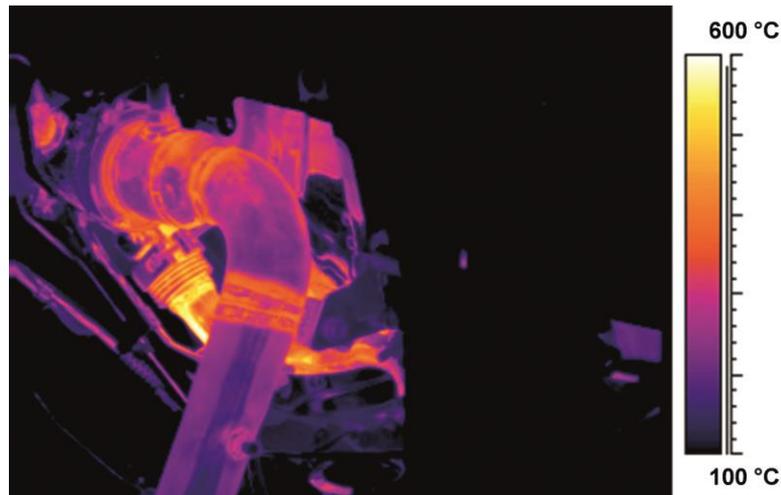


Bild 5: Thermografische Aufnahme des Abgaskrümmers bei einem Betriebspunkt (2.500 min^{-1} , 100 Nm)

Nachdem der erste Kapselprototyp (P1) akustisch umfassend untersucht wurde (beispielhaft gezeigt in Bild 6 und 7), ergaben sich einige Optimierungspotenziale. Bei dem Aufbau des zweiten Prototyps (P2) wurden akustische Leckagen, die zuvor mit einer akustischen Kamera detektiert werden konnten, unter anderem mittels Silikon abgedichtet. Eine umgesetzte Entkopplung technischer notwendiger Kapseldurchbrüche mittels Kautschuk bewirkt eine effektive Unterbrechung bestehender Körperschalltransferpfade. Abschließend kam beim Prototyp P2 an ausgewählten Oberflächen (motorstirnseitig) Schwerfolie zum Einsatz. Damit können die Amplituden von Frequenzen unterhalb von 1 kHz besser reduziert werden. Dies liegt an der höheren akustischen Impedanz von Materialien mit einem größeren Flächengewicht. Dadurch werden tiefere Frequenzen an der Schwerfolie reflektiert und so ein zweites Mal vom schallweichen Material anteilig absorbiert.

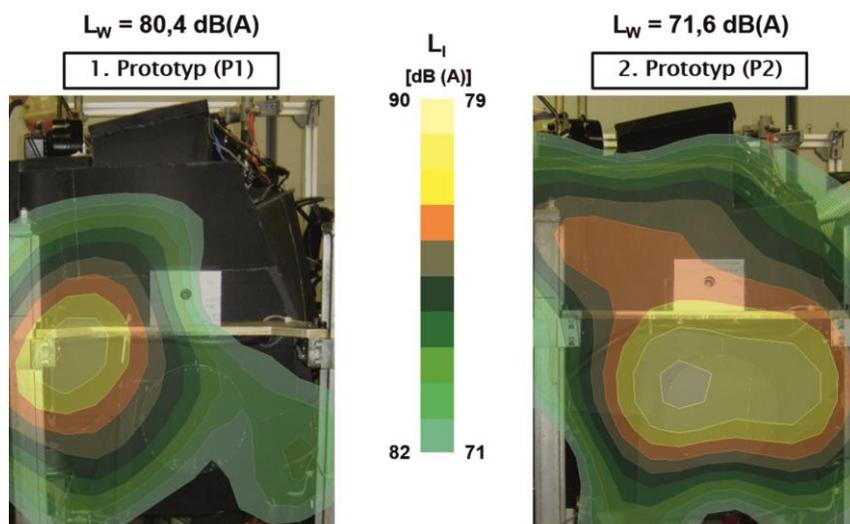


Bild 6: Gemessene Schallintensitätsverteilungen ($< 1.600 \text{ Hz}$) der Motorstirnseite des Prototyps P1 und P2 bei einem Betriebspunkt (2.500 min^{-1} , 100 Nm)

In Bild 6 sind exemplarische Messungen der akustischen Kamera dargestellt (Combo-Mikrofonarray mit 30 Mikrofonpositionen im Nahfeld (SONAH)). Diese zeigen, dass die Schallintensität unterhalb 1.600 Hz im Vergleich der beiden Kapselprototypen um bis zu 11 dB(A) reduziert werden konnte. Dabei verschiebt sich das Schallintensitätsmaximum beim Prototyp P2 räumlich über den Torsionsschwingungsdämpfer. Zuvor lag das Maximum über einer akustischen Leckstelle (siehe Bild 6 links). Bild 7 zeigt ein Beamforming-Ergebnis (Combo-Mikrofonarray im Fernfeld) der beiden Prototypen. Auch im höherfrequenten Bereich konnte der Schalldruckpegel vor allem aufgrund der Abdichtung des ersten Prototyps um bis zu 5 dB(A) gesenkt werden.

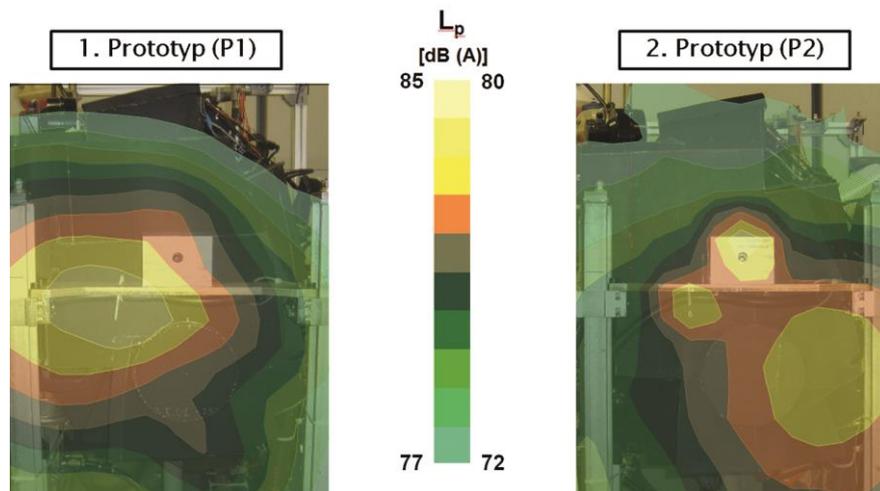


Bild 7: Gemessene Schalldruckverteilungen (0,6 kHz – 4 kHz) der Motorstirnseite des Prototyps P1 und P2 bei einem Betriebspunkt (2.500 min^{-1} , 100 Nm)

Eine Rundumvermessung des Dieselmotors unter Nutzung von vier Mikrofonpositionen ist in Bild 8 dargestellt. In diesen Diagrammen ist zu erkennen, dass der Prototyp P2 der Motorkapsel den Schalldruck im Vergleich zum ungekapselten Motor um bis zu 20 dB(A) reduziert. Die Wirksamkeit der Kapsel zeigt sich bereits bei Frequenzen oberhalb von 100 Hz. Unterhalb dieser Grenzfrequenz werden leichte Pegelerhöhungen beobachtet. Diesen könnte durch aktive Methoden, einer besseren Entkopplung der Kapselaufhängungspunkte und einer stärkeren Strukturierung der Kapseloberflächen entgegengewirkt werden.

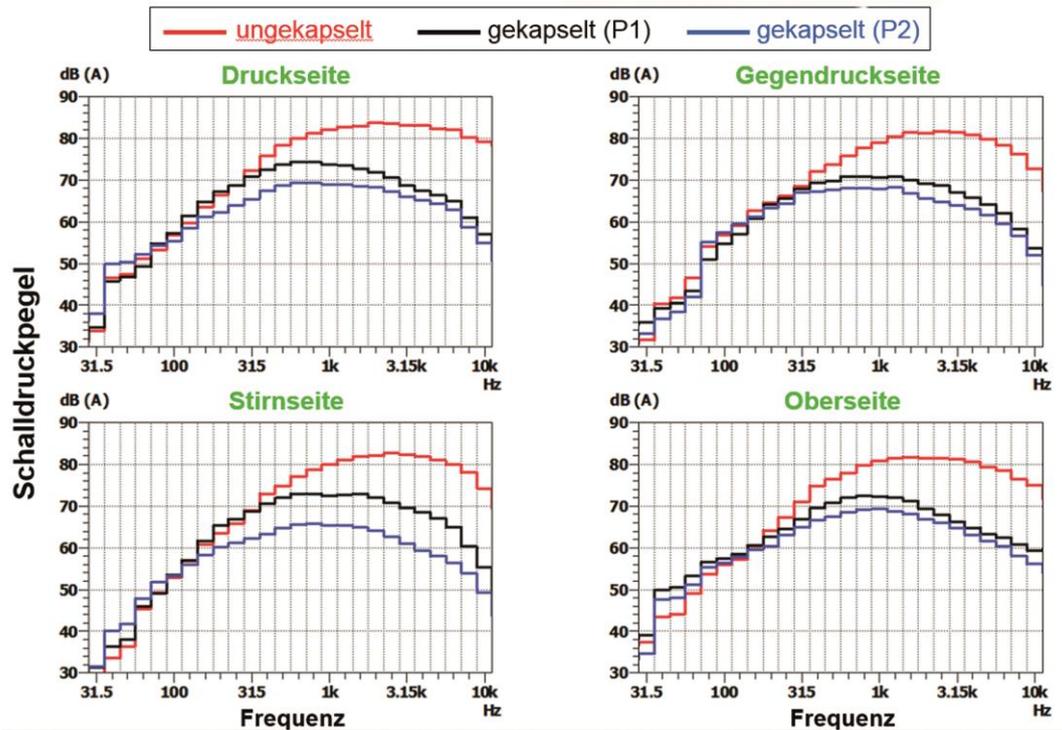


Bild 8: Gemessene A-bewertete Schalldruckpegel in jeweils 1 Meter Abstand bei einem Betriebspunkt (2.500 min^{-1} , 100 Nm) mit und ohne thermoakustischer Kapsel

Aus den vier in Bild 8 dargestellten Schalldruckmesspunkten konnte die Schallleistung berechnet werden. Eine Messstelle unterhalb des Motors war aufgrund der schallharten Bodenausführung im Akustik-Motorprüfstand nicht sinnvoll. Die Berechnungen ergeben bei dem stationären Betriebspunkt eine Reduktion der Schallleistung um 12 dB(A) über den gesamten hörbaren Frequenzbereich (0,15 – 16 kHz).

4. Psychoakustische Bewertung der Motorkapselung

Die bisherige Abschätzung der Qualität der Kapselung erfolgte auf Basis der Pegel in dB(A). Doch entspricht die gemessene Pegelabsenkung auch einer Reduktion in der psychoakustischen Größe Lautheit, die das Empfindungskorrelat der physikalischen Größe Schallintensität darstellt? Durch eine Kapselung wird auch der Klangcharakter verändert, sodass ein erreichter leiserer Klang nicht zwangsläufig zu einer höheren Akzeptanz des Motorgeräusches führt. Hierbei könnten hörbar werdende tonale Komponenten eine besondere Rolle spielen, die nach [11] i.A. zu einer erhöhten Lästigkeit der Signale führt. Dieser Teilabschnitt hat zum Ziel, die Änderung der Wahrnehmung des Motorgeräusches durch die Kapselung mithilfe psychoakustischer Messungen zu quantifizieren.

4.1 Generelle Methodik

An den Experimenten nahmen 15 Versuchspersonen im Alter zwischen 21 und 44 Jahren teil. Alle Versuchspersonen hatten ein normales Audiogramm (Schwellen klei-

ner als 15 dB HL). Die Versuchspersonen wurden für ihre Teilnahme bezahlt, sofern sie nicht den beteiligten Arbeitsgruppen angehörten.

Es wurden drei verschiedene Motorkapselungen betrachtet: die erste Kapselung P1, sowie die weiter optimierte Kapselung P2 und der Prototyp P2 mit entfernter Schwerfolie. Nachfolgend wird der Prototyp P2 mit Schwerfolie als P2+ und der ohne als P2- bezeichnet. Für diese und den ungekapselten Motor lagen Motorhochläufe bei einer mittleren Last von 50 Nm vor. Der Schalldruck wurde in einem Meter Entfernung an der Motorstirnseite aufgezeichnet. Aus diesen wurden Segmente einer Dauer von 1 s bei Drehzahlen um 2.250 U/min sowie um 3.500 U/min herausgeschnitten (siehe Bild 9). Bei dieser Segmentdauer war die Änderung der Drehzahl vom Anfang zum Ende des Signals kaum hörbar. Die Segmente wurden für die psychoakustischen Messungen mit 50 ms \cos^2 Rampen weich ein und ausgeschaltet.

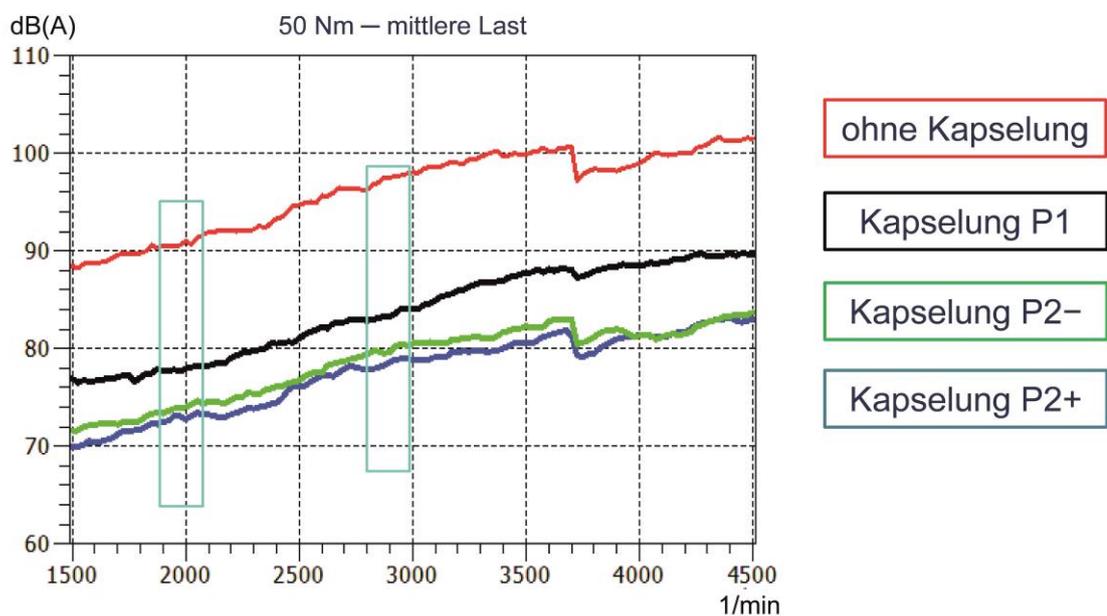


Bild 9: Motorhochläufe der verschiedenen Kapselungen und des ungekapselten Motors bei einer mittleren Last von 50 Nm

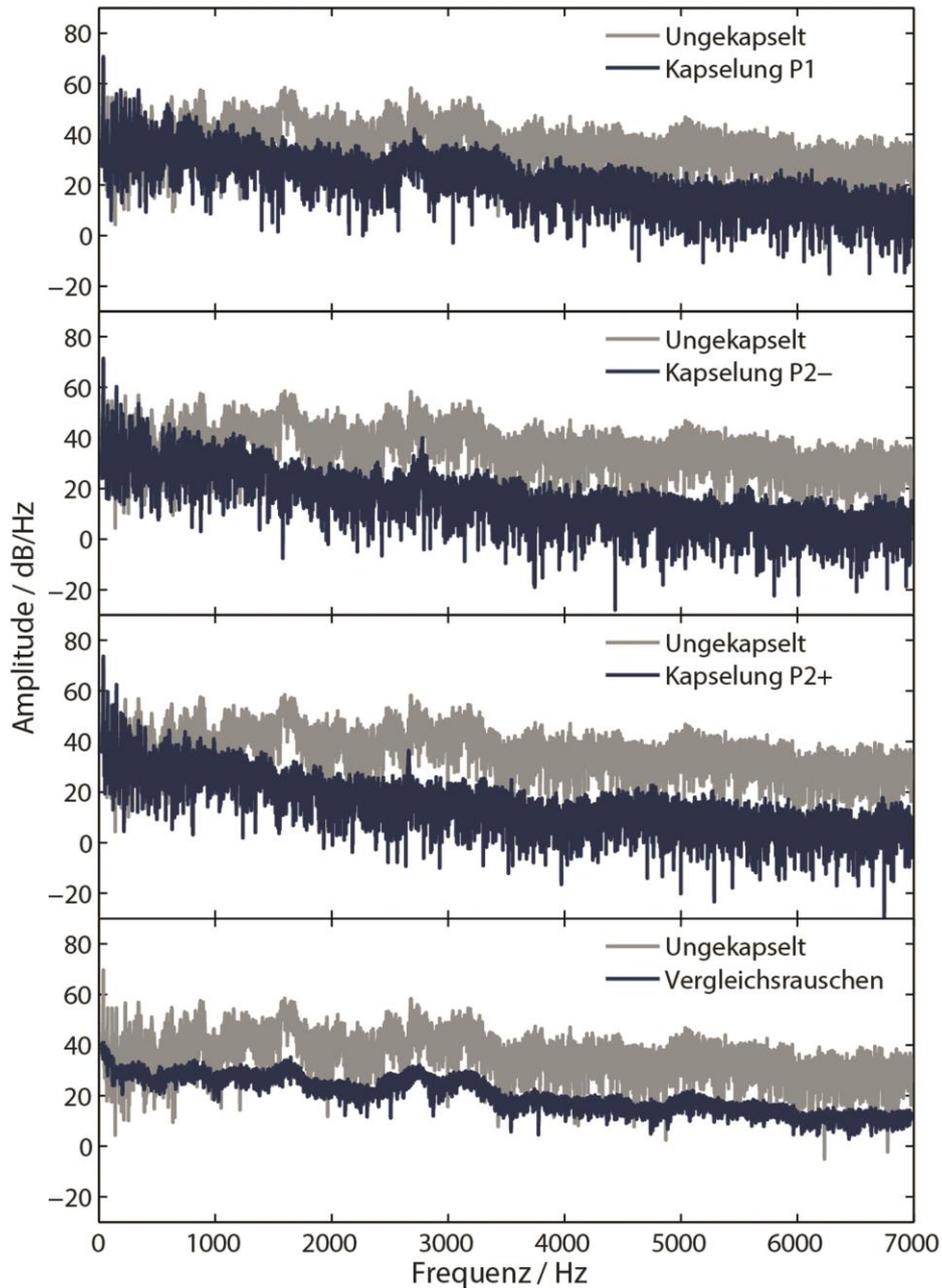


Bild 10: Spektren der Motorgeräusche bei 2.250 U/min nach (blau) und vor (grau) der Kapselung: P1 (oben), P2- (Mitte oben), P2+ (Mitte unten). Das untere Teilbild zeigt das Vergleichsrauschen.

Für jede der beiden Drehzahlen wurde aus den Testsignalen ein Vergleichsrauschen erzeugt. Hierzu wurden die Magnitudenspektren der Ausschnitte gemittelt und über eine Breite von 90 Hz spektral geglättet. Die Phase der Spektralkomponenten wurde zufällig gewählt. Auf diese Weise bewahrt das erzeugte Rauschen generelle spektrale Eigenschaften der Motorgeräusche. Zeitliche Aspekte, wie quasiperiodische Schwankungen des Pegels, werden dagegen weitestgehend eliminiert. Bild 10 zeigt exemplarisch die Signalspektren der drei Kapselungstypen und des Vergleichsrauschens für die Drehzahl von 2.250 U/min (dunkelblau). Jedes Teilbild enthält zudem das Spektrum des ungekapselten Motors (grau).

4.2 Lautheit

Zur Bestimmung der Lautheit wurde der Pegel gleicher Lautheit für das Referenzrauschen für die jeweilige Drehzahl mit einem adaptiven 2-Intervall 2-Alternativen-Zwangswahl-Verfahren (engl. "Alternative-forced-choice", AFC) bestimmt. Aufgabe der Versuchspersonen war es in jedem Vergleich anzugeben, welches der Signale in den beiden Intervallen als lauter empfunden wurde. Die Intervalle wurden durch eine Pause von 500 ms voneinander getrennt und während der Wiedergabe optisch hervorgehoben. Der Pegel der Testsignale wurde in den Messungen um 20 dB gegenüber dem Originalpegel reduziert, um eine Gefährdung der Versuchspersonen durch hohe Pegel auszuschließen. Die Startpegel des Vergleichsrauschens zu Beginn der adaptiven Messungen waren -10 dB, 0 dB und +10 dB bezüglich des Pegels der Testsignale. Nach jedem Vergleich wurde für das nächste Paar der Pegel des Referenzschalls geändert. Wurde das Referenzsignal als lauter empfunden wurde es für den folgenden Vergleich reduziert, sonst erhöht. Die Schrittweite war zu Beginn des Experimentes 8 dB und wurde bei jedem oberen Umkehrpunkt halbiert, bis die minimale Schrittweite von 2 dB erreicht wurde. Mit dieser wurde die Messung für insgesamt vier weitere Umkehrpunkte fortgeführt. Der Mittelwert der Pegel bei diesen letzten Umkehrungen dient als ein Schätzwert für den Pegel gleicher Lautheit. Zur Bestimmung des endgültigen Schätzwertes wurden die drei Schätzwerte der adaptiven Messungen für das Testsignal mit den unterschiedlichen Startpegeln gemittelt. Die Messungen aller Testsignale und Startpegel wurden geschachtelt gemessen und für die beiden Drehzahlen getrennt voneinander durchgeführt.

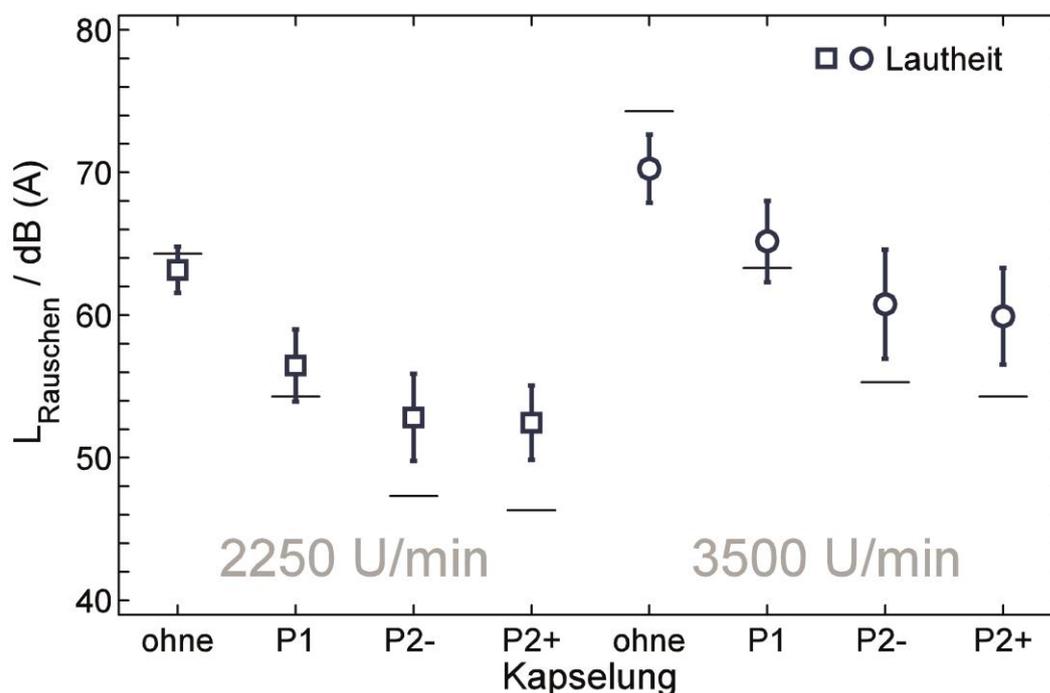


Bild 11: Pegel in dB(A) des Vergleichsrauschens bei gleicher Lautheit. Es sind Mittelwerte der Versuchspersonen (Symbole) +/- eine interindividuelle Standardabweichung (Fehlerbalken) dargestellt. Die horizontalen Linien geben den Pegel der Motorgeräusche in dB(A) an.

Bild 11 zeigt die über alle Versuchspersonen gemittelten Pegel gleicher Lautheit des Referenzsignals als Funktion des Motorgeräuschs. Die Fehlerbalken geben die interindividuelle Standardabweichung an. Zusätzlich zu den Messergebnissen sind die Pegel der verwendeten Motorgeräusche in dB(A) durch kurze horizontale Linien gekennzeichnet. Diese sind für die Motorgeräusche mit der höheren Drehzahl (vier Geräusche rechts) etwa 10 dB höher als für die vergleichbaren Geräusche mit der niedrigeren Drehzahl (vier Geräusche links). Weiterhin zeigen die Pegel der Testsignale, dass dem Ziel der thermoakustischen Kapselung entsprechend diese für beide betrachtete Drehzahlen den Pegel des Motorgeräusches reduziert. Schon die erste Maßnahme (Kapselung P1) führt zu einer Pegelreduktion von etwa 10 dB. Die effektivste Kapselung wird mit etwa 18 dB Pegelreduktion durch die Kapselung P2+ erreicht. Wird die Schwerfolie gespart (Kapselung P2-) so erhöht sich der Pegel für die betrachteten Drehzahlen um 1 bis 2 dB.

Die Lautheitsurteile zeigen qualitativ den gleichen Einfluss der Drehzahl und der Kapselung auf die Ergebnisse. Die größte Änderung der Lautheit findet sich wie bei der Betrachtung der Pegel der Motorgeräusche zwischen dem ungekapselten Motorgeräusch und dem Motorgeräusch nach Anbringung der Kapsel P1. Auffällig ist jedoch, dass die Dynamik bei den Lautheitsergebnissen deutlich geringer ausfällt als bei den Pegeln in dB(A). So ist die maximale Lautheitsreduktion bei der Kapselung P2+ äquivalent zu einer Reduktion des Pegels des Vergleichsrauschens um lediglich 10 dB. Der Unterschied zwischen der Kapselung mit und ohne Schwerfolie (P2+ versus P2-) liegt innerhalb der Standardabweichung der Messergebnisse. Insgesamt deuten die Ergebnisse darauf hin, dass die Lautheit noch vom Pegel in dB(A) unberücksichtigten Faktoren abhängt.

4.3 Präferenz

Zur Bestimmung der Präferenz wurde wie für die Lautheit ein adaptives 2-Intervall 2-AFC-Verfahren verwendet. Im Gegensatz zur Lautheitsmessung wurden die Versuchspersonen gefragt, welches der Signale sie bevorzugen. Wurde das Referenzsignal präferiert, so wurde sein Pegel erhöht, sonst erniedrigt. Alle anderen Parameter des Experiments, wie z.B. Startpegel, Schrittweite und Signaldauer, waren identisch zu denen der Lautheitsmessung. Die Präferenzmessung wurde immer nach der Lautheitsmessung durchgeführt.

Bild 12 zeigt die Ergebnisse der Präferenzmessung für die acht Motorgeräusche (hellblaue geschlossene Symbole). Im Gegensatz zum Bild 11 sind hier die Pegeldifferenzen zum Motorgeräusch dargestellt. Zum Vergleich sind in dieser Darstellung die Ergebnisse aus den Lautheitsmessungen aus Bild 11 ebenfalls noch einmal gezeigt (dunkelblaue offene Symbole). Die Fehlerbalken geben die interindividuelle Standardabweichung an. Es fällt auf, dass sich die Pegeldifferenzen bei gleicher Präferenz kaum von denen bei gleicher Lautheit unterscheiden. Dieses Ergebnis unterscheidet sich deutlich von früheren Messungen zu Präferenz und Lautheit [12,13]. Jene zeigen im Allgemeinen extremere Pegelunterschiede bei gleicher Präferenz als bei gleicher Lautheit. Dieses Phänomen wurde üblicherweise auf Parameter zurückgeführt, die durch die Empfindungsgröße Lautheit nicht abgebildet werden, die aber für die Akzeptanz des Signals relevant sind. Die im Vergleich zu den vorherigen Studien differierenden Ergebnisse dieser Studie könnten auf das Design des Experimentes zurückzuführen sein. Ein Unterschied zu den vorherigen Studien war die größere Ähnlichkeit von Test- und Referenzschallen. Einen weiteren Unterschied stellte die

Dauer der Signale für die Präferenzmessung dar. Diese war in den vorherigen Studien deutlich länger als in der jetzigen Studie. Eine weitere geplante Studie wird zum Ziel haben, den Einfluss dieser Größen auf die Präferenzurteile zu quantifizieren. Unabhängig von der Ähnlichkeit der Mittelwerte sind die individuellen Unterschiede bei den Präferenzurteilen im Vergleich zu den Lautheitsurteilen im Mittel etwa doppelt so groß. Diese deutlich erhöhte Standardabweichung findet sich auch in vorherigen Studien, dort jedoch im Allgemeinen gepaart mit einem größeren Pegelunterschied bei der Präferenzmessung als bei der Lautheitsmessung. Die Daten dieser Studie zeigen, dass auch bei gleichen Mittelwerten die Standardabweichung bei Präferenzurteilen größer ist als bei Lautheitsurteilen. Dieses liegt zu einem großen Teil an persönlichen Vorlieben der Versuchspersonen. So berichtete eine Versuchsperson dass sie entgegen dem generellen Trend die realen Motorgeräusche eindeutig bevorzugt, sogar bei deutlich geringerem Pegel des künstlichen Referenzsignals.

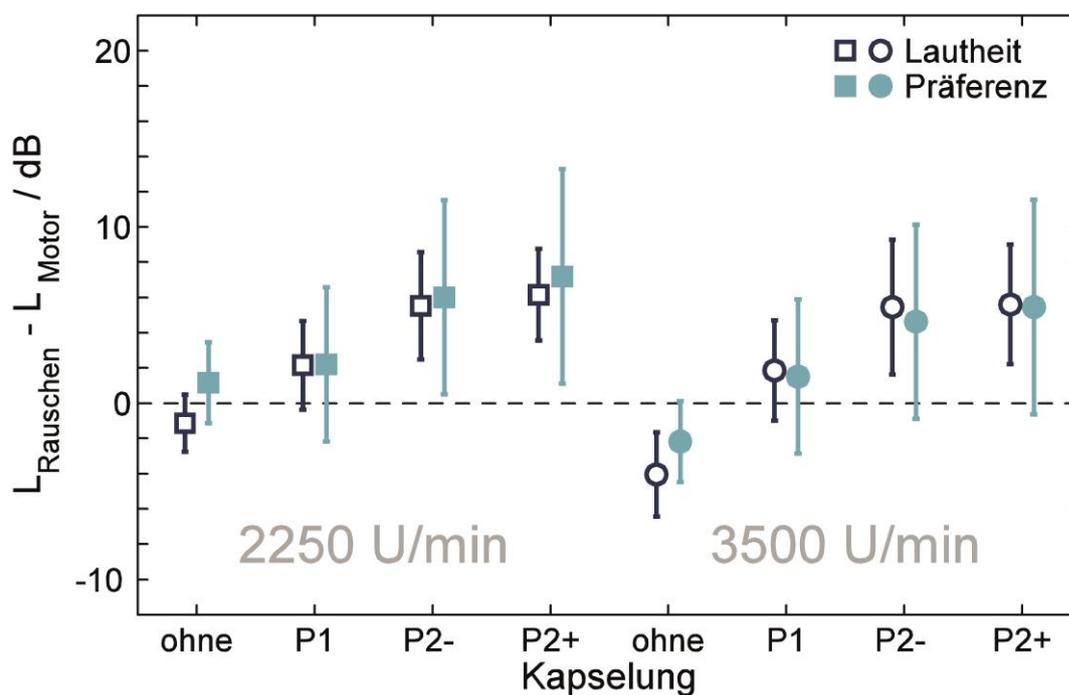


Bild 12: Differenz der dB(A) Werte zwischen Vergleichsrauschen und Testsignal bei gleicher Präferenz. Es sind Mittelwerte der Versuchspersonen (geschlossene Symbole) +/- eine interindividuelle Standardabweichung (Fehlerbalken) dargestellt. Zusätzlich sind die Lautheitsdaten aus Bild 11 in dieser Darstellungsform mit offenen Symbolen gezeigt.

4.4 Tonhaltigkeit

Eine Wahrnehmungsgröße, die vorherige Messungen beeinflusst haben könnte, ist die Tonhaltigkeit, d.h. aus dem Rauschen herausstechende und dadurch wahrnehmbare tonale Komponenten. Diese finden sich bei einer Drehzahl von 2.500 U/min für die Kapselungen P2- und P2+. Das obere Teilbild von Bild 13 zeigt exemplarisch das Spektrum für P2- bei dieser Drehzahl. Der Spektralbereich mit der tonalen Komponente ist durch einen Kasten gekennzeichnet.

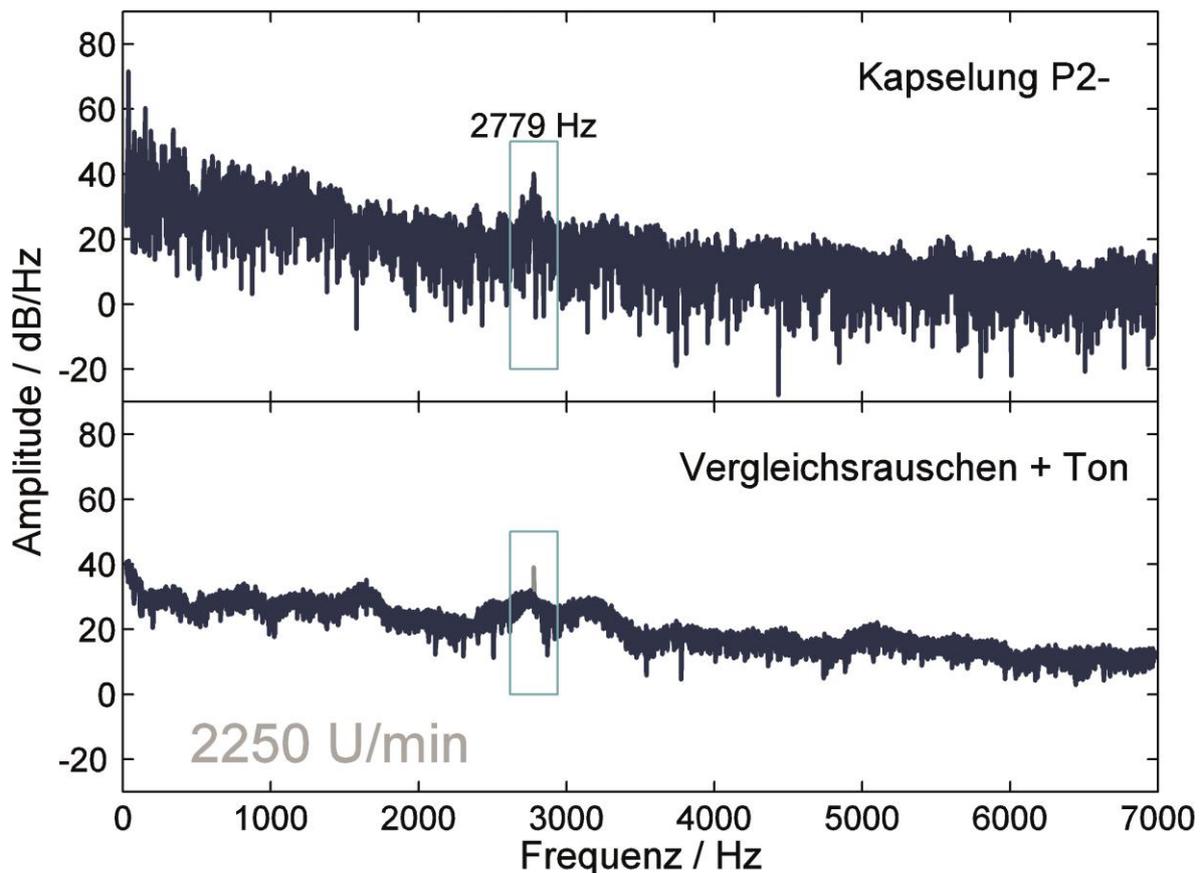


Bild 13: Oberes Teilbild: Spektrum des Motorgeräusches bei Kapselung P2- und der Drehzahl 2.500 U/min. Der Spektralbereich mit einer tonalen Komponente ist mit einem Kasten hervorgehoben. Unteres Teilbild: Referenzrauschen mit tonaler Komponente bei der gleichen Frequenz (in grau).

Zur Bestimmung der Tonhaltigkeit wurde in einem adaptiven 2-Intervall 2-AFC-Verfahren die Tonhaltigkeit eines Testsignals an die der Referenzsignale angeglichen. Als Referenzsignale dienten die bereits in den Experimenten zur Lautheit und Präferenz verwendeten Signalausschnitte. Es wurden nur die Motorgeräusche für die Drehzahl von 2.250 U/min und die Kapselungen P2- und P2+ verwendet. Das Vergleichssignal bestand aus dem bereits in den Experimenten zur Lautheit und Präferenz verwendeten Vergleichsrauschen und einem Sinuston an der Frequenz der tonalen Komponente der Motorgeräusche (2.279 Hz für P2- und 2.261 Hz für P2+). Der Pegel des Vergleichsrauschens wurde mithilfe der Ergebnisse des Versuchs zur Lautheit individuell auf gleiche Lautheit zu den Referenzsignalen eingestellt. Der Pegel des Sinustons wurde im Experiment variiert. Die Phase des Sinustons wurde für jeden Vergleich zufällig gewählt.

Die Schrittweite war wie bei den vorherigen Messungen 8 dB und an jedem oberen Umkehrpunkt wurde diese halbiert, bis eine Schrittweite von 2 dB erreicht war. Als Startpegel wurden für jede Kapselung -5 dB und -25 dB bezüglich des Pegels des Vergleichsrauschens verwendet. Die Messungen der Kapseltypen und Startpegel wurden verschachtelt gemessen. Die Aufgabe der Versuchspersonen bestand darin anzugeben, in welchem der beiden Intervalle die tonale Komponente des Geräus-

sches lauter war. Es wurde nach der Lautheit der tonalen Komponente gefragt, da diese Größe für die Versuchspersonen leichter zu erfassen war als die Größe Tonhaltigkeit. Verhey und Heise zeigten in [14], dass beide Größen zu gleichen Ergebnissen führen.

Bild 14 zeigt die Pegel gleicher Lautheit der tonalen Komponente für die beiden betrachteten Motorgeräusche. Die Fehlerbalken geben die interindividuelle Standardabweichung an. Für das untere Teilbild in Bild 13 wurde dieser gemessene Pegel für das Spektrum mit tonaler Komponente verwendet. Es zeigt sich, dass die tonale Komponente in beiden betrachteten Motorgeräuschen hörbar war, wobei für P2+ die individuellen Unterschiede sehr hoch sind. Da hörbare tonale Komponenten insbesondere zu einer Erhöhung der Lästigkeit des Signals führen, ist nicht auszuschließen, dass die Versuchspersonen bei den Lautheitsurteilen auch die Lästigkeit mit berücksichtigt haben. Hierauf deuten auch die Präferenzdaten hin. Dies könnte auch den geringen Unterschied zwischen Kapselung P1 und P2+ erklären, da P1 keine klar erkennbaren tonalen Komponenten aufwies (siehe Bild 10).

Insgesamt zeigen die psychoakustischen Messungen, dass die Veränderung der Wahrnehmung durch eine Kapselung nur unzureichend durch den Pegel in dB(A) abgebildet wird.

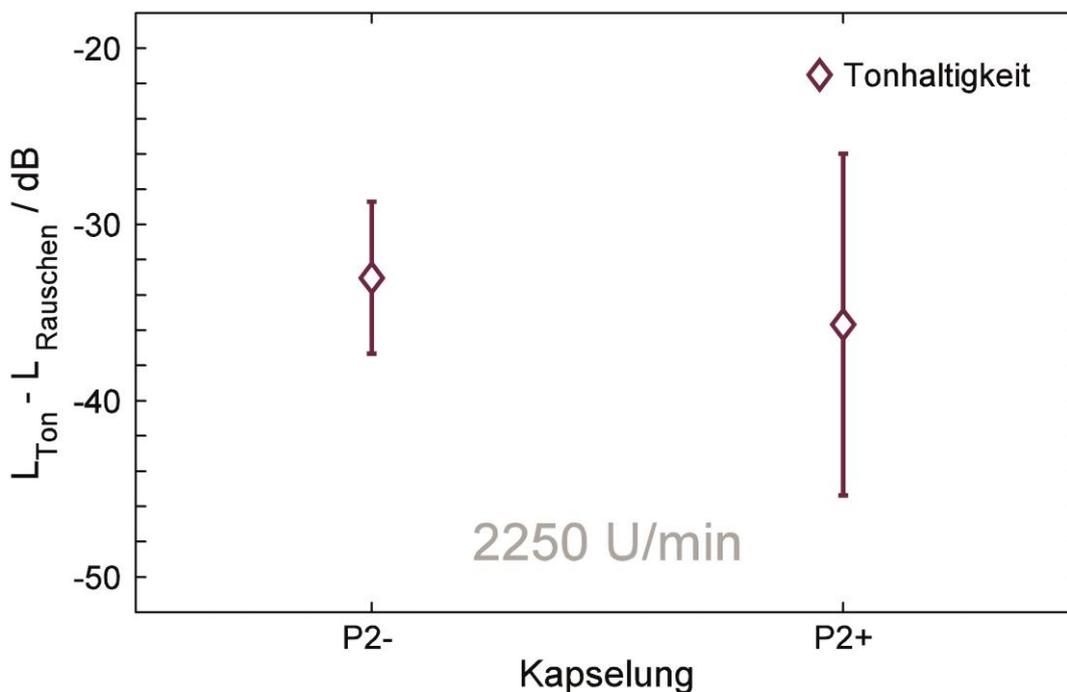


Bild 14: Pegeldifferenz zwischen tonaler Komponente und Vergleichsrauschen gleicher Lautheit der tonalen Komponente in dB. Es sind Mittelwerte der Versuchspersonen (geschlossene Symbole) +/- eine interindividuelle Standardabweichung (Fehlerbalken) dargestellt.

5. Thermische Untersuchungen der Motorkapselung

In diesem Kapitel wird die zweite Zielstellung der thermoakustischen Kapselung näher beleuchtet. Die Kapsel soll die Wärme des Motoröls möglichst gut speichern, um zu Gunsten der Reduktion von Verschleiß und Verbrauch und somit auch zur Reduk-

tion der Abgasemission schnell in günstige Betriebspunkte zu gelangen und Kaltstarts zu vermeiden. Selbstverständlich muss eine Überhitzung des Motors bzw. Überlastung des Kühlkreislaufs ausgeschlossen werden.

Auch für die thermische Betrachtung der Kapselung wird eine FE-Simulation durchgeführt. Die Diskretisierungen des ZKG, der gesamten Ölwanne und der Kapselung werden aus den akustischen Simulationen übernommen. Lediglich das Motoröl im Inneren der Ölwanne mit 165206 Elementen und 84455 Knoten wird noch hinzugefügt. Es wird ebenfalls mit quadratischen Tetraederelementen modelliert. Für die thermische Berechnung weisen alle Knoten ausschließlich die Temperatur als einzigen Freiheitsgrad auf. Aus diesem Grund kann in der thermischen FE-Analyse darauf verzichtet werden, die Motorstruktur und Kapselung getrennt voneinander zu berechnen. Die Umgebung des Motors bzw. der Kapselung wird für die thermische Simulation nicht diskretisiert, sondern über thermische Randbedingungen berücksichtigt. Demzufolge beinhaltet die vollständig gekoppelte thermische Simulation des Motors im Vergleich zur alleinigen Schwingungssimulation des Motors ohne Kapselung oder Umgebungsluft weniger zu bestimmende Unbekannte, obwohl alle Knotenfreiheitsgrade des Öls und der Kapselung hinzukommen.

Es findet ein Vergleich des Abkühlvorgangs des Motoröls mit einer experimentell aufgenommenen Kurve statt. Es wird davon ausgegangen, dass die Öltemperatur nahezu überall gleich ist. Trotzdem wurde versucht, in der Simulation einen Punkt auszuwerten, der möglichst nah am tatsächlichen Messpunkt liegt. Dabei werden Wärmestrahlungseffekte vernachlässigt. Es wird lediglich die transiente Wärmeleitung berechnet. Als Anfangsbedingung wird die im Experiment vorliegende Ausgangstemperatur von 110 °C bzw. 103 °C mit und ohne Kapselung für das gesamte Modell definiert. Die Umgebungstemperatur wird analog zum Experiment mit 23 °C definiert und durch eine thermische Senke auf der jeweiligen Außenfläche der Struktur bzw. Kapsel realisiert. Es wird eine Umströmungsgeschwindigkeit von Null angenommen und demzufolge nur reine Konvektion berücksichtigt. Für die thermische Simulation werden temperaturabhängige Materialparameter verwendet.

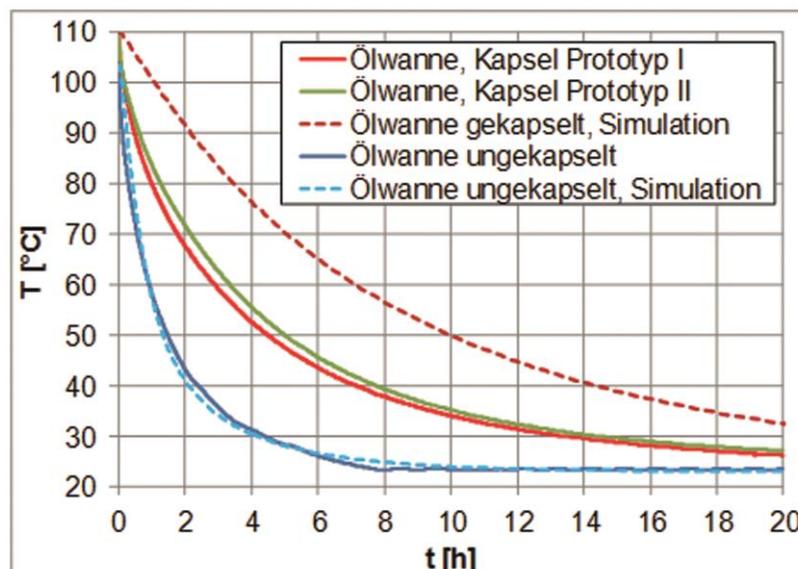


Bild 15: Abklingkurven des Motoröls aus Experiment und Simulation

Die Messergebnisse vom Motorprüfstand in Bild 15 zeigen die deutliche Verbesserung der Wärmespeicherung im Motoröl durch die thermoakustische Kapselung. Nach sechs Stunden beträgt der Temperaturunterschied im Motoröl zwischen dem Motor ohne Kapselung und mit dem zweiten Kapselprototyp (P2) etwa 20 K und nach acht Stunden etwa 16 K. Außerdem verdeutlicht Bild 15, dass die berechnete Abkühlkurve des Öls des ungekapselten Motors sehr gut mit der gemessenen Kurve übereinstimmt. Im Gegensatz dazu wird die Wirkung der Kapsel in der Simulation massiv überschätzt. Aus diesem Sachverhalt lassen sich mehrere Schlüsse ziehen. Zum einen ist die Simulation grundlegend geeignet, um das Phänomen gut abzubilden. Außerdem scheint der Hauptwärmeverlust über die Ölwanne zu erfolgen (zumindest im Stillstand). Anderenfalls wäre die gute Übereinstimmung zwischen Experiment und Simulation im Falle der Konfiguration ohne Kapselung nicht plausibel, da im Simulationsmodell sämtliche Nebenaggregate und sonstige Anbauteile fehlen und Versuchsstand und Modell lediglich im Bereich der Ölwanne identisch sind. Die großen Abweichungen bei der Simulation des gekapselten Motors sind dadurch zu erklären, dass eine vollständig geschlossene Kapsel modelliert wurde und somit in der Simulation keinerlei Leakage-Effekte an Stoßstellen oder Durchbrüchen berücksichtigt wurden. Genau über solche Schwachstellen der Wärmedämmung verliert das System aber am meisten Wärmeenergie. Diese Wärmebrücken können berücksichtigt werden, indem die Kapselung nicht als vollständig geschlossene Einheit modelliert wird, sondern die einzelnen Platten, aus denen die Kapselung aufgebaut ist, separat modelliert werden. An den auf diese Weise berücksichtigten Stoßstellen, können nun ebenfalls Randbedingungen bzw. thermische Senken aufgebracht werden, um die Wärmebrücken in der Simulation abzubilden. Analog können natürlich auch Kapseldurchbrüche miteinbezogen werden.

6. Fazit und Ausblick

Für die thermoakustische Kapselung ist eine vollständige FE-Simulation demonstriert worden, mit deren Hilfe Vorhersagen der Wirksamkeit hinsichtlich akustischer und thermischer Verbesserungen durch die Kapselung getroffen werden können. Das große Potential thermoakustischer Kapselungen hinsichtlich sowohl thermischer als auch akustischer Verbesserungen ist mit den gezeigten Simulationen und Messungen bewiesen worden. Für die Zukunft sollte der gegenseitige Einfluss der thermischen und akustischen Effekte innerhalb gekoppelter Simulationen untersucht werden. Außerdem müssen die Verbindungsstellen zwischen den Einzelplatten der Kapselung Berücksichtigung finden. Dies könnte auch gleichzeitig zu einer Einbeziehung von Leakage-Effekten führen, die zur besseren Abbildung der Realität unbedingt mit einbezogen werden sollten. Auf Basis des Simulationsmodells besteht die Möglichkeit einer Topologieoptimierung der thermoakustischen Kapselung, um die Wirksamkeit zu verbessern und zeitgleich in der Realität gegebene Bauraumlimitierungen umzusetzen.

Die Wirksamkeit der entwickelten Motorkapsel konnte auf einem dynamischen Akustik-Motorprüfstand belegt werden. Auf der einen Seite konnte aus akustischer Sicht die Schallleistung breitbandig um 12 dB(A) reduziert werden. Im Frequenzbereich oberhalb von 1 kHz bewirkt die Kapsel eine Schalldruckpegelminderung um bis zu 20 dB(A). Auftretende Amplitudenverstärkungen bei Frequenzen unterhalb von 100 Hz könnten durch eine bessere Entkopplung der Kapselaufhängungspunkte und eine stärkere Strukturierung der Kapseloberflächen (Erhöhung der Steifigkeit) entgegen-

gewirkt werden. Auf der anderen Seite bewirkt die Kapsel eine CO₂-Reduktion durch Wärmespeicherung. Auf dem Motorprüfstand wurde nach sechs Stunden ein Temperaturunterschied des Motoröls in der Ölwanne im Vergleich zum ungekapselten Motor von 20 K gemessen.

Die erfolgreich durchgeführte Reduktion der Luftschallabstrahlung des Motors sollte zukünftig von Maßnahmen zur Minderung der Körperschalleinträge in die Karosserie begleitet werden, da nur so die gewünschte ganzheitliche Verbesserung des Gesamtschalldruckpegels am Fahrzeug erreicht werden kann.

Die psychoakustische Evaluation der Motorgeräusche hat gezeigt, dass der Pegel in dB(A) nicht alle Aspekte der Wahrnehmungsänderungen durch die Kapselung abbildet. Auffällig ist, dass die Lautheitsänderung deutlich geringer ausfällt, als es die Pegel in dB(A) erwarten ließen. Im vorliegenden Fall liegt dies unter anderem an wahrnehmbaren tonalen Komponenten, die nach der Kapselung hörbar wurden. Für zukünftige Optimierungen könnten begleitende psychoakustische Parameter genutzt werden, um die Qualität und Effizienz der Maßnahmen abzuschätzen.

7. Danksagung

Die vorgestellten Ergebnisse entstanden im Rahmen des Verbundprojektes „Competence in MObility – Automotive“, das mit Geldern des Europäischen Strukturfonds gefördert wird. Die Autoren bedanken sich für die gewährte finanzielle Förderung. Bei der Firma Autoneum bedanken sich die Autoren für die Bereitstellung der Kapselmaterialien und für die Unterstützung beim Kapselaufbau.

Literatur

[1] Tschöke, H., Witzel, F.: Akustik von PKW mit elektrifizierten Antrieben, MTZ Wissen 10/2013, 74. Jahrgang, S. 786-792.

[2] Bathe, K.-J.: Finite-Elemente-Methoden, 2. Auflage. Springer-Verlag Berlin, ISBN 3-540-66806-3, 2002.

[3] Duvigneau, F., Nitzschke, S., Göbel, S., Ringwelski, S., Gabbert, U., Strackeljan, J.: Ganzheitliche Simulation der Schallemission eines Range-Extenders – vom Gasdruckverlauf zum Schalldruckverlauf, 11. Magdeburger Maschinenbautage, 2013.

[4] Schwertassek, R., Wallrapp, O.: Dynamik flexibler Mehrkörpersysteme, Vieweg, 1999.

[5] Daniel, C., Woschke, E., Strackeljan, J.: Modellierung von Gleitlagern in rotordynamischen Modellen, 8th International Conference on Vibrations in Rotating Machines, 2009.

[6] Frigo, M. and S. G. Johnson, "FFTW: An Adaptive Software Architecture for the FFT," Proceedings of the International Conference on Acoustics, Speech, and Signal Processing, Vol. 3, pp. 1381-1384, 1998.

[7] Banerjee, P. K.: The Boundary Element Methods in Engineering, McGraw-Hill College, 1994.

- [8] Givoli, D.: Computational Absorbing Boundaries, In Computational Acoustics of Noise Propagation in Fluids, Marburg, S., Nolte, B., (Eds.), Springer-Verlag Berlin, 2008.
- [9] Burnett D.S.: A 3-D acoustic infinite element based on a prolate spheroidal multipole expansion, Journal of the Acoustical Society of America, 96 (5), pp. 2798-2816, 1994.
- [10] Meiler, M., Landes, H., Kaltenbacher, M.: PML für vibroakustische Probleme im Frequenz- und Zeitbereich, Fortschritte der Akustik, pp. 447-448, 2010.
- [11] DIN 45681: Acoustics - Detection of tonal components of noise and determination of tone adjustment for the assessment of noise immissions, 2005.
- [12] Verhey, J.L., Hots, J., Luft, T., Ringwelski, S., Gabbert, U.: A psychoacoustical evaluation of active and passive methods for noise reduction in automotive engineering, AIA-DAGA, Merano, Italy (Dega e.V., Berlin, Germany), ISBN: 978-3-939296-05-8, 1772–1775, 2013.
- [13] Töpken, S., Verhey, J.L., Weber, R.: Preference and loudness of multi-tone sounds, AIA-DAGA, Merano, Italy (Dega e.V., Berlin, Germany), ISBN: 978-3-939296-05-8, 1269–1272, 2013.
- [14] Verhey, J.L., Heise, S.J.: Suprathreshold Perception of Tonal Components in Noise Under Conditions of Masking, Release Acta Acustica United with Acustica 98, pp. 451-460, 2012.

Die Autoren

Prof. Dr.-Ing. Herman Rottengruber
Otto-von-Guericke-Universität
Magdeburg,
Institut für Mobile Systeme, EMA
Magdeburg, Deutschland

Dr.-Ing. Wilfried Henze
Otto-von-Guericke-Universität
Magdeburg,
Institut für Mobile Systeme, EMA
Magdeburg, Deutschland

Dipl.-Ing. Tommy Luft
Otto-von-Guericke-Universität
Magdeburg,
Institut für Mobile Systeme, EMA
Magdeburg, Deutschland

Dr.-Ing. Dejan Arsic
Müller-BBM VibroAkustik Systeme
GmbH
Planegg, Deutschland

Prof. Dr.-Ing. Michael Bargende
Universität Stuttgart,
Institut für Verbrennungsmotoren und
Kraftfahrwesen
Stuttgart, Deutschland

Dipl. Wirtsch.-Ing. Holger Bickelmann
BASF Polyurethanes GmbH
Lemförde, Deutschland

Klaus Brokamp
J.H. Ziegler GmbH,
Vertrieb - Geschäftsfeld Automobil /
Sales - Business Unit Automotive
Achern, Deutschland

Dr. Sébastien Courtois
PSA Peugeot Citroën Automobiles
La Garenne, Frankreich

Dipl.-Ing. Fabian Duvigneau
Otto-von-Guericke-Universität
Magdeburg,
Institut für Mechanik
Magdeburg, Deutschland

Dipl.-Ing. Waldemar Elsesser
Hochschule Osnabrück
Osnabrück, Deutschland

Dipl.-Ing. Florian Felbinger
Universität Kassel,
Institut für Antriebs- und Fahrzeug-
technik
Kassel, Deutschland

Prof. Dr.-Ing. habil. Ulrich Gabbert
Otto-von-Guericke-Universität
Magdeburg,
Institut für Mechanik
Magdeburg, Deutschland

Dipl.-Ing. FH & MBA Jan Gallinat
BMW Group,
Entwicklung Antrieb
München, Deutschland

Dipl.-Phys. Mélanie Gérard
Polytec GmbH
Waldbronn, Deutschland

Philipp Grams
Müller-BBM VibroAkustik Systeme
GmbH
Planegg, Deutschland

Dipl.-Ing. Thomas Haase
Deutsches Zentrum für Luft- und
Raumfahrt e.V. (DLR),
Institut für Faserverbundeleichtbau
und Adaptronik
Braunschweig, Deutschland

Dipl.-Ing. Robert Hanisch
MANN+HUMMEL GMBH,
CoC NVH
Ludwigsburg, Deutschland

MBA Andrew Harrison
Trelleborg Automotive USA, Inc.
Farmington Hills, MI, USA

Dr.-Ing. Michael Haverkamp
Ford-Werke GmbH,
MA/0-A6
Köln, Deutschland

Dr. rer. nat. Matthias Hoffmann
Volkswagen AG,
EGN1
Wolfsburg, Deutschland

M.Sc. Marius Höchstetter
BMW Group,
Forschung und Technik
München, Deutschland

Dipl.-Phys. Jan Hots
Otto-von-Guericke-Universität
Magdeburg,
Medizinische Fakultät, EXA
Magdeburg, Deutschland

Dipl.-Ing. Daniel Hrdina
MAHLE GmbH,
PCU Technology - Light Vehicles
(EED1L)
Stuttgart, Deutschland

Dipl.-Ing. Robert Joest
Continental Engineering Services
GmbH
Frankfurt, Deutschland

Dipl.-Ing. Michael Kauth
FEV GmbH
Aachen, Deutschland

M.Sc. Borislav Klarin
AVL-AST d.o.o.
Zagreb, Kroatien

Dr.-Ing. Jan Krüger
Eberspächer Exhaust Technology
GmbH & Co. KG
Esslingen, Deutschland

Dipl.-Math. Enrico Kruse
Trelleborg Automotive Germany
GmbH
Breuberg, Deutschland

Dipl.-Phys. Martin Lohrmann
Müller-BBM VibroAkustik Systeme
GmbH
Planegg, Deutschland

Dr.-Ing. Sebastian Lucas
Volkswagen AG,
EGN1/2
Wolfsburg, Deutschland

Dipl.-Ing. Waldemar Meier
BASF Polyurethanes GmbH
Lemförde, Deutschland

Dipl.-Ing. Oliver Michalke
Adam Opel AG
Rüsselsheim, Deutschland

M.Sc. Malte Misol
Deutsches Zentrum für Luft- und
Raumfahrt e.V. (DLR),
Institut für Faserverbundleichtbau
und Adaptronik
Braunschweig, Deutschland

Dr.-Ing. Hans Peter Monner
Deutsches Zentrum für Luft- und
Raumfahrt e.V. (DLR),
Institut für Faserverbundleichtbau
und Adaptronik
Braunschweig, Deutschland

Dr. David Müller
BASF Polyurethanes GmbH
Lemförde, Deutschland

Dr.-Ing. Barbara Neuhierl
Exa GmbH
München, Deutschland

Dr. Katrin Nienkemper
BASF Polyurethanes GmbH
Lemförde, Deutschland

Dipl.-Ing. (FH) Norbert Oppermann
Volkswagen AG,
EADV/1
Wolfsburg, Deutschland

Dipl.-Ing. Dimitrios Patsouras
Continental Engineering Services
GmbH
Frankfurt, Deutschland

Dipl.-Ing. Thomas Resch
AVL List GmbH
Graz, Österreich

Prof. Dr.-Ing. Adrian Rienäcker
Universität Kassel,
Institut für Antriebs- und Fahrzeug-
technik
Kassel, Deutschland

Dipl.-Ing. (FH) Maik Rolle
BMW Group,
Forschung und Technik
München, Deutschland

Dipl.-Ing. (FH) Thomas Rose
Eberspächer Exhaust Technology
GmbH & Co. KG
Esslingen, Deutschland

Dipl.-Ing. Jörg Sauer
Polytec GmbH
Waldbronn, Deutschland

Dr. Jochen Schell
Polytec GmbH
Waldbronn, Deutschland

Dipl.-Ing. Christian Schmidt
Continental Automotive GmbH
Grünstadt, Deutschland

Dr. Uwe Seemann
BASF SE
Ludwigshafen, Deutschland

Dipl.-Ing. Philipp Sellerbeck
HEAD acoustics GmbH
Herzogenrath, Deutschland

Dr.-Ing. Christoph Steffens
FEV GmbH
Aachen, Deutschland

Dr. Tobias Steinke
BASF SE
Ludwigshafen, Deutschland

Christian Walther
Continental Engineering Services
GmbH
Frankfurt, Deutschland

Dr. Sven Wenigmann
BASF SE
Ludwigshafen, Deutschland

Dipl.-Ing. (FH) Bernd Wittek
Continental Engineering Services
GmbH
Frankfurt, Deutschland

Prof. Dr. rer. nat. Jesko Verhey
Otto-von-Guericke-Universität
Magdeburg,
Medizinische Fakultät, EXA
Magdeburg, Deutschland

Dipl.-Ing. (FH) Bernhard Virnich
Müller-BBM VibroAkustik Systeme
GmbH,
Abteilung Vertrieb
Kerpen, Deutschland

Dr.-Ing. Matthias Weber
Novicos GmbH
Hamburg, Deutschland

Dr.-Ing. Olgierd Zaleski
Novicos GmbH
Hamburg, Deutschland

INHALT

WERKSTOFFE / GERÄUSCHENTWICKLUNG

Leichtbau und Akustik im Einklang durch moderne Kunststofftechnologien um den Motor. - Verringerung der Transmission von breitbandigem Störschall durch aktive, doppelschalige Struktursysteme. - Geräuschqualität im Fokus - eine durchgängige Betrachtung im Motorenentwicklungsprozess.

PSYCHOAKUSTIK

Eine innovative Methode zur Fahrzeugbewertung und Zielgeräuschdefinition. - Repräsentation von Bewegungsvorgängen in Geräuschen. - Physikalische und psychoakustische Vorhersage von singular impulshaften Geräuschen.

MESSTECHNIK

Sehen was man hört? - Einsatz von Schallortungsverfahren. - Bewertung des Abstrahlverhaltens von Zylinderkurbelgehäusen mittels experimenteller Strukturanalyseverfahren. - Reduzierung des Integrationsaufwandes durch virtuelle Grenzmuster mit Hilfe der OTPA. - Beobachtung hochfrequenter Schwingungseigenschaften an einem mikrozelligen PU-Elastomer zur Lagerung von Motorkomponenten. - Methoden zur Drehzahlerfassung für Ordnungsanalyse und Drehschwingung - ein Vergleich.

SIMULATION

Verzahnungsgeräusch unter Berücksichtigung der Interaktion von Motor und Getriebe - Eine Untersuchung mittels MBD- und WBT-Simulation. - Anwendung numerischer Akustik zur Verringerung der Schallabstrahlung eines Pkw-Getriebes. - Strömungsa-kustische Simulation von Abgasanlagen.

SCHALLENTSTEHUNG / - AUSBREITUNG

Laufzeugdynamik - Störgeräusche bei Motoren mit hohen Druckgradienten. - Turboladergeräusche und deren Auswirkungen im Ansaugsystem von Verbrennungsmotoren. - Interior Noise Effects of Active Vibration Cancellation for a 4-Cylinder Engine.

KAPSELUNG / THERMODYNAMIK

Kapselung des Motorraums - Die Historie und Wechselwirkung mit NVH, Thermomanagement und Kraftstoffverbrauch. - Akustikanforderungen und Effizienz einer Motor-kapsel im Großserieneinsatz. - Entwicklung eines akustischen Absorbers aus PES-Mikrofaservliesstoff bei eingeschränktem Bauraum. - Entwicklung, Simulation und psychoakustische Bewertung einer motornahen thermoakustischen Vollkapselung.

ISBN 978-3-944722-10-8