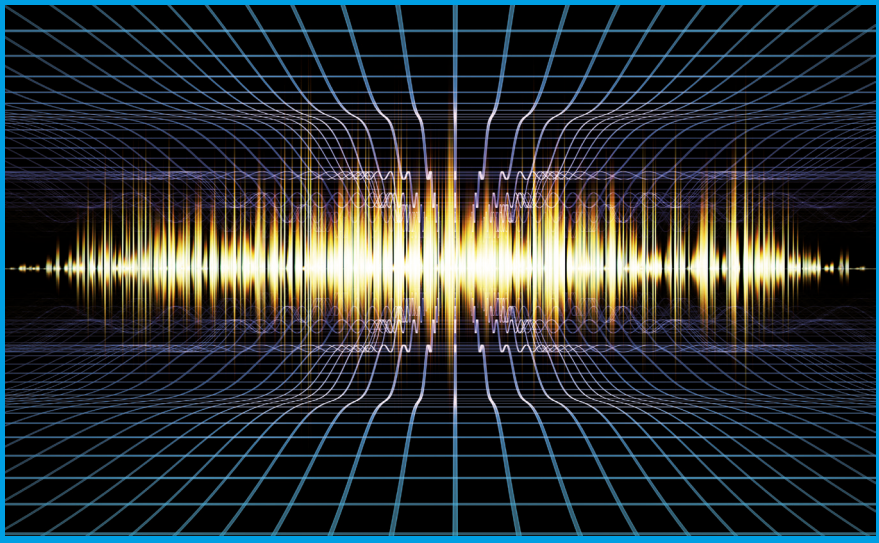
Hermann Rottengruber
Wilfried Henze
Tommy Luft (Hrsg.)
und 47 Mitautoren

Motor- und Aggregate-Akustik

10. Magdeburger Symposium
Tagungsband



Hermann Rottengruber
Wilfried Henze
Tommy Luft (Hrsg.)
und 47 Mitautoren

Motor- und Aggregate-Akustik

Motor- und Aggregate-Akustik

10. Magdeburger Symposium
Tagungsband

Prof. Dr.-Ing. Hermann Rottengruber
Dr.-Ing. Wilfried Henze
Dr.-Ing.Tommy Luft (Hrsg.)
und 47 Mitautoren

DOI 10.24352/UB.OVGU-2018-115

ISBN 978-3-944722-72-6

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.

© 2018 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

Durch die zunehmende Dynamik bei der Weiterentwicklung von Fahrzeugantrieben von konventionellen Verbrennungsmotoren hin zu Hybrid- und alleinigen Elektroantrieben, die Fortschritte beim Downsizing von Verbrennungsmotoren und dem Leichtbau, neue Prüfverfahren und Grenzwerte zur Reduzierung der Geräusch- und Abgasemissionen gewinnt die Akustik weiter an Bedeutung. Daneben spielt das Geräusch- und Schwingungsverhalten eine wesentliche Rolle bei der Kaufentscheidung eines Fahrzeuges. Dies stellt die Fahrzeugakustik immer wieder vor neue Herausforderungen und macht sie zu einem Entwicklungsschwerpunkt.
Dieser Band enthält die Beiträge des 10. Magdeburger Akustik-Symposiums und gibt einen Überblick über aktuelle Themen der Fahrzeug- und Antriebsakustik. Im Fokus steht dabei die Akustik im Spannungsfeld zwischen Verbrennungs- und Elektroantrieb. Neben den gesetzlichen Randbedingungen und deren Auswirkungen auf die Entwicklung von Fahrzeugantrieben ist die subjektive Geräuschwahrnehmung (Psychoakustik) ein weiterer Aspekt. Ebenso stehen die akustische Messtechnik und Simulation, methodisch und in der Anwendung besonders für Elektroantriebe im Mittelpunkt. Weiterhin werden Ergebnisse auf dem Gebiet der akustischen Werkstoff- und Bauteilentwicklung vorgestellt. In einem besonderen Schwerpunkt wird der Strömungsakustik Rechnung getragen. 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) für die engagierte Arbeit und insbesondere Herrn Peter Schrader und Herrn Sebastian Schneider bei der Unterstützung im Lektorat. Bei der Zusammenstellung der Beiträge und deren Aufbereitung für die Druckvorlage stand Frau Marianna Ackermann hilfreich zur Seite.

Nehmen Sie sich wieder die Zeit für ein spannendes Fachbuch!

Hermann Rottengruber
Herausgeber

Inhaltsverzeichnis

Gesetzgebung / Geräuschoptimierung

1 Geräuschvorschriften für Kfz – sind wir auf dem richtigen Weg? (Kurzfassung) **1**
Lars Schade

2 Motorengeräuschverminderung – Historischer Rückblick und Stand der Technik **2**
Bruno M. Spessert, Bernhard Kühn

3 Experimentelle Erfassung lokaler Größen zur optimierten Darstellung dynamischer Vorgänge im Kurbeltrieb eines DI-Dieselmotors **17**
Wolfgang Gross, Michael Bargende, Harald Stoffels

4 Ganzheitlicher systematischer Ansatz zur Ermittlung von NVH-Zielwerten für Systeme und Komponenten von konventionellen und elektrifizierten Fahrzeugen **36**
Christoph Steffens, Michael Kauth

Psychoakustik

5 Wahrnehmung von Tönen im Geräusch **50**
Gloria-Tabea Badel, Jan Hots, Jesko L. Verhey

6 Modellierung der Wahrnehmung von nichtstationären tonalen Komponenten **62**
Arne Oetjen, Uwe Letens, Steven van de Par

7 Dynamische Steifigkeit von Lagerelementen bis 4 kHz **75**
Otto Martner, Carsten Zerbs, Ingmar Pascher,
Mohan Prasad Krishnaraja Nagar Selvaraj

Messtechnik

8 Messung transienter Vorgänge am Verbrennungsmotor mit einem Multipoint-Vibrometer **88**
Dennis Berft, Eugen Biegler, Jörg Sauer, Jochen Schell

9 NVH-Messungen an Hybrid-Fahrzeugen **108**
Dejan Arsić, Matthias Pohl, Florian Bock, Stefan Becker

10 Messung des Strömungswiderstandes poröser Materialien - Messverfahren und deren Unsicherheit **120**
Tobias Ring, Christian Morgenstern, Sabine Christine Langer

Werkstoff- / Bauteilentwicklung

11 Granulatstrukturen als breitbandig wirkende, leichte Absorbermaterialien für motornahe Anwendungen **139**
Peter Schrader, Hermann Rottengruber

12 Numerische und experimentelle Untersuchung der Schalldämmung thermischer Abschirmbleche **163**
Aylin Welder, Peter Schrader, Thrivikraman Ranganathan, Andreas Hubert, Hermann Rottengruber

Strömungsakustik

13 Aeroakustische Schallquellen an Motoren und Aggregaten – Grundlagen und Möglichkeiten zur Minderung **185**
Thomas F. Geyer

14 Einfluss von Zuströmbedingungen auf die Turboladerakustik **207**
Johannes Müller, Stefan Becker

15 Bestimmung aeroakustischer Schallquellen an Kfz-Kühlerlüftern **218**
Maren Gollub, Dieter Gnannt, Reinhard Blumrich, Christoph Semmler, Jochen Wiedemann

16 Die Akustik von Klimasystemen in Kraftfahrzeugen **233**
Jan Biermann, Michael Spickenreuther

Simulation

17 Prediction of the sound transmission through a simplified front end model of a car **257**
Maria Gavila Lloret, Gregor Müller, Fabian Duvigneau, Ulrich Gabbert

18 Akustische Analyse eines elektrischen Radnabenmotors **275**
Fabian Duvigneau, Peter Schrader, Sergey Perekopskiy, Roland Kasper, Ulrich Gabbert

19 Rechnerische und experimentelle Validierung des NVH-Verhaltens von Elektromotoren am Beispiel eines Brushless-Außenläufermotors **297**
Christian Köpf, Joachim Berkemer, Oliver Zirn, Philipp Kotter

20 FEM-basierte Berechnung des Geräuschpegels von Elektromotoren in kontinuierlichen Drehzahlbereichen **319**
Jürgen Wibbeler

Die Autoren

Geräuschvorschriften für Kfz – sind wir auf dem richtigen Weg?

Lars Schade

Kurzfassung

In den vergangenen Jahren sind die Geräuschvorschriften für neue Kfz-Typen komplett überarbeitet worden. In einem langjährigen Prozess unter Beteiligung der ISO, der UNECE und der EU ist ein aktualisiertes Regelwerk entstanden, das den Stand der Technik bei der akustischen Auslegung von Kraftfahrzeugen abbilden soll. Erklärtes Ziel ist die Minimierung der gesundheitsschädlichen Geräuschemissionen des Straßenverkehrs bereits an der Quelle.

Auch wenn die Novelle viele Verbesserungen beim technischen Prüfverfahren gebracht hat, offenbart eine kritische Analyse des aktualisierten Regelwerks, dass es nicht gelungen ist, die besonders störenden Spitzenpegel wirkungsvoll zu begrenzen.

Der Vortrag beleuchtet die vielfältigen Ursachen dieses Defizits der Novelle und skizziert Lösungsansätze für die Zukunft.

Motorengeräuschverminderung – Historischer Rückblick und Stand der Technik

Bruno M. Spessert, Bernhard Kühn

Kurzfassung

Seit dem Beginn der Entwicklung von schnelllaufenden Otto- und Dieselmotoren ist die Verminderung der Motorgeräuschemission eine der Kernaufgaben der Entwicklungsingenieure.

Wegen des Fehlens geeigneter Messtechnik wurde eine Ermittlung der Geräuschpegel jedoch erst seit den 1960er Jahren üblich; diese „Wissenslücke“ lässt sich aber durch Geräuschmessungen an historischen Motoren schließen. Damit kann für den Bereich der Motorenakustik die „Entwicklung der Technik“ für einen Zeitraum von über 100 Jahren nachvollzogen werden. Am Beispiel der Industriemotoren wird für den Zeitraum seit 1900 bis heute dargestellt, welche akustischen Maßnahmen entwickelt und verwendet wurden und wie sich dadurch Schalldruck- bzw. Schallleistungspegel und akustischer Wirkungsgrad[1] verändert haben.

Schon in über 100 Jahre alter Fachliteratur wurden Möglichkeiten zur Geräuschreduktion der damaligen Ottomotoren beschrieben (wie z.B. Abdeckungen oder Zahnräder aus faserverstärktem Kunststoff).

Bis zu den 1970er Jahren wurden die Nenndrehzahlen kontinuierlich erhöht. Zusätzlich wurden zwischen 1925 und 1950 die Ottomotoren allmählich durch Dieselmotoren ersetzt. In den 1960er Jahren wurden außerdem Verbrennungsverfahren mit direkter Einspritzung eingeführt. Dadurch konnten die Nennleistungen zwar ständig gesteigert werden, aber auch die Geräuschemission der Motoren erhöhte sich immer weiter. Gleichzeitig ermöglichten jedoch Fortschritte insbesondere bei den akustischen Mess- und Rechentechniken die systematische Entwicklung von Geräuschminderungsmaßnahmen.

Außerdem setzte sich ab den 1970er Jahren die Abgasturboaufladung durch. Bei weiter zunehmenden Nennleistungen wurden dadurch die Nenndrehzahlen und das Verbrennungsgeräusch wieder verringert. Seit den 1990er Jahren wurden außerdem geräuschanregende Bauteile wie z.B. Steuerradgetriebe und Kolben oder geräuschübertragende Bauteile wie z.B. Motorblöcke systematisch akustisch optimiert. Damit wurden die Schallleistungspegel wieder reduziert.

Zwar unterscheiden sich die von modernen Industriedieselmotoren emittierten Schallleistungspegel kaum von denen ihrer über 100 Jahre alten Vorgänger, die Nennleistungen sind aber enorm gestiegen. Durch den Vergleich der akustischen Wirkungsgrade lässt sich also auch auf dem Gebiet der Motorenakustik ein großer Fortschritt

[1] Der akustische Wirkungsgrad η ist das Verhältnis der Schallleistung P_W zur effektiven Maschinenleistung P_e. Ein niedriger akustischer Wirkungsgrad bedeutet weniger Geräusch. Mit $L_W = 10\ \lg\ (P_W/P_o)$ und $P_o = 10^{-12}$ W berechnet sich $\eta = (10^{-12}\ \text{W})\ 10^{(L_W/10)}\ /P_e$.

nachweisen: Beim Vergleich von Motoren mit ähnlichen Außenabmessungen erhöhte sich der akustische Wirkungsgrad zunächst von etwa $1…2×10^{-6}$ um 1910 auf bis zu $10×10^{-6}$ um 1970, verringerte sich seitdem aber für akustisch günstige Motoren auf unter $0{,}3×10^{-6}$.

1. Einleitung

Vibrationen und Geräusche wurden schon immer als lästig empfunden; Vibrationen können außerdem zu mechanischen Schäden führen. Ein niedriges Vibrations- und Geräuschniveau war also immer ein „Qualitätsmerkmal“. Die Verminderung der Vibrationen und Geräusche war deshalb von Beginn an eine der Kernaufgaben bei der Entwicklung von schnelllaufenden Verbrennungsmotoren.

2. Historischer Rückblick

2.1. Reduktion von Vibrationen um 1910

In der Anfangszeit des Motorenbaus wurden Vibrationen vor allem durch Erhöhung der Zylinderzahl verringert: Die zunächst üblichen Einzylinder-Motoren wurden durch Zweizylinder-V- und Zweizylinder-Reihen-Motoren ersetzt; ab ungefähr 1905 setzten sich Vierzylinder-Reihen-Motoren durch (Bild 1). (Außerdem wurden auch Sechs-

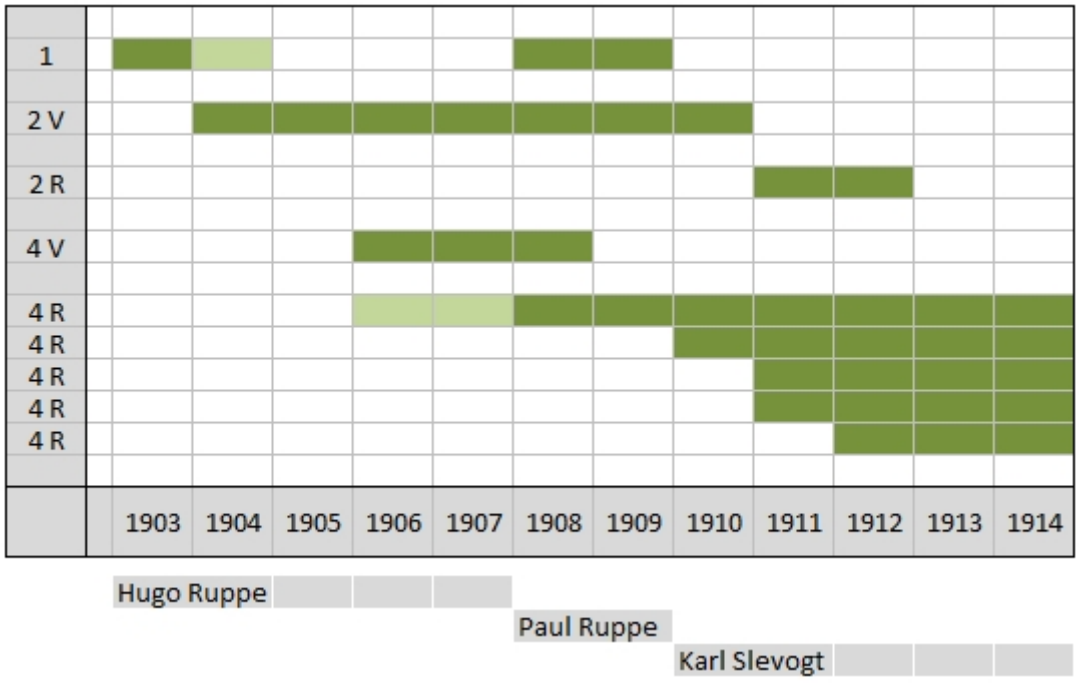


Bild 1: *Zylinderzahl und Zylinderanordnung der von der Fa. A. Ruppe & Sohn (ab 1908 A. Ruppe & Sohn A.G., ab 1912 Apollo-Werke A.G.) im Zeitraum 1903 bis 1914 in Apolda/Thüringen hergestellten Ottomotoren; Chefkonstrukteure waren Hugo Ruppe (bis 1907), Paul Ruppe (1908-1910) und Karl Slevogt (ab 1910) [Spessert 2018], hellgrün: unsichere Quellenlage*

und sogar Achtzylinder-Reihen-Motoren hergestellt, wegen des großen Bauaufwandes aber in nur sehr geringen Stückzahlen.) Mit den Vibrationen wurde auch die Emission tieffrequenter Geräusche reduziert.

2.2. Reduktion des Motorgeräuschs um 1910

Gleichzeitig wurde die Verringerung der Emission auch der höherfrequenten Geräusche, die hauptsächlich durch den Verbrennungsablauf und das Durchlaufen von Spielen angeregt werden, immer wichtiger. Schon in über 100 Jahre alter Fachliteratur wurden für die damaligen Ottomotoren Möglichkeiten zur Reduktion auch dieser Geräuschanteile beschrieben.

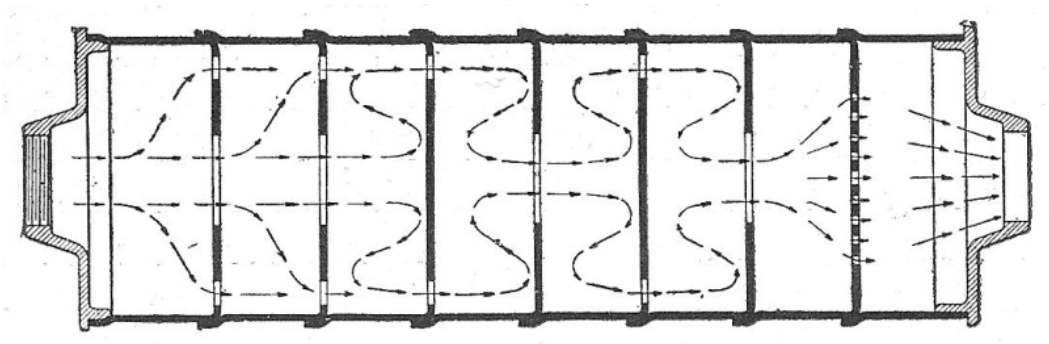


Bild 2: *„Auspufftopf mit quergeteilten Kammern“ [Held-Isendahl 1916 S. 338]*

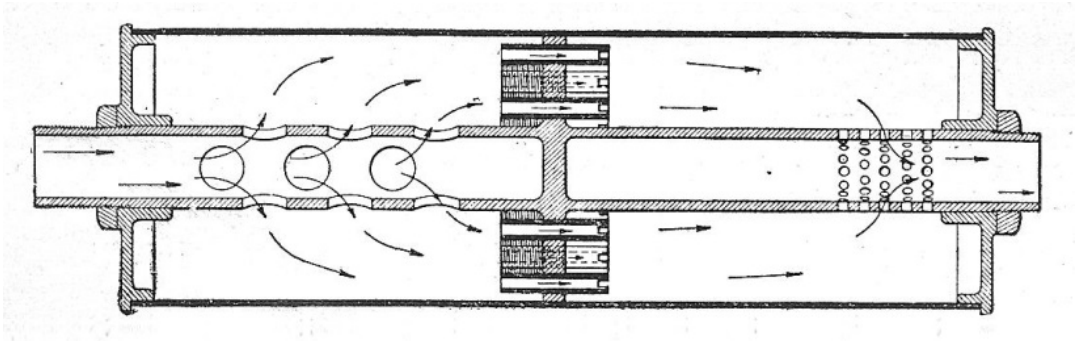


Bild 3: *„Auspufftopf mit zahlreichen engen Durchlassröhren zwischen den Kammern“ [Held-Isendahl 1916 S. 339]*

Zur Verringerung des Abgasmündungsgeräuschs wurden Reflektions- und Drosseldämpfer verwendet, siehe z.B. [Held-Isendahl 1916 S. 336ff] [Peter 1916 S. 98ff]. Absorptionsdämpfer werden bis in die 1920er Jahre nicht beschrieben und dürften auch nicht praktikabel gewesen sein, denn der Schmierölverbrauch betrug damals etwa 10 % des Kraftstoffverbrauchs. Deshalb mussten die Schalldämpfer regelmäßig gereinigt werden: *„Durch das Auspuffrohr gehen eine Menge verbrannte Ölflocken ab, die sich im Schalldämpfer ansammeln. Man muss daher etwa zweimal jährlich den Schalldämpfer abnehmen und mittels Petroleum oder einer heißen Abkochung von Holzasche und Soda tüchtig ausspülen. Bei zerlegbaren Schalldämpfern wird man durch Abkratzen die Ölkohle entfernen und dann mit Petroleum abbürsten.“* [Peter 1916 S. 101]

Zur Leistungserhöhung konnte eine „Auspuffklappe“ geöffnet werden. *„Zwischen Motor und Auspuff wird vielfach eine zu öffnende Auspuffklappe angebracht, die vom Führersitz aus zu betätigen ist. Durch diese gelangen die Abgase, ohne den Schalldämpfer zu passieren, laut knatternd ins Freie.“* [Peter 1916 S. 100] [Peter 1927 S. 105] Ob diese Auspuffklappen tatsächlich nennenswerte Leistungserhöhungen bewirkten, scheint eher zweifelhaft. Unzweifelhaft erhöhten sie dagegen den Eindruck, den die Automobilisten akustisch hinterließen. *„Das Fahren mit geöffneter Auspuffklappe auf freier Landschaft hat sich zu einer Gewohnheit herangebildet, und es ist schon bekannt, dass es eine Unzahl Fahrer gibt, die glauben schon von weitem durch das Dröhnen und Knattern des Motors auf ihren Wagen aufmerksam machen zu müssen. Sie nehmen weder auf die Nerven der Passanten, die ihr Vorbeirasen hören, Rücksicht noch weniger auf die Nerven der Mitfahrer und die eigenen.“* [Peter 1927 S. 105/106] Auspuffklappen, die übrigens im Dezember 1925 in Deutschland verboten wurden [Peter 1927 S. 105], sind ein frühes Beispiel für ein rücksichtsloses „Sounddesign“, wie es bei “sportlichen“ Fahrzeugen leider immer noch bzw. wieder üblich ist.

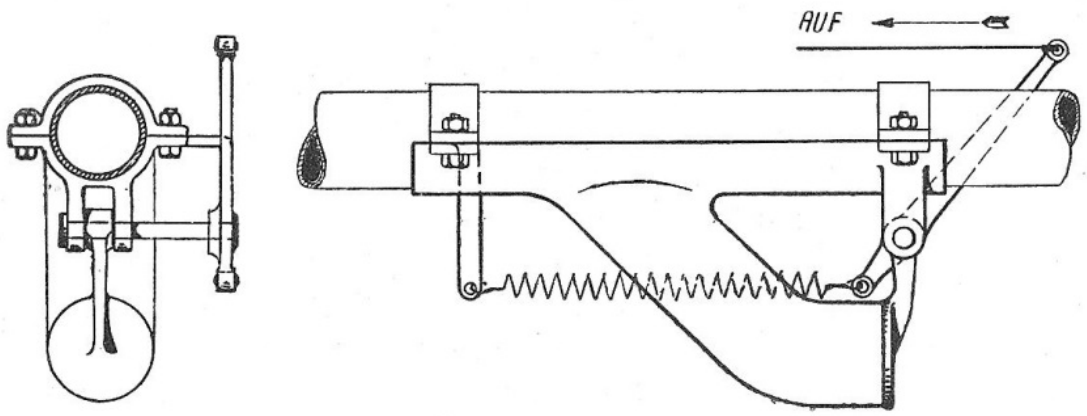


Bild 4: *„Auspuffklappe“ [Peter 1916 S. 100] [Peter 1927 S. 106]*

Die Entwicklung der Geräuschemission durch Abgas- oder auch Ansauganlagen wird im Weiteren nicht mehr betrachtet. Im Folgenden konzentrieren sich die Verfasser auf die Entwicklung der Geräuschemission der Motoroberfläche.

Am Anfang des 20. Jahrhunderts besaßen auch schnelllaufende Motoren meistens noch „offene“ Ventiltriebe. Stoßstangen, Kipp- oder Schlepphebel waren von außen sichtbar. Eine Möglichkeit der „automatischen“ Schmierung gab es nicht, der Fahrer (oder seltener die Fahrerin) hatte den Ventiltrieb vor jeder Fahrt mit Hilfe eines Ölkännchens sorgfältig zu schmieren (Bild 5).

Zunächst einmal wurden nun Deckel als Möglichkeit der Verminderung der Geräuschabstrahlung erkannt: *„Um den Motor möglichst geräuschlos zu machen, versieht man den Motor vielfach mit Deckeln.“* [Peter 1916 S. 67] *„In den letzten Jahren ist es üblich geworden, den gesamten Ventilmechanismus einzukapseln, um ihn auf diese Weise gegen Schmutz und Staub zu schützen und das Geräusch der Ventile zu dämpfen.“* [Heldt-Isendahl 1916 S. 266]

Z.B. besaß der Zweizylinder-V-Motor des von 1904 bis 1910 produzierten Kleinwagens „Piccolo“ noch einen völlig offenen Ventiltrieb (Bild 5). Der Vierzylinder-Reihen-Motor

seines Nachfolgers „Apollo Typ B“ besaß dagegen schon eine Ventilhaube, die

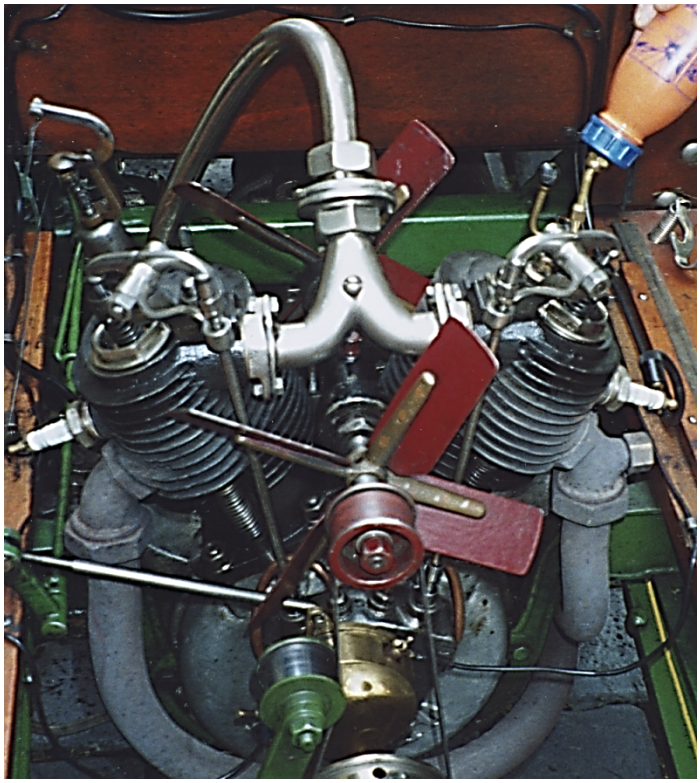


Bild 5: *Schmierung des offenen Ventiltriebs des Motors eines „Piccolo“ (Baujahr ca. 1909, Hersteller A. Ruppe & Sohn, Apolda) (Foto Spessert)*

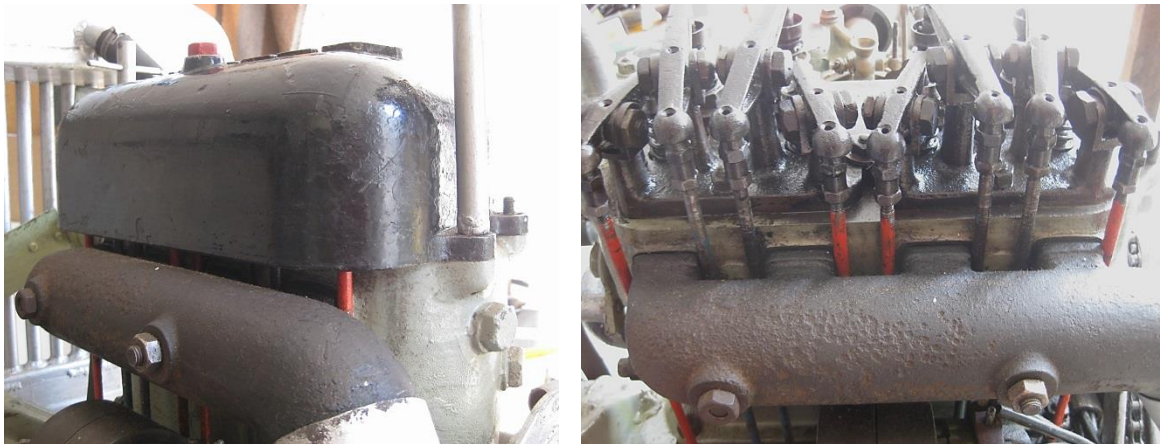


Bild 6: *Teilweise abgedeckter Ventiltrieb des Motors eines „Apollo Typ B“ (links mit unten offener Ventilhaube, rechts mit abgenommener Ventilhaube) (Baujahr ca. 1913, Hersteller Apollo-Werke A.G., Apolda) (Fotos Spessert)*

jedoch zunächst noch nicht vollständig geschlossen war. Außerdem blieben die Stoßstangen noch ungekapselt (Bild 6). Der Ventiltrieb musste immer noch von Hand geschmiert werden, wozu die Ventilhaube abzunehmen war.

Erst Anfang der 1920er Jahre erhielt dieser Motor eine vollkommen geschlossene Ventilhaube und Rohre zur Kapselung der Stoßstangen (Bild 7); durch diese Rohre konnten Öldämpfe aus dem Kurbelgehäuse in die Ventilhaube aufsteigen und dadurch die

manuelle Schmierung des Ventiltriebs zumindest ergänzen. In dieser Ausführung wurde der Motor bis 1926 hergestellt.

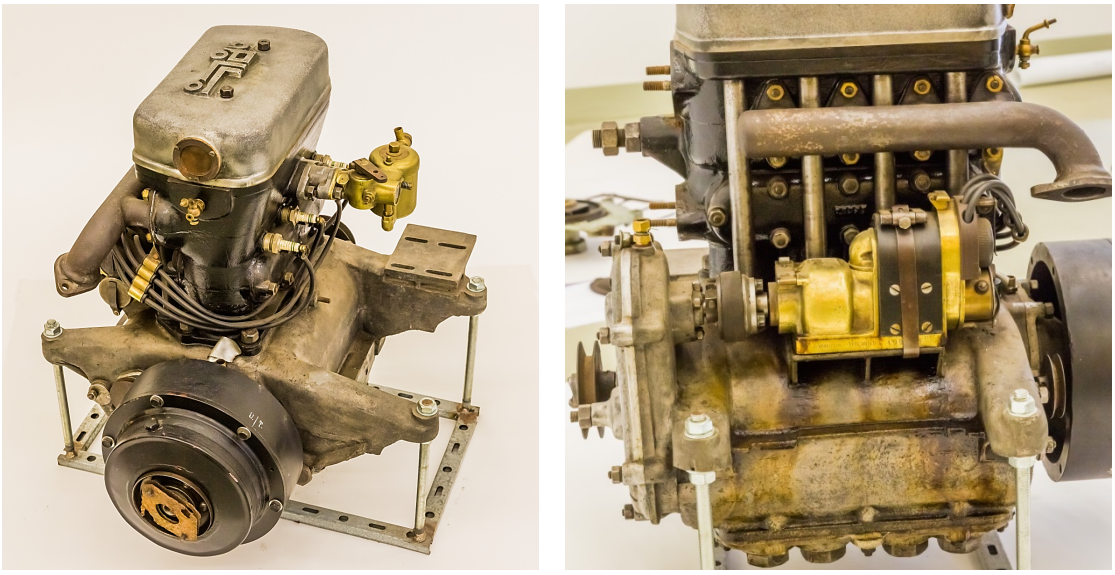


Bild 7: *Motor eines „Apollo Typ B“ mit gekapseltem Ventiltrieb (4/14 PS, Baujahr ca. 1923, Hersteller Apollo-Werke A.G., Apolda) (Fotos Spessert)*

Vorgeschlagen wurden auch bereits *„Nocken mit konstanter Beschleunigung“*, also ruckfreie Nocken [Heldt-Isendahl 1916 S. 241]. Es fehlte allerdings der Hinweis, dass diese ruckfreien Nocken auch akustisch günstig sind.

Neben dem Ventiltrieb war der Steuerrädertrieb als wichtige Geräuschquelle bekannt. Natürlich war auch hier eine Kapselung günstig: *„Außerdem erhält man durch das Einkapseln* (des Steuerrädertriebes, Anm.d.V.) *eine größere Geräuschlosigkeit des Laufens der ganzen Maschine.“* [Heldt-Isendahl S. 292] Auch *„vollkommen geräuschlos arbeitende Ketten“* [Peter 1916 S. 62], *„geräuschlose Ketten“* und *„geräuschlose Zahnketten“* [Heldt-Isendahl 1916 S. 269ff., Wolfram 1926 S. 48, S. 151 und S. 164] sowie Schneckengetriebe [Heldt-Isendahl 1916 S. 269] wurden als Geräuschminderungsmaßnahmen erwähnt.

Schon vor über 100 Jahren wurden im Steuerrädertrieb auch bereits Zahnräder aus faserverstärktem Kunststoff eingesetzt. *„Neben Stahl und Bronze fand man* (für Zahnräder des Steuerrädertriebs, Anm.d.V.) *früher häufig Fiber zusammen mit Bronzescheiben verarbeitet. Das Fibermaterial wird aber, wenn es uneingekapselt läuft, mit der Zeit trocken und brüchig; werden aber die Ränder eingekapselt, so dass sie ständig mit Öl benetzt sind, so quillt der Fiber auf, die Zahnform verändert sich, und der beabsichtigte ruhige Lauf geht durch die unangenehmen Materialeigenschaften verloren.“* [Winkler 1919 S. 200] Tatsächlich entdeckten die Verfasser bei der Zerlegung eines vermutlich vor dem Ersten Weltkrieg hergestellten Motors ein derartiges faserverstärktes Kunststoffzahnrad (Bild 8); als Kunststoff dienten mit Harz getränkte Textilien. Dieses Zahnrad zum Antrieb der Nockenwelle wies kaum Verschleißspuren auf. Im Gegensatz dazu zeigten einige der anderen Zahnräder dieses Motors deutliche Abnutzungsspuren – ein Indiz, dass der Motor tatsächlich über einen längeren Zeitraum funktioniert haben muss.

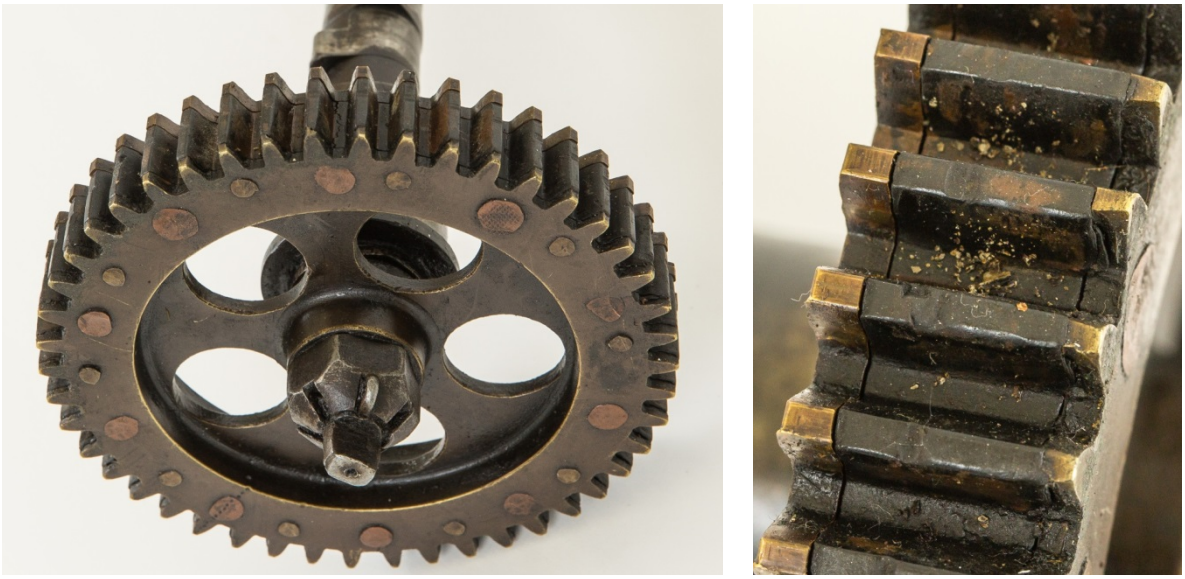


Bild 8: *Nockenwellen-Antriebszahnrad aus faserverstärktem Kunststoff zwischen Bronze-Zahnradscheiben eines Motors MAF Typ D (Baujahr ca. 1910, Hersteller MAF (Markranstädter Automobilfabrik AG), Markranstädt)*

Weit verbreitet war die Verwendung „*desachsierter*“, also geschränkter Kurbeltriebe, die eine Vorverlegung des Seitenwechsels des Kolbens bewirkten. Der Kolben durchlief das Spiel deshalb vor Beginn der Verbrennung, also in einem Zeitraum noch geringen Zylinderdrucks. In der Literatur konnte aber kein Hinweis darauf gefunden werden, dass der geschränkte Kurbeltrieb als akustisch günstig bekannt war.

2.3. Motorgeräuschemission um 1910

Zur Ermittlung des „Standes der Technik“ wurde zunächst das Vorbeifahrtgeräusch einiger historischer Fahrzeuge ermittelt; gemessen wurde der Schalldruckpegel L_{pA} in 7,5 m Abstand von der Fahrbahnmitte. Die konstante Vorbeifahrtgeschwindigkeit betrug dabei v = 50…60 km/h; für die Fahrzeuge MAF Typ D und MAF Typ F (Bild 9) ist diese Geschwindigkeit gleichzeitig die Höchstgeschwindigkeit v_{max}.

Die Fahrzeuge MAF Typ G8 und Ford T erreichen dagegen eine Höchstgeschwindigkeit von etwa 70 km/h. Ihr Schalldruckpegel bei Höchstgeschwindigkeit wurde mit L_{pA} ~ 30 lg v abgeschätzt.



Bild 9: *MAF Typ F5 (Baujahr 1911, Hersteller MAF (Markranstädter Automobilfabrik AG), Markranstädt)*

Aus dem Fahrzeuggeräuschpegel bei Höchstgeschwindigkeit wurde der Motorgeräuschpegel bei Nennleistung berechnet; dabei wurde davon ausgegangen, dass bei Höchstgeschwindigkeit die Motoren ihre maximale Leistung abgeben. Der Einfluss der Schalldämpfermündung wurde subjektiv beurteilt; bei einem unauffälligen Abgasmündungsgeräusch wurde eine Erhöhung des Fahrzeuggeräuschpegels durch den Schalldämpfer um 1 dB angenommen, bei einem auffälligen Abgasmündungsgeräusch (mit geöffneter Abgasklappe) eine Erhöhung des Fahrzeuggeräuschpegels um 2 dB und bei einem sehr auffälligen Abgasmündungsgeräusch eine Erhöhung des Fahrzeuggeräuschpegels um 3 dB.

Weiter wurde angenommen, dass die Motorhaube den Motorgeräuschpegel um 2 dB reduziert und dass die Verringerung des Messabstandes von 7,5 m zur Fahrbahnmitte auf 1 m zur Motoroberfläche den Motorgeräuschpegel um 14 dB erhöht. Diese beiden Annahmen wurden durch Messungen an einem stehenden Fahrzeug abgesichert.

Tab. 1: *Fahrzeug-Schalldruckpegel (in 7,5 m Abstand zur Fahrbahnmitte bei 50…60 km/h) und daraus berechnete Motor-Schalldruckpegel (in 1 m Messabstand zur Motoroberfläche bei Nennleistung incl. Lüftergeräusch)*

	Schalldruckpegel L_{pA} in dB(A)					
Mess-abstand	7,5 m (zur Fahrbahnmitte)					1 m (zum Motor)
	Fahrzeug		Einfluss Schall-dämpfer	Einfluss Motor-haube	Motor	
Betriebs-zustand	bei v = 50… 60 km/h	bei v_{max}			bei Nennleistung	
MAF F5	75	75	-1	2	76	90
MAF D	76	76	-2	2	76	90
MAF G8	72	75	-1	2	76	90
Ford T	69	72	-1	2	73	87
	75	78	-3	2	77	91

Aus dem so abgeschätzten Motorgeräuschpegel bei Nennleistung in 1 m Abstand (Tab. 1) wurden der Schallleistungspegel L_{WA} und der akustische Wirkungsgrad berechnet (Tab. 2). Die ermittelten Motorgeräuschpegel bei Nennleistung in 1 m Abstand lagen bei ungefähr 90 dB(A), die Schallleistungspegel bei ungefähr 102 dB(A) und die akustischen Wirkungsgrade bei ungefähr 1×10^{-6} bis 2×10^{-6}.

Tab. 2: *Motor-Schalldruckpegel (in 1 m Messabstand bei Nennleistung), Schallleistungspegel (bei Nennleistung) und daraus errechnete akustische Wirkungsgrade; Schallpegel und Wirkungsgrade incl. Lüftergeräusch, Gesamthubraum $V_H = z\ V_h$*

Typ	Bau-jahr	Hub-raum in dm³	Nennleistung/ Drehzahl in kW/min^{-1}	L_{pA} in dB(A)	L_{WA} in dB(A)	akustischer Wirkungsgrad
MAF D	1909	1,2	7/?	90	102	$2{,}3\times10^{-6}$
MAF F5	1911	1,2	9/1.700	90	102	$1{,}9\times10^{-6}$
MAF G8	1914	2,1	18/?	90	102	$0{,}9\times10^{-6}$
Ford T	1908-1927	2,9	15/1.800	87	99	$0{,}5\times10^{-6}$
				91	103	$1{,}3\times10^{-6}$

Fahrzeugmotoren wurden im betrachteten Zeitraum ohne wesentliche Änderungen auch als Nutzfahrzeug- und Industriemotoren eingesetzt als Antrieb z.B. von Liefer- und Lastkraftwagen, Elektroaggregaten, stationären Maschinen verschiedenster Art, Booten oder Bahnfahrzeugen. Die ermittelten Pegel bzw. Wirkungsgrade gelten daher auch für Nutzfahrzeug- und Industriemotoren.

3. Entwicklung der Motorgeräuschemission 1910 bis 1970

Anhand einer Parameterstudie wurden folgende Abhängigkeiten für den über mehrere Messpositionen gemittelten Schalldruckpegel (in 1 m Messabstand) ermittelt [Mollenhauer 1997]; zu ähnlichen Ergebnissen kamen auch frühere Autoren:

L_{pA} ~ 15 lg V_h mit Hubvolumen pro Zylinder V_h
L_{pA} ~ 7,5 lg z mit Zylinderzahl z
L_{pA} ~ 30 lg n mit Drehzahl n
L_{pA} ~ 7,5 lg p_{me} mit mittlerem effektiven Druck p_{me}

Für Reihenmotoren lagen die üblichen Hubvolumina V_h um 1910 bei 0,3 bis 0,7 dm³, um 1970 dagegen bei 0,9 bis 1,5 dm³. Die Geräuschemission erhöhte sich dadurch in einer Größenordnung von 5 bis 7 dB.

Außer den um 1910 üblichen Vierzylindermotoren wurden um 1970 häufig Sechszylindermotoren eingesetzt. Die Geräuschemission erhöhte sich dadurch in einer Größenordnung von 1 bis 2 dB.

Die üblichen Nenndrehzahlen lagen um 1910 bei 1.600 bis 1.800 min^{-1}, um 1970 dagegen bei 2.600 bis 2.800 min^{-1}. Die Geräuschemission erhöhte sich dadurch in einer Größenordnung von nochmals 5 bis 7 dB.

Der mittlere effektive Druck bei Nennleistung stieg in einer Größenordnung von 50 %. Die Geräuschemission erhöhte sich dadurch in einer Größenordnung von 2 bis 3 dB.

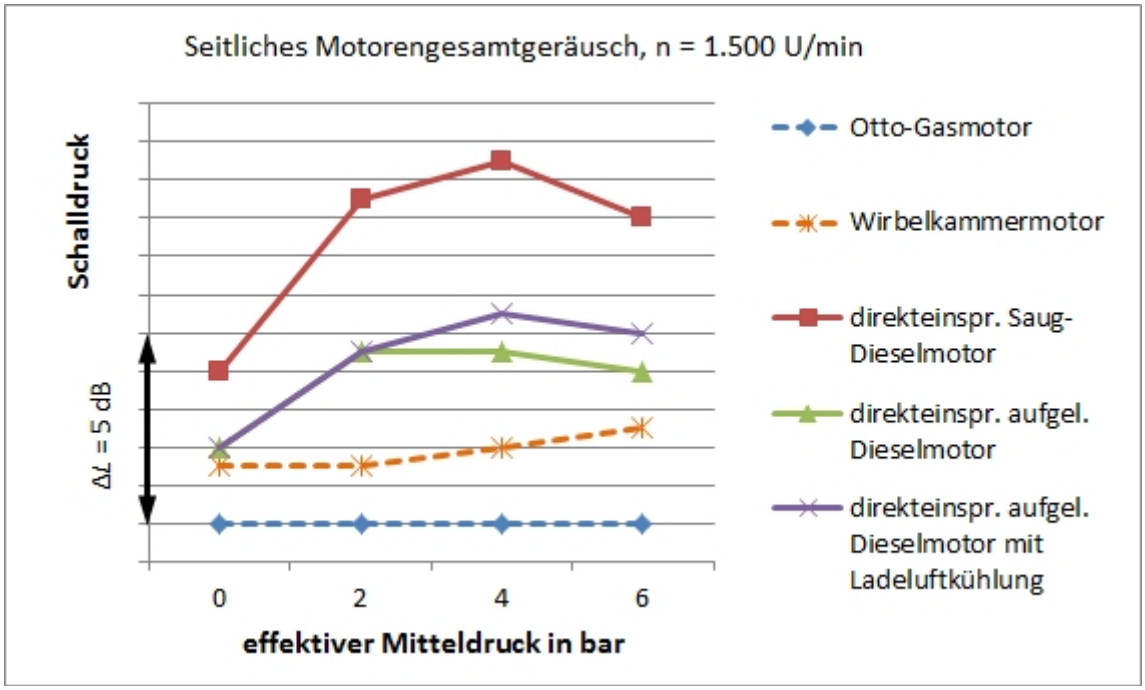


Bild 10: *Relativer Schalldruckpegel eines Industriemotors mit verschiedenen Brennverfahren*

Um 1910 wurden als schnelllaufende Industriemotoren ausschließlich Ottomotoren gefertigt, um 1970 dagegen fast ausschließlich direkteinspritzende Saugdieselmotoren. Die Geräuschemission erhöhte sich dadurch deutlich (Bild 10), und zwar bei Nennleistung in einer Größenordnung von 4 bis 6 dB.

In Summe errechnet sich (ohne Berücksichtigung eines „technischen Fortschritts“ auf dem Gebiet der Motorenakustik) ein Anstieg der Motorgeräuschpegel für Motoren um 1970 von 17 bis 25 dB. Für die hier betrachteten direkteinspritzenden

Saugdieselmotoren (Reihenmotoren mit einem Hubvolumen V_H von 3,6 bis 9 dm³) errechnet sich damit ein Schalldruckpegel von 107 bis 115 dB(A) (in 1 m Abstand bei Nennleistung).

Tatsächlich lagen die für entsprechende Motoren ermittelten Schalldruckpegel jedoch deutlich niedriger (Bild 11) [Tschöke 2017]. Die Differenz zwischen den zu erwartenden und den gemessenen Schalldruckpegeln kann als Auswirkung des technischen Fortschrittes im Bereich der Motorakustik zwischen 1910 und 1970 interpretiert werden. Diese Fortschritte wurden zunächst z.B. durch die weitgehende Abdichtung und damit der Kapselung aller bewegten Motorbauteile, die Verringerung der Spiele und der Rauigkeiten sowie den Einsatz anderer Materialen (wie Leichtmetall statt Grauguss für den Kolben oder Grauguss statt Leichtmetall für das Kurbelgehäuse) erreicht. Ab den 1950er Jahren ermöglichten Fortschritte insbesondere bei der Weiterentwicklung der akustischen Mess- und Rechentechniken die systematische Entwicklung von weitergehenden Geräuschminderungsmaßnahmen, also z.B. die akustische Optimierung des Bewegungsablaufes in Kurbel- und Rädertrieben (z.B. [Priede 1980]). Die akustischen Wirkungsgrade erhöhten sich allerdings trotz dieser akustisch wirksamen Verbesserungen und trotz der deutlich gestiegenen Nennleistungen zwischen 1910 und 1970 drastisch und betrugen schließlich bis zu 10×10^{-6}.

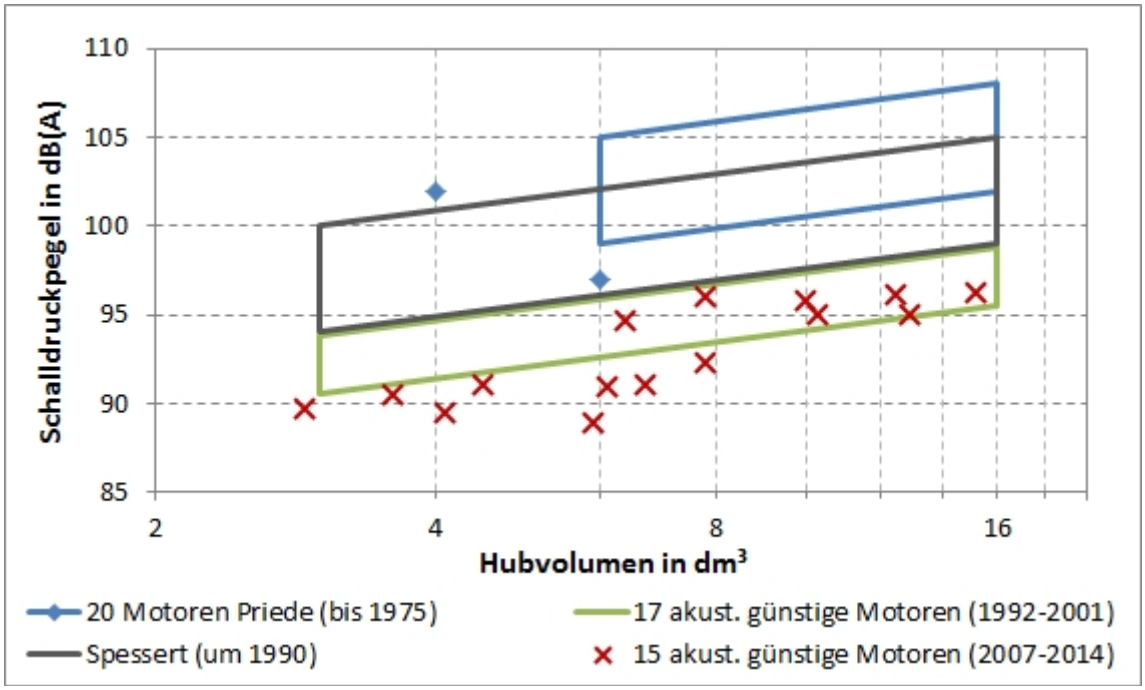


Bild 11: *Entwicklung der Schalldruckpegel von direkteinspritzenden Dieselmotoren (Reihenmotoren mit einem Hubvolumen V_H von 3,6 bis 9 dm³, Nennleistung, 1 m Messabstand) [Tschöke 2017]*

4. Entwicklung der Motorgeräuschemission 1970 bis 1990

In den 1970er Jahren rückte Lärm als wichtiges Umweltproblem zunehmend in den Fokus von Gesellschaft und Politik. Die Geräuschgrenzwerte für Straßenfahrzeuge wurden zwischen 1974 und 1995 um bis zu 12 dB reduziert, auch z.B. für Baumaschinen wurden Geräuschgrenzwerte definiert und mehrfach herabgesetzt. Die Hersteller

wurden dadurch zur Reduktion der Geräuschemission (auch) ihrer Motoren gezwungen.

Als besonders effizient zur Optimierung des Verbrennungsverlaufs erwiesen sich Abgasturboaufladung und leistungsstärkere Einspritzsysteme. Für aufgeladene Motoren und in geringerem Umfang auch für Saugmotoren konnten dadurch die Nennleistungen erhöht und gleichzeitig die Nenndrehzahlen sowie Kraftstoffverbräuche, Abgasschadstoff- und Lärmemissionen verringert werden. Zusätzlich konnten die Geräuschanregungen z.B. durch die Kolbensekundärbewegung oder den Steuerrädertrieb vermindert werden.

Im Zeitraum von etwa 1970 bis etwa 1990 lässt sich die Reduktion der Motorgeräuschpegel (Bild 11) und der akustischen Wirkungsgrade exemplarisch für die Weiterentwicklung der DEUTZ-Dieselmotoren-Baureihen FL912/913 (Bild 12 und Tab. 3) sowie FL413/513 (Tab. 4) zeigen; die Schallpegel wurden in einer Größenordnung von 5 dB und die akustischen Wirkungsgrade sogar um bis zu 84 % reduziert.

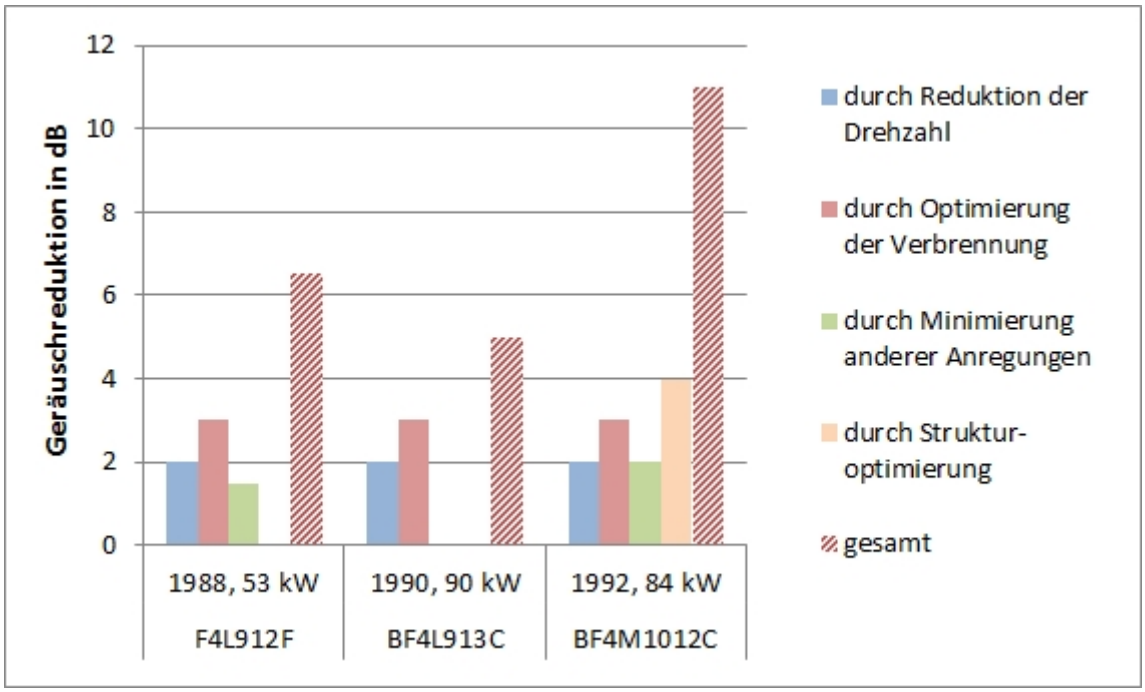


Bild 12: *Geräuschpegelreduktion durch Weiterentwicklung der DEUTZ-Dieselmotoren-Baureihen FL912/913 (1971 bis 1990) und Neuentwicklung der Baureihe FM1012 (ab 1992) [Spessert 2002]*

Tab. 3: *Erhöhung der Nennleistungen und Verringerung der Schallpegel und akustischen Wirkungsgrade (incl. Gebläsegeräusch) durch Weiterentwicklung der Baureihe DEUTZ 912/913 im Zeitraum 1971 bis 1990 [Spessert 2001, Spessert 2002]*

Motortyp	F4L912	BF4L913	F4L912F	BF4L913C
Baujahr	1971	1985	1988	1990
Bauart	luftgekühlter Vierzylinder-Reihen-DI-Dieselmotor			
Verbrennungssystem	NA	TC	NA	TCA
Nennleistung in kW	46	78	53	90
Schalldruckpegel L_{pA} in dB(A) in 1 m Messabstand bei Nennleistung	104	97,5	98	99
Schallleistungspegel L_{WA} in dB(A) bei Nennleistung	116,5	110	110,5	111,5
akustischer Wirkungsgrad in10^{-6}	10	1,3	2	1,6

Tab. 4: *Erhöhung der Nennleistungen und Verringerung der Schallpegel und akustischen Wirkungsgrade (incl. Gebläsegeräusch) durch Weiterentwicklung der Baureihe DEUTZ 413/513 im Zeitraum 1972 bis 1992 [Spessert 2001, Spessert 2002]*

Motortyp	F8L413	F8L413F	F8L513L	BF8L513LC
Baujahr	1972	1979	1992	1992
Bauart	luftgekühlter Achtzylinder-V-DI-Dieselmotor			
Verbrennungssystem	NA	NA	NA	TCA
Nennleistung in kW	167	188	174	265
Schalldruckpegel L_{pA} in dB(A) in 1 m Messabstand bei Nennleistung	103	101	99,5	99
Schallleistungspegel L_{WA} in dB(A) bei Nennleistung	118	116	114,5	114
akustischer Wirkungsgrad in 10^{-6}	4	2,1	1,6	1

5. Entwicklung der Motorgeräuschemission seit 1990

Weitere Fortschritte ermöglichten die Entwicklungen komplett neuer Baureihen mit akustisch optimierter Struktur und schwungradseitigem Steuerrädertrieb. Beispiele für eine dieser in den 1990er Jahren komplett neu entwickelten Dieselmotoren-Baureihen mit nochmals stark reduzierter Geräuschemission waren die DEUTZ-Baureihe FM1012/1013/2013 (Bild 12 und Tab. 5) und die DAIMLER-Baureihe OM900 (Tab. 5); die Schallpegel wurden nochmals in einer Größenordnung von 6 dB und die akustischen Wirkungsgrade in einer Größenordnung von nochmals 75 % reduziert.

Eine 2014 durchgeführte Untersuchung zeigte für akustisch günstige Dieselmotoren eine erneute Geräuschreduktion (Bild 11). Darüber hinaus bewiesen Versuchsträger, dass weitere akustische Verbesserungen realisierbar sind.

Der Ende der 1980er Jahre erreichte akustische Wirkungsgrad des damals extrem leisen Versuchsträgers PERKINS QHV 90 wird von heutigen, akustisch sehr günstigen Serienmotoren unterboten (Tab. 5 und 6). Neuere Versuchsträger beweisen, dass eine weitere Halbierung des akustischen Wirkungsgrades möglich ist (Tab. 6).

Tab. 5: *Verringerung der Schallpegel und akustischen Wirkungsgrade durch Neuentwicklungen im Zeitraum 1992 bis 2000 [Spessert 2001, Spessert 2002]*

Motortyp	DEUTZ BF4L913C	DEUTZ BF4M1012C	DAIMLER OM904LA	DEUTZ BF6M2013C
Baujahr	1990	1992	1996	2000
Bauart	wassergekühlte Reihen-DI-Dieselmotor			
Zylinderzahl	4			6
Verbrennungssystem	TCA			
Nennleistung in kW	90	84	125	190
Schalldruckpegel L_{pA} in dB(A) in 1 m Messabstand bei Nennleistung	99	92	92	94
Schallleistungspegel L_{WA} in dB(A) bei Nennleistung	111,5	104,5	105	107
akustischer Wirkungsgrad in 10^{-6}	1,6	0,34	0,25	0,26

Tab. 6: *Akustisch besonders günstige Versuchsträger (ohne Lüftergeräusch) [Spessert 2002]*

Motortyp	PERKINS QHV 90	DEUTZ BF4M1012C	DEUTZ BF6M2013C	DEUTZ
Baujahr	1988	1992	2000	2014
Bauart	wassergekühlte Reihen-DI-Dieselmotor			
Schalldruckpegel L_{pA} in dB(A) in 1 m Messabstand bei Nennleistung	90	89	91,5	89
akustischer Wirkungsgrad in10^{-6}	0,28	0,17	0,15	0,13

Literatur

[Heldt-Isendahl 1916] P.M. Heldt, W. Isendahl: Der Verbrennungsmotor; 3. Auflage, Richard Carl Schmidt & Co. Berlin 1916

[Mollenhauer 1997] K. Mollenhauer (Herausgeber): VDI-Handbuch Dieselmotoren, Springer Verlag, 1. Auflage 1997

[Peter 1916] M. Peter: Das moderne Automobil; 3. Auflage, Richard Carl Schmidt & Co. Berlin 1916

[Peter 1927] M. Peter: Das moderne Automobil; 8. Auflage, Richard Carl Schmidt & Co. Berlin 1927

[Priede 1975] T. Priede: The Problem of Noise of Engines in Different Vehicle Groups; SAE-Paper 750795

[Priede 1980] T. Priede: In Search of Origins of Engine Noise – an Historical Review; SAE 800534

[Spessert 2001] B. Spessert: Auf dem Weg zum leisen Motor; 2. Symposium Motor- und Aggregateakustik, Haus der Technik e.V./Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg 26. Juni 2001

[Spessert 2002] B. Spessert: Noise Emission of Engines in Different Vehicke Groups: Historical Review, State of the Art and Outlook; FISITA Congress Helsinki 2002

[Spessert 2018] B. Spessert: Die Entstehung des modernen Ottomotors am Beispiel der Viertakt-Ottomotor-Konstruktionen Karl Slevogts sowie Hugo Ruppes und Paul Ruppes; unveröffentlichte Stu die, Ernst-Abbe-Hochschule Jena 2018

[Tschöke 2017] H. Tschöke, K. Mollenhauer, R. Maier (Herausgeber): Hand buch Dieselmotoren, Springer Verlag, 4. überarbeitete Auf lage 2017

[Winkler 1919] O. Winkler: Entwerfen von leichten Verbrennungsmotoren, insbesondere von Luftfahrzugmotoren; Richard Carl Schmidt & Co. Berlin 1919

[Wolfram 1926] P. Wolfram: Die Motorfahrzeuge – ihre Konstruktion, ihr Be trieb und ihre Behandlung; Heinrich Killinger Verlagsgesell schaft m.b.H. Nordhausen/Harz ca. 1926

Experimentelle Erfassung lokaler Größen zur optimierten Darstellung dynamischer Vorgänge im Kurbeltrieb eines DI-Dieselmotors

Wolfgang Gross, Michael Bargende, Harald Stoffels

Abstract

Driven by downsizing modern combustion processes have significantly higher pressure rise rates compared to previous applications. High pressure rise rates are acting as a broadband excitation and are resulting in vibrations of all affected components. Those vibrations propagate via the inner transfer path of structure-borne sound from the piston via the connecting rod and the crankshaft to the main bearings and finally to the crankcase and the oil pan where they are radiated from as airborne sound. Established calculation methods commonly used today were refined by taking into account the temperature (TEHL) with regard to warm contours and thermal deformations. This provides novel insights into the internal structure-borne sound transfer path. To validate the necessary models, extensive temperature measurements were carried out on piston and cylinder. Furthermore, a measuring method based on semiconductor strain gauges was developed, which records the transmitted vibrations directly at the shaft of the connecting rod. By varying the combustion excitation and the stiffness of the connecting rod, comparisons could be made between different combustion and structural dynamic boundary conditions. The wavelet analysis enabled an optimal assignment of the frequencies transmitted in the crank mechanism to the working process of the individual cylinders. Another decisive parameter for the simulation is the damping inside the hydrodynamic bearings. In addition to the oil properties, temperature and pressure, this is determined by the oil supply in the lubrication gap. Especially, the consideration of bearings without oil supply via oil pump can reveal as a challenge. Here the project provides metrological support for modeling by measuring the oil supply between cylinder and piston, too.

Kurzfassung

Moderne Brennverfahren weisen getrieben von Downsizing im Vergleich zu früheren Applikationen deutlich höhere Druckanstiegsgradienten auf. Diese wirken als Anregung für Schwingungen, welche sich über den inneren Körperschallleitweg vom Kolben über das Pleuel und die Kurbelwelle an die Hauptlager und somit an das Kurbelgehäuse und die Ölwanne fortpflanzen und von dort als Luftschall abgestrahlt werden. Die heute üblichen Berechnungsansätze wurden um die Berücksichtigung der Temperatur (TEHD) im Hinblick auf Warmkonturen und thermische Verformungen verfeinert, um die Aussagefähigkeit bezüglich der inneren Körperschallleitung zu verbessern. Zur Validierung der dafür notwendigen Modelle wurden umfangreiche Temperaturmessungen an Kolben und Zylinder durchgeführt und ein auf Halbleiter-Dehnungsmessstreifen basierendes Messverfahren entwickelt, welches die übertragenen Schwingungen direkt am Pleuelschaft erfasst. Durch Variationen der Verbrennungsanregung sowie durch Bearbeitung des Pleuelschafts konnten Vergleiche zwi-

schen unterschiedlichen motorischen und strukturdynamischen Randbedingungen getroffen werden. Die Wavelet-Analyse ermöglichte hierbei eine optimale Zuordnung der im Kurbeltrieb übertragenen Frequenzen zum Arbeitsprozess der einzelnen Zylinder. Ein weiterer maßgebender Parameter für die Simulation sind die Dämpfungseigenschaften in den hydrodynamischen Lagerstellen. Diese werden neben den Öleigenschaften, Temperatur und Druck maßgebend durch das Ölangebot im Schmierspalt vorgegeben. Speziell die Abbildung von Lagerstellen ohne Druckölversorgung stellt dabei eine Herausforderung dar. Auch hier bietet das Vorhaben durch die Messung des Ölangebots zwischen Zylinder und Kolben eine messtechnische Hilfestellung zur Modellbildung.

1. Motivation

Aktuelle Motorenkonzepte weisen durch verstärktes Downsizing gesteigerte Spitzendrücke in Verbindung mit erhöhten Druckgradienten auf. Aus akustischer Sicht bedeutet dies eine erhöhte Schwingungsanregung durch die Verbrennung und damit eine Verschlechterung des Motorengeräuschs. Um bereits in der digitalen Entwicklungsphase eine belastbare Konzeptbewertung hinsichtlich NVH gewährleisten zu können, haben sich FEM-Simulationstools etabliert, in welchen der gesamte Motor als elasto-hydrodynamisch gekoppeltes Mehrkörpersystem dargestellt wird. Ein großes Potential zur Weiterentwicklung dieser Simulationstools birgt vor allem die Berücksichtigung der hochfrequenten Vorgänge innerhalb des inneren Körperschallleitweges von Verbrennungsmotoren [1]. Hierbei dient der steile Anstieg des Zylinderdrucks als breitbandige Impulsanregung des gesamten Kurbeltriebs, welcher als Verbund bestehend aus Kolben, Pleuel und Kurbelwelle in Eigenschwingungen versetzt wird [1], [2], [3], [4], [5] [6]. Die hierbei ausgebildeten Schwingungen werden über die Hauptlager in Kurbelgehäuse und Ölwanne eingeleitet, um letztlich von dort als Luftschall abgestrahlt zu werden. Als bestimmende Komponente konnten in [7], [8] und [9] der Pleuel identifiziert werden, welcher speziell durch eine longitudinale Eigenform (Stauchung und Streckung) als pegelbestimmend einzustufen ist. Eine möglichst exakte Erfassung eben dieser Schwingungen direkt am Pleuelschaft des befeuerten Verbrennungsmotors, sowie eine Bestimmung detaillierter Randbedingungen im Schmierspalt zwischen Kolben und Zylinder sollen weitere Hilfestellungen zur verbesserten Modellbildung von TEHD-MKS Simulationen ermöglichen.

2. Randbedingungen der experimentellen Untersuchungen

2.1 Versuchsträger und Basisinstrumentierung

Da DI-Dieselmotoren in der Regel ein ausgeprägtes indirektes Verbrennungsgeräusch aufweisen, stellt für diese Untersuchungen ebenfalls ein DI-Dieselmotor den Versuchsträger dar. Die technischen Daten des verwendeten 4-Zylinder-Dieselmotors mit Direkteinspritzung und Abgasturboaufladung sowie einer Euro 6 Schadstoffeinstufung sind **Tabelle 1** zu entnehmen.

Tabelle 1: *Grunddaten des Versuchsträgers*

Bauart	-	R4-Dieselmotor mit ATL
Nennleistung	kW	88 bei 3600 min^{-1}
max. Drehmoment	Nm	270 bei 1750 – 2500 min^{-1}
Hubraum	cm^3	1499
Verdichtung	-	17:1

Betrieben wird das Aggregat in einem vollreflexionsarmen Motorenprüfstand. Wie in **Bild 1** dargestellt, werden alle Medien vorkonditioniert um konstante Betriebsbedingungen sicherstellen zu können. Neben der Prüfstandsautomatisierung stehen das vibro-akustik Messsystem PAK sowie eine Steuergeräteschnittstelle zur Online Kalibrierung zur Verfügung.

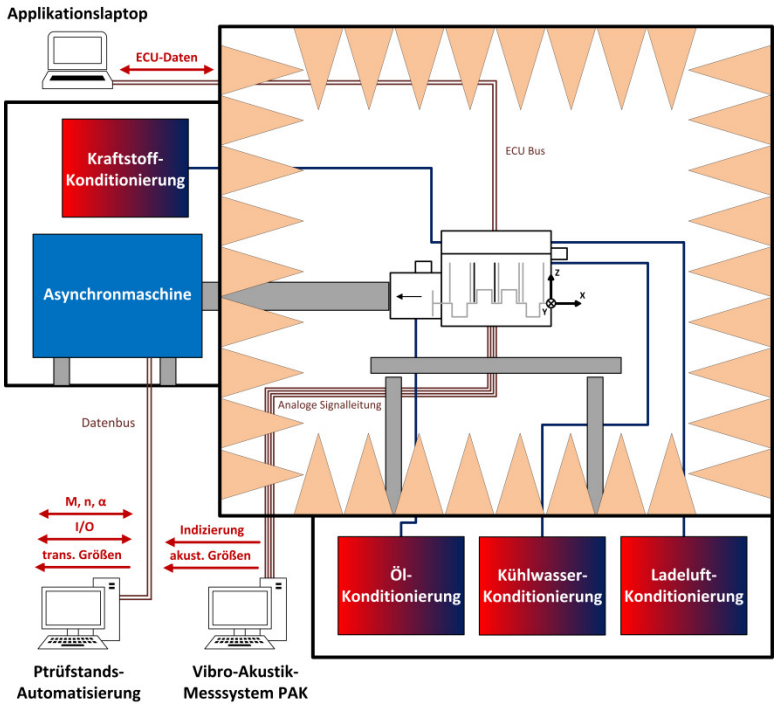


Bild 1: *Aufbau im vollreflexionsarmen Prüfstand*

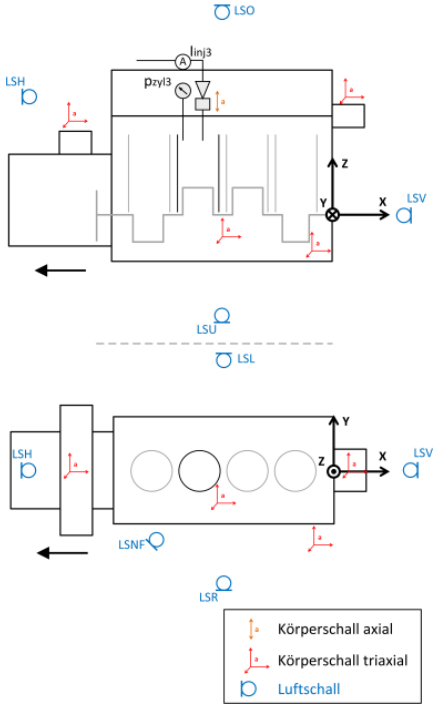


Bild 2: *Basismessstellen*

Der Versuchsträger besitzt in allen vorgestellten Messreihen eine identische Basisausrüstung, welche **Bild 2** entnommen werden kann. Diese umfasst zum einen eine Hochdruckindizierung mittels Glühstiftadapter und einer Erfassung des Injektorstroms an Zylinder 3, wie auch diverse Beschleunigungsaufnehmer in allen 3 Raumrichtungen sowie Kondensator-Messmikrofone, welche den Motor orthogonal in allen 6 Richtungen umgeben. Innerhalb dieses Berichts sind hauptsächlich der Zylinderdruck und die Beschleunigungen am Hauptlager sowie ausgewählte Luftschallpositionen von Relevanz.

2.2 Betriebspunktauswahl

Gemäß [1] und [7] besitzen die hochfrequenten Vorgänge innerhalb des Kurbeltriebs, welche sich als Folge der Verbrennungsanregung ausbilden und fortpflanzen, bereits bei sehr geringen Lasten und Drehzahlen einen wesentlichen Anteil am Gesamtgeräusch eines Dieselmotors. In **Bild 3** ist anhand eines Drehzahlschnitts bei einem Fahrpedalwert von 30% (obere Reihe) ersichtlich, dass bereits vor dem Erreichen des maximalen Ladedrucks, welcher ab 1500 $^{1}/_{min}$ anliegt, vereinzelt ansteigende Pegelwerte im Luftschall vor allem aber im Beschleunigungssignal am Hauptlager (Hubrichtung), auftreten. Eine weitere Steigerung der Drehzahl bewirkt bereits knapp oberhalb von 2000 $^{1}/_{min}$ einen frequenzübergreifenden Anstieg des Luftschalls im Bereich unterhalb von 2000 Hz, während der Beschleunigungspegel im Hauptlager erst oberhalb von 3500 $^{1}/_{min}$ ausgehend von 4000 Hz in Richtung niedriger Frequenzen ansteigt. Die erhöhten Luftschallpegel im Bereich um 4000 Hz lassen nach [7] und [8] einen Zusammenhang mit den Vibrationen im Hauptlager erwarten.

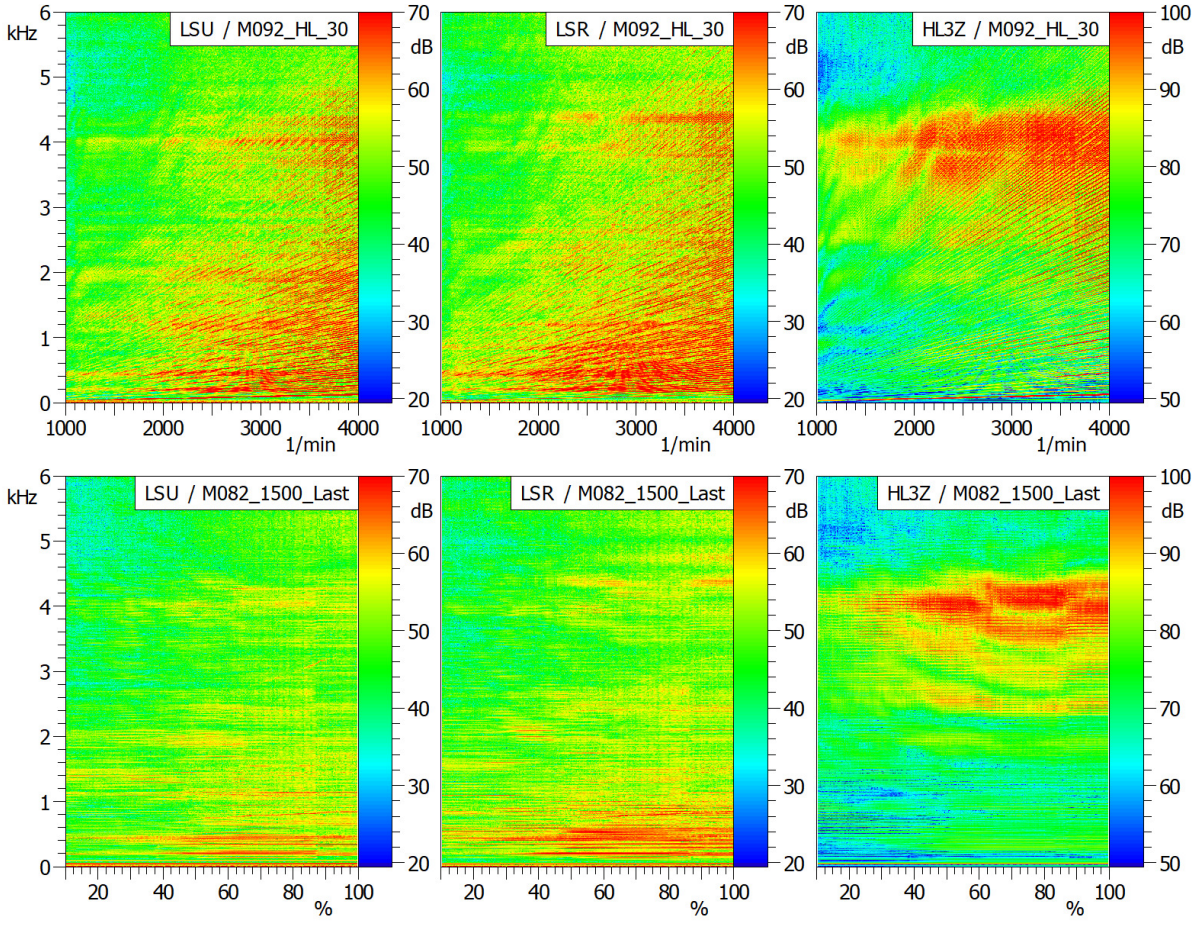


Bild 3: *Luftschall unten (links) und rechts (Mitte) sowie Hauptlagerbeschleunigung in Hubrichtung (rechts) für ein Drehzahl- (oben) und ein Lastschnitt (unten) bei 30% Fahrpedal und 1500 $^{1}/_{min}$ Umdrehungen*

Im Lastschnitt (untere Reihe) ist zu erkennen, dass bereits bei niedrigen Lasten beginnend ab einem Fahrpedalwert von 30% hohe Beschleunigungen im Hauptlager erreicht werden. Alle weiteren Betrachtungen beziehen sich daher auf einen stationä-

ren Betrieb bei 1500 $^{1}/_{min}$ Umdrehungen und einem Moment von 79 Nm, welches gleichbedeutend mit 30% des maximalen Moments bei dieser Drehzahl ist.
Eine Variation der Einspritzzeitpunkte ermöglicht eine momentenneutrale Veränderung der innermotorischen Verbrennung und damit das Herstellen von unterschiedlichen Verbrennungsdruckanregungen. In **Bild 4** ist der Zylinderdruck (gestrichelt) sowie der hieraus berechnete Zylinderdruckgradient (durchgezogen) für Variation der Einspritzzeitpunkte, beginnend mit Blau als Basisapplikation (dpB) bis zum höchsten umgesetzten Spitzendruckgradienten von 7 bar/°KW in Rot (dp7), dargestellt. Genauer betrachtet ist ersichtlich, dass der maximale Druckgradient in der Basisapplikation nicht durch die Haupteinspritzung, sondern durch die Voreinspritzung verursacht wird und daher örtlich nahezu identisch mit dem Betriebspunkt dp7 übereinstimmt. Da nach [10] der Druckanstiegsgradient den geräuschrelevantesten Verbrennungsparameter darstellt, findet somit die Anregung des Kurbeltriebs annähernd bei identischem Kurbelwinkel (Δ ≤ 2 °KW) statt. Dies ermöglicht eine gute Vergleichbarkeit zwischen diesen beiden Betriebszuständen hinsichtlich NVH.

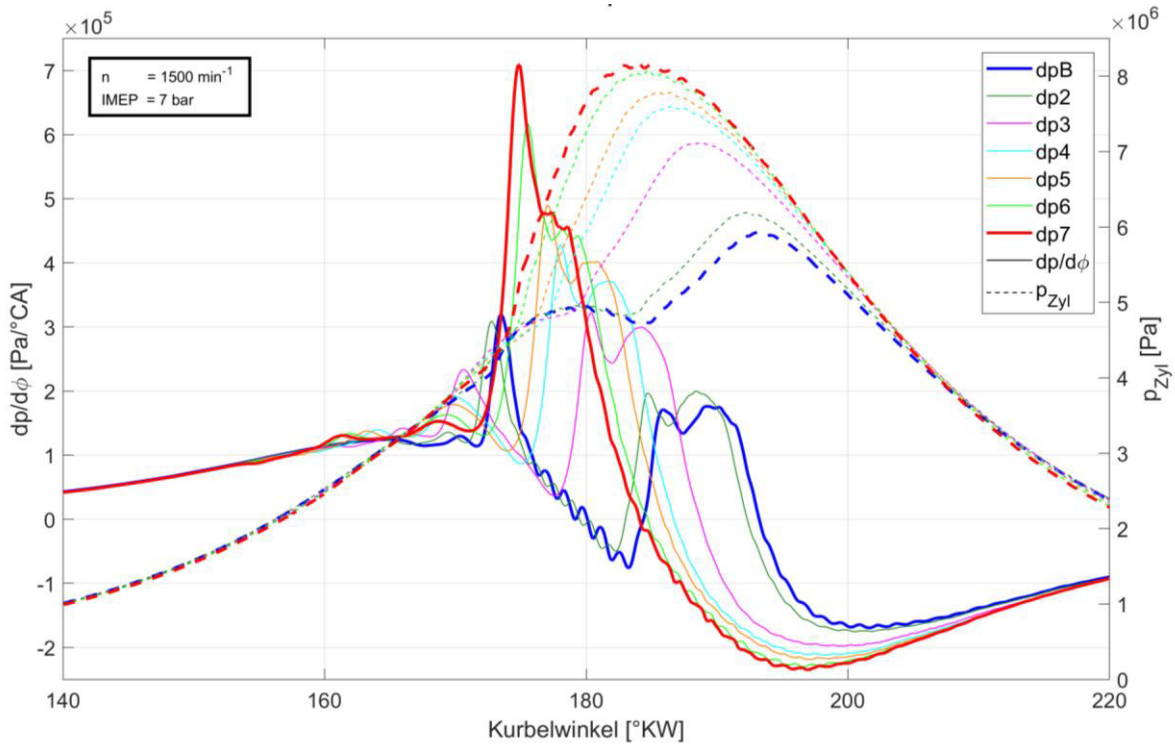


Bild 4: *Druckverläufe und –gradienten*

Nachfolgend werden hauptsächlich die Basisapplikation (dpB) mit dem Betriebspunkt des maximalen Druckgradienten (dp7) miteinander verglichen.

2.3 Experimentelle Modalanalyse

Basis einer Untersuchung von Eigenschwingungen im befeuerten Betrieb ist üblicherweise eine experimentelle Modalanalyse (EMA) der Kurbeltriebkomponenten Kolben, Pleuel und Kurbelwelle. Um die Schwingungen der im Motor zu einem Verbund gekoppelten Komponenten besser darstellen zu können, ist über die Einzelkomponenten hinaus ein Zusammenbau für Zylinder 3 untersucht worden. Wie in

Bild 5 ersichtlich ist die Untersuchung in OT-Stellung erfolgt. Die Koppelstellen wurden, für eine ausreichende Steifigkeit, in analoger Weise zu [1] verklebt (kleines Pleuelauge) bzw. verklemmt (großes Pleuelauge). Die dadurch hergestellte hohe Steifigkeit ist mit denjenigen in den mit Drucköl versorgten Lagerstellen unter Verbrennungsdruck durchaus vergleichbar. Aus einer Vielzahl von Moden ist in **Bild 6** die für diese Untersuchungen relevante und in Analogie zu [7] und [8] hauptverantwortliche Schwingform dargestellt.

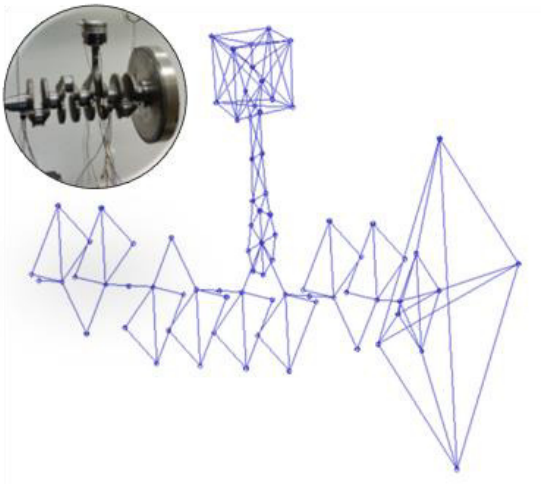


Bild 5: *Knotengeometrie des Zusammenbaus*

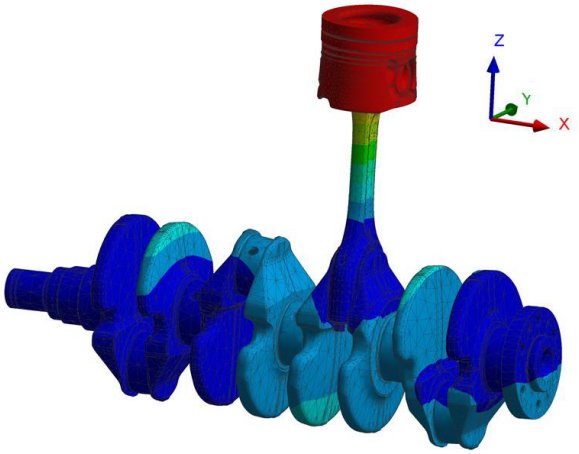


Bild 6: *Longitudinale Streckung und Stauchung des Pleuels bei 4090Hz (EMA)*

Die aus der EMA ermittelte Eigenfrequenz dieser longitudinalen Schwingform des Pleuels liegt bei 4090 Hz und bestätigt erst einmal die Beobachtungen zu **Bild 3**.

3. Schwingungen innerhalb des Kurbeltriebs

3.1 Messtechnik und Applikation

Zur Erfassung der in der EMA identifizierten Eigenschwingung am Pleuel werden 4 Halbleiter-Dehnungsmessstreifen (HL-DMS) eingesetzt. Diese weisen ein geringes Gewicht und eine hohe Empfindlichkeit bei gleichzeitig exzellenter Signalbandbreite auf. Vor allem das Gewicht und die im Vergleich unempfindlichen Signalkabel stellen bei einer Messung von Eigenschwingungen im befeuerten Betrieb einen enormen Vorteil zu beispielsweise Beschleunigungsaufnehmern dar.

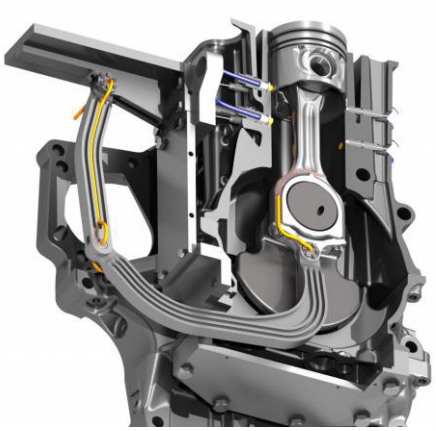


Bild 7: *Messschwinge*

Nachteilig sind die hohe Temperaturabhängigkeit des k-Faktors und die durch die hohe Empfindlichkeit hervorgerufene und ebenfalls temperaturabhängige scheinbare Dehnung.
Die Messdatenübertragung erfolgt über eine Kabelschwinge, welche am großen Pleuelauge über die Pleuelschrauben angebunden ist und eine Signalübertragung von 4 DMS ermöglicht. Die Konstruktion dabei ist so ausgeführt, dass das Bedplate in seiner Steifigkeit nicht negativ beeinflusst wird, siehe **Bild 7**. Durch einen Vergleich zwischen Dehnungssignalen am Pleuel zweier MKS-Simulationen mit und ohne Schwinge ist der Einfluss der Schwinge im Frequenzbereich untersucht worden. Wie aus dem unteren Teil in **Bild 10** ersichtlich, sind Einflüsse nur innerhalb des Frequenzbereichs von 500 bis 2000 Hz erkennbar. Eine Beeinflussung der Messsignale durch die Schwinge im relevanten Frequenzbereich oberhalb von 3000 Hz ist somit auszuschließen.



Bild 8: *DMS-Applikation am Pleuelschaft*

Die Applikation der HL-DMS erfolgt auf angespiegelten Flächen, rechts und links des Pleuelschafts, jeweils am kleinen und am großen Pleuelauge. Wie in **Bild 8** ersichtlich, werden die einzelnen Anschlüsse zuerst mit starren Leitungen bis zur Übergabestelle am großen Pleuelauge verlegt, um anschließend als Kabel in einem Schutzschlauch geführt in die Schwinge überzugehen.
Durch eine speziell entwickelte Driftkompensationsschaltung, wie in **Bild 9** dargestellt, ist trotz hoher Signaldrift ein Einsatz von HL-DMS mit gängigen Trägerfrequenzverstärkern über einen breiten Temperaturbereich möglich. Hierfür sind die HL-DMS in einer Halbbrückenschaltung am Trägerfrequenzverstärker (TFV) angeschlossen.

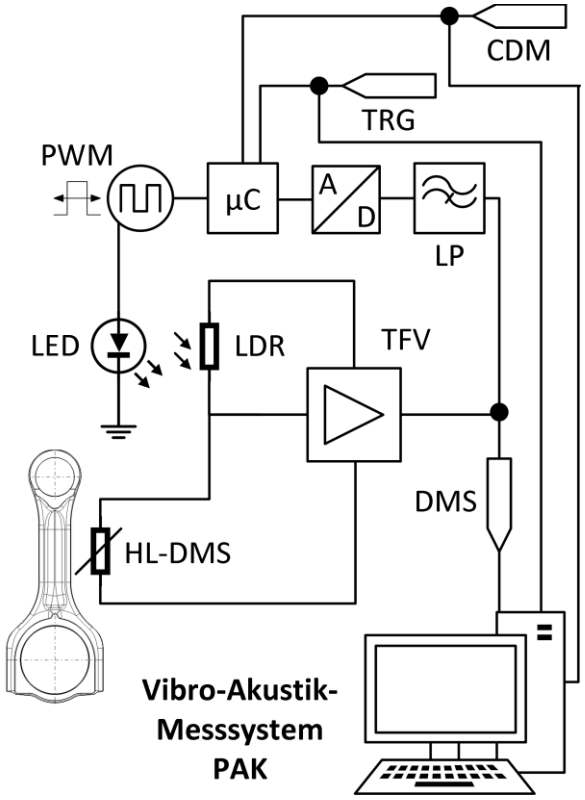


Bild 9: *Verschaltungsschema der Driftkompensation eines HL-DMS*

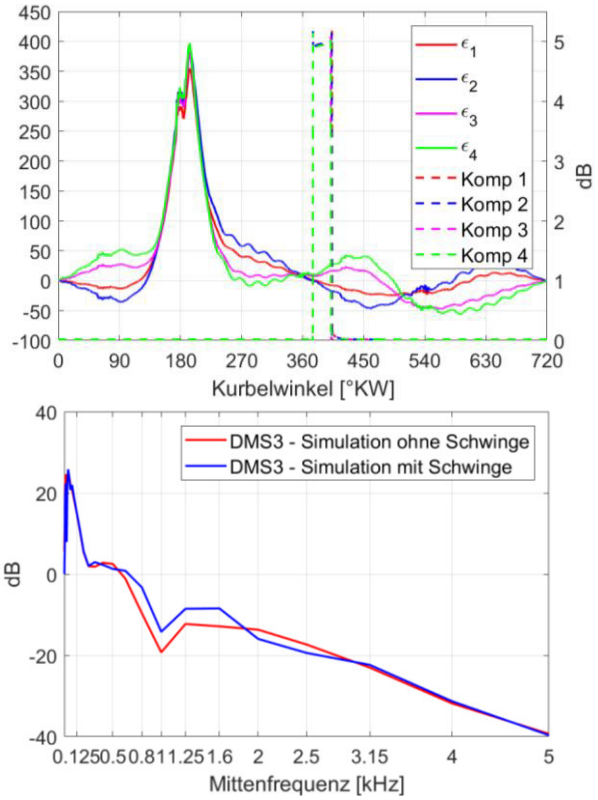


Bild 10: *gemessene DMS-Signale mit Kompensationsbereich (oben), sowie Terzanalyse einer MKS-Simulation mit und ohne Schwinge (unten)*

Die zweite Brückenhälfte wird jedoch erst außerhalb des Motors durch einen lichtempfindlichen Widerstand (LDR) abgebildet. Der Widerstandswert des LDR kann durch das Einstellen der Helligkeit, einer ihm gegenüber befindlichen, LED geregelt werden. Indem die Drehwinkelinformationen der Indizierung (TRG und CDM) im Mikrokontroller berücksichtigt werden, ist ein definierter Regeleingriff außerhalb des für diese Untersuchung interessanten Hochdruckteils umsetzbar. Aus dem oberen Teil in **Bild 10** ist ersichtlich, dass eine Kompensation innerhalb des Bereichs zwischen 375 und 405 °KW stattfindet, welche durch einen Analogausgang des Mikrokontrollers erfasst wird. Bei der Berechnung von Frequenz- und Terzspektren wird daher nur der Hochdruckteil – mit dem ZOT in der Mitte des Analysefensters – analysiert, um etwaige Regelungseinflüsse im Frequenzspektrum zu vermeiden.

3.2 Auswertung und Ergebnisse

Die in **Bild 11** dargestellten Diagramme setzen sich aus den farbigen Frequenzspektren (obere Subplots) und der entsprechenden Kohärenzbetrachtung (untere Subplots) in Schwarz und Grau zusammen. In der oberen Reihe werden der Zylinderdruck in Rot und die Dehnungen am Pleuel (Blau) gegenübergestellt. Die mittlere Reihe vergleicht den Zylinderdruck mit den Beschleunigungen am Hauptlager (Grün), während die untere Reihe den Vergleich der gemittelten Dehnung aller 4 DMS zu den Hauptlagerbeschleunigungen darstellt. Die linke Diagrammspalte stellt hierbei die Basisapplikation dpB und die rechte Seite den maximalen Druckgradienten dp7 dar.

Für die Kohärenzbetrachtungen wird auf die in [11] und [12] angewandte einfache Kohärenz aus gemittelten Eingangs- und Ausgangssignalen zurückgegriffen, siehe **Gleichung (1)**.

$$\gamma_{xy}^2(f) = \frac{|CPS_{xy}|^2}{APS_{xx} * APS_{yy}} \qquad \textit{Gleichung (1)}$$

Allgemein ist zwischen dem Zylinderdruck und den Bauteilschwingungen am Pleuel (gemittelt über alle 4 HL-DMS) und am Hauptlager eine hohe lineare Abhängigkeit (γ^2 > 0.9) mit einer abnehmenden Tendenz ab 3.5 kHz erkennbar. Ab einer Kohärenz unterhalb 0.8 sind nach [12] keine linearen Anteile zwischen Ein- und Ausgangssignal vorhanden. Diese Schwelle wird im Basisbetriebspunkt vor allem in den Bereichen 800 bis 1250 Hz und 1800 bis 2200 Hz, welche eine Beeinflussung durch die Schwinge vermuten lassen, sowie oberhalb von 4.5 kHz unterschritten. In den beiden ersten Bereichen ist auch die Kohärenz zwischen Pleueldehnungen und Hauptlagerbeschleunigung in Hubrichtung häufig kleiner 0.8, während sich diese sonst sogar hauptsächlich oberhalb von 0.95 befindet.
Beim Betriebspunkt dp7 (rechts) sind diese Beobachtungen in analoger Weise zu erkennen. So ist die tendenzielle Abnahme der Kohärenz zwischen Zylinderdruck und Dehnungen oder Beschleunigungen ebenfalls vorhanden, während die vermeintlichen Schwingen-Einflüsse infolge der dominierenden Anregung durch die Verbrennung abnehmen.
In beiden Betriebspunkten besonders hervorzuheben ist der konstant hohe lineare Anteil zwischen Pleueldehnungen und Beschleunigungen am Hauptlager in Hubrichtung (Schwarz) von nahezu 1, welcher ab 2.5 kHz bis zu einem Einbruch bei nahezu 5 kHz vorliegt. Dieses Verhalten lässt auf einen direkten Zusammenhang zwischen den Bauteilschwingungen schließen.

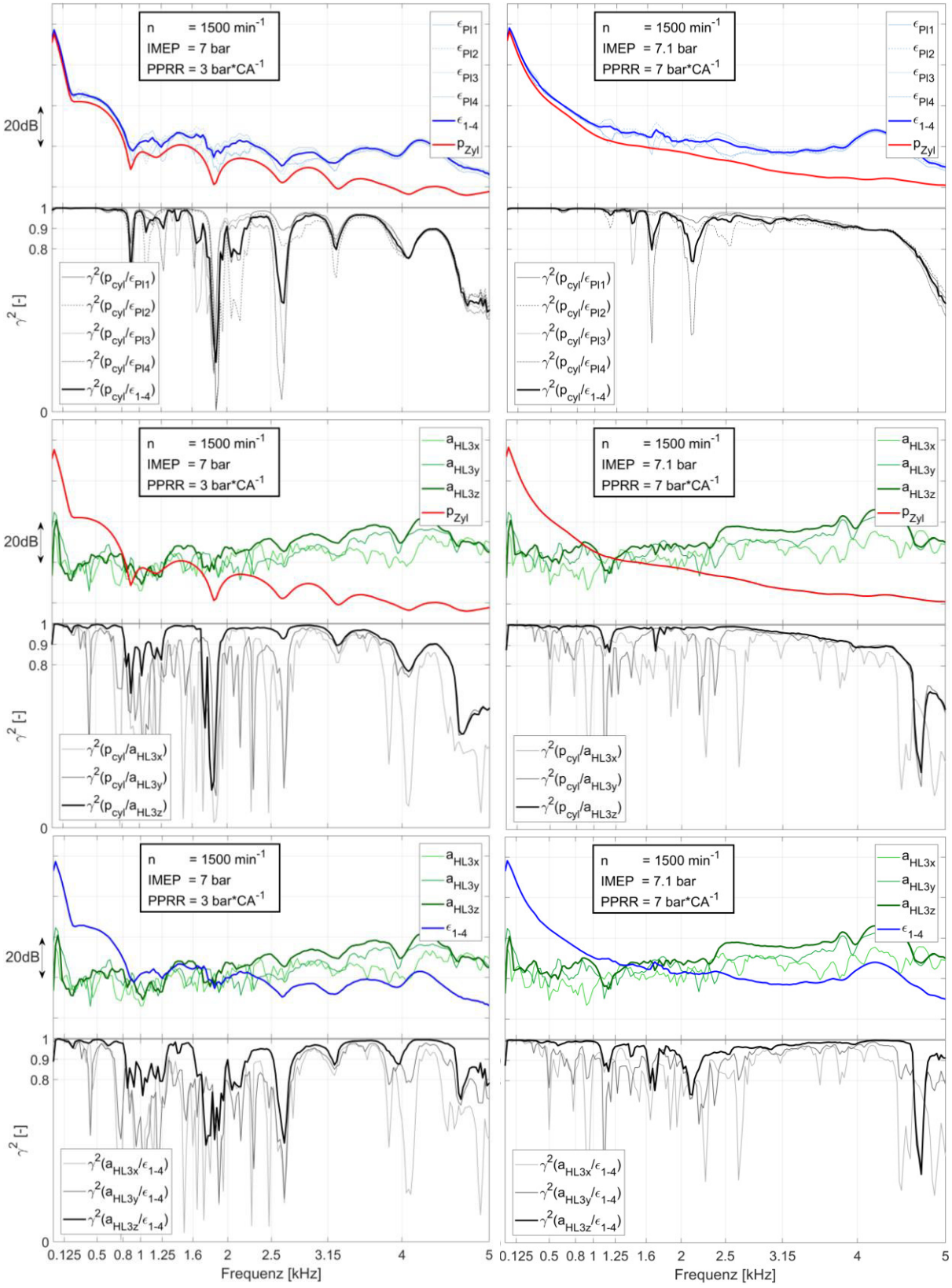


Bild 11: *Kohärenzbetrachtungen zwischen Zylinderdruck und Pleueldehnungen (oben), zwischen Zylinderdruck und Beschleunigungen am Hauptlager (Mitte) sowie zwischen Pleueldehnungen und Beschleunigung am Hauptlager in Hubrichtung (unten), jeweils für die Basisapplikation (links) und den maximalen Druckanstiegsgradienten (rechts)*

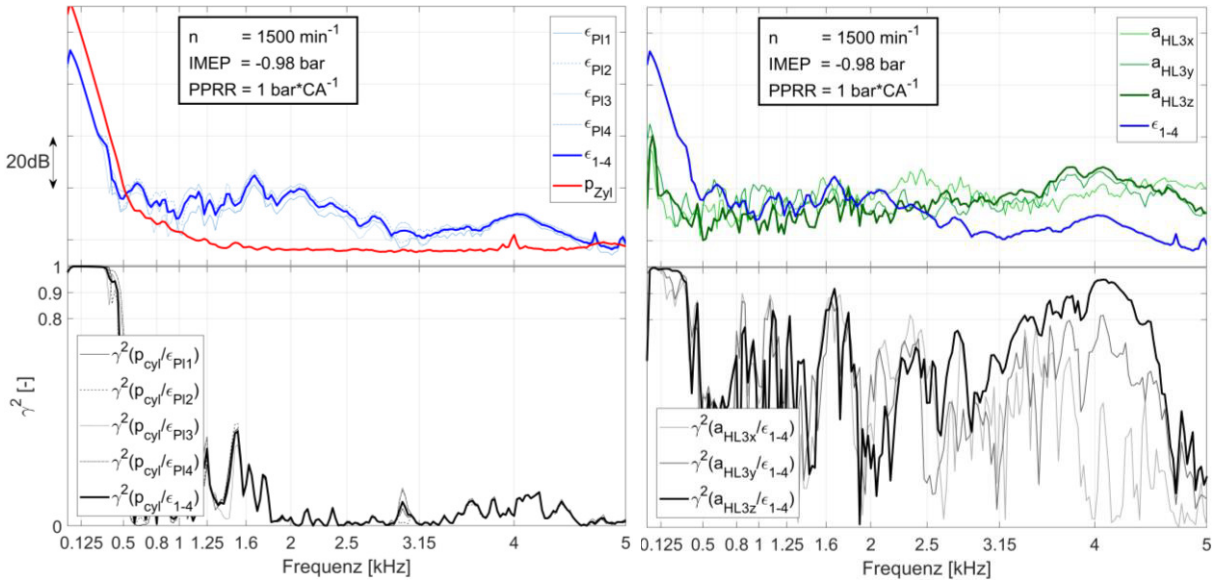


Bild 12: *Kohärenzbetrachtungen im geschleppten Betrieb*

Wird zusätzlich der geschleppte Betriebspunkt bei gleicher Drehzahl betrachtet, wie in
Bild 12 dargestellt, ist ersichtlich, dass zwischen dem Zylinderdruck und den Komponentensignalen oberhalb von 500 Hz keinerlei linearen Anteile mehr vorhanden sind, während zwischen Pleueldehnung und Hauptlagerbeschleunigung zwischen 3.5 und 3.9 kHz eine Kohärenz größer 0.8 und zwischen 3.9 und 4.4 kHz sogar oberhalb von 0.9 vorliegt. Dieses Verhalten belegt in erster Linie die lineare Abhängigkeit zwischen den Vorgängen am Pleuel und denen am Hauptlager.
Weitere Rückschlüsse lassen sich durch Anwendung einer Kurzzeit-Frequenzanalyse, wie sie in **Bild 13** dargestellt ist, ableiten. In analoger Darstellungsweise ist der Zylinderdruck (2. Reihe) über den Dehnungen am Pleuel (3. Reihe) und den Beschleunigungen am Hauptlager in Hubrichtung (unterste Reihe) dargestellt. In der obersten Reihe sind zusätzlich die Verläufe des Zylinderdrucks und der Druckgradienten im Zeitbereich dargestellt. Die linke Spalte stellt den Schubbetrieb S, die mittlere die Basisapplikation dpB und die rechte Spalte den maximalen Druckgradienten dp7 dar.
Der große Vorteil dieser Analysetechnik ist die hohe zeitliche Auflösung und die damit verbundene engere Eingrenzung auf die Verbrennung des mit Messtechnik bestückten Zylinders 3.
Bei geschlepptem Motor ist zum Zeitpunkt des ZOT, bei einer Zeit von 0.778 s, keine direkte Verbindung zwischen Zylinderdruck und Bauteilschwingungen erkennbar. Die vorhandenen erhöhten Pegel im Bereich oberhalb von 4 kHz belegen die aus der EMA gewonnene Schwingform des Pleuels innerhalb des Kurbeltriebs, welche selbst ohne eine Verbrennung auch noch im Hauptlager leicht vorhanden sind.

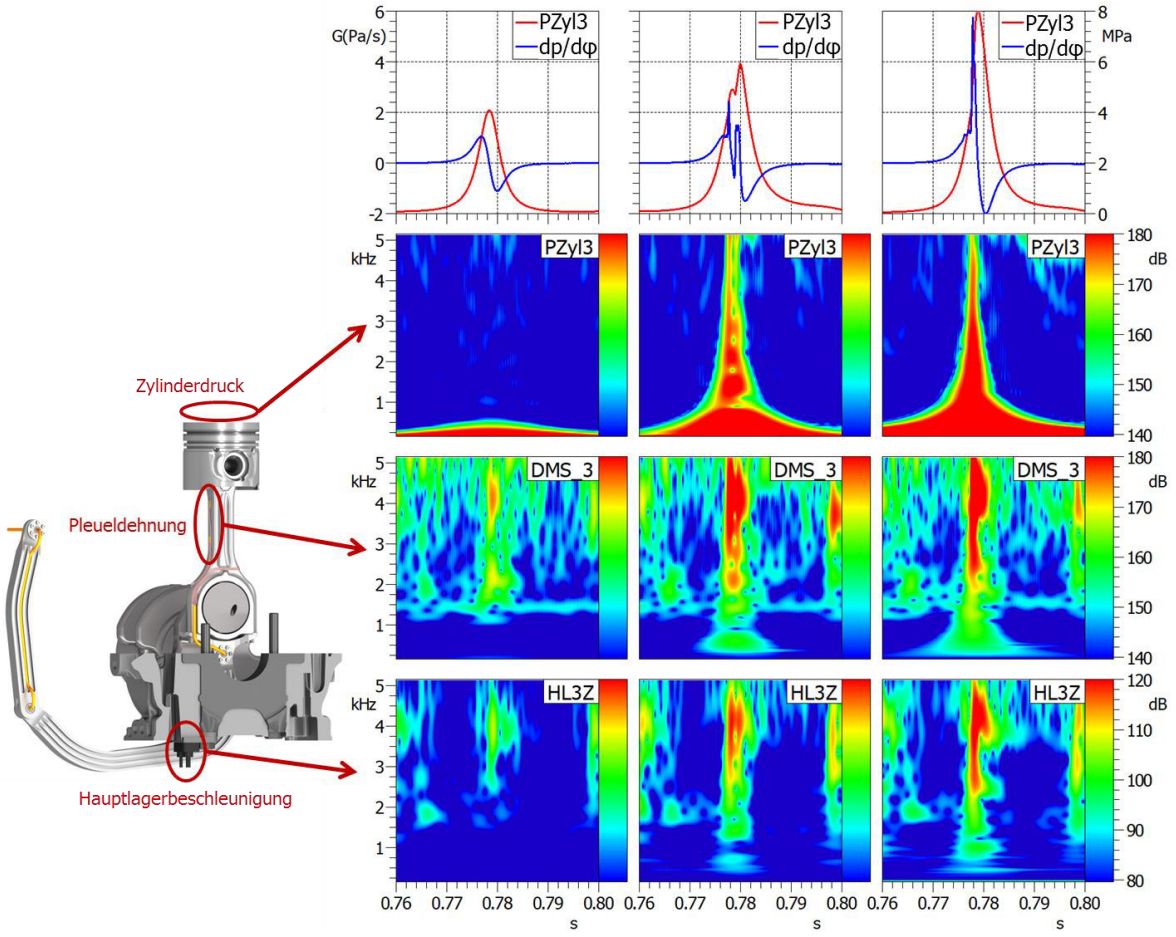


Bild 13: *Kurzzeit-Frequenzanalyse mittels Morlet-Wavelet*

In den befeuerten Betriebspunkten dpB und dp7 verstärken sich die Pegel im Bereich um 4 kHz nochmals deutlich und nehmen einen weitaus größeren Frequenzbereich in Anspruch. Die zeitliche Lage der maximalen Schwingungspegel wird eindeutig durch die maximalen Druckgradienten initiiert. Im Betriebspunkt dpB ist sogar eine Differenzierung zwischen Pilot- und Haupteinspritzung möglich. Die Erhöhung der Anregung im Betriebspunkt dp7 hat eine weitere Ausbreitung der Schwingungen zur Folge. Es ist jedoch festzuhalten, dass die Schwingungen oberhalb von 4 kHz eine deutlich längere Zeit andauern und daher auch einen erheblich höheren Beitrag im Frequenzspektrum des gesamten Hochdruckteils leisten.

4. Vorgänge im Kolben-Zylinder Kontakt

Um stetige Fortschritte in den EHD/MKS-Simulationstechniken zu ermöglichen ist neben dem inneren Körperschallleitweg auch der äußere Körperschallleitweg zu betrachten. Dieser wird in erster Linie durch vom Kolben verursachte Stoßvorgänge verursacht, welche über das Zylinderrohr an das Kurbelgehäuse übertragen werden [13]. Die hierfür getätigten experimentellen Untersuchungen befassen sich nur indirekt mit der Bewegung des Kolbens, sondern beleuchten vielmehr den Schmierfilm zwischen Kolben und Zylinder und dessen Dämpfungseigenschaften.

4.1 Temperaturermittlung der Kolben-Zylinderpaarung

In einer ersten Untersuchung werden durch Ermittlung der Temperatur des Kolbens und des Zylinderrohrs im Betrieb Inputvariablen für eine inverse Temperaturberechnung, wie z.B. in [14] angewandt, generiert. Diese ermöglicht eine sehr genaue Ermittlung der Warmkonturen im Kolben-Zylinderkontakt und damit eine verbesserte Abbildung der Spaltweite im Simulationsmodell. Realisiert wird dies über eine telemetriegestützte Temperaturmessung an 12 Positionen im Kolben und entsprechend 32 Positionen im Zylinderrohr mit kabelgebundener Signalübertragung. Die Thermoelemente im Kolben werden an die beiden unterhalb der Bolzenbohrung befestigten Signalverstärker angeschlossen. Die eigentliche Signalübertragung erfolgt dann induktiv im Bereich des unteren Totpunktes durch Eintauchen der am Kurbelgehäuse befestigten Statorantenne in die im Kolben befindliche Tauchspule.
Bei der Auswahl der Messstellen ist eine Erfassung der höchsten sowie der niedrigsten Temperaturbereiche ebenso wichtig wie eine geeignete räumliche Verteilung der Stützstellen.

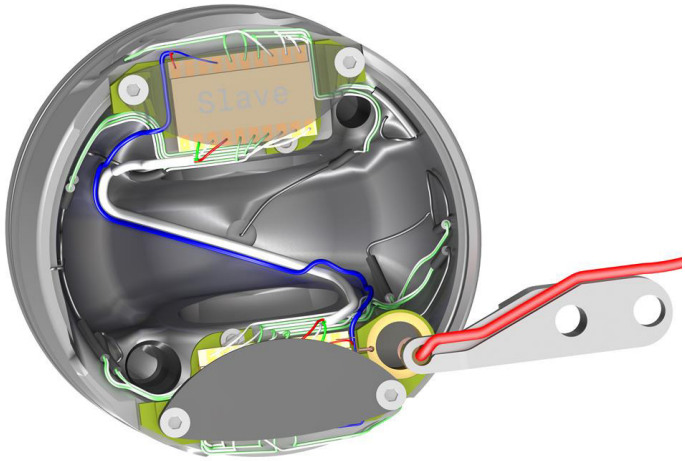


Bild 14: *Temperatursensoren am Kolben*

In **Bild 14** und **Bild 15** ist die umgesetzte Applikation der verwendeten Typ K Thermoelemente dargestellt. Im Zylinder sind die radial applizierten Thermoelemente symmetrisch auf Druck- und Gegendruckseite über dem gesamten Hub verteilt. Messstellen im Muldengrund, an der Muldenspitze und dem Muldenrand erfassen die Regionen hoher Kolbentemperaturen, während eine Position am unteren Kolbenhemd die Region niedrigster Temperatur abbildet. Die restlichen Messstellen sind analog zum Zylinder symmetrisch im Kolben verteilt.

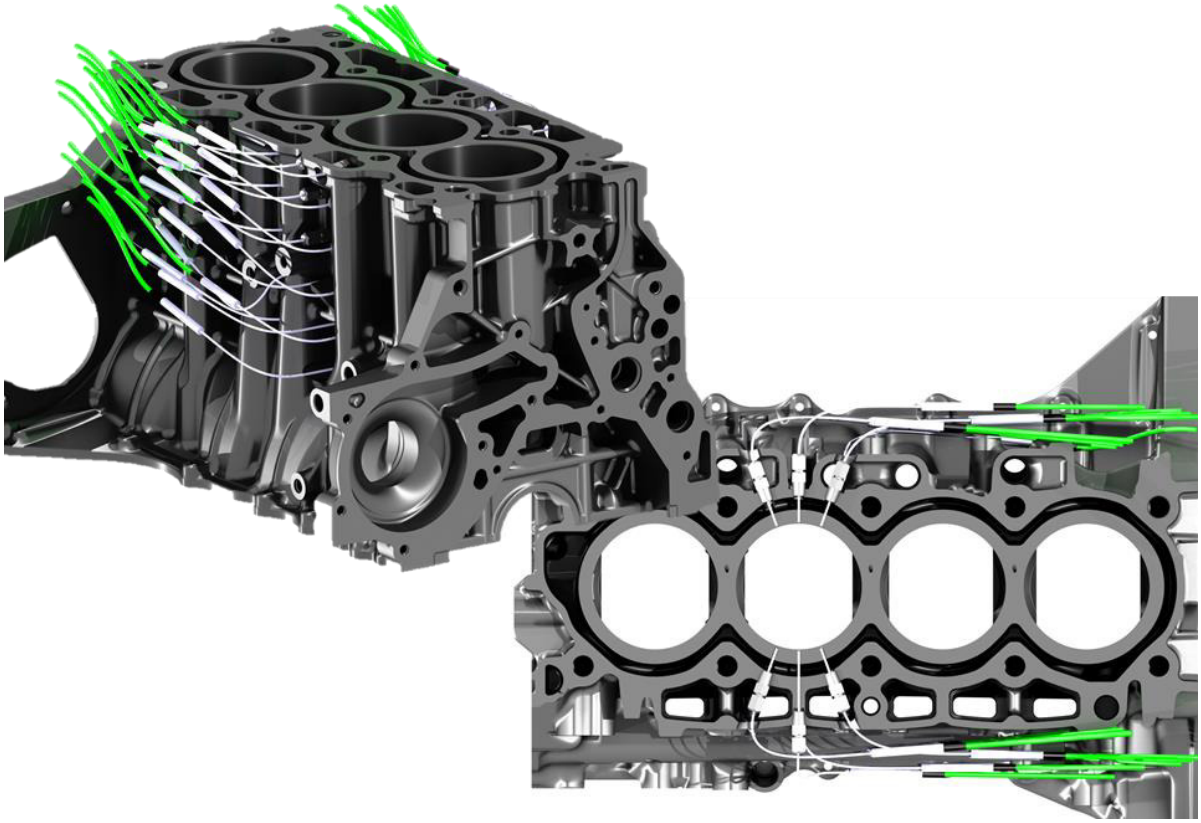


Bild 15: *Temperatursensoren am Zylinderrohr*

Eine Erweiterung durch digitale Stützstellen in Bereichen konstanter Temperatur ergeben ausreichend detaillierte Temperaturverläufe innerhalb der Bauteile. Beispielhaft für den Kolben ist in **Bild 16** der hieraus resultierende Temperaturverlauf dargestellt.

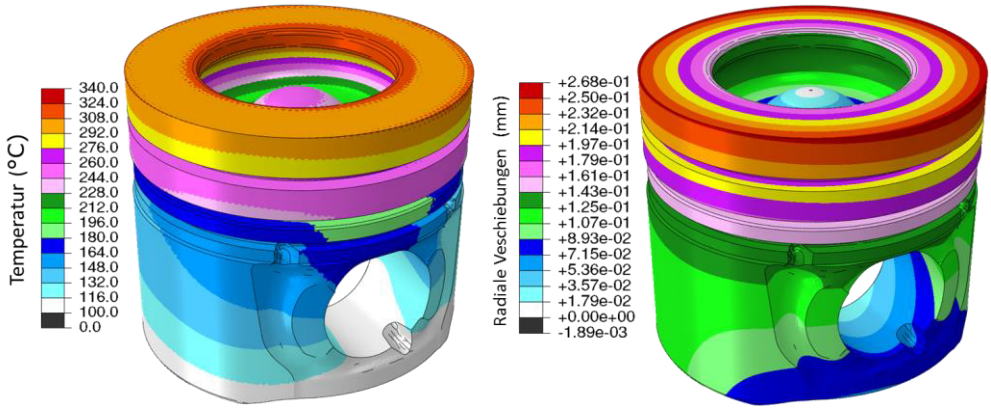


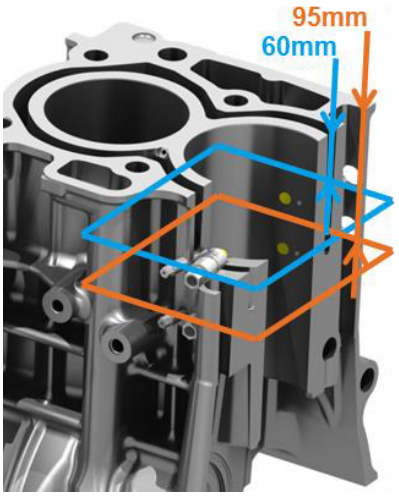
Bild 16: *Berechneter Temperaturverlauf durch Stützstellenerweiterung von 12 Messpositionen [15]*

4.2 Ermittlung der Ölfüllmenge im Schmierspalt

Als zweite messtechnisch ermittelte Größe zur verbesserten Abbildung des Kolben-Zylinderkontakts wird mittels kombinierter Spaltweitenmessung die Ölfüllmenge zwischen Zylinder und Kolben bestimmt.
Hierfür werden als Referenzsensoren berührungslose Abstandssensoren auf wirbelstrombasis verwendet, wie sie z.B. auch in der Kolbensekundärbewegungsmessung eingesetzt werden. Dieses Messprinzip basiert auf vom Sensor erzeugten Wirbelströmen, welche von einem elektrisch leitfähigen Messpartner gedämpft werden. Die notwendige Änderung in der Speisespannung ist proportional zum Abstand des Messpartners. Dies macht Wirbelstromsensoren unempfindlich gegenüber nichtleitenden Isolationsschichten, wie z.B. Motorenöle.
Zusätzlich zu den Wirbelstromsensoren werden berührungslose kapazitive Abstandssensoren eingesetzt. Diese Sensortechnologie ist mit einem Plattenkondensator vergleichbar, dessen Kondensatorplatten durch Sensor und Messobjekt gebildet werden. Die Kapazität des entstehenden Kondensators ist einzig vom Abstand der beiden Platten und vom sich dazwischen befindlichen Dielektrikum abhängig. Aufgrund einer von Luft verschiedenen Dielektrizitätskonstante des Öls wird somit der gemessene Abstandswert, im Falle von Öl zwischen Sensor und Messpartner, vom tatsächlichen Abstand abweichen. Dieses Prinzip bedingt vorhandene Messfehler, wird mit dem Referenzabstand des Wirbelstromsensors verrechnet und ergibt dadurch die Menge an Öl im Schmierspalt.
Voruntersuchungen haben belegt, dass der entstehende Messfehler von der Verteilung von Öl und Luft im Spalt unabhängig ist. Die ermittelte Abstandsabweichung von einer Öl-Luft-Mischung (verschäumtes Öl) und von zwei voneinander getrennten Phasen von Luft und Öl ist als identisch nachgewiesen. Durch die Kenntnis der Dielektrizitätskonstante des Öls mittels Referenzsensor in der Ölwanne und einer vorherigen gemeinsamen Kalibrierung der eingebauten wirbelstrombasierten und kapazitiven Sensoren im Zylinder kann die Isolationsschichtdicke, oder Ölfilmdicke, d_{ISO} durch umstellen von **Gleichung (2)** berechnet werden.

$$\frac{C_{ges}}{C_L} = \frac{1}{1 - \frac{d_{Iso}}{d}\left(1 - \frac{\varepsilon_L}{\varepsilon_{Iso}}\right)} = \frac{U_L}{U_{Mess}} \qquad \textit{Gleichung (2)}$$

Insgesamt sind im Zylinder auf Druck- und Gegendruckseite jeweils 2 Sensorpaare in einem Abstand von 60 und 95 mm von der Trennfläche zum Zylinderkopf appliziert, siehe **Bild 17**.
Zur Herstellung einer zusammenhängenden Zylinderoberfläche samt serienmäßiger Plateau-Honoberfläche, wie sie in **Bild 18** erkennbar ist, ist der kapazitive Sensor mit einer elektrisch isolierenden und dennoch mechanisch bearbeitbaren Schutzkappe ausgeführt. Eine erneute Honbearbeitung der Zylinderbohrung mit applizierten Sensoren und die Verwendung eines Übermaßkolbens ermöglichen die Herstellung einer identischen Kolben-Zylinderpaarung wie in der Serie.



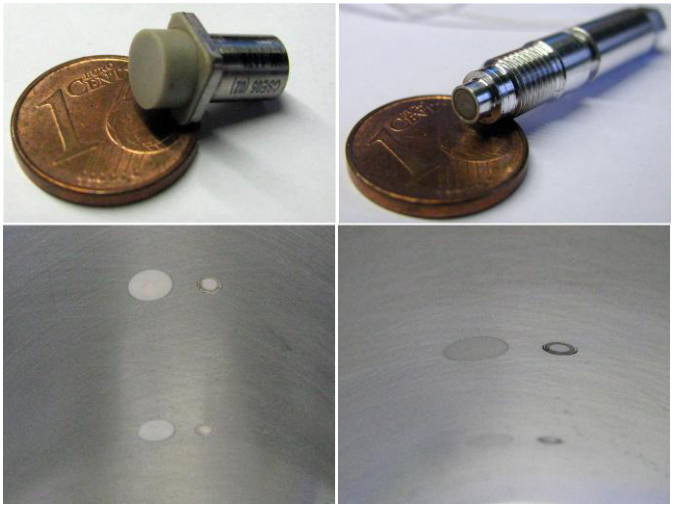


Bild 17: *Sensorapplikation und Messebenen im Zylinder*

Bild 18: *Berührungslose Abstandssensoren in ausgebautem (oben) und fertig applizierten Zustand*

Da die Sensoren im Zylinder untergebracht sind, steht kein kontinuierliches Messsignal über dem Hub zur Verfügung. Die nicht nutzbaren Bereiche der beispielhaften Ergebnisse für den Betriebspunkt dpB in **Bild 19** und **Bild 20** sind daher ausgegraut dargestellt.

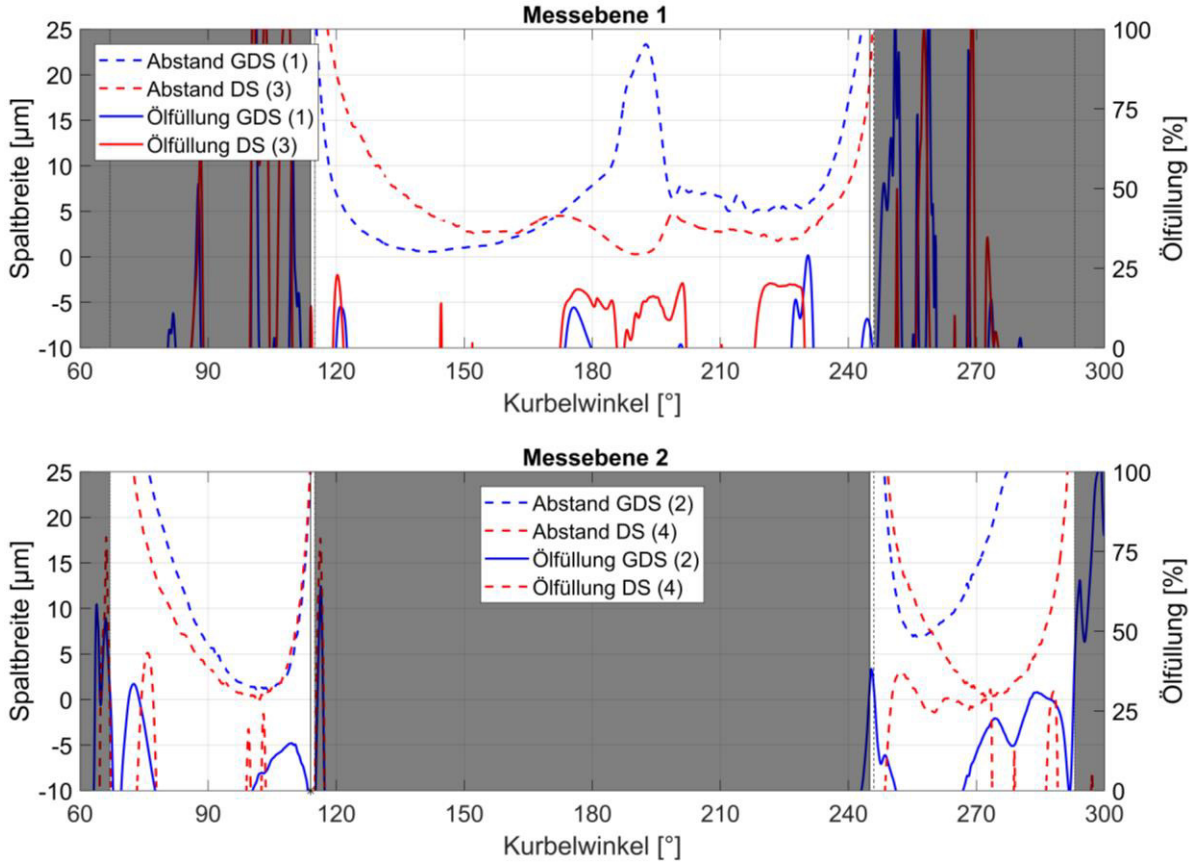


Bild 19: *Gemessene Abstandssignale und berechnete Ölmenge in Prozent im Hochdruckteil*

Der obere Subplot stellt jeweils die Messebene 1 auf Position des unteren Kolbenhemds in ZOT und der untere Teil die Messebene 2 auf Höhe der maximalen Kolbengeschwindigkeit dar. In Rot ist die Druck- und in Blau die Gegendruckseite (GDS) dargestellt. Während gestrichelte Linien den Referenzabstand zwischen Kolben und Zylinder darstellen, sind in durchgezogenen Linien die berechneten Ölfüllmengen aufgetragen.

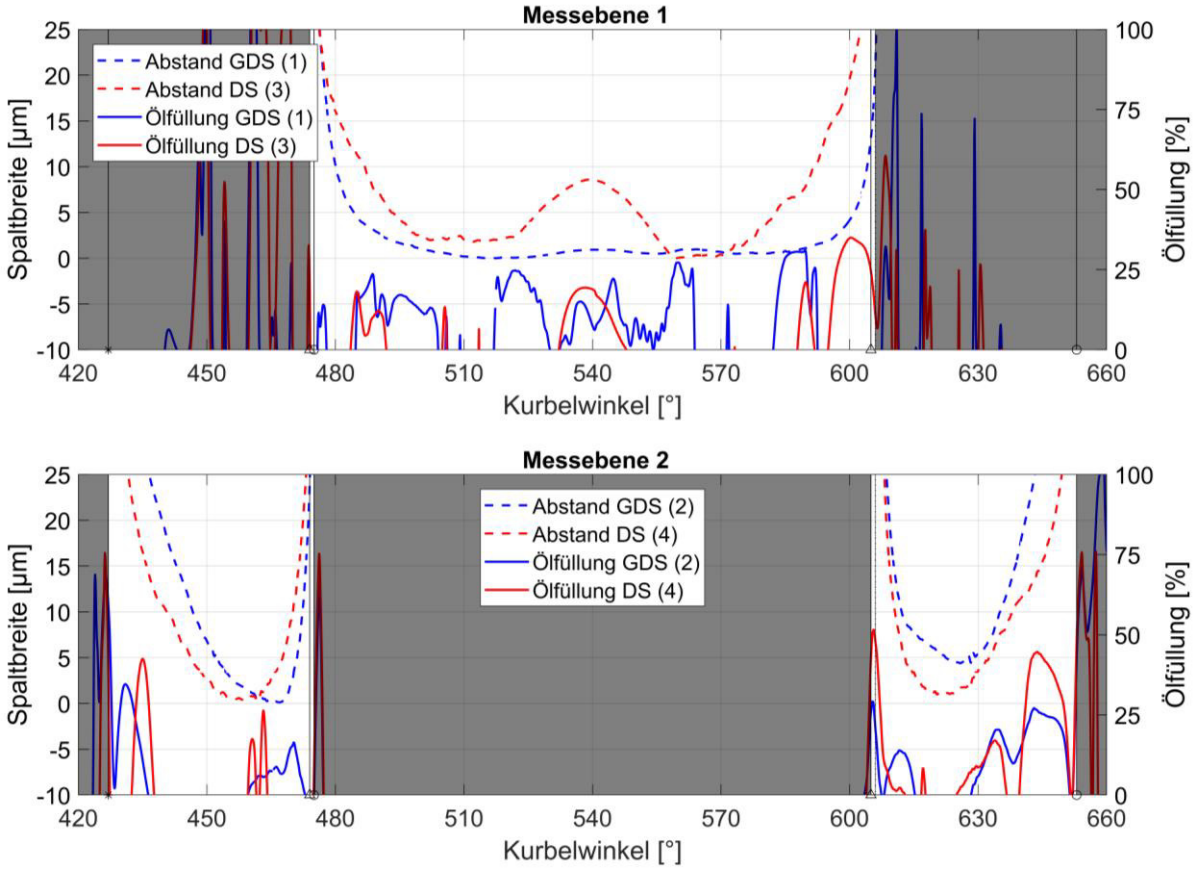


Bild 20: *Gemessene Abstandssignale und berechnete Ölmenge in Prozent für den Ladungswechsel*

Die offensichtlich nicht kontinuierlichen Signale der berechneten Ölmenge im Schmierspalt sind auf unplausible Abstandswerte der kapazitiven Sensoren zurückzuführen. Eine Ursache hierfür konnte zum Zeitpunkt der Berichterstellung noch nicht bestimmt werden. Dennoch ist eine Aussage über die mittlere Ölfüllung im Spalt zwischen Kolben und Zylinder von 25% möglich.

5. Zusammenfassung

Anhand teils gängiger Analysen wie z.B. der Temperaturermittlung von Kolben und Zylinder, aber vor allem anhand von speziell entwickelten Messmethoden für eine optimierte Erfassung von Schwingungen direkt am inneren Körperschallleitweg auf dem Pleuel oder der Ermittlung der Ölmenge im Schmierspalt zwischen Kolbenhemd und Zylinder konnten teils neue Eingangs- und Validierungsgrößen für die NVH-Simulation gewonnen werden, welche eine verbesserte Vorhersagefähigkeit am Vollmotor ermöglicht.

Die Kenntnis von den über den Pleuel geleiteten Schwingungen ermöglicht eine gezielte Bewertung des Frequenzinhalts von Simulationsmodellen direkt an dem Bauteil, an welchem diese auftreten. Der Einfluss von Bauteilresonanzen und der Dämpfung in den einzelnen Lagerstellen des Kurbeltriebs lässt sich dadurch deutlich genauer voneinander separieren.
Eine speziell auf eine nachfolgende inverse Temperaturberechnung ausgelegte Erfassung von Bauteiltemperaturen an Kolben und Zylinder ermöglicht die Verwendung exakter Warmkonturen innerhalb der verwendeten EHD/MKS-Simulationstools, um die Darstellung der Spaltweite weiter zu verbessern.
Durch eine erstmalig eingesetzte kombinierte Spaltweitenmessung zwischen Kolbenhemd und Zylinder ist es möglich, Aussagen über die Ölfüllmenge im wichtigsten der nicht mit Drucköl versorgten hydrodynamischen Kontakte des Verbrennungsmotors zu treffen. Eine Weiterentwicklung dieser Messmethode kann darüber hinaus die Aussagefähigkeit weiter verbessern sowie deren Einsatzmöglichkeiten auf andere Lagerstellen und tribologische Kontakte erweitern.

Danksagung

Der spezielle Dank gilt dem Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (BMWi) für die Finanzierung des Forschungsvorhabens, in dessen Rahmen diese Untersuchungen durchgeführt worden sind.

Ein weiterer Dank gilt der Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen „Otto von Guericke (AiF) e.V. und der Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen (FVV) e.V., sowie allen Mitgliedern und Kollegen unter deren Mithilfe diese Tätigkeiten durchgeführt worden sind.

Literaturverzeichnis

[1] F. Felbinger and D. Hrdina, *FVV-Abschlussbericht - Laufzeugdynamik I,* Frankfurt a.M.: FVV, 2013.

[2] K. Finger, *Untersuchungen zur Kraftanregung durch die Verbrennung beim direkteinspritzenden Common-Rail Dieselmotor unter Berücksichtigung des Körperschallverhaltens,* Dissertation: Technische Universität Darmstadt, 2001.

[3] S. Heuer, *Verbrennungsgeräusch des direkteinspritzenden Hubkolbenmotors,* Dissertation: Technische Hochschule Aachen, 2001.

[4] V. Göhringer, *Beitrag zur experimentellen Bestimmung des Strukturübertagungsmaßes von Dieselmotoren,* Dissertation: Universität Stuttgart, 2008.

[5] H. Stoffels, *Noise and vibration characteristics of dual-combustion-mode gasoline-direct-injection engines,* PhD Thesis: University of Cambridge, 2007.

[6] V. Göhringer, U. Philipp and M. Bargende, "Verbrennungsgeräuschoptimierung von Dieselmotoren auf Basis der motorspezifischen Strukturdämmung," in *Motor- und Aggregate-Akustik II*, Magdeburg, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, 2005, pp. 265-284.

[7] Y. Kanda and T. Moori, *Diesel Combustion Noise Reduction by Controlling Piston Vibration,* doi:10.4271/2015-01-1667: SAE Int. J. Engines 8(4), 2015.

[8] D. Hrdina, *Untersuchungen des Schwingungs- und Geräuschverhaltens des Kurbeltriebs eines Verbrennungsmotors,* Dissertation: Universität Stuttgart, 2016.

[9] F. Felbinger, *Körperschallanalyse von gekoppelten Kurbeltriebskomponenten auf Basis moderner EHD/MKS-Simulationstechniken,* Dissertation: Universität Kassel, 2014.

[10] J. Seifriedsberger and P. Rumplmayr, *Evaluation of the combustion noise of passenger car diesel engines,* doi 10.1007/s41104-016-0001-5: Automot. Engine Technol. (2016) 1:47-57, 2016.

[11] T. Luft, W. Henze, K. Hintz and H. Tschöke, "Partielle Analyse und Simulation von Körperschallleitwegen an einem Dieselmotor unter Nutzung Neuronaler Algorithmen," in *36. Jahrestagung für Akustik DAGA*, Berlin, 2010, pp. 115-116.

[12] T. Luft, *Aktive und passive Schallreduktion am Dieselmotor,* Dissertation: Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, 2016.

[13] M. Helfer, *Zur Anregung und Ausbreitung des vom Kolben erregten Geräusches,* Dissertation: Universität Stuttgart, 1994.

[14] A. Rienäcker, *Instationäre Elastohydrodynamik von Gleitlagern mit rauhen Oberflächen und inverse Bestimmung der Warmkonturen,* Dissertation: Technische Hochschule Aachen, 1995.

[15] W. Gross, A. Rabanizada and K. Markstädter, *FVV-Abschlussbericht - Laufzeugdynamik II,* Frankfurt a.M.: FVV, 2017.

Ganzheitlicher systematischer Ansatz zur Ermittlung von NVH-Zielwerten für Systeme und Komponenten von konventionellen und elektrifizierten Fahrzeugen

Christoph Steffens, Michael Kauth

Abstract

To ensure desired product quality in engine, transmission and vehicle development, target values and acceptance criteria both on system and component level must be defined early and monitored throughout the development process. While such a target definition on component level is straightforward for some aspects, defining NVH targets for components and interfaces is a complicated matter due to the interactive nature of NVH behavior.

By employing transfer path analysis, FEV proposes a new approach for transmission NVH target-setting on component level. Allowable levels for sound pressure and vibration at the component are defined based on allowable sound pressure levels in the interior of the vehicle. Contributions by airborne and structure-borne transfer paths are considered in order to allocate permissible excitations for each path on component level.

The approach is illustrated with a case study where tonal transmission noise components had been identified in the vehicle's interior for one transmission, while a second transmission's NVH behavior was unsuspicious. For tonal transmission noise components, the allowable level in the interior is determined via a tonality parameter taking into account present masking noise and psychoacoustic principles. From there, transfer path analysis principles are followed to define sound pressure and vibration targets for the transmission on component level. Subsequently the presented approach will be validated. The same procedure can be adapted to e-motors in pure electric or hybrid vehicles.

Kurzfassung

Um die gewünschte Produktqualität in der Motor-, Getriebe- und Fahrzeugentwicklung sicherzustellen, müssen Zielwerte und Akzeptanzkriterien sowohl auf System- als auch auf Komponentenebene frühzeitig definiert und im Entwicklungsprozess überwacht werden. Während eine solche Zieldefinition auf Komponentenebene für manche Disziplinen einfach ist, ist die Definition von NVH-Zielen für Komponenten und Schnittstellen aufgrund der interaktiven Natur des NVH-Verhaltens eine komplizierte Angelegenheit.

Unter Verwendung der Transferpfadanalyse schlägt FEV einen neuen Ansatz zur Bestimmung von Geräuschzielwerten auf Komponentenebene vor. Die zulässigen Werte für den Schalldruck und die Schwingungen am Bauteil werden anhand zulässiger Fahrzeuginnengeräuschpegel festgelegt. Dabei werden die Beiträge über Luft- und

Körperschallübertragungswege separat betrachtet, um zulässige Anregungen für jeden Pfad auf Komponentenebene zuzuweisen.

Der Ansatz wird anhand einer Fallstudie veranschaulicht, bei der in einem ersten Schritt tonale Geräuschkomponenten eines Getriebes im Fahrzeuginneren identifiziert wurden. Für die tonalen Geräuschkomponenten wird dann der zulässige Pegel im Fahrzeuginneren über einen Tonalitätsparameter unter Berücksichtigung des aktuellen Maskierungsgeräusches und der Psychoakustik bestimmt. Von dort aus werden nach den Prinzipien der Transferpfadanalyse Schalldruck- und Vibrationsziele für das Getriebe auf Komponentenebene definiert. Der vorgestellte Ansatz wird anschließend validiert. Grundsätzlich ist diese Vorgehensweise auch auf Elektromotoren bei rein elektrischen oder Hybridfahrzeugen anwendbar.

1. Einleitung

Für heutige und sicherlich auch für zukünftige Fahrzeuge wird die wahrgenommene Produktqualität maßgeblich durch das Geräusch- und Schwingungsverhalten beeinflusst – sowohl in Bezug auf den Geräuschpegel als auch möglicherweise in noch stärkerem Maße durch die Geräuschqualität. Wie bei allen wichtigen Produkteigenschaften muss das Geräusch- und Schwingungsverhalten während des gesamten Entwicklungsprozesses berücksichtigt werden. Zielwerte und Akzeptanzkriterien müssen für viele einzelne Komponenten und Aspekte definiert und überwacht werden, um die gewünschten Eigenschaften des Endproduktes zu gewährleisten. Während dies für einige Aspekte eher unkompliziert ist – das zulässige Gesamtgewicht kann in Gewichtsziele für einzelne Komponenten heruntergebrochen werden –, ist die Definition von NVH-Zielen für Komponenten und Schnittstellen aufgrund des interaktiven Charakters des NVH-Verhaltens eine kompliziertere Angelegenheit.

Die aktuell zur Anwendung kommenden Geräusch- und Schwingungsziele sowie Akzeptanzkriterien z. B. für Getriebe unterscheiden sich innerhalb der Automobilindustrie erheblich. Häufig werden beim OEM und beim Getriebehersteller unterschiedliche Ziele und Kriterien verwendet. Diese unterscheiden sich nicht nur in Bezug auf die konkreten Werte, sondern folgen oft auch völlig unterschiedlichen Ansätzen. FEV führt in diesem Artikel einen neuen Ansatz ein, der die Kette von der Quelle zum Fahrzeuginneren unter Verwendung von Geräuschqualitätskennwerten und der Transferpfadanalyse (TPA) umkehrt.

2. Getriebegeräuschmechanismen

Getriebe können die Quelle bestimmter charakteristischer Geräuschphänomene sein. Die beiden wichtigsten sind Rasselgeräusche und das Heulen. Rasselgeräusche sind impulsartige Geräusche, die durch stochastisch verteilte Stöße hervorgerufen werden. In heutigen Automobilen ist das Rasseln mit zyklischen Drehzahlschwankungen verbunden, die durch den Verbrennungsmotor induziert werden. Die Getriebeeingangswelle folgt diesen Drehzahlschwankungen. Alle Zahnradpaare, die nicht belastet sind, unterliegen aufgrund der Trägheit wechselnden Zahnkontakten. Rasselgeräusche hängen stark von einer Anzahl von Qualitätsparametern, dem Getriebetyp und dessen Layout ab. Eine Reihe weiterer Geräuschprobleme können direkt oder indirekt mit dem

Getriebe in Zusammenhang stehen, wie zum Beispiel Schalt- oder Clonk-Geräusche [1]. Im Fokus dieser Arbeit steht die Bewertung von tonalen Geräuschen. Die dargestellten Prinzipien lassen sich jedoch auch auf andere Geräuschaspekte übertragen.

Heulgeräusche sind wohl – gerade im Zusammenspiel mit Elektromotoren - das kritischste potentielle Geräuschproblem heutiger Getriebe. Die sich ändernde wirksame Zahnsteifigkeit beim Abwälzen der Zähne führt zu periodisch wechselnden Kräften, die tonale Geräusche und Vibrationen anregen. Ein zweiter Mechanismus, der zu einem tonalen Geräusch führt, resultiert aus Stößen zwischen sich berührenden Zähnen. Während in der Theorie die Zähne kontinuierlich Kontakt haben, behindern endliche Steifigkeit und Abweichungen von idealen Geometrien und anderen Parametern diese optimale relative Bewegung der eingreifenden Partner. Aufgrund des periodischen Charakters dieser Prozesse werden auch hierdurch tonale Geräusche und Vibrationen erzeugt.

Tonale Geräusche im Fahrzeuginneren werden oft als störend wahrgenommen, insbesondere wegen des besonderen Geräuschcharakters und nicht in erster Linie aufgrund des Geräuschpegels. Das menschliche Ohr und Hörsystem können einzelne Geräuschkomponenten gut identifizieren, wenn diese mit einer entsprechenden Zeit- oder Frequenzstruktur auftreten. Geräusche, die in einem engen Frequenzbereich "signifikant" aus dem Spektrum des Gesamtgeräusches herausragen, werden individuell und damit als störend wahrgenommen.

3. NVH-Akzeptanzkriterien in der Motor-, Getriebe- und Fahrzeugentwicklung

Für viele Einzel- und Subkomponenten eines Fahrzeugs und für das Fahrzeuginnengeräusch existieren Geräusch- und Schwingungsziele bzw. Akzeptanzkriterien. Gebräuchlich sind Ziele für Motorgeräusche, Lüfter- oder Windgeräusche. Am Beispiel des Motorgeräusches können diese Ziele auf verschiedenen Ebenen definiert werden: Fahrzeuginnenraum, Schnittstellen oder direkt am oder in der Nähe des Motors. Für den Motor sind solche Ziele oft über Schalldruckmessungen definiert, die in NVH-Motorprüfständen durchgeführt werden. Gleiches gilt für Schwingungsmessungen unter Verwendung von Beschleunigungssensoren an den Motorlagern oder für Mikrofonmessungen an standardisierten Positionen im Fahrzeuginneren. Für Komponenten wie einen Wechselstromgenerator können Schalldruckziele definiert werden, die in speziell konstruierten Komponentenprüfständen durchgeführt werden. Möglich ist natürlich auch die Extraktion der Geräuscheigenschaften aus der Vermessung des kompletten Antriebsaggregates oder des Fahrzeugs.

Solche Ziele können „Zahlen“ im weitesten Sinne sein. Schalldruck, Schallleistung, Beschleunigung, Oberflächengeschwindigkeit oder Weg können als einzelne Werte verwendet werden, um eine Akzeptanzschwelle zu bestimmen. Spektralkurven oder Pegel über Motordrehzahl repräsentieren ein eindimensionales Kriterium. Während der Brennverfahrensentwicklung können die Geräuschpegel des Verbrennungsgeräusches (in Abhängigkeit von Motordrehzahl und -last) begrenzt werden. Für andere Geräuscharten sind quantitative Ziele zum Teil schwer zu definieren. Dies führt manchmal zu "weichen" Anforderungen: "Der Hitzeschild darf kein störend wahrnehmbares Geräusch abgeben".

Im Hinblick auf das Getriebegeräusch besteht die Aufgabe, Akzeptanzkriterien und Zielkurven auf Komponentenebene zu definieren, was sich besonders schwierig darstellt, wenn es um tonale Geräusche geht. Das zulässige Niveau eines tonalen Geräusches, das im Inneren des Fahrzeugs als nicht problematisch bewertet wird, hängt von Lautstärke und Eigenschaften der wirksamen maskierenden Geräuschkulisse (Motor, Wind, ...) ab. Wie stark durch das Getriebe hervorgerufene Geräusche und Vibrationen in den Innenraum gelangen, hängt vom Verhalten der Fahrzeugstruktur selbst ab. Folglich hängt das effektiv zulässige Geräusch- und Schwingungsverhalten des Getriebes von einer Anzahl von Randbedingungen ab, die prinzipiell unabhängig vom Getriebe selbst sind. Dies führt dazu, dass die Definition von Zielen und Akzeptanzkriterien alles andere als einfach ist.

Aufgrund dieser Situation existieren bei den Automobilherstellern, Getriebeherstellern und Ingenieurdienstleistungsunternehmen eine Vielzahl an unterschiedlichen Ansätzen zur Definition von NVH-Zielen für Getriebe. Hierbei finden sich z. B. Schwingungs- und Geräuschzielwerte auf Komponentenebene, die an unterschiedlichen Orten gemessen werden. Ziele werden individuell für jeden Gang oder als ein Zielwert über alle Gänge definiert. Zahnräder des Getriebes und des Achsantriebes werden oder werden nicht gleichwertig betrachtet. Das Ziel kann frequenzabhängig, fahrzeuggeschwindigkeitsabhängig, ein einzelner Wert oder eine Kombination davon sein.

FEV bietet einen Ansatz, bei dem die Definition von NVH-Getriebezielen auf Komponentenebene basierend auf der Transferpfadanalyse und der Psychoakustik erfolgt. Vibrationen und Luftschall auf Komponentenebene werden als Quelle für die Geräusche und Vibrationen im Innenraum betrachtet. Die grundsätzliche Idee besteht darin, auf der Grundlage psychoakustischer Aspekte zulässige Geräuschpegel im Fahrzeuginnenraum zu definieren, den Einfluss der Fahrzeugstruktur auf die Geräusch- und Schwingungsübertragung von der Quelle in den Innenraum zu berücksichtigen und somit zulässige Geräusch- und Schwingungsgrenzwerte auf Bauteilebene zu bestimmen. Dieser Ansatz ist für die Definition von Komponentenzielen für verschiedene Geräuscharten unter Berücksichtigung der jeweiligen psychoakustischen Aspekte sowie der jeweiligen Anregungs- und Übertragungsfunktionen anwendbar.

4. Transferpfadanalyse

FEVs Toolbox für transferpfad-bezogene Untersuchungen heißt VINS (Vehicle Interior Noise Simulation). Sie wird zur Analyse und Verbesserung von Geräuschproblemen verwendet, die von Motor, Nebenaggregaten, Getriebe, Antriebsstrang und Chassis induziert werden. Als klassische TPA-Methode behandelt sie Parameter mit physikalischen Entsprechungen auf der Fahrzeugkomponentenebene. Das Fahrzeuginnengeräusch wird dabei in anhörbare Teilgeräusch-Komponenten zerteilt, die mit verschiedenen individuellen Pfaden korrelieren, auf denen das Geräusch in den Innenraum gelangt. Zusätzlich wird jeder Pfad in eine Geräuschquelle und eine Übertragungsfunktion unterteilt. Ein typisches Beispiel ist der einem Motorlager zugewiesene Pfad. Die Geräuschentstehungskette beginnt mit der Beschleunigung am Motorlager (Anregung). Diese Anregung wird über das Motorlager und die Karosseriestruktur in den Innenraum geleitet. Der entsprechende Anteil am Fahrzeuginnengeräusch kann

mittels der VINS bestimmt werden. Schließlich werden die Innengeräuschanteile zu einem anhörbaren Innengeräusch zusammengeführt [2].

Für die Antriebsstrang- oder Getriebeentwicklung bietet VINS die Möglichkeit, beide Komponenten aus Fahrzeugsicht zu beurteilen. In vielen Fällen ist der gleiche oder ein ähnlicher Antriebsstrang in verschiedene Fahrzeugkarosserien integriert. Daher ist es sinnvoll, ein repräsentatives Körperschallübertragungsverhalten zu definieren, das durch gemittelte und geglättete Übertragungsfunktionen charakterisiert werden kann. Hier setzt ein weiteres FEV-Tool an, die "dB (VINS)". Sie kombiniert am Komponentenprüfstand gemessene Anregungen von Antriebsaggregat oder Getriebe mit Karosserieübertragungsfunktionen.

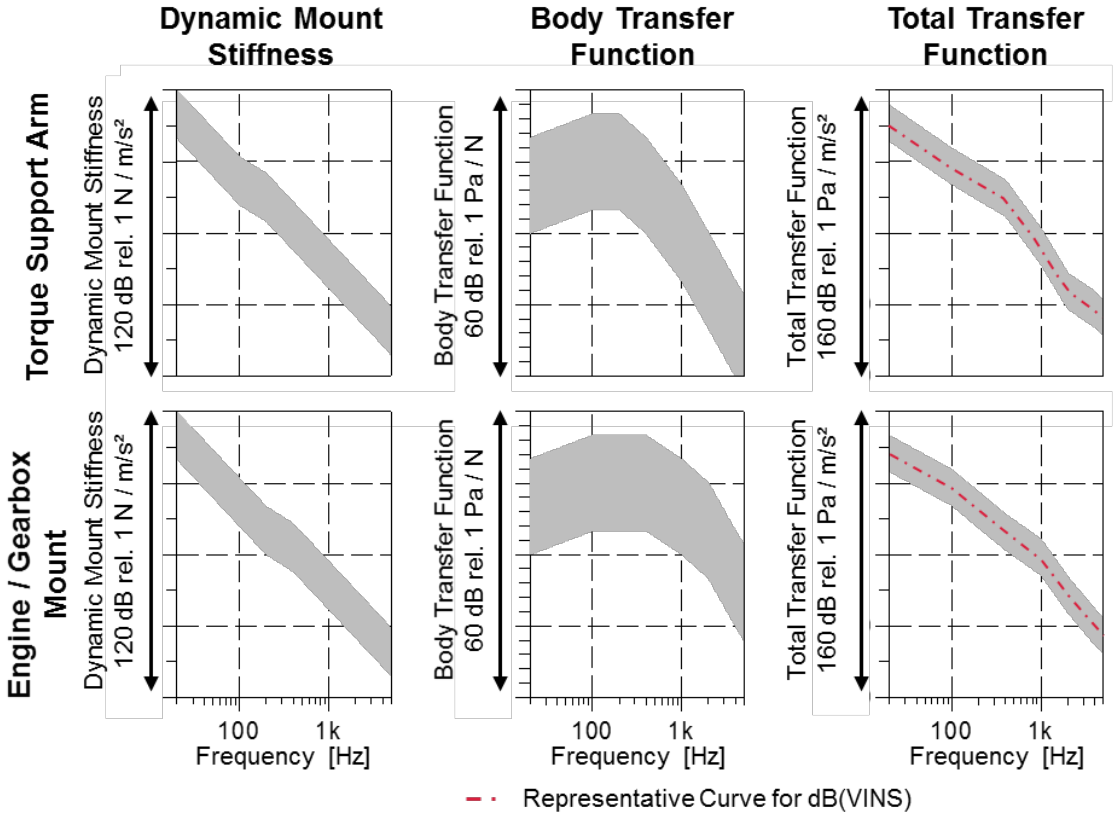


Bild 1: Streubänder für das Übertragungsverhalten von Mittelklasse-Fahrzeugen mit quereingebautem Antriebsaggregat

Die wesentliche Stärke der dB (VINS)-Methode besteht in der Möglichkeit, das akustische Verhalten des Antriebsaggregates aus Kundensicht (Insasse Fahrzeug) zu bewerten, wobei die Luft- und Körperschallanteile gleichermaßen in die Bewertung mit einfließen. Dies ermöglicht einerseits die richtigen Entscheidungen im Zuge der Antriebsstrangentwicklung zu treffen und andererseits die Fahrzeugentwicklung zu unterstützen, da fahrzeugrelevante Schwächen und Stärken eines Antriebsstrangs im Voraus bekannt sind [3].

Beide Ansätze, detaillierte VINS oder verallgemeinernde dB (VINS), können verwendet werden, um fahrzeugbezogene NVH-Ziele für Getriebe auf Komponentenebene zu bestimmen, je nachdem wie detailliert die jeweiligen Fahrzeugeigenschaften bekannt sind.

5. Inverser Ansatz zur Zielwertdefinition unter Verwendung der Transferpfadanalyse

Der neue FEV-Ansatz zur Definition von NVH-Zielwerten für Getriebe folgt den gleichen Prinzipien, die in der Veröffentlichung "Target Cascading" [4] beschrieben wurden. Beiträge aus verschiedenen Übertragungswegen und unterschiedlichen Quellen werden dabei berücksichtigt. Ausgehend vom zulässigen Wert für das Fahrzeuginnengeräusch werden zulässige Beiträge für einzelne Pfade ermittelt und unter Berücksichtigung des Übertragungsverhaltens des Fahrzeugs die Zielwerte für die unterschiedlichen anregenden Komponenten identifiziert (Bild 2).

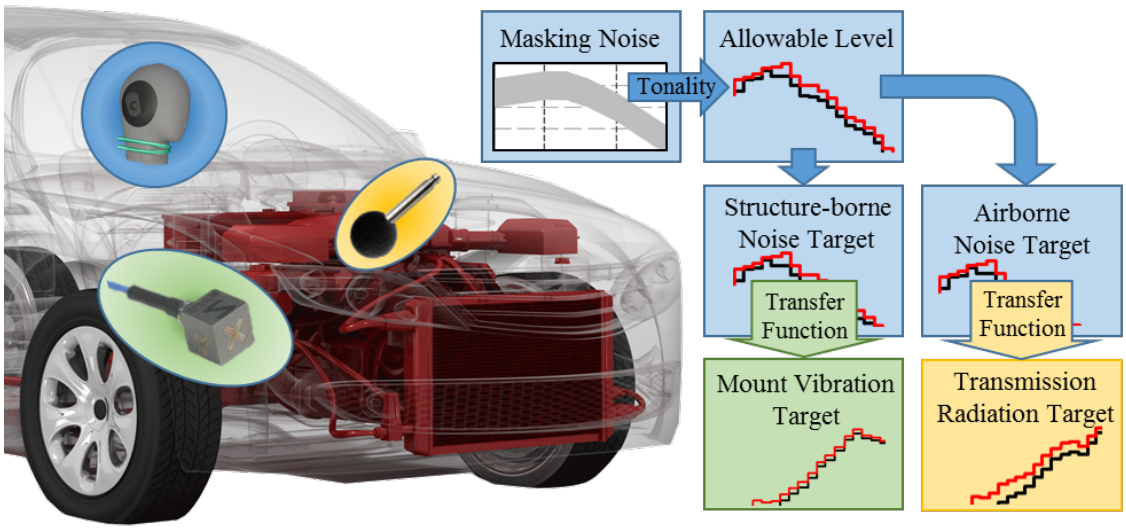


Bild 2: *Zielwertkaskadierung: Inverser Ansatz zur Zielwertdefinition unter Verwendung der Transferpfadanalyse*

Der Prozess zur Bestimmung der Getriebegeräuschzielwerte beginnt mit dem Fahrzeuginnengeräusch. Beispielhaft ist dazu der Frequenzgehalt für Fahrzeuge der Mittelklasse mit Dieselmotoren unter Schubbetrieb für unterschiedliche Motordrehzahlen in Bild 3 gezeigt. Der Schubbetrieb ist für viele Fahrzeuge eine kritische Bedingung für Getriebeheulen. In diesem Zusammenhang kann das Gesamt-Innengeräusch als Maskierungsgeräusch für Geräuschkomponenten des Getriebes angesehen werden. In Bild 3 sind gemittelte Terzspektren des Fahrzeuginnengeräusches von 10 Diesel-Fahrzeugen der Mittelklasse unter Schubbetrieb für vier verschiedene Motordrehzahlen zu sehen.

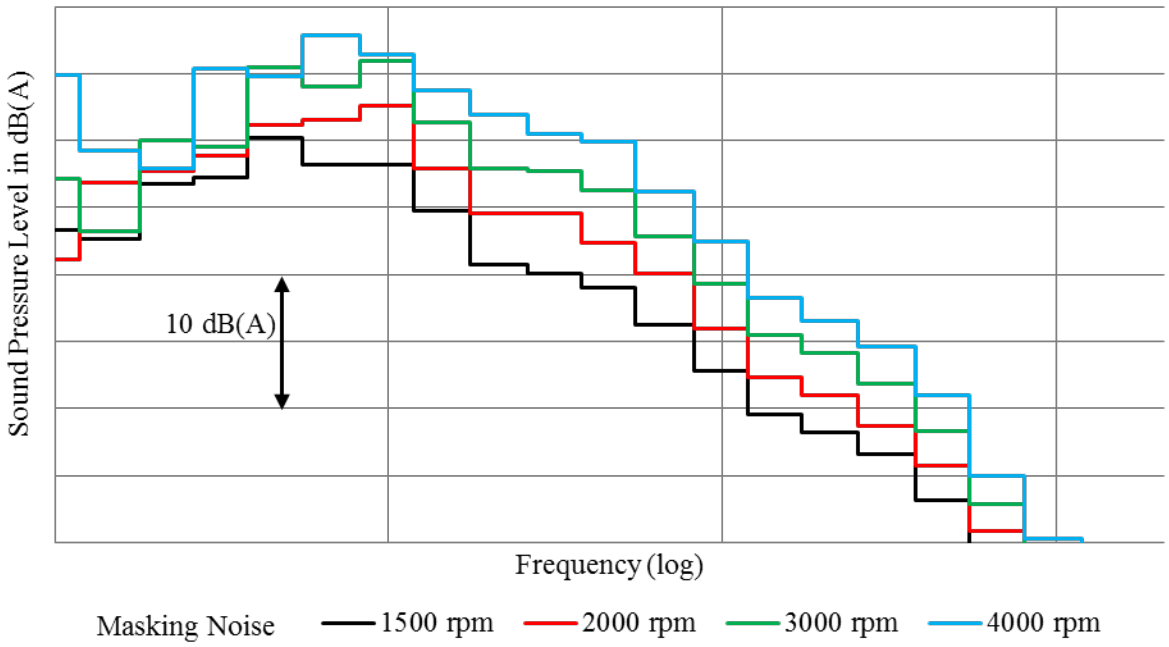


Bild 3: *Gemittelte Terzspektren des Fahrzeuginnengeräusches von Diesel-Fahrzeugen der Mittelklasse unter Schubbetrieb für vier verschiedene Motordrehzahlen, 3. Gang, Kunstkopf Fahrersitz*

Die Grafik zeigt typische Aspekte von Fahrzeug-Innengeräuschen bei unterschiedlichen Motordrehzahlen. Frequenzen unterhalb von 500 Hz dominieren das Spektrum, während der hochfrequente Anteil stark gedämpft wird. Bei höheren Motordrehzahlen und höheren Fahrzeuggeschwindigkeiten steigen die Geräuschpegel an und die Frequenzverteilung ändert sich teilweise. In diesem Beispiel liegt der Gesamtpegel (OAL) um 7 bis 8,5 dB(A) höher als der Pegel der höchsten Terz. Zudem steigt der Gesamtpegel mit der Geschwindigkeit an, von 1500 U/min auf 3000 U/min um etwa 7 dB(A).

Der prinzipielle Ansatz der inversen TPA kann nun eingesetzt werden, um Zieldefinitionen unterschiedlichster Geräuschaspekte vorzunehmen. In diesem Artikel sollen tonale Geräusche im Fokus stehen. Um ein zulässiges Niveau für tonale Getriebegeräuschkomponenten zu bestimmen, wird der FEV-Tonalitäts-Parameter verwendet. Er betrachtet die Pegeldifferenzen zwischen dem tonalen Geräuschpegel, dem Pegel der korrespondierenden Terz und dem Gesamtgeräuschpegel. Je höher die geforderte Tonalitätsbewertung ist (je höher, desto besser), desto niedriger muss der Schwellwert für den zulässigen tonalen Anteil festgelegt werden. Zeitliche Maskierung wird hierbei nicht berücksichtigt.

Um die zulässigen Pegel für die tonalen Komponenten zu definieren, wurden nun Streubanddaten bei diskreten Drehzahlen ausgewertet. Für jede Drehzahl wurde das zulässige Niveau für die tonale Komponente durch Invertieren der Berechnung des Tonalitäts-Parameters bestimmt.

Auf diese Weise wurde eine drehzahl- und frequenzabhängige Zielwertschwelle erzeugt, die anzeigt, ab welchem Pegel tonale Geräuschkomponenten im Innengeräusch wahrnehmbar sind. Dieser Schwellwert kann durch die erforderliche bzw. gewünschte Tonalität beeinflusst werden. In dem in Bild 4 gezeigten Beispiel wurde der

gewünschte Tonalitätswert auf 8 gesetzt, was bedeutet, dass das tonale Geräusch "nur für kritische Beobachter wahrnehmbar" ist. Da der Schwell- und damit Zielwert geschwindigkeits- und frequenzabhängig ist, differieren diese Werte je nach eingelegtem Gang (aufgrund der Ordnungs- bzw. Zähnezahl) und für unterschiedliche Harmonische der Grundordnung.

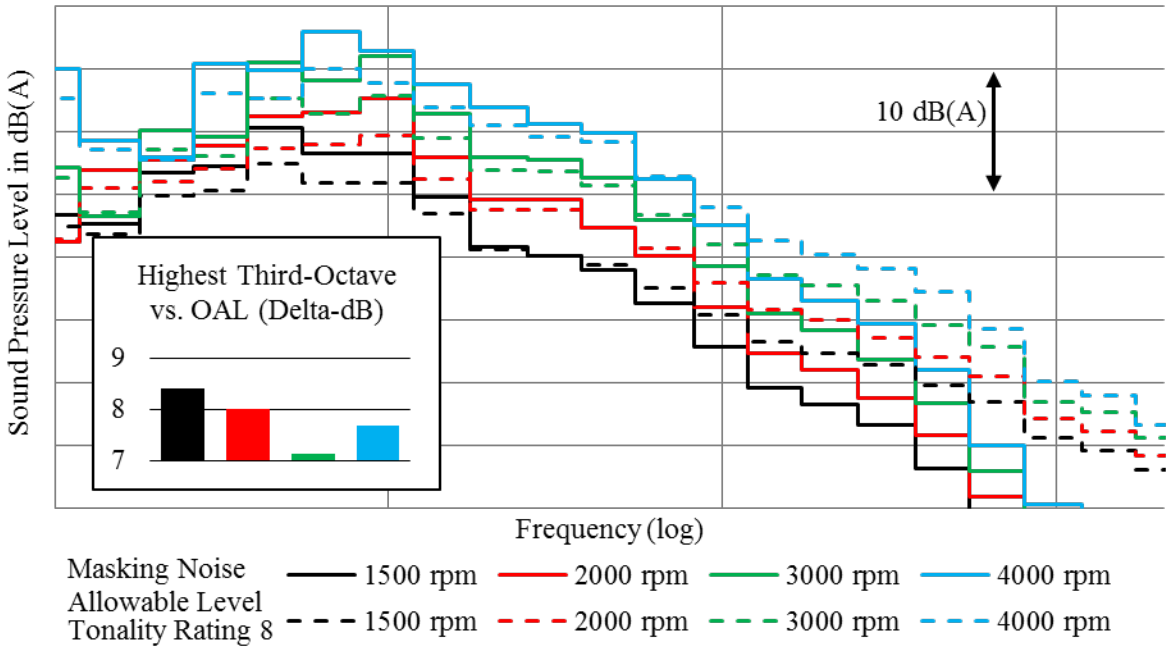


Bild 4: *Zulässige Ordnungspegel im Fahrzeuginnengeräusch für tonale Geräuschkomponenten zur Erreichung eines Tonalitätswertes von 8 unter Berücksichtigung eines gemittelten Geräuschspektrums unter Schub als maskierendes Geräusch*

Da die Pegeldifferenz zwischen der tonalen Geräuschkomponente und dem Gesamt-Innengeräuschpegel einen Einfluss hat, ist der notwendige Pegelunterschied zwischen tonaler Geräuschkomponente und entsprechender Terz im Bereich der Terzen mit hohem Pegel groß und (sehr) klein in den Terzen mit niedrigen Pegeln. Für letztere ergibt sich die Maskierung eher durch das Gesamtgeräusch als durch den benachbarten Frequenzbereich. Tatsächlich kann und wird das zulässige Niveau für tonale Geräuschkomponenten dasjenige des maskierenden Geräusches übertreffen, wenn der Pegel der entsprechenden Terz im Vergleich zum Gesamtgeräuschpegel sehr niedrig ist. Der Grund für diesen zunächst merkwürdig erscheinenden Aspekt ist, dass die tonale Geräuschkomponente zu dem entsprechenden Frequenzband hinzugefügt wird, sodass der entsprechende Terzpegel ansteigt, was wiederum einen höheren Ordnungsanteil erlaubt. Der Pegel, für den die beiden Aspekte (Erhöhung des Ordnungspegels und Erhöhung des entsprechenden Terzpegels) im Gleichgewicht sind, wird rekursiv bestimmt.

Der tonale Geräuschanteil erreicht den Innenraum sowohl über den Luftschallpfad als auch über den Körperschallpfad. Die Zuordnung zwischen diesen beiden Pfaden hängt stark vom Fahrzeug und der Frequenz ab. Für den Körperschallpfad müssen einzelne Teilpfade für jede relevante Lagerposition des Antriebsaggregates in unterschiedliche Raumrichtungen berücksichtigt werden. Diese Teil-Pfade müssen durch die

entsprechenden Übertragungsfunktionen beschrieben werden. Letzteres gilt auch für den Luftschallpfad.

Dieser Ansatz führt zu Werten, die die Situation an der Anregungsquelle der betrachteten Komponente beschreiben. Die Messung von Schwingungen an den Motor- und Getriebelagern ist in der Regel einfach, während die Messung des Luftschallpegels stark von den Messbedingungen abhängt. Ein NVH-Getriebeprüfstand bietet die Möglichkeit, den Schalldruck direkt zu messen, während bei Messungen in Nicht-NVH-Prüfständen oder im Fahrzeug möglicherweise auf Oberflächengeschwindigkeitsmessungen zurückgegriffen werden muss.

Die Abbildung der vollständigen Geräuschentstehungskette bietet die Möglichkeit, detaillierte Informationen über das beteiligte Fahrzeug zu verwenden, wenn solche Informationen aus der Transferpfadanalyse verfügbar sind. Wenn solche Informationen nicht verfügbar sind oder wenn eine verallgemeinerte Auswertung gewünscht wird, können repräsentative Daten aus Datenbanken und Streubändern verwendet werden.

6. Fallstudie: Geräusch und Schwingungsziele für Getriebe

Der Ansatz der inversen Transferpfadanalyse wird im Folgenden anhand eines Beispiels erläutert, in dem störende tonale Getriebegeräuschkomponenten im Fahrzeuginneren identifiziert wurden. Dabei wurden sowohl ein Fahrzeug untersucht, das akustisch unauffällig ist, als auch ein Fahrzeug, das bezüglich tonaler Geräuschanteile kritisch ist. Für das Mittelklassefahrzeug mit quer eingebautem Motor-Getriebe-Verbund standen spezifische Übertragungsfunktionen nicht zur Verfügung. Es waren aber Messungen des Fahrzeuginnengeräusches vorhanden. Zudem wurden der Luftschall im Motorraum sowie Motor- und Getriebelagerschwingungen gemessen, um die Anregungsgrößen beurteilen zu können.

Luft- und Körperschallübertragungspfade tragen jeweils zum tonalen Getriebegeräusch im Innenraum bei. In welchem Maße jedoch die einzelnen Pfade verantwortlich sind, ist frequenzabhängig und unterscheidet sich stark von Fahrzeug zu Fahrzeug. Transferpfadanalysen mit Fokus auf Getriebeordnungen zeigen, dass in den meisten Frequenzbereichen sowohl der Luftschallpfad als auch der Körperschallpfad dominieren können. In diesem Zusammenhang ist die Bestimmung eines universellen Faktors in Bezug auf die Relevanz der beiden Pfade schwierig. Im vorliegenden Fall wurden die Zielwerte unter der Annahme bestimmt, dass beide Pfade gleichermaßen beitragen. Darüber hinaus wurde angenommen, dass aufgrund der schmalbandigen Frequenzcharakteristik des tonalen Geräusches eine positive Interferenz auftreten kann. Insgesamt ist damit für beide Beiträge der zulässige Pegel für die folgenden Berechnungen jeweils 6 dB niedriger als der zulässige Pegel für die tonale Komponente im Fahrzeuginnengeräusch.

Der nächste Schritt besteht darin, die zulässigen Werte für die die Anregung darstellenden Größen am Getriebe von den zulässigen Innengeräuschbeiträgen abzuleiten. Dazu werden generalisierte Fahrzeugübertragungsfunktionen verwendet. Entsprechend des untersuchten Fahrzeugs wurden dB (VINS)-Funktionen für Mittelklassefahrzeuge gewählt. Im vorliegenden Fall wurde festgestellt, dass die tonalen Anregungen des Getriebes nur unwesentlich über das Motorlager in die Fahrzeugstruktur

eingeleitet wurden. Dementsprechend wurde nur der Beitrag der Getriebelager und der Drehmomentstütze für die Zielwertbestimmung berücksichtigt.

Am Ende dieser Verfahrenskette stehen Zielkurven für Luftschall- und Schwingungspegel in Form von Terzspektren zur Verfügung. Sie stellen frequenzabhängige Höchstwerte für Schalldruck und Beschleunigung dar, damit zulässige Werte für tonale Geräuschkomponenten im Fahrzeuginnengeräusch nicht überschritten werden (Bild 5).

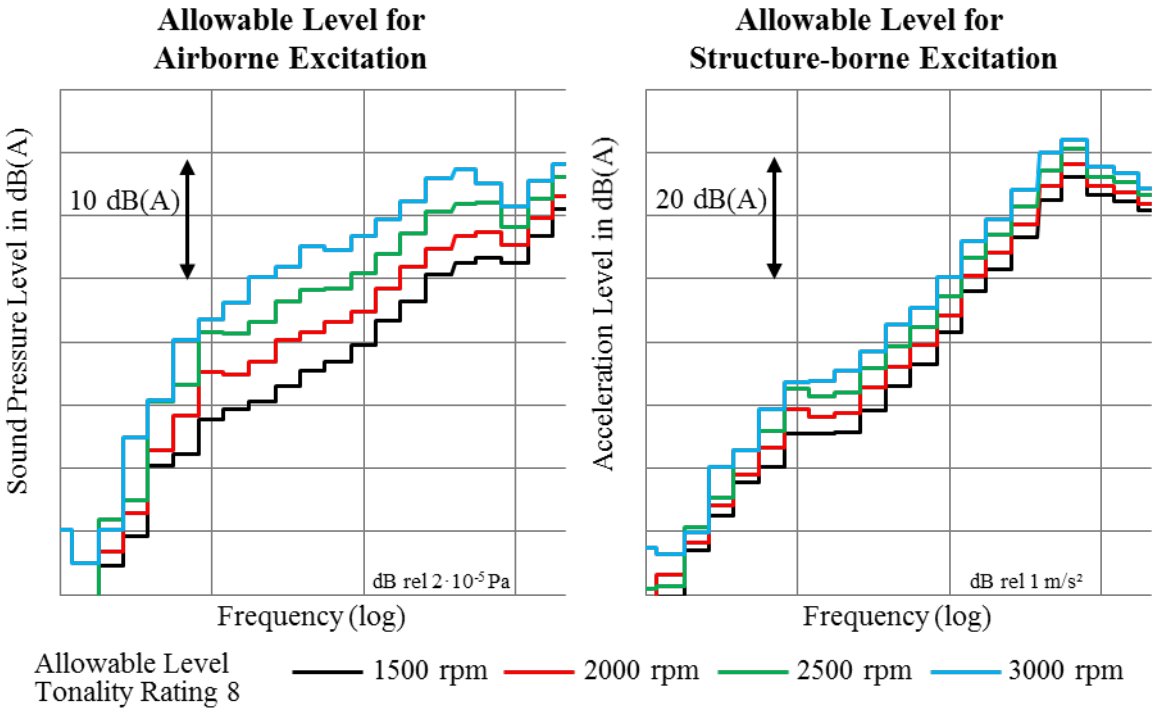


Bild 5: *Grenzwerte für Ordnungspegel (Luftschall- und Körperschallanregung)*

Die Frequenzabhängigkeit der Ziele ist offensichtlich, sowohl für die Luftschall- als auch für die Körperschallanregung. Während niederfrequente Inhalte stärker übertragen werden, ist in den hohen Frequenzbereichen weniger maskierendes Geräusch vorhanden. Allerdings ist hier der Einfluss des Übertragungsverhaltens stärker. Daher sind die Ziele sowohl für die Luftschall- als auch für die Körperschallanregung bei niedrigen Frequenzen deutlich anspruchsvoller.

Bild 6 zeigt die Schwingungspegel für die relevanten Gangordnungen und ihre zweite Harmonische, die jeweils am Getriebelager für ein "schlechtes" (A) und ein "gutes" (B) Getriebe bestimmt wurden. Die gemessenen Ordnungspegel werden mit den Zielkurven verglichen. Da sich die Frequenz der zu bewertenden Ordnung mit der Motordrehzahl ändert, sind sowohl die Zielkurve als auch die relevante Terz von der Drehzahl abhängig. Der relevante Terzpegel ist für jeden Drehzahlschritt orange markiert, um die Interpretation zu vereinfachen.

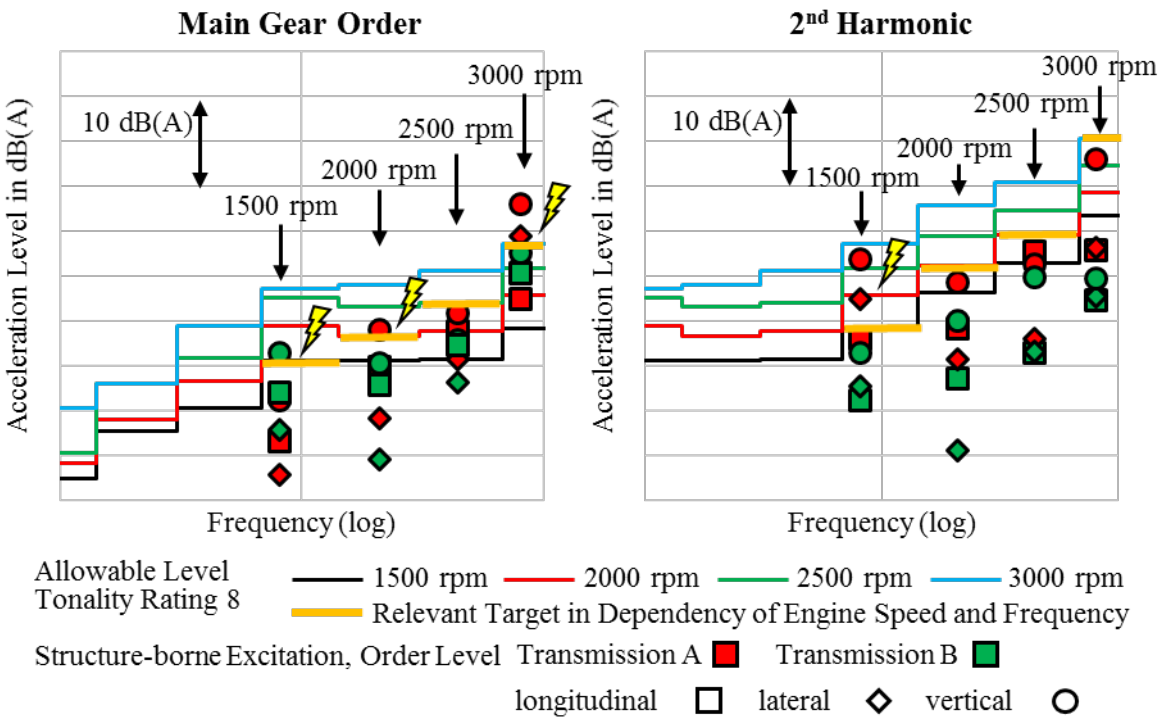


Bild 6: *Gemessene Strukturanregung am Getriebelager vs. Zielwert*

Eine erhebliche Zielüberschreitung liegt beim Getriebe A bei 1500 U/min für die zweite Harmonische vor. Der Schwingungspegel der Grundordnung liegt geringfügig über dem Sollwert für Getriebe B bei 1500 U/min und Getriebe A bei 2000 U/min. Bei 3000 U/min überschreiten die für das Getriebe A gemessenen Schwingpegel das Ziel signifikant.

Im Motorraum wurde links und rechts vom Motor-Getriebe-Verbund der Schalldruckpegel gemessen. Das Mikrofon in der Nähe des Getriebes wurde verwendet, um den vom Getriebe emittierten Luftschallanteil zu bestimmen. Natürlich bedingt eine solche Messung eine Reihe von Einschränkungen hinsichtlich der Verwendung und Interpretation der Daten. Die Identifikation der Geräuschquelle bleibt allerdings dennoch unproblematisch, da die zu untersuchenden spezifischen Ordnungen im Voraus bekannt sind und ein Zusammenfallen mit anderen wesentlichen tonalen Komponenten, die von weiteren Motorbauteilen abgestrahlt werden, eher unwahrscheinlich ist.

Das nicht-planare Wellenfeld und Reflexionen beeinträchtigen die Messgenauigkeit. Eine solche Mikrofonmessung beispielsweise mit entsprechenden Körperschallmessungen am Getriebe abzusichern, ist sicherlich eine vielversprechende Option. Diese und andere Maßnahmen zur Verbesserung der Messungen im Motorraum werden derzeit untersucht.

Ein Vergleich der luftschallbezogenen Anregungsordnung für beide Getriebe ist in Bild 7 zusammen mit der abgeleiteten Zielkurve dargestellt.

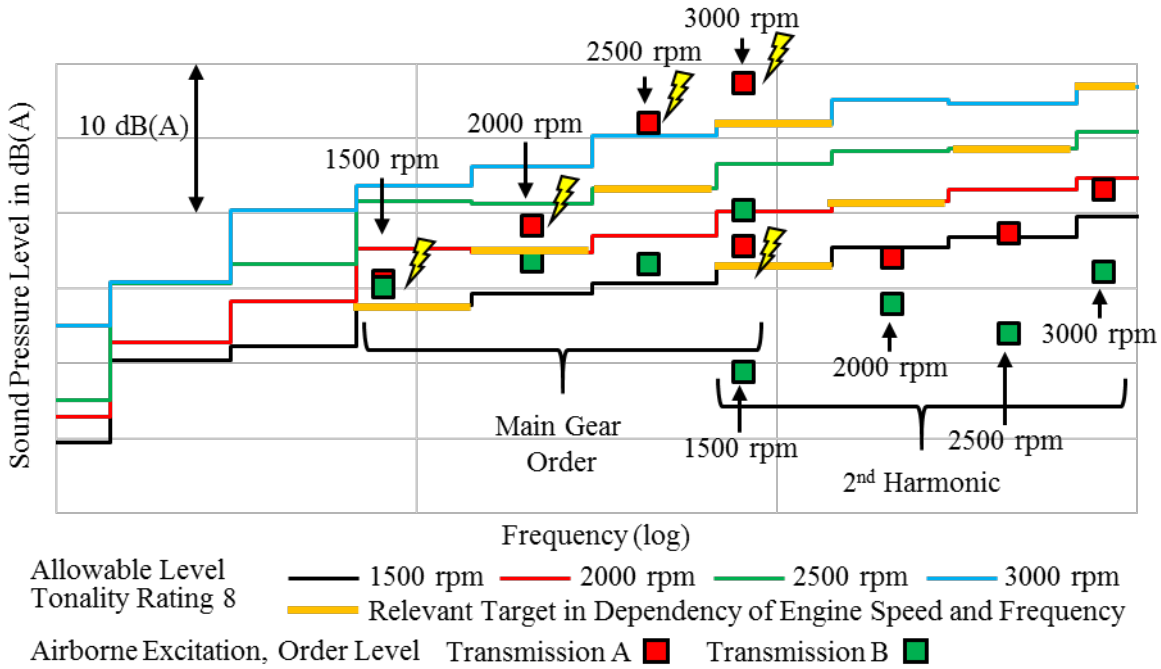


Bild 7: *Gemessene Luftschallanregung am Getriebe vs. Zielwert; Mikrofon in der Nähe des Getriebes im Motorraum des Fahrzeuges*

Für Getriebe B ist nur eine geringe Zielwertüberschreitung für die erste Verzahnungsordnung bei 1500 U/min festzustellen. Die zweite Harmonische übersteigt dagegen den Zielwert bei 1500 U/min für Getriebe A. Signifikante Zielwertüberschreitungen sind in der Hauptverzahnungsordnung für Getriebe A bei 2000 U/min, insbesondere aber bei 2500 U/min und 3000 U/min zu erkennen.

Die Analyse der vorgestellten Informationen, die die tonale Anregung durch das Getriebe repräsentieren, führt zu der Erwartung, dass das "gute" Getriebe (B) das Innengeräuschziel im Wesentlichen erfüllt. Lediglich bei 1500 U/min ist in der Hauptverzahnungsordnung eine Zielüberschreitung zu erwarten. Dagegen wird deutlich, dass für das „schlechte“ Getriebe (A) in einigen Bereichen eine Zielwertüberschreitung in der Größenordnung von 5 dB(A) zu erwarten ist.

Die Mess- und Analyseergebnisse von Kunstkopf-Aufnahmen im Fahrzeuginnenraum sind in Bild 8 dargestellt. Das Verhalten in Bezug auf die erste Verzahnungsordnung entspricht sehr gut der Erwartungshaltung aus der Anregungsanalyse. Die Zielüberschreitung kann in erster Linie der starken Luftschallanregung für das Getriebe A zugeordnet werden. Die Ergebnisse für die zweite Harmonische unterscheiden sich dagegen erheblich vom erwarteten Ergebnis des Anregungsvergleichs. Obwohl die Anregungsziele für die zweite Harmonische nur bei 1500 U/min überschritten wurden, übersteigt der tonale Geräuschanteil im Innenraum für das Getriebe A die zulässigen Werte, insbesondere bei 2500 U/min und 3000 U/min. Es konnte herausgefunden werden, dass der Grund dafür in individuellen Strukturschwächen des untersuchten Fahrzeugs liegt. Das ungünstige Strukturübertragungsverhalten (zwei signifikante Einzelresonanzen) führen bei 2500 U/min und 3000 U/min zu einer Überhöhung der gemessenen Ordnungspegel über das Zielniveau. Die zweite Harmonische wird jedoch nicht tonal störend. Nicht nur der Ordnungspegel des Getriebes ist hier erhöht, sondern

auch das maskierende Geräusch. Beide Effekte löschen sich weitgehend gegenseitig aus.

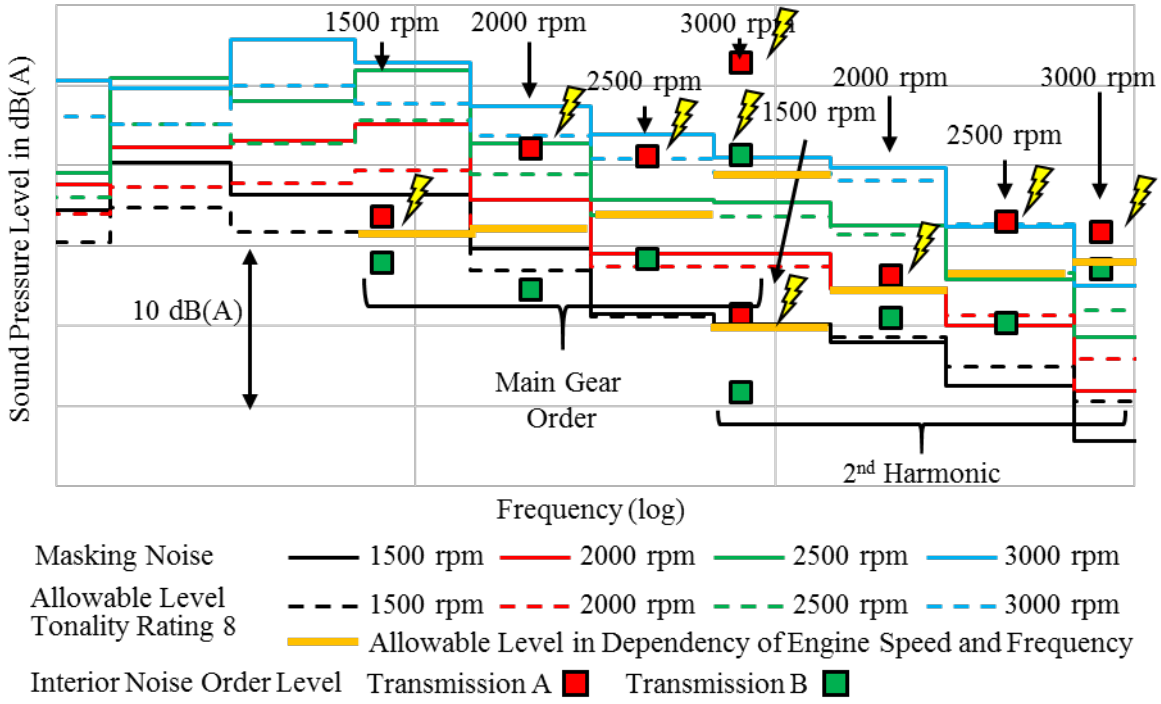


Bild 8: *Gemessene Ordnungspegel der Getriebeordnungen im Fahrzeuginnenraum vs. Zielwert; Kunstkopf auf dem Fahrersitz*

Im Allgemeinen führt eine weitere Analyse (nicht dargestellt) zu der Erkenntnis, dass das spezifische Strukturverhalten des untersuchten Fahrzeuges aus NVH-Sicht schlechter ist als der durch die generalisierten Kurven abgebildete aus Datenbanken abgeleitete Durchschnitt. Dies hat einen unbestreitbaren Einfluss auf den inversen TPA-Ansatz. Nichtsdestotrotz bestätigt der Vergleich des Anregungsverhaltens mit der resultierenden Innengeräuschzusammensetzung den hier vorgestellten physikalisch motivierten Ansatz.

6. Zusammenfassung und Fazit

Der in diesem Beitrag vorgestellte Ansatz basiert auf den Grundlagen der Transferpfadanalyse und der Psychoakustik. Mit Hilfe dieses Ansatzes können komponentenbezogene NVH Zielwerte ermittelt werden, die sicherstellen, dass die Komponente im Fahrzeuginnengeräusch nicht auffällig ist. Das vorgestellte Beispiel beschreibt den Ansatz ausführlich für ein Mittelklassefahrzeug und zeigt die Anregungs- und Innengeräusch-Ergebnisse für ein "gutes" und ein "schlechtes" Getriebe.

Die Ergebnisse weisen eine gute Übereinstimmung zwischen komponentenbezogenen Zielwerten und dem resultierenden Innengeräusch auf. Somit bestätigen die Ergebnisse die angewandte Theorie und veranschaulichen das Potential des Ansatzes. Verbesserungspotentiale für die angewandte Methodik wurden ebenfalls diskutiert und werden derzeit im Rahmen von weiteren Untersuchungen validiert.

Die Anwendung bzw. Übertragung des beschriebenen Ansatzes zur Bestimmung von Komponentenzielwerten auf weitere Antriebsstrangkomponenten wie Elektromotoren und elektrifizierte Vorder- sowie Hinterachsen (Electric Drive Unit – EDU) ist Bestandteil aktueller und zukünftiger Arbeiten.

Literatur

[1] Fischer, R., Kücükay, F., Jürgens, G.: Das Getriebebuch. Springer-Verlag, 2012

[2] Genender, P., Wolff, K., Pichot, F., Eisele, G.: “Vehicle Interior Noise Simulation VINS as a production vehicle development tool”. 16th Aachen Colloquium, 2007

[3] Kauth, M., Eisele, G., Steffens, Ch.: “Engine Development Focused on Interior Noise”. MTZ worldwide, 09/2916

[4] Eisele, G., Angermaier, F., Genender, P., Wolff, K.: “Systematic concept for definition of NVH targets for vehicle subsystems and components”. Aachen Acoustics Colloquium, 2011

Wahrnehmung von Tönen im Geräusch

Gloria-Tabea Badel, Jan Hots, Jesko L. Verhey

Abstract

Many technical sounds contain noticeable tonal components, which are usually perceived as annoying. This is accounted for in several standards on noise assessment. An example is the German standard DIN 45681, where a tone adjustment that depends on the level of the tone is added to the level of the sounds containing an audible tone to account for the greater annoyance of signals with tonal components compared to those not containing a tonal component. The standards have in common, that they only consider the greatest tonal component. The following article investigates how the perceived magnitude of tonal content changes, if instead of one single sinusoidal component the sound contains more than one pure tone, such as, e.g., for electric motors. The magnitude of the audibility of these tonal components is achieved either directly by increasing their level or indirectly by implementing phase differences between both ears. In addition to the magnitude of the tonal content of the sounds the partial loudness of the tones will be measured and their correlation will be discussed.

Kurzfassung

Viele technische Geräusche enthalten wahrnehmbare tonale Komponenten, die im Allgemeinen als störend empfunden werden. Dieses wird von einer Reihe von Normen zur Beurteilung von Schallen berücksichtigt, z.B. von der DIN 45681, die Tonzuschläge entsprechend der Stärke der tonalen Komponente zum gemessenen Schallpegel addiert, um die höhere Lästigkeit von Geräuschen mit tonalen Komponenten gegenüber Geräuschen ohne solche Komponenten zu berücksichtigen. Den Normen ist gemein, dass sie nur die stärkste tonale Komponente berücksichtigen. Im vorliegenden Beitrag wird untersucht, inwieweit die wahrgenommene Tonhaltigkeit sich ändert, wenn anstelle einer einzelnen sinusförmigen Komponente der Schall mehrere Sinustöne enthält, wie z. B. bei Elektromotoren. Die Stärke der Hörbarkeit dieser tonalen Komponenten wird entweder direkt durch Anheben ihres Pegels oder indirekt durch Einführung von Phasenunterschieden zwischen den beiden Ohren erreicht. Neben der Tonhaltigkeit der Schalle wird die Lautheit des tonalen Anteils bestimmt und deren Zusammenhang diskutiert.

1. Einleitung

In unserer technischen Welt sind wir häufig Geräuschen ausgesetzt, die tonale Anteile enthalten. Windkraftanlagen, Schienenfahrzeuge und Pumpen können z.B. Quellen eines solchen Schalls sein. Auch im Fahrzeug wird häufig eine Vielzahl von tonalen Geräuschen erzeugt. Dazu gehören z.B. das Getriebeheulen oder das Pfeifen des Turboladers, aber auch tonale Anteile des Reifengeräusches, wie es durch regelmäßige Profilteilung bei Abrollgeräuschen oder aber auch durch eine

Reifentorusresonanz (d.h. die Hohlraumresonanz des Reifens) auftreten kann. Viele im Fahrzeug verbaute Elektromotoren erzeugen wahrnehmbare tonale Komponenten, z.B. beim Anheben oder Senken der Fensterscheibe oder beim Anklappen oder Aufstellen der Außenspiegel.
Werden tonale Komponenten wahrgenommen, so wird der Schall häufig als unangenehm empfunden. Das Vorkommen solcher wahrnehmbarer tonaler Komponenten hat somit auch einen maßgeblichen Einfluss auf die Qualitätsbewertung der Schallquelle (z.B. des Fahrzeugs). Daher ist eine Charakterisierung dieses Wahrnehmungsaspekts von besonderer Bedeutung. Die geringere Akzeptanz von Geräuschen mit hörbaren tonalen Komponenten wird in einer Reihe von Normen berücksichtigt ([1, 2, 3, 4]). In Deutschland kann hierzu die DIN 45681 [4] zur Tonhaltigkeit herangezogen werden. Auf Basis des Spektrums werden in der Norm zunächst tonale Komponenten im Geräusch identifiziert und danach ihre Hörbarkeit bestimmt, indem ihr Pegel mit der Mithörschwelle an der Frequenz verglichen wird. Die Komponente mit dem höchsten Pegel über der Mithörschwelle bestimmt den Pegelzuschlag, d.h. den Pegel, der zum gemessenen Pegel addiert wird, um die erhöhte Lästigkeit hörbarer Komponenten zu berücksichtigen.
Die Mithörschwelle wird in der Norm aus dem Teil des rauschhaften Spektrums abgeschätzt, der in die Frequenzgruppe an der tonalen Komponente fällt. Eine Reihe von psychoakustischen Studien zeigt jedoch, dass noch andere Stimulusparameter die Mithörschwelle beeinflussen. Weist z.B. der rauschhafte Hintergrund über die Frequenz zeitlich kohärente Pegelschwankungen auf, d.h. ist komoduliert, so kann die Schwelle deutlich niedriger sein als für ein Rauschen ohne diese Eigenschaft. Die Absenkung der Schwelle durch Komodulation wird im englischen Sprachraum als „Comodulation masking release“ bezeichnet und mit CMR abgekürzt ([5, 6]). Verhey und Heise [7] nutzten diesen Effekt, um die Wahrnehmung der Tonhaltigkeit eines Tones bei gleichem Rauschlangzeitspektrum und unterschiedlichen Mithörschwellen für verschiedene Pegel über der Mithörschwelle zu untersuchen. Mit einem adaptiven Verfahren zur Bestimmung der Pegel gleicher Tonhaltigkeit wurde gezeigt, dass der Pegelunterschied bei den Mithörschwellen auch überschwellig zu finden ist. Der Pegelunterschied bei gleich empfundener Tonhaltigkeit zwischen den beiden Rauschkonditionen wird mit zunehmendem Tonpegel jedoch kleiner. Etwa 20 bis 30 dB über der höheren der beiden Mithörschwellen scheint der gleiche physikalische Tonpegel (in dB SPL) die gleiche Tonhaltigkeit hervorzurufen. Verhey und Heise [7] haben die Versuchspersonen die Töne in den beiden Konditionen (komoduliert / nicht komoduliert) auch auf Pegel gleicher Lautheit einstellen lassen. Die nahezu deckungsgleichen Ergebnisse der Lautheitsmessung und der Tonhaltigkeitsmessung legen nahe, dass die Tonhaltigkeit durch die Lautheit des tonalen Anteils bestimmt wird.
Die Mithörschwelle kann nicht nur durch die Veränderung der Zeitstruktur des Rauschens reduziert werden, sondern auch, wenn der tonale Anteil und der Rauschhintergrund in den beiden Ohren unterschiedlich sind. Eine solche Situation liegt vor, wenn die Schallquelle, die den tonalen Anteil erzeugt, sich an einer anderen Stelle im Raum befindet als die, die für den Rauschhintergrund verantwortlich ist. Die Reduktion der Schwelle wird als binauraler Gewinn oder im Englischen als „Binaural Masking Level Difference“ (BMLD) bezeichnet ([8]). Auch hier zeigte sich, dass der binaurale Gewinn die Tonhaltigkeit in ähnlicher Weise beeinflusst, wie es sich für die Komodulation gezeigt hatte.
Die vorliegende Studie untersucht, wie binaurale Unterschiede die Tonhaltigkeit beeinflussen. Der Fokus liegt hierbei neben Tonpegeln nahe der Mithörschwelle auch auf Pegeln, die deutlich darüber liegen, und auf Geräuschen, die mehrere gleich hörbare

tonale Komponenten enthalten. Während für solche Geräusche in der DIN 45681 [4] nur die höchste tonale Komponente berücksichtigt wird, legen Ergebnisse von Vormann [9] nahe, dass auch die weiteren Komponenten eine Auswirkung auf die empfundene Tonhaltigkeit haben.

2. Methodik

2.1 Stimuli

In der vorliegenden Studie wurden Sinustöne und Tonkomplexe in einem Verdecker untersucht. Als Verdecker wurde ein bandbegrenztes weißes Rauschen (87,5 bis 5600 Hz) verwendet, dessen Pegel stets bei 60 dB SPL lag. Die Tonsignale hatten Frequenzen von 700 Hz (Einzelton, S^1), 350 und 700 Hz (Zweitonkomplex, $S^{1|2}$) oder 175, 350, 700 und 1400 Hz (Viertonkomplex, $S^{1|2|3|4}$). Die Beschriftung des Signals mit Zahlen wird im Folgenden nur verwendet, wenn sie zum Verständnis benötigt wird. Alle Signale waren jeweils 500 ms lang und wurden durch $\cos^2$-förmige Flanken mit 50 ms Dauer ein- und ausgeblendet. Die Dauer die Signale wurde gewählt, um den Messaufwand für die einzelnen Versuchspersonen akzeptabel zu halten.
Die Signale wurden mit unterschiedlichen interauralen Phasendifferenzen untersucht. Hierbei betrug der Phasenunterschied des Rauschens immer Null, d. h. das angebotene Rauschen war an beiden Ohren identisch (N_0). Die Tonsignale wurden mit einer interauralen Phasendifferenz von entweder Null (S_0), also diotisch (gleiche Signale an beiden Ohren), oder π (S_π), also dichotisch (unterschiedliche Signale an beiden Ohren) verwendet. Zusätzlich wurden zwei gemischte Viertonkomplexe eingeführt, die immer zwei diotische und zwei dichotische Töne enthielten ($S_0^{1|3}S_\pi^{2|4}$ bzw. $S_\pi^{1|3}S_0^{2|4}$).

2.2 Versuchsdurchführung

Als Erstes wurden die Mithörschwellen von Sinustönen an den vier Frequenzen (175, 350, 700 und 1400 Hz) im Verdecker bestimmt. Hierzu wurde ein adaptives 3-Intervall 3-Alternativen Zwangwahlverfahren (3-Alternative-Forced-Choice, 3-AFC) verwendet. Jedes der drei Intervalle enthielt den Verdecker, eins zusätzlich den Ton. Die Aufgabe der Versuchspersonen bestand darin, anzugeben, welches der drei Intervalle den Ton enthält. Der Startpegel des Tons lag bei 63 dB und wurde mit einer 1-up 2-down Regel variiert, d.h. nach zwei aufeinander folgenden richtigen Antworten wurde der Pegel verringert und nach jeder falschen erhöht. Die Schrittweite der Pegeländerungen wurde an den oberen Umkehrpunkten von 6 dB auf 3 dB und schließlich auf 1 dB reduziert. Ein oberer Umkehrpunkt liegt vor, wenn auf einer falschen Antwort zwei richtige Antworten folgen. Bei einem unteren Umkehrpunkt folgt auf zwei richtige Antworten eine falsche Antwort. Mit dieser kleinsten Schrittweite wurde die Messung für vier weitere Umkehrpunkte fortgesetzt. Die Mithörschwelle des Tons im Verdecker wurde als Mittelwert der Pegel dieser letzten vier Umkehrpunkte berechnet. Jede Mithörschwelle wurde dreimal gemessen. Die Mittelwerte dieser drei Durchläufe wurden dazu verwendet, die Pegel der Töne in den Tonkomplexen individuell so anzugleichen, dass jeder Ton den gleichen Pegel über seiner Mithörschwelle hat. Die Mithörschwellen der Tonkomplexe wurden dann analog zu denen der Einzeltöne bestimmt, um zu untersuchen, wie die Schwelle sich mit der Anzahl der Komponenten ändert.

Anschließend wurden der 700 Hz-Einzelton und die Tonkomplexe im Verdecker mit Hilfe eines 2-Intervall 2-AFC-Verfahrens zunächst in ihrer Tonhaltigkeit und anschließend in ihrer Lautheit der tonalen Komponente angeglichen. Die Aufgabe der Versuchspersonen bestand darin, anzugeben, welches der Geräusche tonhaltiger ist bzw. in welchem der Geräusche die tonale Komponente lauter ist. Als Referenzsignal wurde immer der diotische Einzelton im Verdecker verwendet (N_0S_0). In einem ersten Ausgleich hatte der Referenzton einen eher hohen Pegel von 5, 10 oder 20 dB über dem Gesamtpegel des Verdeckers. In einem zweiten Ausgleich wurden schwellennahe Pegel von 8, 16 oder 24 dB über den individuellen Mithörschwellen verwendet. Der Ausgleich fand durch die Veränderung des Pegels der tonalen Komponente des Testsignals mit einer 1-up 1-down Regel statt. Die Schrittweite der Pegeländerungen wurde an den oberen Umkehrpunkten von 8 dB auf 4 dB und schließlich auf 2 dB halbiert. Mit dieser kleinsten Schrittweite wurde die Messung für sechs weitere Umkehrpunkte fortgesetzt. Der Mittelwert dieser letzten sechs Umkehrpunkte lieferte die Pegeldifferenz bei gleicher Tonhaltigkeit bzw. bei gleicher Lautheit der tonalen Komponente zwischen den tonalen Komponenten des Referenz- und des Testsignals. Jede Kondition wurde zweimal gemessen. Dabei lagen die Startpegel der tonalen Komponenten im Testsignal entweder 10 dB über, dem Pegel der tonalen Komponente des Referenzsignals oder die Töne in den beiden zu vergleichenden Konditionen hatten den gleichen Pegel. Begonnen wurde stets mit der Anpassung des diotischen und dichotischen Einzeltones. Anschließend wurden der Zweiton- und Viertonkomplex, sowie der gemischte Viertonkomplex gemessen. Die verschiedenen Konditionen in einem Durchlauf wurden randomisiert dargeboten.
Um eine Gefährdung der Versuchspersonen auszuschließen, konnten die Pegel in allen Verfahren eine obere Grenze von 90 dB SPL nicht überschreiten.

2.3 Versuchspersonen

An der Messung nahmen fünf Versuchspersonen im Alter von 22 bis 34 Jahren (durchschnittlich 28 Jahre) teil. Von diesen waren eine weiblich und vier männlich. Alle Versuchspersonen hatten bereits Erfahrungen mit psychoakustischen Messungen und waren normalhörend mit einer Ruhehörschwelle von höchstens 15 dB HL im relevanten Frequenzbereich bis 2 kHz.

3. Ergebnisse

3.1 Mithörschwellen

In Bild 1 sind die Mithörschwellen der vier Einzeltöne und der drei Tonkomplexe in dB SPL dargestellt. Die offenen Symbole kennzeichnen die diotischen Ergebnisse, die gefüllten Symbole für die dichotischen. Die dunkelblauen Kreise stellen den Vergleich des Referenztones mit dem Einzelton, die hellblauen Quadrate den Vergleich des Referenztons mit dem Zweitonkomplex und die braunen Rauten den Vergleich mit dem einfachen Viertonkomplex dar. Die gemischten Viertonkomplexe aus diotischen und dichotischen Tönen werden durch lila Symbole dargestellt, wobei hier das Signal $S_0^{1|3}S_\pi^{2|4}$, das den diotischen 700 Hz-Ton (Frequenz der Referenz) enthält, durch das ungefüllte Symbol dargestellt wird. Das gefüllte Symbol steht für das andere gemischte Signal, $S_\pi^{1|3}S_0^{2|4}$. Die Fehlerbalken geben die interindividuellen Standardfehler an.

Die Mithörschwellen der diotischen Einzeltöne liegen zwischen etwa 38 und 39 dB SPL. Die Mithörschwellen der diotischen Tonkomplexe liegen leicht unter der des 700 Hz-Referenztons und fallen mit zunehmender Anzahl der Komponenten ab. Für den diotischen Viertonkomplex beträgt sie rund 37 dB SPL. Die Mithörschwellen der dichotischen Signale liegen deutlich unter denen der diotischen Signale. Für die Einzeltöne reichen sie von etwa 26 dB SPL bei 350 Hz bis 33 dB SPL bei 1400 Hz. Die BMLD der Einzeltöne hat damit Werte von 6 dB bei 1400 Hz bis zu 12 dB bei 350 Hz. Die Mithörschwelle des dichotischen Viertonkomplexes liegt bei etwa 27 dB SPL. Die Mithörschwellen beider gemischten Viertonkomplexe liegen nahe an den Mithörschwellen der dichotischen Tonkomplexe. Dies verdeutlicht, dass die Mithörschwelle von den dichotischen Komponenten im Komplex dominiert wird. Die interindividuellen Standardfehler liegen bei maximal 0,7 dB für die diotischen Signale und 2,9 dB für die dichotischen Signale.

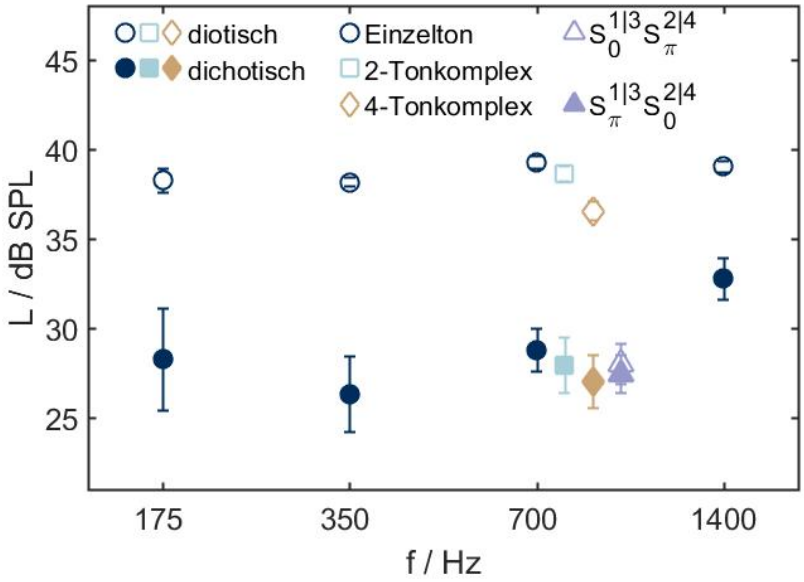


Bild 1: *Mittlere Mithörschwellen der Einzeltöne und der Tonkomplexe in dB SPL der fünf Versuchspersonen. Fehlerbalken geben die interindividuellen Standardfehler an. Die Ergebnisse der Tonkomplexe sind neben der Referenzfrequenz von 700 Hz dargestellt.*

3.2 Tonhaltigkeit

Bild 2 zeigt die Ergebnisse des Tonhaltigkeitsausgleichs für die höheren Referenzpegel von 65, 70 und 80 dB SPL. Aufgetragen sind die Pegeldifferenzen zwischen der tonalen Komponente im Referenz- und im Testsignal bei gleicher Tonhaltigkeit. Die Pegeldifferenz der diotischen Einzeltöne (offene blaue Kreise) ist für alle Referenzpegel wie erwartet etwa 0 dB. Für die dichotischen Einzeltöne (gefüllte blaue Kreise) zeigt sich eine Pegeldifferenz bis zu etwa 5 dB. Der binaurale Gewinn (Schwellendifferenz diotisch-dichotisch) nimmt mit steigendem Referenzpegel leicht ab. Die Pegeldifferenzen bei gleicher Tonhaltigkeit zwischen dem Referenzton und den Tonkomplexen (hellblaue Quadrate und braune Rauten) liegen deutlich über denen der Einzeltöne und steigen mit der Anzahl der Komponenten an. Die Pegeldifferenzen der gemischten Tonkomplexe liegen nahe der Pegeldifferenzen des

dichotischen Viertonkomplexes. Für die dichotischen Signale (gefüllte Symbole) liegen die Werte für alle Konditionen oberhalb derer der diotischen Signale (offene Symbole).

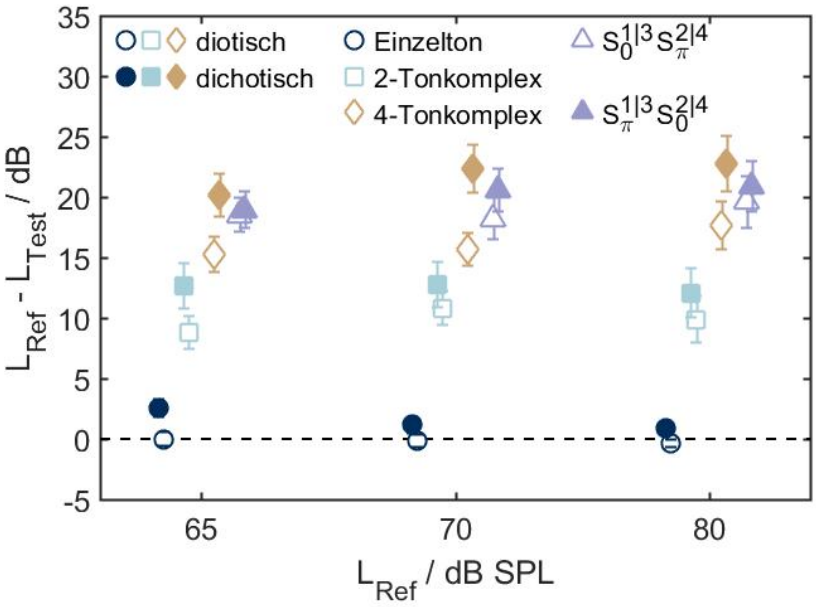


Bild 2: *Mittlere Pegeldifferenzen zwischen Referenz- und Testsignal der fünf Versuchspersonen bei gleicher Tonhaltigkeit und Referenzpegeln von 65, 70 und 80 dB SPL. Fehlerbalken geben die inter-individuellen Standardfehler an. Für eine bessere Übersichtlichkeit sind die Daten horizontal gegenei-nander verschoben.*

Bild 3 zeigt die Pegeldifferenzen bei gleicher Tonhaltigkeit für die Referenzpegel von 8, 16 und 24 dB oberhalb der Mithörschwelle. Die Darstellung entspricht der Darstellung in Bild 2. Insgesamt zeigen die Ergebnisse der schwellennahen Messung das gleiche Verhalten wie die Ergebnisse der Messung mit den höheren Referenzpegeln (Bild 2), jedoch sind die Unterschiede zwischen diotischen und dichotischen Signalen nahe der Schwelle deutlich ausgeprägter. Sie nehmen mit steigendem Referenzpegel ab. Beim geringsten Pegel von 8 dB über der Mithörschwelle liegt dieser binaurale Gewinn bei etwa 12 dB, was ungefähr dem binauralen Gewinn an der Mithörschwelle entspricht. Für den Referenzpegel von 24 dB über der Mithörschwelle, fällt er auf etwa 5 dB ab und schließt damit an die Ergebnisse aus Bild 2 an.

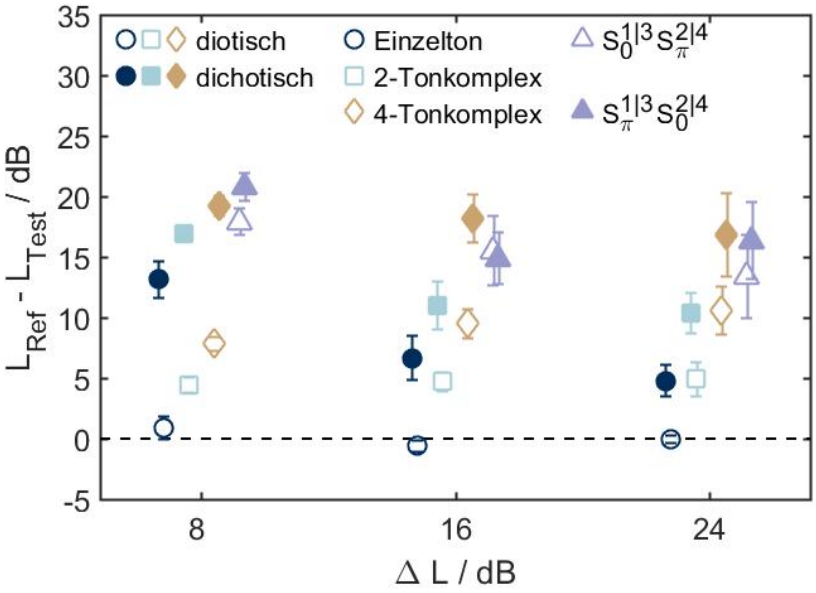


Bild 3: *Mittlere Pegeldifferenzen zwischen Referenz- und Testsignal der fünf Versuchspersonen bei gleicher Tonhaltigkeit und Referenzpegeln von ΔL = 8, 16 und 24 dB über der Mithörschwelle. Fehlerbalken geben die interindividuellen Standardfehler an. Für eine bessere Übersichtlichkeit sind die Daten horizontal gegeneinander verschoben.*

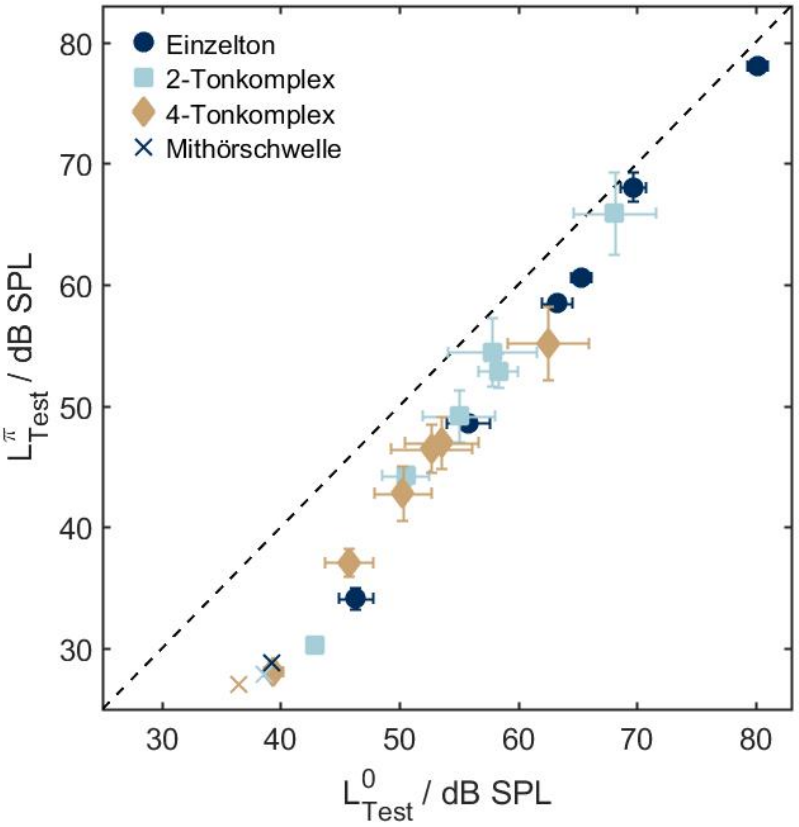


Bild 4: *Mittlere Pegel der fünf Versuchspersonen bei gleicher Tonhaltigkeit von diotischem und dichotischem Testsignal in dB SPL. Die Diagonale entspricht bei gleichen Pegeln gleich tonhaltig wahrgenommenen diotischen und dichotischen Signalen.*

In Bild 4 sind die absoluten dichotischen Testpegel über die absoluten diotischen Testpegel der auf gleiche Tonhaltigkeit eingestellten Einzeltöne (blaue Kreise), Zweitonkomplexe (hellblaue Quadrate) und Viertonkomplexe (braune Rauten) aufgetragen. Die Fehlerbalken zeigen die interindividuellen Standardfehler. Die BMLD wird hier durch den Abstand zur Diagonalen angegeben. Für alle Konditionen brauchen die dichotischen Signale einen geringeren Pegel als die diotischen, um gleich tonhaltig wahrgenommen zu werden. Mit zunehmendem Referenzpegel verringert sich der Abstand zur Diagonalen und die BMLD verschwindet.

3.3 Lautheit der tonalen Komponente

Bild 5 zeigt die Ergebnisse des Ausgleichs der Lautheit der tonalen Komponente für die höheren Referenzpegel von 65, 70 und 80 dB SPL. Aufgetragen sind die Pegeldifferenzen zwischen der tonalen Komponente im Referenz- und im Testsignal bei gleicher Lautheit der tonalen Komponente. Die Fehlerbalken geben den interindividuellen Standardfehler an. Die Pegeldifferenz der diotischen Einzeltöne (offene blaue Kreise) beträgt für die Referenzpegel von 65 und 80 dB SPL 0 dB, für den Referenzpegel von 70 dB SPL etwa -2 dB. Für die dichotischen Einzeltöne (gefüllte Kreise) beträgt die Pegeldifferenz etwa 4 dB und fällt mit zunehmendem Referenzpegel auf 0 dB bei 80 dB SPL ab. Mit zunehmender Anzahl der tonalen Komponenten (Zweitonkomplex, hellblaue Quadrate und Viertonkomplex, braune Rauten) steigt die Pegeldifferenz für alle Referenzpegel an. Für die dichotischen Signale (gefüllte Symbole) liegen die Werte oberhalb derer der diotischen Signale (offene Symbole). Diese Pegeldifferenz liegt für den Referenzpegel von 65 dB SPL bei 2 dB für die Zweitonkomplexe und 7 dB für die Viertonkomplexe. Er nimmt mit steigendem Referenzpegel ab und verschwindet auch für die Zweitonkomplexe bei 80 dB SPL. Die Ergebnisse der gemischten Viertonkomplexe liegen zwischen denen des diotischen und des dichotischen Viertonkomplexes.
Bild 6 zeigt die Pegeldifferenzen bei gleicher Lautheit der tonalen Komponente für die Referenzpegel von 8, 16 und 24 dB oberhalb der Mithörschwelle. Die Darstellung entspricht der Darstellung in Bild 5. Die Ergebnisse zeigen insgesamt ein ähnliches Verhalten wie die der Messung mit den höheren Referenzpegeln (Bild 5). Wie bereits in den Ergebnissen des Tonhaltigkeitsausgleichs (Bild 2 und Bild 3) sind auch hier die Unterschiede zwischen diotischen und dichotischen Signalen nahe der Schwelle deutlich ausgeprägter. Der größte binaurale Gewinn von etwa 14 dB findet sich hier für die Einzeltöne bei einem Referenzpegel von 8 dB über der Mithörschwelle. Auch hier nehmen sie mit steigendem Referenzpegel ab.

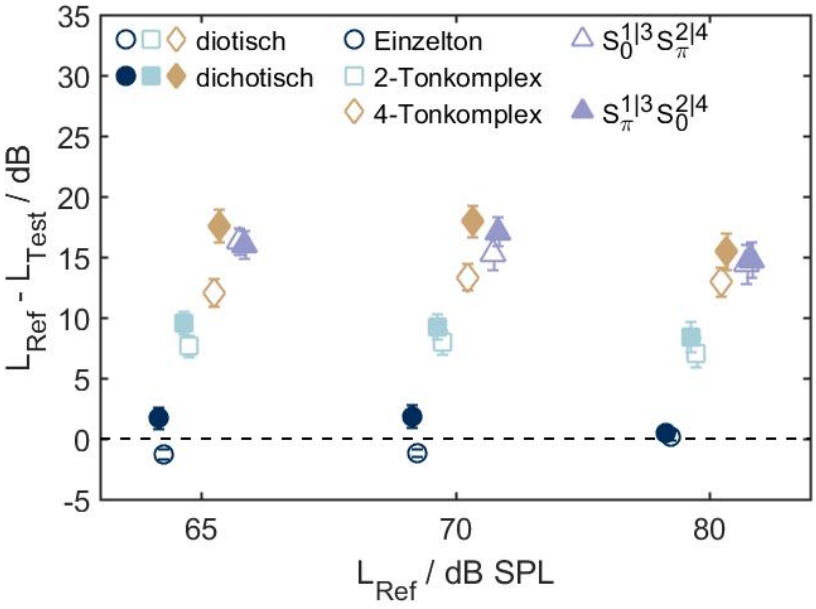


Bild 5: *Mittlere Pegeldifferenzen zwischen Referenz- und Testsignal der fünf Versuchspersonen bei gleicher Lautheit der tonalen Komponente und Referenzpegeln von 65, 70 und 80 dB SPL. Fehlerbalken geben die interindividuellen Standardfehler an. Für eine bessere Übersichtlichkeit sind die Daten horizontal gegeneinander verschoben.*

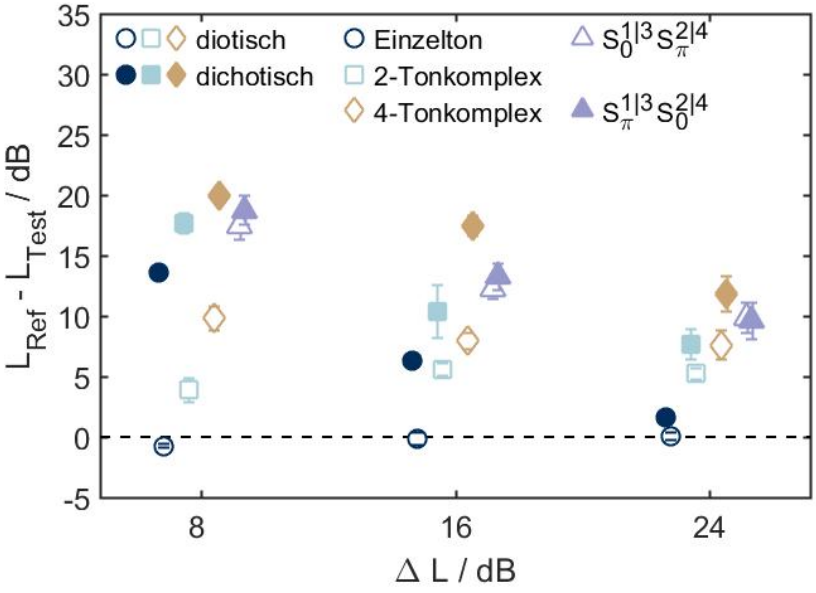


Bild 6: *Mittlere Pegeldifferenzen zwischen Referenz- und Testsignal der fünf Versuchspersonen bei gleicher Lautheit der tonalen Komponente und Referenzpegeln von ΔL = 8, 16 und 24 dB über der Mithörschwelle. Fehlerbalken geben die interindividuellen Standardfehler an. Für eine bessere Übersichtlichkeit sind die Daten horizontal gegeneinander verschoben.*

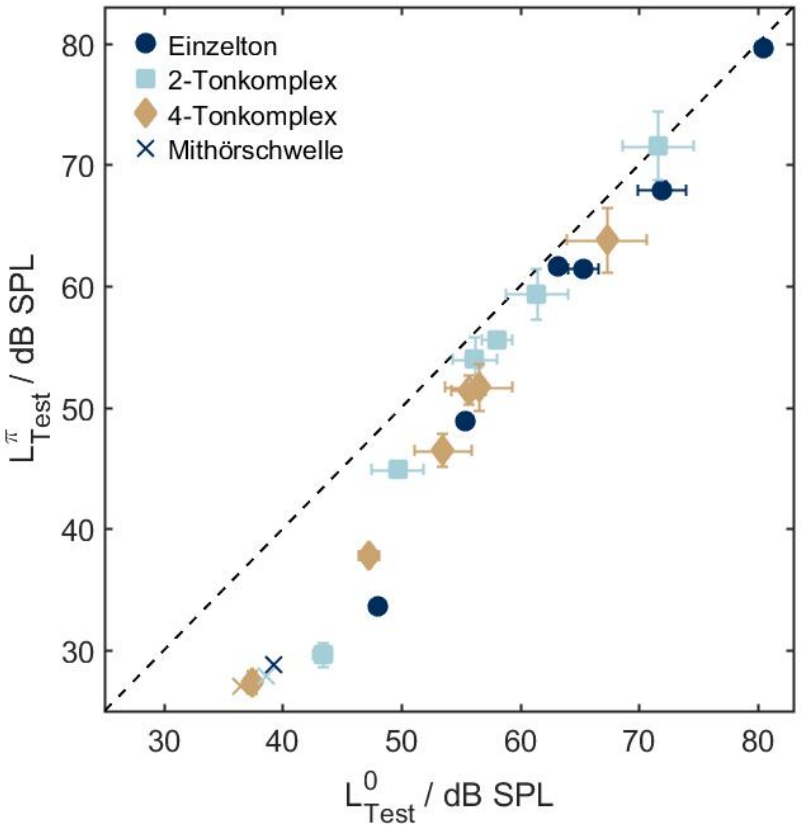


Bild 7: *Mittlere Pegel der fünf Versuchspersonen bei gleicher Lautheit der tonalen Komponente von diotischem und dichotischem Testsignal in dB SPL. Die Diagonale entspricht bei gleichen Pegeln gleich laut wahrgenommenen tonalen Komponenten im diotischen und dichotischen Signal.*

In Bild 7 sind die absoluten dichotischen Testpegel über den absoluten diotischen Testpegel (beide in dB SPL) der auf gleiche Lautheit der tonalen Komponente eingestellten Signale für Einzeltöne (blaue Kreise), Zweitonkomplexe (hellblaue Quadrate) und Viertonkomplexe (braune Rauten) aufgetragen. Die Fehlerbalken zeigen den interindividuellen Standardfehler. Die Daten zeigen einen sehr ähnlichen Verlauf zu den Ergebnissen des Tonhaltigkeitsausgleichs (vgl. Bild 4). Für alle Konditionen brauchen die dichotischen Signale einen geringeren Pegel als die diotischen, um eine gleiche Lautheit der tonalen Komponente zu erzielen. Mit zunehmendem Referenzpegel verringert sich auch hier der Abstand zur Diagonalen und die BMLD verschwindet.

4. Diskussion

Die DIN 45681 [4] zur Tonhaltigkeit geht davon aus, dass nur die größte Pegeldifferenz zwischen tonalem Anteil und Rauschhintergrund die Tonhaltigkeit bestimmt. Die hier vorgestellten Daten widersprechen diesem Ansatz. Der Widerspruch resultiert für die in dieser Studie verwendeten Signale im Wesentlichen aus der Abhängigkeit der Mithörschwelle von beidohrigen Parametern und der Anzahl der tonalen Komponenten. So reduzieren Unterschiede in den Ohrsignalen die Schwelle um bis zu 12 dB. Diese Schwellenreduktion, d.h. die BMLD, ist frequenzabhängig und ist am Größten für 375 Hz (siehe Abb. 1). Die Abhängigkeit der diotischen und dichotischen Schwellen stimmt mit Daten in der Literatur überein (z.B. [10, 11]), wobei die BMLD in der

vorliegenden Studie tendenziell etwas kleiner ist als die in der Literatur. Die Schwelle hängt auch von der Anzahl der Komponenten ab. In der vorliegenden Studie nimmt die diotische Schwelle um etwa 3 dB ab, wenn sich die Anzahl der Komponenten von einer auf vier erhöht. Dies stimmt mit Literaturergebnissen zur Abhängigkeit der Schwelle von der Anzahl der Töne in Rauschen ([12]) und in Ruhe ([13]) überein. Beide Effekte zeigen sich auch überschwellig. So zeigte Vormann [9] für diotische Signale eine deutliche Abhängigkeit der Tonhaltigkeit von der Anzahl der Komponenten (von einer bis acht Komponenten). Für einen Zweitonkomplex zeigten dieses auch Hansen und Weber [14].
Der Effekt von Unterschieden zwischen den beiden Ohrsignalen wurde von Verhey und Heise [7] für einen einzelnen Sinuston untersucht. Die vorliegenden Daten entsprechen für kleine Pegel über der Mithörschwelle weitestgehend denen von Verhey und Heise [7]. Die höheren Pegel stellen eine Erweiterung des bisherigen Datensatzes dar. Sie zeigen, dass in der Tat für Töne deutlich über der Mithörschwelle die BMLD keinen Einfluss auf die Tonhaltigkeit hat. In so einem Fall lässt sich somit die Berechnungsvorschrift aus der DIN 45681 [4] prinzipiell anwenden. Für niedrigere Pegel ist jedoch der Anstieg der Tonhaltigkeit mit dem Tonpegel für dichotische Signale im Allgemeinen höher als für diotische Signale.
Eine Beurteilung des Schalls bezüglich der Empfindungsgröße Tonhaltigkeit ist für die Versuchspersonen häufig schwierig, da diese Empfindungsgröße im alltäglichen Sprachgebrauch kaum vorkommt. Deutlich vertrauter ist die Empfindung der Lautheit. Die Messungen zur Lautheit des tonalen Anteils stimmen mit denen zur Tonhaltigkeit weitestgehend überein. Dieses Ergebnis bestätigt frühere Daten von Hansen und Weber [14] sowie Verhey und Heise [7]. Dieses legt nahe, dass die Tonhaltigkeit durch die Lautheit des tonalen Anteils erfasst und so die experimentelle Erfassung der Tonhaltigkeit erleichtert werden kann. Es ermöglicht zudem eine direkte Erfassung der Empfindungsgröße mit absoluter Skalierung. Verhey und Heeren [15] zeigten für einen Ton in unmoduliertem und komoduliertem Rauschen, dass die Daten zur Lautheit des tonalen Anteils von einem wie hier verwendeten Angleichsverfahren mit denen einer kategorialen Skalierung nach ISO 16832 [16] überstimmen. Die Skalierung ist hierbei deutlich schneller als das Angleichsverfahren, allerdings ist die Genauigkeit geringer. So muss die Anwendung entscheiden, welches Verfahren verwendet werden kann.
Der vorliegende Beitrag beschränkt sich auf artifizielle Geräusche, jedoch lassen sich die Erkenntnisse auf Aufnahmen von technischen Geräuschen übertragen. Bei mehreren deutlichen tonalen Komponenten sollte dieses durch eine erhöhte Tonhaltigkeit berücksichtigt werden. Werden die technischen Geräusche mit einem Kunstkopf aufgenommen, so sollten die beiden Ohrsignale auf eventuelle Unterschiede untersucht werden und so gegebenenfalls eine erhöhte Tonhaltigkeit berücksichtigt werden, falls ein binauraler Gewinn für die tonale Komponente zu erwarten ist.

5. Zusammenfassung

In der vorliegenden Studie wurden die Pegel eines von einem Rauschen verdeckten Testsignals so an einen diotischen Ton angeglichen, dass die Tonhaltigkeit bzw. die Lautheit der tonalen Komponente der Signale gleich groß waren. Untersucht wurden der Einzelton, ein Zweitonkomplex und ein Viertonkomplex sowohl diotisch als auch mit interauraler Phase π, sowie zwei Viertonkomplexe mit je zwei diotischen und zwei dichotischen Komponenten. Bei Pegeln nahe der Mithörschwelle trat ein deutlicher binauraler Gewinn auf, der mit steigendem Pegel verschwand. Je mehr Komponenten

das Testsignal enthielt, desto geringer war der Pegel gleicher Tonhaltigkeit. Die hohe Korrelation der Lautheitsdaten mit denen der Tonhaltigkeit ermöglicht nicht nur einen einfacheren Zugang zur experimentellen Erfassung der Tonhaltigkeit. Sie legt darüber hinaus nahe, dass die Tonhaltigkeit in Zukunft eventuell durch ein Lautheitsberechnungsverfahren bestimmt werden kann.

Literatur

[1] ANSI S1.13 (2005) *Measurement of Sound Pressure Levels in Air*.

[2] IEC 61400-11 (2006) *Wind turbine generator systems – Part 11: Acoustic noise measurement techniques Reference*.

[3] ISO 1996-2 (2007) *Acoustics – Description, measurement and assessment of environmental noise – Part 2: Determination of environmental noise levels*.

[4] DIN 45681:2005-03 (2005) *Akustik – Bestimmung der Tonhaltigkeit von Geräuschen und Ermittlung eines Tonzuschlages für die Beurteilung von Geräuschimmissionen*.

[5] Hall, J. W., Haggard, M. P. und Fernandes, M. A. (1984) *Detection in noise by spectrotemporal pattern analysis*, J. Acoust. Soc. Am. 76, 50-56.

[6] Verhey, J. L., Pressnitzer, D. und Winter, I. M. (2003) *The psychophysics and physiology of comodulation masking release*, Exp. Brain Res. 153, 405-417.

[7] Verhey, J. L. und Heise, S. (2012): *Suprathreshold perception of tonal components in noise under conditions of masking release*, Acta Acustica united with Acustica 98, 451-460.

[8] Hirsch, I. J. (1948) *The Influence of Interaural Phase on Interaural Summation and Inhibition*, J. Acoust. Soc. Am. 20(4), 536-544.

[9] Vormann, M. (2011) *Untersuchungen zu psychoakustischen Mess- und Berechnungsverfahren der Tonhaltigkeit*, Dissertation, Carl von Ossietzky Universität Oldenburg. http://oops.uni-oldenburg.de/1339/1/vorunt11.pdf

[10] van de Par, S. und Kohlrausch, A. (1999) *Dependence of binaural masking level differences on center frequency, masker bandwidth, and interaural parameters*, J. Acoust. Soc. Am. 106(4), 1940-1947.

[11] Nitschmann, M. und Verhey, J. L. (2013) *Binaural notched-noise masking and auditory-filter shape*, J. Acoust. Soc. Am. 133 (4), 2262-2271.

[12] Green, D. M. (1958) *Detection of multiple component signals in noise*, J. Acoust. Soc. Am. 30, 904-911.

[13] Buus, S., Müsch, H. und Florentine, M. (1998) *On loudness at threshold*, J. Acoust. Soc. Am. 104, 399-410.

[14] Hansen, H. und Weber, R. (2011) *Partial loudness as a measure of the magnitude of tonal content*, Acoust. Sci. & Tech. 32(3), 111-114.

[15] Verhey, J. L. und Heeren, W. (2015) *Categorical scaling of partial loudness in a condition of masking release*, J. Acoust. Soc. Am. 138(2), 904-915.

[16] ISO 16832 (2006) *Acoustics Loudness scaling by means of categories*.

Modellierung der Wahrnehmung von nichtstationären tonalen Komponenten

Arne Oetjen, Uwe Letens, Steven van de Par

Abstract

The overall quality impression of vehicle interior noise is strongly influenced by the presence and strength of tonal sound components. These components usually have a negative impact on the perceived comfort. In some cases, however, they can also emphasize the dynamic character of a sportive vehicle. Especially for electric vehicles, the strength of tonal components influences on the overall sound character significantly.

Therefore it would be desirable to have an algorithm that is able to reproduce human tonality perception in the development process of cars. This could be realized by employing the method for calculating the relative strength of tonal components based on DIN 45681. If mechanical components from the powertrain are the source of these sound components, the tonal components will often occur in a non-stationary driving condition. For high rates of change this algorithm will underrate the strength or even fail to detect these tonal components.

By modifying the DIN 45681 calculation method with pre- and post-processing stages, it is possible to also detect and quantify very rapidly changing tonal components, such as those occurring during a turbocharger acceleration. The modification includes the use of shorter analyzing windows while keeping the high frequency resolution needed for detecting the signal components relevant for tonality calculations. Possible artifacts created by this method are suppressed afterwards to enable a meaningful interpretation of the calculations. This will be shown for vehicle sounds with both electric and combustion engines.

Kurzfassung

Der Gesamteindruck eines Fahrzeuggeräuschs wird unter anderem stark von der Ausgeprägtheit tonaler Geräuschkomponenten beeinflusst. Diese haben in der Regel einen negativen Einfluss auf den Geräuschkomfort zur Folge, können in speziellen Fällen aber auch den dynamischen Charakter eines Fahrzeugs hervorheben. Gerade bei elektrisch angetriebenen Fahrzeugen ist die Tonhaltigkeit oft eine den Klangcharakter stark beeinflussende psychoakustische Empfindungsgröße.

Im Entwicklungsprozess ist daher ein die menschliche Wahrnehmung ausreichend abbildendes Analyseverfahren wünschenswert. Dies kann beispielsweise über die im Verfahren nach DIN 45681 berechneten Tonüberschüsse realisiert werden. Sofern Antriebskomponenten die Ursache für das Auftreten tonaler Geräusche sind, treten diese im Fahrbetrieb oft instationär auf, das heißt mit über der Zeit veränderlicher Frequenz und Amplitude. Mit zunehmender Veränderungsrate wird bei einer Analyse mit dem

Verfahren nach DIN 45681 die Ausgeprägtheit tonaler Komponenten zunehmend unterschätzt oder überhaupt nicht detektiert.

Durch eine Modifikation dieses Analyseverfahrens mit verschiedenen Vor- und Nachverarbeitungsstufen ist es möglich, auch sehr schnell veränderliche Töne, wie sie beispielsweise beim Anlaufen eines Turboladers entstehen, zu detektieren und deren Ausgeprägtheit zu quantifizieren. Dies wird durch eine Verwendung kürzerer Analysefenster bei gleichzeitiger Beibehaltung der hohen Frequenzauflösung für tonhaltigkeitsrelevante Signalkomponenten ermöglicht, eine anschließende Unterdrückung der durch diese Methode entstehenden Artefakte ermöglicht eine aussagekräftige Interpretation der Berechnungen. Dies wird anhand von Beispielen aus Fahrzeugen mit Verbrennungsmotor und Elektroantrieben demonstriert.

1. Tonhaltigkeitsberechnung nach DIN 45681

Eine Methode zur Berechnung der Tonhaltigkeit bzw. des Tonüberschusses und den daraus resultierenden Tonzuschlag wird in DIN 45681 vorgestellt [1]. In dieser Methode wird in jeder Frequenzgruppe der spektrale Überschuss eines Tones gegenüber dem Rauschhintergrund berechnet.

Erfahrungsgemäß eignet sich diese Berechnungsmethode gut für die Analyse von stationären Geräuschen. Für Geräusche bei denen die tonalen Komponenten über der Zeit in der Frequenz und/oder Amplitude stark schwanken wird der Tonüberschuss jedoch oft stark unterschätzt.

In Bild 1 ist der berechnete Tonüberschuss für zwei frequenzmodulierte Tonkomplexe in einem Rauschhintergrund dargestellt. Bei beiden Komplexen fallen die Harmonischen mit 1/f ab. Im ersten Beispiel (oben) wird die Grundfrequenz von 350 Hz wie in der schematischen Darstellung oben links sinusförmig mit einer Frequenz von 1/3 Hz und einem Frequenzhub von 50 Hz moduliert. Im zweiten Beispiel (unten) wird derselbe Tonkomplex sägezahnförmig mit 1 Hz Modulationsfrequenz und 100 Hz Frequenzhub moduliert.

Beim ersten Beispiel werden nur die Teile des Geräuschs als „tonhaltig“ erkannt, bei denen die zeitliche Veränderung in der Tonfrequenz gering genug ist. Dies steht zum Widerspruch mit dem Höreindruck einer über der Zeit konstanten Tonhaltigkeit. Für das zweite Beispiel werden keine Töne erkannt und somit keine Tonüberschüsse berechnet. Auch dies deckt sich nicht mit dem Höreindruck einer stark ausgeprägten Tonhaltigkeit.

Die Ursache für dieses Phänomen könnten die in der DIN 45681 indirekt vorgegeben Analysefensterlängen sein. Da der Linienabstand Δf zweier benachbarter Frequenzen im Spektrum zwischen 1,9Hz und 4,0Hz liegen soll [1] ergeben sich Fensterlängen zwischen 0,25s und 0,53s bei Anwendung einer DFT bzw. FFT Methode zur Berechnung des Spektrums.

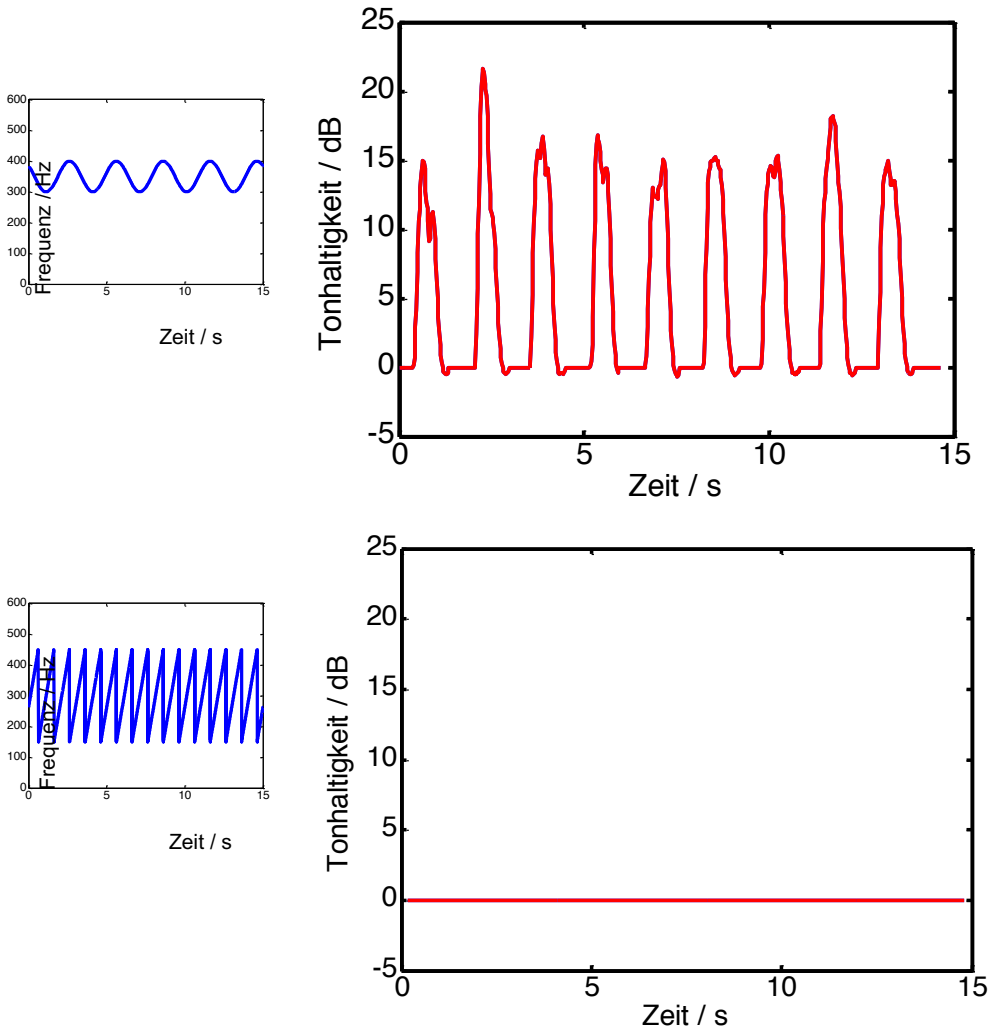


Bild 1: *Nach DIN 45681 berechnete Tonüberschüsse (rechte Bilden) für einen mit 1/3Hz sinusförmig frequenzmodulierten Tonkomplex (oben) und einen mit 1Hz sägezahnförmig frequenzmodulierten Tonkomplex (unten). Die Verläufe der Grundfrequenz über der Zeit sind in den linken Bildern dargestellt.*

2. Modifikation der Berechnungsmethode aus DIN 45681

Da die nach DIN 45681 berechneten Tonüberschüsse für stationäre Signale gut mit dem Höreindruck übereinstimmen, könnte bei stark instationären Geräuschen die Verwendung deutlich kürzerer Analysefenster die Detektion tonaler Komponenten ermöglichen. Dies hätte allerdings eine nicht mehr zulässige Vergrößerung der Linienbreite zur Folge.

Aus diesem Grund wird bei dem hier vorgestellten Berechnungsalgorithmus bei der Berechnung der Spektren eine Methode angewendet, die auch bei sehr kurzen (≈0,1s) Fenstern eine ausreichend kleine spektrale Linienbreite ermöglicht [2].

2.1 Vorverarbeitung mit DFT[1]-Methode

Bei zeitkontinuierlichen Signalen besteht folgender Zusammenhang zwischen einer (Ton-)Frequenz $\tilde{f}_p$ und dem Quotienten der Fouriertransformierten der i-ten Ableitung FT^i und der i+1-ten Ableitung FT^{i+1} des Ursprungssignals an der Stelle dieser Frequenz:

$$\tilde{f}_p = \frac{1}{2\pi}\frac{FT^{i+1}(f_p)}{FT^i(f_p)}. \tag{1}$$

Für den zeitkontinuierlichen Fall stellt diese Relation offensichtlich noch keinen anwendbaren Informationsgewinn dar, da zur Berechnung der Tonfrequenz $\tilde{f}_p$ eben diese Frequenz f_p benötigt wird. Wenn jedoch im zeitdiskreten Fall das lokale Maximum im Spektrum m_p durch die Rasterung nicht zwangsläufig mit der realen Tonfrequenz f_p übereinstimmt kann mit

$$f_p = \frac{1}{2\pi}\frac{DFT^1(m_p)}{DFT^0(m_p)} \tag{2}$$

die genaue Tonfrequenz f_p aus der diskreten Fouriertransformierten (DFT) des Signals, DFT^0 an der Stelle des lokalen Maximums m_p und der DFT der 1. Ableitung des Signals an dieser Stelle, $DFT^1(m_p)$, berechnet werden [2]. Es kann hergeleitet werden, dass sich die Tonfrequenz bei zeitdiskreten, gefensterten Signalen als

$$f_p = \frac{F_S}{\pi}\sin^{-1}\left(\frac{1}{2F_S}\frac{\left|DFT^1(m_p)\right|}{\left|DFT^0(m_p)\right|}\right) \tag{3}$$

berechnen lässt [3]. F_S ist darin die Abtastfrequenz. Die zeitliche Ableitung wird mit dem Differenzenquotienten bestimmt.
Auf Basis dieser, aufgrund begrenzter numerischer Auflösung geschätzten, realen Tonfrequenz kann ebenfalls die Amplitude a_p dieser Tonkomponente als

$$a_p = 2\frac{DFT^0(m_p)}{W\left(\left|f_p - m_p F_S/N\right|\right)} \tag{4}$$

in Näherung bestimmt werden, mit W(f) als der Fouriertransformierten des Analysefensters. Die Funktionsweise dieser Methode ist in Bild 2 illustriert.

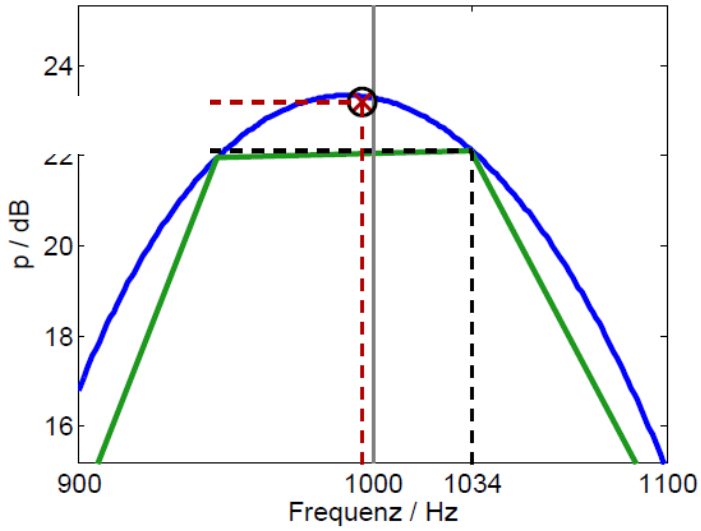


Bild 2: *512 Punkte FFT eines 1kHz Tons im Rauschen (grün) mit einer Abtastrate von 44,1kHz. Vor der Analyse wurde das Signal mit einem Hann-Fenster (blau) multipliziert. Aus dem detektierten spektralen Maximum (schwarze Linien) wird mit der DFT1-Methode die reale Tonfrequenz und -amplitude geschätzt (rote Linien).*

Aus diesen nun präzisierten Angaben für die Frequenzen und Amplituden der tonalen Komponenten und dem ursprünglich berechneten Kurzzeitspektrum kann nun durch lineare Interpolation ein Linienspektrum mit deutlich kleinerem, für die Berechnung der Tonhaltigkeit nach DIN 45681 ausreichendem, Linienabstand gebildet werden. In der Implementation dieser Berechnungsmethode werden Fenster von ca. 0,1 s Länge verwendet, die interpolierten Spektren haben einem Linienabstand von 2 Hz. Bild 3 zeigt, dass in dieser Implementation die Tonhaltigkeit von synthetischen Signalen wie dem eingangs erwähnten Beispiel als solche detektiert wird; der Tonüberschuss liegt etwa bei dem theoretischen Wert für den jeweiligen Signal-Rauschabstand.

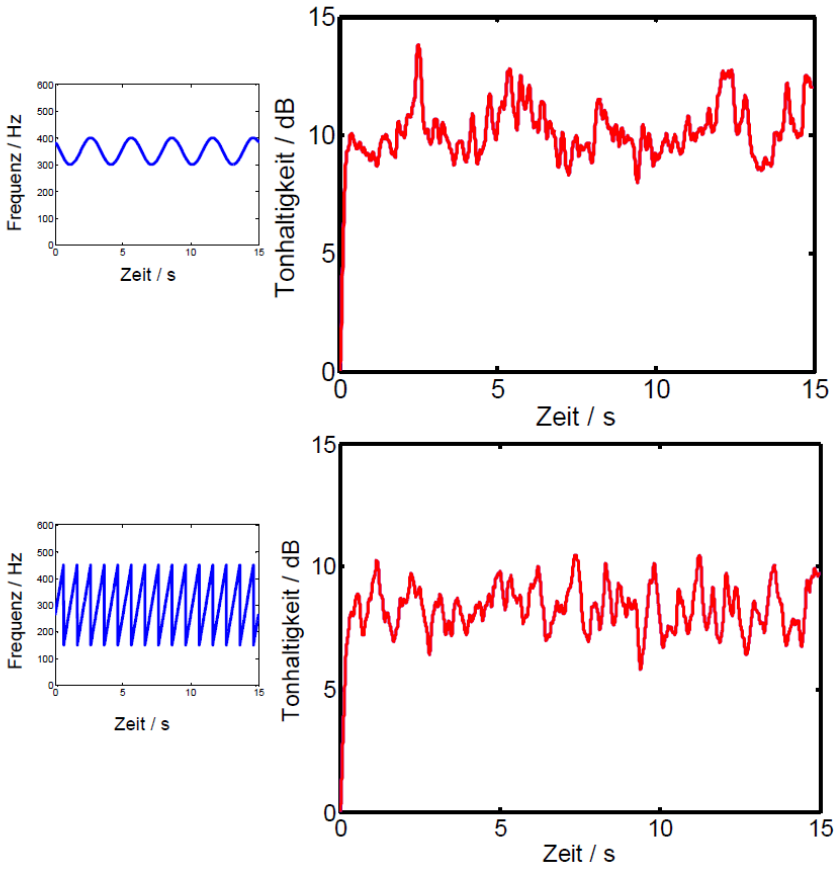


Bild 2: *Tonüberschüsse für die in Bild 1 beschriebenen Geräusche für den mit der DFT[1]-Methode modifizierten Berechnungsalgorithmus*

2.2 Tracking der tonalen Komponenten und Filterung

Gerade bei komplexeren, realen Geräuschen treten bei der Verwendung dieser Methode zusätzlich zu den real vorhandenen Tonkomponenten auch Artefakte auf, die fälschlicherweise als Tonkomponenten identifiziert werden und somit auch in der Berechnung der Tonhaltigkeit auftreten. In Bild 4 sind die detektierten Tonkomponenten für eine reale Aufnahme eines Fahrzeuggeräuschs dargestellt. Neben eindeutigen Tonkomponenten finden sich auch viele, in der Zeit-Frequenzdarstellung eher rauschhaft wirkende, Störkomponenten.

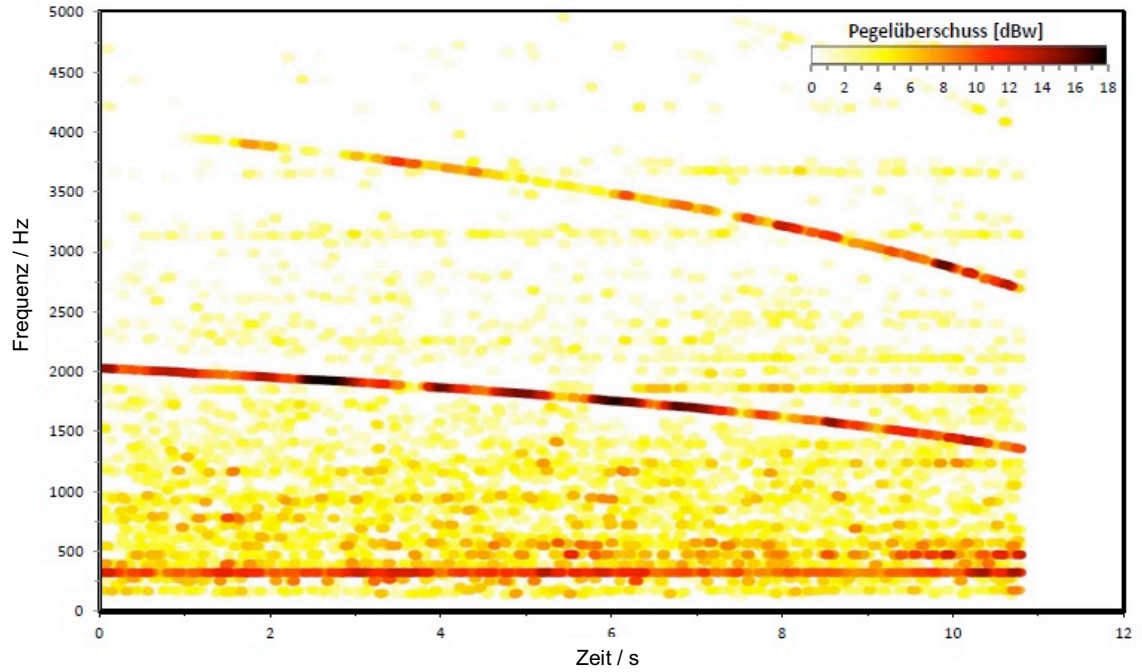


Bild 3: *Tonale Pegelüberschüsse für die Innengeräuschaufnahme eines PKW mit Ottomotor und kontinuierlich variablen (CVT) Getriebe bei einer Messung auf einem Prüfstand*

Es scheint somit notwendig, in einer der Tonhaltigkeitsberechnung nachfolgenden Analyse die Tonkomponenten vom Rauschgrund zu trennen. Ausgehend von der Annahme, dass zu Tönen gehörige detektierte Komponenten im Zeit-Frequenzbereich über einen gewissen Zeitraum einen stetigen Verlauf zeigen, kann durch Anwendung eines z.B. in [3] beschriebenen Tracking-Verfahrens eine Trennung der Tonkomponenten vom Rauschgrund erfolgen.

Vorangehend wird eine Rauschreduktion, die in einem vorgegebenen Radius um jede Tonkomponente jeweils eine mittlere Trajektorie der Maxima berechnet und abweichende Komponenten eliminiert.

Durch eine geeignete Wahl der Parameter in diesem Verfahren können die tonalen Komponenten gut isoliert werden. Da das menschliche Gehör sehr schnellen Änderungen der Tonamplitude nicht folgen kann werden die aufeinanderfolgenden Einzelkomponenten eines detektierten Tracks mit einem Savitzky-Golay Filter [5] geglättet. Bild 5 zeigt die aus diesen Nachverarbeitungsschritten resultierende Einzelkomponentendarstellung.

Für die Berechnung der Gesamttonhaltigkeit werden die einzelnen Tonüberschüsse in jedem Zeitschritt energetisch addiert. Diese Darstellungsform bietet gegenüber der Einzelkomponentendarstellung den Vorteil der direkten Vergleichbarkeit mehrerer Geräuschaufnahmen, gibt allerdings keine Auskunft über den zeitlich-spektralen Verlauf der Einzelkomponenten.

Die Kombination beider Darstellungsformen bietet ein vielfältiges Tool für die Fahrzeugentwicklung. Dies wird im folgenden Kapitel mit einem konkreten Beispiel illustriert.

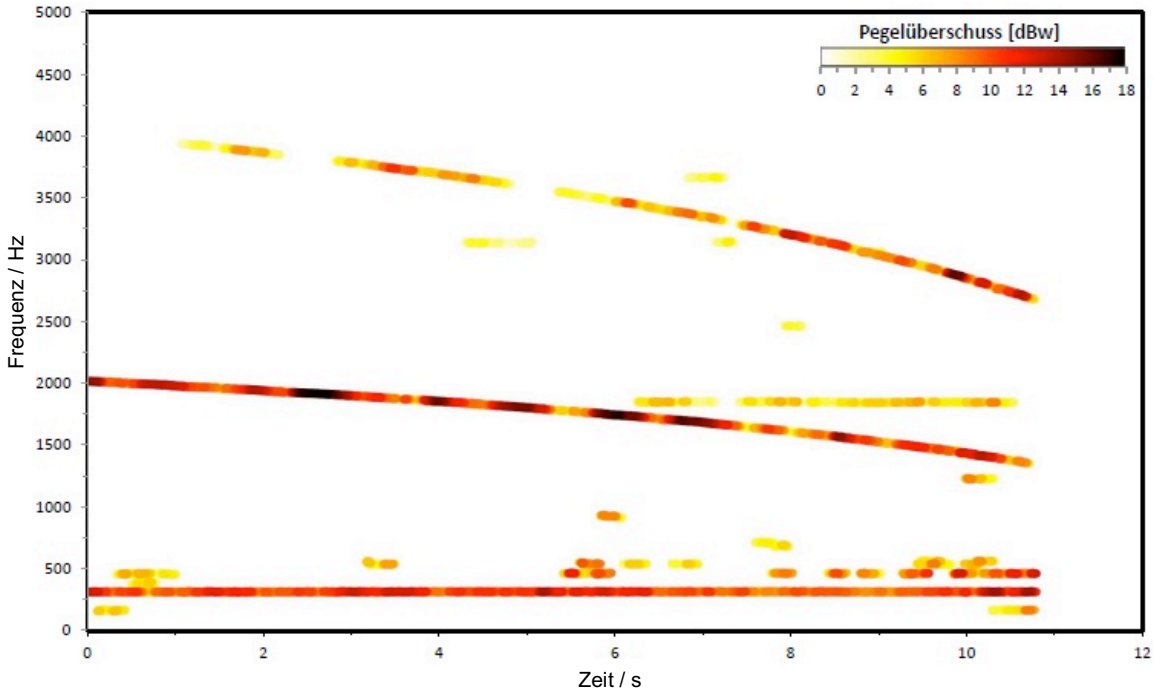


Bild 4: *Tonale Pegelüberschüsse für das gleiche Geräusch wie in Bild 4, mit zusätzlicher Filterungsstufen zur Rauschunterdrückung*

3. Anwendungsbeispiel für das Berechnungsverfahren in der Fahrzeugakustik

Bei Fahrzeugen mit rein elektrischem Antrieb stellt die Tonhaltigkeit eine zentrale, den Gesamteindruck stark beeinflussende psychoakustische Größe dar, da andere Wahrnehmungsgrößen wie z.B. Rauigkeit oder Impulshaftigkeit bei dieser Antriebsart bauartbedingt nicht oder nur in sehr geringer Ausprägung auftreten.

In dem hier gezeigten Beispiel wurden Tonhaltigkeitsberechnungen für Geräuschaufnahmen der DAIMLER AG mit dem vorgestellten Berechnungsverfahren durchgeführt. Die Tonhaltigkeitsberechnungen für ein elektrisch angetriebenes Fahrzeug der Kompaktklasse (Fahrzeug A) werden mit den Berechnungen für zwei ebenfalls rein elektrisch angetriebene Modelle in drei verschiedenen Fahrzuständen verglichen. Hierbei handelt es sich um eine Limousine der oberen Mittelklasse (Fahrzeug B) und ein SUV (Fahrzeug C). Im Allgemeinen werden sich sowohl starke Ausprägungen sowie große Unregelmäßigkeiten in den Tonhaltigkeitsverläufen negativ auf den empfundenen Geräuschkomfort auswirken.

3.1 Volllastbetrieb

Zunächst wird das Verhalten der drei Fahrzeuge im Betrieb unter Volllast betrachtet. Eine herkömmliche Geräuschbetrachtung mittels Spektrogrammen ist in Bild 6 dargestellt.

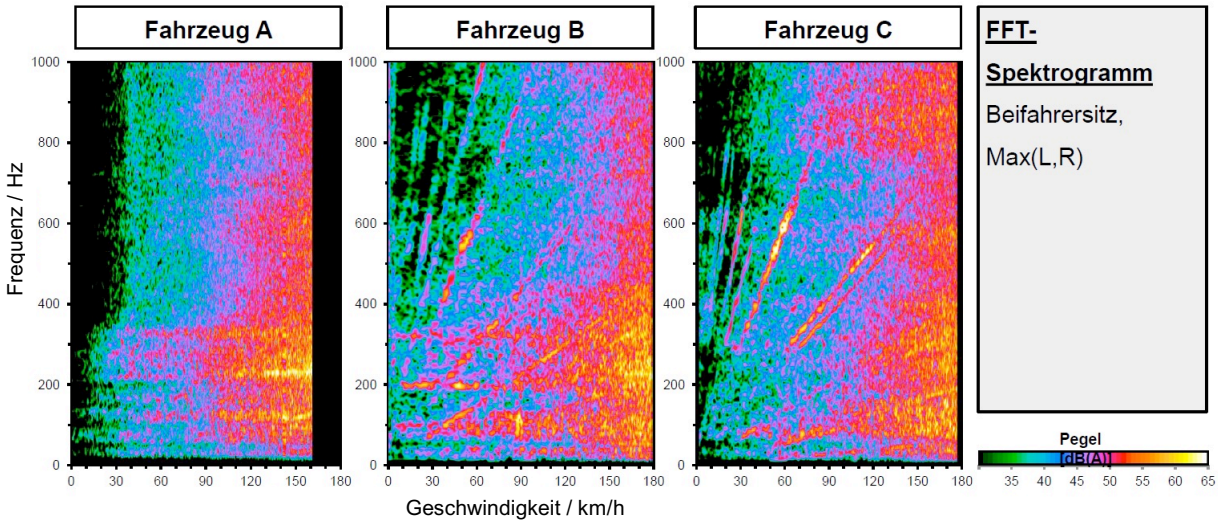


Bild 6: *Spektrogramme über der Geschwindigkeit für 3 elektrisch betriebene Fahrzeuge im Volllastbetrieb*

In Bild 7 sind die Verläufe des Tonpegelüberschusses über der Geschwindigkeit abgebildet. Es fällt auf, dass für ein Fahrzeug (Fahrzeug C) im Bereich zwischen 30 und 100km/h der Tonüberschuss deutlich größer ist als für die anderen beiden Fahrzeuge.

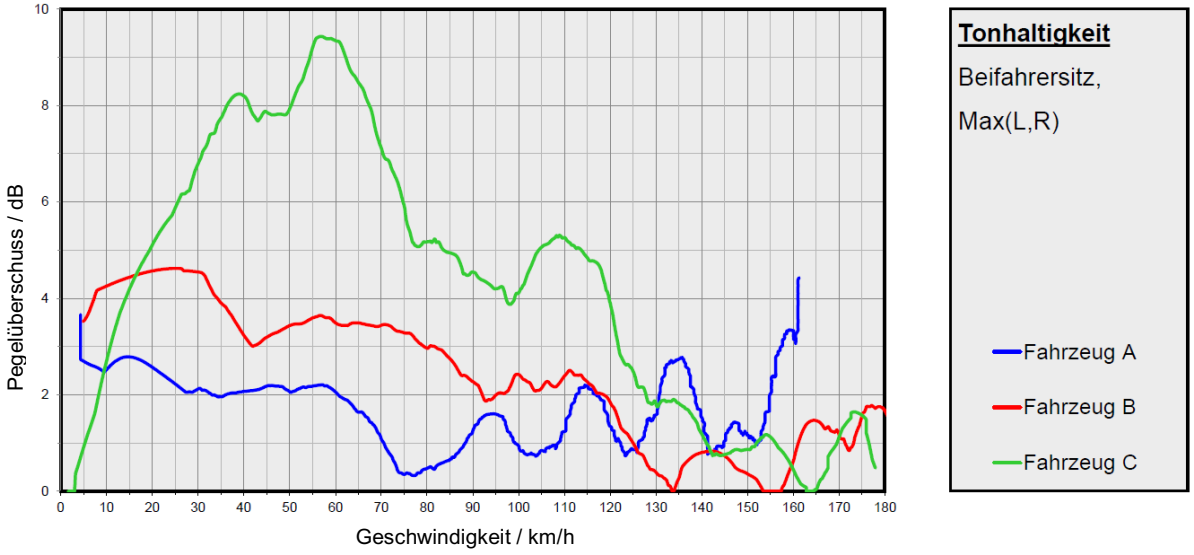


Bild 5: *Verläufe der Tonpegelüberschüsse über der Geschwindigkeit für drei Fahrzeuge im Betriebszustand „Volllast“*

In der Einzelkomponentendarstellung in Bild 8 kann für dieses Fahrzeug ein schnell hochlaufender Tonkomplex als Ursache für die beobachtete Erhöhung ausgemacht werden. Auffällig ist auch, dass bei diesem Fahrzeug alle großen Pegelüberschüsse in einem Frequenzband von ca. 300 bis 700Hz auftreten, dies könnte auf eine Resonanz in der Fahrzeugstruktur hinweisen.

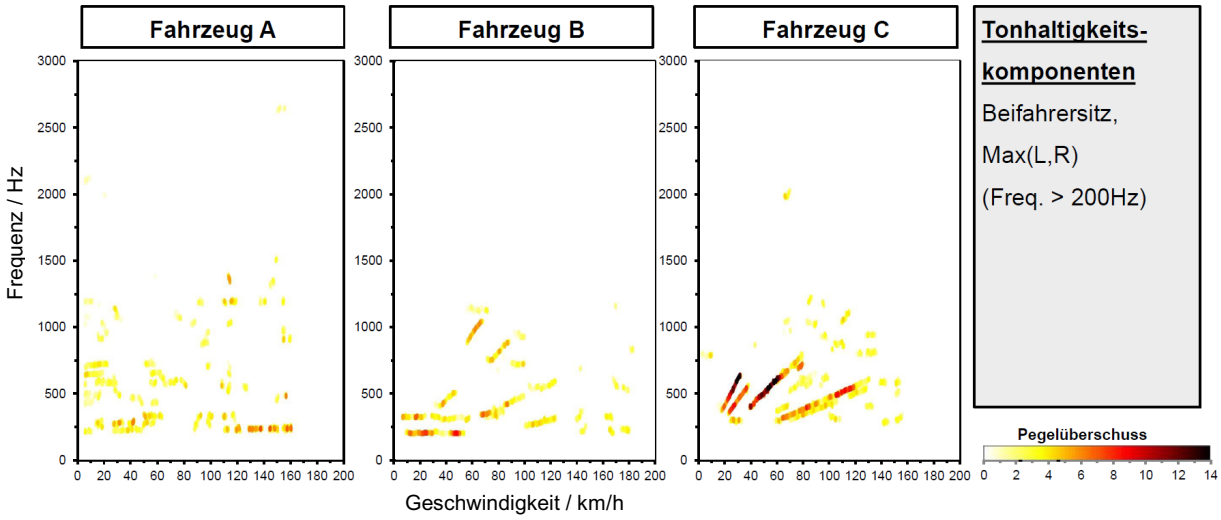


Bild 6: *Einzelkomponenten der Tonpegelüberschüsse über der Geschwindigkeit für drei Fahrzeuge im Betriebszustand „Volllast“*

3.2 Teillastbetrieb

Im Unterschied zum Volllastbetrieb zeigen sich für den im Alltag sicher etwas öfter angefahrenen Teillastbetrieb in Bild 9 weniger stark ausgeprägte Unterschiede. Im Gegensatz zu Fahrzeug A (blaue Kurve in Bild 8) weisen Fahrzeug B und C kurzzeitige Erhöhungen in Tonüberschuss auf, bei Fahrzeug B zwischen ca. 20 und 25km/h und bei Fahrzeug C zwischen ca. 22 und 32 und zwischen ca. 45 und 55km/h.

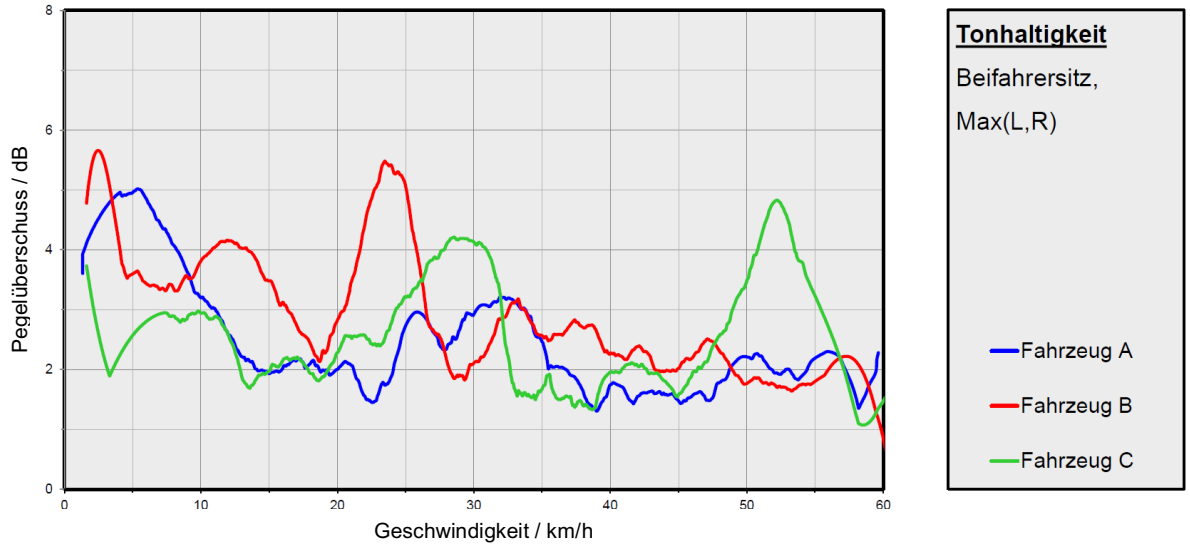


Bild 7: *Verläufe der Tonpegelüberschüsse über der Geschwindigkeit für drei Fahrzeuge im Betriebszustand „Teillast“*

Die Einzelkomponentendarstellung in Bild 10 erlaubt es, mögliche Ursachen für dieses Verhalten zu identifizieren. Bei Fahrzeug B und C scheint eine tieffrequente, konstante Tonkomponente für die Erhöhung bei ca. 25km/h verantwortlich zu sein, beim Fahrzeug C tritt ab ca. 45 km/h noch eine Komponente bei ca. 500Hz hervor.

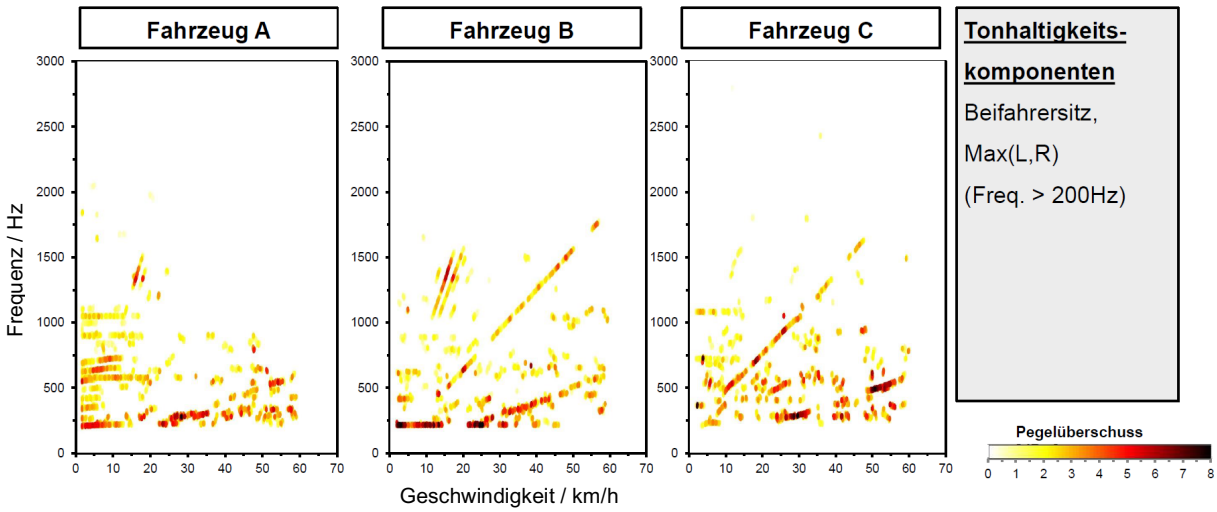


Bild 8: *Einzelkomponenten der Tonpegelüberschüsse über der Geschwindigkeit für drei Fahrzeuge im Betriebszustand „Teillast“*

3.3 Schub mit Bremsunterstützung

Im Schubbetrieb zeigen Fahrzeug B und C in Bild 11 für niedrige Geschwindigkeiten eine deutlich höhere Tonhaltigkeit als das Vergleichsfahrzeug. Zusätzlich tritt bei beiden Fahrzeugen eine deutliche Erhöhung des Tonpegelüberschusses zwischen ca. 40 und 70 km/h auf.

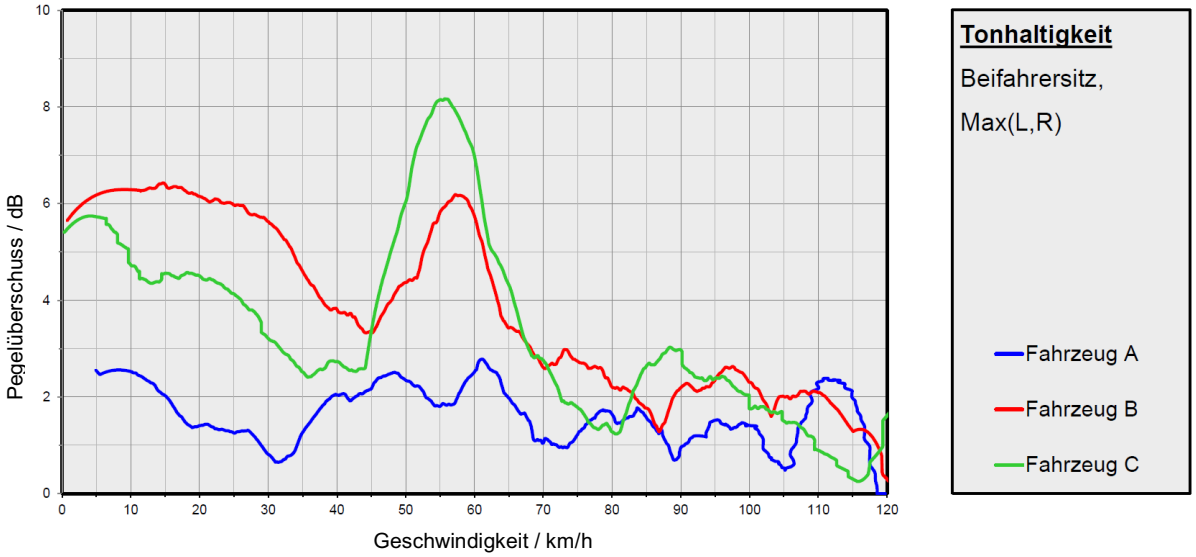


Bild 9: *Verläufe der Tonpegelüberschüsse über der Geschwindigkeit für drei Fahrzeuge im Betriebszustand „Schub mit Bremsunterstützung“*

In der Einzelkomponentendarstellung in Bild 12 kann für diesen eine während des Bremsverlaufs fallende Frequenzkomponente identifiziert werden, die bei Fahrzeug A im Gegensatz zu den anderen Fahrzeugen nur sehr gering ausgeprägt ist.

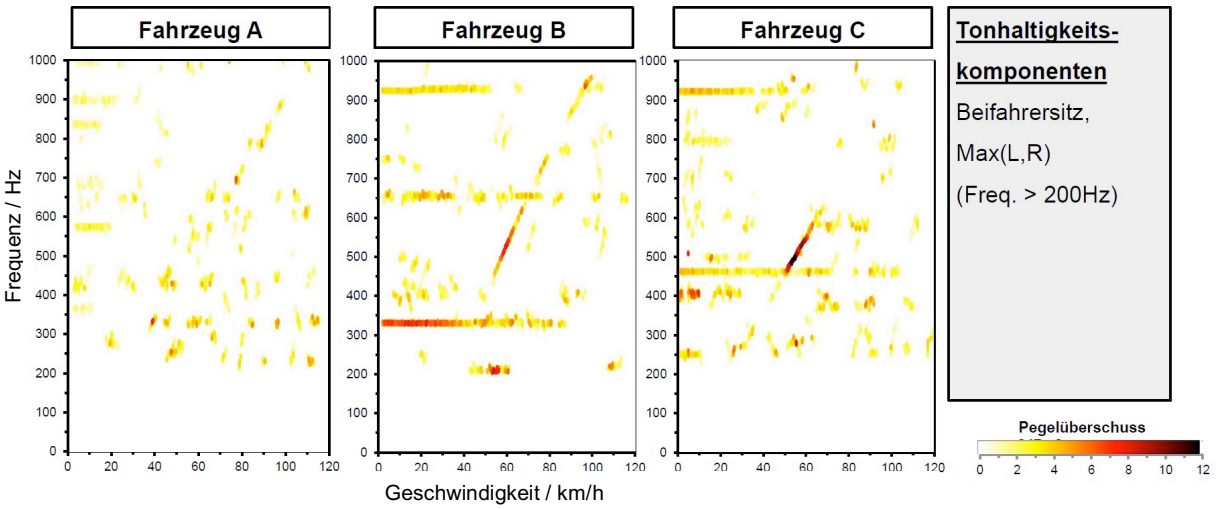


Bild 10: *Einzelkomponenten der Tonpegelüberschüsse über der Geschwindigkeit für drei Fahrzeuge im Betriebszustand „Schub mit Bremsunterstützung“*

4. Zusammenfassung und Ausblick

Die Modifikation des Berechnungsverfahrens nach DIN 45681 erweitert dessen Einsatzgebiet auf instationäre Geräusche. Durch geeignete Vor- und Nachverarbeitungsschritte wurde ein Verfahren entwickelt, das sowohl schnell veränderliche als auch schwach ausgeprägte tonale Komponenten abbildet. Diese Informationen können bei der akustischen Optimierung von Fahrzeuggeräuschen vielfältig eingesetzt werden.

Da diese Methode bei wenigen Geräuschbeispielen noch Unzulänglichkeiten bezüglich der Erkennung ungewöhnlich schnell veränderlicher Tonkomponenten zeigt wurde in der Zwischenzeit ein neuer Modellansatz für die Tonhaltigkeitsberechnung auf Basis eines Tiefpassfilters im Modulationsbereich entwickelt [6]. Dieser Ansatz ist bereits in der Lage, auch sehr schnell veränderliche tonale Komponenten in Umweltgeräuschen zu detektieren, eine Quantifizierung des Tonüberschusses bzw. der Tonhaltigkeit steht allerdings, wie schon in [7] beschrieben, weiterhin aus.

Literatur

[1] DIN 45681 (2005), „Bestimmung der Tonhaltigkeit von Geräuschen und Ermittlung eines Tonzuschlages für die Beurteilung von Geräuschimmissionen“, DIN Deutsches Institut für Normung e.V.

[2] Desainte-Catherine, M. und Marchand, S. (2000), “High-Precision Fourier Analysis of Sounds Using Signal Derivatives”, J. Audio Eng.Soc. 48, 654-667.

[3] Lagrange, M., Marchand, S. und Rault, J.B. (2007), “Enhancing the Tracking of Partials for the Sinusoidal Modeling of Polyphonic Sounds”, IEEE TRANSACTIONS ON AUDIO, SPEECH, AND LANGUAGE PROCESSING, 1558-7916.

[4] Bechtold, B. (2015), “Tracking Tone Complexes and Partials in Audio Signals using Structures across Time and Frequency,” Masterthesis, Carl von Ossietzky Universität Oldenburg.

[5] Savitzky, A. und Golay, M. J. E.: *Smoothing and Differentiation of Data by Simplified Least Squares Procedures*. In: *Analytical Chemistry*. Band 36, Nr. 8, 1. Juni 1964, S. 1627–1639

[6] Volk, P., Oetjen, A. und van de Par, S. (2015). “Hörmodell zur Detektion von Tonhaltigkeit in transienten Signalen“, Fortschritte der Akustik - DAGA Nürnberg

[7] Oetjen, A., Volk, P., und van de Par, S. (2015). “Tonality perception of stationary and transient signals”, EuroNoise. pp. 1913-1918.

Dynamische Steifigkeit von Lagerelementen bis 4 kHz

Otto Martner, Carsten Zerbs, Ingmar Pascher, Mohan Prasad Krishnaraja Nagar Selvaraj

Abstract

For elastic bearings of combustion engines or for electric engine/gearbox power units according to the state of technology in many applications rubber elements with mainly cylindrical design are used.
These elements shall reduce the structure-borne noise introduction in the car body near the front axle and the rear axle. At the combustion engine mainly the lower engine orders are relevant, at the E-power unit however single higher frequencies caused by mechanical excitation as well as electromagnetic orders and PWM-orders are of importance.
The isolation effect of built in elastic bearings is determined by the characteristics of the spring which is foreseen for the decoupling element. To get more exploration about the dynamic spring characteristics in the interesting critical seen frequency range, the dynamic stiffness can be measured according ISO 10846-2 with the direct method and according ISO 10846-3 with the indirect method.
For the combustion engine the frequency range up to 2 kHz was sufficient. For E-powered drive units the higher frequency range can be relevant under acoustic aspects.
In this paper beside the description of the measurement setup the particular features during measurements and of material properties in the frequency region up to 4 kHz are mentioned. The practical proceeding during the measurements will be explained. Therefore measurement results will be presented and the impact on the interior noise due to different mount stiffness will be discussed also under psychoacoustic aspects.

Kurzfassung

Für die elastische Lagerung von Verbrennungsmotoren aber auch von elektrischen Motor- und Getriebeantriebseinheiten werden nach dem Stand der Technik in vielen Anwendungsbereichen Gummielemente mit meist zylindrischer Bauform verwendet.
Diese Elemente sollen die Körperschalleinleitung in die Karosserie im Bereich der Vorderachse und der Hinterachse mindern. Maßgeblich sind dabei beim Verbrennungsmotor die niedrigen Motorordnungen, beim E-Antrieb jedoch einzelne höhere Frequenzen durch mechanische Anregung sowie elektromagnetischen Ordnungen und PWM-Ordnungen.
Die Isolierwirkung ausgeführter elastischer Lagerungen wird durch die Federeigenschaften der dafür vorgesehenen Entkoppelungselemente mitbestimmt. Um Aufschluss über die Federeigenschaften im als kritisch erachteten Frequenzbereich zu erhalten, kann als Maß für die Entkopplungswirkung die dynamische Federsteife nach ISO 10846-2 im direkten Verfahren und nach ISO 10846-3 im indirekten Verfahren gemessen werden.

Beim Verbrennungsmotor reichte der Frequenzbereich bis ca. 2 kHz aus. Bei E-Antrieben kann auch der höhere Frequenzbereich akustisch relevant sein.
In dem Beitrag wird neben der Beschreibung des Messaufbaus auf die Besonderheiten bei Messungen und Materialeigenschaften im Frequenzbereich bis 4 kHz eingegangen. Die praktische Vorgehensweise bei Messungen wird dargestellt. Dazu werden Messergebnisse präsentiert und die Auswirkungen unterschiedlicher Lagersteifigkeiten auf das Innengeräusch auch unter psychoakustischen Gesichtspunkten diskutiert.

1. Einführung

Elastische Lagerelemente haben im Fahrzeug im Allgemeinen mehrere unterschiedliche Anforderungen zu erfüllen [4]. Statisch müssen sie eine ausreichende Steifigkeit besitzen, um auch bei großen statischen Lasten nur mit geringen Verformungen zu reagieren. Im Bereich niederfrequenter Schwingungen sollen sie eine ausreichend hohe Dämpfung aufweisen. Im Bereich der akustisch relevanten Anregungen ist eine gute Körperschallisolierung (Dämmung) erforderlich. Diese Isolierung ergibt sich aus dem Zusammenspiel von Federeigenschaften und den Eigenschaften der angebundenen Struktur.
Die Federeigenschaften eines elastischen Lagerelementes hängen von den Materialeigenschaften ab (insbesondere E-Modul, Schubmodul), aber auch von der geometrischen Gestaltung (Größe, Form, aber auch Anordnung) des Elementes. Zur Charakterisierung der dynamischen Eigenschaften eines elastischen Federelementes unabhängig von späteren Einbausituationen wird die sogenannte *dynamische Federsteife* (auch als *Transfersteifigkeit* bezeichnet) verwendet. Diese erhält man durch die Bestimmung der Transfersteife des Federelementes bei blockiertem Ausgang. Mit der experimentellen Bestimmung der dynamischen Federsteife befasst sich die Norm EN ISO 10846, auf die im Abschnitt 2 detaillierter eingegangen wird.
Bei Fahrzeugen mit Elektroantrieb steigen höherfrequente Anteile des Antriebs gegenüber einem Antrieb mit Verbrennungsmotor. Deshalb sind hierbei die Übertragungseigenschaften der elastischen Lagerelemente in diesem Anwendungsfall von besonderem Interesse.
Um den Zusammenhang von Materialeigenschaften und der Transfersteifigkeit näher zu bestimmen, wurden Untersuchungen mit ausgewählten Elementen am Federprüfstand durchgeführt. Die Messergebnisse werden mit theoretischen Ergebnissen gegenübergestellt, welche mit einem linear viskoelastischen Modell bestimmt wurden.

2. Bestimmung der dynamischen Federsteife im Labor

2.1 Übersicht

Die dynamische Transfersteifigkeit eines elastischen Elementes beschreibt das frequenzabhängige Verhältnis der Kraft auf der Ausgangseite der Feder, $F_{2,b}$, zum Schwingweg (Auslenkung) auf der Eingangsseite des Elementes u_1 bei fester Einspannung:

$$k_{2,1}(f) = \frac{F_{2,b}(f)}{u_1(f)} \tag{1}$$

Sie ist in vielen praktischen Fällen als Kennzeichnung eines Schwingungsisolators geeignet [1]. Bei translatorischen Schwingungen sind zur Beschreibung der Übertragungseigenschaften meist die vertikale und die beiden horizontalen Messrichtungen ausreichend.
In der ISO 10846 Normenreihe werden die Messverfahren zur Bestimmung der dynamischen Federsteife beschrieben. Es wird dabei nach dem direkten und dem indirekten Verfahren unterschieden. Der Unterschied zwischen den beiden Verfahren liegt dabei in der Art, die durch den Prüfling übertragene Wechselkraft zu bestimmen. Beim direkten Messverfahren erfolgt die Kraftmessung direkt mittels einer Kraftmesseinrichtung. Beim indirekten Verfahren wird die Kraft über eine seismische Masse ermittelt. Üblicherweise werden zur Bestimmung der dynamischen Transfersteifigkeit beide Verfahren angewendet und die Kurven dann zu einem Steifeverlauf zusammengefügt. Die beiden Verfahren werden in den folgenden Abschnitten erläutert.

2.2 Direktes Verfahren nach ISO 10846-2

Zur Bestimmung der dynamischen Federsteife nach dem direkten Verfahren wird der Prüfling auf einer Kraftmessplattform platziert und mit der statischen Vorlast die z.B. dem Gewicht eines zu lagernden Aggregates entspricht, belastet. Der schematische Aufbau ist im folgenden Bild 1 dargestellt. Die statische Vorlast wird mittels einer Traverse (2) und einer Vorlasteinheit (5) auf den Prüfling (6) übertragen. Die Vorlasteinheit ist durch Entkopplungselemente (4) vom Prüfstand entkoppelt. Der statischen Vorlast wird durch den Schwingerreger (1) eine dynamische Wechselkraft überlagert. Aus der gemessenen Schnelle an der Oberseite des Prüflings und den in die Kraftmessplattform (7) eingeleiteten Wechselkräften wird eine komplexe Übertragungsfunktion bestimmt. Aus dieser wird die dynamische Steife berechnet.
Die komplexe Transfersteife wird aus der Anregeschnelle v_1 als Eingangsgröße an der Vorlasteinheit (5), der übertragenen Wechselkraft F_2, der Masse m der Kraftmessplattform und der Beschleunigung a_2 in der Kraftmessplattform bestimmt.

$$k_{2,1}(f) = \frac{F_{2,b}}{u_1} = j \cdot \omega \frac{F_2 + m \cdot a_2}{v_1 \cdot \left(1 - \frac{a_2}{j \cdot \omega \cdot v_1}\right)} \tag{2}$$

Das direkte Verfahren ist nur im unteren Frequenzbereich anwendbar. Die Grenzfrequenz wird durch die modalen Eigenschaften des Aufbaus und der Kraftmessplattform bestimmt und liegt in der Praxis im Bereich von 600 Hz bis 800 Hz.

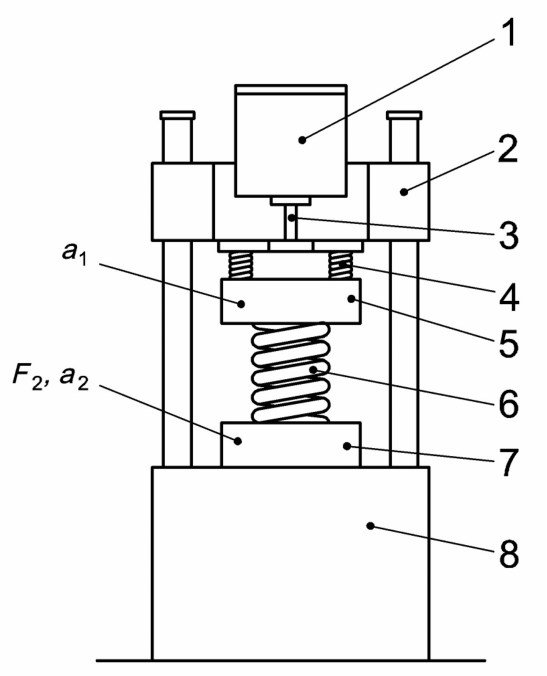


Bild 1. *Prüfstand zur Ermittlung der dynamischen Steife nach dem direkten Verfahren (nach [2]). Beschreibung der Komponenten: 1 Schwingungserreger; 2 Traverse; 3 Stößel; 4 Federn zur dynamischen Entkopplung, statische Vorlast; 5 mitbewegte Masse; 6 Prüfkörper; 7 Messung von Kraft und Beschleunigung ausgangsseitig; 8 starre Grundplatte*

2.3 Indirektes Verfahren nach ISO 10846-3

Zur Bestimmung der dynamischen Transfersteifigkeit nach dem indirekten Verfahren wird der Prüfling auf einer durch elastische Elemente vom Prüfstand entkoppelten seismischen Masse platziert. Die statische Vorlast und die dynamische Anregung wird analog zum direkten Verfahren aufgebracht. Bild 2 zeigt schematisch den Aufbau für Messungen nach dem indirekten Verfahren.
Die über den Prüfling übertragene Wechselkraft wird indirekt mittels Beschleunigungssensoren auf der seismischen Masse (6) erfasst. Die komplexe Transfersteife des Prüflings wird über die Auslenkung an der Eingangsseite und der Beschleunigung der seismischen Masse bestimmt.
Hier wird die komplexe Transfersteife $k_{2,1}$ aus der Anregeschnelle v_1, der seismischen Masse m_2 und der Beschleunigung a_2 der (tief abgestimmt gelagerten) seismischen Masse (6) ermittelt.

$$k_{2,1}(f) = \frac{j \cdot \omega \cdot m_2 \cdot \frac{a_2}{v_1}}{1 - \frac{a_2}{j \cdot \omega \cdot v_1}} \tag{1}$$

Das indirekte Verfahren eignet sich besonders für den „höheren“ Frequenzbereich. Zu den tiefen Frequenzen hin beschränkt die Lagerung (4) der seismischen Masse den Frequenzbereich. Sinnvolle Ergebnisse können nur für $a_1 \gg a_2$ erzielt werden. Eine obere Frequenzgrenze des Prüfaufbaus ergibt sich, weil die Sperrmasse (6), die zur

indirekten Bestimmung der Kräfte verwendet wird, nicht mehr als starrer Körper schwingt.

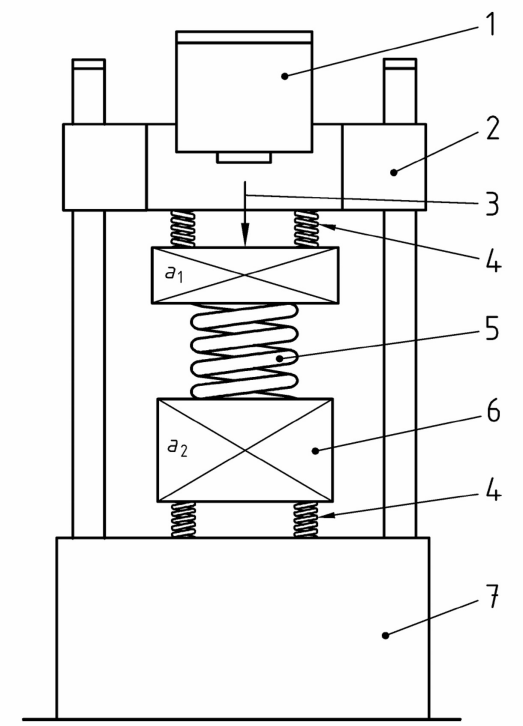


Bild 2. *Prüfstand zur Ermittlung der dynamischen Steife nach dem indirekten Verfahren (nach [3]). Beschreibung der Komponenten: 1 Erreger; 2 Traverse; 3 Stößel; 4 Federn zur dynamischen Entkopplung, statische Vorlast; 5 Prüfkörper; 6 Sperrmasse; 7 starres Fundament*

3. Messungen am Prüfstand

In diesem Abschnitt werden Beispiele von Messungen von einigen typischen Lagerelementen in verschiedenen Aufbauten und Anregungen zusammengestellt.
Bei Müller-BBM wurde ein Prüfstand realisiert, mit dem Messungen nach dem direkten und indirekten Verfahren in vertikaler und horizontaler Messrichtung möglich sind. Es können Prüflinge mit einer Bauhöhe von wenigen Millimetern bis zu ca. 55 cm Höhe vermessen werden. Vorlasten können im Bereich zwischen 0 N und 180 kN (18 t) über eine verfahrbare Hydraulik eingestellt werden. Bild 3 zeigt den Federprüfstand in einem Aufbau nach dem direkten Verfahren.
Das Spektrum an Prüflingen die am Prüfstand untersucht wurden ist breit und reicht von Gummidichtungen über Motorlager für große Elektro- und Dieselmotoren bis hin zu Gebäudelagerungen (Bild 4). Dazu kommen auch Anwendungen aus dem Bahnbereich wie Unterschottermatten, Schwellensohlen, Zwischenplatten, Zwischenlagen bis hin zu kompletten Schienenbefestigungssystemen.
Für jeden Anwendungsfall wird die Vorlasteinheit abgestimmt, um für die entsprechende Vorlast gleichzeitig eine optimale Entkopplung zum Prüfstand zu erzielen und die Nebenwegübertagung über das Prüfstandgestell zu minimieren.
Im Bild 5 sind ein PKW Hinterachsgetriebelager mit Adapter für die Steifemessung im Prüfstand und der Prüfaufbau für die Messungen nach dem direkten Verfahren dargestellt, sowie der Adapter eines Schiffgetriebelagers bei der Montage.



Bild 3. *Prüfstand bei Müller-BBM. Im Foto ein Aufbau zur Ermittlung der dynamischen Steife nach dem direkten Verfahren [2].*



Bild 4. *Prüflinge: O-Ringe mit Adapter, Motorlager für große Elektromotoren, Luftfeder für Gebäudelagerungen.*

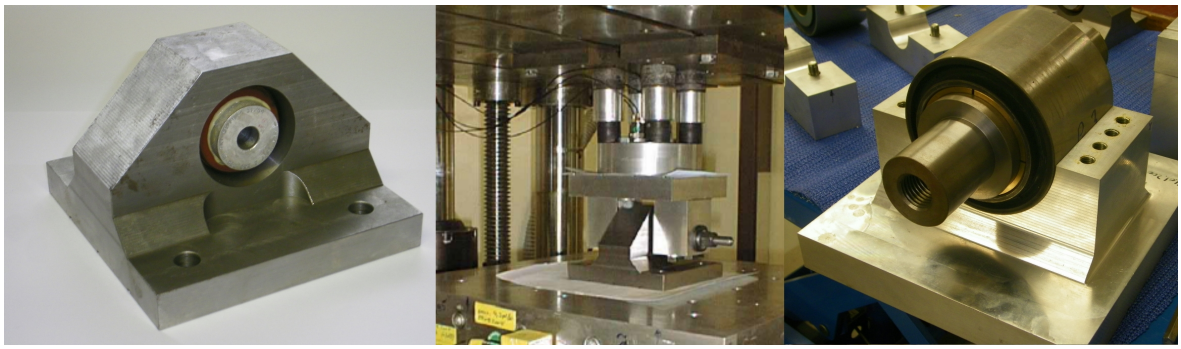


Bild 5. *Prüflinge: PKW Hinterachsgetriebelager mit Adapter, Hinterachsgetriebelager im Prüfstand, Schiffsgetriebelager mit Adapter.*

Das folgende Diagramm im Bild 6a zeigt den aus dem direkten und indirekten Verfahren zusammengesetzten Steifeverlauf eines Getriebelagers bei zwei um 10 dB unterschiedlichen Anregeschnellepegeln und bei Verdoppelung der statischen Vorlasten.
Die Steifigkeit nimmt mit zunehmender Vorlast leicht zu und damit verschiebt sich auch die Resonanz im Frequenzbereich leicht zu höheren Frequenzen. Eine Abhängigkeit von der Anregeschnelle war bei dieser Messung nicht festzustellen.

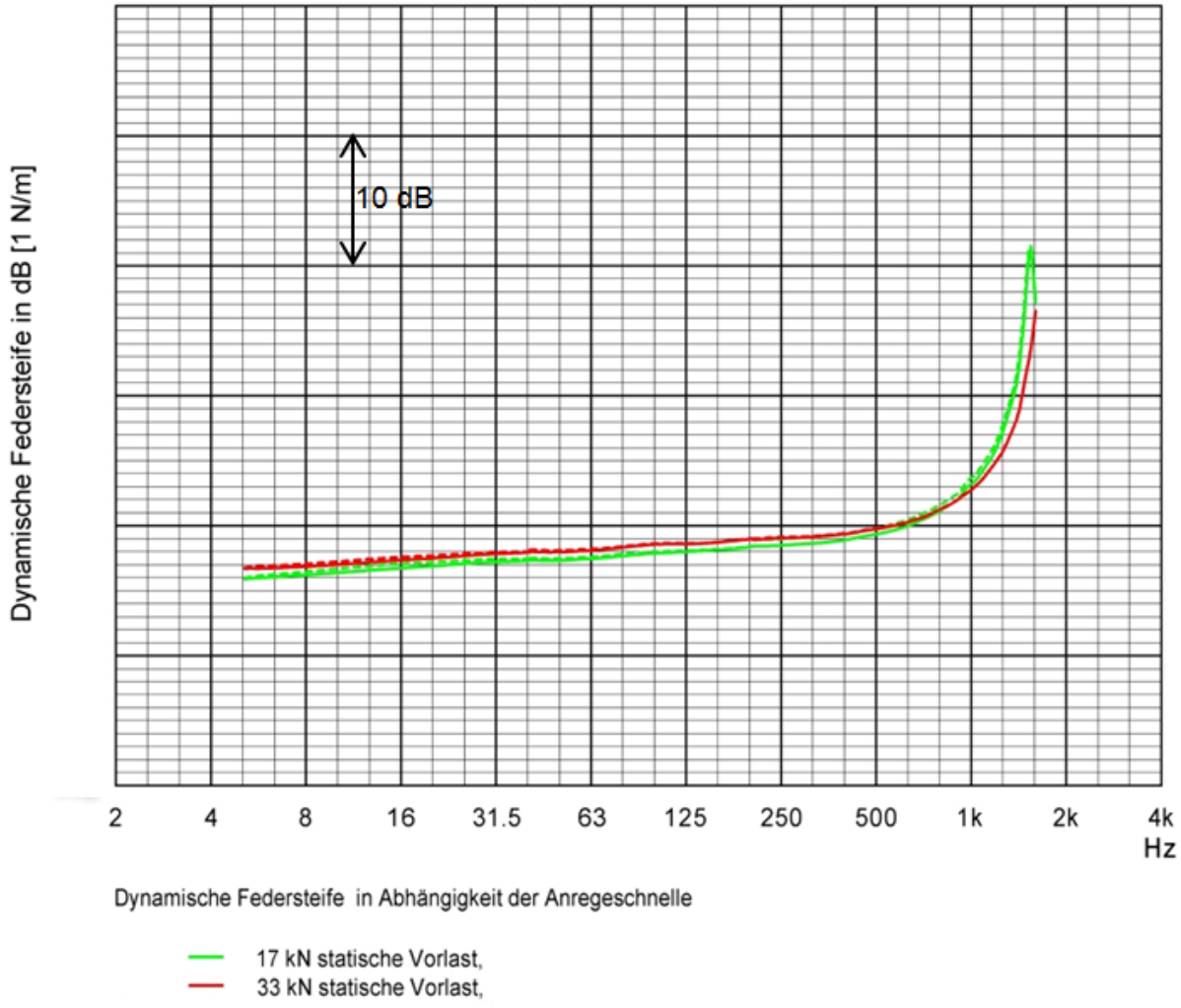


Bild 6a. *Dynamischer Steifeverlauf einer Getriebelagerbuchse (gestrichelte und durchgezogene Kurve bedeuten 10 dB Unterschied in der Anregeschnelle→wie meint er das?)*

Die Frequenzabhängigkeit der Steife ist damit auch eine Motivation, dynamische Steifemessungen durchzuführen. Schon bei sehr niedrigen Frequenzen zeigt sich, dass die dynamische Steife deutlich höher ist als durch statische Messungen ermittelt. Die sogenannte dynamische Versteifung hängt von den Materialeigenschaften ab und kann im Bereich von 2 bis 10 dB liegen.
In Bild 6b sind die Messergebnisse von vier Lagerelementen dargestellt. Im Diagramm wird die dynamische Federsteife bis 4 kHz vergleichend dargestellt. Bei diesen Messungen treten Resonanzen zwischen 2 und 4 kHz auf, wobei sich stark unterschiedlich ausgeprägte lokale Resonanzeffekte überlagern. Vergleichbare Phänomene werden weiter unten an einfachen Prüflingen detaillierter beschrieben.

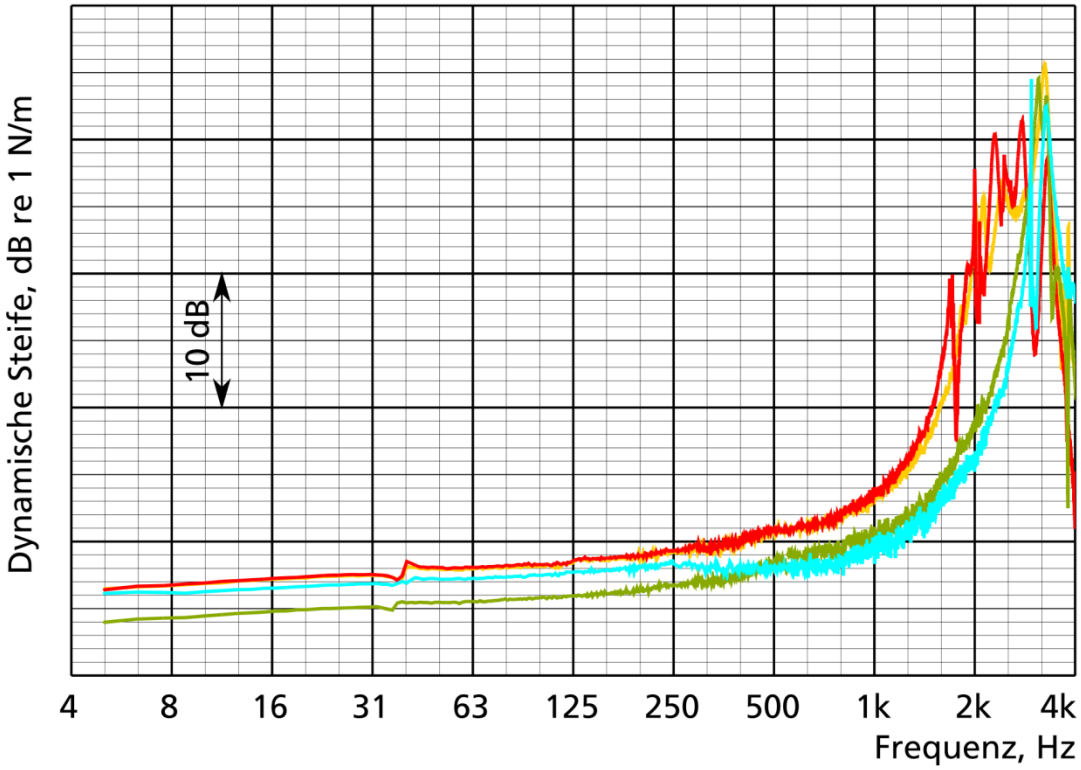


Bild 6b. *Dynamischer Steifeverlauf von vier verschiedenen Getriebelagerbuchsen, Beispiel für Messergebnisse bis 4 kHz*

Bei Müller-BBM wurden im Rahmen einer Masterarbeit [7] Versuche an elastischen Elementen mit dem Ziel durchgeführt, aus der am Federprüfstand ermittelten dynamischen Transfersteife Materialparameter wie den Elastizitätsmodul oder Schubmodul zu ermitteln. Zur Beschreibung der Schallübertragung in den verwendeten Materialien wird eine Vierpolbeschreibung viskoelastischer Materialien angesetzt. Damit kann die Kraft in der Nachlagerposition im Verhältnis zur Auslenkung in der Vorlagerposition bestimmt werden:

$$\frac{F(l)}{\hat{u}_y\ (0)} = \frac{\rho \cdot \mathrm{c_l} \cdot \mathrm{A} \cdot \omega}{S_L} \tag{2}$$

Das Verhältnis auf der linken Seite der Gleichung stellt die vertikale dynamische Transfersteifigkeit gemäß Gleichung (1) dar. ρ ist die Dichte des Mediums, c_l die Longitudinalwellenschallgeschwindigkeit, A die Fläche des Federelements und ω die Kreisfrequenz. $S_L = sin\left(q_L \cdot l\right),\ q_L = \left(k_L^2 - k\right)^{1/2}$, k Wellenzahl in x-Richtung, q_L in y-Richtung für die Longitudinalwellen.

Bild 7 zeigt eine Gegenüberstellung von gemessenen und berechneten dynamischen Transfersteifigkeiten in vertikaler und horizontaler Richtung.

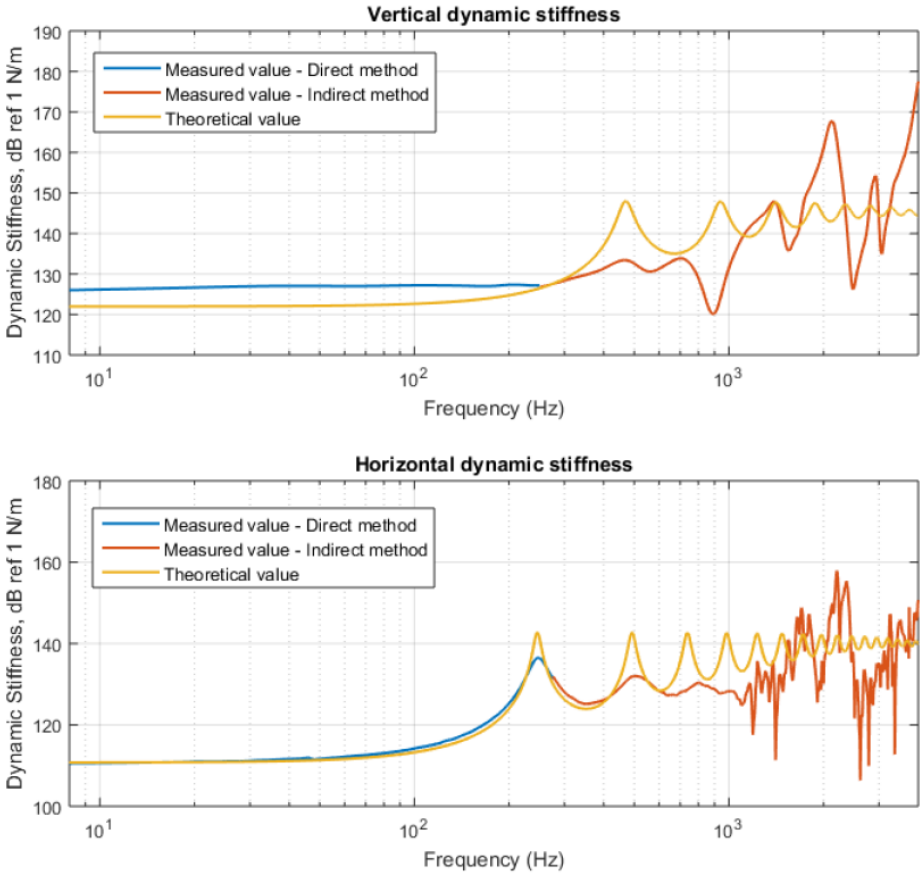


Bild 7. *Vertikale und horizontale dynamische Federsteifigkeit für einen Prüfling. Die Abmessungen des Prüflings waren dabei: Länge: 200 mm, Breite: 100 mm, Höhe: 80 mm. Die Dichte betrug etwa 1000 kg/m³. Die horizontale Steifigkeit wurde in Richtung der größeren Querabmessungen (Länge) bestimmt.*

Die beobachteten Resonanzen entsprechen stehenden Wellen im Prüfling. Die gesuchten Moduln werden bestimmt, indem die Lage der beobachteten Resonanzen in der Modellbeschreibung angepasst wird. In der horizontalen Messrichtung funktioniert das recht gut. Eine reine Anregung in der vertikalen Richtung ist wahrscheinlich nicht möglich. Die ersten beobachteten Resonanzen stammen wahrscheinlich von angeregten Quermoden. Der „korrekte“ Längsmodul ergibt sich dann bei Berücksichtigung der höheren Resonanzen.

Das Übertragungsverhalten eines elastischen Elementes kann über folgende Parameter beeinflusst werden: Form/Geometrie, Kombination unterschiedlicher Materialien, Materialeinlage, z. B. in Form von Zwischenmassen im Gummikörper. Eine Verifikation der angestrebten Eigenschaften ist z. B. durch detailliertere Modellbildungen im Rahmen Finite-Element-Modelle oder durch Vermessungen am Prüfstand möglich.
Da die Wirksamkeit einer elastischen Lagerung auf die Differenz der Impedanzen der Feder und der angebundenen Struktur beruht, ist bei der Optimierung der Wirksamkeit auch letztere zu berücksichtigen. Mögliche Maßnahmen sind: Versteifung der Anbindungspunkte (Profile, Topplatten) und Vermeidung von Resonanzen der angebundenen Struktur bzw. deren Bedämpfung.

4. Besonderheiten für den Frequenzbereich bis 4 kHz

Während in der Fahrzeugakustik für die Beschreibung des Übertragungsverhaltens des von Verbrennungsmotoren erzeugten Geräuschs eine Charakterisierung der Federsteifigkeit bis 2 kHz ausreichend war, wird wegen des hochfrequenten Anteils der Geräusche bei Elektroantrieben (s. folgenden Abschnitt 5) die Federsteifigkeit auch für höherfrequente Anteile benötigt. Durch die auftretenden stehenden Wellen im Element (siehe Abschnitt 3) ergeben sich höhere Federsteifigkeiten. Da ein deutlicher Impedanzunterschied zwischen Feder und umgebender Struktur unter Umständen nicht mehr gegeben ist, ergibt sich eine schlechtere Körperschallentkopplung des Antriebs von der umgebenden Struktur.

5. Psychoakustische Aspekte bei der Bewertung des Fahrzeuginnengeräusches

Innerhalb des Elektrofahrzeuges spielen die höheren Harmonischen des Elektromotors (Drehzahl, Polzahl) und der Getriebeverzahnung, aber auch die Ansteuerfrequenzen (PWM-Frequenzen) für die Motoren einen Rolle. Deren Geräuschanteile werden subjektiv wegen der tonalen Ausprägung als störend wahrgenommen. Die Grundfrequenzen der PWM wurden im Lauf der Zeit von dem Bereich von ca. 1000 Hz auf 4000 Hz, 8000 Hz und höher sogar bis in den Ultraschallbereich, z.B. für kleinere Elektromotoren erhöht.
Für die Bestimmung, woher die Schallanteile stammen und ob sie luftschallbasiert oder körperschallbasiert sind, kann eine vereinfachte Operationelle Transferpfadanalyse (OTPA) durchgeführt werden. In den Abbildungen 8 und 9 sind Beispiele für unterschiedlich hohe Luftschall- oder Körperschallbeiträge aus Messungen an einem Elektrofahrzeug während einer Beschleunigungsfahrt auf realer Straße dargestellt. Im Wesentlichen lassen sich die bei dem untersuchten Fahrzeug sichtbaren tonalen Anteile fast alle auf Körperschallübertragung in den Fahrzeuginnenraum zurückführen. Die luftschallbestimmten Anteile stammen von breitbandigeren Anregungen wie z.B. dem Reifen-Rollgeräusch aus dem Reifen-Fahrbahn-Kontakt.
Letztendlich kann das Innengeräusch aus den breitbandigen Anteilen durch das Reifen-Rollgeräusch und auch durch das Windgeräusch zusammen mit den tonalen Anteilen bedingt durch die Antriebstechnik zusammengesetzt werden. Bei der Analyse z. B. durch den Fahrer werden also ständig breitbandige Verdeckungsgeräusche vorhanden sein, welche pegelabhängig die auftretenden tonalen Anteile verdecken. Ferner sind die tonalen Anteile ihrerseits bedingt durch Resonanzen in der Struktur ebenfalls im Pegel schwankend. Hinzu kommt noch die geringe Wellenlänge bei hohen Frequenzen mit deutlichen Pegelschwankungen am Fahrerohr in Abhängigkeit geringer Kopfbewegungen mit Veränderung der Ohrposition. Alle diese Effekte tragen dazu bei, dass das ausgeprägte Resonanzverhalten der Federsteifigkeit im hochfrequenten Bereich bis 4 kHz im Gesamtsignal nicht direkt wiederzufinden ist.
Zur Bewertung der tonalen Anteile wurde auch versucht, die Norm DIN 45 681 [6] heranzuziehen. In der Norm werden die sogenannten Pegelüberschüsse als Differenz zwischen dem Pegel eine Tones und des Frequenzgruppenpegels unter Berücksichtigung der Mithörschwelle berechnet. Das Verfahren kann auf mehr oder weniger stationäre Geräusche gut angewendet werden. Bei schnellen Frequenzänderungen ist das Berechnungsverfahren zu träge, um die subjektiv empfundenen Änderungen nachzubilden. Bild 10 zeigt die Tonhaltigkeitsauswertung für den Messpunkt Fahrerohr links

für einen Hochlauf. Im Wesentlichen werden die tonalen Komponenten im Frequenzbereich unter 2 kHz detektiert. Hier müssen erweiterte Verfahren entwickelt werden, um auch die höherfrequenten tonalen Komponenten bewerten zu können.

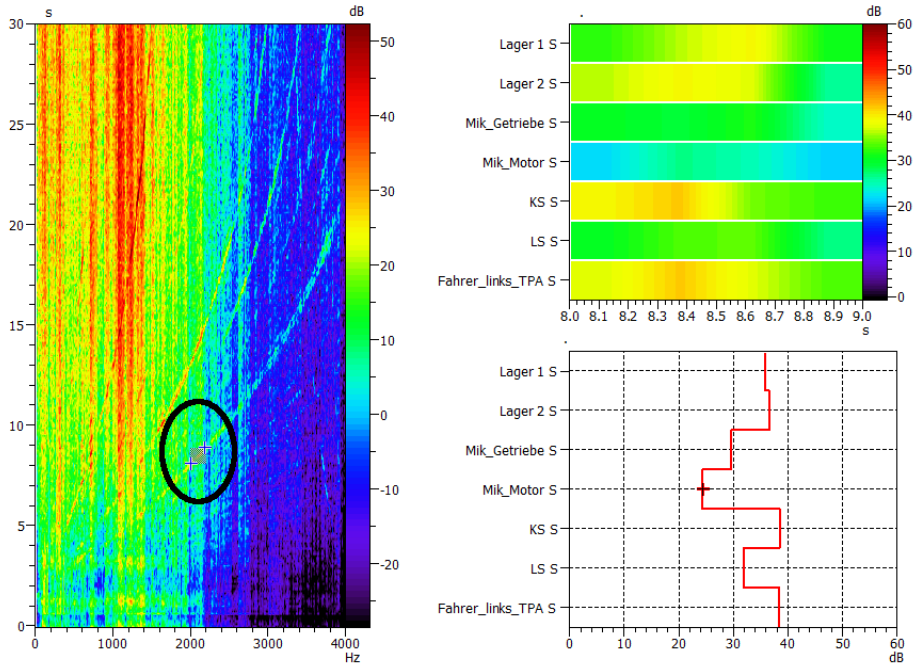


Bild 8: *Beispiel aus einer operationellen Transferpfadanalyse an einem Elektrofahrzeug, körperschallbasierter Gesamtbetrag*

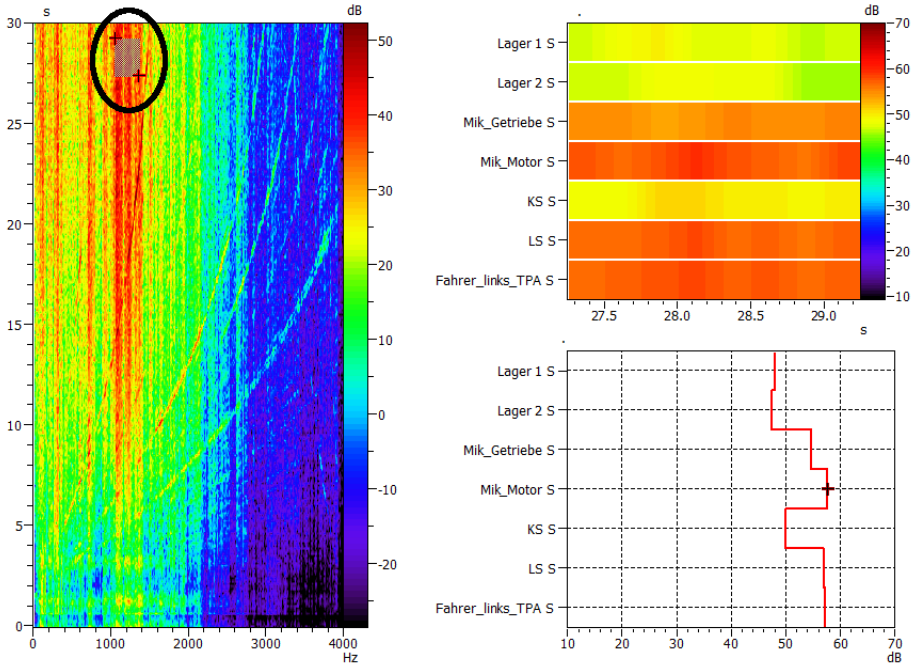


Bild 9: *Beispiel aus einer operationellen Transferpfadanalyse an einem Elektrofahrzeug, luftschallbasierter Gesamtbetrag*

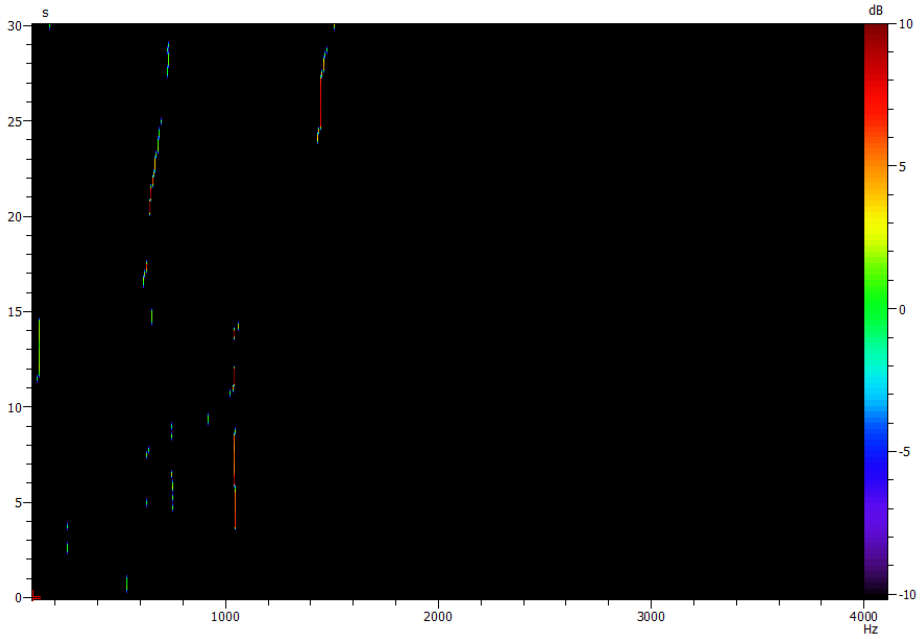


Bild 10. *Beispiel für die Tonhaltigkeit nach DIN 45681 des Innengeräusches eines Elektrofahrzeugs*

Um die Auswirkung des Einflusses der Lagerdämpfung auf das Innengeräusch bewerten zu können, wurden weitere Synthesen mit einem einfachen TPA-Netzwerk bestehend aus zwei Körperschallmesspunkten und zwei Luftschallmesspunkten berechnet. In Bild 11 sind die instationäre Lautheit und die psychoakustische Schärfe, berechnet mit der Gewichtung nach Aures, für vier Fälle dargestellt:

a) ohne Maßnahmen,
b) mit einer um 10 dB erhöhten Minderung von Lager 1
c) mit einer um 10 dB erhöhten Minderung von Lager 2
d) mit einer um 10 dB erhöhten Minderung von Lager 2 plus 6 dB Verbesserung der Luftschallisolation.

Nach den Simulationsergebnissen reduziert sich die instationäre Lautheit im Fall a) von ca. 22 sone auf 16 sone, was einer Minderung um ca. 25 % entspricht. Das Lager 2 trägt ebenfalls zu einer Minderung bei, wenn gleich deutlich geringer. Die Prognose bei zusätzlicher Erhöhung der Schalldämmung um 6 dB zeigt nur einen geringen Einfluss.
Die psychoakustische Schärfe zeigt nur geringe Änderungen zwischen den Simulationen. Bei höheren Geschwindigkeiten (bei 25 s - 30 s), wird die Schärfe offensichtlich durch Lager 2 sowie durch den Luftschallanteil wesentlich bestimmt. Die Schärfe wird in diesem Fall ebenfalls um 25 % reduziert.
Das Beispiel zeigt das erreichbare Minderungspotential von Maßnahmen an Lagern und ermöglicht damit die Festlegung der weiteren Schritte in der detaillierten Entwicklungsarbeit.

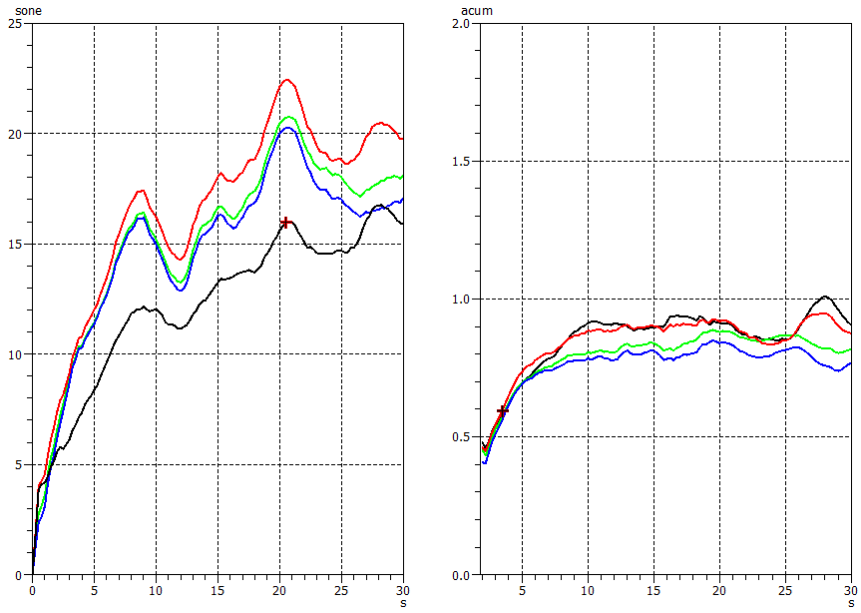


Bild 11: *Beschleunigung des E-Fahrzeugs aus dem Stand. Instationäre Lautheit (links) und psychoakustische Schärfe (rechts) nach Aures für 4 verschiedene Simulationsergebnisse: ohne Maßnahmen, Lager 1 mit zusätzlicher Dämpfung um 10 dB, Lager 2 mit zusätzlicher Dämpfung um 10 dB, mit verbesserter Luftschalldämmung um 6 dB.*

Literatur

[1] Akustik und Schwingungstechnik – Laborverfahren zur Messung der vibro-akustischen Transfereigenschaften elastischer Elemente – Teil 1: Grundlagen und Übersicht (ISO 10846-1:2008); Deutsche Fassung EN ISO 10846-1:2008…

[2] Akustik und Schwingungstechnik – Laborverfahren zur Messung der vibro-akustischen Transfereigenschaften elastischer Elemente – Teil 2: Direktes Verfahren zur Ermittlung der dynamischen Steifigkeit elastischer Stützelemente bei Anregung in translatorischer Richtung (ISO 10846-2:2008); Deutsche Fassung EN ISO 10846-2:2008…

[3] Akustik und Schwingungstechnik – Laborverfahren zur Messung der vibro-akustischen Transfereigenschaften elastischer Elemente – Teil 3: Indirektes Verfahren für die Bestimmung der dynamischen Steifigkeit elastischer Elemente für translatorische Schwingungen (ISO 10846-3:2002) Deutsche Fassung EN ISO 10846-3:2002…

[4] Peter Zeller [Ed.]: Handbuch Fahrzeugakustik, ATZ-MTZ Fachbuch, Vieweg+Teubner, GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden 2009

[5] Diehl, R. J., Kurze, U. J. und Hofmann, P. Laboratory testing of elastic layers for railway application. Proceedings 11. International Congress on Sound and Vibration, St. Petersburg, 2004, S. 3071–3078

[6] Akustik Bestimmung der Tonhaltigkeit von Geräuschen und Ermittlung eines Tonzuschlages für die Beurteilung von Geräuschimmissionen, DIN 45681, März 2005

[7] Krishnaraja, M. P., Determination of elastic material parameters for mounting elements. Master Thesis, TUHH, 2018.

Messung transienter Vorgänge am Verbrennungsmotor mit einem Multipoint-Vibrometer

Dennis Berft, Eugen Biegler, Jörg Sauer, Jochen Schell

Abstract

Long established as a measurement method in various areas of the automotive sector, Laser-Doppler vibrometry is frequently applied for analyzing engines.
Besides single point vibrometers, scanning vibrometers enabling planar vibration analysis with a high grid density have been available for more than 20 years. Scanning vibrometers provide sequential measurements that require a repeatable vibration process. Hereby, also transient and unsteady processes can simultaneously be recorded on many measurement points. Especially on hot and light components, conventional acceleration sensors can only be used to a limited extent as the resonance behavior of the component would be distorted by the additional mass and damping of the sensors.
First, the sequential method by scanning vibrometry in the field of engine analysis will be described. Using the example of an exhaust manifold thermal sheet, on which several points have been recorded three-dimensionally, the multipoint vibrometry will be presented afterwards. A one-dimensional measurement on a catalyst will finally show another application example of the multipoint vibrometer.

Kurzfassung

Die Laser-Doppler-Vibrometrie hat sich längst in vielen Bereichen der Automobilindustrie als Messverfahren etabliert und kommt dementsprechend auch bei der Motorenanalyse regelmäßig zum Einsatz.
Neben Einpunkt-Laser-Vibrometern gibt es bereits seit über 20 Jahren Scanning-Vibrometer, die eine flächenhafte Schwingungsanalyse mit hoher Punktdichte ermöglichen. Hierbei handelt es sich um ein sequentielles Messverfahren, das einen wiederholbaren Schwingvorgang voraussetzt. Die neueste Entwicklung in der berührungslosen Schwingungsmesstechnik ist das Multipoint-Vibrometer, das parallele Messungen ermöglicht. Hiermit können nun auch transiente und instationäre Vorgänge an vielen Messstellen synchron erfasst werden. Speziell auf heißen und leichten Bauteilen können herkömmliche Beschleunigungsaufnehmer nur bedingt eingesetzt werden, da unter anderem das Resonanzverhalten des Bauteils durch ihr Eigengewicht und die zusätzliche Dämpfung verfälscht werden würde.
Zunächst wird das bisherige Vorgehen mittels Scanning-Vibrometrie für den Bereich der Motorenanalyse beschrieben. Am Beispiel eines Abgaskrümmer-Thermoblechs, an dem mehrere Punkte dreidimensional erfasst wurden, wird anschließend die Multipoint-Vibrometrie vorgestellt. Hierbei werden das Einrichten des Messsystems, der eigentliche Messablauf sowie die weiterführende Auswertung der Messdaten beschrieben. Eine eindimensionale Messung auf einem Katalysator zeigt abschließend ein weiteres Anwendungsbeispiel des Multipoint-Vibrometers.

1. Einleitung zum synchron messenden Mehrkanal-Vibrometer

Körperschalluntersuchungen von Motoren bzw. Motoranbauteilen sind mittlerweile zu einem festen Bestandteil in deren Entwicklungsprozess geworden. Hierbei werden neben konventionellen Beschleunigungsaufnehmern immer häufiger berührungslos messende Laser-Doppler-Vibrometer eingesetzt [1]-[4]. Deren grundsätzliches Messprinzip basiert auf der Auswertung der Frequenz- und Phasenmodulation des rückgestreuten Laserlichts. Somit lassen sich, je nach Frequenzbereich, Wege von wenigen Pikometern messen.
Neben Einpunkt-Messsystemen, die lediglich einen einzelnen Messpunkt erfassen, gibt es scannende Systeme, mit denen beliebig viele Messpunkte nacheinander abgescannt werden können. Daraus resultierende Amplituden- und Phasenverteilungen erlauben die flächenhafte Darstellung von Betriebsschwingformen [5]. Voraussetzung für die scannende Vibrometrie ist jedoch ein quasistationärer Schwingungszustand des zu messenden Objekts, um alle Scanpunkte mit ähnlichen Schwingungsbedingungen aufnehmen zu können. In der Praxis bedeutet dies für Untersuchungen am Motor, dass für flächenhafte Untersuchungen interessanter Drehzahlen diese jeweils konstant anliegen müssen, bis der Scan durchgeführt wurde.
Bislang war der erste Schritt deshalb zunächst die Suche nach kritischen Drehzahlen, die zur Anregung der Struktur mit interessanten Frequenzen führen. Diese Informationen werden durch einen Drehzahlhochlauf und ein daraus erstelltes Campbell-Diagramm geliefert. Die Drehzahlen, die zur Anregung relevanter Frequenzen führen, müssen anschließend für einen Scan konstant gehalten werden.
Seit Mitte letzten Jahres existiert nun ein Multipoint-Vibrometer, das dem Wunsch nach parallel messender Lasermesstechnik nachkommt. Durch die verwendete Messmethode, der Multipoint-Vibrometrie, lassen sich die Vorteile der Vibrometrie und konventionell genutzter Beschleunigungsaufnehmer kombinieren. Durch die berührungslose Schwingungserfassung kann man neben heißen oder rotierenden Teilen auch Oberflächen von sehr leichten Strukturen messen, die durch herkömmliche Beschleunigungsaufnehmer in ihren Schwingungseigenschaften verstimmt werden würden. An die Grenzen der seit Jahren etablierten Laser-Scanning-Vibrometrie, bei der mit Hilfe positionierbarer Laserstrahlen verschiedene Messpunkte sequentiell erfasst werden können, gelangt man jedoch, sobald man Vorgänge aufzeichnen möchte, die weder wiederholbar sind, noch stationär gehalten werden können. Hier bietet die Multipoint-Vibrometrie die Möglichkeit, mehrere Messpunkte berührungslos und dennoch zeitsynchron zu erfassen.



Abbildung 1: *MPV-800 Multipoint-Vibrometer*

Vor allem im Bereich der Motorentwicklung, bei der sowohl leichte als auch heiße Anbauteile regelmäßig zu vermessen sind, kann das Multipoint-Vibrometer (MPV) Messaufgaben erfüllen, die mit herkömmlichen Aufnehmern nicht oder nur bedingt möglich wären.
Das MPV besteht im Wesentlichen aus drei Komponenten (siehe Abbildung 1): Das Herzstück bildet das Datenerfassungssystem, das mit bis zu sechs Optikeinheiten verbunden werden kann. Diese können wiederum mit bis zu acht Messköpfen gekoppelt werden. Im Datenerfassungssystem werden die Rohsignale der Messköpfe decodiert und aufgezeichnet. Zusätzlich zur Datenaufnahme können damit die gewonnenen Messergebnisse dargestellt und bearbeitet werden. Jede der Optikeinheiten enthält eine Laserquelle und acht interferometrische Aufbauten, die zusammen das Grundgerüst der Vibrometrie bilden. Die Messköpfe, die individuell ausgerichtet werden können, lassen optische Schwingungsmessungen mit einem Arbeitsabstand von bis zu fünf Metern zu.

2. Dreidimensionale Messungen mit dem MPV an einem Thermoblech

Im ersten Fallbeispiel wird die schwingungstechnische Untersuchung eines Thermoblechs näher betrachtet. Dieses Blech dient zur thermischen Abschirmung des Abgaskrümmers eines Vierzylinder-Dieselmotors und kann folglich sehr heiß werden. Daher sowie insbesondere auf Grund des geringen Eigengewichts des Blechs stellen Beschleunigungsaufnehmer, welche gekühlt werden müssten und deren Massebeladung die Eigenresonanzen verstimmen würden, hier keine geeignete

Messalternative dar. Die nachfolgende Abbildung 2 zeigt den freiliegenden Abgaskrümmer sowie dessen Abschirmung mit einem Thermoblech.

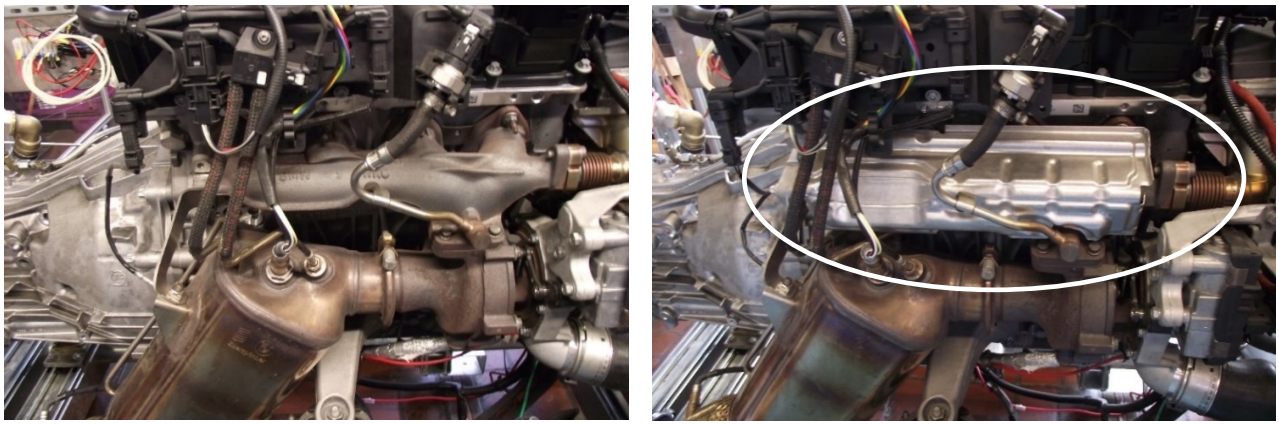


Abbildung 2: Abgaskrümmer (links) und dessen Abschirmung mittels Thermoblech (rechts)

2.1 Versuchsaufbau

Der gesamte Aufbau des Multipoint-Vibrometers am Motorenprüfstand ist in Abbildung 3 dargestellt.

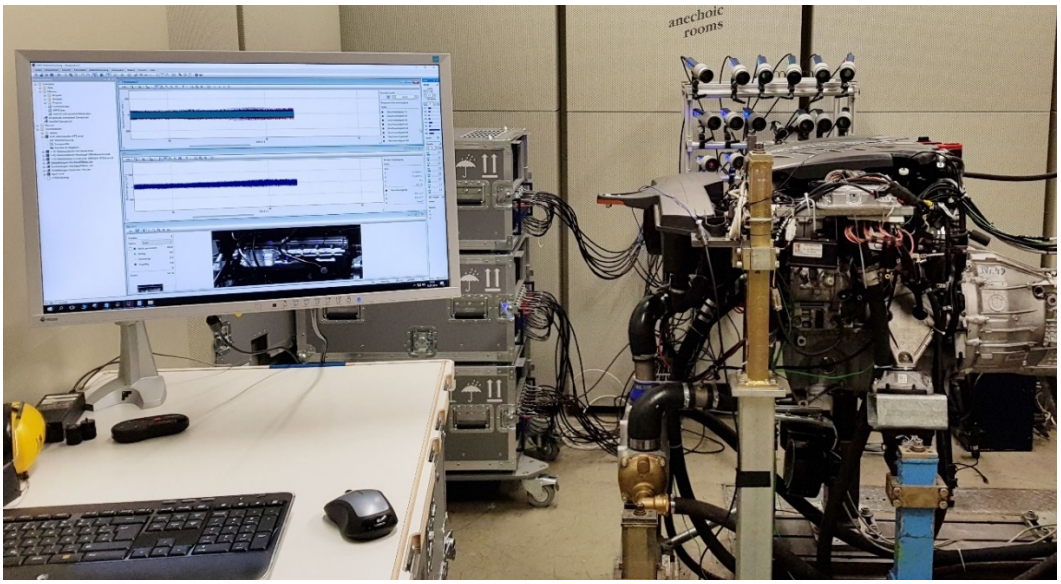


Abbildung 3: Aufbau des Multipoint-Vibrometers mit Datenerfassung (vorn links), der Optikeinheiten (hinten links) sowie der daran angeschlossenen Messköpfe (hinten rechts)

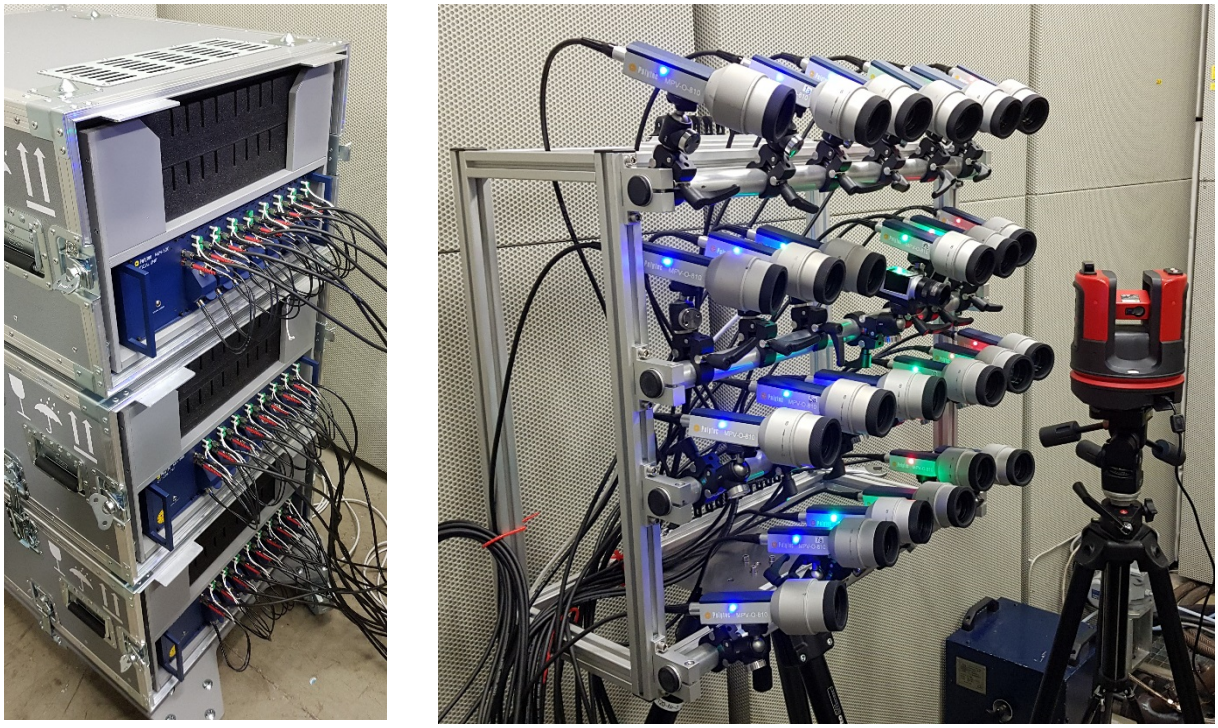


Abbildung 4: *Optikeinheiten und daran angeschlossene Messköpfe*

Das MPV kann mit bis zu sechs Optikeinheiten bestückt werden, die wiederum mit acht Messköpfen verbunden werden können. In Summe ergeben sich somit 48 eindimensional messbare Punkte. Alternativ lassen sich Messpunkte ebenso dreidimensional erfassen, wobei dann allerdings jeweils drei Messköpfe auf einen Messpunkt ausgerichtet werden müssen. Auch die Option der Kombinierbarkeit ist gegeben, indem sich eindimensionale mit dreidimensionalen Messpunkten in einer Messdatei verknüpfen lassen.

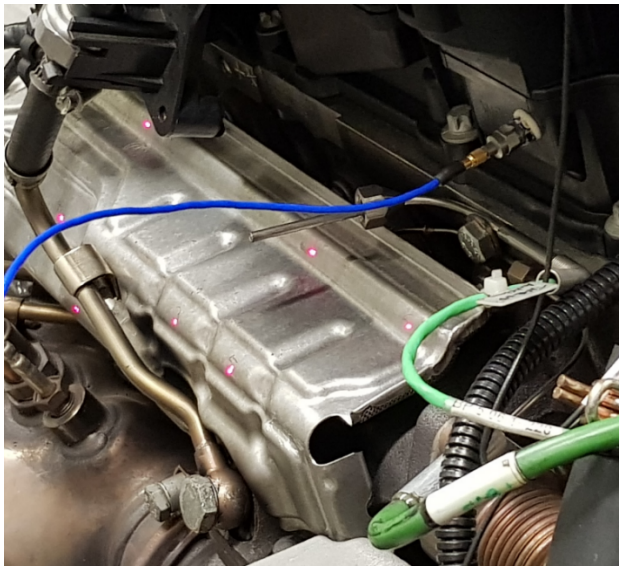


Abbildung 5: *3D-Messpunkte des MPVs und Beschleunigungsaufnehmer*

Für die Messungen des Thermoblechs wurde ein MPV verwendet, das mit 24 Messköpfen ausgestattet wurde (siehe Abbildung 4). Da für dreidimensionale

Messungen zeitgleich drei Messköpfe auf denselben Messpunkt gerichtet werden müssen, ließen sich hiermit entsprechend acht 3D-Punkte auf dem Thermoblech positionieren (siehe Abbildung 5). Zusätzlich wurden die Schwingungen des Motorblocks mit Hilfe eines uniaxialen Beschleunigungsaufnehmers aufgezeichnet, indem dieser oberhalb des Thermoblechs angeklebt wurde.

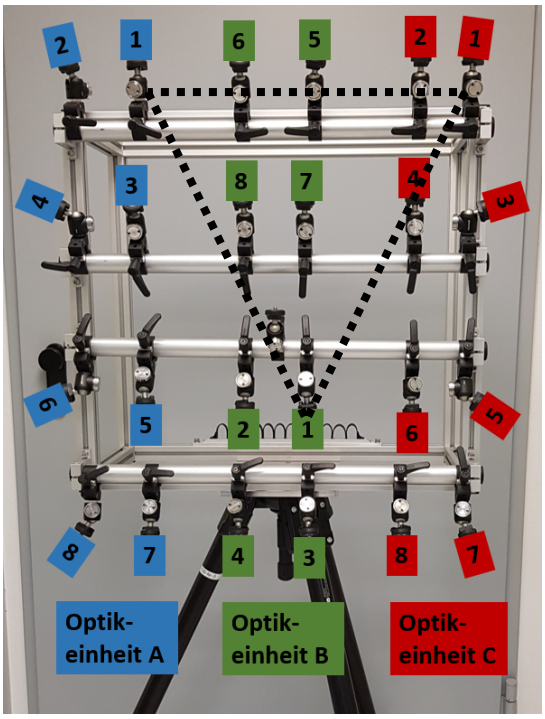


Abbildung 6: *Anordnung der 24 Messköpfe der Optikeinheiten A, B und C*

Die Genauigkeiten, mit denen die Schwingungen in der Ebene erfasst werden können, hängen maßgeblich von den Auftreffwinkeln der drei Laserstrahlen auf die jeweiligen Messpunkte ab. Je flacher die Winkel der auftreffenden Laserstrahlen auf die Messoberfläche sind, desto genauer kann die sogenannte In-Plane-Schwingung erfasst werden. Damit die Genauigkeit in beide In-Plane-Richtungen ähnlich ist, wurde die Anordnung der Messköpfe zueinander als nahezu gleichseitiges Dreieck gewählt (siehe Abbildung 6). Für jeden der acht Messpunkte wurden jeweils drei Messköpfe unterschiedlicher Optikeinheiten verwendet, um ein Übersprechen zu verhindern. Da jede Optikeinheit nur eine Laserquelle besitzt, sind die Laserstrahl-Wellenlängen der daran angeschlossenen Messköpfe identisch. Unterschiedliche Optikeinheiten nutzen zwar die baugleiche Laserquelle, die Wellenlängen unterscheiden sich jedoch minimal. Werden nun für jeden Messpunkt die Messköpfe unterschiedlicher Optikeinheiten kombiniert, wertet jeder dieser Messköpfe jeweils nur die Dopplerverschiebung des Laserstrahls aus, den er selbst emittiert hat. Würde ein dreidimensionaler Messpunkt mit drei Messköpfen derselben Optikeinheit verwendet werden, käme es zu einem Übersprechen und dementsprechend zu Fehlmessungen.



Abbildung 7: *Leica 3D Disto*

Um die Schwingamplituden in allen drei Koordinatenrichtungen korrekt zu erfassen, ist es essentiell, die Winkelbeziehung der Messköpfe genau zu kennen. Als Hilfsmittel wurde deshalb ein Messgerät der Firma Leica verwendet. Der Leica 3D Disto verfügt neben einem Abstandssensor zusätzlich über einen Winkelgeber für die horizontale und vertikale Rotationsachse (siehe Abbildung 7). Neben den Koordinaten der Messpunkte ist es außerdem wichtig, die Einfallswinkel für jeden Messkopf genau zu kennen, damit die MPV-Software die Schwingdaten korrekt in die x-, y- und z-Richtung umrechnen kann. Um die Einfallswinkel präzise zu ermitteln, werden lediglich die Koordinaten von zwei Punkten entlang der optischen Achse des Messkopfes benötigt. Einen Punkt bildet hierbei der Auftreffpunkt auf dem Messobjekt – also der Messpunkt selbst. Ein zweiter Punkt lässt sich ermitteln, indem der Laserstrahl beispielsweise mit einem Blatt Papier unterbrochen und auf diesem Laserspot gemessen wird. Die MPV-Software erlaubt anschließend die Winkelberechnung mit Hilfe der eingelesenen Messpunkt- und Strahlengangskoordinaten.

2.2 Messablauf

Die durchgeführten Messungen sollen die Unterschiede des Schwingverhaltens verschiedener Thermobleche aufzeigen. Ziel ist es, alle dominanten Eigenfrequenzen und deren Betriebsschwingformen zu identifizieren, die durch den Motor angeregt werden können. Da der Verbrennungszyklus eines Viertakt-Motors zwei Umdrehungen benötigt, generieren hauptsächlich Vielfache der halben Motordrehzahl Schwingungen. Die zweite Ordnung ist jedoch meist dominant, da es bei jeder Kurbelwellenumdrehung zu zwei Zündungen kommt [6].
Zunächst wurde mit dem Motor ein Drehzahlhochlauf durchgeführt, dessen linearer Verlauf in Abbildung 8 dargestellt ist. Für jede Variante des Thermoblechs wurde dieser Hochlauf wiederholt, wobei die Schwinggeschwindigkeiten für jeden der acht Messpunkte dreidimensional erfasst wurden. Insgesamt wurden fünf Bleche vermessen, von denen zwei näher ausgewertet wurden.

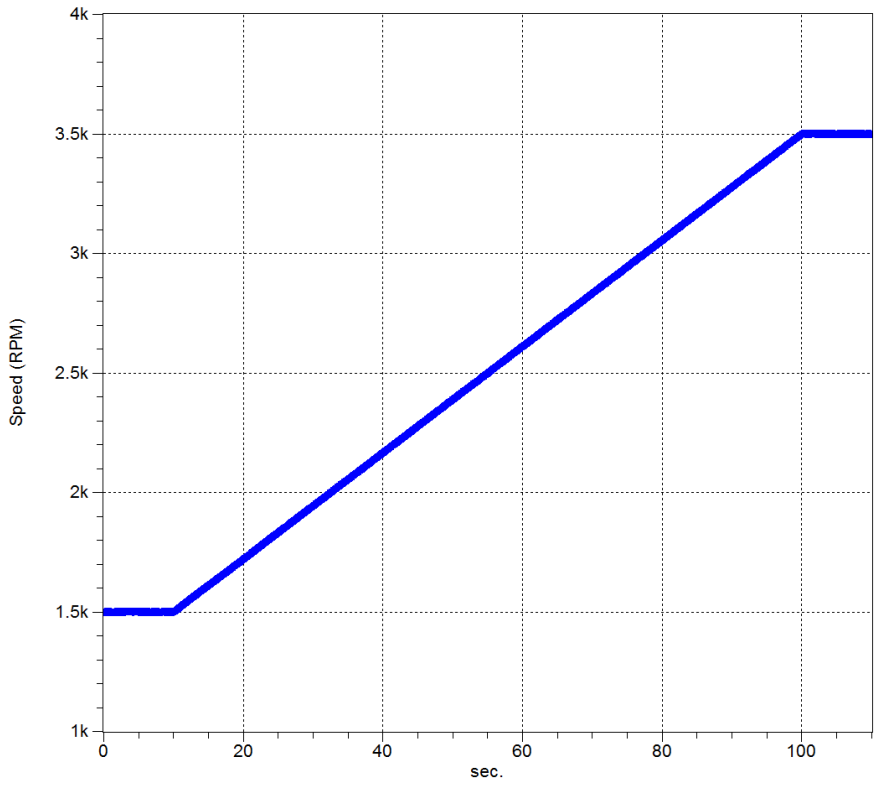


Abbildung 8: *Drehzahlhochlauf über 90 Sekunden*

2.3 Auswertung der Messdaten

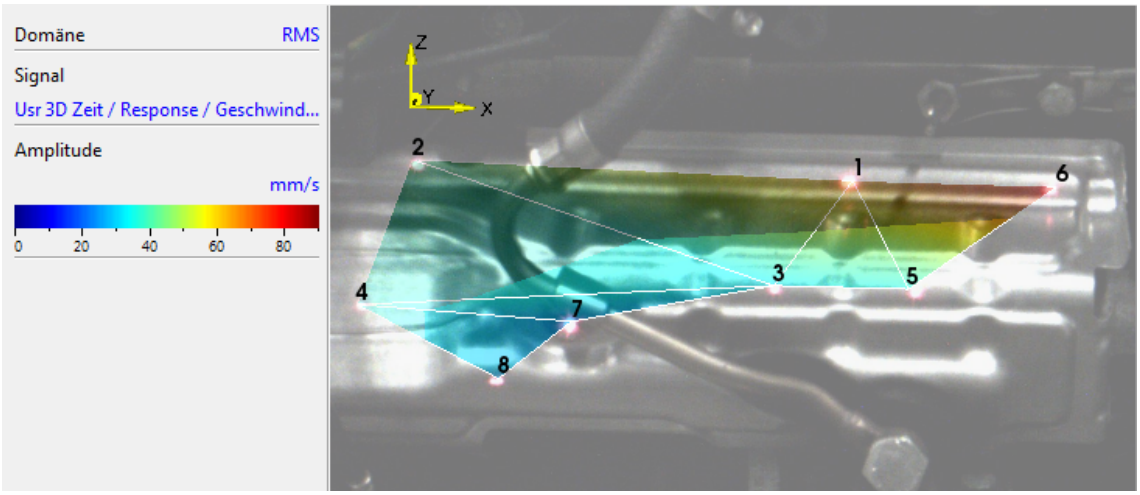


Abbildung 9: *RMS-Verteilung der Geschwindigkeiten an Blech Nr. 1*

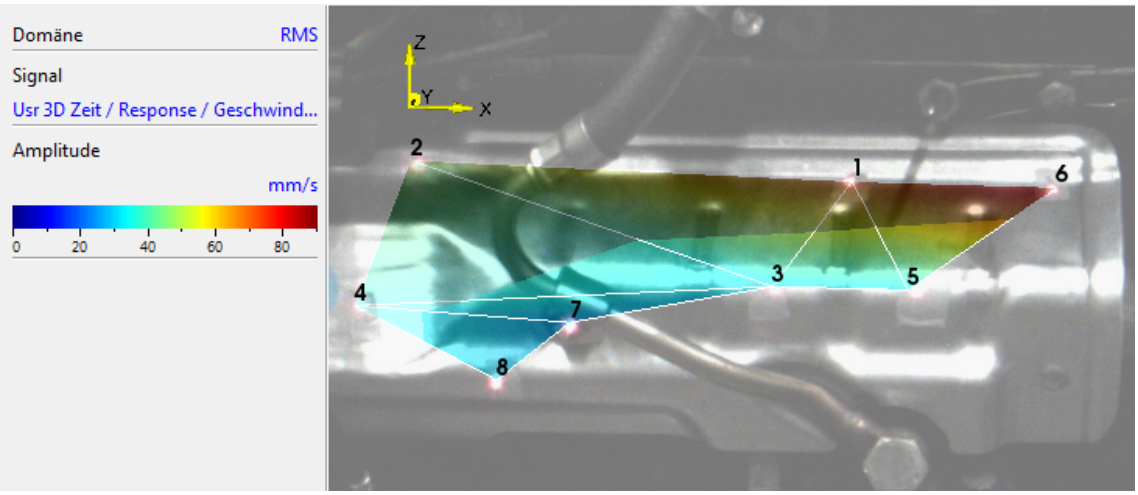


Abbildung 10: *RMS-Verteilung der Geschwindigkeiten an Blech Nr. 2*

Bei der Betrachtung der RMS-Werte über den gesamten Hochlauf für jeden der acht Messpunkte fällt auf, dass diese bei beiden Blechen am Messpunkt 6 am höchsten sind (siehe Abbildungen 9 und 10). Da in diesem Bereich keine Verschraubungen zur Fixierung des Blechs vorgesehen sind, ist dieses Verhalten allerdings zu erwarten gewesen. Unterschiede zwischen beiden Blechen sind hierbei kaum zu erkennen.
Da die Schallabstrahlung nur unwesentlich durch In-Plane-Bewegungen des Blechs generiert wird, ist die x-Richtung nur von geringer Relevanz. Out-of-Plane-Schwingungen sind hingegen sowohl in der y- als auch z-Komponente enthalten. Für jedes Blech wurden für den Messpunkt 6 demzufolge Campbell-Diagramme für die y- und z-Richtungen erzeugt, die die Geschwindigkeitsamplituden darstellen. Um die Unterschiede der Bleche hinsichtlich ihres Schwingungsverhaltens beurteilen zu können, wurde geprüft, ob der Motor bei jedem Hochlauf ein vergleichbares Vibrationsverhalten aufwies. Zusätzlich wurde deshalb ein Campbell-Diagramm des dazu verwendeten Beschleunigungsaufnehmers erstellt.

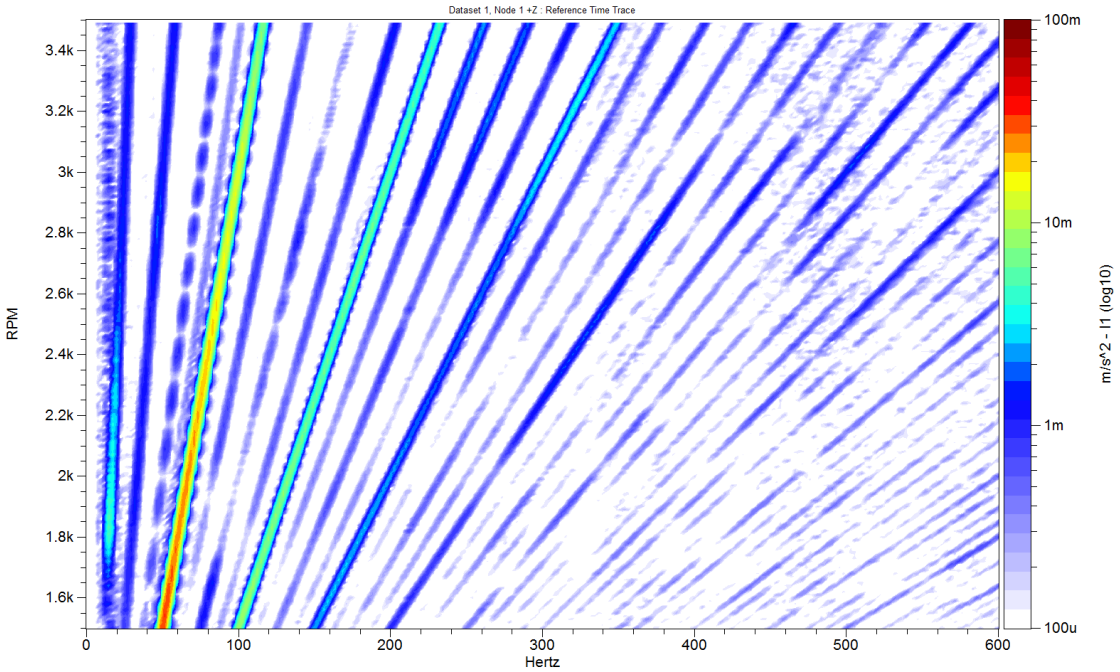


Abbildung 11: *Campbell-Diagramm des Beschleunigungsaufnehmers für den Hochlauf mit Blech Nr. 1*

Da das MPV Geschwindigkeiten misst, wurden zur Vereinheitlichung die Beschleunigungswerte des Aufnehmers integriert. Besonders dominant sind die für Viertakt-Motoren typische zweite Ordnung sowie deren Vielfache (siehe Abbildung 11). Für beide Hochläufe der zu untersuchenden Bleche waren die Schwingungen des Beschleunigungssensors nahezu identisch.
Die nachfolgenden Abbildungen 12 bis 15 zeigen die Campbell-Diagramme beider Blechvarianten für die Schwingungen in y- und z-Richtung. Hierbei zeigt sich, dass sich deren Eigenresonanzen, die den senkrechten Linien entsprechen, teilweise unterscheiden. Für die Blechvariante 1 liegen die markantesten Resonanzfrequenzen bei etwa 84, 165, 235, 260, 295 und 370 Hz. Bei der Blechvariante 2 kommt die Eigenfrequenz von 84 Hz ebenfalls vor, die anderen liegen hingegen bei etwa 195, 265 und 380 Hz. Diese Frequenzen wurden bei mehreren Drehzahlen unterschiedlich stark angeregt. Zur Visualisierung der Schwingformen wurde im Folgenden jeweils eine FFT von einem kurzen Zeitabschnitt, in dem die entsprechende Drehzahl erreicht wurde, gebildet. Prinzipiell ist die Vibration eines Bleches dann am größten, wenn dessen Resonanzen möglichst stark von den Ordnungen des Motors angeregt werden können.

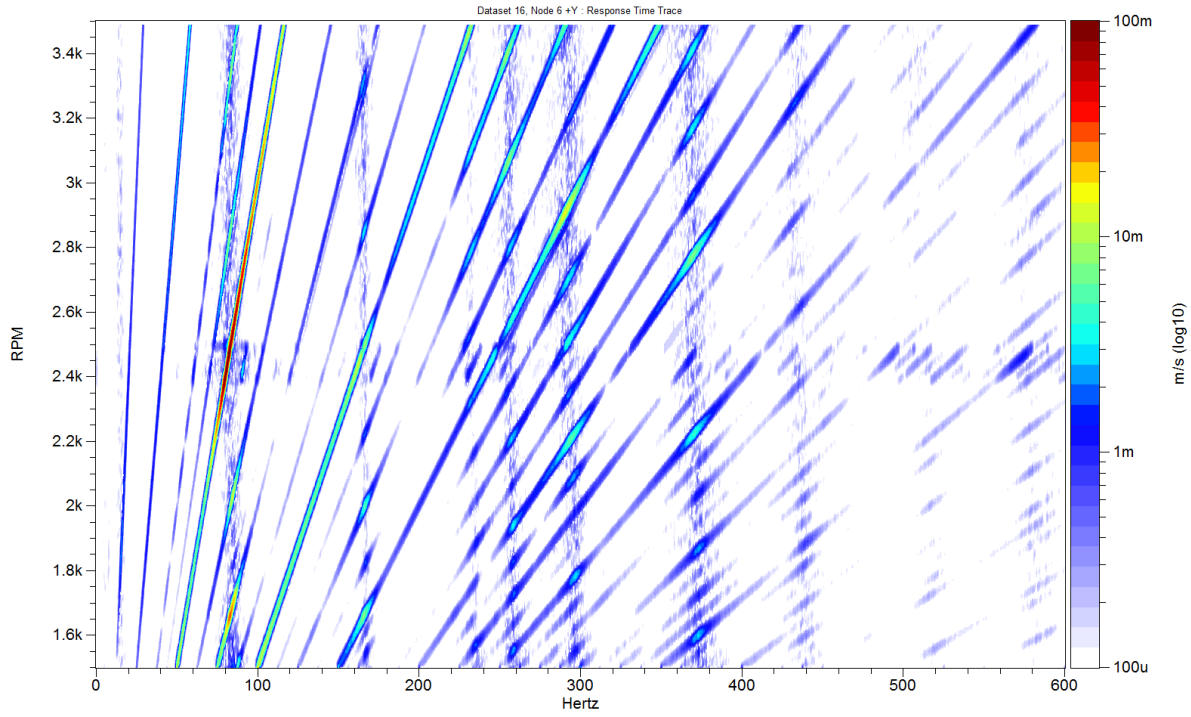


Abbildung 12: *Campbell-Diagramm der Blechvariante 1 für die Schwingungen in y-Richtung*

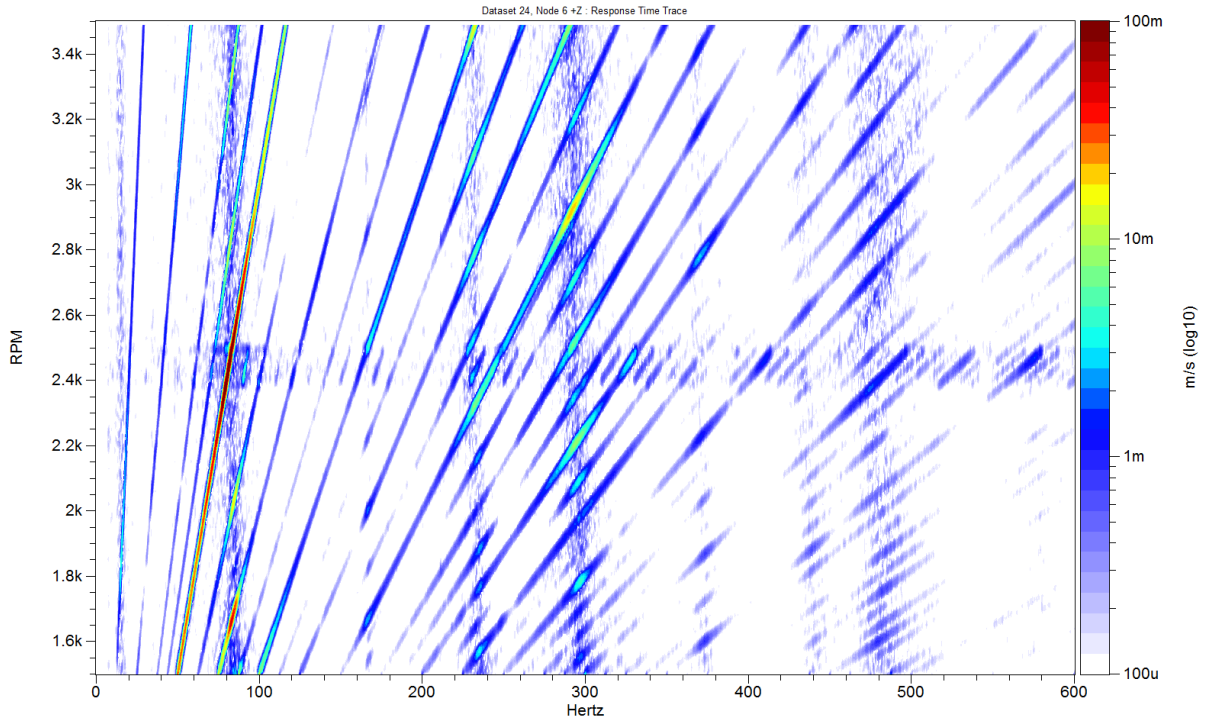


Abbildung 13: *Campbell-Diagramm der Blechvariante 1 für die Schwingungen in z-Richtung*

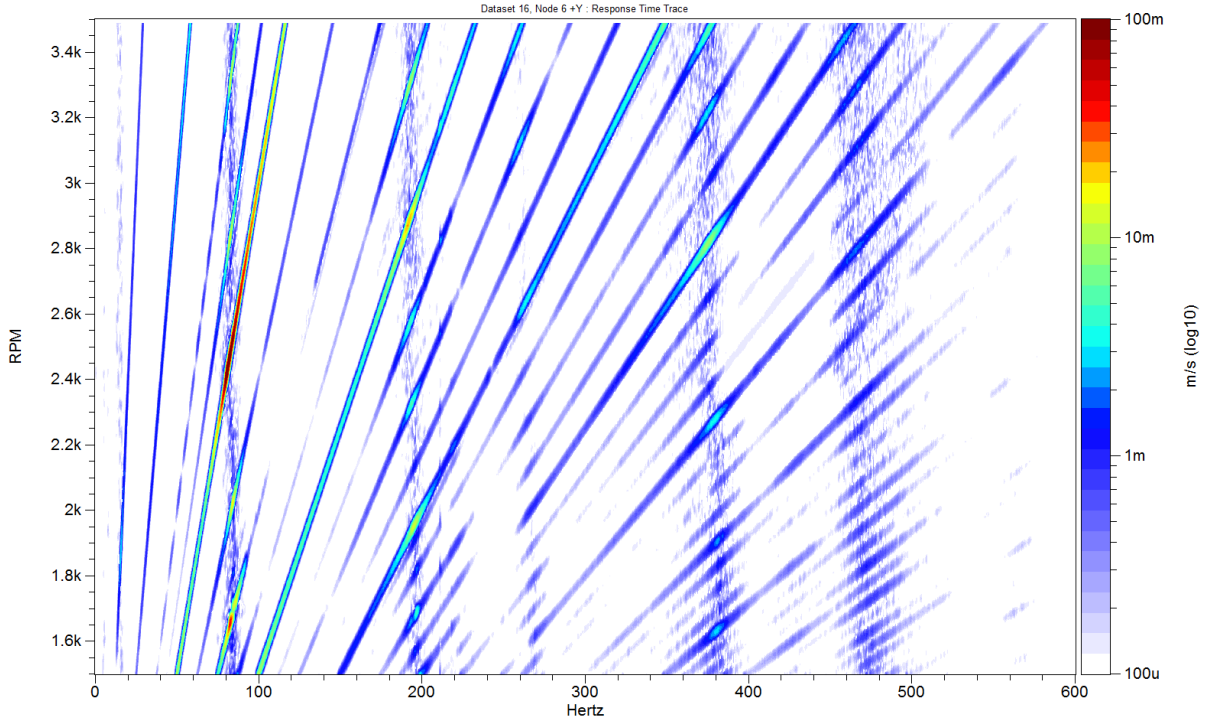


Abbildung 14: *Campbell-Diagramm der Blechvariante 2 für die Schwingungen in y-Richtung*

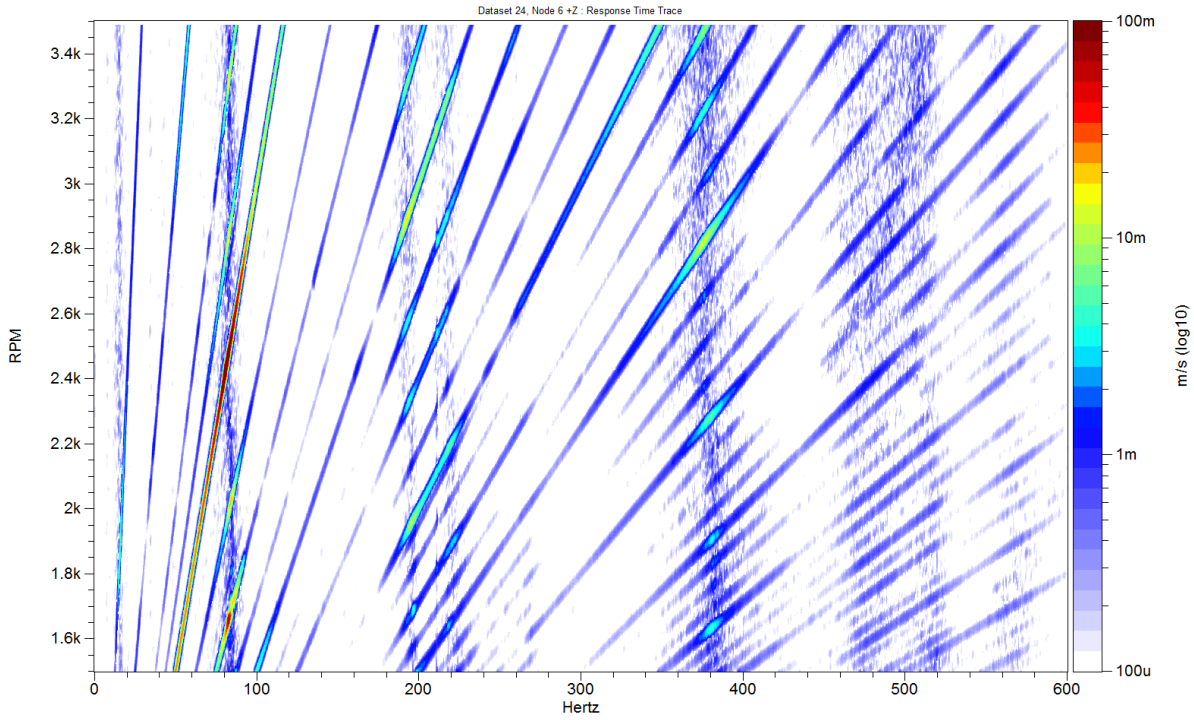


Abbildung 15: Campbell-Diagramm der Blechvariante 1 für die Schwingungen in z-Richtung

Zwischen beiden Blechvarianten gibt es im Frequenzbereich, der für die Anregung durch den Motor relevant ist, strukturdynamische Unterschiede. Bei der Blechvariante 1 gibt es bei 295 Hz eine Strukturresonanz, die insbesondere durch die sechste Ordnung des Motors angeregt wird, wohingegen bei der Blechvariante 2 eine Resonanz bei 190 Hz ausgeprägt ist, die durch die vierte Ordnung angeregt wird.
Nachfolgend sind in den Abbildungen 16 bis 25 für beide Bleche die Betriebsschwingformen für die Strukturresonanzen dargestellt, die in den Campbell-Diagrammen dominieren und daher maßgeblich an Schallemissionen beteiligt sind. Gezeigt werden die Phasenlagen mit den größten Auslenkungen. Die Resonanzen wurden jeweils bei einer bestimmten Motordrehzahl ausgewertet. Hierzu wurde je eine FFT für den entsprechenden Zeitabschnitt durchgeführt.
Hohe Schallemissionen entstehen unter anderem dann, wenn eine oder mehrere Ordnungen der Motordrehzahl auf eine stark ausgeprägte Resonanzfrequenz treffen. Die mit dem MPV gewonnen Ergebnisse ermöglichen eine detaillierte Untersuchung des Ursprungs störender Schallemissionen mittels eines einzigen Hochlaufs.
Wird allerdings durch angepasste Betriebsparameter des Motors nicht oder nur sehr kurz eine Resonanz angeregt, ist es möglich, dass selbst eine vermeintlich störende Eigenfrequenz nur einen geringen Beitrag zur Schallabstrahlung leistet.

Betriebsschwingformen der Blechvariante 1

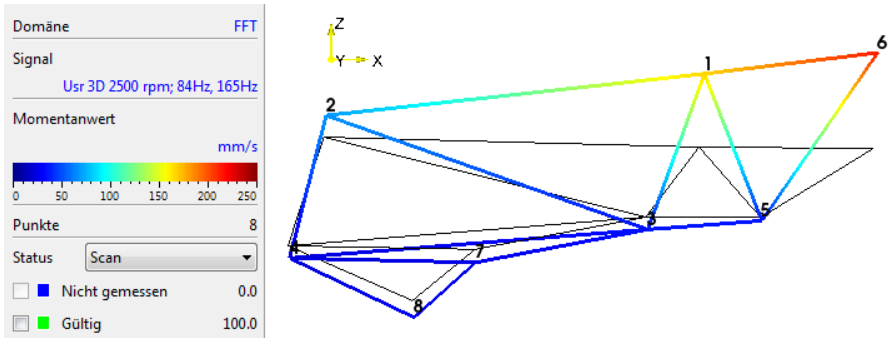


Abbildung 16: *Betriebsschwingform der Blechvariante 1 bei 84 Hz (ausgewertet bei 2500 rpm)*

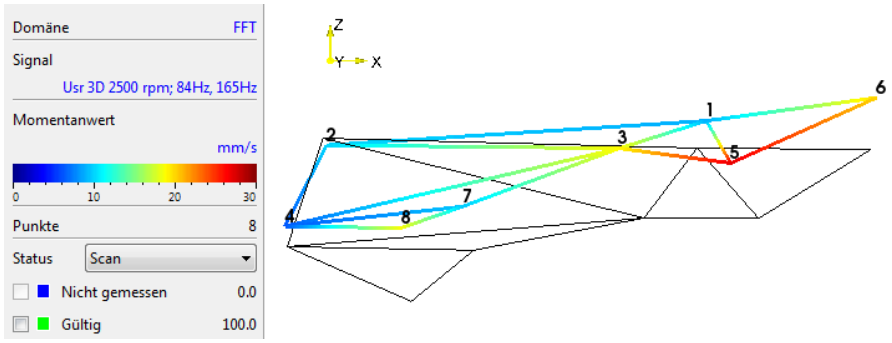


Abbildung 17: *Betriebsschwingform der Blechvariante 1 bei 165 Hz (ausgewertet bei 2500 rpm)*

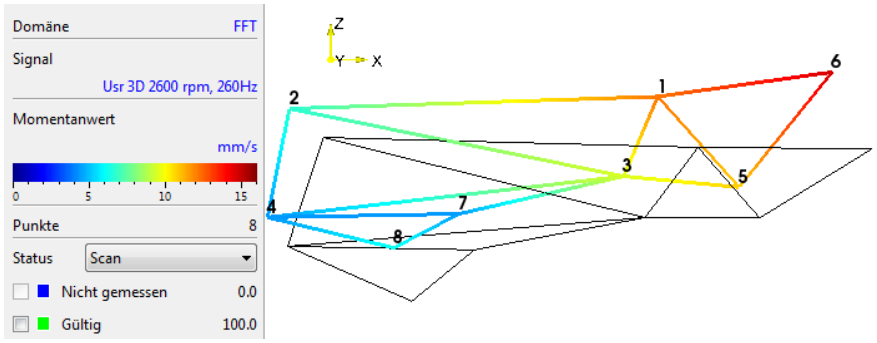


Abbildung 18: *Betriebsschwingform der Blechvariante 1 bei 260 Hz (ausgewertet bei 2600 rpm)*

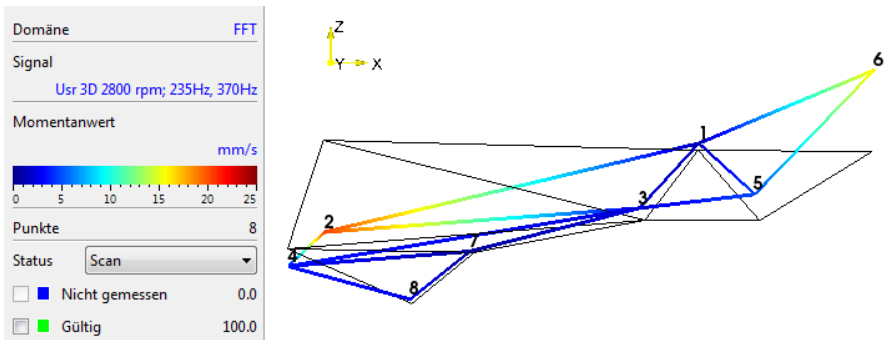


Abbildung 19: *Betriebsschwingform der Blechvariante 1 bei 235 Hz (ausgewertet bei 2800 rpm)*

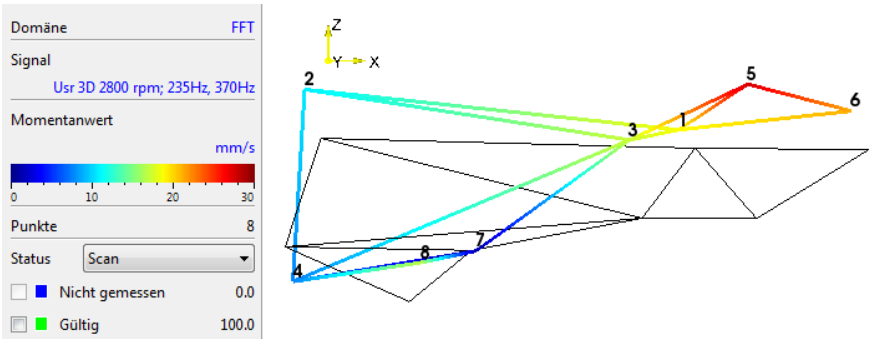


Abbildung 20: *Betriebsschwingform der Blechvariante 1 bei 370 Hz (ausgewertet bei 2800 rpm)*

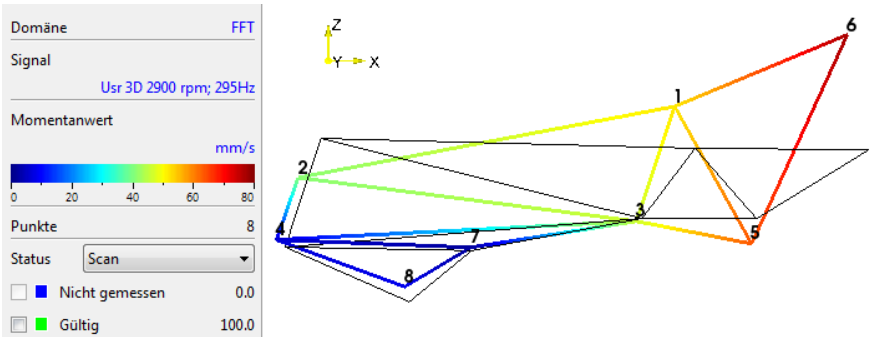


Abbildung 21: *Betriebsschwingform der Blechvariante 1 bei 295 Hz (ausgewertet bei 2900 rpm)*

Betriebsschwingformen der Blechvariante 2

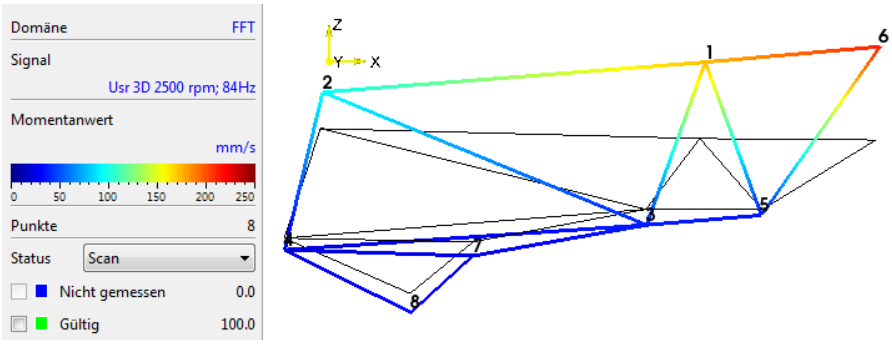


Abbildung 22: *Betriebsschwingform der Blechvariante 2 bei 84 Hz (ausgewertet bei 2500 rpm)*

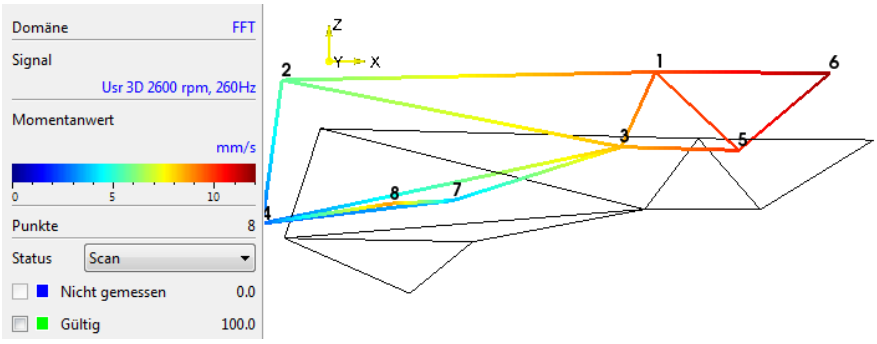


Abbildung 23: *Betriebsschwingform der Blechvariante 2 bei 260 Hz (ausgewertet bei 2600 rpm)*

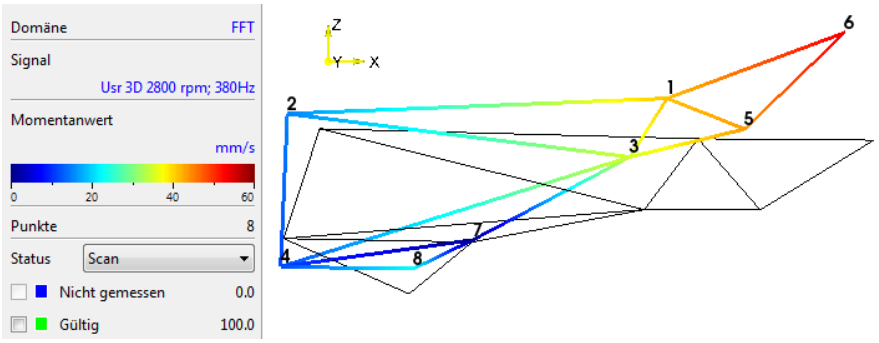


Abbildung 24: *Betriebsschwingform der Blechvariante 2 bei 380 Hz (ausgewertet bei 2800 rpm)*

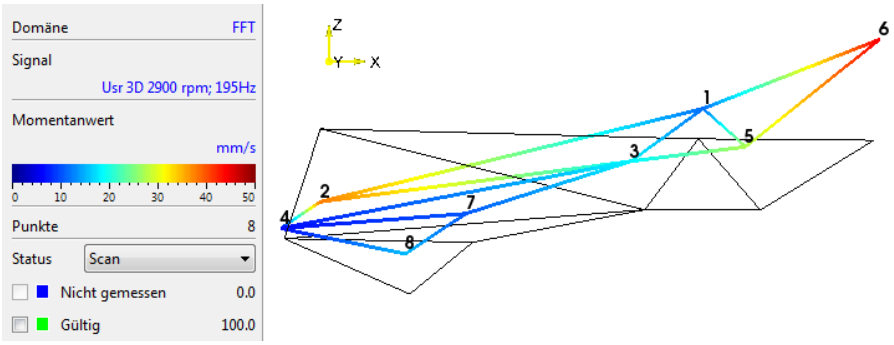


Abbildung 25: *Betriebsschwingform der Blechvariante 2 bei 195 Hz (ausgewertet bei 2900 rpm)*

3. Eindimensionale Messungen mit dem MPV an einem Katalysator

Im Gegensatz zur dreidimensionalen Messung an einem Thermoblech wurde in einem zweiten Fallbeispiel der Katalysator des Motors mit eindimensionalen Messpunkten vermessen. Auch hier hätten Beschleunigungsaufnehmer die Strukturdynamik verändert und wären auf Grund hoher Temperaturen nur mit großen Einschränkungen zu verwenden gewesen.

3.1 Versuchsaufbau

Statt den vorher genutzten acht dreidimensionalen Messpunkten wurden auf dem Katalysator 24 eindimensionale Messpunkte zur Erfassung positioniert. Da jeder der Messköpfe die Geschwindigkeiten der Objektoberfläche ausschließlich in Strahlrichtung erfassen kann, wurden die Messköpfe möglichst parallel zur Oberflächennormale ausgerichtet. Hierzu wurden fünf Messköpfe, die den oberen Teil des Katalysators erfassen sollten, auf einem zweiten Stativ montiert (siehe Abbildung 26).



Abbildung 26: *Anordnung der Messköpfe mittels zweier Stative*

Die Koordinaten der Messpunkte (siehe Abbildung 27) wurden erneut mit Hilfe des Leica 3D Disto bestimmt. Eine Vermessung der Winkel zwischen Laserstrahl und Oberfläche wurde hingegen nicht durchgeführt, da keine Transformationen in die Koordinatenrichtungen x, y und z nötig sind. Dennoch erlaubt die MPV-Software das Eintragen der Einfallswinkel jedes Laserstrahls, um sowohl die Animationsrichtung als auch die Schwingamplitude zu modifizieren.
Treffen Laserstrahlen nicht orthogonal auf die Oberfläche auf, misst das Laser-Doppler-Vibrometer nicht die Geschwindigkeitsamplitude in Richtung der Oberflächennormalen, sondern folglich eine Amplitude mit einem Cosinus-Fehler. Da dieser bei einem Winkelfehler von beispielsweise acht Grad nur etwa ein Prozent der Schwingamplitude in Normalenrichtung verfälschen würde, wurde auf eine Korrektur der Schwingamplitude verzichtet.

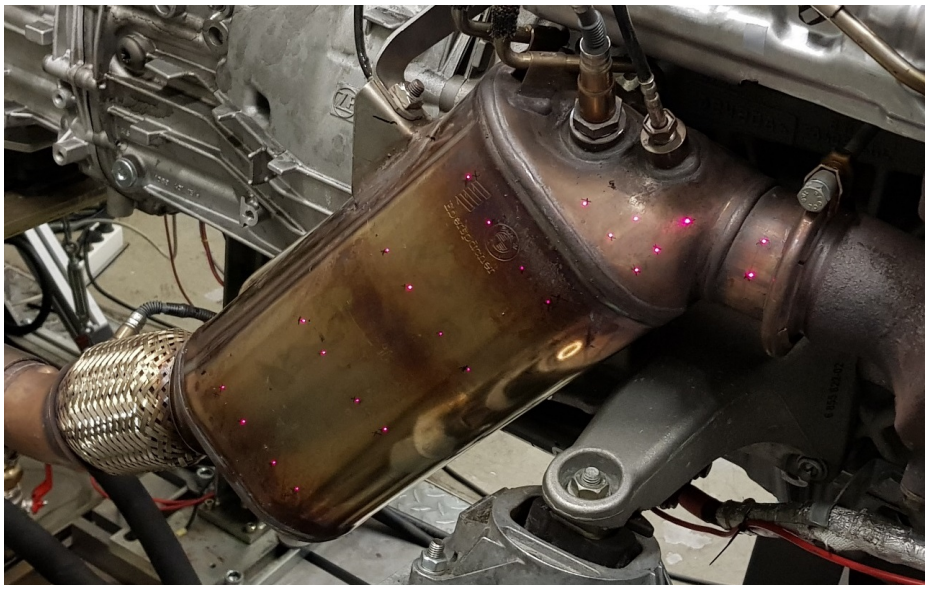


Abbildung 27: *1D-Messpunkte des MPV auf dem Katalysator*

3.2 Messablauf

Analog zu den Messungen am Thermoblech sollten dominante Eigenresonanzen sowie deren Betriebsschwingformen identifiziert werden. Hierfür wurde wieder ein 90-sekündiger Hochlauf durchgeführt, bei welchem mit dem Multipoint-Vibrometer dieses Mal 24 Messpunkte synchron aufgezeichnet wurden.

3.3 Auswertung der Messdaten

Die RMS-Werte über den gesamten Hochlauf zeigen die größten Amplituden am Punkt 13 (siehe Abbildung 28). Das für diesen Punkt erstellte Campbell-Diagramm, das zum Identifizieren der Strukturresonanzen dient, ist in Abbildung 29 dargestellt. Starke Geschwindigkeitsamplituden treten fast ausschließlich im unteren Frequenzbereich bis etwa 150 Hz auf, wobei die größte Amplitude bei 80 Hz durch eine Strukturresonanz vorliegt (siehe Abbildung 30). Eine höherfrequente, jedoch sehr schwache Strukturresonanz bei 480 Hz ist in Abbildung 31 dargestellt.

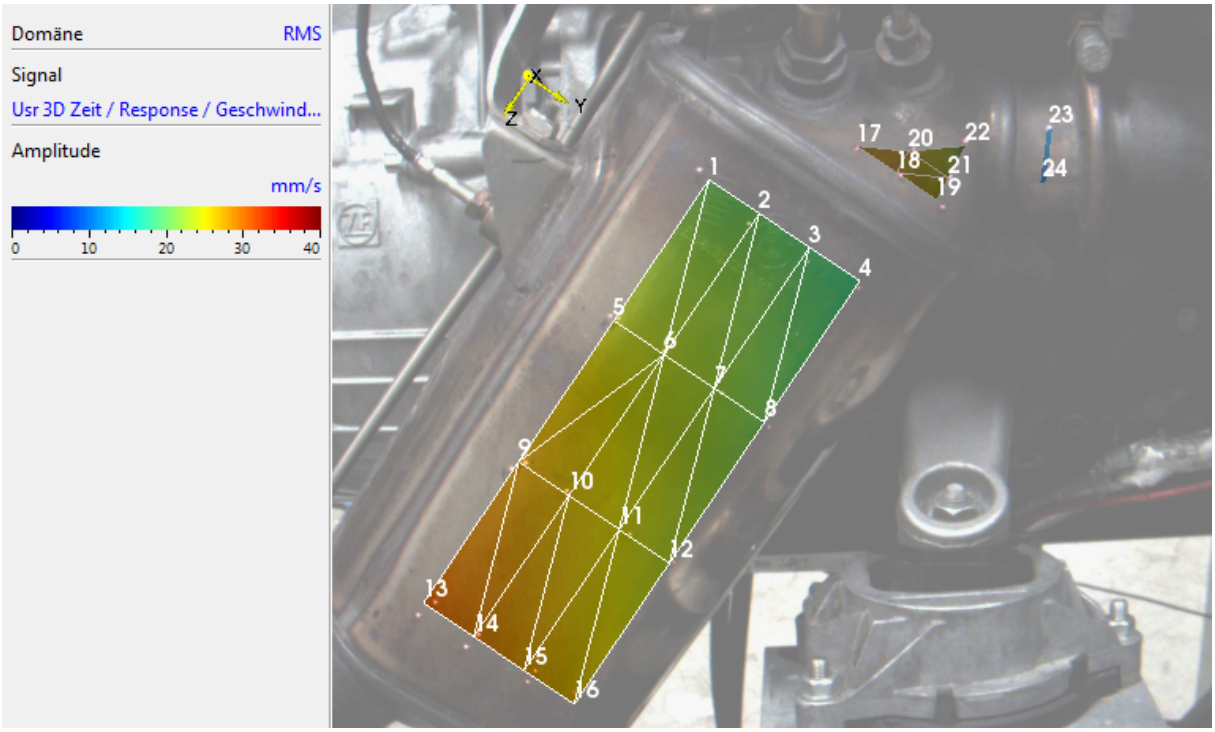


Abbildung 28: *RMS-Verteilung der Geschwindigkeiten am Katalysator*

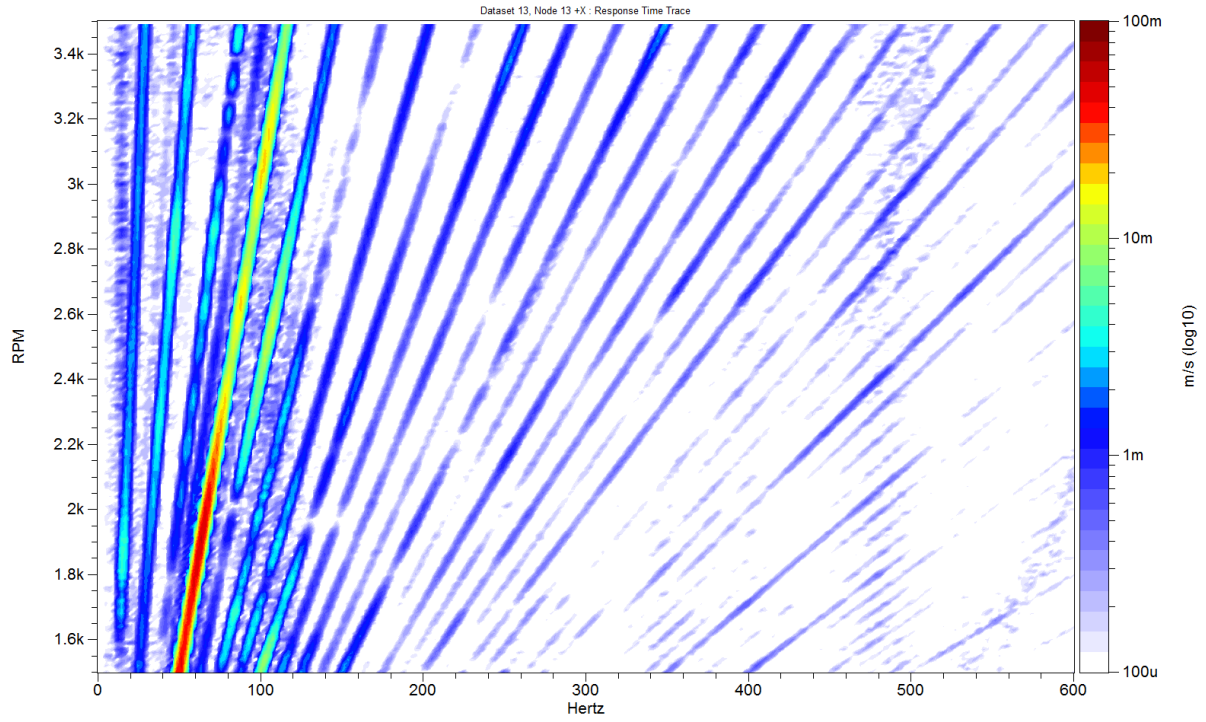


Abbildung 29: *Campbell-Diagramm des Katalysators*

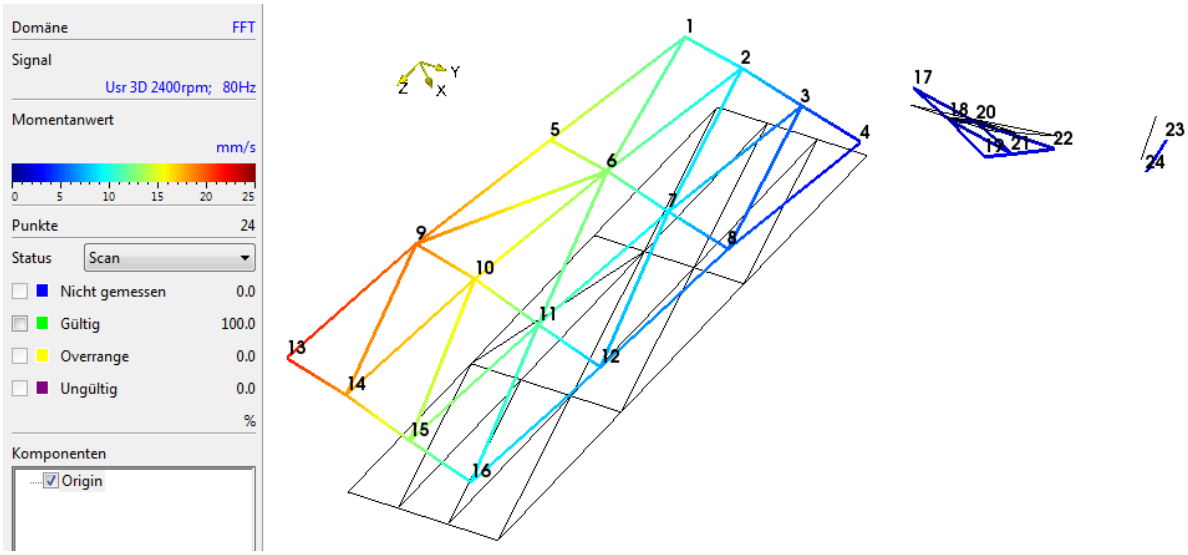


Abbildung 30: *Betriebsschwingform des Katalysators bei 80 Hz (ausgewertet bei 2400 rpm)*

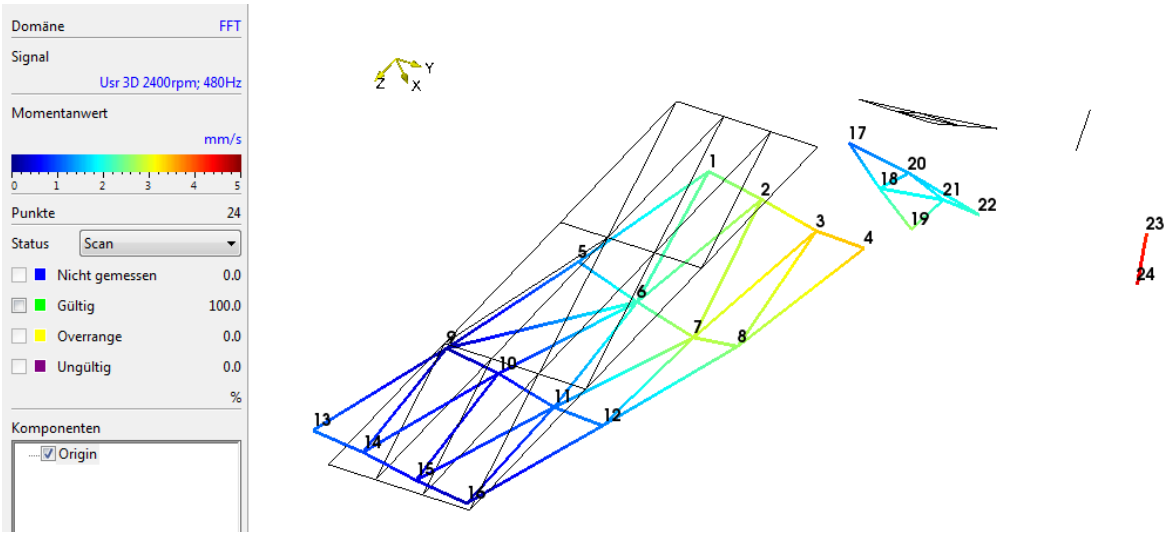


Abbildung 31: *Betriebsschwingform des Katalysators bei 480 Hz (ausgewertet bei 2400 rpm)*

4. Zusammenfassung und Ausblick

Die Multipoint-Vibrometrie ist eine Messmethode, die vor allem dann große Vorteile bietet, wenn Strukturen berührungslos, aber dennoch zeitsynchron erfasst werden müssen. Dies ist oftmals der Fall, wenn Massebeladungen die strukturdynamischen Eigenschaften verfälschen würden oder wenn hohe Messobjekt-Temperaturen keine Applizierung von herkömmlichen Beschleunigungsaufnehmern erlauben. Durch die synchrone Messung an mehreren Messpunkten liefert bereits ein einmaliger Drehzahlhochlauf alle Schwinginformationen, die für die spätere Darstellung von Campbell-Diagrammen und Betriebsschwingformen notwendig sind. Diese Art der Schwingungsanalyse erlaubt die Untersuchung von Strukturresonanzen, die durch die Motordrehzahl und deren Ordnungen zum Schwingen angeregt werden.
Sind zudem die modalen Parameter der zu vermessenden Struktur von Interesse, wie beispielsweise die Dämpfung, bietet sich anschließend eine hochaufgelöste Modalanalyse mit der bereits bekannten Laser-Scanning-Vibrometrie an. Mittels Shaker- oder Hammeranregung lassen sich wiederholbare Schwingbedingungen erzeugen, die für einen Scan benötigt werden. Die gewonnenen Messdaten erlauben eine breitbandige Analyse mit sehr hoher örtlicher Auflösung.

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

[6] K. Genuit: Sound-Engineering im Automobilbereich: Methoden zur Messung und Auswertung von Geräuschen und Schwingungen; 2010

NVH-Messungen an Hybrid-Fahrzeugen

Dejan Arsić, Matthias Pohl, Florian Bock, Stefan Becker

Abstract

Die Elektrifizierung von Fahrzeugen stellt die Automobilindustrie aktuell vor viele neue Herausforderungen. Auch die Fahrzeugakustik bleibt hiervon nicht verschont. Das akustische Verhalten eines Fahrzeugs verändert sich sowohl außen als auch innen. Der Verbrennungsmotor ist in vielen Betriebszuständen meist die dominante Quelle im Fahrzeug. Dessen Wegfall, führt einerseits dazu, dass der Pegel des Außengeräuschs dramatisch sinken und das Fahrzeug damit ein erhöhtes Sicherheitsrisiko darstellen kann. Andererseits verändert es das Geräusch in der Fahrgastzelle. Geräusche, die bisher vom Verbrennungsmotor maskiert worden sind, können nun von den Fahrzeuginsassen als störend empfunden werden. Neben den rein elektrischen Fahrzeugen spielen auch Hybridfahrzeuge eine immer größere Rolle. Hier kommt zusätzlich zum Elektromotor ein Verbrennungsmotor zum Einsatz. Folglich müssen die verschiedenen Antriebskombinationen und Betriebsstrategien – hier rein elektrisch, nur Verbrenner und der Verbund aus E-Motor und Verbrenner – betrachtet werden.
In dieser Arbeit werden erste Erfahrungen bei Messungen an Hybridfahrzeugen vorgestellt und das Verhalten des Fahrzeugs in verschiedenen Zuständen erläutert. Hierfür wird auf bewährte Methoden aus der Fahrzeugakustik zurückgegriffen. Insbesondere werden die Unterschiede zwischen den Fahrzeugen dargestellt, wobei zunächst keine Bewertung über die akustische Güte vorgenommen wird. Vielmehr liegt der Fokus auf der Darstellung von bisher eher unbekannten Phänomenen. Ferner werden die unterschiedlichen Quellen genauer betrachtet und deren Beitrag zum wahrgenommenen Geräusch im Innenraum und nach außen quantifiziert.

Kurzfassung

In dieser Arbeit werden sowohl Acoustic Vehicle Alerting System (AVAS)-Messungen als auch die Beitragsanalyse an Hybridfahrzeugen vorgestellt. Dies soll ein besseres Verständnis für die Entstehung des Klangbildes bei E-Fahrzeugen schaffen.

1. Einleitung

Derzeit stellen zwei große Themenbereiche – das autonome Fahren und die Elektrifizierung des Antriebs – die Automobilindustrie vor besondere Herausforderungen. Sowohl der rein elektrische Antrieb, als auch Plug-In Hybride, verändern das bekannte Antriebskonzept grundlegend.

Neben den veränderten Fahreigenschaften durch das das von Anfang an voll anliegende Drehmoment und mitunter deutlich höheren Beschleunigungen ändert sich das

Klangbild der Fahrzeuge grundlegend. Im rein elektrischen Antrieb fällt der Verbrenner, egal ob Diesel oder Benziner, weg. Damit ändert sich die Geräuschentwicklung



Abbildung 1: *Außengeräuschprüfstand der Audi AG in Ingolstadt*

sowohl im Innenraum als auch nach außen drastisch. Einerseits werden Geräusche, die bisher maskiert wurden, deutlich hörbar, anderseits kommen neue Geräuschquellen, wie z. B. der Elektromotor, hinzu. In Kombination mit einem Verbrenner, sei es als Range Extender oder im gemeinsamen Verbund als Hybrid, sind deutlich mehr unterschiedliche Betriebsmodi relevant, die insbesondere im Übergang für ungewohnte Klangbilder sorgen und eventuell den Fahrkomfort des Kunden negativ beeinflussen.

Darüber hinaus kommen noch neue, gesetzliche Regularien hinzu. Während es bei Verbrennern dedizierte Anforderungen an die maximale Geräuschentwicklung gibt, sind für E-Fahrzeuge minimale Geräuschanforderungen definiert worden. Fahrzeuge müssen einen bestimmten Pegel überschreiten, der in einzelnen Terzbändern definiert ist. Das sogenannte Acoustic Vehicle Alerting System (AVAS) wird unter anderem zum Schutz von Fußgängern, seheingeschränkten oder nicht-sehenden Personen und Radfahrern gefordert. Fahrzeuge sollen hierbei bei niedrigen Geschwindigkeiten im Straßenverkehr wahrnehmbar sein. Dies wird teils durch dedizierte Systeme zur Erzeugung von Geräuschen, teils mit Lautsprechern oder Shakern, bewerkstelligt.

In dieser Arbeit wird zunächst das AVAS-System beschrieben und es werden erste Messergebnisse an einem Serienfahrzeug der Audi AG vorgestellt. Um die Ergebnisse zu veranschaulichen und ein besseres Verständnis für die Messungen und deren Ergebnisse zu liefern, werden Messungen im rein elektrischen Betrieb, im Verbund E-Motor und Verbrenner und von reinen Verbrennern gegenübergestellt.

Zum besseren Verständnis der Geräuschzusammensetzung wurden zusätzlich Messungen an einem Außengeräuschprüfstand AGP [1] (Abbildung 1) durchgeführt. Neben den gesetzlichen Regularien, können hier auch mittels der Beitragsanalyse [2] die einzelnen Schallbeiträge genauer analysiert werden.

Ziel der Arbeit ist es, einen Einblick in die Unterschiede zwischen Verbrenner, Hybrid und rein elektrisch zu geben und aufzuzeigen, aus welchen Beiträgen sich die beobachteten Antwortpositionen zusammensetzen und inwiefern sich Pfade tatsächlich unterscheiden.

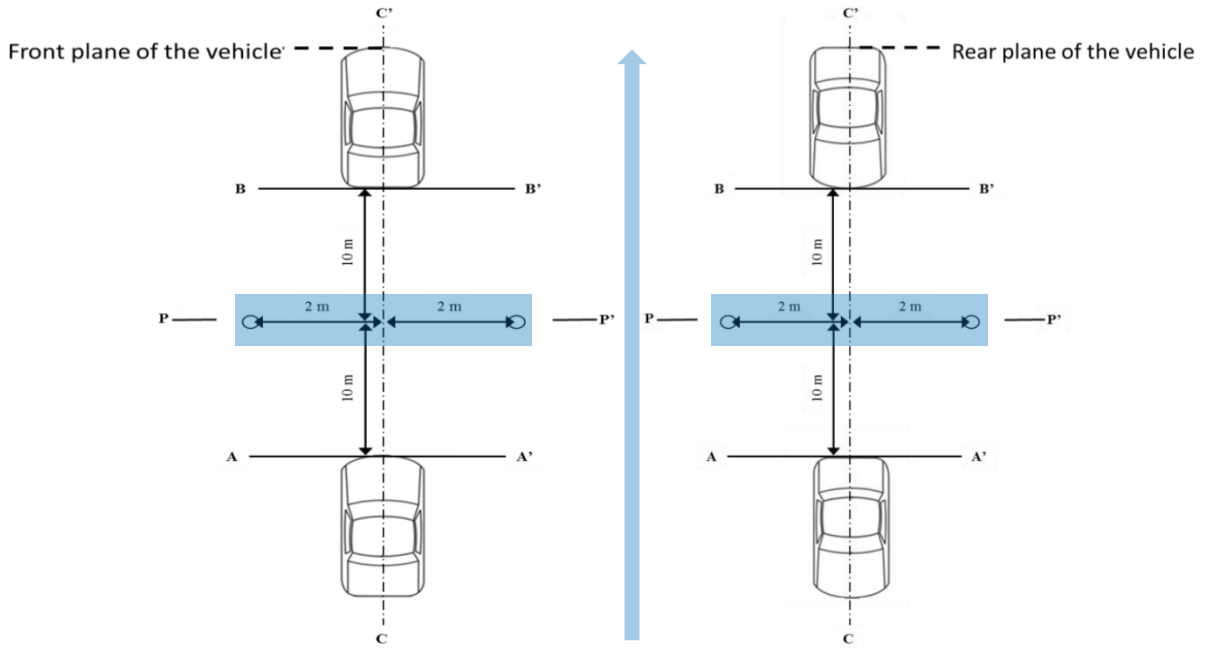


***Abbildung 2**: Prinzipieller Messaufbau bei der realen Vorbeifahrt für Durchfahrten vorwärts und rückwärts*

2. AVAS-Messungen

Die Norm UN ECE R138 definiert die Schallabstrahlung von Fahrzeugen bei niedrigen Geschwindigkeiten und wie sich das Klangbild bei Beschleunigungen ändern soll. Dies soll die Sicherheit von anderen Verkehrsteilnehmern, beispielsweise Fußgängern, erhöhen.

2.1 Messaufbau und Messprozedur

Die AVAS-Messungen können sowohl auf der Messstrecke als auch an speziellen Akustikprüfständen ausgeführt werden und somit eine reale oder simulierte Vorbeifahrt mit stehendem Fahrzeug darstellen. Abbildung 2 zeigt exemplarisch den Aufbau für die Outdoor-Variante. Die Messungen erfolgen bei verschiedenen konstanten Geschwindigkeiten, 10 und 20 km/h vorwärts sowie 6 km/h rückwärts und werden jeweils an der AA‘- bzw. BB‘-Linie gestartet bei einer Distanz von 20 m. Die Messmikrofone befinden sich hierbei auf der PP‘-Linie mit 2 m Abstand von der Mitte der Messtrecke. Alternativ kann die Messung im Gebäude entweder mit drehenden Rädern auf einem Rollenprüfstand oder im Stillstand durchgeführt werden. Wichtig ist hierbei, dass für die Messdauer von mindestens 5 s das AVAS-System die aktuelle Fahrgeschwindigkeit (notfalls simuliert) eingespeist bekommt.

Zusätzlich zu den Betriebsmessungen werden zur eindeutigen Beurteilung der Wahrnehmbarkeit Hintergrundgeräuschmessungen durchgeführt. Der Maximalpegel und die Pegeldynamik (Minimum zu Maximum) werden dabei bestimmt.
In einem ersten Schritt wird der Pegel von je vier Durchläufen bei den oben beschriebenen Versuchsgeschwindigkeiten ermittelt. Hierbei wird eine Korrektur bezüglich des Hintergrundgeräusches vorgenommen, die insbesondere bei wenig Abstand zwischen Messung und Hintergrundgeräusch zum Tragen kommt. Im Endeffekt entspricht dies einer Anpassung an den Signal-Rausch-Abstand.

Beide Mikrofone werden ausgewertet, wobei zur weiteren Analyse dasjenige mit dem geringeren Pegel verwendet wird. Daraufhin werden die Terzspektren im Frequenzbereich von 160 Hz bis 5 kHz beim Maximalpegel L_{max} des Fahrzeugs betrachtet. Die Pegel mindestens zweier Terzbänder, eines davon unter 1.600 Hz, müssen einen definierten Wert überschreiten.

Um die Wahrnehmung einer Geschwindigkeitsänderung bzw. Beschleunigung zu gewährleisten, ist der sogenannte Frequency-Shift zu erfüllen. Dieser besagt, dass sich die dominanten Frequenzen bei einer Geschwindigkeitsänderung von 1 km/h um mindestens 0,8 % ändern müssen. Hierfür werden Messungen bei 5 km/h, 10 km/h, 15 km/h und 20 km/h durchgeführt und das gemittelte Spektrum berechnet sowie die Pegelspitzen, die der Sound-Designer festgelegt hat, betrachtet.

2.2 Ergebnisse

Zunächst sollen die Terzen und die Gesamtpegel an der gesetzlich vorgeschriebenen Position auf der linken Seite eines Fahrzeugs diskutiert werden. Hierbei wurde keine Korrektur bezüglich des Hintergrundgeräusches durchgeführt, da die Aufnahmen im reflexionsarmen Halbraum stattfanden und Betriebsgeräusch und Hintergrundgeräusch sehr weit auseinanderlagen.

Abbildung 3 zeigt die Terzspektren und den resultierenden Gesamtpegel für den rein elektrischen Betrieb, für den elektrischen Betrieb mit eingeschaltetem AVAS und für den Betrieb im Verbund von Verbrenner und E-Maschine bei den normrelevanten Geschwindigkeiten. In allen Fällen weist der rein elektrische Betrieb den geringsten Pegel auf. Bei geringen Geschwindigkeiten ist der Verbrenner zwar etwas lauter, liegt aber im Schnitt unter der Variante mit AVAS-System.

Besonders bemerkenswert ist, dass das eingeschaltete AVAS-System insbesondere bei tiefen Frequenzen dominant ist und hier sogar den klassischen Verbrenner übertrifft. Ab 20 km/h liegen alle drei Fälle nahezu aufeinander – ein Indiz dafür, dass das AVAS-System bei höheren Geschwindigkeiten von Roll- und Windgeräuschen überlagert wird und somit keinen Mehrwert beim Fußgängerschutz bietet.

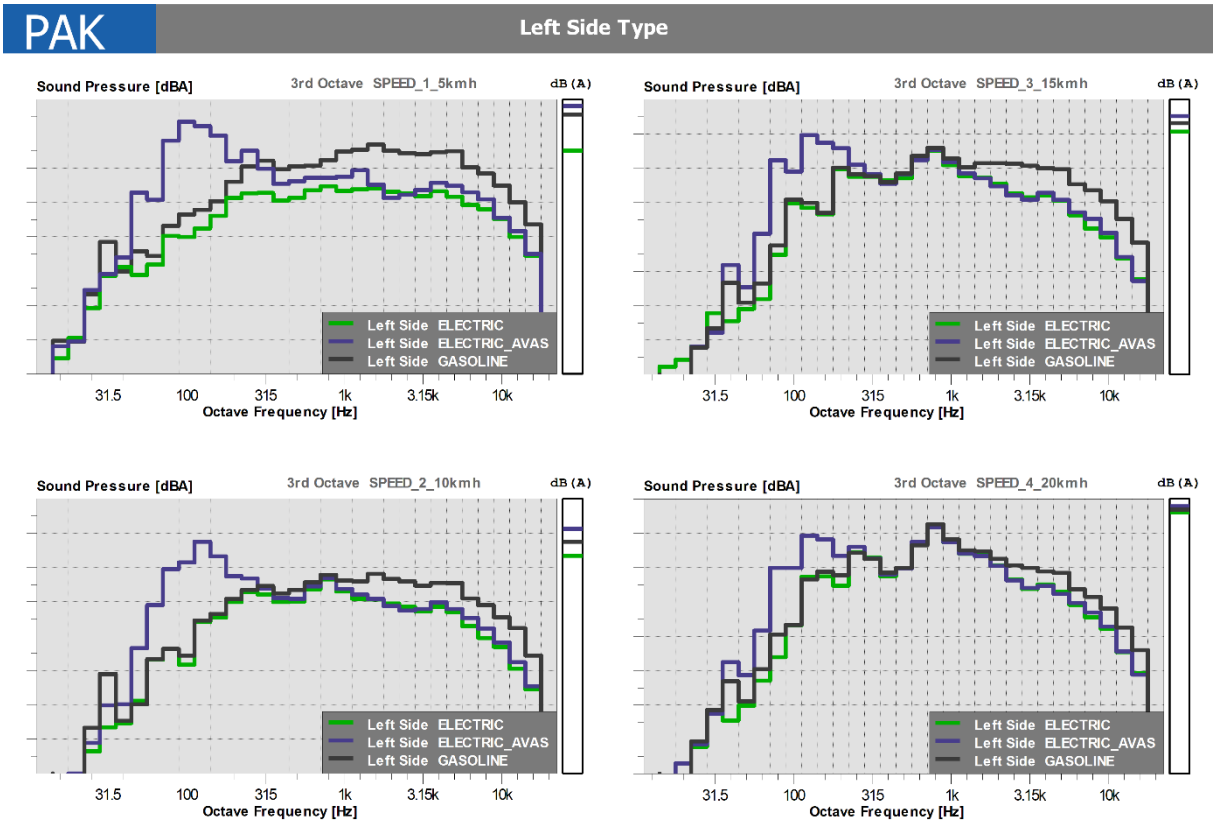


***Abbildung 3**: Terzspektren und resultierender Gesamtpegel für die Betriebsmodi rein elektrisch, rein elektrisch mit AVAS und im Verbund von Verbrenner und E-Maschine*

Zusätzlich zur bereits erwähnten reinen Pegelbetrachtung ist für die Wahrnehmung von Beschleunigungen bzw. Geschwindigkeitsänderungen der besagte Frequency-Shift erforderlich. Dieser wird in Abbildung 4 dargestellt.

Neben der Heraushörbarkeit eines Tones schreibt die Norm vor, dass sich der Ton mit sich ändernder Geschwindigkeit ebenfalls ändert. Dieser Frequency-Shift lässt sich im oberen Diagramm in Abbildung 4 recht deutlich erkennen. Mit steigender Geschwindigkeit verändert sich hier auch die Frequenz des dominanten Tons.

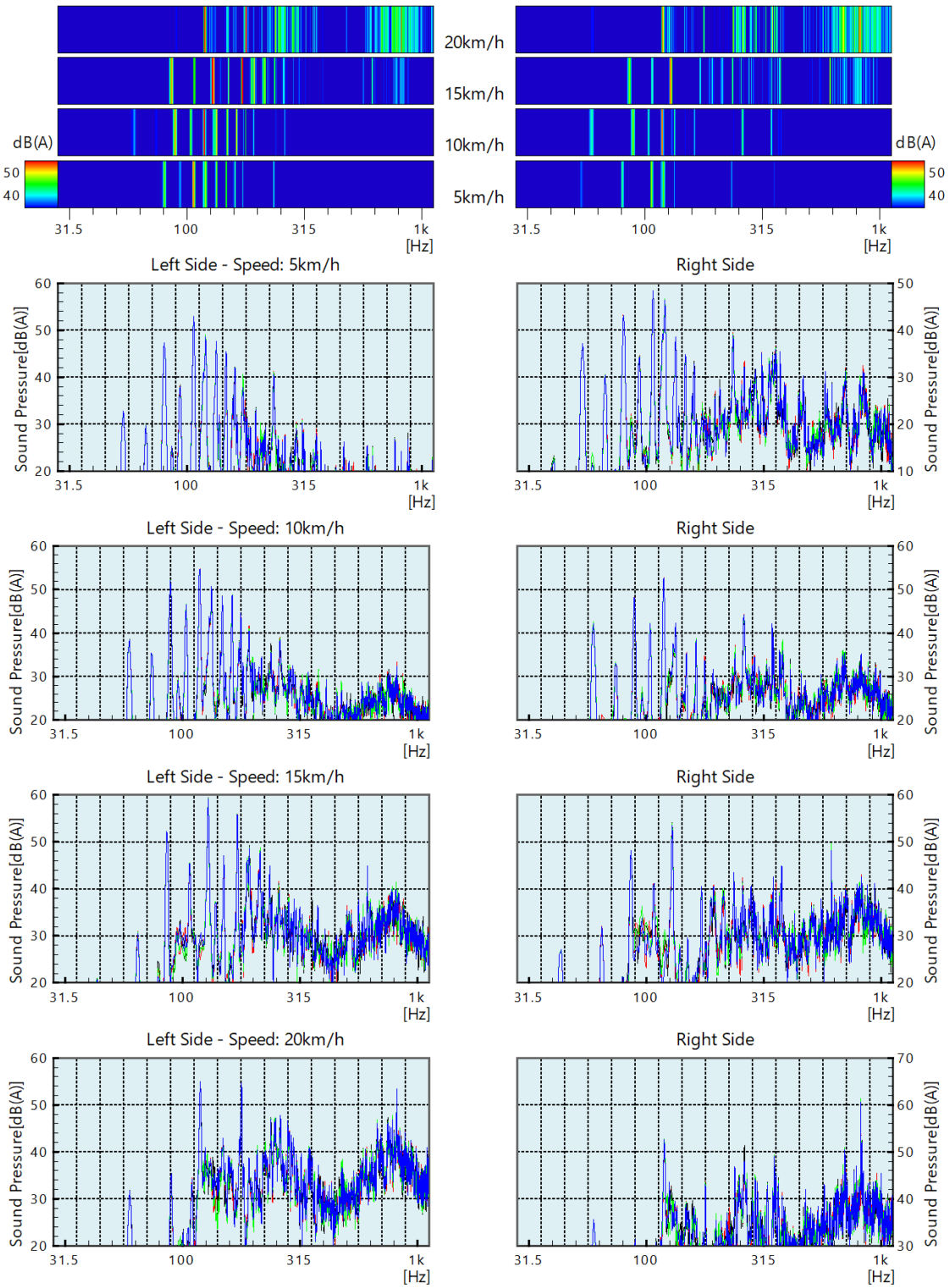


***Abbildung 4**: Darstellung des Frequency-Shift bei verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten*

3. Beitragsanalyse an Hybrid-Fahrzeugen

Der Themenkomplex der Transferpfadanalyse [4], ursprünglich aus der Strukturanalyse kommend, hat in den letzten Jahren verschiedenste Ausprägungen angenommen und für unterschiedliche Anwendungsszenarien dedizierte Applikationen hervorgebracht. Diese sind inzwischen im Entwicklungsprozess eines Fahrzeugs etabliert und nicht mehr wegzudenken. Hierzu gehört auch die Beitragsanalyse, die beispielsweise in der simulierten Vorbeifahrt häufig angewendet wird [3].

Zielsetzung ist es, die Zusammensetzung der Beobachtung an der Antwortposition genauer zu bestimmen und ein Ranking der Einzelbeiträge zum Gesamtsignal zu erstellen.

3.1 Grundlagen der Beitragsanalyse

Die klassischen TPA-Verfahren versuchen, ein Gesamtsystem möglichst umfassend physikalisch zu beschreiben. Dafür wird ein hoher Aufwand bei der Messdatenerfassung in Kauf genommen. In vielen Fällen ist allerdings nur eine Bewertung der Beiträge einzelner Quellen bzw. Transferpfade zur Antwortposition von Interesse. Daneben scheint es sinnvoll, den Messablauf wesentlich zu beschleunigen und zu versuchen, die Beiträge anhand von Betriebsmessungen zu quantifizieren.

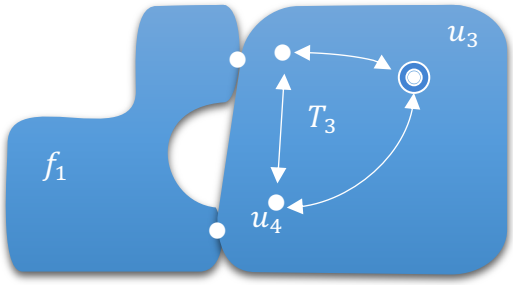


Abbildung 5: *Schematische Darstellung der Beitragsanalyse*

Die sogenannte „Operational Transfer Path Analysis“ (OTPA) [5] stützt Analysen daher auf dem Übertragungsverhalten zwischen dedizierten Antwort- und Anregepositionen. Bei der OTPA (Abbildung 5) wird die Matrix T_{34} mittels der Korrelation zwischen u_3 und u_4 bestimmt. Hierfür wird das Gesamtsystem unter verschiedenen Lastzuständen beobachtet. Dies können unterschiedliche Drehzahlbereiche, Fahrgeschwindigkeiten oder Drehmomente sein. Im einfachsten Fall wird auf einer Rolle ein Hochlauf durchgeführt. Aus der Vielzahl an Messungen, respektive des in Drehzahlbereiche unterteilten Hochlaufs, kann nun die Übertragungsmatrix bestimmt werden. Analog zur klassischen TPA wird mit:

$$u_3 = T_{34} u_4 \qquad (1)$$

eine Übertragungsfunktion zwischen Anrege- und Antwortpositionen bestimmt.

Für die OTPA müssen die Messpositionen für Beschleunigungsaufnehmer und Mikrofone sorgfältig gewählt sein. Anderenfalls besteht die Gefahr, wichtige Pfade zu vergessen oder ein und dieselbe Quelle mehrfach einzubeziehen. Ersteres ist prinzipiell nicht problematisch, wenn die absoluten Werte nicht ausschlaggebend sind, sondern ein einfaches Ranking der Quellen bzw. Transferpfade benötigt wird.

3.2 Messaufbau

Die verwendeten Sensorpositionen entsprechen weitestgehend dem aus der Beitragsanalyse während der simulierten Vorbeifahrt bekannten Setup [4], wobei einige strukturrelevante Positionen verwendet werden. Diese sind wie folgt:

Schalldruck:

- Fahrerohr
- Beifahrerohr
- Ansaugung
- Verbrenner
- E-Maschine
- Räder
- Abgasmündung links und rechts
- Außengeräuschmikrofone

Beschleunigungsaufnehmer:

- Motorlager
- Getriebelager
- Hilfsrahmen hinten
- Hilfsrahmen vorne
- Kardanwellenlager
- Abgasanlage
- Lenkrad
- Sitzschiene
- E-Maschine (optional)

Zusätzlich wurden noch Drehzahl und Fahrgeschwindigkeit mit aufgezeichnet. Somit lassen sich die einzelnen Lastzustände eindeutig beschreiben.

3.3 Ergebnisse der Beitragsanalyse

Im Folgenden werden die Ergebnisse der Beitragsanalyse in verschiedenen Anwendungsszenarien bei einem Hybridfahrzeug beschrieben. Der Fokus soll darauf liegen, die Einzelbeiträge zur beobachteten Antwortpositionen zu vergleichen. Die Messpositionen werden bei allen Messungen beibehalten, um vergleichbar zu bleiben. Als Antwortpositionen werden jeweils das Mikrofon am Fahrerohr und an einer für AVAS-relevanten Fußgängerposition. Es werden jeweils die Beiträge in rein elektrischem Betrieb als auch im Verbund verglichen.

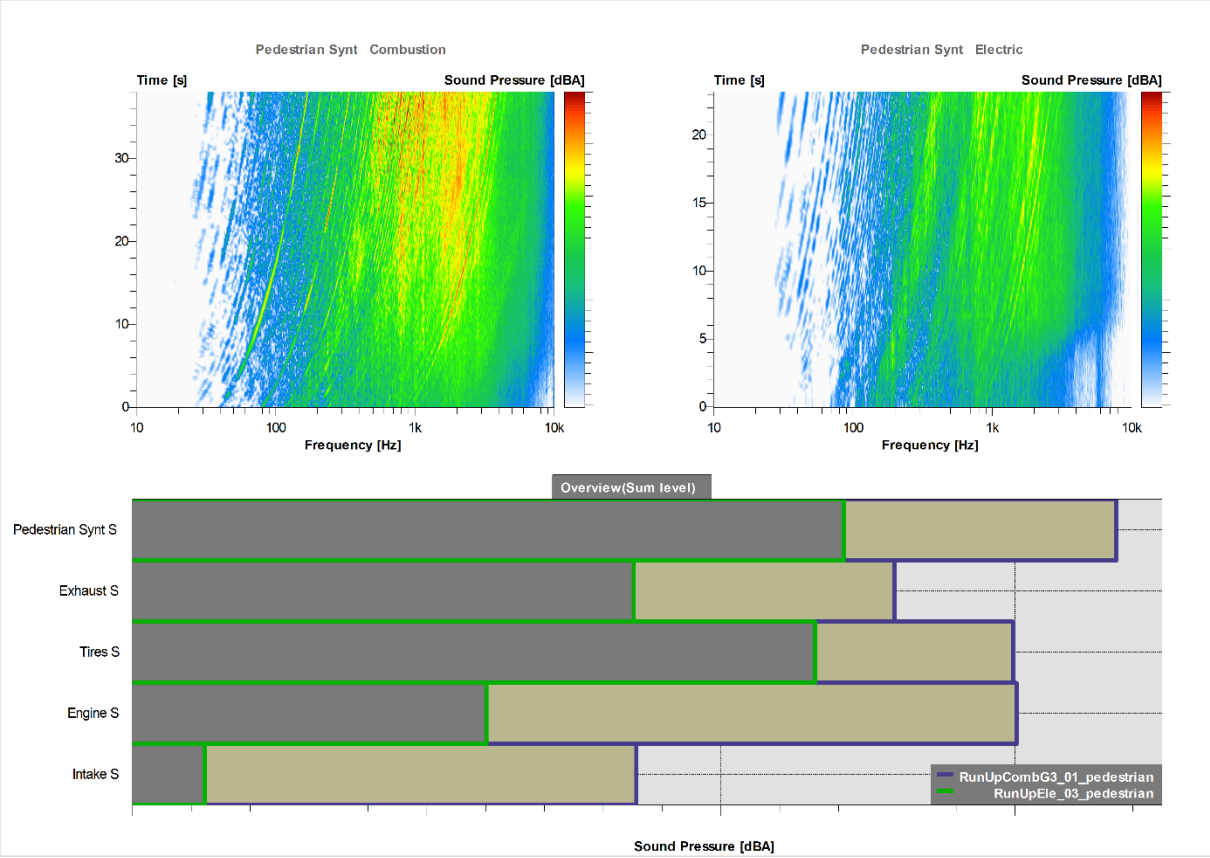


Abbildung 6: *Vergleich der Syntheseergebnisse und Beiträge für die Fußgängerposition*

3.3.1 Fußgängerposition

Eines der wichtigsten Themen in der Fahrzeugakustik ist das Außengeräusch, da dieses strengen gesetzlichen Regularien unterliegt. Um den Entwicklungsprozess zu beschleunigen, wird neben der reinen normbasierten Pegelbestimmung meist noch die Beitragsanalyse durchgeführt, um mögliche Störquellen zu lokalisieren. Mit den neuen Regularien betreffend Quiet Cars kommt noch die Fußgängerpositionen hinzu. Abbildung 6 zeigt die Beitragsanalyse und das zugehörige Spektrum für den elektrischen Betrieb und den Betrieb mit dem Verbrenner im Vergleich.

Für den Verbrennungsmotor treten insgesamt bei tiefen Frequenzen die charakteristischen Motorordnungen in Erscheinung. Bei hohen Drehzahlen kommt noch eine breitbandige Komponente im Bereich von 500 Hz bis 2 kHz hinzu. Beim rein elektrischen Antrieb sind die Pegel deutlich geringer. Hier prägen zwei breitbandige Frequenzbereiche das Außengeräusch. Zu finden sind diese zum einen zwischen 150 Hz bis 300 Hz und zum anderen zwischen 500 Hz bis 3 kHz.

Für die einzelnen Beiträge, hier dargestellt der gemittelte Gesamtpegel, dominiert für den Verbrenner der Betrag des Motors, gefolgt vom Reifenrollgeräusch und der Abgasanlage. Im elektrischen Fahrbetrieb wird das Geräusch um das Fahrzeug fast vollständig durch das Reifenrollgeräusch bestimmt, was sich vollkommen mit den allseits angenommenen Erwartungen deckt. Etwas seltsam erscheint der hohe Beitrag der

Abgasanlage im rein elektrischen Betrieb. Dies lässt sich damit erklären, dass die Mikrofonpositionen als Indikatoren für den Luftschall der Abgasanlage, örtlich sehr nahe den hinteren Reifen angebracht sind und somit auch hauptsächlich das Reifenrollgeräusch mitmessen. Die Mikrofone an der Abgasanlage hätten für den elektrischen Betrieb als Indikatoren durchaus weggelassen werden können, jedoch wären dann nicht so treffsichere, vergleichende Grafiken möglich gewesen. Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass die Ergebnisse, die Pegel und Beiträge betreffend, die bisherigen Erfahrungen bestätigen.

3.3.2 Mikrofon Fahrerohr

Insbesondere im Premiumsegment ist das vom Fahrer wahrgenommene Innengeräusch von großem Interesse und wird oft speziell designt. Hierbei soll häufig eine gewisse Ausgewogenheit zwischen akustischer Rückmeldung des Antriebs und den Komfortansprüchen an ein leises Fahrzeug hergestellt werden. Die akustische Integration eines Hybridantriebs birgt neue Herausforderungen. Insbesondere der Wechsel der Antriebsmodi zwischen rein elektrisch zu hybrid und zurück von hybrid zu elektrisch muss den hohen akustischen Werteansprüchen des Kunden gerecht werden. Des Weiteren rücken durch den Wegfall des maskierenden Geräuschs der Verbrennungskraftmaschine im rein elektrischen Betrieb vormals sekundäre Schallquellen in den Fokus der Wahrnehmung und verlangen nach verstärkter Optimierung.

Die Schallbeiträge der einzelnen Quellen zum Fahrerohr im klassischen Verbrennerbetrieb fügen sich in das durch viele Versuche erarbeitete und in zahlreichen Publikationen vertretene bestehende Bild zur OTPA ein. Sie sollen daher an dieser Stelle nicht nochmals diskutiert werden. Vielmehr sollen die Geräuschzusammensetzung und die einzelnen Schallbeiträge für den elektrischen Betrieb analysiert werden. In der Abbildung 7 ist das an der Fahrerohrposition wahrgenommene Geräusch und der gemittelte Gesamtpegel der einzelnen Quellen für den reinen Elektroantrieb zu sehen.

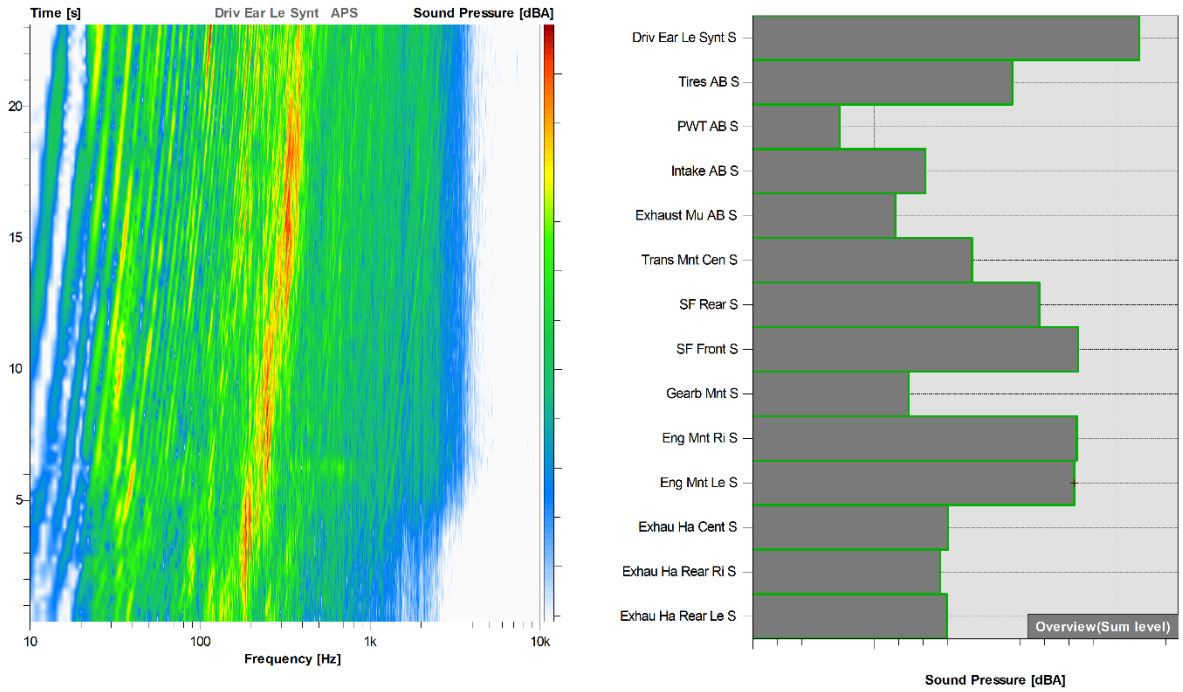


***Abbildung 7**: Zusammensetzung und Beiträge des Geräusches am Fahrerohr für den Elektrobetrieb*

Der Elektromotor ist in diesem Fahrzeug in den Motor-Getriebe-Verbund integriert und hat daher dieselben Anbindungspunkte an das Chassis wie der klassische Verbrenner. Daher verwundert es auch nicht, dass der Körperschalleintrag sowohl des rechten als auch des linken Motorlagers einen hohen Betrag aufweisen. Die Hilfsrahmenpunkte (SF) sind Körperschallindikatoren das Reifenrollgeräusch betreffend und weisen erwartungsgemäß ebenfalls einen hohen Beitrag zum Gesamtgeräusch auf. Im Luftschall zeigt sich außerdem einzig das Reifenrollgeräusch als relevante Quelle, wohingegen die Luftschallübertragung seitens der E-Maschine vernachlässigbar gering ausfällt. Somit werden auch für die Beitragsanalyse das Fahrerohr betreffend, die der Messung vorangegangenen Überlegungen das Ranking der Quellen betreffend, bestätigt.

4. Zusammenfassung und Ausblick

In dieser Arbeit wurden erste Erfahrungen aus dem täglichen Messalltag an Hybrid-Fahrzeugen aus der Serie dargestellt. Zunächst wurde der Fokus auf das Außengeräusch, genauer gesagt auf das AVAS-System, gelegt. Wie gezeigt wurde, wird das AVAS-System nur für Geschwindigkeiten bis 20 km/h benötigt und übertrifft den Pegel des Verbrenners teilweise drastisch. Leise Innenstädte bleiben damit weiterhin nur eine Vision. Ferner wurde die Geräuschzusammensetzung nach innen und außen mittels der im Prozess etablierten Beitragsanalyse erstmals untersucht. Die Ergebnisse decken sich mit den bisher gesammelten Erfahrungen.

Dennoch wurde auch sichtbar, dass auch Phänomene auftreten können, die mit den klassischen Methoden der Fahrzeugakustik bisher nicht einwandfrei beschrieben werden können und daher in Zukunft neue, spannende Werkzeuge erfordern. Diese sollen in einem weiteren Schritt untersucht werden.

Literatur

[1] Finsterhölzl, H; Caldiero, V.; Hobelsberger, J.; Baumann, W., Daiber, F.: A New Exterior Noise Testing Facility in the Development Process at BMW, ATZ Worldwide, 108(4), 2-5, 2006

[2] Putner, J., Fastl, H., Lohrmann, M., Kaltenhauser, A., Ullrich, F.: Operational transfer path analysis predicting contributions to the vehicle interior noise for different excitations from the same sound source, Inter-Noise 2012, Institute of Noise Control Engineering

[3] Arsić, D., Bock, F., Becker, S.: An Integrated R&D Approach for Exterior Noise Development Applying Contribution Analysis and Response Modification Analysis, Proceedings inter.noise 2016, Hamburg, Germany, 2016

[4] van der Seijs, M., de Klerk, D., Rixen, D.: General framework for transfer path analysis: History, theory and classification of techniques, Mechanical Systems and Signal Processing, Volumes 68–69, February 2016, Pages 217-244, ISSN 0888-3270

[5] Noumura, K. and Yoshida, J.: Method of transfer path analysis for vehicle interior sound with no excitation experiment, Proceedings of the FISITA 2006 World Automotive Congress, Yokohama, Japan.

Messung des Strömungswiderstandes poröser Materialien - Messverfahren und deren Unsicherheit

Tobias Ring, Christian Morgenstern, Sabine Christine Langer

Abstract

The flow resistance of porous media is a widely used quantity of interest for material characterization. It can be of direct interest, for example in applications where the flow around bodies is being altered in order to reduce aeroacoustic noise sources. Furthermore, material properties that are of interest in acoustics relate to the flow resistance and can be estimated using this quantity.

The measurement of the flow resistance is standardized in the German standard DIN EN 29053:1993. Within this standard, two measurement techniques are possible and indicated by method A and method B, respectively. Both methods are intended to yield identical results, but yet no reliable values for the measurement uncertainty are known.

Within this contribution, comparative investigations of both methods and relevant differences are presented. The investigations focus on experimental studies and aim on a quantification of the measurement uncertainty of both methods and to point out shortcomings of the related standards. Furthermore, characteristics of the measurement methods are identified regarding a realistic estimate of the uncertainty.

Kurzfassung

Der Strömungswiderstand poröser Materialien ist für die Materialcharakterisierung in verschiedener Hinsicht von Bedeutung. Beispielsweise ist einerseits beim Einsatz poröser Materialien an umströmten Körpern zur Reduktion aeroakustischer Quellen der Strömungswiderstand des Materials direkt von Interesse. Andererseits lassen sich weitere akustisch relevante Größen wie beispielsweise der Absorptionsgrad aus dem Strömungswiderstand abschätzen.

Die Messung des Strömungswiderstandes ist in der Norm DIN EN 29053:1993 geregelt. Diese Norm lässt zwei Messverfahren zu, Verfahren A mit einer konstanten Strömung durch die Probe und Verfahren B mit einer Wechselströmung. In welchen Grenzen beide Verfahren identische Werte liefern ist jedoch bisher nur unzureichend untersucht.

In diesem Beitrag werden Vergleichsuntersuchungen zu beiden Verfahren vorgestellt und relevante Unterschiede aufgezeigt. Die experimentellen Untersuchungen zielen auf eine Quantifizierung der Eigenschaften der beiden Messverfahren sowie relevanter Unsicherheitsbudgets ab.

1. Der Strömungswiderstand zur Charakterisierung poröser Materialien in der Akustik

Der Strömungswiderstand ist eine Materialkenngröße, welche den Widerstand eines Materials bei Durchströmung mit einem Fluid quantifiziert und wird typischerweise für poröse Materialien bestimmt. Der Strömungswiderstand ist in vielen technischen Bereichen von Interesse, wie beispielsweise bei der Entwicklung von Filtern, Schalldämpfern oder der Reduktion aeroakustischer Quellen an umströmten Körpern wie beispielsweise Flugzeugkomponenten. In der Akustik finden poröse Materialien Anwendung zur Dämpfung von Schall. Dabei ist die Verwendung als poröser Absorber möglich, aber auch Anwendungen zur Reduktion von strömungsindiziertem Körperschalleintrag existieren. Aus akustischer Sicht ist die Bestimmung des Strömungswiderstandes von Interesse, da das akustische Verhalten von porösen Materialien, wie beispielsweise die Schallabsorption, stark von dem Strömungswiderstand abhängt. Zur Bestimmung des Strömungswiderstandes existieren verschiedene Messverfahren, in der Deutschen Norm DIN EN 29053:1993 sind die Verfahren A mit gleichförmiger Luftströmung und Verfahren B mit Luftwechselströmung genormt [1].

1.1 Definition

Bei der Durchströmung poröser Proben stellt sich ein Druckverlust über die Probe ein. Der Quotient aus dem die Probe durchströmendem Volumenstrom q und dem sich einstellenden Druckverlust über der Probe Δp ist der *Strömungswiderstand* des Materials R, siehe Gleichung (1). Die Dimension des Strömungswiderstandes ist $^{Pa\,s}/_{m^3}$.

$$R = \frac{\Delta p}{q} \tag{1}$$

Der Strömungswiderstand, wie in Gleichung (1) definiert, ist von der durchströmten Probenquerschittsfläche abhängig. Durch Multiplikation mit der durchströmten Querschnittsfläche A wird der *spezifische Strömungswiderstand* R_S erhalten, vgl. Gleichung (2). Dies ist der Strömungswiderstand des Materials, normiert auf eine Querschnittfläche von $1\,m^2$. Die Dimension des spezifischen Strömungswiderstandes ist $^{Pa\,s}/_{m}$.

$$R_S = R\,A \tag{2}$$

Neben der Probenquerschnittsfläche hängt der Strömungswiderstand einer Probe linear von der Probendicke d ab. Durch Normierung auf die Probendicke wird der *längenbezogene Strömungswiderstand* r erhalten, vgl. Gleichung (3). Der längenbezogene Strömungswiderstand ist eine Materialkenngröße mit der Dimension $^{Pa\,s}/_{m^2}$.

$$r = \frac{R_S}{d} \tag{3}$$

Der Wertebereich des längenbezogenen Strömungswiderstandes r umfasst einige Zehnerpotenzen und liegt nach [2] im Bereich von

$$1000\ {}^{Pa\,s}/_{m^2} < r < 100\,000\ {}^{Pa\,s}/_{m^2} \tag{4}$$

für Glaswolle und offenporigen Schaum.

1.2 Messverfahren

Die Messverfahren zur Bestimmung des Strömungswiderstandes sind in DIN EN 29053:1993 festgelegt [1]. Es können sowohl das Luftgleichstromverfahren (Verfahren A), als auch das Luftwechselstromverfahren (Verfahren B) verwendet werden. Prinzipskizzen der beiden Verfahren sind in Bild 1 dargestellt.

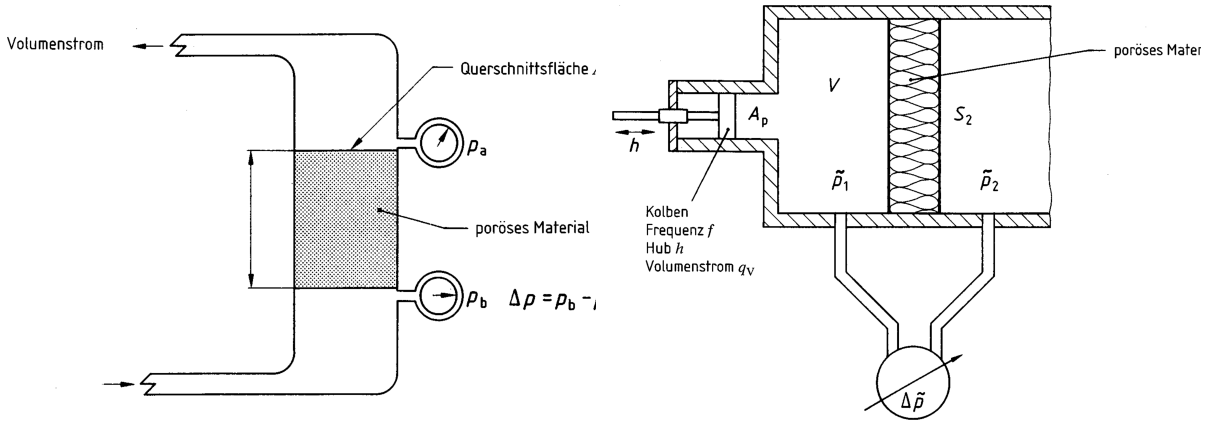


Bild 1a: *Prinzipskizze Verfahren A* ***Bild 1b:*** *Prinzipskizze Verfahren B*

Bild 1: *Prinzipskizzen zu den in DIN EN 29053:1993 genormten Messverfahren zur Bestimmung des Strömungswiderstandes poröser Materialien (Abbildungen entnommen aus [1])*

Verfahren A: Das Luftgleichstromverfahren (Verfahren A, vgl. Bild 1a) verwendet einen zeitlich konstanten Luftvolumenstrom, der die Probe in einer Richtung durchströmt. Der Druckverlust über die Probe wird durch Messung des Drucks mittels zweier Manometer jeweils in Strömungsrichtung vor und hinter der Probe ermittelt. Simultan wird der die Probe durchströmende Luftvolumenstrom gemessen. Gleichung (1) kann somit direkt ausgewertet werden. Eine Variante des Verfahrens A ist das Vergleichs- oder Komparationsverfahren, beschrieben in [3]. Dabei wird die technisch anspruchsvolle Volumenstrommessung durch eine Druckmessung an einer Referenzprobe ersetzt [3, 4]. Die Referenzprobe (Strömungswiderstand R_R) befindet sich vor oder hinter der zu charakterisierenden Probe (Strömungswiderstand R_x). Über die Referenzprobe fällt der Druck p_R ab, während die zu charakterisierende Probe einen Druckverlust von p_X erzeugt. Da für beide Proben der Luftvolumenstrom identisch ist, ($q_R = q_X = q$) kann der Strömungswiderstand der zu charakterisierenden Probe mittels Gleichung (5) ausgedrückt werden [3, 4]:

$$R_X = R_R \frac{p_X}{p_R} \tag{5}$$

Verfahren B: Das Luftwechselstromverfahren (Verfahren B, vgl. Bild 1b) verwendet einen zeitlich harmonisch oszillierenden Luftstrom, welcher die Probe in der ersten Hälfte der Periodendauer in einer Richtung und in der zweiten Hälfte der Periodendauer in der entgegengesetzten Richtung durchströmt. Der Luftstrom wird durch ein Pistonfon erzeugt, dessen Kolben mit einer Frequenz von 2 Hz oszilliert und auf ein, durch die zu charakterisierende Probe verschlossenes, Druckgefäß wirkt. Gemessen wird der Effektivwert des sich im Prüfgefäß einstellenden Wechseldrucks. Der Volumenstrom der Luftströmung ist durch die geometrischen Abmessungen des Kolbens vorgegeben und wird ebenfalls über den Effektivwert charakterisiert. An Stelle von Gleichung (1) tritt somit Gleichung (6), welche die Effektivwerte des Volumenstroms q_{RMS} und des Differenzdrucks Δp_{RMS} verwendet.

$$R = \frac{\Delta p_{RMS}}{q_{RMS}} \tag{6}$$

1.3 Anwendungen

Poröse Materialien werden häufig als akustische Absorber für Luftschall genutzt. Wird ein offenporiges, poröses Material vor einer schallharten Wand positioniert und trifft eine Schallwelle auf das poröse Material, so bildet sich eine stehende Welle vor der Wand aus. Die Schallschnelle ist in der stehenden Welle ortsfest und bei einem Wandabstand von $\lambda/4$ maximal. Ist das poröse Material dicker als $\lambda/4$, so wird eine hohe Schallabsorption erreicht. Für die praktische Auslegung poröser Absorber ist die Kenntnis des Schallabsorptionsgrades wesentlich. Dabei hängt der Schallabsorptionsgrad von dem Strömungswiderstand ab. In [5] beispielsweise wird eine einfache Faustformel für gute Absorptionseigenschaften angegeben, wonach das Verhältnis aus spezifischem Strömungswiderstand R_S und der Schallkennimpedanz für ebene Wellen in Luft konstant und im Bereich von zwei [5] bis drei [6] liegen sollte, vgl. Gleichung (7):

$$\frac{r\ d}{\rho\ c} = \frac{R_S}{\rho\ c} \approx 2 \cdots 3 \tag{7}$$

Neben einfachen Faustformeln existieren mechanische Modelle unterschiedlicher Komplexität, welche offenporige, durchströmbare poröse Materialien modellieren und die Impedanz des porösen Absorbers bestimmen. Dabei geht der Strömungswiderstand, neben anderen Parametern, in jedes der Modelle als Parameter ein. Das einfachste Modell zur Bestimmung der Impedanz poröser Materialien ist das Modell von *Delany und Bazley* [2]. Das Modell bestimmt die Impedanz (vgl. Gleichung (8)) sowie die Wellenzahl (vgl. Gleichung (9)) des porösen Materials und verwendet neben den Eigenschaften des Fluids (Dichte ρ_0, Schallgeschwindigkeit c_0) ausschließlich den längenbezogenen Strömungswiderstand r als Eingangsparameter (vgl. Gleichung (10)).

$$Z_C = \rho_0\, c_0\, (1 + 0{,}057\, X^{-0{,}754} - j\, 0{,}087\, X^{-0{,}732}) \tag{8}$$

$$k = \frac{\omega}{c_0}\, (1 + 0{,}0978\, X^{-0{,}7} - j\, 0{,}189\, X^{-0{,}595}) \tag{9}$$

$$X(f) = \frac{\rho_0 f}{r} \tag{10}$$

Das Modell von Delany und Bazley wurde mittels Curve-Fitting-Methoden aus Messergebnissen vieler gängiger poröser Materialien gewonnen und bildet daher das qualitative Verhalten poröser Materialien ab, welche den Materialien, die der Untersuchung zugrunde lagen, ähnlich sind. Weiterhin ist der Anwendungsbereich entsprechend Gleichung (11) begrenzt [2]:

$$0{,}01 < X < 1{,}0 \tag{11}$$

Bild 2 zeigt exemplarisch den prognostizierten Absorptionsgrad einer 5 cm dicken Melaminharzschaum-Probe, aufgetragen über der Frequenz im Vergleich zu Messergebnissen. Dazu wurde der Strömungswiderstand der Probe mittels Verfahren B (vgl. Abschnitt 1.2) und der Schallabsorptionsgrad im Impedanzrohr mittels des 2-Mikrofon-Verfahrens [7] ermittelt. Insgesamt ist der qualitative Verlauf des Schallabsorptionsgrades über der Frequenz gut abgebildet. Lokale Effekte, wie im Bereich von ca. 600 Hz, können durch das vereinfachte Modell von Delany und Bazley jedoch nicht berücksichtigt werden.

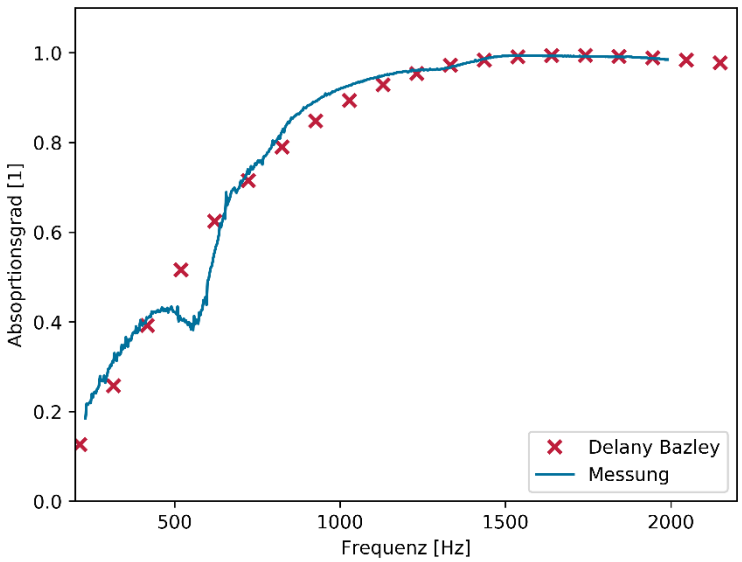


Bild 2: *Vergleich des gemessenen Absorptionsgrades einer 5 cm dicken Melaminharzschaum-Probe und mittels des Modells von Delany und Bazley berechneten Werten*

Neben dem Modell von Delany und Bazley existieren noch einige weitere, komplexere Modelle zur Beschreibung poröser Materialien. Den Modellen ist gemeinsam, dass neben dem Strömungswiderstand weitere, die Fluidphase und die feste Phase beschreibende Parameter in die Modelle eingehen. Grundsätzlich wird unterschieden, ob die feste Phase des porösen Materials als ideal starr oder elastisch betrachtet wird. Wird die feste Phase des Materials als ideal starr betrachtet, so werden nur die elastischen (Longitudinal-) Wellen der Fluidphase betrachtet. In diese Modelle gehen daher die das Fluid beschreibenden Größen wie Dichte und Schallgeschwindigkeit sowie die Art der festen Phase beschreibende Parameter ein. Die feste Phase wird beispielsweise über ihre Porosität, also das Verhältnis aus dem Volumen der Fluidphase und dem

Gesamtvolumen, die Tortuosität, welche die „Verwundenheit" der Poren charakterisiert sowie die charakteristischen thermalen und viskosen Längen beschrieben. In die viskose Länge geht auch der Strömungswiderstand des Materials direkt ein. Die bekanntesten Vertreter der Modelle für poröse Materialien sind nach [2] das *Pride et al.* Modell [8], dass vereinfachte *Lafarge* Modell [9], dass *Johnson et al.* Modell [10], das *Champoux-Allard* Modell [11] sowie das *Wilson* Modell [12]. Bei der Betrachtung einer elastischen festen Phase bietet das Modell von *Biot* [13, 14] einen Ansatz zur Beschreibung des akustischen Verhaltens. Dabei werden sowohl elastischen Wellen in der festen, als auch in der Fluidphase berücksichtigt. Insgesamt wird für alle existierenden Modelle zur Beschreibung poröser Materialien in akustischen Anwendungen der Strömungswiderstand als Eingangsgröße benötigt.

Neben der Anwendung als poröser Absorber werden poröse Materialien in jüngerer Zeit auch zunehmend hinsichtlich der Beeinflussung aeroakustischer Quellen untersucht. Eine vielfach untersuchte Anwendung ist die Beeinflussung des Hinterkantenlärms von Tragflügeln durch das Einbringen poröser Materialien in die Flügelstruktur. Erste Untersuchungen wurden dazu von *Geyer* an Eulenflügeln mit dem Ziel durchgeführt, ein besseres Verständnis des leisen Eulenfluges zu erhalten [15]. Dabei konnte die Annahme gestützt werden, dass eine poröse Deckschicht aus Federn auf dem Eulenflügel für den leiseren Flug der Eule verglichen mit einem Sperber verantwortlich ist. Außerdem zeigen die mit einem Mikrofon-Array durchgeführten Windkanalversuche, dass die wesentlichen Lärmquellen im Bereich der Flügelvorder- und Hinterkante liegen. Aufbauend auf diesen Ergebnissen konnte durch *Geyer* und *Sarradj* in [16, 17] gezeigt werden, dass auch die aeroakustischen Schallemissionen künstlich hergestellter Tragflügel durch den Einsatz poröser Materialien reduziert werden können. Dabei wurde ausgehend von der Hinterkante des Tragflügels ein Teil der Sehnenlänge des Profils aus porösem Material hergestellt. Außerdem wurde der Strömungswiderstand des porösen Materials systematisch variiert. Die Tragflügel wurden im Windkanal hinsichtlich des Auftriebs- und Widerstandsbeiwertes sowie der Schallemissionen vermessen. Es konnte gezeigt werden, dass ein möglichst großer Anteil porösen Materials mit geringem Strömungswiderstand die besten Eigenschaften hinsichtlich der aeroakustischen Quellen aufweist. Für möglichst gute aerodynamische Eigenschaften sollte das Material möglichst einen hohen Strömungswiderstand und geringen Anteil an der Sehnenlänge aufweisen. Weitergehende Untersuchungen wurden in [18] durch *Herr et al.* vorgestellt. Dabei wurde die Hinterkante eines Tragflügels ebenfalls aus porösem Material hergestellt. Durch Verwendung verschiedener poröser Materialien konnten weitere Ergebnisse hinsichtlich des Zusammenhangs der aeroakustischen Schallemissionen mit dem Strömungswiderstand des porösen Materials erzielt werden. Dabei wurde ein besonderer Fokus auf ein mögliches Optimum zwischen dem akustischen und dem aerodynamischen Verhalten des Tragflügels gelegt. Es konnte gezeigt werden, dass gradierte und möglicherweise anisotrope Materialien, also solche mit einem orts- und richtungsabhängigen Strömungswiderstand, gleichzeitig höhere aerodynamische Leistung als auch geringere Schallemissionen erzielen können. Erste Ansätze zur Herstellung anisotroper, künstlicher poröser Materialien durch additive Fertigung wurden in [19] vorgestellt.

Untersuchungen zur Beeinflussung von strömungsinduziertem Körperschalleintrag in Strukturen werden in [20, 21] vorgestellt. Dabei stehen mit porösem Material überzogene Tragflügel unter durch einen Propeller erzeugter Drucklast im Fokus. In [22] wird

der Einfluss von Verschmutzung auf das akustische Verhalten poröser Materialien untersucht.

1.4 Unsicherheit der Messung des Strömungswiderstandes

Der Grad der Kenntnis des wahren Wertes einer physikalischen Größe wird mittels der Unsicherheit gekennzeichnet. Aufgrund der endlichen Genauigkeit einer Messung ist ein Messergebnis immer in Verbindung mit der Unsicherheit anzugeben. Unsicherheit und Messergebnis definieren ein Intervall, innerhalb dessen der wahre Wert der Messgröße mit einer bestimmten Wahrscheinlichkeit liegt [23, 24].
Die Ermittlung der Unsicherheit einer Messgröße kann auf verschiedene Weise erfolgen. Für den Fall der mehrfachen, direkten Messung einer Größe kann die Messunsicherheit durch die Standardabweichung über alle Messungen quantifiziert werden. Ist die Ergebnisgröße aus mehreren Teilmessergebnissen zusammengesetzt und ist ein Modell des Messprozesses verfügbar, so kann die Messunsicherheit aus den Unsicherheiten der Einzelmessungen berechnet werden. Dazu kann das analytische Verfahren in [25] oder eines der Verfahren (analytisch, numerisch) des *Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement (GUM)* angewendet werden [26]. Darüber hinaus können Ringversuche durchgeführt werden. Ringversuche bieten die Möglichkeit, durch Durchführung von Versuchen in verschiedenen Laboratorien zwischen den Größen Wiederhol- und Vergleichsstandardabweichung zu unterscheiden [27, 28]. Während die Wiederholstandardabweichung ein Maß für die Präzision der Messung unter Wiederholbedingungen (gleiches Messgerät, gleiches Labor, gleicher Operateur) angibt, quantifiziert die Vergleichsstandardabweichung die Vergleichbarkeit bei Messung in verschiedenen Laboratorien. Sie ist damit für die Angabe von Unsicherheiten in der Praxis besonders geeignet.
Die Quantifizierung der Messunsicherheit der Strömungswiderstandsmessung ist Gegenstand des vorliegenden Beitrages. In der dem Messverfahren zugrunde liegenden Norm DIN EN ISO 29053:1993 ist lediglich der Hinweis enthalten, dass Untersuchungen zur Präzision des Verfahrens geplant sind [1]. Ein solcher Ringversuch wurde in [29] vorgestellt. Dabei nahmen zehn Labore innerhalb Europas an der Untersuchung teil. Es wurde nicht zwischen den Messverfahren A und B unterschieden. Allerdings wurde von neun der zehn teilnehmenden Labore das Verfahren A verwendet. Als Testmaterial wurde Melaminharzschaum unterschiedlicher Dicken verwendet, dazu wurde jeweils Material in Form von Platten an die Labore gesendet. Die Herstellung der zu vermessenden Proben war somit Teil des Versuches und mögliche Abweichungen bei dem Herstellungsprozess sind somit auch Teil der ermittelten Unsicherheit. Insgesamt wurde eine Vergleichsstandardabweichung von bis zu 15,1 % ermittelt. Es wird darauf eingegangen, dass dieser Wert deutlich größer als die Wiederholstandardabweichung ist, welche mit höchstens 5,6 % angegeben wird. Die Gründe werden unter anderem mit der Probenherstellung und auch mit der Inhomogenität des Grundmaterials begründet. Eine weitere Begründung wird in der Unterschiedlichkeit der Messgeräte gesehen. Neben den unterschiedlichen verwendeten Messverfahren unterschied sich auch die verwendete Durchströmungsgeschwindigkeit während des Versuchs. Für nichtlineare Materialien (Abhängigkeit des Strömungswiderstandes von der Strömungsgeschwindigkeit) kann dies zu Unterschieden führen [4]. In [30] wird die Präzision des Verfahrens mit ca. 2 % angegeben, mit dem Hinweis, dass die Materialinhomogenität mit ca. 25 % deutlich größer ist und die Verfahrensunsicherheit damit überkompensiert. In [3] wird die Verfahrensunsicherheit mittels theoretischer Überlegungen

auf 1,6 % abgeschätzt. Insgesamt ist sowohl eine Quantifizierung der Messunsicherheit als auch ein quantitativer Vergleich der Messverfahren zum Strömungswiderstand bisher nur unzureichend gegeben. Diese Fragen sind Gegenstand des vorliegenden Beitrages.

2. Untersuchungen zur Unsicherheit der Messverfahren nach DIN EN 29053:1993

Ziel des vorliegenden Beitrages ist eine Quantifizierung der Unsicherheit der Strömungswiderstandsmessung. Dabei wird zwischen dem Verfahren mit gleichförmigem Luftvolumenstrom (Verfahren A) und dem Verfahren mit Luftwechselstrom (Verfahren B) unterschieden. Die Untersuchungen in Abschnitt 2.2 zeigen dabei einen direkten Vergleich der beiden Messverfahren und geben damit Aufschluss über die in der praktischen Anwendung zu erwartende Unsicherheit. Die Ergebnisse in Abschnitt 2.3 betrachten das Problem der Probeninhomogenität mittels Versuchen anhand von generischen Proben. In Abschnitt 2.4 werden Reproduzierbarkeitsuntersuchungen für das Messverfahren B für die Wiederholung identischer Messungen an verschiedenen Messtagen vorgestellt. Ausführliche Untersuchungen zur Wiederholstandardabweichung werden in Abschnitt 2.5 und zum Einfluss der Messdauer bei Verfahren B in 2.6 dargestellt.

2.1 Verwendete Messgeräte

Für die in dem vorliegenden Beitrag verwendeten Untersuchungen standen zwei Messgeräte zur Verfügung. Die Untersuchungen zum Messverfahren A wurden mittels eines Eigenbau-Messsystems bei der Firma *Bertrandt Technologie GmbH* durchgeführt. Das Messgerät ist in Bild 3a abgebildet und verwendet das in [3] vorgestellte Komparationsverfahren zur Bestimmung des Strömungswiderstandes. Der messbare Bereich des Volumenstromes beträgt $2{,}32 \cdot 10^{-6}\, m^3/s$ bis $33{,}2 \cdot 10^{-6}\, m^3/s$ und der Probendurchmesser beträgt $\emptyset = 44{,}0\, mm$. Für die Untersuchungen zu Messverfahren B wird das kommerziell erhältliche und am Institut für Konstruktionstechnik der TU Braunschweig verfügbare Messgerät NOR1517 der Firma Norsonic-Tippkemper (vgl. Bild 3b) verwendet. Der Messbereich des Systems ist $3{,}9 \cdot 10^{-6}\, m^3/s$ bis $39{,}0 \cdot 10^{-6}\, m^3/s$ und der zu verwendende Probendurchmesser beträgt, entsprechend [1], $\emptyset = 100{,}0\, mm$.



Bild 3a: *Messgerät Verfahren A*



Bild 3b: *Messgerät Verfahren B*

Bild 3: *In der vorliegenden Untersuchung verwendete Messgeräte*

2.2 Vergleich des gemessenen Strömungswiderstandes für klassische technische Materialien

Für einen ersten direkten Vergleich der Messverfahren A und B wurden durch die Autoren Untersuchungen an einer Vielzahl unterschiedlicher Proben aus vier verschiedenen Materialklassen durchgeführt. Es wurden Proben aus *Melaminharzschaum* unterschiedlicher Dicken, teppichartige *Dekor-Materialien, Polyester-* und *Mischfaservliese* sowie *poröses Aluminium* mit drei verschiedenen Porenabmessungen untersucht. Bild 4 zeigt die Mittelwerte der mit beiden Verfahren bestimmten Strömungswiderstände, doppelt-logarithmisch aufgetragen über der Flächenmasse des Materials. Die mit Verfahren A ermittelten Messergebnisse sind mit Kreisen, die mit Verfahren B bestimmten Werte mit Kreuzen markiert.

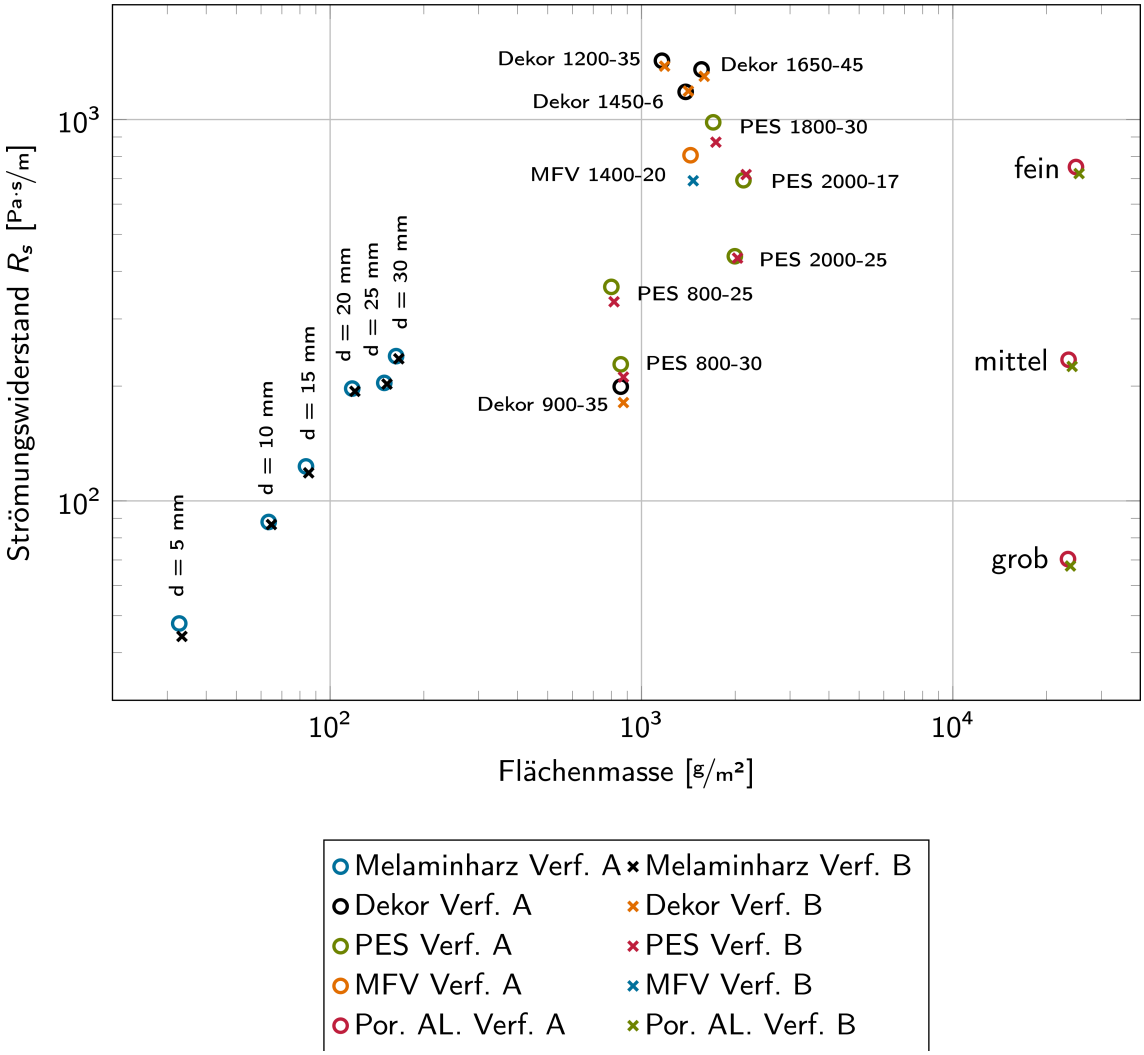


Bild 4: *Vergleich der Strömungswiderstände aller untersuchten Materialien, gemessen mit Verfahren A und Verfahren B, aus [31]*

Insgesamt ist zu erkennen, dass die Werte nicht deutlich voneinander abweichen. Die Messwerte von Verfahren A sind insgesamt etwas höher als die mit Verfahren B ermittelten Werte. Der Abstand der Wertepaare scheint weiterhin nicht systematisch von der Flächenmasse oder von dem Strömungswiderstand abzuhängen. Eine genauere Untersuchung der Abweichungen zwischen beiden Verfahren ist in Bild 5 dargestellt. Dabei werden die relativen Abweichungen zwischen den Messverfahren geordnet nach Materialklassen dargestellt. Die horizontalen Achsen bezeichnen verschiedene Materialsorten und/ oder -dicken. Eine genauere Einordnung liefert [31]. Für alle in Bild 5 gezeigten Diagramme sind die Daten in Boxplots dargestellt. Dabei umfasst das blaue Rechteck 50 % aller Daten, beginnend bei dem 25 %-Quartil an der unteren Rechteck-Kante bis zum 75 %-Quartil an der oberen Kante. Der Abstand zwischen 25 %-Quartil und 75 %-Quartil ist der Interquartilabstand. Der Median aller Daten ist als rote Linie eingetragen. Die Whisker umfassen alle Daten, beginnend mit dem niedrigsten Messwert an der unteren horizontalen Whisker-Linie bis zum größten Messwert an der oberen horizontalen Whisker-Linie. Ausreißer werden nicht gekennzeichnet. Die aufgetragene Größe ist die relative Abweichung, berechnet nach Gleichung (12).

$$Abw.\,[\%] = \frac{R_{S_{Verf.A}} - R_{S_{Verf.B}}}{max\left(\left[R_{S_{Verf.A}};\, R_{S_{Verf.B}}\right]\right)} \cdot 100\% \tag{12}$$

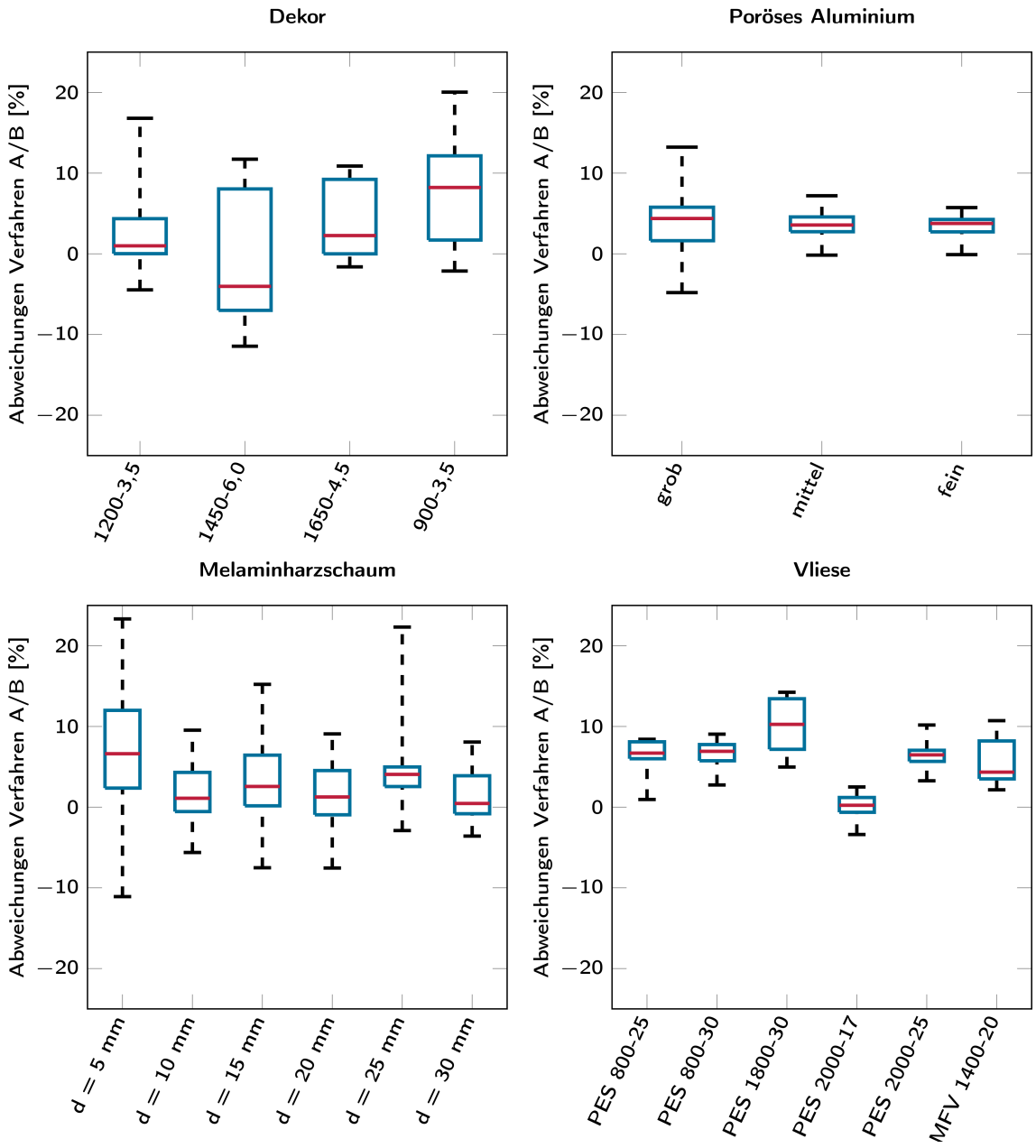


Bild 5: *Abweichungen der Strömungswiderstände der Materialien nach Materialklassen, aus [31]*

In dem Diagramm links-oben sind die Ergebnisse für die Dekor-Materialien aufgetragen. Insgesamt ist zu erkennen, dass die Abweichungen eher in positiver Richtung liegen, das Verfahren A also höhere Messwerte liefert. Die Verteilungen sind nicht symmetrisch, sondern schief und der Median ist in Richtung negativer Abweichungen verschoben. Dies deutet darauf hin, dass trotz des großen Interquartilabstands die Abweichung der Verfahren im Mittel nicht groß und deutlich unterhalb von 10 % liegt. Dennoch sind große Abweichungen von bis zu 20 % nicht unwahrscheinlich, wie die Whisker zeigen. Dies deutet insgesamt auf eine geringe Wiederholbarkeit hin.

Verglichen mit den Dekor-Materialien weisen die Werte der Abweichungen für das poröse Aluminium schmalere Verteilungen auf, wie die Boxplots in dem Diagramm rechts-oben in Bild 5 zeigen. Die Verteilungen sind nahezu symmetrisch mit einem geringen Interquartilabstand. Die Streuung der Abweichung zwischen den Verfahren ist somit gering, für alle Proben liegen die Abweichungen in einem ähnlichen Bereich. Der Medianwert liegt für alle getesteten Proben leicht in Richtung positiver relativer Abweichung, auch hier liefert das Verfahren A somit leicht höhere Werte. Die Streuung ist insgesamt für das poröse Aluminium mit den kleinsten Porenabmessungen (fein) am geringsten, hier ist die Wiederholbarkeit am höchsten.
Die Ergebnisse der Untersuchungen an den Melaminharzschaum-Proben sind in dem Diagramm links-unten in Bild 5 dargestellt. Außer für das Material mit der geringsten Dicke (5 mm) sind die Verteilungen der relativen Abweichung eher schmal, allerdings sind die Streuungen, zu erkennen an den Whiskern, recht groß. Der Medianwert der Abweichung liegt auch bei diesen Materialien im leicht positiven Bereich, die Messwerte von Verfahren A sind somit auch hier etwas größer.
Ein etwas anderes Bild ergibt sich für die Vliesproben im Diagramm rechts-unten in Bild 5. Die Verteilungen der relativen Abweichung weisen einen besonders geringen Interquartilabstand auf, die Streuung ist somit klein. Damit ist die Abweichung der Verfahren untereinander sehr wenig abhängig von der untersuchten Probe. Im Vergleich dazu ist der Medianwert der Verteilungen bei einigen Probentypen vergleichsweise groß (PES 1800-30: ca. 10 %), hier sind also große Abweichungen zwischen den Messverfahren ersichtlich. Diese Abweichungen sind allerdings, zu erkennen an dem verglichen mit den anderen Materialklassen kleinen Interquartilabstand, gut reproduzierbar.
Insgesamt zeigen die Ergebnisse, dass Abweichungen zwischen den Verfahren zu existieren scheinen. Der Grund für die Abweichungen ist allerdings nicht ersichtlich. Ein möglicher Grund sind die Proben. Es wurden für die Untersuchungen dieselben Proben in beiden Prüfeinrichtungen verwendet. Allerdings ist möglicherweise die Einbausituation der Probe in die Prüfeinrichtung eine wesentliche Unsicherheitsquelle. Dies legen vor allem die Untersuchungen an der dünnen Melaminharzschaum-Probe nahe. Diese sehr dünne und daher sehr weiche Probe lässt sich leicht verformen und könnte daher beim Einbau in die Prüfeinrichtung bei einem der Messverfahren deformiert worden sein.

2.3 Unsicherheit durch Probeninhomogenität

Wie in Abschnitt 1.4 bereits angegeben, wird in [30] die Unsicherheit aufgrund der Probeninhomogenität mit ca. 25 % abgeschätzt und damit im Vergleich zur Verfahrensunsicherheit von ca. 2 % als deutlich größer beziffert. In der vorliegenden Untersuchung wird eine Probeninhomogenität künstlich durch variierende Lochmuster in Kreisscheiben erzeugt. Dazu wird ein quadratisches Lochbild mit 64 Bohrungen mit jeweils 1 mm Durchmesser und verschiedenen Bohrungsabständen in Kreisscheiben eingebracht. Die Anzahl der Bohrungen ist bei allen Proben identisch. Diese Untersuchungen wurden mit Verfahren B durchgeführt. In Bild 6 ist der Strömungswiderstand über dem Bohrungsabstand aufgetragen. Zusätzlich sind Fehlerbalken eingetragen, welche die Standardabweichungen des Versuchs (je zehn Messungen unter Wiederholbedingungen) darstellen. Insgesamt ist zu erkennen, dass der Strömungswider-

stand mit zunehmendem Bohrungsabstand abnimmt. Wird die Probe mit großem Bohrungsabstand als homogener im Vergleich zu der Probe mit kleinem Bohrungsabstand betrachtet, so nimmt der Strömungswiderstand mit zunehmender Homogenität ab.

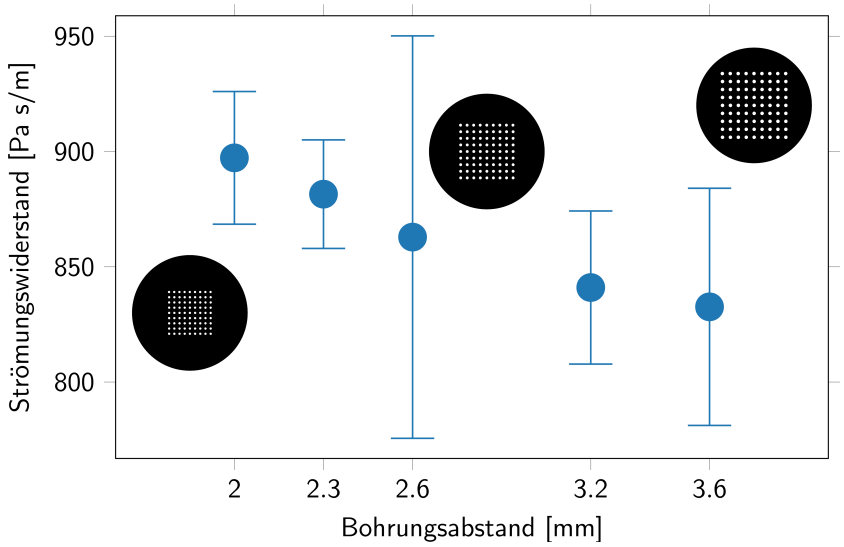


Bild 6: *Strömungswiderstand von Kreisscheiben mit variierendem Lochmuster, aus [32]*

Eine mögliche Interpretation kann mittels des laminaren Strömungsprofils in einem Kanal erfolgen. Eine laminare Strömung bildet ein parabelförmiges Geschwindigkeitsprofil im Kanal aus, mit der maximalen Geschwindigkeit in der Rohrmitte und der Haftbedingung, also Geschwindigkeit identisch Null an der Wand. Die inhomogene Probe mit den Bohrungen konzentriert in der Probenmitte ist somit eher höheren Strömungsgeschwindigkeiten ausgesetzt als die Probe mit dem auf die größere Fläche verteilten Lochbild. Die größeren Strömungsgeschwindigkeiten könnten größere Druckverluste und somit höhere gemessene Strömungswiderstände bewirken. Eine weitere Erklärungsmöglichkeit ist die Umlenkung. Da bei der Probe mit dem großen Bohrungsabstand nahezu der gesamte Strömungsquerschnitt Bohrungen aufweist, ist die erforderliche Umlenkung für die Strömung gering. Bei der Probe mit dem kleinen Bohrungsabstand muss die Strömung am Kanalrand stark umgelenkt werden, um durch die Bohrungen strömen zu können. Diese Umlenkung erfordert zusätzliche Energie in Form eines höheren Drucks, wodurch ebenfalls ein höherer Strömungswiderstand gemessen wird. Auffällig ist bei dieser Untersuchung die Größe der Standardabweichungen. Trotz der Wiederholbedingungen ist vor allem die Standardabweichung der Probe mit 2,6 mm Bohrungsabstand sehr groß. Der Strömungswiderstand dieser Probe kann somit nicht als signifikant unterschiedlich von den Strömungswiderständen der jeweils anderen Proben betrachtet werden. Die Gründe für diese großen Unsicherheitsbudgets konnten nicht abschließend geklärt werden. Eine mögliche Erklärung ist die hohe Strömungsgeschwindigkeit in den Bohrungen aufgrund der insgesamt kleinen durchströmten Fläche, wodurch die Annahme laminarer Strömung ungültig wird.

2.4 Reproduzierbarkeitsuntersuchungen an verschiedenen Tagen

Neben der Unsicherheit des Messverfahrens ist auch die Unsicherheit durch den Ver-

suchsaufbau zu quantifizieren, wenn eine praxisnahe Abschätzung der Gesamtunsicherheit erfolgen soll. Dass die Montage der Probe in der Messeinrichtung einen wesentlichen Beitrag zur Gesamtunsicherheit liefert, wurde unter anderem in [29] bereits festgestellt. Darüber hinaus gehen weitere, äußere Größen in den Messwert des Strömungswiderstandes ein, wie beispielsweise der atmosphärische Druck [1]. Die Messdaten in Bild 7, ermittelt mit Verfahren B, zeigen für drei verschiedenen Proben jeweils die an drei verschiedenen Tagen gemessenen Strömungswiderstände. Die Fehlerbalken der Einzelmesswerte markieren die Wiederholstandardabweichung der Messung einer Probe am selben Tag unter Wiederholbedingungen.

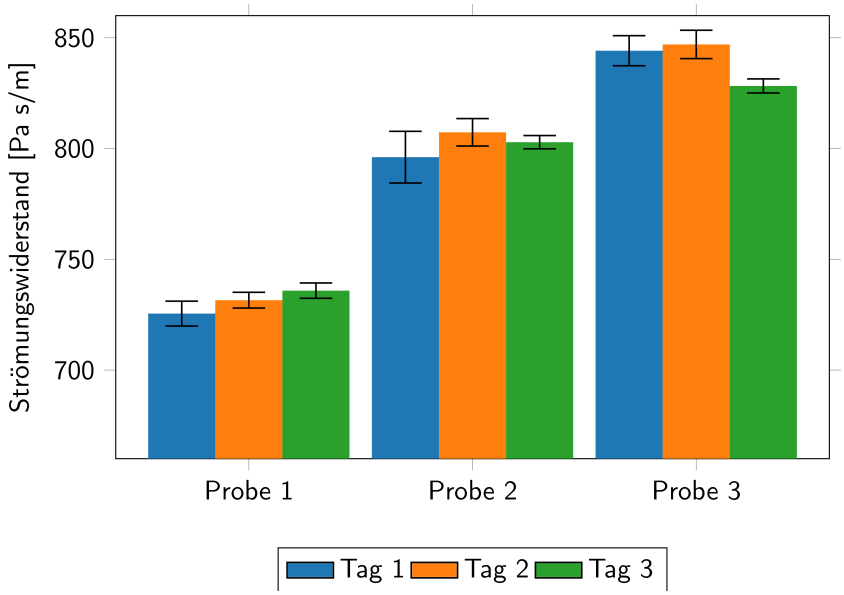


Bild 7: *Untersuchungen zur Reproduzierbarkeit einer Messung über mehrere Messtage, aus [32]*

Eine systematische Variation des gemessenen Strömungswiderstandes über die verschiedenen Messtage ist anhand Bild 7 nicht ersichtlich. Ein ähnliches Verhalten über mehrere Messtage kann bei den Proben zwei und drei insofern beobachtet werden, als dass an Messtag 2 der höchste Strömungswiderstand bestimmt wurde. Die Umgebungsbedingungen aller Messungen sind in Tabelle 1 angegeben. Hier fällt der zweite Messtag zumindest mit dem geringsten atmosphärischen Luftdruck auf. Der atmosphärische Luftdruck geht in die Kalibrierung des Messgerätes für Verfahren B ein. Die Messeinrichtung nach Verfahren B verwendet, wie in der zugehörigen Norm vorgegeben, ein Kondensatormikrofon zur Messung des Wechseldrucks [1]. Das für die Untersuchungen verwendete Gerät nutzt einen Schallpegelmesser, mittels dessen die Messwerte des Mikrofons prozessiert und angezeigt werden. Die Kalibrierung erfolgt dabei in Form des Schalldruckpegels, also mittels einer logarithmischen Skala. Geringe Abweichungen des kalibrierten Pegels können daher möglicherweise die in Bild 7 sichtbaren Messabweichungen erklären. Die weiteren Umgebungsparameter wie Lufttemperatur und Luftfeuchtigkeit wurden möglichst konstant gehalten und sollten das erzielte Ergebnis daher nicht wesentlich beeinflussen.

Tabelle 1: *Umgebungsbedingungen während der Variationsversuche an verschiedenen Messtagen*

Tag	Temperatur [°C]	rel. Luftfeuchtigkeit [%]	Luftdruck [hPa]
1	18,0	58,0	1020
2	18,0	58,0	996
3	18,0	67,0	1024

2.5 Schätzung der Wiederholstandardabweichung

Eine weitere Untersuchung betrifft die direkte Quantifizierung der Messunsicherheit unter Wiederholbedingungen am selben Tag. Dazu wurde eine einzelne Probe in zehn Messreihen mit jeweils zehn Einzelmessungen mittels Messverfahren B untersucht. Die Ergebnisse des über die Einzelmessungen gemittelten Strömungswiderstandes aufgetragen über alle Messreihen sind in Bild 8 dargestellt. Die Fehlerbalken (rot) geben die Standardabweichung über eine Messreihe an. Die schwarze, horizontale Linie gibt den Mittelwert über alle Messungen an.

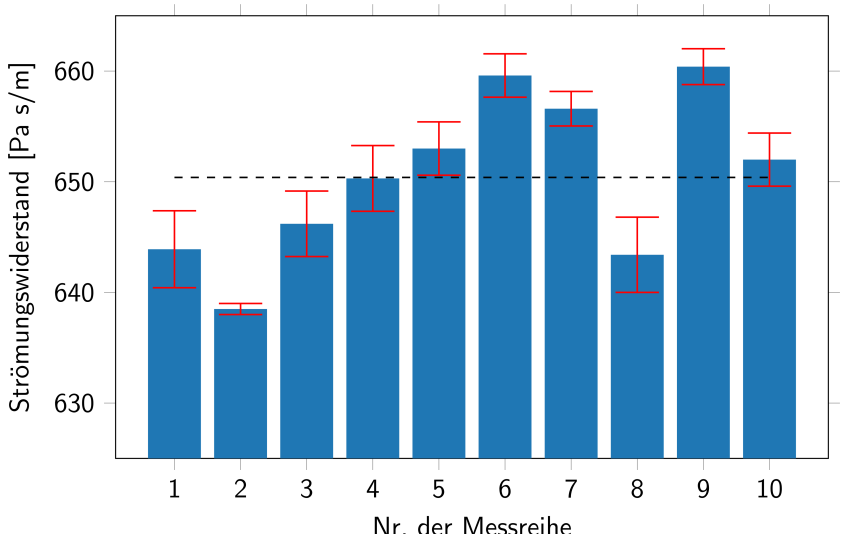


Bild 8: *Strömungswiderstand einer 5 cm dicken Melaminharzschaum-Probe unter Wiederholbedingungen bei 10 Messreihen mit jeweils 10 Einzelmessungen - die schwarze Linie ist der Mittelwert aller Messungen, aus [32]*

Auffällig ist zunächst die Schwankung der Messwerte um insgesamt ca. 20 Pa s/m, vgl. Messreihe 2 und 6. Die Standardabweichung über eine Messreihe ist dabei für alle Messreihen nicht systematisch verschieden. Die Unsicherheit scheint daher nicht mit dem Absolutwert des Strömungswiderstandes zu korrelieren. Auch sind die Messwerte verschiedener Messreihen, beispielsweise Messreihe 8 und 9, signifikant voneinander verschieden. Die Quantifizierung der Unsicherheit ist in Tabelle 2 angegeben. Der Mittelwert aller Messungen (vgl schwarze Linie in Bild 8) liegt bei 650,39 Pa s/m, die Standardabweichung bei 6,95 Pa s/m. Dies führt auf eine relative Unsicherheit von ca. 1 %. Damit liegt der Wert noch unterhalb der Angaben in [3, 29, 30]. Insgesamt ist daher von einer, für technische Anwendungen, ausreichend kleinen Messunsicherheit auszugehen. Der wesentliche Anteil der Verfahrensunsicherheit scheint somit aus dem

Messaufbau mit Probenherstellung und Einbau in die Messeinrichtung in das Ergebnis eingeführt zu werden.

Tabelle 2: *Messergebnisse der Untersuchung zur Wiederholstandardabweichung über zehn Messreihen mit je zehn Messungen*

Mittelwert [Pa s/m]	650,39
Standardabweichung [Pa s/m]	6,95
Standardabweichung [%]	1,07

2.6 Variation der Messdauer

In [1] ist für die Messdauer zur Bestimmung des Strömungswiderstandes mittels Verfahren B lediglich angegeben, dass die Messdauer ein ganzzahliges Vielfaches der Kolbenhub-Periodendauer betragen soll. Wegen der Kolbenfrequenz von 2 Hz sind somit Messdauern $T_{mess} = i \cdot 0{,}5\,s\,;\ i = 1 \ldots n, \in \mathbb{N}$ grundsätzlich möglich.
Die in Bild 9 dargestellten Untersuchungsergebnisse zeigen den Einfluss der Messdauer auf den gemessenen Strömungswiderstand bei Verfahren B auf. Dazu wurde die Messdauer systematisch zwischen 2 und 15 Sekunden variiert. Für jede Messdauer wurden zehn Messungen unter Wiederholbedingungen durchgeführt. Es ist zu erkennen, dass sich der Mittelwert (blaue Punkte) nur in sehr geringem Maße ändert, der relative Unterschied zwischen maximalem und minimalem gemessenen Strömungswiderstand beträgt lediglich 0,14 %. Dem gegenüber wird die Standardabweichung durch die Vergrößerung der Messdauer mehr als halbiert, der relative Unterschied der maximalen und minimalen Standardabweichung beträgt 101,05 %.

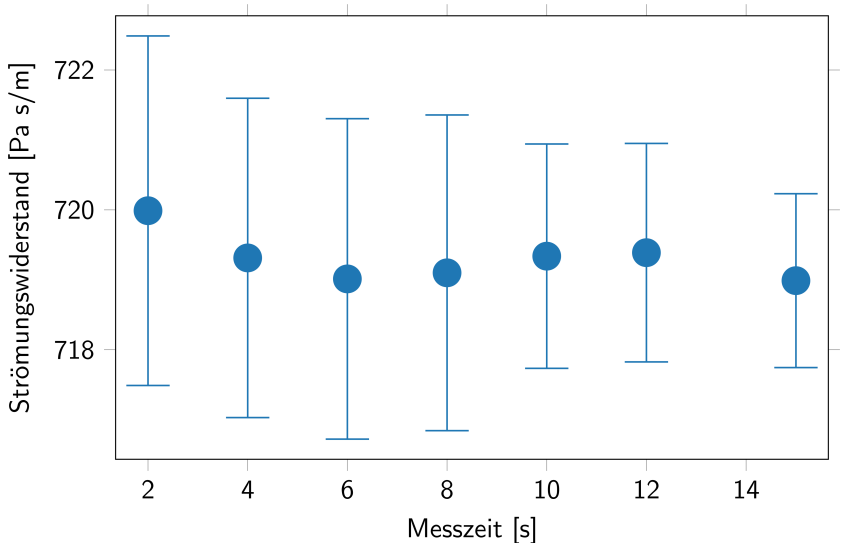


Bild 9: *Abhängigkeit des gemessenen Strömungswiderstandes von der Messdauer bei Verfahren B, aus [32]*

Diese Ergebnisse sind insofern erwartbar, als dass bekannt ist, dass die empirische Standardabweichung s einer Population mit zunehmendem Stichprobenumfang n mit $s \sim 1/\sqrt{n}$ abnimmt [25]. Die Angabe in [1] erscheint somit zumindest für Präzisionsuntersuchungen, beispielsweise innerhalb eines Ringversuchs, nur bedingt geeignet.

3. Zusammenfassung und Ausblick

Der Strömungswiderstand ist der Widerstand, den ein poröses Material der Durchströmung mit einem Fluidstrom entgegensetzt. Aufgrund der engen Verbindung des Strömungswiderstandes zu anderen akustischen Eigenschaften poröser Materialien ist die Messung des Strömungswiderstandes in vielerlei Hinsicht von Interesse. Einerseits lässt sich aus dem Strömungswiderstand mittels mechanischer Modelle auf akustische Eigenschaften wie Absorptionsgrad und Impedanz schließen. Andererseits kann die Durchströmung porösen Materials zur Reduktion aeroakustischer Quellen wie Hinterkantenlärm von umströmten Tragflügeln genutzt werden. Außerdem kann der Körperschalleintrag durch Umströmung in mechanische Strukturen durch poröse Materialien positiv beeinflusst, also reduziert werden.
Die Messung des Strömungswiderstandes ist in der DIN EN ISO 29053:1993 geregelt. Es werden zwei Messverfahren, Messverfahren A mit einer gleichmäßigen Fluidströmung in einer Richtung und Verfahren B mit einem harmonisch wechselnden Volumenstrom unterschieden. Über die Beschreibung der Messverfahren hinaus ist hinsichtlich ihrer Präzision in der Norm nur der Hinweis auf geplante Untersuchungen enthalten. In der Vergangenheit wurden einige Untersuchungen zur Unsicherheit der Strömungswiderstandsmessung durchgeführt, darunter auch ein Ringversuch mit zehn Laboratorien innerhalb Europas. Diese Untersuchungen legen den Schluss nahe, dass die Messverfahren selbst über eine hohe Präzision verfügen, aber weitere Aspekte wie die Herstellung und der Einbau der Proben wesentliche Unsicherheitsquellen darstellen.
Die vorliegende Untersuchung zielt darauf ab, mittels der Durchführung ausgewählter Versuche und einem möglichst großen Spektrum technischer Materialien für beide Messverfahren die Unsicherheit weiter einzugrenzen. Dabei zeigt der direkte Vergleich von Messergebnissen für eine große Zahl poröser Materialien aus verschiedenen Materialklassen erste Unterschiede der Messergebnisse beider Verfahren auf. Dabei scheint, für die hier genutzten Messsysteme, das Verfahren A systematisch höhere Messwerte als Verfahren B zu liefern. Weitere Untersuchungen zielen auf die Quantifizierung der Unsicherheit aufgrund des porösen und zumeist inhomogenen Materials selbst ab. Dazu werden mit generischen Proben in Form von Lochscheiben über die Probenfläche inhomogen verteilte Durchströmungsbereiche erzeugt. Diese Variation zeigt veränderliche Messwerte des Strömungswiderstandes abhängig von der Probeninhomogenität auf. Große Inhomogenität scheint dabei mit größeren Messwerten zu korrelieren. Die Betrachtung weiterer Aspekte wie die Variation der Messdauer unter Wiederholbedingungen sowie die Durchführung vieler Versuche unter Wiederholbedingungen zielen auf den Ausschluss des Probeneinflusses ab und geben Aufschluss über die zu erwartende Unsicherheit des Verfahrens an sich. Dabei wird gezeigt, dass die Verfahrensunsicherheit eher gering und im Bereich weniger Prozent liegt, sodass die Gesamtunsicherheit des Verfahrens vor allem durch die verwendeten Proben sowie den Probeneinbau beeinflusst ist.
Insgesamt legen die vorgestellten Untersuchungen den Schluss nahe, dass weitere Untersuchungen zur Präzision der Strömungswiderstandsmessung erforderlich sind. Während der letzte Ringversuch mit realen und damit inhomogenen Proben arbeitete, könnte ein zukünftiger Ringversuch mit generischen Proben die durch die Proben verursachte Unsicherheit zu eliminieren versuchen und damit auf die Angabe der Unsicherheit der Messverfahren abzielen. Weiterhin sollte ein zu planender Ringversuch gegebenenfalls zwischen den Messverfahren unterscheiden oder zumindest eine ähnliche Verteilung der Messverfahren anstreben.

Literatur

[1] DIN EN 29053:1993-3. Akustik - Materialien für akustische Anwendungen - Bestimmung des Strömungswiderstandes (ISO 9053:1991).

[2] ALLARD, Jean; ATALLA, Noureddine. Propagation of sound in porous media: modelling sound absorbing materials 2e. John Wiley & Sons, 2009.

[3] STINSON, Michael R.; DAIGLE, Gilles A. Electronic system for the measurement of flow resistance. The Journal of the Acoustical Society of America, 1988, 83. Jg., Nr. 6, S. 2422-2428.

[4] SARRADJ, Ennes; LERCH, Tobias. Präzise Strömungswiderstandsmessungen mit der Vergleichsmethode. In: Fortschritte der Akustik - DAGA 2001

[5] MÖSER, Michael. Technische Akustik. Springer, 2009.

[6] ZELLER, Peter. Handbuch Fahrzeugakustik. Vieweg+ Teubner, Wiesbaden, 2009, 1. Jg.

[7] DIN EN ISO 10534-2:2001-10. Akustik - Bestimmung des Schallabsorptionsgrades und der Impedanz in Impedanzrohren - Teil 2: Verfahren mit Übertragungsfunktion (ISO 10534-2:1998)

[8] PRIDE, Steven R.; MORGAN, Frank D.; GANGI, Anthony F. Drag forces of porous-medium acoustics. Physical review B, 1993, 47. Jg., Nr. 9, S. 4964.

[9] LAFARGE, Denis. Propagation du son dans les matériaux poreux à structure rigide saturés par un fluide viscothermique: Définition de paramètres géométriques, analogie electromagnétique, temps de relaxation. 1993. Doktorarbeit. Le Mans.

[10] JOHNSON, David L.; KOPLIK, Joel; DASHEN, Roger. Theory of dynamic permeability and tortuosity in fluid-saturated porous media. Journal of fluid mechanics, 1987, 176. Jg., S. 379-402.

[11] CHAMPOUX, Yvan; ALLARD, Jean F. Dynamic tortuosity and bulk modulus in air saturated porous media. Journal of applied physics, 1991, 70. Jg., Nr. 4, S. 1975-1979.

[12] WILSON, Keith D. Relaxation matched modeling of propagation through porous media, including fractal pore structure. The Journal of the Acoustical Society of America, 1993, 94. Jg., Nr. 2, S. 1136-1145.

[13] BIOT, Maurice A. Theory of propagation of elastic waves in a fluid saturated porous solid. I. Low Frequency Range. The Journal of the Acoustical Society of America, 1956, 28. Jg., Nr. 2, S. 168-178.

[14] BIOT, Maurice A. Theory of propagation of elastic waves in a fluid saturated porous solid. II. Higher Frequency Range. The Journal of the Acoustical Society of America, 1956, 28. Jg., Nr. 2, S. 179-191.

[15] GEYER, Thomas F.; SARRADJ, Ennes, FRITZSCHE, Christoph. Silent owl flight: experiments in the aeroacoustic wind tunnel. In: Fortschritte der Akustik - DAGA 2009

[16] GEYER, Thomas F.; SARRADJ, Ennes. Trailing edge noise of partially porous airfoils. In: 20th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference. 2014. S. 3039.

[17] SARRADJ, Ennes; GEYER, Thomas F.. Noise generation by porous airfoils. In: 13th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference (28th AIAA Aeroacoustics Conference). 2007. S. 3719.

[18] HERR, Michaela, et al. Specification of porous materials for low-noise trailing-edge applications. In: 20th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference. 2014. S. 3041.

[19] RING, Tobias; LANGER, Sabine C. Investigations of the flow resistance of geometries with direction-dependent properties using numerical methods. In: Proceedings of the INTER-NOISE 2017; 46th International Congress and Exposition on Noise Control Engineering; Taming Noise and Moving Quiet; August 27 - 30, 2017, Hong Kong.
[20] BECK, Silja C.; MÜLLER, Lars; LANGER, Sabine C. Numerical assessment of the vibration control effects of poro liners on an over-the-wing propeller configuration. CEAS Aeronautical Journal, 2016, 7. Jg., Nr. 2, S. 275-286.
[21] BECK, Silja C.; LANGER, Sabine C. Modeling of flow-induced sound in porous materials. International Journal for Numerical Methods in Engineering, 2014, 98. Jg., Nr. 1, S. 44-58.
[22] LIPPITZ, Nicolas, et al. Identification of Material Parameters for the Simulation of Acoustic Absorption of Fouled Sintered Fiber Felts. Materials, 2016, 9. Jg., Nr. 8, S. 709.
[23] DIN 1319-1:1995-1. Grundlagen der Meßtechnik - Teil 1: Grundbegriffe
[24] DIN 1319-3:1996-5. Grundlagen der Meßtechnik - Teil 3: Auswertung von Messungen einer einzelnen Meßgröße - Meßunsicherheit
[25] DIN 1319-4:1999-2. Grundlagen der Meßtechnik - Teil 4: Auswertung von Messungen - Meßunsicherheit
[26] JCGM 100:2008. Evaluation of measurement data - Guide to the expression of uncertainty in measurement (JCGM 2008)
[27] DIN ISO 5725-1:1997-11. Genauigkeit (Richtigkeit und Präzision) von Meßverfahren und Meßergebnissen - Teil 1: Allgemeine Grundlagen und Begriffe (ISO 5725-1:1994)
[28] DIN ISO 5725-2:2002-12. Genauigkeit (Richtigkeit und Präzision) von Messverfahren und Messergebnissen - Teil 2: Grundlegende Methode für die Ermittlung der Wiederhol- und Vergleichpräzision eines vereinheitlichten Messverfahrens
[29] GARAI, Massimo; POMPOLI, Francesco. A European inter-laboratory test of airflow resistivity measurements. Acta Acustica united with Acustica, 2003, 89. Jg., Nr. 3, S. 471-478.
[30] BROWN, Richard L.; BOLT, Richard H. The measurement of flow resistance of porous acoustic materials. The Journal of the Acoustical Society of America, 1942, 13. Jg., Nr. 4, S. 337-344.
[31] RING, Tobias; MORGENSTERN, Christian; LANGER, Sabine C. Vergleich der Verfahren A und B zur Messung des Strömungswiderstandes gemäß EN 29053:1993. In: Fortschritte der Akustik - DAGA 2017
[32] CRAMER, Kai. Quantifizierung der Unsicherheiten der Strömungswiderstandsmessung und Identifikation beeinflussender Parameter. Bachelor-Arbeit, TU Braunschweig, 2017. Unveröffentlicht.

Granulatstrukturen als breitbandig wirkende, leichte Absorbermaterialien für motornahe Anwendungen

Peter Schrader, Hermann Rottengruber

Abstract

In the automotive sector the use of absorbing materials for noise reduction has to meet the requirements of low mass and small additional volume and has to provide a high vibration damping and noise absorption at the same time. These requirements contradict the mass law of noise insulation by single walls stating that insulation at low frequencies is gained by a higher mass of the wall. So mechanisms of noise dissipation instead of reflection by rigid and massive walls have to be activated and applied. Dissipation is not primarily caused by impedance steps at the surface of layers of high density and stiffness, but by damping which is the transformation of vibrational energy into Heat within the material. Damping effects are globally quantified by the frequency dependent loss factor that is influenced by different mechanisms. For homogeneous solids the loss factor exactly expresses the energy losses due to mechanical hysteresis. Inhomogeneous materials such as plastic foams include the inner friction of the fluid and the acoustical boundary layer friction between fluid and solid as additional mechanisms. If the Material is not only inhomogeneous with a fluid and a solid phase, but also incoherent in its solid phase, friction between solid particles, i. e. granulates or loose fibers occurs. This mechanism might increase the inner friction of a material used for vibration damping purposes and contribute to its performance. Thus in this study granulates and fiber materials are embedded in a soft plastic foam to investigate the frequency dependent transmission loss (TL) on the surface of both a stiff and a flexible vibrating structure and the impact of different granulates and fibers on the dissipation of acoustical energy by the absorber material. Investigated factors are the granulate material, package density, particle size, material thickness. To get acceptable solutions for engine applications light and thermal stable granulates and fibers were preferred. Their effects were compared with those of classical acoustic materials with approved quality.

Kurzfassung

Die Anwendung von Absorbermaterialien zum Zweck der Geräuschreduktion unterliegt im Automotive-Sektor der Forderung nach geringer Masse und Volumen bei gleichzeitig hoher Geräuschminderung von Strukturschwingungen, die schon am Motor unterhalb 500 Hz liegen können. Diese Forderungen widersprechen dem Massegesetz der Schalldämmung durch einschalige Wände, nach dem Geräuschreduktionen bei niedrigen Frequenzen mit einer Erhöhung der Masse der dämmenden Wand erzielt wird. Deshalb gilt es, für den genannten Anwendungsbereich, Mechanismen nicht der Schwingungs- oder Schallreflexion, sondern ihrer Dissipation nutzbar zu machen. Diese beruht weniger auf Impedanzsprüngen am Übergang zu Schichten höherer Dichte und Steifigkeit, sondern auf Dämpfung, d. h. der Umwandlung von Schwingungsenergie in Wärme innerhalb des Materials. Deren globales Maß ist der frequenzabhängige

Verlustfaktor, zu dem verschiedene Mechanismen beitragen können. Bei homogenen Feststoffen drückt er exakt die Energieverluste infolge mechanischer Hysterese aus, während bei inhomogenen Werkstoffen wie z. B. Kunststoffschäumen die innere Reibung des Fluids und sowie die akustische Grenzschichtreibung zwischen fluider und fester Phase zusätzlich in ihn eingehen. Ist das Material nicht nur inhomogen mit fester und fluider Phase, sondern liegen verschiedene oder derselbe Feststoff(e) in inkohärentem Zustand vor, kommt es zusätzlich zur Gleitreibung der festen Partikel untereinander, und zur Verstärkung der dissipativen Effekte der fluiden Phase. Diese Effekte treten zwischen Granulatpartikeln oder Mikrofasern auf. In dieser Studie wurden solche in Hohlkammern in einem leichten Kunststoffschaum eingebettet, und so eine nach außen geschlossene Granulat-Struktur erzeugt. Die akustische Wirkung wurde durch die Applikation des Materials an zu gleichbleibenden Schwingungen angeregten Oberflächen unterschiedlicher Frequenzcharakteristik mithilfe von Mikrofon-messungen in einem Freifeldraum bestimmt, die eine Auswertung des spezifischen Transmission Loss (TL) ermöglichen. Untersuchte Faktoren waren u. a. Granulatwerkstoff, Packungsdichte, Korngröße, Packungsdicke. Bei der Auswahl wurden leichte Granulate bevorzugt. Um vorteilhafte Konfigurationen zu ermitteln, wurden alle Ergebnisse mit denen ähnlich schwerer, handelsüblicher Akustik-materialien verglichen.

1. Einleitung und Stand der Technik

Die jüngste und bis jetzt gültige EU-Verordnung Nr. 540 vom 16. April 2014 über den Geräuschpegel von Kraftfahrzeugen schreibt in Anhang III für die Fahrzeugklasse M_1 (d. h. die meisten heute gebauten PKW) einen in der beschleunigten Vorbeifahrt gemessenen Geräuschpegel von maximal 72 dB(A) ab dem ersten Juli 2016, von 70 dB(A) ab dem ersten Juli 2020 und von 68 dB(A) ab Mitte 2024 vor [1]. Bei der im Prüfverfahren erreichten Fahrgeschwindigkeit von 50 km/h hat das Motorgeräusch (noch) einen das Gesamtgeräusch dominierenden Einfluss [2, 3], gerade auch, da für die Prüfstrecke ein spezieller, rollgeräuscharmer Asphalt vorgeschrieben ist [1]. Die Einhaltung der gesetzlichen Vorgaben hängt somit wesentlich von der Absenkung des Antriebsgeräusches ab, welche aber gegenüber der Reduktion des Kraftstoffverbrauchs und der Schadstoffemissionen nicht die höchste Priorität in der Motorenentwicklung hat. Innermotorische Maßnahmen zur Absenkung des Kraftstoffverbrauchs gehen häufig mit Erhöhung des effektiven Mitteldruckes, der Verbrennungsspitzendrücke und der Druckanstiege einher, und führen so tendenziell zur Erhöhung des Antriebsgeräusches; Gewichtseinsparungen am Fahrzeug führen zu Steifigkeitseinbußen und zu einer stärkeren Geräuschübertagung durch die Fahrzeugstruktur. Dies beeinflusst vor allem auch das Innengeräusch in der Fahrgastzelle, welches zwar nicht gesetzlich limitiert ist, aber einen Haupteinflussfaktor des Fahrkomforts und damit der Attraktivität des Fahrzeugs für den Kunden darstellt [4], wobei die Lautheit nur *ein Aspekt* unter anderen ist [4, 5]. Somit besteht ein Zielkonflikt zwischen den Entwicklungszielen Motoreffizienz und Fahrzeug-Kraftstoffverbrauch auf der einen sowie Vorbeifahrtgeräuschpegel und psychoakustischer Qualität des Fahrzeuginnengeräusches auf der anderen Seite. Dieser Zielkonflikt lässt sich aufgrund der hohen Anforderungen auf beiden Seiten nicht allein durch einen Kompromiss beispielsweise bei der Einstellung des Zünd- oder Einspritzbeginns, des Ladedruckes etc. lösen, sondern erfordert zusätzlich

sekundäre oder tertiäre[1] Maßnahmen, die im besten Fall auf beiden Seiten des Zielkonfliktes eine Verbesserung versprechen. Motorvoll- und Teilkapselungen sowie Abschirmungen an heißgasführenden Komponenten verringern die Wärmeabgabe des Motors während des Kaltstarts und des Warmlaufs und verkürzen so die Phase des Katalysatorheizens, wodurch der Kraftstoffverbrauch abgesenkt werden kann. Voll- und Ölwannenkapselungen tragen zu einer besseren Wärmespeicherung im Motoröl bei, wobei je nach Gestaltung der Kapselung die Öltemperatur nach 15 h Abkühlzeit um bis zu 7° C gegenüber dem nicht-gekapselten Zustand erhöht werden kann [7, 8]. Dadurch werden die Ölviskosität und die Reibungsverluste beim Neustart des Motors verringert. Die Erhöhung der Motortemperatur eines 4-Zylinderdieselmotors um 6° C nach 12 h Stillstand kann nach [7] in eine CO_2-Reduktion von 3 g/km übersetzt werden. Wird das zusätzliche Kapselungsgewicht von 8 kg in die Betrachtung einbezogen, liegt die Absenkung bei effektiv 2,5 g/km [7, 9]. Die Erhöhung der Flächenbedeckung des Motors durch eine 10 mm dicke Kapselung von 60 % auf 80 % hat den gleichen thermischen Effekt wie eine Erhöhung der Kapselungsdicke von 10 auf 50 mm bei 60 % Flächenbedeckung [7]. Somit ist die massenspezifische thermische Wirkung einer Erhöhung der Abdeckfläche deutlich größer als die einer Vergrößerung der Kapselungsdicke. Nach [10, 11] kommt der heißen Motorseite dabei auch akustisch eine besondere Bedeutung zu, da die oft dünnwandigen heißgasführenden Komponenten durch die hohen Temperaturen einen stark verringerten E-Modul und dadurch eine verminderte Steifigkeit besitzen und eine passive Schalldämpfung durch die Temperaturen erschwert wird. Eine geschlossene und hitzebeständige Integraldämmung von Abgaskrümmer, ATL und Katalysatoren kann zu einer deutlichen Verbesserung des Klangbildes führen [12]. Da sie auch die Wärmestrahlung der heißen Bauteiloberflächen verringert, bietet sich ihre Verwendung auch in Verbindung mit einer Kapselung aus weniger hitzebeständigem Material an. Eine vollständige, optimierte Motorkapselung kann eine Reduktion des Schalldruckpegels um bis zu 12 dB ermöglichen, was in der Wahrnehmung mehr als einer Halbierung des Motorgeräusches entspricht [8, 13]. Kapselsysteme aus porösem und faserigem Absorbermaterial absorbieren Geräuschanteile oberhalb 500 Hz und lassen dadurch niederfrequente Geräuschanteile in der Wahrnehmung deutlicher hervortreten [8] oder verstärken sie, was durch die Erzeugung eines Resonanzvolumens zwischen Kapsel und Motor und die Verstärkung der darin auftretenden Luftschallschwingungen durch die Kapseloberfläche, und/oder die Befestigung der Kapselung an einer stark schwingenden Stelle am Motor hervorgerufen werden kann [14].

[1] Primäre Maßnahmen greifen an der Ursache der Geräuschentstehung an, d. h. hier: dem Zylinderdruckverlauf und den Stoßvorgängen an den spielbehafteten Stellen des Kurbeltriebs; sekundäre Maßnahmen beeinflussen die Art der Übertragung und den Übertragungsweg, tertiäre Maßnahmen mindern die direkte und indirekte Luftschallabstrahlung [6].

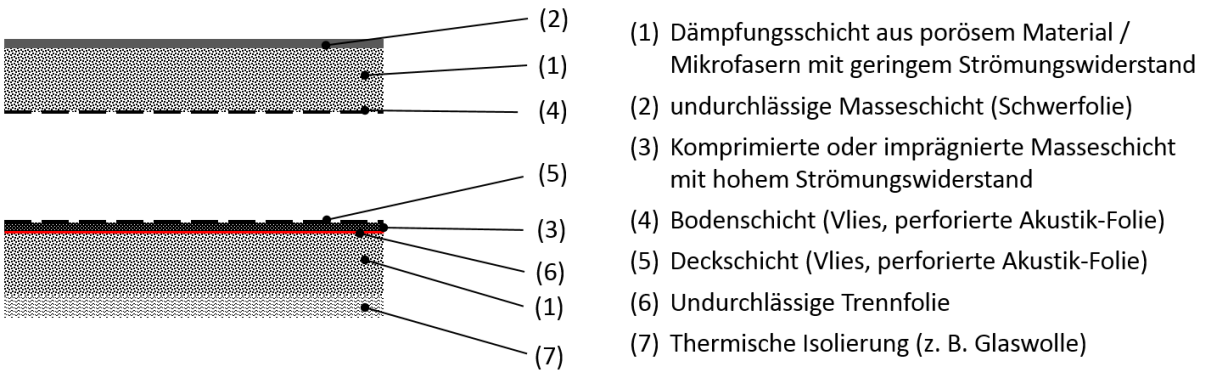


Bild 1: *Geschichteter Aufbau von Kapselungsmaterialien (Beispiele)*

Kapselungsmaterialien sind meist als Mehrschicht-Verbundmaterialien gestaltet. Die wichtigsten funktionalen Schichten sind die Positionen (1-3) in **Bild 1**. Die Dämpfungsschicht ist maßgeblich für die Dissipation von Schwingungen verantwortlich. Sie kann aus Mikro-, Fein-, Mittel- oder Grobfasern oder aus Kunststoffschäumen bestehen. Ihre maximale absorbierende und dämpfende Wirkung erreicht diese Schicht erst bei einer bestimmten Frequenz, die mit steigender Schichtdicke abnimmt [15]. Nach [16] sind offenzellige Schäume zu bevorzugen, die gegenüber geschlossenzelligen einen deutlich höheren Transmission Loss bewirken. Zusammen mit der Masseschicht (Pos. 2 oder 3) bildet sie ein Feder-Masse-Dämpfer-System. Die Masseschicht kann als geschlossene Lage ohne Porosität (2) ausgeführt werden oder als komprimierte poröse Lage mit einem hohen Strömungswiderstand. Diese Lösung zeichnet sich nach [7] durch ein verringertes Gewicht und eine verbesserte Schalldruckpegelreduktion bei mittleren und hohen Frequenzen aus. Eine Masseschicht mit erhöhter Dichte und Strömungswiderstand kann auch durch Imprägnierung einer Oberflächenschicht des Dämpfungsmaterials erfolgen. Dieses Verfahren wird von der Odenwald Chemie GmbH angewendet. Die akustische Wirkung der so erzeugten Absorber- Materialien wurde in [17] numerisch und experimentell in verschiedenen Aspekten untersucht. Häufig weisen Absorbermaterialien weitere Schichten auf, z. B. ein Vlies oder eine perforierte Akustik-Membran an der der Oberfläche, eine thermisch isolierende Glaswoll- oder Silikatfaserschicht an der Unterseite für die Montage an heißen Oberflächen, oder auch dünne Sperrfolien an der Oberfläche der durchlässigen Masseschicht oder zwischen der Dämpfungsschicht und der durchlässigen Massenschicht. In [9] und [17] erhöhen solche Folien den TL des Materials deutlich.
In diesem Beitrag geht es darum, ausgehend von den bereits bekannten und erprobten Materialkonzepten Gestaltungsmöglichkeiten für die dämpfende Schicht zu untersuchen, die eine Verbesserung der akustischen Wirkung bei guter thermischer Isolationsfähigkeit und geringer Masse ermöglichen könnten. Dies soll zu dem in [18] dargestellten Trend hin zu geringeren Flächengewichten bei gleichzeig höherer Absorptionswirkung automotiv eingesetzten Absorber-Materialien beitragen. Dazu drängt sich eine Analogie auf: Leichte, thermisch isolierende und schall-dissipierende Strukturen in anderen Anwendungen sind Schüttgutdämmungen im energieeffizienten Hausbau sowie Daunen- oder Kunstfaserschichten in Jacken oder Schlafsäcken. In den ultraleichten, hochtemperaturbeständigen und hoch-wärmeisolierenden Aerogel-Granulaten überschneiden sich beide Anwendungsbereiche: sie werden nicht nur als die heute effizienteste Dämmung im Hausbau verwendet, sondern auch als synthetisches High-Tech-Futter für Winterjacken und stellen einen leichten, wasserresistenten, synthetischen und

anorganischen Daunen-Ersatz dar. Dauen kommen aus Kosten- und auch ethischen Gründen nicht für die Serienanwendung am PKW in Frage. Für die akustische Anwendung wurde die Absorptionswirkung von Hühnerfedern in [19] untersucht und unterscheidet sich bei gleicher Masse kaum von der von Glaswolle. Granulate und Matten aus lose verbundenen Fasern synthetischen oder biologischen Ursprungs bestehen wie herkömmliche poröse Absorbermaterialien aus einer festen und fluiden Phase, die an der stark verzweigten und gefalteten Oberfläche durch Grenzschichtreibung miteinander wechselwirken und dadurch neben der Hysterese der einzelnen Phasen zur Umwandlung der akustischen Schwingungen der fluiden Phase in Wärme beitragen. Neben diesen kommt bei losen Granulaten und Faservliesen mit unverklebten, frei gegeneinander beweglichen Fasern eine Festkörper-Festkörper-Grenzschicht-Wechselwirkung hinzu. Ferner können Stoßvorgänge zwischen einzelnen Partikeln die Hysterese-Effekte der Partikel untereinander verstärken, insbesondere bei Partikeln mit deutlichen Masseunterschieden. Deshalb sind solche Mischungen Gegenstand dieser Untersuchung.

In diversen Veröffentlichungen wurde die Absorptionswirkung von Granulaten, insbesondere Gummigranulaten alten Autoreifen, mithilfe von Impedanzrohr-messungen untersucht. Dabei wurde eine Verbesserung der Absorptionswirkung bei kleiner werdender Korngröße nachgewiesen [20–22]. Moretti et.al. stellten für Aerogel-Granulate unterschiedlicher Partikelgröße ein ähnliches Verhalten in Bezug auf den Transmission Loss (TL) im Impedanzmessrohr fest [23]. In [20, 22] wurde für kleine Gummipartikel (<1 mm) eine Verfestigung durch Bindemittel oder durch Kompression als absorptionsverringernd nachgewiesen, während mit zunehmender Korngröße eine absorptionsverbessernde Wirkung durch solche Modifikationen sichtbar wurde. Der Absorptionskoeffizient ist allerdings für Kapselungsanwendungen wenig aussagekräftig, weil er lediglich darüber Auskunft gibt, welcher Anteil der einfallenden Schallleistung vom Material *nicht* reflektiert wird. Für die Wirksamkeit einer Kapsel ist aber der Anteil der an der Materialaußenseite abgestrahlten Schalleistung entscheidend, d. h. der Transmissionsgrad oder der TL in dB. In ihrer mit [20, 22] verwandten Untersuchung einer Mischung aus Nylonfasern, Gummipartikeln und Bindemitteln in unterschiedlichen Anteilen stellen Khan et.al. dem im Impedanzmessrohr bestimmten Absorptionskoeffizienten auch den TL zur Seite, wobei sich mit steigendem Bindemittelanteil ebenfalls eine Abnahme von α zeigt, doch zugleich eine Zunahme des TL [24]. In [16] zeigen gerade Materialien mit einem niedrigen Absorptionsgrad einen hohen TL und damit ein vorteilhaftes Verhalten als für die Anwendung als Kapselmaterial. Für den Anwendungsfall einer Motor-Ölwanne haben Koch et.al. die schwingungsdämpfende Wirkung unelastischer (Sand, Glas, Korund) und elastischer Granulate (Gummi, Polystyrol) nachgewiesen [25]. Dabei wurde bei gleichen Füllungsmassen eine stärkere Schwingungsreduktion für granulares Gummi ermittelt und der vibroakustische und der Masse-Benefit einer Teilbereichsdämpfung an den lokalen Schwingungsmaxima einer Struktur nachgewiesen. Letztere Lösung ist besonders unter Masseaspekten interessant, und für ein gegebenes Strukturdesign anzustreben. Im Folgenden geht es hingegen darum, herauszufinden, mit welchen Granulaten dies mit dem geringsten Masseaufwand möglich ist, wobei Gummipartikel aus EPDM die schwersten sein werden.

2. Versuchsaufbau und Durchführung

Da die hier untersuchten Granulatpartikel untereinander keine ausreichenden Kohäsionskräfte ausbilden, also keine Zug- und Biegespannungen übertragen können und somit allein aufgrund der auf sie wirkenden Gravitationskraft auseinanderfallen würden, muss für ihre Anwendung als Akustik-Bauteil der Materialzusammenhalt äußerlich geschaffen werden. Dafür bieten sich verschiedene und teilweise technisch interessante, leichte Einbettungsstrukturen an, welche Gegenstand einer späteren Veröffentlichung sein werden. In dieser Untersuchung wird auf eine einheitliche und einfache Struktur zurückgegriffen, deren Maße und Eigenschaften bei den Untersuchungen stets beibehalten werden.



Bild 2: *Herstellung der Granulat-Materialprobe(n). Links: grobe Aerogel-Partikel nach dem Einfüllen, Mitte und rechts: Grobe EPDM-Partikel beim Einfüllen.*

Bild 2 zeigt die Basisstruktur und ihre Befüllung mit dem Granulat. Das Granulat wird durch eine Bodenlage, einen Rahmen, und eine Decklage aus einem extrem feinporigen Polyurethanschaum getragen. Dieser ist dauerhaft bei Temperaturen zwischen -40°C und 120°C einsetzbar und hat eine Dichte von 33 kg/m³. Deck- und Bodenlage haben eine Dicke von 10 mm und bedecken eine Fläche von 365 x 165 mm. Auf die Bodenlage wird ein meist 20 mm hoher Rahmen mit den gleichen Außenmaßen und einer Aussparung von 350 x 150 mm geklebt. Die so entstandene „Wanne“ wird gewogen, und Granulat eingefüllt, geglättet, nachgefüllt, erneut geglättet, bis das die Füllung die Kantenhöhe des Rahmens erreicht hat. Nach einer erneuten Wägung zur Bestimmung der Granulatmasse wird von der Rahmenoberseite die Schutzfolie abgezogen, welche eine Klebeschicht abdeckt, und ebenso von der Unterseite der 10 mm dicken Decklage. Beim Verschließen wird die Decklage auf den Rahmen geklebt und so das Granulat eingeschlossen. Bei einigen wenigen Füllungen gestaltet sich das Verschließen durch Aufkleben der Decklage schwierig: manche Granulatpartikel werden durch die Klebeschicht angezogen, bleiben an ihr haften und machen sie so wirkungslos. In Fällen, wo so ein Spalt zwischen Rahmen und Deckschicht geöffnet bleibt, wird die gesamte Seitenfläche mit Packband umklebt. So, aber meist ohne zusätzlichen Packband-Verschluss konnten die Granulat-Schaum-Dämpfungsmatten auf dem Prüfstand entweder auf einer steifen Al-Platte oder einem dünnen Blech montiert werden (siehe **Bild 4**).

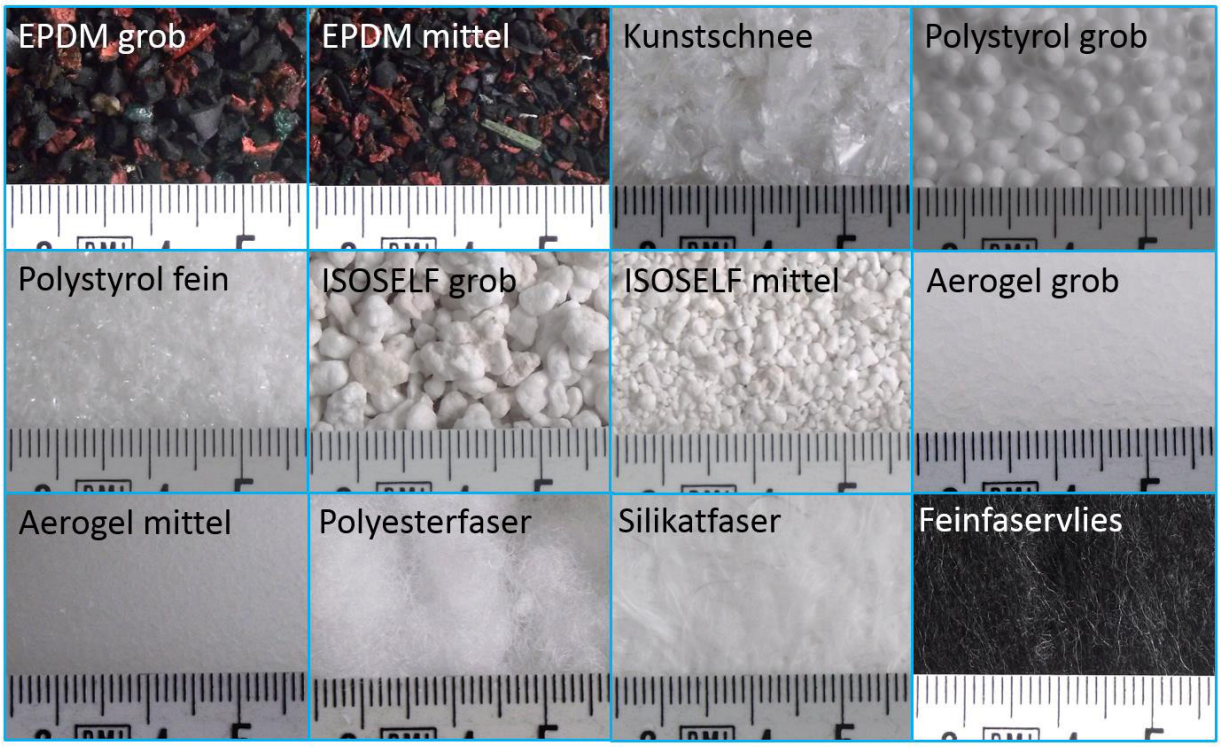


Bild 3: *Untersuchte Granulate in Kamera-Nahaufnahme mit Zentimetermaß. Das ultrafeine Aerogel fehlt aus technischen Gründen.*

Tabelle 1: *Untersuchte Granulate*

Bezeichnung	**Werkstoff**	**Korngröße [mm] / Faserfeinheit [dtex]**	**Granulat-dichte [kg/m³]**	**Wärmeleit-fähigkeit [W/(m*K)]**	**Anwendungs-temperatur dauerhaft max. [°C]**
EPDM grob	EPDM	2,0…6,0	450	0,07	120
EPDM mittel	EPDM	0,5…2,0	470	0,07	120
Kunstschnee	PE-Folie	>2,0	55	0,05	80
Polystyrol grob	PS	2,5…3,5	18	0,03	100
Polystyrol fein	PS	0...2,5	93	0,04	100
ISOSELF grob	Perlit	2,0…6,0	100	0,05	800
ISOSELF mittel	Perlit	0,5…2,0	100	0,05	800
Aerogel grob	SiO_2	1,2…4	79	0,012	800
Aerogel mittel	SiO_2	0,1…1,2	86	0,012	800
Aerogel ultrafein	SiO_2	0,002…0,04	42	0,012	800
Polyesterfaser	PET	k. A.	23	0,02	200
Silikatfaser	SiO_2	0,006…0,009	130	0,05	1100
Feinfaservlies	PET	ca. 2 dtex	22 / 44	0,02	240

Die untersuchten Granulate in sind in **Tabelle 1** und **Bild 3** mit ihren Eigenschaften dargestellt. Die Granulatdichte ergibt sich aus dem gleichbleibenden Einfüllvolumen und der jeweils eingefüllten Masse. Die Granulate EPDM und ISOSELF wurden vor der Untersuchung mithilfe von Analysesieben und einer Rüttelmaschine in die Korngrößenbereiche > 2,0 mm, 0,5…2,0 mm, 0,25…0,5 mm und < 0,25 mm aufgetrennt. Die Partikelmengen der beiden kleinsten Größenklassen waren in beiden Fällen zu gering, um damit eine Kammerfüllung darstellen zu können. Die EPDM-Granulate weisen von allen Granulaten die größte Dichte auf, und haben bei

einer Füllhöhe von 20 mm eine dämpfende Massenwirkung. Diese soll durch dissipative Effekte ersetzt, d. h. mit leichteren Materialien dargestellt werden.
Auf dem auf Bild 4 dargestellten Prüfstand werden die mit den Granulaten oder Fasern gefüllten Material-Prototypen auf der Oberfläche einer 18 mm dicken Aluminiumplatte oder der eines 1 mm dicken Stahlbleches befestigt. Im Falle der Platte erfolgt die Befestigung durch einen Rahmen, der das zu untersuchende Material gegen die Platte drückt und zwar mit stets genau der Anpresskraft, bei der sich der letzte sichtbare Spalt zwischen Platte und Material geschlossen hat. Auf der Oberfläche des dünnen Stahlbleches hingegen werden die Materialproben flächig mit doppelseitig klebendem Klebeband befestigt. Nach [17] ist die mit dem Rahmen erfolgende Fixierung des Materials an den Rändern akustisch vorteilhaft.

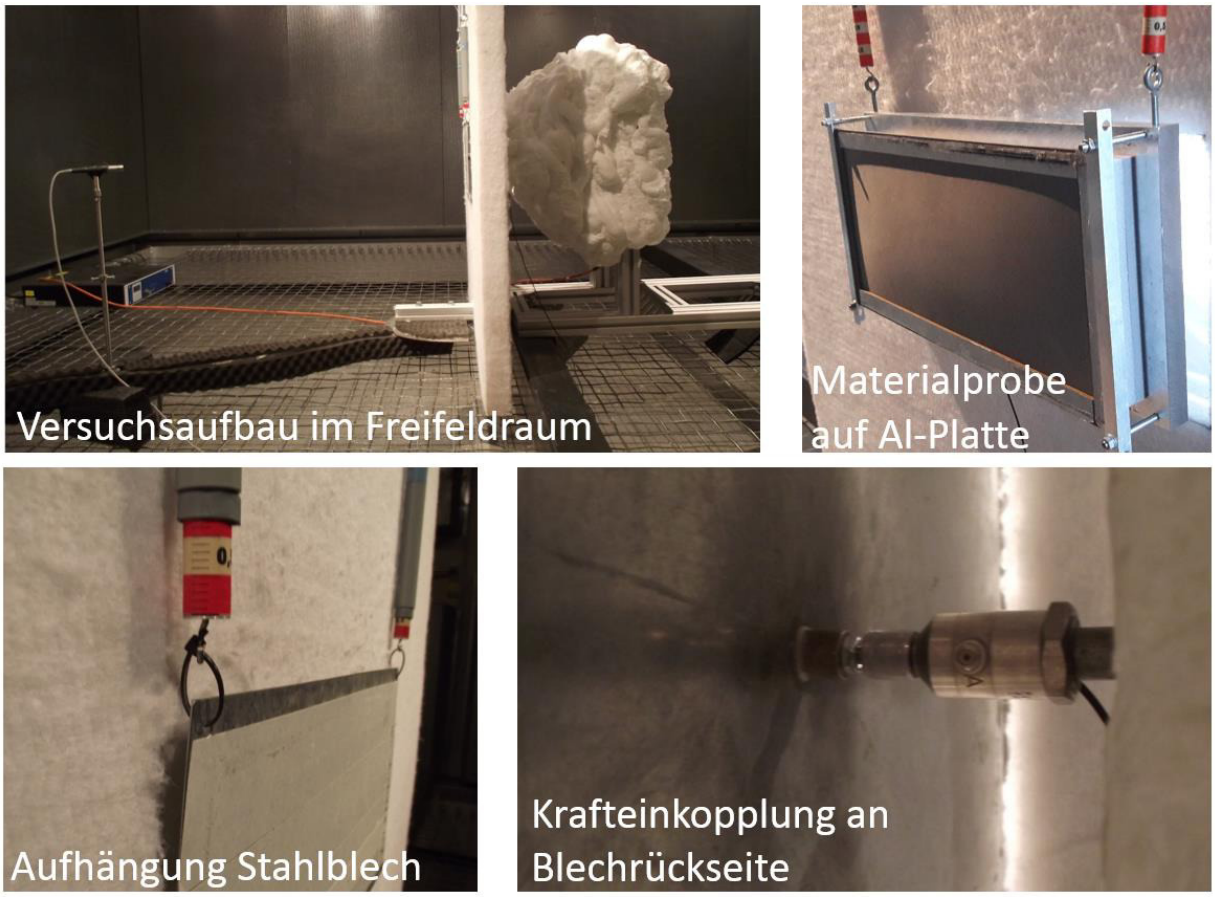


Bild 4: *Versuchsaufbau im Vollfreifeldraum. Oben links: Fernfeldmikrofon auf schwenkbarem Arm vor Stahlblech, rechts dahinter der gekapselte Shaker. Oben rechts: 18 mm Aluminiumplatte mit Materialprobe, durch Rahmen befestigt. Unten links: 1 mm Stahlblech mit Klebebeschichtung für Schaummontage. Unten rechts: Krafteinkopplung von Shaker ins Blech, mit Kraftsensor.*

Platte und Blech werden an ihrer Rückseite von einem elektrodynamischen Schwingungs-erreger durch ein Signal weißen Rauschens angeregt. Die Krafteinkopplung erfolgt steif über einen Impedanzmesskopf, mit dem ein Kraftsignal gemessen und überprüft wird (Bild 4, rechts unten). Durch die passende Aufhängung der Platte oder des Bleches wird die Krafteinkopplung frei von Querkräften gehalten. Der von der Platte abgestrahlte Schalldruckpegel wird mit einem Mikrofon in 90 cm Entfernung vom Plattenmittelpunkt gemessen. Mit dem schwenkbaren Arm, der das Mikrofon trägt (Bild 4, links oben), wird dieses in 10°-Schritten um 180° um die senkrechte Plattenmittelachse rotiert und an jeder der 19 Positionen der Schalldruckpegel und die Anregungskraft aufgezeichnet. Die FFT des

Schalldruckpegels kann räumlich über den Schwenkwinkel der Platte dargestellt werden und ergibt dann die Abstrahlcharakteristik. In dieser Untersuchung werden hingegen die 19 FFT's des Schalldruckes gemittelt, und in Terzdarstellung ausgewertet. So wird der Gerichtetheit der Schallabstrahlung bei höheren Frequenzen Rechnung getragen, wo die Schalldruckmaxima links und rechts der Flächennormale der Platte liegen. Aus der Reduktion des Schalldruckpegels durch das Aufbringen des Materials auf die zuvor ohne Verkleidung angeregte und vermessene Platte ergibt sich der durch das Material bewirkte Transmission Loss (TL) in dB[2]. Wird dieser durch die Masse des Materials geteilt, ergibt sich, natürlich gebunden an den konkreten Versuchsaufbau, der massespezifische Transmission Loss TL/m in dB/kg. Dieser ist für die gegebene Entwicklungsaufgabe eine zweckmäßige Beurteilungsgröße.

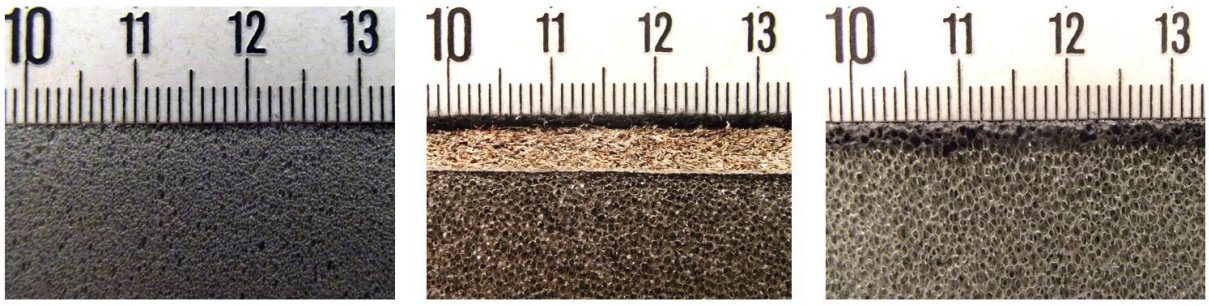


Bild 5: *Trägermaterial und Referenzmaterialen*

Als Referenzen für die Granulat-Materialprototypen wurden drei PUR-Schaum-Materialien auf der Platte vermessen, deren Feinstruktur **Bild 5** zeigt. Das erste ist das bereits erwähnte feinporige Trägermaterial der Granulate und Fasern O.C.-PREN RG 30 XF (links), welches als Referenzmaterial einmal als unbefüllte Hohlkammer und einmal als 40 mm dickes Vollmaterial ohne Masseschicht untersucht wurde, wie es im linken Bild dargestellt ist. Dieses Material erwies sich in einer internen Studie mit diversen Kunststoffschäumen ohne Masseschicht als vergleichsweise leicht und akustisch wirksam. Diesem Referenzmaterial wurden zwei ebenfalls erfolgreiche und leichte PUR-Schaum-Designs zur Seite gestellt, wovon Referenzschaum 1, der von einem Automobil-Zulieferer des Premium-Segmentes stammt, eine organische und relativ undurchlässige Masseschicht mit einer Filzbeschichtung aufweist (mittleres Bild), während bei Referenzschaum 2 die Masseschicht durch Imprägnierung der Oberfläche des PUR erzeugt wurde (rechtes Bild). Die Referenzmaterialien werden sowohl auf der steifen Al-Platte als auch auf dem dünnen Stahlblech vermessen. Die Ergebnisse des absoluten Schalldruckpegels und des berechneten massespezifischen TL sind in **Bild 6** (Al-Platte) und **Bild 7** (Stahlblech) dargestellt. Auf der Aluminiumplatte wurde auch die Granulat-Trägerstruktur mit leerer Kammer vermessen, zeigte aber gegenüber dem Vollmaterial keinen Vorteil.

[2] Hierbei wird dem Umstand Rechnung getragen, dass das Material nur einen Teil der 400 x 200 mm großen Fläche bedeckt, während die Schwingungen des unbedeckten Teils ungehindert abgestrahlt werden. Genaueres dazu in [26].

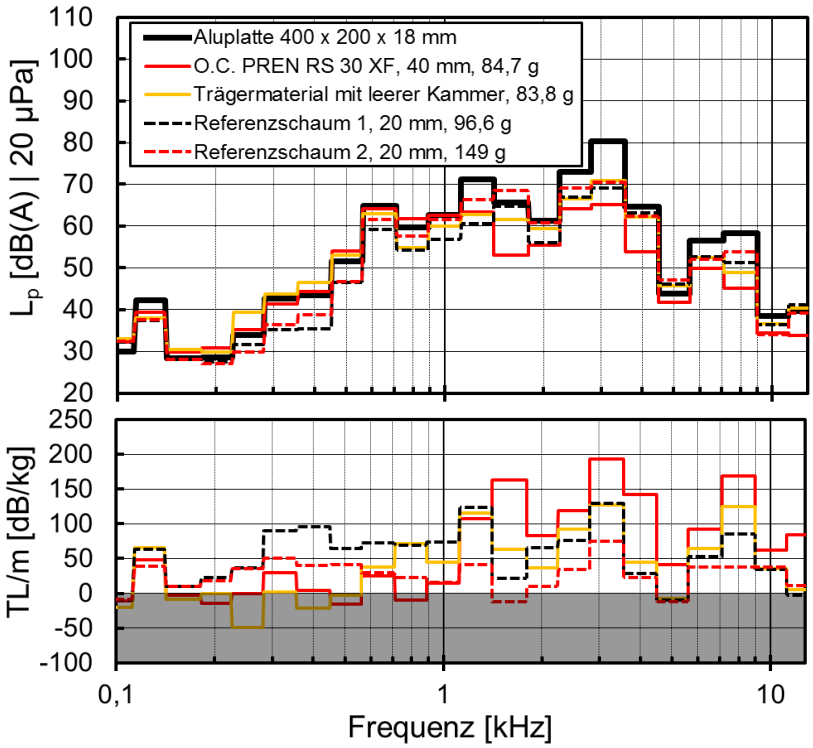


Bild 6: *Schalldruckpegel und massespezifischer TL der Referenzmaterialien auf der Al-Platte*

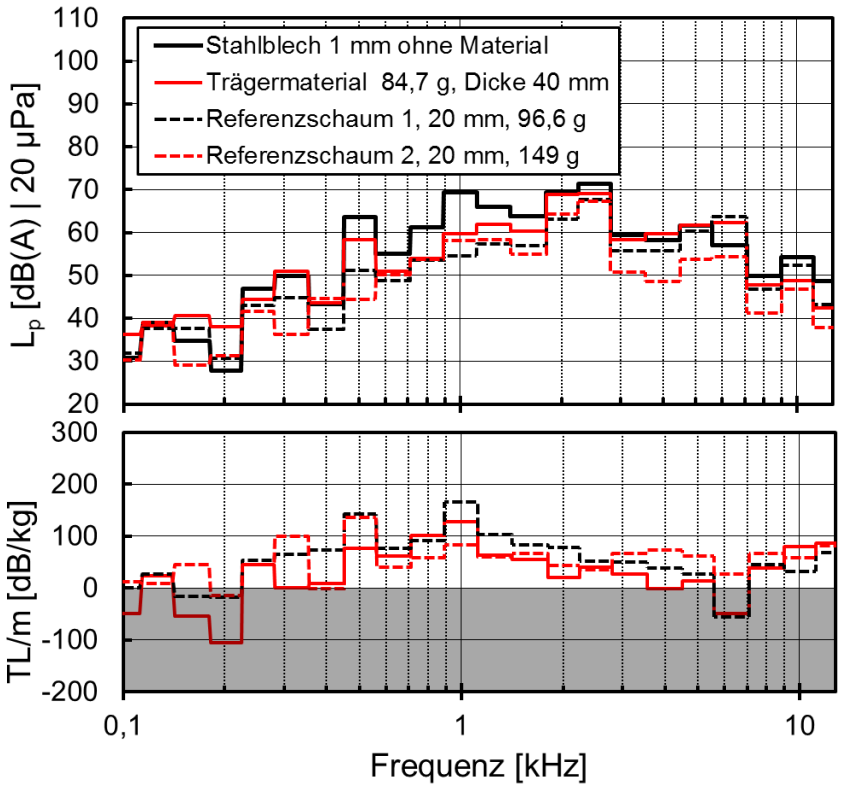


Bild 7: *Schalldruckpegel und spezifischer TL der Referenzmaterialien auf dem Stahlblech*

Auf der Aluminiumplatte ergaben sich für das Trägermaterial bei mittleren und hohen Frequenzen die besten Ergebnisse, bei tieferen und mittleren zeigte hingegen der Referenzschaum 1 die besten Ergebnisse. Auf der Stahlplatte hingegen ergaben sich neben dem Trägermaterial beim Referenzschaum 2 sehr gute Wirkungen. Da die

Referenzschäume Feder-Masse-Dämpfer-Systeme darstellen und dadurch bei Frequenzen unterhalb 0,6 kHz ein in Bild 6 und 7 deutlich sichtbarer zusätzlicher Dämpfungseffekt hinzukommt, werden im Folgenden die Ergebnisse des 40 mm dicken Trägermaterials als Hauptreferenz verwendet

3. Untersuchungsergebnisse

Die beiden *EPDM-Granulat-Materialien* wurden nur auf der Aluminiumplatte vermessen, da aufgrund ihrer hohen Masse eine dauerhafte Klebung auf dem Stahlblech nicht möglich war. Aufgrund der Füllmassen von jeweils mehr als 400 g Granulat bleibt der spezifische TL weit hinter den Referenzmaterialien (und allen anderen) zurück, wie das untere Diagramm in **Bild 8** zeigt. Gegenüber den Referenzmaterialien zeigen sie trotz ihrer hohen Masse keine nennenswerte Verbesserung des Absorptionsverhaltens. Im niedrigen bis mittleren Frequenzbereich zeigt das feinkörnige EPDM-Granulat geringfügige Absenkungen des Schalldruckpegels gegenüber dem grobkörnigen.

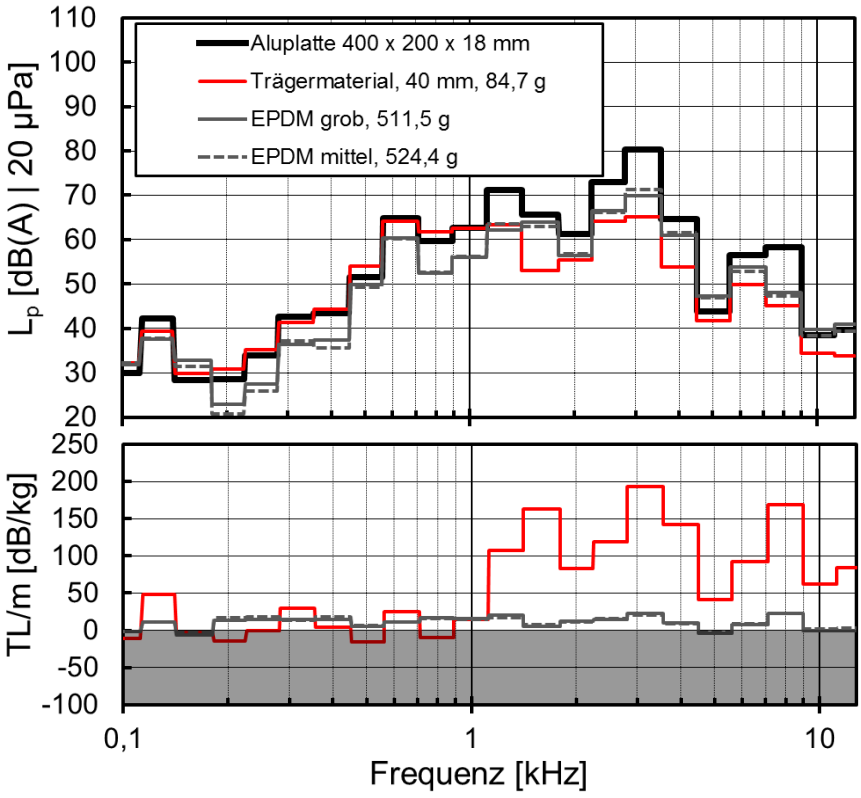


Bild 8: *Schalldruckpegel und spezifischer TL der von EPDM-Granulat-Absorbern auf Al-Platte*

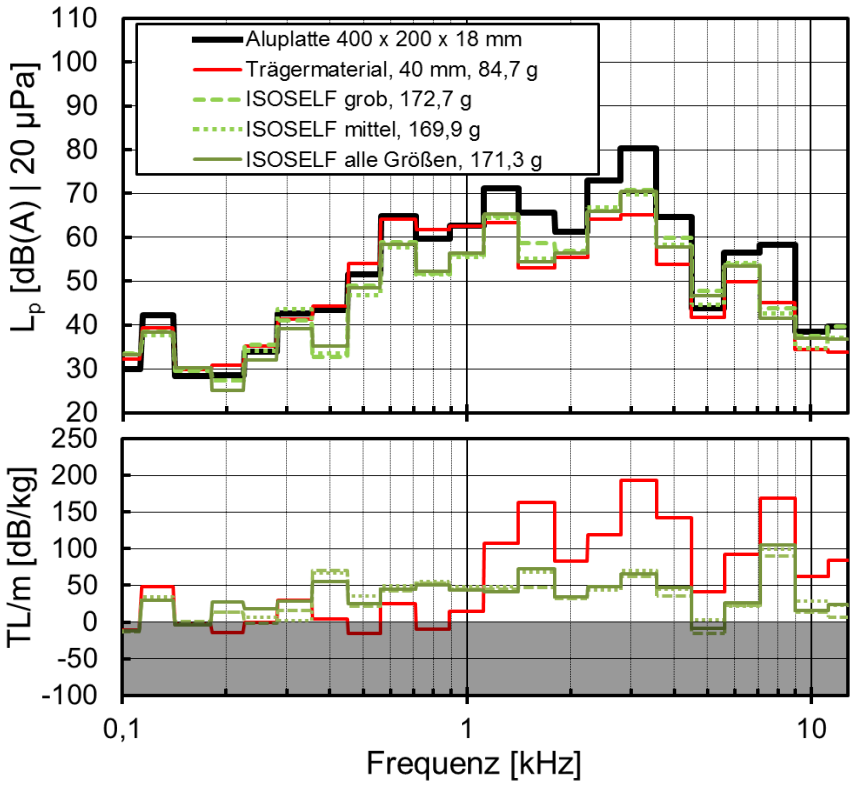


***Bild 9**: Schalldruckpegel und spezifischer TL der ISOSELF-Perlite auf der Al-Platte*

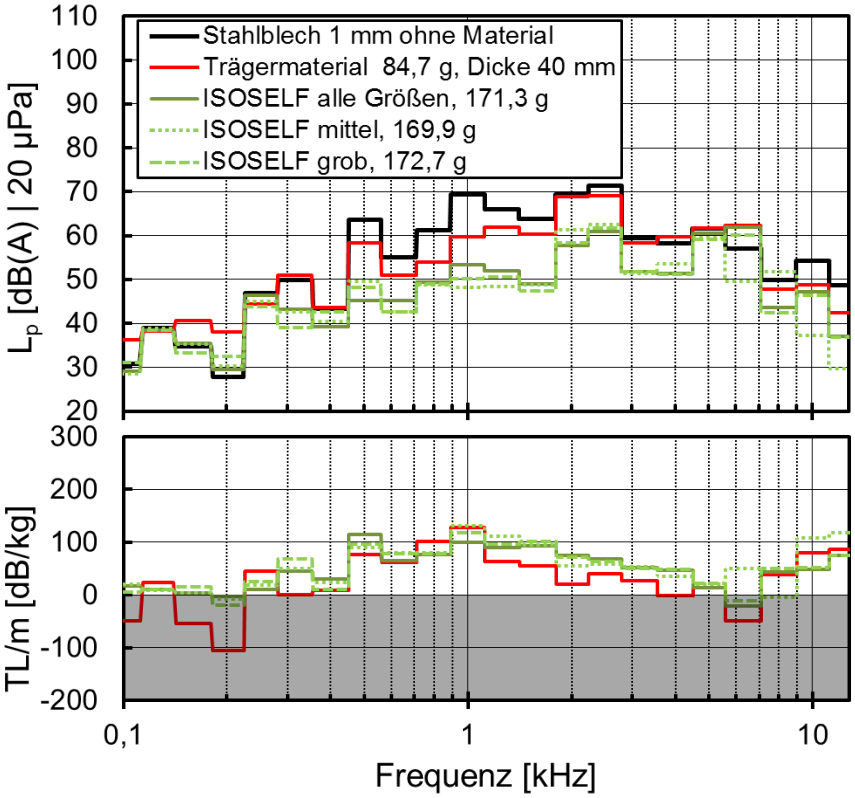


***Bild 10:** Schalldruckpegel und spezifischer TL der ISOSELF-Perlite auf dem Stahlblech*

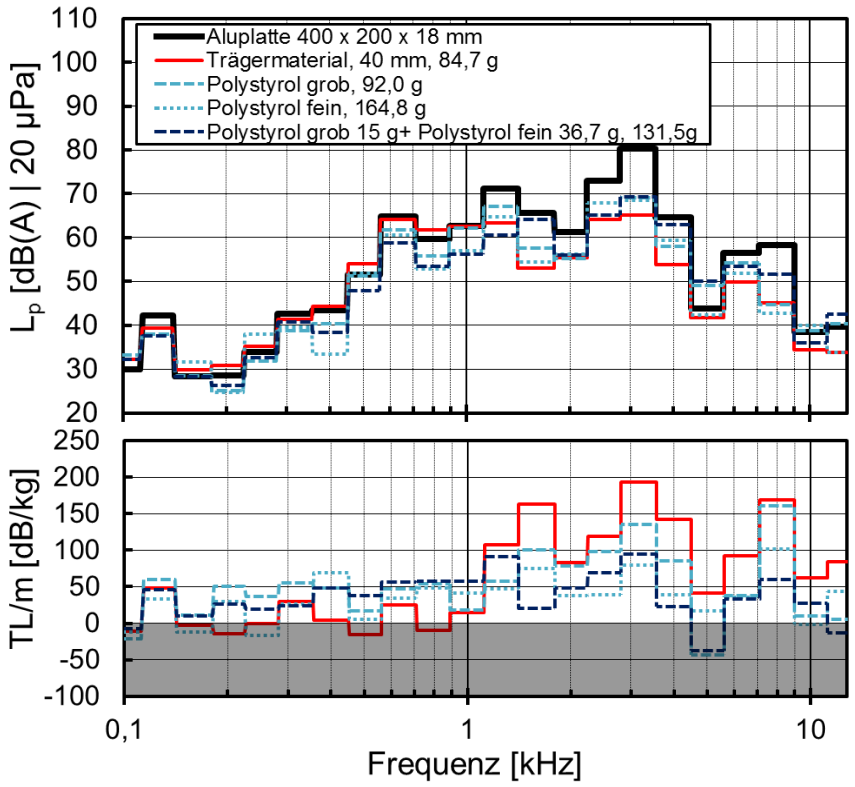


***Bild 11**: Schalldruckpegel und spezifischer TL der Polystyrol-Granulate auf der Al-Platte*

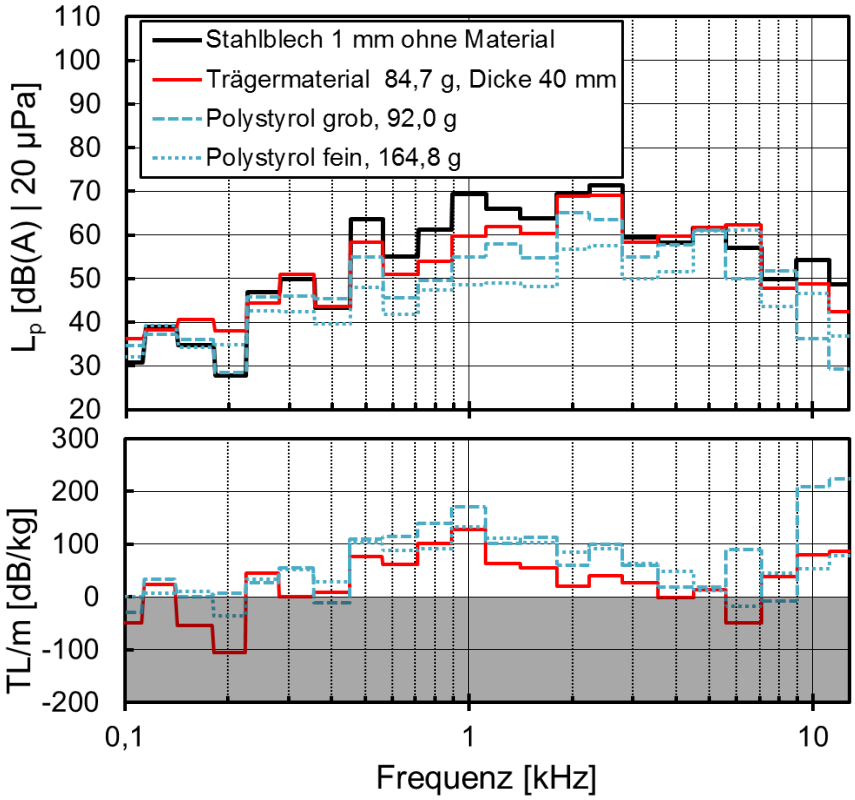


***Bild 12:** Schalldruckpegel und spezifischer TL der Polystyrol-Granulate auf dem Stahlblech*

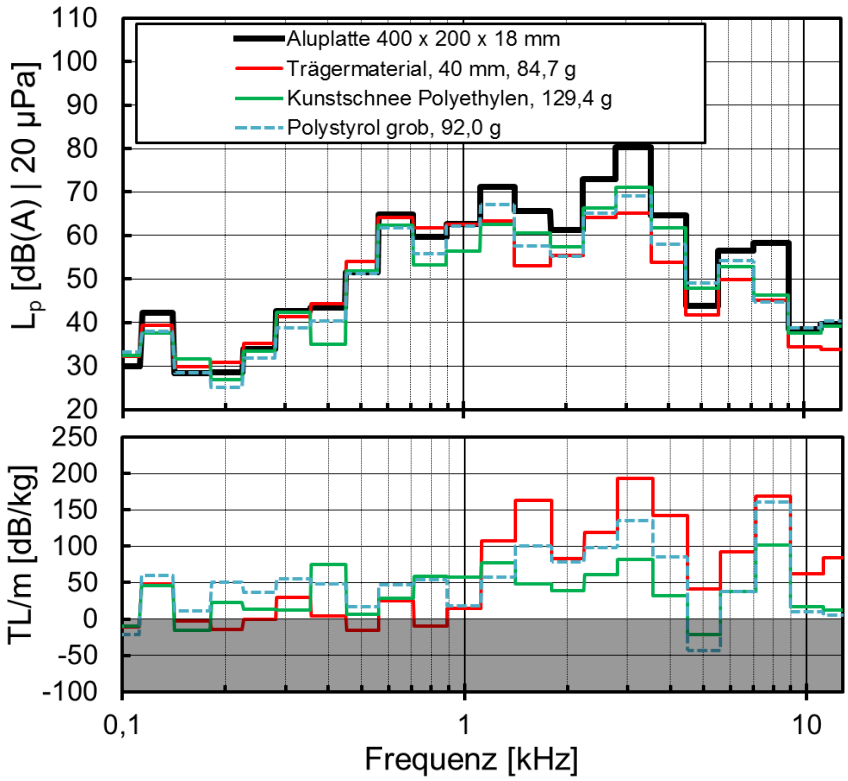


Bild 13: *Schalldruckpegel und spezifischer TL von PE- und PS-Granulaten auf der Al-Platte*

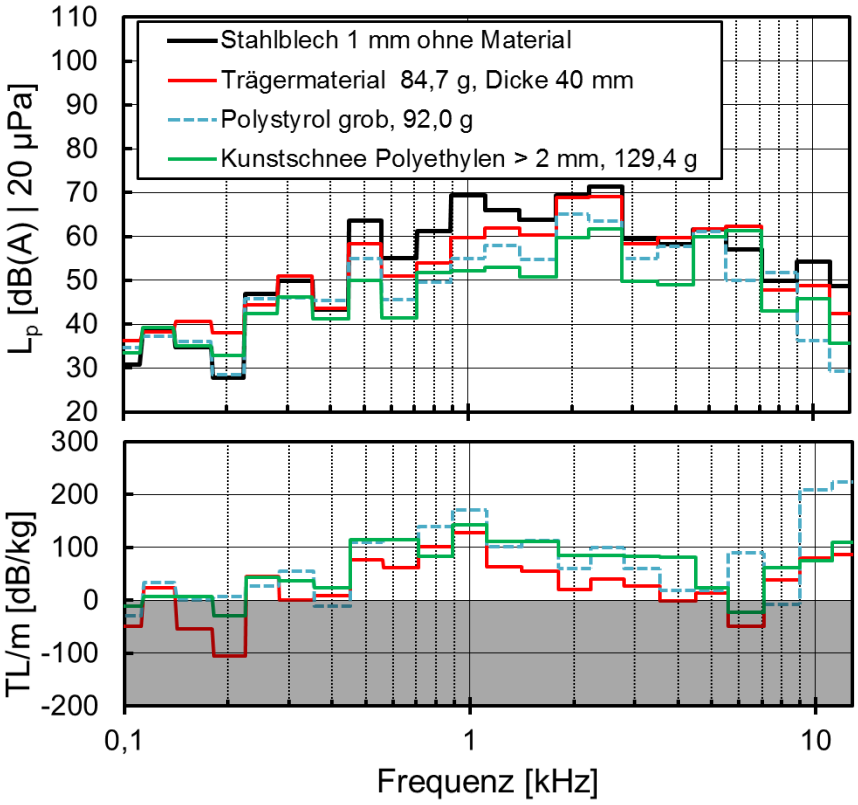


Bild 14: *Schalldruckpegel und spezifischer TL grobkörniger PE- und PS-Granulaten auf dem Stahlblech*

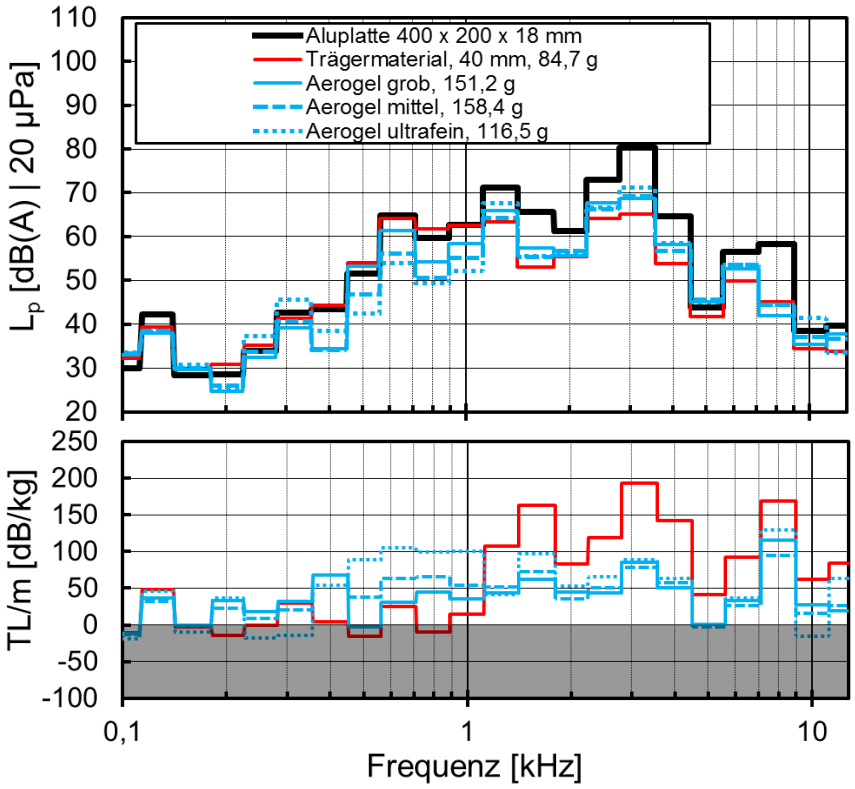


Bild 15: *Schalldruckpegel und spezifischer TL von Aerogel-Granulaten auf der Al-Platte*

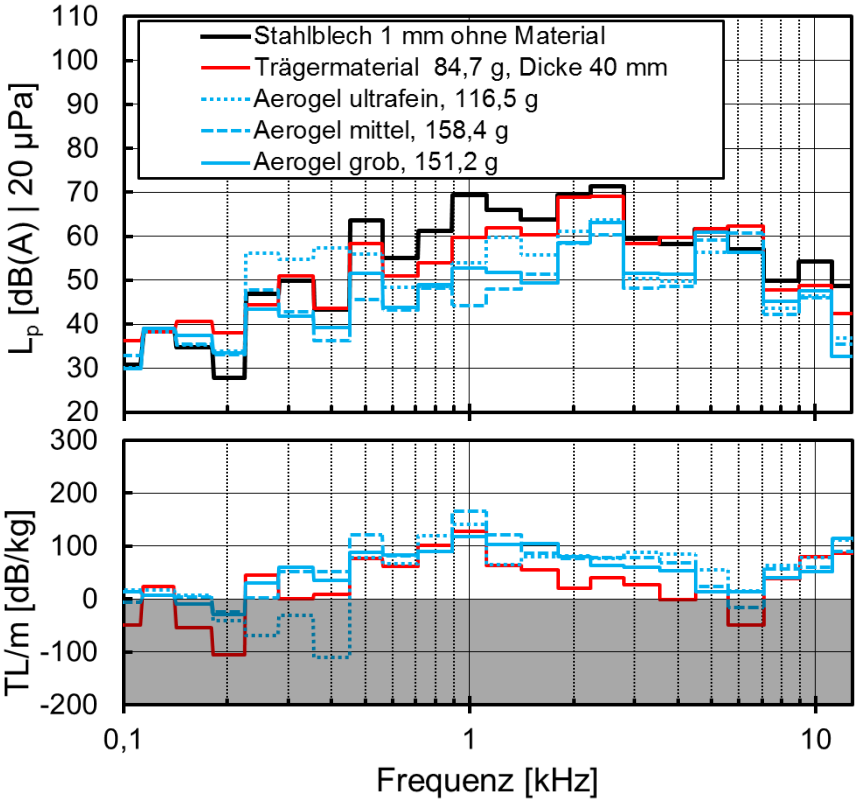


Bild 16: *Schalldruckpegel und spezifischer TL von Aerogel-Granulaten auf dem Stahlblech*

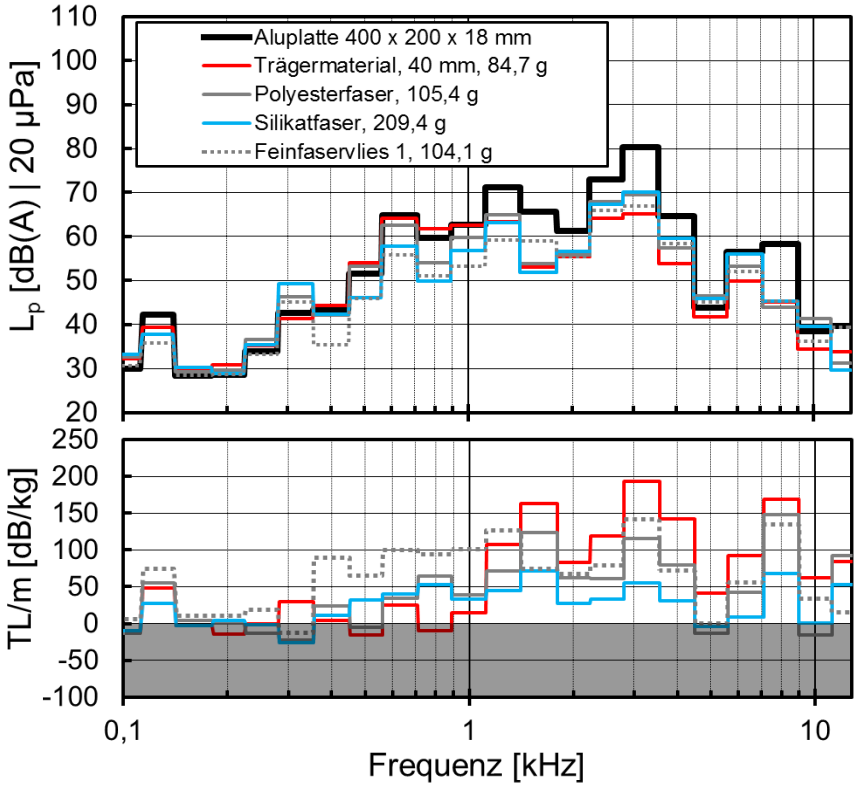


Bild 17: *Schalldruckpegel und spezifischer TL von Faserstoffen auf der Al-Platte*

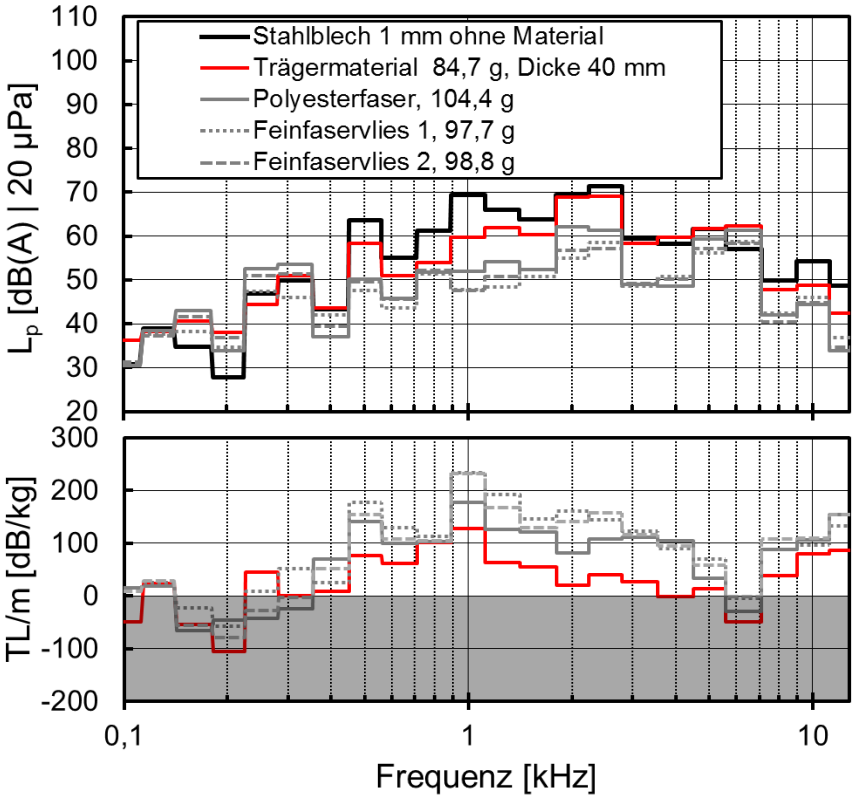


Bild 18: *Schalldruckpegel und spezifischer TL von Faserstoffen auf dem Stahlblech*

Die **Bilder 9** bis **18** zeigen die Wirkung der anderen in Tabelle 1 gelisteten Granulatwerkstoffe anhand des räumlich gemittelten Schalldruckpegels L_p und des massespezifischen Transmission Loss TL/m. Die untersuchten Granulat-

Dämmmatten verbessern gegenüber dem 40 mm dicken Referenzmaterial, die Absorptionswirkung unterhalb 1 kHz. Mit dem Feinfaservlies 1 wird oberhalb 300 Hz die gleiche spezifische Pegelreduktion erreicht, wie mit dem Referenzschaum 1, der durch eine Masseschicht eine zusätzliche Dämpfung erzielt (Bild 6). Die dämpfende Wirkung des Materials oberhalb 1 kHz hängt davon ab, ob sie auf der Aluminiumplatte oder dem Stahlblech montiert wird. Auf der steifen Aluminiumplatte erreicht keines der Granulatmaterialien den absoluten und spezifischen TL des feinporigen Basisschaumes, doch auch die am wenigsten wirksamen Granulate erreichen an den entscheidenden Frequenzen noch Pegelreduktionen um 10 dB – was einer Halbierung des Geräusches in der Wahrnehmung entspricht.
Auf das wenig steife Stahlblech geklebt, kommt die innere Reibung der Granulate stärker zur Geltung und erzielt so in allen Fällen bis etwa 7 kHz eine deutlich höhere Pegelreduktion als das Trägermaterial, dessen Absorptionswirkung hier – ähnlich der der anderen Referenzmaterialien – oberhalb 1 kHz kontinuierlich abnimmt. Bei Frequenzen über 7 kHz gleichen sich die Wirkungen der gefüllten Materialien und der Referenzwerkstoffe meist wieder aneinander an. Die Feinfasern und die Polystyrolgranulate zeigen auch oberhalb dieser Frequenz noch höhere Schalldruckpegelreduktionen als die Referenzwerkstoffe. Im mittleren Frequenzbereich zwischen 0,3 und 1 kHz haben die Granulatmaterialien auch bei dem wenig steifen Blech stärkere Wirkungen als das Trägermaterial. Die Feinfaser- und Polyesterfaserfüllung, aber auch das mittelfeine Aerogel und die Polyethylen-Folien-Partikel (Kunstschnee) zeigen darüber hinaus gleich gute oder bessere Ergebnisse als die Referenzmaterialien 1 und 2, die bei diesen Frequenzen mit ihren Masseschichten eine stärkere dämpfende Wirkung als das leichte und homogene Trägermaterial haben. Die schalldämpfende Wirkung der Einbringung schwerer Partikel in leichtes Granulat wird weiter unten gezeigt.
Die Bilder 9 bis 12 sowie 15 bis 16 stellen die Wirkung von Füllungen gleichen Materials aber unterschiedlicher Korngröße dar. Neben den sonst als Schüttdämmung im Hausbau verwendeten Perlit-Partikeln namens ISOSELF und den groben und feinen Polystyrol-Partikeln wurden auch Aerogele verschiedener Korngrößen als Füllgranulat verwendet. In den Ergebnissen dieser Granulate zeigt sich eine Tendenz der Erhöhung des spezifischen TL als auch der absoluten Schalldruckreduktion mit abnehmender Partikelgröße. Dabei spiegelt sich im Vergleich der Wirkung der groben und feinen Polystyrol-Partikel auch ein Dichteunterschied: bei den grobkörnigen Partikeln handelt es sich um aufgeschäumtes, besonders leichtes Material, die feinen liegen in einem härteren Zustand vor. Die größere Masse der feinkörnigen Polystyrolfüllung hat einen Anteil an ihrer dämpfenden Wirkung. Durch die geringe Dichte der groben Polystyrolpartikel ergibt sich der gleiche spezifische TL wie bei den feinkörnigen Polystyrolpartikeln und dem PE- Granulat, obwohl deren absolute Wirkung in den Bildern 12 bis 14 stärker ist.
Insgesamt zeigen Polystyrol-, Perlit- und Aerogele- keine sehr großen Unterschiede im spezifischen und absoluten TL. Die besten Wirkungen mit den Granulaten konnten mit dem mittelgroben Aerogel-Granulat erzielt werden, doch auch PE-Flocken oder mittelgrobes Perlit erbrachte gute Ergebnisse. Bei Frequenzen oberhalb 0,4 kHz zeigen diese leichten Füllmaterialien gleiche oder höhere Schalldruckreduktionen als die deutlich schwereren EPDM-Partikel, die somit auch aufgrund der vielfach besseren Isolier- und Hitzeeigenschaften der leichten Perlite und Aerogele nicht zur motornahen Anwendung gebraucht werden.
Im Vergleich haben die Feinfasern in **Bild 17** und **Bild 18** die besten Wirkungen vor den ebenfalls untersuchten, krausen Polyesterfasern und den Silikatfasermatten,

welche zwar hochtemperaturbeständig, doch trotz ihrer deutlich höheren Dichte sowohl auf der Aluminiumplatte als auch auf dem Stahlblech eine absolut und massespezifisch geringere Schalldruckpegelreduktion gegenüber den Polyesterfasern und Feinfaservliesen bewirkt. Von allen untersuchten Granulaten sind Feinfaservliese die akustisch wirkungsvollsten. Ihre Füllmasse von 21,6 g folgt im Ranking direkt auf die ungeschlagenen 16,9 g der groben Polystyrol-Kügelchen. Neben den hier dargestellten Feinfaservliesen 1 und 2 wurden drei weitere untersucht, deren Spezifikationen leicht variiert waren.
Die Diagramme von **Bild 19** bis **Bild 23** zeigen die akustische Wirkung weiterer Gestaltungseinflüsse der untersuchten Granulatmaterialien. In Bild 19 wurde die Füllhöhe des Granulates mit der Höhe des Rahmens der Trägerstruktur variiert. Als Granulat diente ISOSELF mit allen vorhandenen Korngrößen von 1…6 mm. In der Bild zeigt sich ein Einfluss der Fülldicke des Granulats auf das von der steifen Aluminium-Platte abgestrahlte Geräusch. Im Frequenzbereich zwischen 0,3 und 3 kHz zeigt sich dieser Einfluss als geräuschreduzierend mit zunehmender Füllhöhe. Diese Wirkung ist allerdings nicht so stark, wie die zur Füllhöhe proportionale Gewichtzunahme des Granulatmaterials, dessen massenspezifischer TL bei der kleinsten Füllrahmenhöhe von 10 mm am höchsten ist. Dies, und auch die eher gering ausfallenden Schalldruckerhöhungen bei einer Halbierung der Füllhöhe gegenüber den vorherigen Versuchen zeigt, dass eine Anwendung des Konzeptes auch bei geringerem zur Verfügung stehenden Raum möglich seinen müsste.
In **Bild 20** und **Bild 21** wurden den mittelfeinen Perlit-Partikeln und dem Polyethylen-Folien-Granulat beim Einfüllen eine dünne Lage aus groben EPDM-Partikeln(>2 mm) hinzugefügt. Diese wiegen 25 oder 29 g, und dienen dazu, die Dämpfung der leichten Granulate zu erhöhen. Die Wirkung ist nicht ganz so stark wie die in Bild 6 sichtbare Erhöhung des TL zwischen 0,3 und 0,7 kHz durch eine Masseschicht auf dem Schaummaterial, dennoch lässt sich an den Schalldruckpegeln unterhalb 0,8 kHz eine solche Absenkung durch die EPDM-Granulate deutlich erkennen. Allerdings trägt sie hier durch die zusätzliche Masse nicht zur Erhöhung des spezifischen TL bei. Ob dies bei genauerer Abstimmung oder z. B. mit Feinfasern als Füllmaterial möglich ist, müssen spätere Untersuchungen zeigen.
Welche akustischen Folgen eine Kompression des Feinvlieses auf 50 % seiner Ausgangsstärke hat, wird in **Bild 22** auf der massiven Aluminium-Platte und in **Bild 23** auf dem dünnen Stahlblech dargestellt. In beiden Fällen ist die Gesamtreduktion des Schalldruckpegels bei komprimiertem Vlies um 2-3 dB geringer. Bei Frequenzen über 4 kHz erzielt die komprimierte Bauweise eine bessere Geräuschreduktion – jedoch nur auf der dünnen Platte, deren Biegesteifigkeit durch das Aufkleben des Materials erhöht wird. Auf der steifen Platte stellt diese Lösung in allen entscheidenden Terzbändern die schlechtere dar. Anders als bei den Granulaten erscheint hier eine Reduktion der Füllhöhe mit nur geringen Einbußen bei der akustischen Wirkung nicht so einfach möglich.

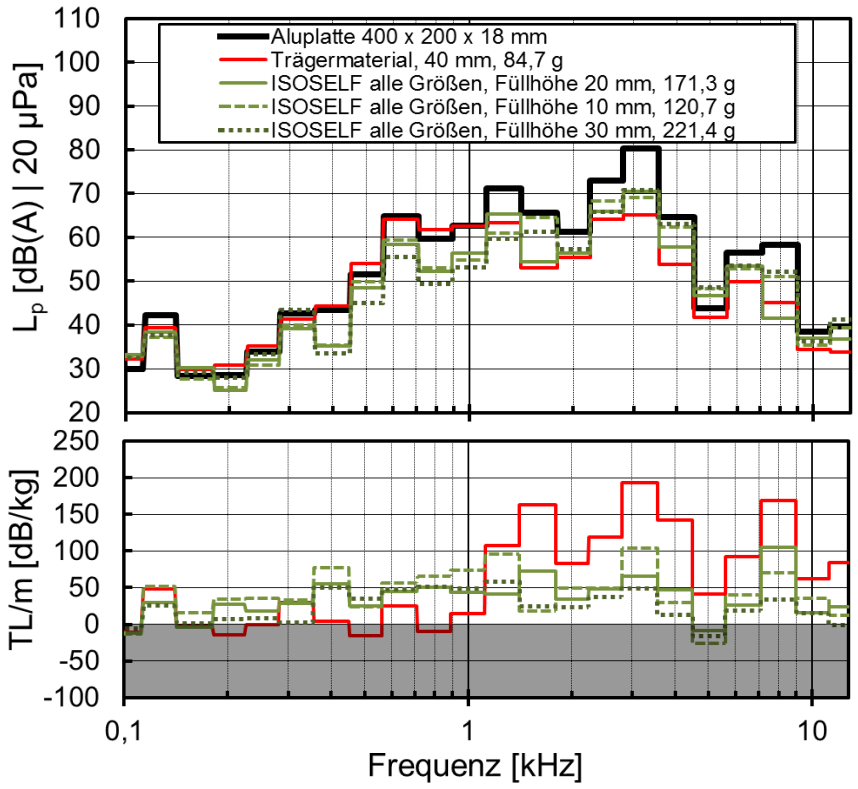


Bild 19: *Schalldruckpegel und spezifischer TL bei verschiedenen Füllhöhen auf der Al-Platte*

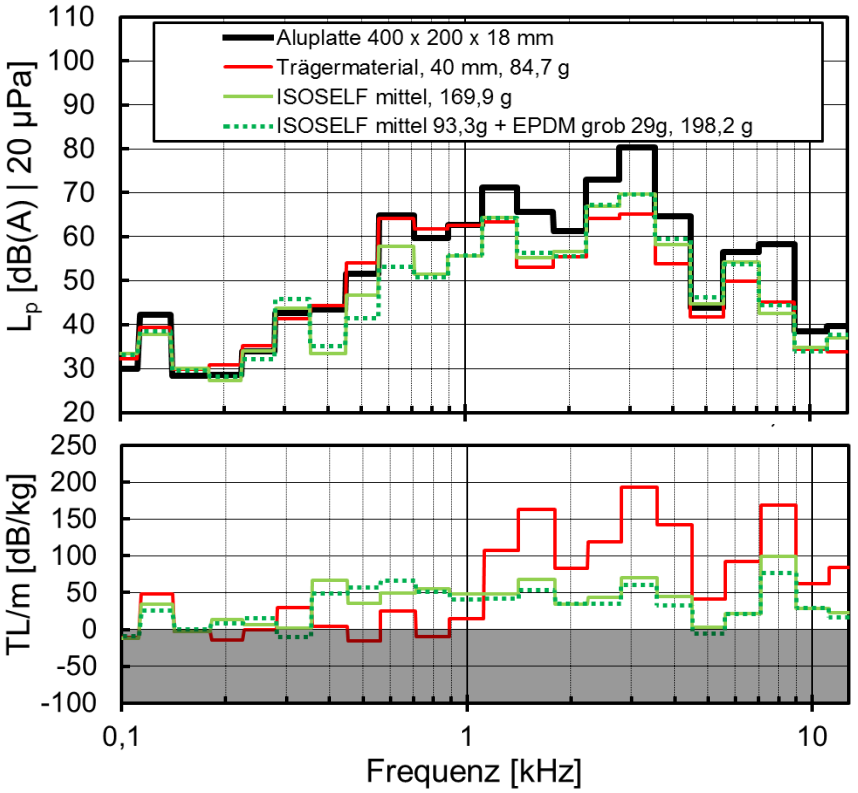


Bild 20: *Schalldruckpegel und spezifischer TL bei Beimengung schwerer Partikel auf der Al-Platte (I)*

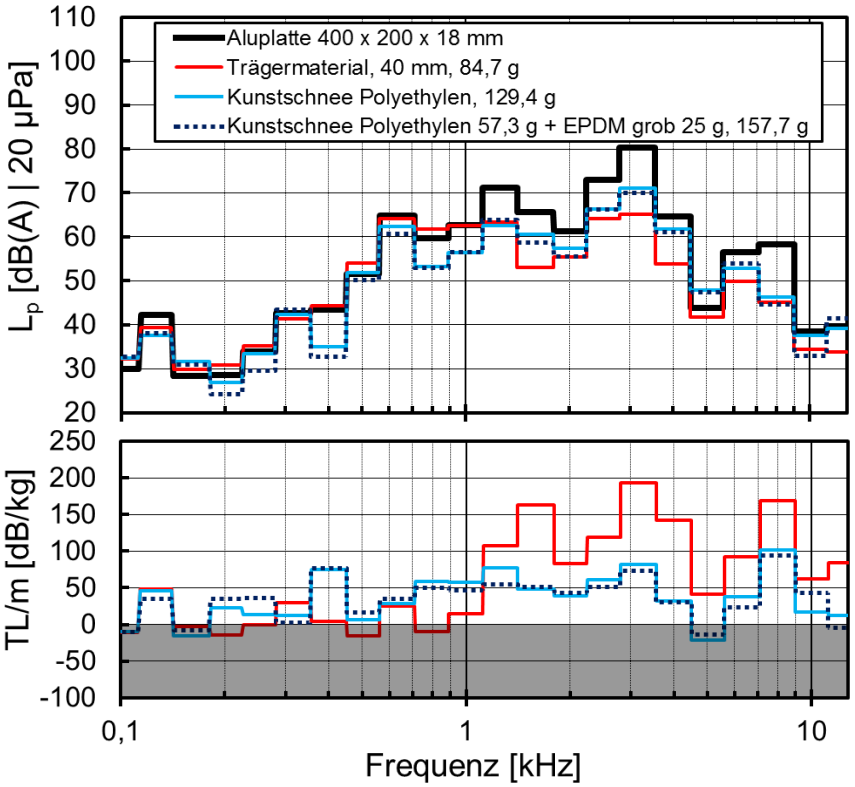


Bild 21: *Schalldruckpegel und spezifischer TL bei Beimengung schwerer Partikel auf der Al-Platte (II)*

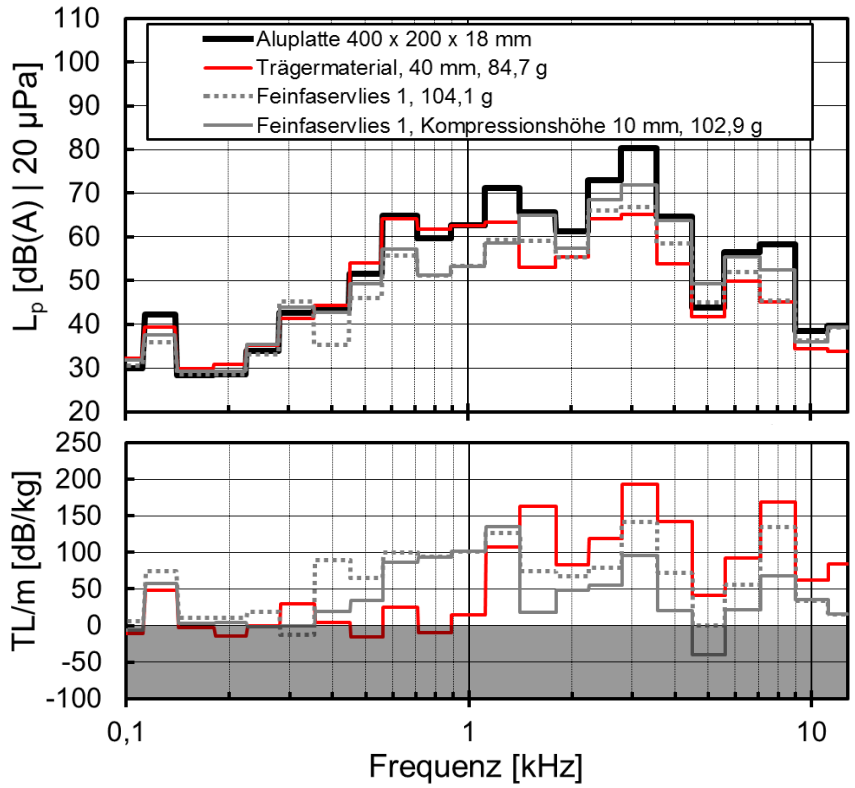


Bild 22: *Schalldruckpegel und spezifischer TL bei Kompression eines Feinfaservlieses auf der Al-Platte*

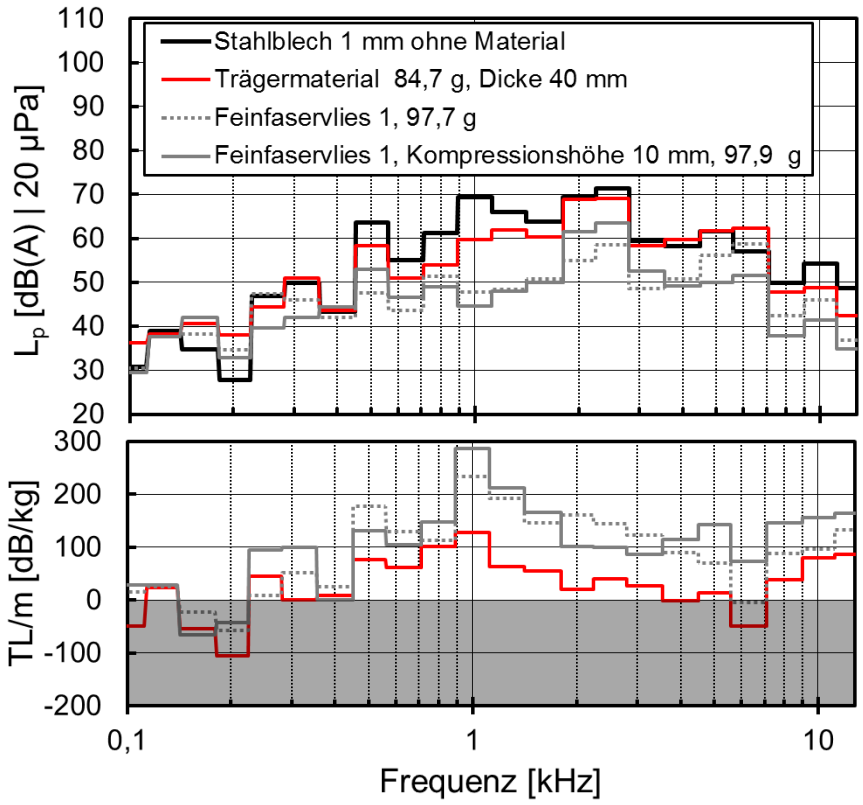


Bild 23: *Schalldruckpegel und spezifischer TL bei Kompression eines Feinfaservlieses auf dem Stahlblech*

4. Zusammenfassung und Ausblick

Die gewonnenen Untersuchungsergebnisse zeigen, dass bereits mit besonders leichten Granulaten – unter ihnen Aerogele – bei Einschluss in einer einfachen und elastischen Kammerstruktur Dämpfungswirkungen in niedrigen Hörfrequenz-bereichen erzielt werden können, die zu erreichen bei klassischen porösen Absorbern bereits den Einsatz einer Masseschicht erfordert. Da die Aufgabenstellung Leichtbauaspekte verfolgt, wurde als Beurteilungsgröße der massenspezifische Transmission Loss TL/m eingeführt und – jeweils gebunden an einen definierten Messfall –, vergleichend und gemeinsam mit den Schalldruckpegelreduktionen in einem Vollfreifeldraum betrachtet. Dabei zeigte sich für alle Granulatmaterial-Prototypen eine Strukturgebundenheit der lärmmindernden Wirkung im Frequenzbereich: an steifen Oberflächen liegt diese Wirkung bei höheren Frequenzen unter dem Niveau herkömmlicher einfacher Akustik-Materialien gleicher Dicke und ähnlicher Masse, während bei einem wenig steifen Blech diese Wirkung durch Granulatmaterialien auch bei höheren Frequenzen durchgängig überboten wird. Damit bietet sich dieses neue Dämpfungs- und Dämmungsmaterialkonzept besonders für stark schwingende Oberflächen an. Die Ergebnisse zeigen, dass mit ausgesprochen hitzebeständigen und leichten Werkstoffen wie Aerogel-Partikeln oder Perlit-Körnern gute akustische Wirkungen erzielt werden können – bei nur geringem zusätzlichem Gewicht. Dabei zeigen Mischungen mit geringeren bis mittleren Partikeldurchmessern gute Wirkungen. Von den Granulatwerkstoffen zeigten die Aerogele die besten Ergebnisse. Insgesamt erwiesen sich Feinfaservliese als akustisch hervorragend wirksame dämpfende Füllstoffe. Mit ihnen wurden die höchsten Gesamtpegelreduktionen und auch die höchsten massespezifischen TL

erzielt. Es handelte sich allerdings um Fasern mit einer begrenzten Hitzebeständigkeit, während hitzebeständige Silikatfasern sich sowohl als schwer als auch akustisch wenig wirkungsvoll herausstellten. An diesem Problempunkt könnten weiterführende Untersuchungen ansetzen, um die Möglichkeit einer hitzebeständigen und akustisch hochwirksamen Faservliesgestaltung zu ermitteln. In nachfolgenden Untersuchungen wären Möglichkeiten zur Kopplung der Granulate/Fasern mit anderen Strukturen zur Erhöhung der Materialdämpfung realisieren und zu untersuchen. Von diesen Möglichkeiten sind einige in diesem Beitrag angedeutet worden.

Danksagung

Die hier durchgeführten Untersuchungen wären ohne die freundliche Unterstützung von der J. H. Ziegler GmbH in Achern, der Odenwald Chemie GmbH in Neckarsteinach, sowie von der Cabot Aerogel GmbH nicht möglich gewesen.

Literatur

[1] EUROPÄISCHES PARLAMENT UND RAT DER EUROPÄISCHEN UNION: *VERORDNUNG (EU) Nr. 540/2014 DES EUROPÄISCHEN PARLAMENTS UND DES RATES über den Geräuschpegel von Kraftfahrzeugen und von Austauschschalldämpferanlagen. VERORDNUNG (EU) Nr. 540/2014*, 2014.

[2] WALLENTOWITZ, H.: *Kraftfahrzeuglabor II Fahrzeuggeräuschmessung*. Aachen: Institut für Kraftfahrwesen RWTH Aachen, 2006. www.maxrev.de/viewtopic,mode,attach,id,23718.htm (abgerufen am 28.04.2018).

[3] SCHÜTZ, T. (Hrsg.): *Hucho - Aerodynamik des Automobils. Strömungsmechanik, Wärmetechnik, Fahrdynamik, Komfort*. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2013.

[4] STEFFENS, C.; KAUTH, M.: Geräuschqualität im Fokus - eine durchgängige Betrachtung im Motorentwicklungsprozess. In: Rottengruber, H.; Henze, W.; Luft, T. (Hrsg.): *Motor- und Aggregate-Akustik. 8. Magdeburger Akustik-Symposium ; Tagungsband [02. und 03. Juli 2014]*. Magdeburg: Universitätsbibl, S. 38–53.

[5] BODDEN, M.; HEINRICHS, R.: Geräuschqualität im Kontext weiterer Fahrzeugattribute: Bewertung durch Kunden in Feld und Labor. In: Behler, G.K. (Hrsg.): *DAGA 2003 - Aachen (Tagungsband)*. Oldenburg, 2003, S. 284–285.

[6] RIEDIßER, W.; RAFF, J.: NVH-Anforderungen an die Einspritzung von modernen Benzin-Direkteinspritzsystemen. In: Tschöke, H.; Henze, W. (Hrsg.): *Motor- und Aggregate-Akustik III. [Beiträge des 6. Magdeburger Akustik-Symposiums]*. Renningen: Expert-Verl., 2011, S. 55–60.

[7] MANTOVANI, M., et al.: Innovative Konzepte zur thermo-akustischen Kapselung des Motorraums. *ATZ Automobiltechnische Zeitschrift*, Band 112 (2010) Heft 1, S. 20–25.

[8] DUVIGNEAU, F., et al.: Entwicklung, Simulation und psychoakustische Bewertung einer motornahen thermoakustischen Vollkapselung. In: Rottengruber, H.; Henze, W.; Luft, T. (Hrsg.): *Motor- und Aggregate-Akustik. 8. Magdeburger*

Akustik-Symposium ; Tagungsband [02. und 03. Juli 2014]. Magdeburg: Universitätsbibl, S. 279–299.

[9] MANTOVANI, M.; BERTOLINI, C.; CAPRIOLI, DAVIDE, COURTOIS, THÉOPHANE, HAUENSTEIN, MICHAEL: Multi-disciplinary methods and application examples for the design of powertrain encapsulations for pass-by noise and CO2 reduction. In: Institut für Mobile Systeme (Hrsg.): *Motor- und Fahrzeugakustik. Vorlesung, Sommersemester 2012*. Magdeburg, 2012, S. 125–139.

[10] WEBER, F.; SCHMIDT, T.; PEUKER, R.: Akustisches Verhalten heißgasführender Bauteile am Verbrennungsmotor. In: Tschöke, H.; Henze, W.; Luft, T. (Hrsg.): *Motor- und Aggregate-Akustik, IV. Mit 6 Tabellen ; [Beiträge des 7. Magdeburger Akustik-Symposiums]*. Renningen: Expert-Verl., 2012, S. 229–240.

[11] WEBER, F.: Acoustic relevance of exhaust gas components in terms of airborne noise. *ATZ Automotive Acoustics conference, Zürich, Conference Proceedings* (2011).

[12] MEIER, C.; BIKKER, S.; MAYER, P.: Der neue 4-Zylinder Dieselmotor in der E-Klasse - das NVH-Konzept. In: Rottengruber, H.; Henze, W.; Luft, T. (Hrsg.): *Motor- und Aggregate-Akustik. 9. Magdeburger Symposium ; Tagungsband*. Magdeburg: Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg IMS-EMA, 2016, S. 3–9.

[13] LUFT, T.: *Aktive und passive Schallreduktion am Dieselmotor*. Dissertation Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Magdeburg, 2015.

[14] GALLINAT, J.: Akustikanforderungen und Effizienz einer Motorkapsel im Großserieneinsatz. In: Rottengruber, H.; Henze, W.; Luft, T. (Hrsg.): *Motor- und Aggregate-Akustik. 8. Magdeburger Akustik-Symposium ; Tagungsband [02. und 03. Juli 2014]*. Magdeburg: Universitätsbibl, S. 254–271.

[15] FUCHS, H.V.: *Schallabsorber und Schalldämpfer. Innovative akustische Konzepte und Bauteile mit praktischen Anwendungen in konkreten Beispielen*. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2007.

[16] MANTOVANI, M.; LEHMANN, D.: Functional and Material Acoustic Optimization integrated into Underbody Systems for Vehicle Performance Improvement. *SAE Technical Paper 2007-01-2350* (2007).

[17] SCHRADER, P., et al.: Numerische und experimentelle Parameterstudien zum akustischen monosubstrater Twinlayer für automotive Anwendungen. In: Rottengruber, H.; Henze, W.; Luft, T. (Hrsg.): *Motor- und Aggregate-Akustik. 9. Magdeburger Symposium ; Tagungsband*. Magdeburg: Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg IMS-EMA, 2016, S. 252–272.

[18] MOOS, E.: Light Weight for Aerodynamic, Acoustic and Thermal Management Improvements in Underbody Applications. *SAE Technical Paper 2014-01-1036* (2014).

[19] KUSNO, A., et al.: CHICKEN FEATHER: AN ALTERNATIVE OF ACOUSTICAL MATERIALS. *ICSV 24 International Congress on Sound and Vibration - Conference Proceedings* (London, 2017).

[20] HOROSHENKOV, K.V.; SWIFT, M.J.: The effect of consolidation on the acoustic properties of loose rubber granulates. *Applied Acoustics*, Band 62 (2001), S. 665–690.

[21] SOBRAL, M., et al.: Mechanical and acoustical characteristics of bound rubber granulate. *Journal of Materials Processing Technology*, Band 142 (2003), S. 427–433.

[22] SWIFT, M.J.; BRIŠ, P.; HOROSHENKOV, K.V.: Acoustic absorption in re-cycled rubber granulate. *Applied Acoustics*, Band 57 (1999), S. 203–212.

[23] MORETTI, E., et al.: Thermal and acoustic properties of aerogels: preliminary investigation of the influence of granule size. *Energy Procedia*, Band 111 (2017), S. 472–480.

[24] KHAN, A., et al.: Acoustical properties of novel sound absorbers made from recycled granulates. *Applied Acoustics*, Band 127 (2017), S. 80–88.

[25] KOCH, S., et al.: Vibration reduction in automotive applications based on the damping effect of granular material. *ATZ Automotive Acoustics Conference Proceedings* (2017).

[26] SCHRADER, P., et al.: The Noise Reduction Potential of Lightweight Acoustic Metamaterials - a Numerical and Experimental Study. *ATZ Automotive Acoustics Conference Proceedings* (2017).

Numerische und experimentelle Untersuchung der Schalldämmung thermischer Abschirmbleche

Aylin Welder, Peter Schrader, Thrivikraman Ranganathan, Andreas Hubert, Hermann Rottengruber

Abstract

Demands for a small power-to-mass-ratio of modern ICE are not only satisfied by downsizing and modern ignition and injection methods but also by the integration of different functions in single engine components which promises weight reduction. New aspects are added to well-known requirements and components are focused for research and development which were designed in a simple manner in the past. In this study thermal shieldings of thin metal sheets should be designed in a manner that they not just keep back the heat in the exhaust compartment but also reduce the noise radiated from their surface or even the overall engine's noise. This goal is pursued by testing different variants of three-layer-shields which show different perforation diameters and numbers of the inner thin metal sheet, different insulation materials like technical insulation paper and mineral fibers of continuous filaments at the middle layer and different surface designs at the top metal sheet promising a higher stiffness or benefits in noise radiation. These designs are investigated with acoustical measurements on an acoustic engine test bench and by numerical simulation. The latter uses excitations gained at the real engine and absorption curve measurements in an impedance tube in order to reproduce the damping behavior of the different variants. The acoustical effects of the shields are compared in simulation and experiments to gain knowledge in the acoustical design of thermal hieldings and to figure out preferable variants and measures.

Kurzfassung

Der Forderung nach einem geringen Leistungsgewicht moderner Verbrennungsmotoren wird in der Automobilindustrie nicht nur durch Downsizing und moderne Zünd- und Einspritzverfahren genüge getan, sondern auch durch die Integration verschiedener Funktionen in einzelne Motorkomponenten, die eine Gewichtsersparnis verspricht. Die herkömmlichen Anforderungen werden um neue Aspekte erweitert, und damit mit vergleichsweise geringem Aufwand entwickelte Teile zum Gegenstand aufwändiger FuE-Aufgaben. In dieser Untersuchung geht es darum, dünnwandige Bleche zur thermischen Abschirmung so zu gestalten, dass sie neben dieser Aufgabe eine möglichst hohe Reduktion des aus dem Bereich des Abgaskrümmers eines 4-Zylinder-Dieselmotors abgestrahlten Motorgeräusches bewirken. Dies geschieht unter Beibehaltung der Grundform der doppelwandigen Abschirmbleche bei gleichzeitiger Variation verschiedener Gestalteigenschaften der doppelten Blechstruktur der Abschirmung. Am inneren Blech werden unterschiedliche Perforationen erprobt, die sich im Perforationsdurchmesser, der Lochungsdichte und in ihrer Oberflächenbeschaffenheit unterscheiden. In der Zwischenlage kommen unterschiedliche hitzebeständige Dämm- bzw. Dämpfungsmaterialien wie technisches Papier und Silikatfasermatten zum Einsatz. Die Oberfläche des äußeren Bleches wird in strukturierter Form und in glattem

Zustand betrachtet. Die numerische Untersuchung geht von am realen Motor gemessenen Anregungsgrößen sowie von Absorptionscharakteristiken der beteiligten Materialen aus der Untersuchung im Impedanzrohr aus und betrachtet die äquivalente Schallleistung der verschiedenen Varianten. Diese werden als Prototypen gefertigt und ihre Wirkung in einem Halbfreifeld-Akustik-Motorprüfstand mithilfe von Mikrofonen, Beschleunigungs-aufnehmern, sowie mit Laservibrometrie und Mikrofonarraymessungen untersucht. Die Wirkung der verschiedenen Gestaltungsvarianten wird mit den Simulationsergebnissen und derjenigen einer einfachen, herkömmlichen Bauteilgestaltung verglichen. Aus diesen Ergebnissen werden Erkenntnisse zur optimalen akustischen Gestaltung dünnwandiger thermischer Abschirmteile abgeleitet.

1. Einleitung und Stand der Technik

Die gesellschaftlichen Entwicklungsanforderungen an moderne PKW-Verbrennungsmotoren sind primär auf deren Kraftstoffverbrauch und auf die Schadstoffemissionen (besonders NO_x und Ruß/Partikel) gerichtet, und erst danach auf die Geräuschemission des Motors, welche insbesondere im langsamen innerstädtischen Verkehr zur allgemeinen Geräuschbelästigung beiträgt und auf diese Weise einen gesundheitspolitischen Aspekt hat. Diesem müssen PKW-Hersteller durch die Einhaltung gesetzlich vorgeschriebener Grenzwerte der beschleunigten Vorbeifahrt Rechnung tragen, welche in den nächsten zehn Jahren sukzessive abgesenkt werden [1]. Genauso muss der Kundenwunsch nach erhöhtem Geräuschkomfort in der Fahrgastzelle erfüllt werden, welcher bei niedrigen Fahrgeschwindigkeiten durch das Motorgeräusch dominiert wird [2, 3].
Die Einhaltung der Schadstoff-Emissionsgrenzwerte in realitätsnahen Fahrzyklen ist heute nur durch zusätzliche Abgasnachbehandlungssysteme möglich. Diese benötigen hohe Abgastemperaturen, um effiziente Schadstoff-Konvertierungsraten darzustellen. Um die Wärmekonvektion von abgasführenden Teilen wie dem Abgaskrümmer zu verringern, werden deshalb Abschirmungen eingesetzt, welche durch das Zurückhalten von Wärme das Temperaturgefälle zwischen Abgas und der unmittelbaren Umgebung des Krümmers verringern und so einer Abkühlung des Abgases im Abgasstrang entgegenwirken. Erreichen sie eine hohe thermische Dämmwirkung, führt das durch Verkürzung der Phase des Katalysatorheizens mit hohen thermischen Verlusten und einem späten Verbrennungsschwerpunkt auch zu einer Verringerung des Kraftstoffverbrauches bei gleichzeitig gesenkten Emissionen. Bei den Abschirmungen handelt es sich meist um dünnwandige Blechstrukturen, die aufgrund ihrer direkten Anbindung an den Motor sowie die Aufnahme von Motor-Luftschall zu Schwingungen angeregt werden und ähnlich wie eine Lautsprechermembran eine Verstärkung der Schallabstrahlung an der entsprechenden Motorseite bewirken. Entsprechend **Bild 1** aus [4] kann die Schallabstrahlung einer Abgaskrümmer-Schirmung knapp 8 % der Gesamtschallleistung des Motors ausmachen und bildet so nach Ölwanne, Ventildeckel und Lichtmaschine einen bedeutenden Einzelstrahler, dessen Gestaltung nicht nur eine hohe Wärmerückhaltefähigkeit[1], sondern auch eine Minimierung der Geräuschabstrahlung verfolgen muss.

[1] Ein hierbei wenig betrachteter möglicher Folgeaspekt ist die höhere Temperatur und langsamere Abkühlung des Turboladers, welche nach dem Motorstopp und damit dem Ende der Ölzirkulation zur thermischen Zersetzung des Öls, Partikelbildung und infolgedessen zur Schädigung des Laders führen kann.

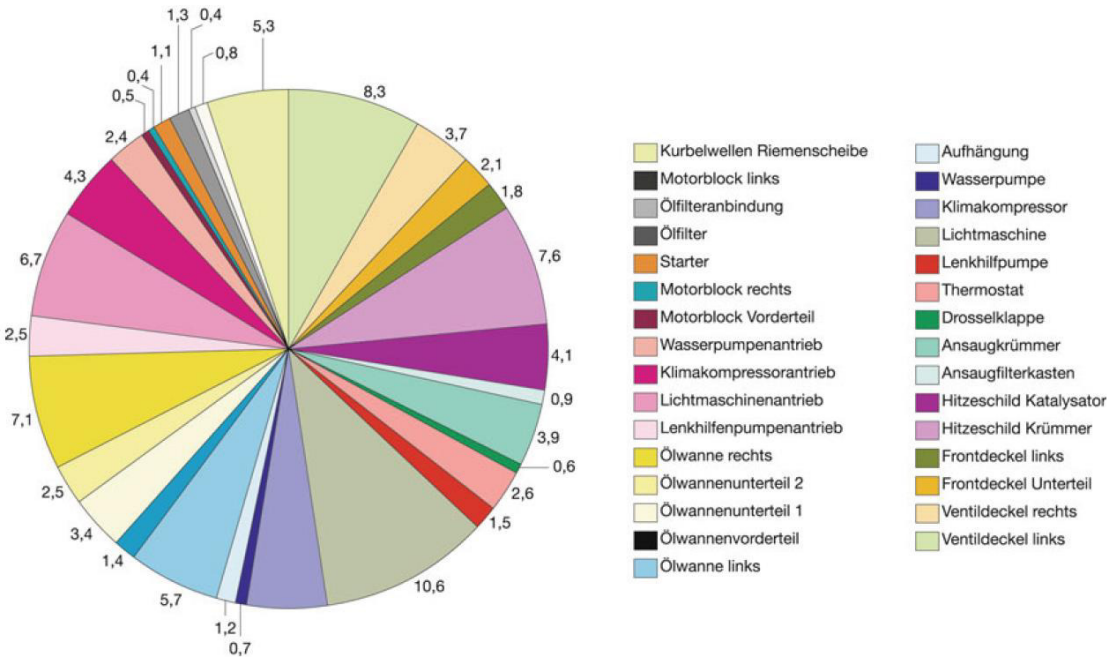


Bild 1: *Ergebnis der Intensitätsanalyse eines Ottomotors bei n=6000 U/min nach [4]*

Ansätze zur akustischen Optimierung von Schirmungen sind nach [5]:

- die Strukturversteifung der Schirmung durch Rippen und Sicken,
- die Verwendung mehrlagiger Werkstoffe mit dämpfenden Schichten (z. B. in [6]),
- die gedämpfte Anbindung oder Entkopplung von der Motorschwingung, sowie
- die schall- und schwingungsabsorbierende Gestaltung mit entsprechenden Materialien.

Insbesondere der letztgenannte Ansatz wird in dieser Untersuchung verfolgt. Die Schwingungsabsorption muss bei Temperaturen von bis zu 900 °C unter der Schirmung erfolgen, sodass eine ganze Reihe sonst üblicher Dämmmaterialien wie Polyurethan-, Polyester-, Polyether-, Melaminharz-Schäume, und viele Faserarten aufgrund ihrer Schmelz- oder Zersetzungstemperaturen sowie fehlender Feuerfestigkeit als Akustik-Werkstoffe entfallen. In Betracht kommen somit hochtemperaturbeständige, anorganische Werkstoffe mit Dämpfungs- und Dämmungseigenschaften, wie Stein- und Glaswolle, Keramikfasern, Vermiculite, Schottpartikel, aber insbesondere SiO_2-Fasern („Silikatfasern“), welche gesundheitlich unbedenklich sind und alle Vorgaben der EU-Vorschriften 1967/548 (2008/58, 30. ATP/31. ATP), 1991/689 (2001/118) sowie 1999/13, 2004/42 und 648/2004 erfüllen [7]. Eine weitere Möglichkeit stellen metallische Werkstoffe dar, die, als mit feinen Perforationen versehene Membranen oder als feinmaschige Gitter einfallende Schallwellen in Wärme umwandeln und somit absorbieren können, wenn ihr Porendurchmesser entsprechend der Theorie mikroporöser Absorber[2] auf die zu absorbierenden Frequenzen abgestimmt ist. Eine nicht nur durch Sicken versteifte, sondern auch schallabsorbierend konzipierte Schirmung ist mit der grauen Variante auf der linken Seite von **Bild 2** dargestellt Ihre Schallabsorption wird durch eine wenige mm dünne Basalt-Steinwollschicht bewirkt sowie das feinmaschige

[2] Eine ausführliche Darstellung der Theorie akustisch wirksamer Mikroperforationen mit allen wichtigen Einflussfaktoren findet sich in [8] , Seiten 103 ff.

Metallgitter, das die Steinwolle fixiert (rechte Seite von Bild 2). Die Abschirmungen wurden für einen 4-Zylinder-Dieselmotor entwickelt.

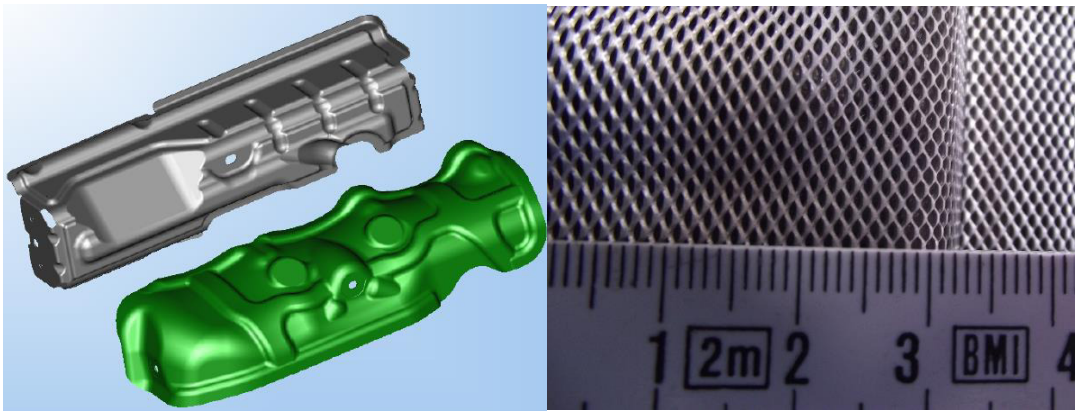


Bild 2: *akustisch optimierte Serienabschirmung (grau) gegenüber Standardvariante (grün) nach [5] (links) sowie Metallgitter an der Innenseite der Serienabschirmung (rechts)*

Sowohl für Abgaskrümmer als auch für Abgasnachbehandlungssysteme wurden in den letzten Jahren thermisch und akustisch wirksame Schirmungen entwickelt, die sowohl die Übertragung von Wärme als auch von akustischen Schwingungen an die Motorumgebung mithilfe von Faser – Werkstoffen dämmen [5, 7, 9, 10]. Dabei werden früher für solche Zwecke verwendete [11, 12], aber inzwischen als karzinogen verdächtigte Keramikfasern durch Silikatfasern ersetzt und mit mikroperforierten Abschirmblechen an Katalysatoren und Abgaskrümmern montiert. Dabei kann die für

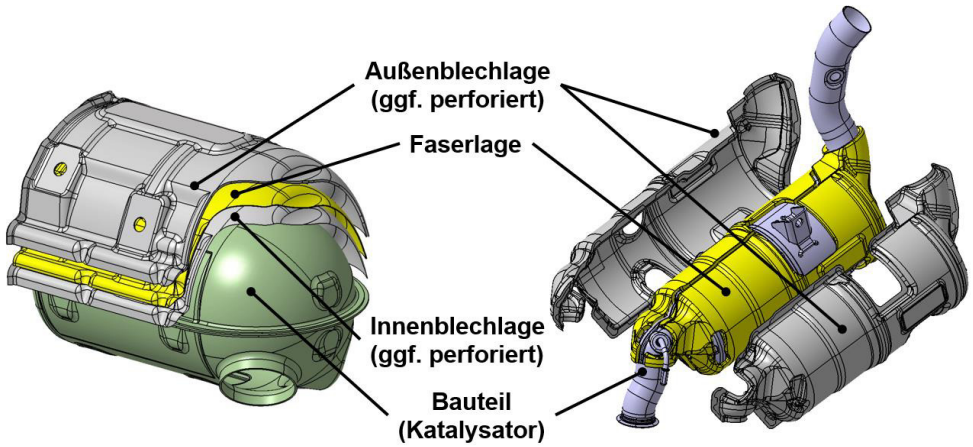


Bild 3: *Blanket-Bauweise in der Produktgruppe ElroTherm Acoustic 1100 (links) und Integralbauweise in der Produktgruppe ElroTherm D (rechts).*

Serienmontage vorteilhafte Blanket-Bauweise verwendet werden, bei der die Fasern von einem inneren und einem äußeren dünnen Blech umschlossen werden. Nicht die Faser selbst, sondern die innere Blechlage liegt auf dem zu dämmenden Bauteil auf, oder lässt einen Luftspalt zwischen Bauteil und Dämmung frei. Die zweite Bauweise ist die Integralbauweise. Hier wird das Fasermaterial an der Oberfläche des zu dämmenden Bauteils aufgebracht und mit der darüber liegenden, oft Perforationen aufweisenden dünnen Blechlage in seiner Position auf dem Bauteil gehalten. Beide Bauweisen sind in **Bild 3** exemplarisch dargestellt.

Silikatfasern sind leicht, temperaturbeständig bis zu 1100 °C, schallabsorbierend, physiologisch und biologisch unbedenklich [13] und deshalb für den Anwendungszweck optimal.

2. Experimentelle Untersuchungen

Die im Folgenden dargestellten Untersuchungen bauen auf dem bisher erreichten Stand der Technik auf. Sie gehen von der in Bild 2 grau dargestellten Serien-Abschirmung aus. Deren dünne Faserschicht aus Basaltwolle wird durch eine 5 mm dicke Silikatfaserschicht ElroTherm V ersetzt. Das in Bild 2 rechts gezeigte Gitter wird durch ein mikrofperforiertes Blech der Dicke 0,25 mm und einer Standardlochzahl von 9 Löchern pro cm² ersetzt.

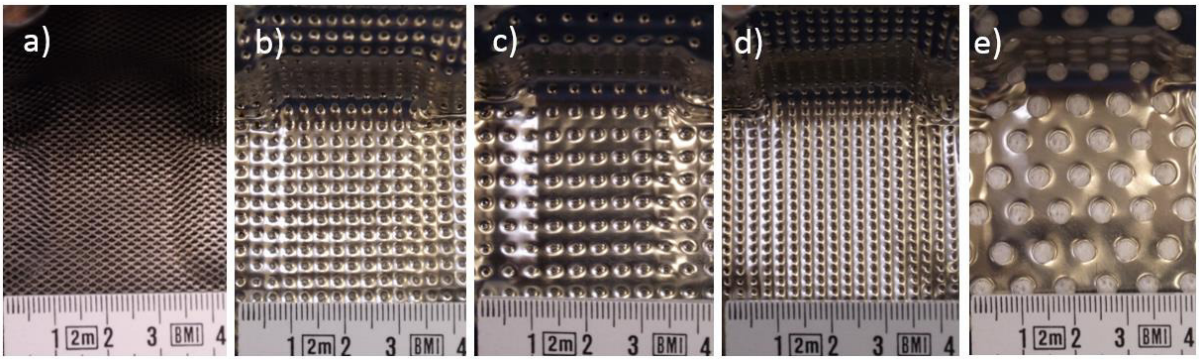


Bild 4: *Perforationsvarianten Innenlage. a) Serien-Abschirmung, b) Standardperforation Variante 3 mit 9 Lö/cm², c) Variante 4 mit 5 Lö/cm² (auch bei Variante 8 und 9), d) Variante 5 mit 21 Lö/cm² und e) Variante 6 mit 2,5 Lö/cm²*

Bild 4 zeigt die in der Studie untersuchten verschiedenen Perforationen der Serien-Abschirmung (a) sowie der Varianten 3 bis 6 (b-e). Die Varianten unterscheiden sich allein in der Gestaltung der Innenlage. Diese und alle anderen in der Studie untersuchten Varianten sind in **Tabelle 1** dargestellt. **Bild 5** zeigt die verschiedenen Gestaltungen der Außenlage, die glatt, genoppt und versickt vorlagen. Mit den Varianten 1 und 2 werden zwei Abschirmungen untersucht, welche anstelle der Silikatfasermatten (ElroTherm V) der Varianten 3 bis 10 ein 1 mm dickes technisches Papier (ElroTherm ECO) enthalten. Mit den Varianten 2 und 7 wird eine genoppte Außenlage gegenüber der sonst glatten untersucht (Bild 5, dritte Abschirmung v. l.). Demgegenüber ist in Variante 8 die Innenlage genoppt, wobei die



Bild 5: *Unterschiedliche Designs der Außenlage, v. l. n. r.: Serien-Abschirmung, Normaldesign, genoppte Varianten 2 und 7, sickenoptimiertes Design Variante 9*

Perforationen im gleichen Muster wie Variante 4 angeordnet sind. Variante 9 unterscheidet sich in der äußeren Formgebung, welche durch Sicken versteift wurde, ohne, dass die Abschirmung nennenswert schwerer geworden ist (Bild 5, rechte Abschirmung). Variante 10 schließlich ist äußerlich völlig identisch mit Variante 3, weist aber ein komprimiertes und schwereres Silikatfaservlies als Dämpfungslage auf. Variante 3 wurde am Motorprüfstand zusätzlich mit einer 10 mm dicken Silikatfaserlage zwischen Abschirmung und Krümmer untersucht.

Tabelle 1: *Charakterisierung der untersuchten Abschirmungsvarianten*

Variante	Beschreibung (Innenlage/Isolation/Außenlage)	Änderung	Masse [g]
0	Serien-Abschirmung (Akustik-Gitter /Basalt-Wolle 2mm / FAL 0,4mm)		242,4
	Dämpfungslage mit Papier		
1	9 Lö/cm²/ ElroTherm ECO 1mm/ FAL 0,4mm		274,0
2	9 Lö /cm²/ ElroTherm ECO 1mm/ FAL 0,4mm genoppt	Noppung ggü. V1	276,5
	Dämpfungslage mit Silikatfaservlies		
3	9 Lö/cm²/ ElroThermV 5mm/ FAL 0,4mm	Vlies ggü. V1	264,5
4	5 Lö/cm²/ ElroTherm V 5mm/ FAL 0,4mm	5 Lö/cm² ggü. V3	262,7
5	21 Lö/cm²/ ElroTherm V 5mm/ FAL 0,4mm	21 Lö/cm² ggü. V3	227,6
6	2,5 Lö/cm²/ ElroTherm V 5mm/ FAL 0,4mm	2,5 Lö/cm² ggü. V3	244,6
7	9 Lö/cm² / ElroTherm V 5mm/ FAL 0,4mm genoppt	Noppung außen ggü. V3	269,1
8	5 Lö/cm² genoppt/ ElroTherm V 5mm/ FAL 0,4 mm	Noppung innen ggü. V4	264,6
9	5 Lö/cm²/ ElroTherm V 5mm/ FAL 0,4mm + Sicken	Sicken außen ggü. V4	270,4
10	9 Lö/cm²/ ElroTherm V 8mm auf 5 mm/ FAL 0,4mm	Vlies kompr. ggü. V3	272,2

Die Absorptionskoeffizienten der verschiedenen Varianten wurden in einem Impedanz-rohr für den Fall des senkrechten Schalleinfalls an der Innenseite ermittelt. Dabei wurden die perforierte Innenlage, die Faserlage und die Außenlage als ebene Schichtungen in das Messrohr eingebracht. Das Absorptionsverhalten für die versickte Variante 9 stellt sich daher genauso dar, wie das der Variante 4. Die Ergebnisse sind in **Bild 6** dargestellt. Sie dienen weiter unten der Berücksichtigung der Frequenzabhängigkeit der Strukturdämpfung in der numerischen Untersuchung. In der experimentellen Untersuchung der Schirmungsbleche am Motor erlauben die Kurven einen Rückschluss darauf, in welchen Frequenzbereichen eine Reduktion der Schallabstrahlung auf die Absorption einfallenden Schalls im Material zurückgeführt werden kann. Dies ist bei allen untersuchten Varianten erst bei Frequenzen größer 1 kHz der Fall. Unterhalb davon ist der Absorptionskoeffizient kleiner 0,2 (Ausnahme: Variante 10) und das Material verhält sich schallhart, d. h. reflektiert einfallenden Schall mit nur geringfügiger Phasenverschiebung. Oberhalb f=1 kHz zeigen sich die Unterschiede im Absorptionsverhalten der Varianten. Im oberen Diagramm von Bild 6 sind die Varianten dargestellt, die sich nur in der Gestaltung der Innenlage, d. h. vor allem der Perforation unterscheiden. Der Vergleich von Variante 4 und Variante 8 (die das gleiche Perforationsmuster haben) zeigt, dass eine Noppung der Innenlage eine geringfügige Verbesserung des Absorptionsverhaltens bewirken kann.

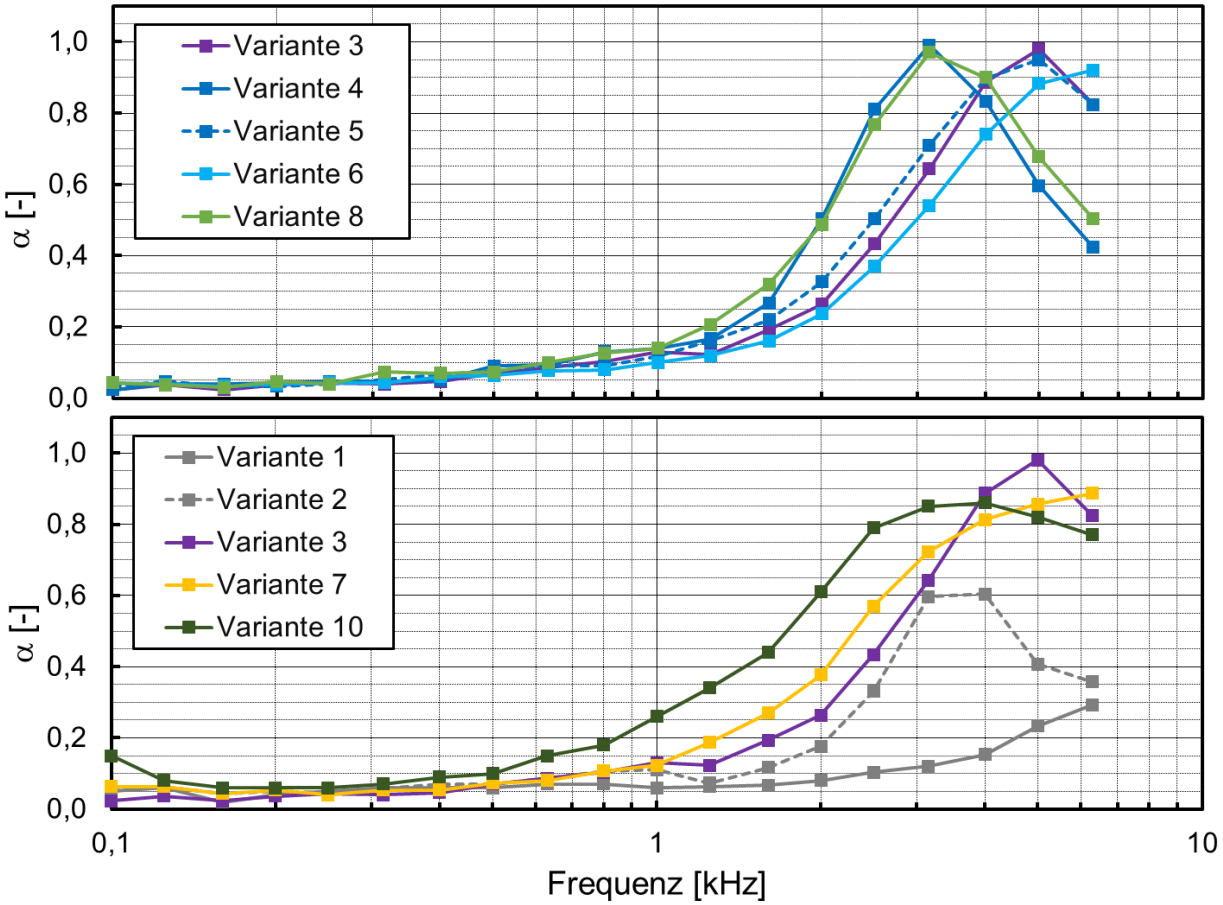


Bild 6: *Absorptionsgrad von perforierter Innenlage, Faserlage und Außenlage der Varianten im Impedanzrohr bei Schalleinfall von der Innenseite*

Variante 4 repräsentiert gegenüber Variante 3 einen um ca. 55 % reduzierten Lochflächenanteil bei gleicher Perforationsgeometrie. Sie ergibt in guter Übereinstimmung mit der Theorie der Mikroperforations-Absorber (MPA) in [8], S.

108 ff. eine Verschiebung der maximalen Absorption vom Terzband 4,5-5,6 kHz hin zum Terzband 2,8-3,55 kHz. Variante 5 zeigt gegenüber Variante 3 einen etwas breiteren Absorptionsfrequenzbereich. Dies entspricht in der Theorie der gegebenen Zunahme der Lochanzahl bei kleinerem Lochdurchmesser und gleichbleibendem Lochflächenanteil. Nach den an genannter Stelle gegebenen Gleichungen ergibt sich für die Variante 6 mit einem hohen Lochflächenanteil und großen Löchern die Verschiebung der Materialresonanz hin zu Frequenzen über 6 kHz, die ebenfalls gemessen wurde. Das untere Diagramm der Bild 6 zeigt die Einflüsse auf das Absorptionsverhalten, welche nicht auf die Perforationsgeometrie der Innenlage zurückgeführt werden können. Alle dargestellten Varianten haben die gleiche Innenlage wie Variante 3. Die Verwendung von 1 mm dickem technischen Papier als Dämpfungslage (Variante 1 und 2) ergibt eine deutliche Verringerung des Absorptionsgrades der Faserlage. Die Verdichtung der Faserlage (Variante 10) führt zur Ausdehnung der Absorptionswirkung hin zu niedrigen Frequenzen. Im Falle der Abschirmungen mit Papier-Dämpfungslage bewirkt eine Noppung der Außenlage eine deutliche Verbesserung der Absorptionswirkung gegenüber Variante 1 ab 1 kHz, mit einem lokalen Maximum zwischen 3 und 4 kHz. Diese kann als Verschiebung der maximalen Absorptionswirkung hin zu niedrigen Frequenzen gedeutet werden. Demgegenüber bewirkt bei der Faserlage der Variante 7 die Noppung eine Erhöhung der Frequenz maximaler Absorption gegenüber Variante 3 und eine Verbreiterung der Dämpfungswirkung. Damit hat sie nach Variante 10 und 8 den dritthöchsten mittleren Absorptionskoeffizienten, gefolgt von Variante 4, 5 und 3.
In der praktischen Anwendung der Abschirmung wird diese nicht nur mit vom Motor abgestrahlten Luftschall beaufschlagt, den sie bei höheren Frequenzen absorbieren kann, sondern sie nimmt an den Befestigungspunkten auch Strukturschwingungen des Motors auf und wird dadurch zum Schwingen angeregt. Entsprechend des im simulativen Teil der Untersuchung angenommenen Zusammenhangs zwischen Absorptionsgrad und frequenzabhängigem Strukturdämpfungsverhalten müsste auch bei Dominanz des Einflusses der Strukturschwingungen auf die Schallabstrahlung der Abschirmungsvarianten eine Korrelation zwischen Schallabstrahlverhalten und Absorptionsgrad feststellbar sein. Ob dies möglich ist, soll mit den Ergebnissen der im Folgenden dargelegten Akustik-Motorversuche gezeigt werden. Sie wurden an einem Vierzylinder-Dieselmotor in einem Halbfreifeldraum durchgeführt.

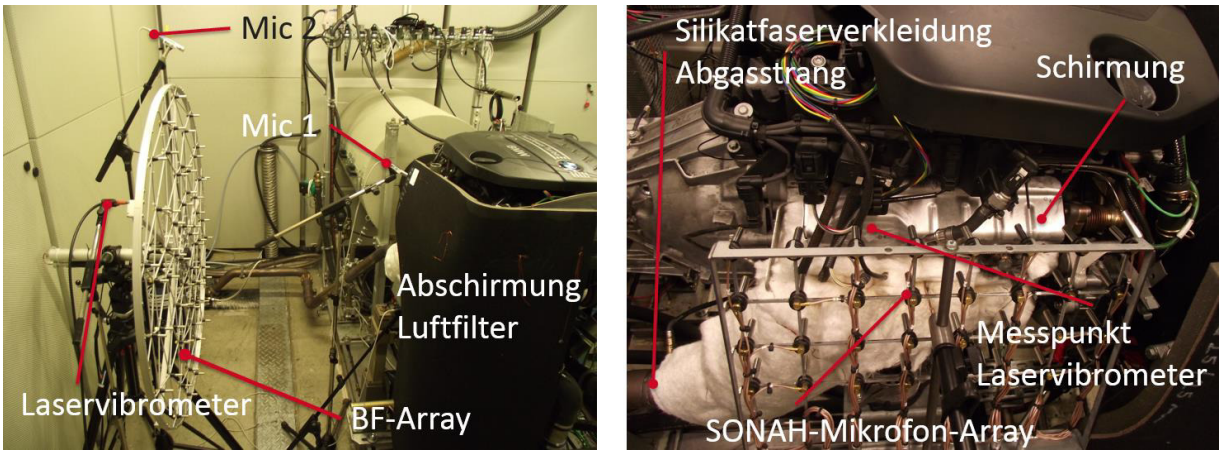


Bild 7: *Aufbau Akustik-Motorversuch. Links: erster Aufbau mit Beamforming-Array zur Lokalisierung der Hauptschallquellen und gerichteten Einzelmikrofonen im Nah- und Fernfeld. Rechts: Mic 1 ersetzt durch SONAH-Mikrofonarray (8x4 Mikrofone)*

Der Versuchaufbau ist in **Bild 7** dargestellt. In ersten Messungen mit dem Beamforming-Mikrofonarray (linkes Bild) wurden der Abgasstrang, der Luftspalt zwischen Abgaskrümmmer und Abgasstrang sowie der Luftfilter als Hauptschallquellen auf der Motorseite identifiziert, welche das Geräusch der Abschirmung an den meisten Frequenzen überlagern. Daher wurden diese Motorteile gedämmt oder abgeschirmt, wie in beiden Bildern der Bild sichtbar ist.
Anstelle des Einzelmikrofons im Nahfeld (Mic 1 auf dem linken Bild) wurde für die hier betrachteten Messergebnisse ein SONAH-Mikrofonarray verwendet, welches gegenüber dem Einzelmikrofon die Auswertung auch der niedrigen Nahfeldfrequenzen ermöglicht, sowie einen akustischen „Blick auf die Abschirmung“. Mit Mic 2 (linkes Bild der Bild) wurde der Schalldruck im Fernfeld gemessen[3]. An dem auf dem rechten Bild der Bild 7 dargestellten Punkt wurden die Schwingschnellen mit einer Laservibrometermesssung erfasst. Der Messpunkt wurde nach dem Ergebnis der Modalanalyse der fixierten Abschirmung im Normaldesign (Variante 1) gewählt. Er liegt auf der in **Bild 8** sichtbaren Maximal-Amplitude, die durch eine Biegemode bei 700 Hz hervorgerufen wird.

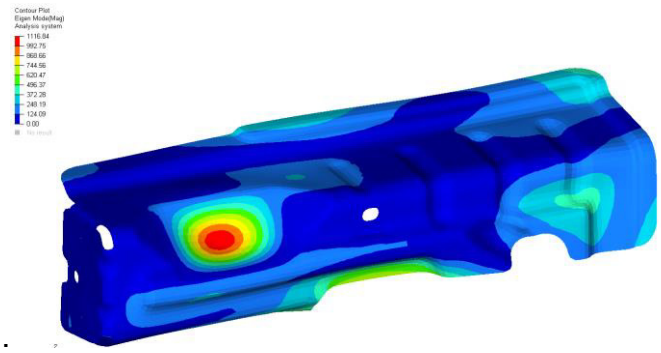


Bild 8: *Überlagerung aller Eigenmoden der Abschirmung in der Modalanalyse von Variante 1 mit globalem Maximum*

Um das akustische Verhalten der Abschirmung repräsentativ für das Betriebsverhalten eines PKW-Dieselmotors darzustellen, wurden Messungen an drei stationären Betriebspunkten durchgeführt. Diese sind in **Tabelle 2** aufgelistet.

Tabelle 2: *Untersuchte Betriebspunkte*

Nummer Betriebspunkt	Drehzahl [U/min]	Moment [Nm]	Leistung [kW]
BP 1	2000	97	20
BP 2	2500	134	35
BP 3	1500-3500	137	21,5-50
BP 4	3500	137	50

Die Messung wurde erst durchgeführt, nachdem die für den Betriebspunkt charakteristische Ladeluft- und Öltemperatur erreicht war sowie unter und über der Abschirmung konstante Temperaturverläufe vorlagen. Zusätzlich zu den Stationär-Messungen wurde für jede Abschirmung ein jeweils 90-sekündiger Drehzahlhochlauf bei konstantem Drehmoment gemessen, für den allerdings keine Arraymessungen im

[3] Die Änderungen des Schalldruckpegels, die sich an diesem Punkt durch Variation des Schirmungs-Design ergaben, sind durch Störeinflüsse geringer als die im Array-Nahfeld und werden deshalb hier nicht betrachtet.

Nahfeld ausgewertet werden können. In diesem Beitrag werden deshalb die Betriebspunkte 1 und 4 als repräsentativ für den Motorbetrieb bei mittleren und hohen Fahrgeschwindigkeiten betrachtet. Die Messergebnisse an Betriebspunkt 2 liefern keine zusätzliche oder widersprechende Erkenntnis und werden zwecks Übersichtlichkeit weggelassen.

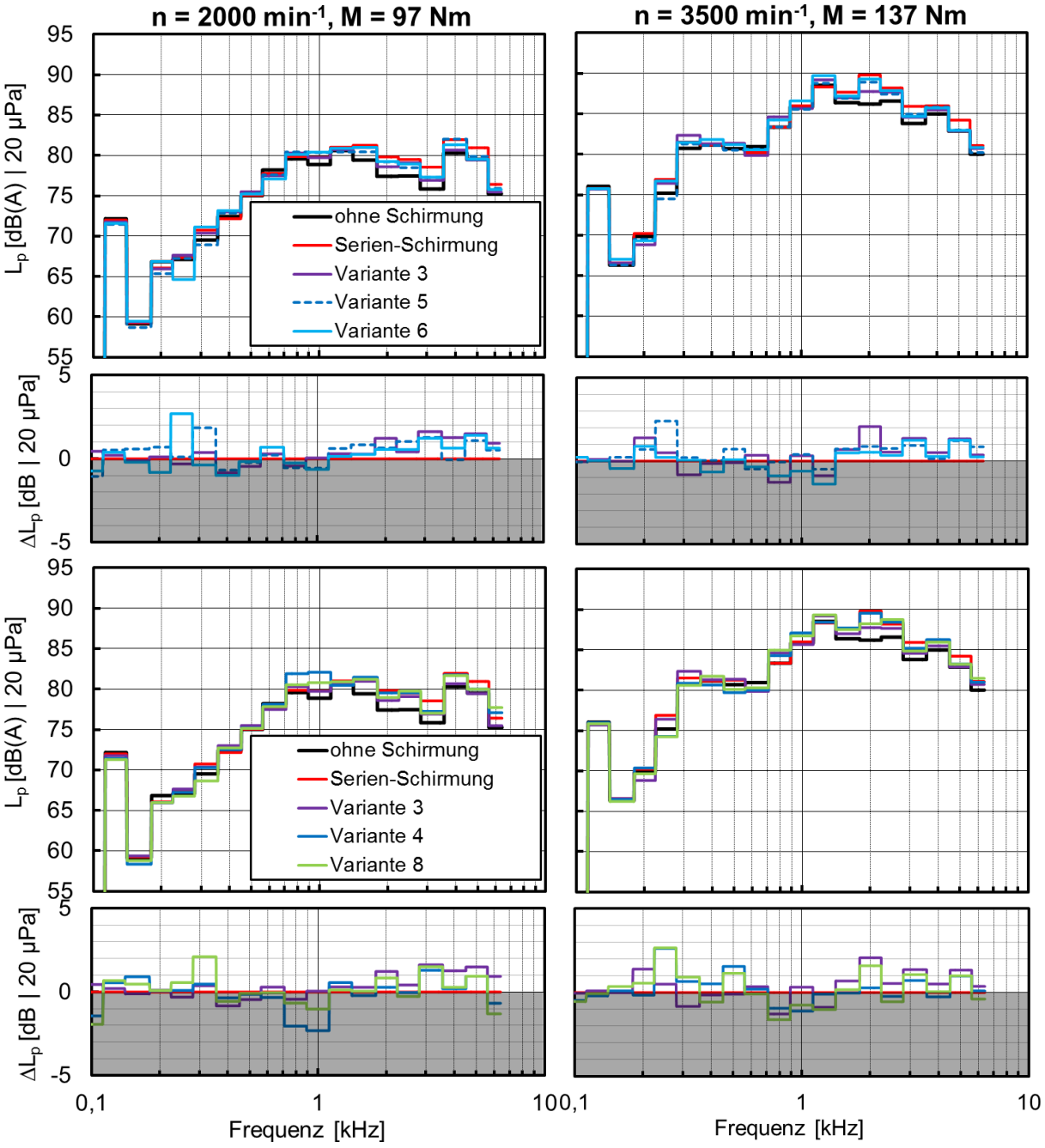


Bild 9: *Schalldruckpegel und Schalldruckpegelreduktionen gegenüber der Serien-Abschirmung von Abschirmungsvarianten mit unterschiedlichen Perforationen der Innenlage. Über die Mikrofonarrayfläche gemittelter Schalldruckpegel im Nahfeld.*

Bild 9 und **Bild 10** zeigen den über alle Arraymikrofone des SONAH-Arrays gemittelten Schalldruckpegel und die Schalldruckpegelreduktion ΔL_p gegenüber der Serien-Abschirmung an den beiden Betriebspunkten in Terzdarstellung. Eine postive Schalldruckpegeldifferenz bedeutet eine Absenkung des Schalldruckpegels gegenüber der Serien-Abschirmung Der schwarze Graph stellt den Schalldruckpegel

des Motorbetriebes ohne Abschirmung dar. Dieser Schalldruckpegel liegt bei Frequenzen über 0,7 kHz unter denen der Messungen mit Abschirmungen. Dies zeigt die geräuschverstärkende Wirkung der Abschirmbleche und unterstreicht die Notwendigkeit einer akustischen Verbesserung.

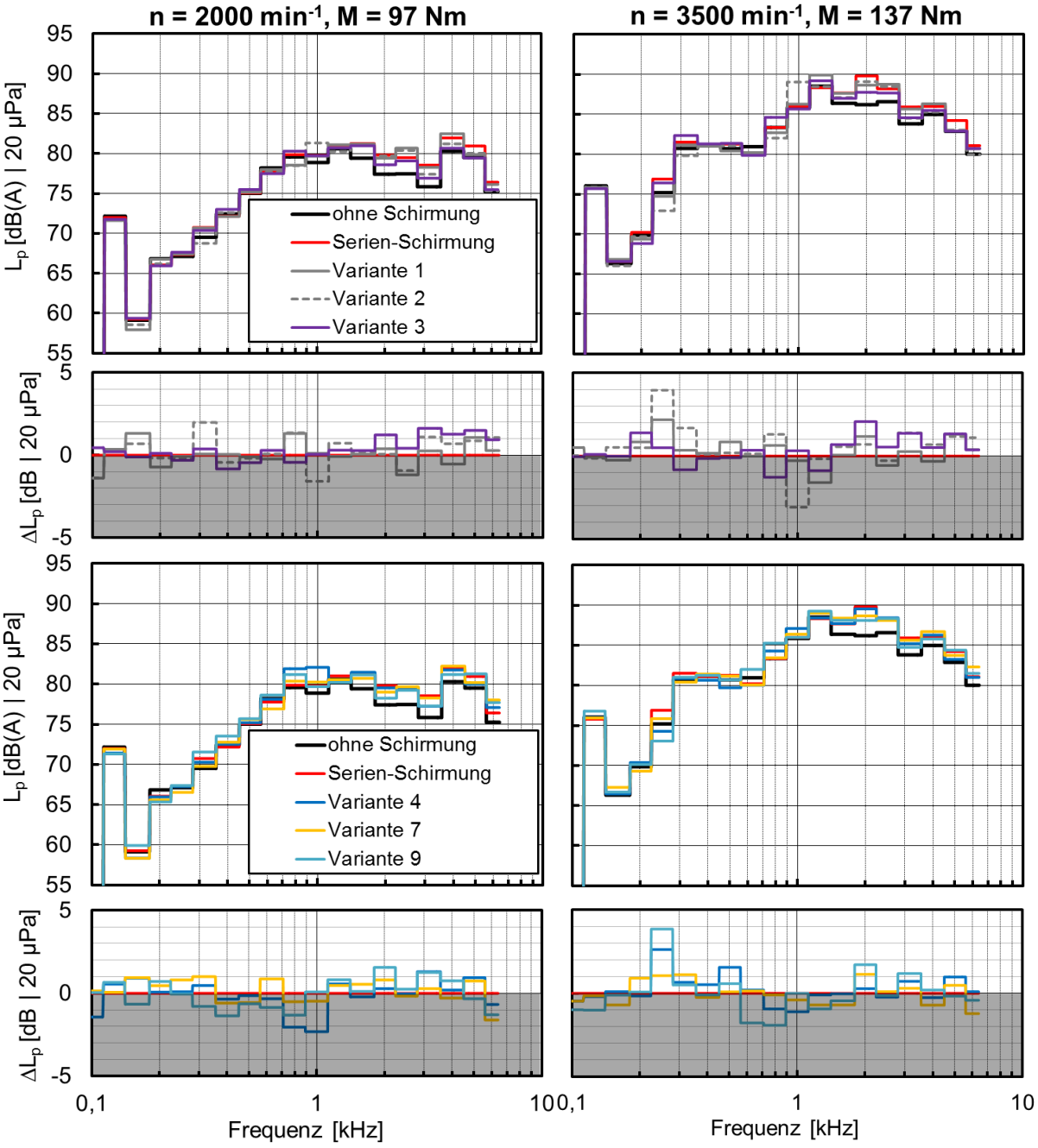


***Bild 10**: Schalldruckpegel und Schalldruckpegelreduktionen gegenüber der Serien-Abschirmung von Abschirmungsvarianten mit unterschiedlichen Fasern (oben) und Außenlagen (unten). Über die Mikrofonarrayfläche gemittelter Schalldruckpegel im Nahfeld.*

In Bild 9 sind die Schalldruckpegel jener Varianten dargestellt, bei denen die Perforation der Innenlage verändert wurde (siehe Bild 4), sowie die Variante 8, bei der das Perforationsmuster der Variante 4 auf einer genoppten Innenlage dargestellt wurde. Die Varianten zeigen eine durchgängige Verbesserung gegenüber der Serien-Abschirmung erst oberhalb 1 kHz, wo auch die Maxima in der Absorptionsgradbestimmung liegen (vgl. Bild 6). Von allen dargestellten Varianten

zeigt die dritte mit einer mittleren Perforationsdichte die besten Ergebnisse, gefolgt von den Varianten 5 und 8. Letztere zeigt deutlich bessere Ergebnisse als Variante 4, von der sie abgeleitet wurde, und von der sie sich durch das Noppendesign der Innenlage unterscheidet. Dieses Design bewirkt ein etwas höheres Absorptionsvermögen entsprechend Bild 6. Auch sind im Bereich zwischen 0,7 und 1,1 kHz die Schwingschnellen am Laservibrometer-Messpunkt (vgl. Bild 7) geringer als bei Variante 4. Deshalb hat Variante 8 in diesem Frequenzbereich einen geringeren Schalldruckpegel[4].
Der obere Teil von Bild 10 zeigt die Wirkungen von ElroTherm ECO-Papierdämmlagen (Variante 1 und 2) gegenüber der ElroTherm V-Silikatfaserdämmlage (Variante 3). Die Varianten haben die gleiche Perforation der Innenlage. Wie schon in der Impedanzrohrmessung zeigt die Variante 2 zwischen 3 und 4 kHz deutlich höhere Pegelreduktionen als die Variante 1 – auch hier stellt sich wie zuvor schon bei Variante 8 die Noppung einer Schicht als akustischer Vorteil dar. Aber auch im Fall von Variante 2 hat die ElroTherm ECO-Papierdämmung eine geringere Wirkung als die Silikatfaser ElroTherm V bei Variante 3 - bei höherer Masse der Papier-Varianten. Im unteren Teil von Bild 10 sind die Ergebnisse verschiedener Außenlagen-Designs entsprechend Bild 5 in ihren Wirkungen dargestellt. Die Innenlage von Variante 7 ist identisch mit der von Variante 3; Variante 9 hat hingegen die Perforation der Variante 4. Die Versickungen der Variante 9 führen zu einer Versteifung der Struktur. Deshalb zeigt diese Variante im Frequenzbereich 0,7 bis 1 kHz geringere Amplituden der Oberflächenschnelle als die Variante 4 – eine Wirkung, die auch die genoppte Oberfläche der Variante 7 zeigt. Allerdings wirkt sich diese Reduktion der Schwingschnelle am Laservibrometer-Messpunkt nur bei mittlerer Motorlast und -drehzahl des BP 1 auch in einer Absenkung des Schalldruckpegels der Varianten 7 und 9 gegenüber Variante 4 aus. Ob die erhöhten Schalldruckpegelreduktion der Variante 9 bei und oberhalb 3 kHz auf die Perforationen der Innenlage zurückgehen, wie es die MPA-Theorie und Impedanzrohrmessung nahelegen, lässt sich nicht sicher sagen, da in diesem Frequenzbereich auch eine Verringerung der Schwingschnelle gemessen wurde, was eine höhere Struktursteifigkeit als bei Variante 7 und 4 zeigt. Da jedoch in diesem Frequenzbereich auch Variante 4 eine – wenn auch schwache – Wirkung aufweist, ist von einer Überlagerung beider Effekte auszugehen.

Bild 11 fasst die Ergebnisse der in den Motorversuchen ermittelten akustisch wirksamsten Varianten und Designs zusammen. Die besten Ergebnisse an Betriebspunkt 1, 2 und 4 sowie im Motorhochlauf erzielten die Varianten 10 und 3, dicht gefolgt von Variante 5. Wie bereits bei der Absorptionsgradbestimmung im Impedanzrohr zeigte Variante 10 mit komprimierter und schwererer Silikatfaserlage den breitesten Wirkfrequenzbereich. Bei hoher Motordrehzahl kompensiert diese Variante die Schalldruckpegelerhöhung durch die Abschirmung, was mit dem größeren Anteil höherer Frequenzen am Motorgeräusch zusammenhängt. Mit einer zusätzlichen Silikatfaserlage mit einer Masse von 46,9 g zwischen dem Abgaskrümmer und der Abschirmung wird auch an BP 1 etwa der Ausgangs-Schalldruckpegel wieder erreicht, und an BP 4 deutlich unterschritten. Die Zwischenlage isoliert darüber hinaus den Abgaskrümmer zusätzlich und verringert damit auch die Wärmeabgabe am Abgaskrümmer.

[4]In diesem Frequenzbereich zeigen alle Varianten im Normaldesign (siehe Bild 4) höhere Schwingschnellen als die Serien-Schirmung am Laservibrometer-Messpunkt. Die Serien-Schirmung ist an dieser Stelle durch zwei Blechfaltungen und eine Sicke am oberen Randbereich zusätzlich verstärkt.

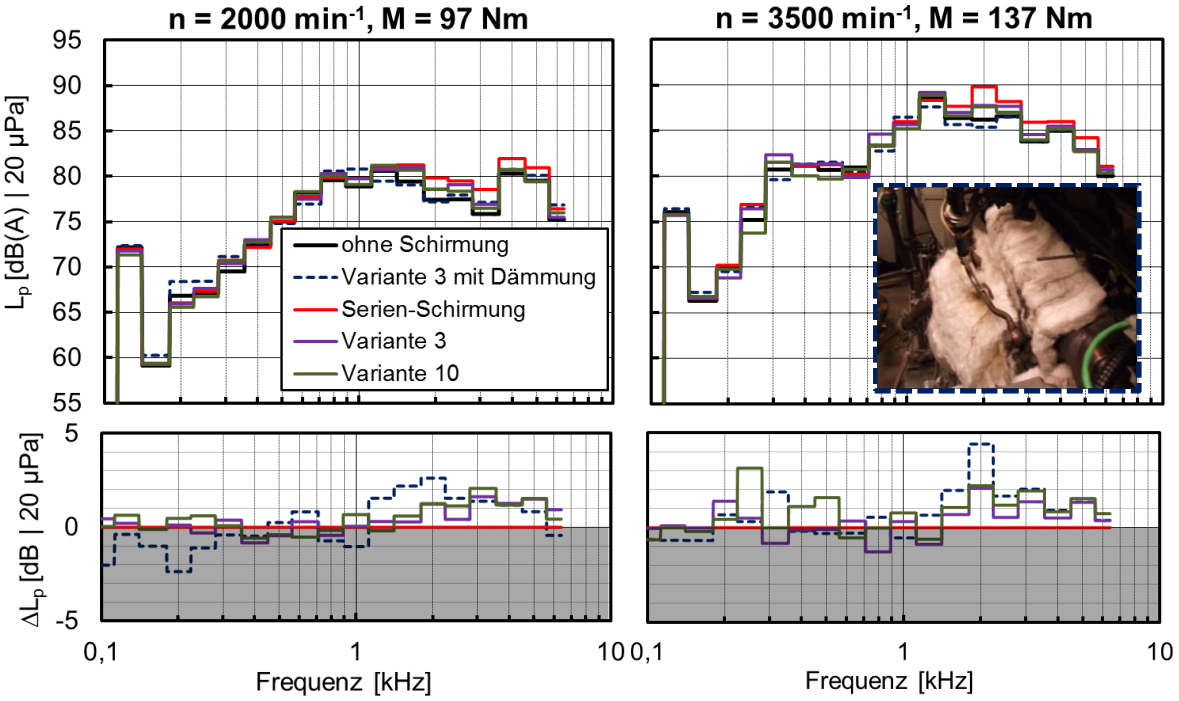


Bild 11: *Schalldruckpegel (oben) und Schalldruckpegelreduktionen gegenüber der Serien-Abschirmung (unten) der wirksamsten Abschirmungsvarianten. Das Foto oben rechts zeigt die 46,9 g schwere Faserlage aus 10 mm dicker Silikatfasermatte, die bei „Variante 3 mit Dämmung“ zwischen der Abschirmung und dem Abgaskrümmer platziert wurde, nach der Messung.*

Weiterhin ergibt sich mit den Ergebnissen der Variante 10 auch eine sichtliche Verbesserung der akustischen Wirkung der Abschirmung mit einer komprimierten und dickeren Faserlage zwischen Innen- und Außenlage der Abschirmung. Gegenüber einer thermischen Abschirmung ohne Faserlage bringt letztere fast immer eine Verbesserung oberhalb 1 kHz. Für niedrigere Frequenzen müssen andere Maßnahmen erwogen werden. Das optimale Innenlagendesign wurde für diesen und ähnliche Anwendungsfälle mit dem von Variante 3 und Variante 5 ermittelt. Sie ist durch eine Lochzahl zwischen 9 und 21 Löchern/cm² charakterisiert, deren Lochflächenanteil (größer, als bei MPA’s üblich), zwischen 2 und 8 % liegen sollte. Sehr große Löcher zeigen nicht die gewünschten Wirkungen. Ein genopptes Design der Innen- und der Außenlage brachte sowohl in der Absorptionsgradbestimmung als auch im Motorversuch nachweisbare, leichte Verbesserungen – immer übrigens auch in den Terzbändern zwischen 200 und 400 Hz. Der Papierdämmung ElroTherm ECO und der Serien-Abschirmung mit nur dünner Zwischen-Dämmschicht aus Mineralwolle ist entsprechend der Ergebnisse die Bauweise mit der Silikatfaserdämmlage ElroTherm V vorzuziehen. Eine zusätzliche Dämmlage zwischen Schirmung und Abgaskrümmer bringt weitere akustische und thermische Vorteile. Die etwaige Wirkung einer MPA-Außenlage, die bei der Integralbauweise fast immer verwendet wird, wurde nicht untersucht. Das Hinzufügen weiterer Sicken bei Var. 9 brachte gegenüber dem Ausgangsdesign leichte Verbesserungen oberhalb 1,5 kHz. Für die Reduktion der Oberflächenschnelle am Laservibrometermesspunkt erwies sich das Design der Serien-Abschirmung mit zwei Blechfaltungen auf der Fläche und einer Versickung im Randbereich vorteilhaft und zeigte im Bereich 0,7 kHz und 1 kHz die geringsten Schallabstrahlungen. Eine Korrelation zwischen im Impedanzrohr gemessenem Absorptionsgrad und Verminderung der Schallabstrahlung konnte durchgängig nachgewiesen werden.

3. Numerische Untersuchung

Die numerische Analyse basiert auf zwei unterschiedlichen Methoden, die entsprechend **Bild 12** miteinander gekoppelt sind. Zunächst erfolgt eine FEM-Modalanalyse. Für die akustische Simulation wurde die Randelemente-Methode (REM, englisch boundary element method, BEM) verwendet.

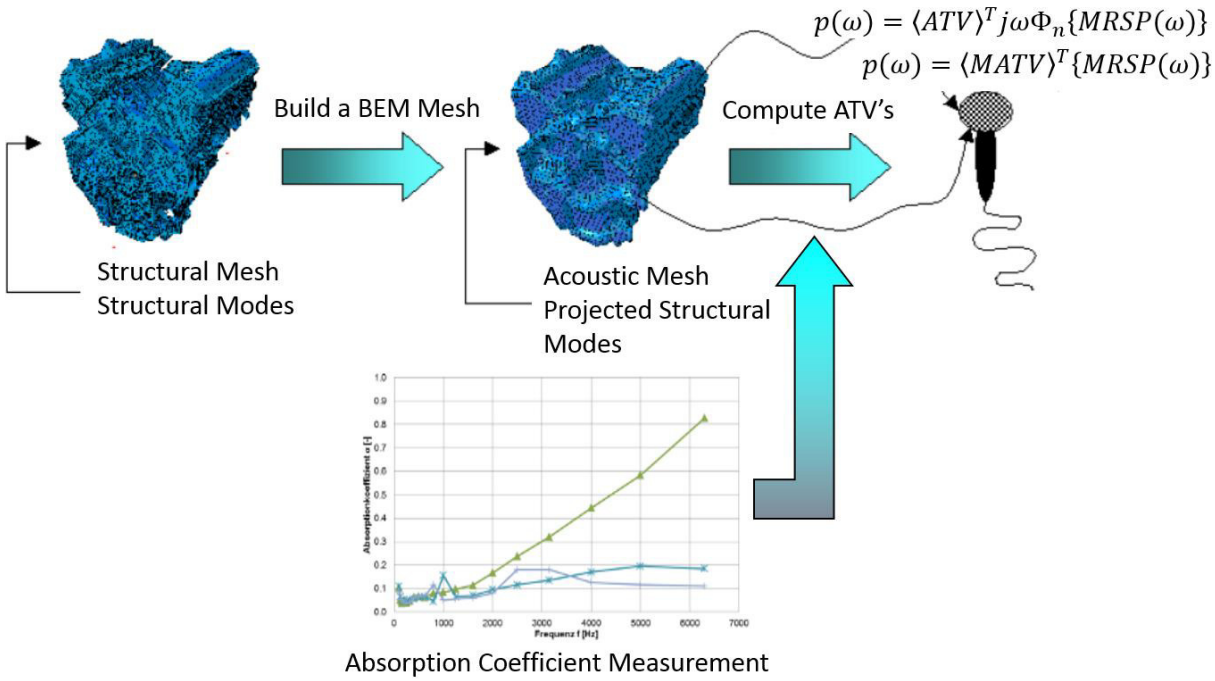


Bild 12: *Vorgehensweise bei der Simulation nach dem Modal Acoustic Transfer Vector Concept von LMS Virtual.Lab Acoustics*

In der FEM wurden zur Modellierung primär Schalenelemente genutzt, da hierdurch im Vergleich zu Solidelementen eine Verkürzung der Rechenzeit erreicht wird und die Qualität des Netzes leicht überwacht werden kann. Die für die Abschirmbleche verwendeten Netzdetails sind in **Tabelle 3** dargestellt. Zur Definition der Membran-, Biege-, Querschub- und Membran-Biege-Kopplung wurden PSHELL-Elemente (CQUAD4 + CTRIA3) verwendet. Das Elastizitätsmodul, die Querkontraktionszahl und die Dichte sind als wesentliche mechanische Materialeigenschaften in Materialkarten hinterlegt und dienen als Inputparameter für die Simulation. Den PSHELL-Elementen wurde die Materialkarte zugewiesen sowie die Dicke der Lage definiert.

Tabelle 3: *Netzdetails des FE-Modells der Abschirmbleche*

Bauteil	Elemente	Knoten	Dreieckselemente [%]	Freiheitsgrade
Abschirmteil	18314	12356	2,8	6

Als Befestigungsfläche für die zwei Anschraubpunkte dient der Schraubenkopfdurchmesser des Motorzusammenbaus, welcher über RBE2-Elemente an den markierten Stellen in **Bild 13** für jeweils alle sechs Freiheitsgrade fixiert ist.

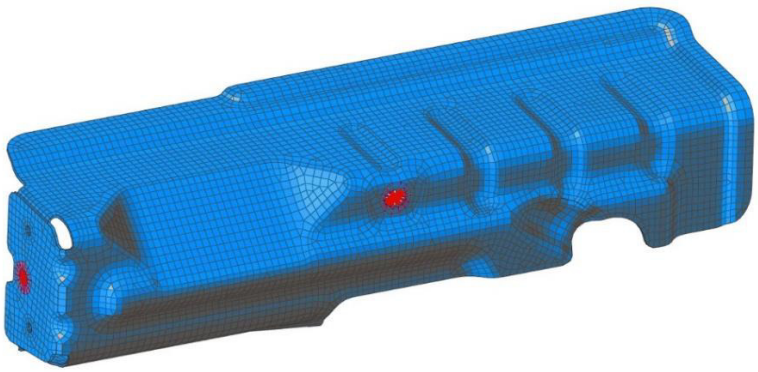


Bild 13: *FE-Modell des Abschirmbleches mit Befestigungspunkten (rot)*

Die Modalanalyse wurde mit der Lanczos Methode durchgeführt. Die Netzdaten der Abschirmung zusammen mit den resultierenden Eigenfrequenzen und Modalkräften der jeweiligen Variante, wurden anschließend als Eingangsgrößen für die akustische Simulation genutzt. Die Dämpfung wurde als frequenzabhängige Modaldämpfung modelliert, wobei ein globaler Dämpfungsfaktor mit dem frequenzabhängigen Absorptionsgrad aus den Impedanzrohrmessungen (Bild 6) multipliziert wurde. Im Folgenden diente der vordere Fixpunkt als Einleitungspunkt für die experimentell ermittelte Kraftanregung, die als komplexe Größe in das Modell einging. Durch Modenüberlagerung (Modal Superposition) wurden die partizipierenden Modal- (modal participation factor), Verschiebungs- und Beschleunigungsfaktoren berechnet. Für die anschließende Akustikberechnung mithilfe der BEM wurde zunächst aus dem Strukturnetz ein Akustiknetz erzeugt. In die Berechnung der modalen akustischen Übertragungsfunktion (MATV) geht die Schallabstrahlung der spezifischen Schirmung in Form einer frequenzabhängigen Admittanz ein. Diese wurde zuvor mithilfe des im Impedanzrohr gemessenen komplexen und frequenzabhängigen Reflexions-koeffizienten $\underline{r}$ sowie der Schallkennimpedanz $Z_0 = \rho_0 * c_0$ entsprechend

$$\underline{Z_W} = Z_0 \frac{1+\underline{r}}{1-\underline{r}} \tag{1}$$

in die Admittanz $\underline{A_W} = \underline{Z_W}^{-1}$ umgerechnet.
Analog den Mikrofonpositionen im Messaufbau wurden in der Software separate Punkte erzeugt und um die Abschirmung platziert. Die Schwingungsvektoren des Strukturnetzes wurden mit dem Akustiknetz verknüpft. Mit der Modal Acoustic Transfer Vektor Methode (MATV[4]) wurden die Schalldruckpegel an jeder Mikrofonposition aus den Oberflächenschwingschnellen berechnet.
Da bei der Simulation die Schallabstrahlung des Motors und anderer Anbauteile nicht berücksichtigt werden konnten, wurde zusätzlich zu den Akustikmessungen mit motorischer Anregung der im Folgenden dargestellte Impulshammer-Test an allen Abschirmungen durchgeführt. Ziel dieser Untersuchung war die Ermittlung der Schallabstrahlung sowie der Oberflächenschwingungen der Abschirmteile im montierten Zustand mit einer für die Simulation verwendbaren einzelnen Anregung – einer Krafteinleitung am vorderen Befestigungspunkt. **Bild 14** zeigt den Versuchsaufbau. Dieser erfolgte an demselben Setup wie schon die Motorversuche im ersten Abschnitt. Anders als dort fehlen jedoch bei diesen Versuchen die Körperschallanregung durch den getriebeseitigen Befestigungspunkt und den vom Motor abgestrahlten, an der Innenseite auf die Abschirmung treffenden Schall. Hier erfolgten an jeder vermessenen Variante 15 Hammerschläge auf den

Befestigungspunkt; die Eingangs- und Ausgangsmesswerte der jeweils 5 gelungensten Schläge wurden gemittelt und ergaben so das Ergebnis für die jeweilige - Abschirmung. Die Messung der Systemantwort erfolgte mit zwei Mikrofonen und einem Laservibrometer. Das erste Mikrofon wurde an der Getriebeseite im Abstand von 103 mm zum Punkt P4 der Schirmung aufgestellt (Bild rechts oben). Das zweite befand sich im Abstand von 120 mm oberhalb der Schirmung nahe der Motorstirnseite (Bild rechts unten). Das Laservibrometer wurde zur Messung der Schwingschnelle an einem definierten Punkt der Oberfläche der Schirmung (Messpunkt P4 auf dem linken unteren Bild) eingesetzt.

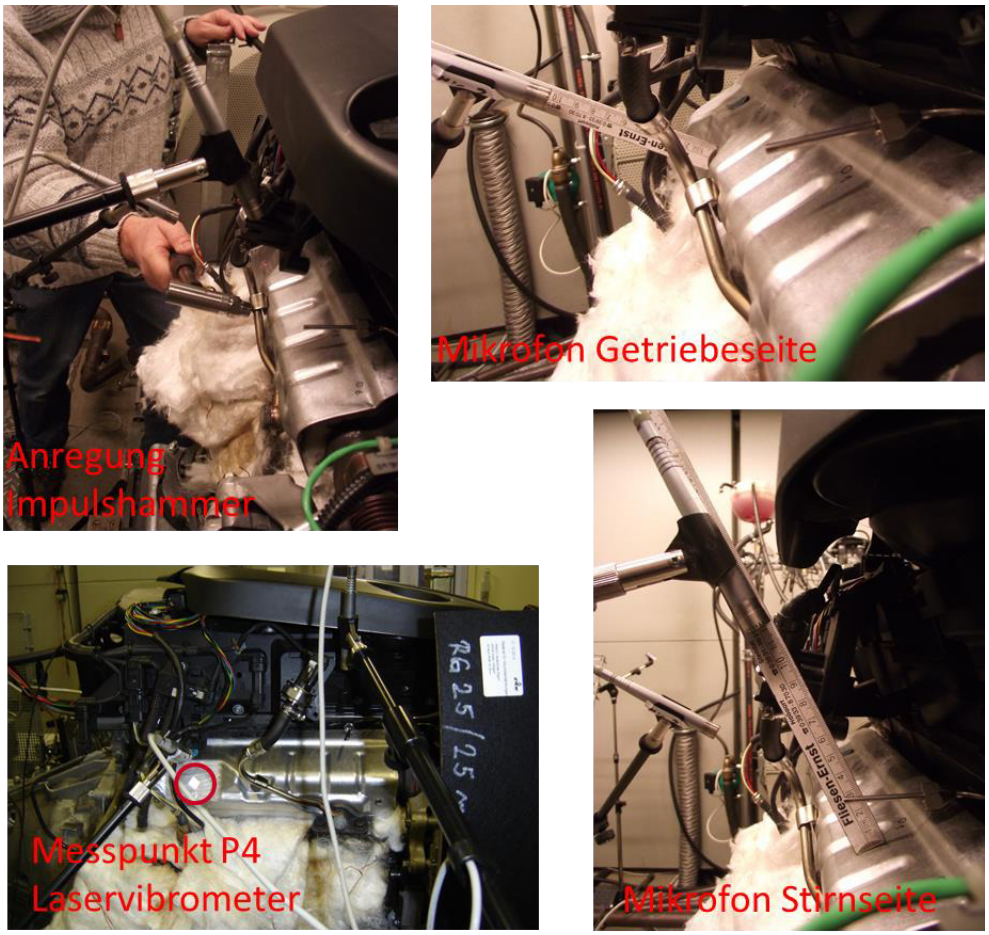


Bild 14: *Impulshammer-Messungen am motormontierten Schirmungsblech und Sensoren zur Erfassung der Systemantwort*

In der Simulation wurde für jede Abdeckung die gleiche komplexe Anregungskraft verwendet, welche der Mittelwert aus den Anregungskräften aller vermessenen - Abschirmungen ist, wie in Bild 15 dargestellt. Der obere Teil zeigt die Amplitude und der untere Teil den Phasenwinkel der als komplexe Eingangsgröße am vorderen Befestigungspunkt in das Modell eingefügten Kraft. Aufgrund der geringen Kraftanregung bei höheren Frequenzen werden die Ergebnisse von Messung und Simulation hier nur bis zur Frequenz von 3 kHz verglichen.

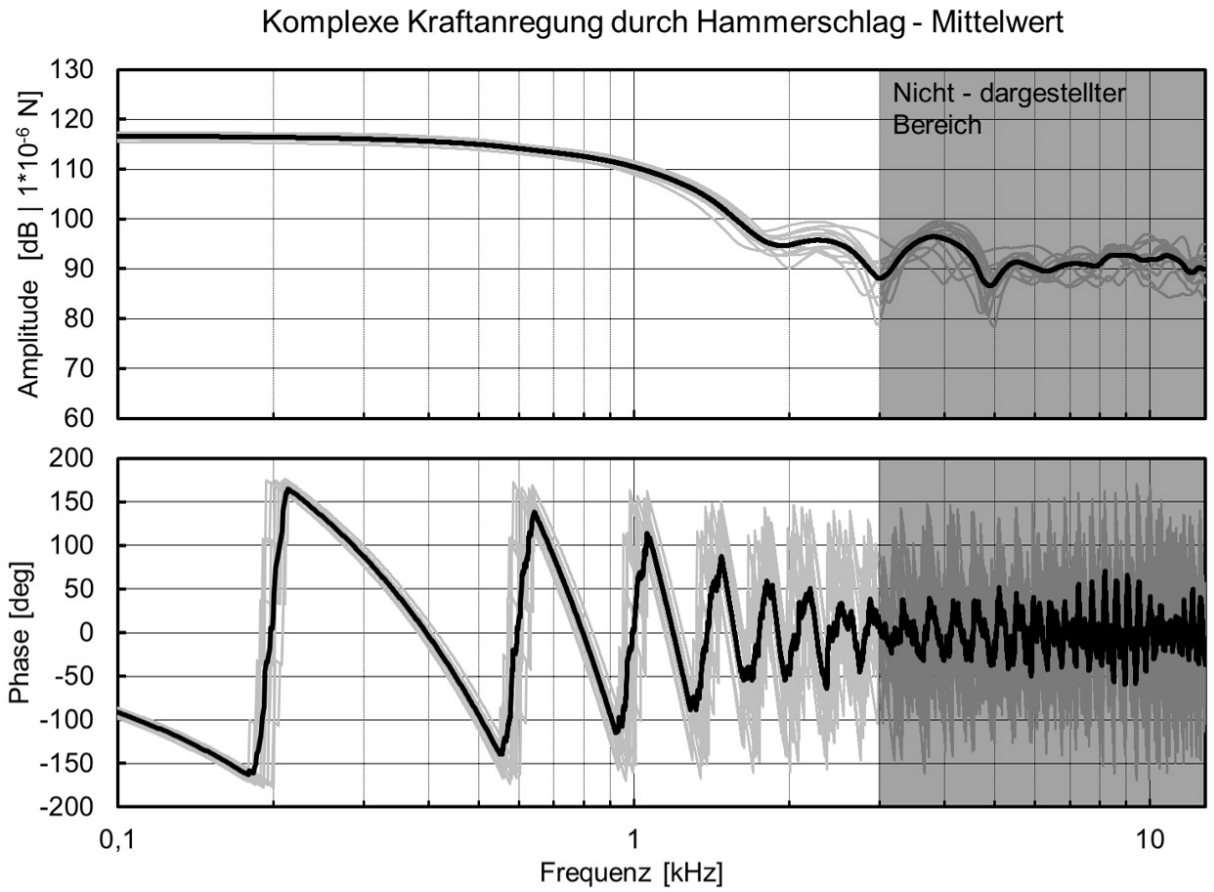


Bild 15: *komplexe Kraftanregung durch den Impulshammer – Mittelung über die Vermessung aller Schirmungsvarianten*

Der Schalldruckpegel wurde an den beiden Mikrofonpositionen analog des Messaufbaus simuliert. Für den Vergleich zwischen der Messung und der Simulation wurden die Varianten 1, 3, 4, 9 und 10 untersucht und anhand der Schalldruckpegel des getriebeseitigen Mikrofons gegenübergestellt.
In **Bild 16** sind die Mess- und Simulationsergebnisse der einzelnen Varianten gegenübergestellt. Die Varianten 1 und 3 weisen die gleiche Perforation auf (9Lö/cm²) auf und unterscheiden sich lediglich in der Isolationslage, welche bei Variante 1 mit einer ElroTherm-ECO-Papierdämmlage und bei Variante 3 mit einer ElroThermV-Silikatfaserdämmlage ausgeführt ist. Bis etwa 1300 Hz zeigen sowohl die simulativen als auch die gemessenen Ergebnisse tendenziell eine Reduktion des Schalldrucks von Variante 1 gegenüber Variante 3. Oberhalb dieser Frequenz bis 3000 Hz weist Variante 3 geringere Schalldruckpegel auf. Bezüglich Frequenzbereich, Schallpegeldifferenz und der absoluten Amplitudenwerte sind jedoch einige Abweichungen in der Simulation vorhanden. Gründe für die Differenzen sind in der Steifigkeitsmodellierung des perforierten Materials sowie der Wechselwirkung zwischen Perforation und Faserlage zu sehen. Eine simulative Bewertung würde jedoch analog zur Messung, in den oben genannten Frequenzbereichen, jeweils die gleiche Abschirmung als akustisch-optimale Variante herausstellen.

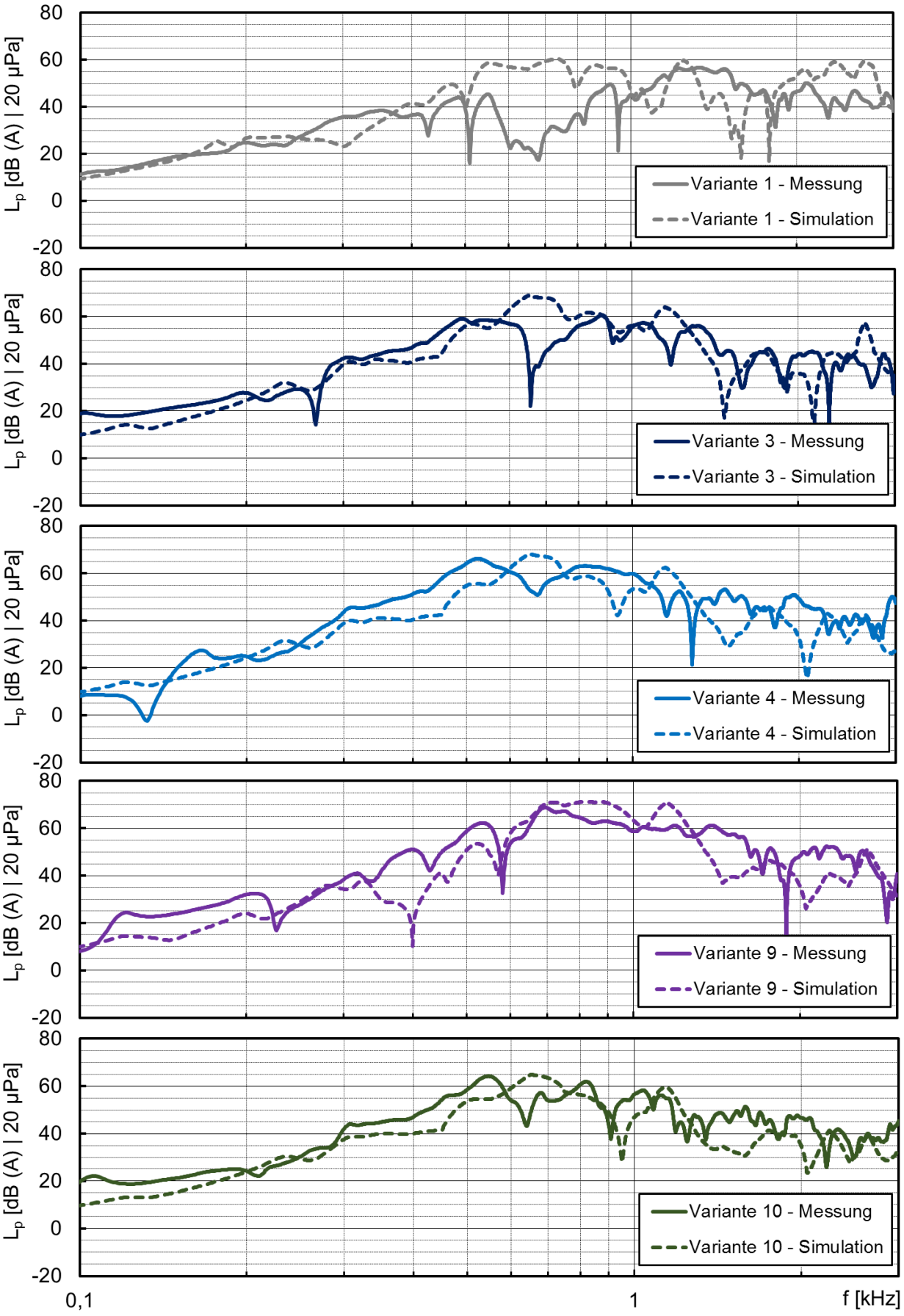


Bild 16: *Simulations- und Messergebnisse des Schalldrucks an der Getriebeseite. Schirmungsvarianten 1, 3, 4, 9 und 10 im Vergleich.*

Eine gute Korrelation zwischen Simulation und Test konnte beim Vergleich der Varianten 4 und 9 sowie der Varianten 3 und 10 aufgezeigt werden. Die Varianten 4 und 9 haben die gleiche Perforation und Isolationslage, unterscheiden sich aber im Design der Innen- und Außenlage (Sicken). Unterhalb von 600 Hz ergeben sich bei Variante 9 mit versteifter Struktur bedingt durch die eingebrachten Sicken gegenüber Variante 4 sowohl in der Messung als auch in der Simulation geringere Pegel. Zwischen 1000 und 3000 Hz ist eine Schallpegelreduktion von Variante 4 gegenüber Variante 9 festzustellen. Insgesamt ist eine gute Übereinstimmung hinsichtlich Schallpegeldifferenz, Frequenzbereich und Amplitude zu erkennen.
Die Gegenüberstellung der Varianten 3 und 10 mit gleicher Perforation und Isolationslage, jedoch mit einer komprimierten und dickeren Faserlage bei Variante 10, verdeutlicht eine gute Vergleichbarkeit zwischen realem Versuch und Simulationsansatz. Bis etwa 500 Hz zeigen beide Vorgehensweisen annähernd gleiche Schalldruckpegel für die Varianten 3 und 10. Oberhalb dieser Frequenz sind die Schalldruckpegel bei Variante 10 im Vergleich zu Variante 3 in der Simulation konstant niedriger. In der Messung treten weitere Peaks auf, sodass die Schallpegelreduktion nur in Teilbereichen sichtbar ist. Im Falle der komprimierten Faserlage liegt in der Messung ein Material mit höherer Masse vor, welches wie sich hier zeigt einen deutlichen Einfluss auf die Steifigkeit und damit das Schwingungsverhalten und die Schallabstrahlung zu haben scheint. Im Ergebnis der Simulation spiegelt sich der direkte Einfluss der Absorptionseigenschaften wieder, die Masseänderung wird jedoch nicht berücksichtigt.

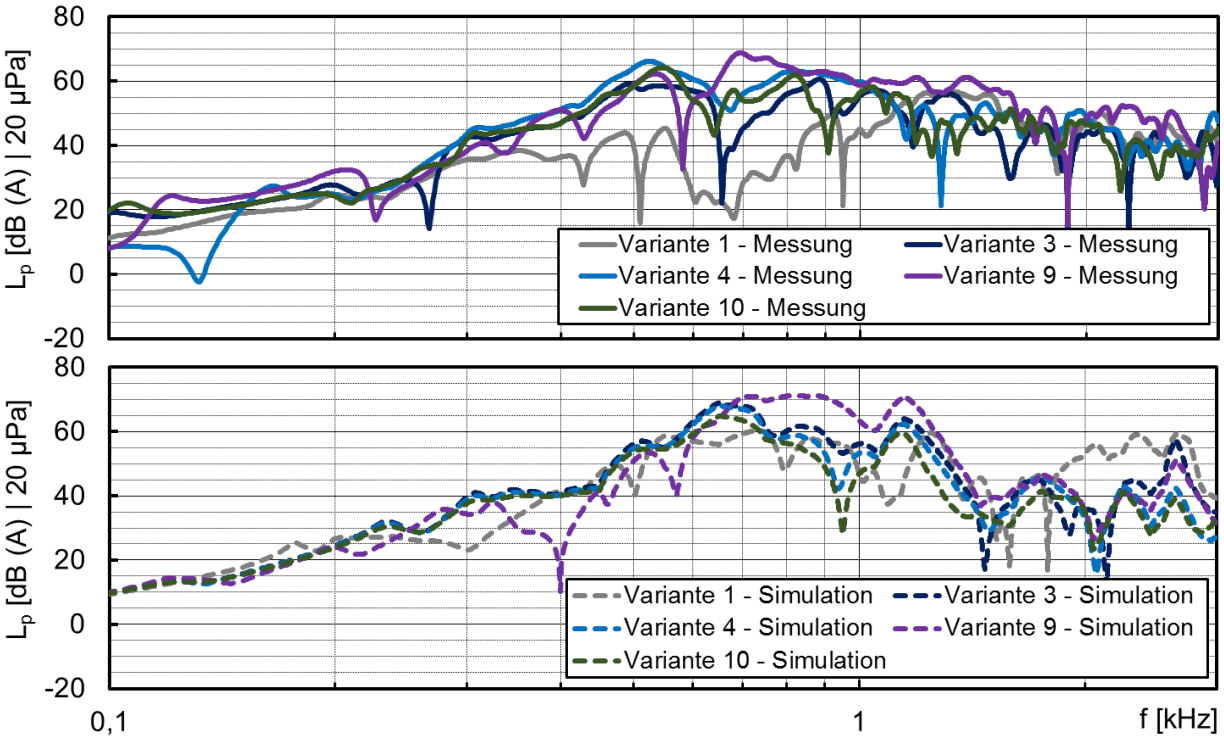


Bild 17: *Alle Mess- und Simulationsergebnisse im Vergleich*

Zusammenfassend kann festgestellt und aus **Bild 17** entnommen werden, dass sowohl in der Simulation als auch in der Hammerschlagmessung im niedrigen Frequenzbereich bis 1000 Hz Variante 1 das beste Ergebnis hinsichtlich der Schallpegelreduktion liefert. Im hohen Frequenzbereich bis 3000 Hz kann Variante 10, ab 1000 Hz gefolgt von den Varianten 3 und 4 als optimalste akustische Abschirmung herausgestellt werden. In diesem Bereich wirken sich sowohl in der

Simulation als auch im Experiment die erhöhten Dämpfungswerte der Fasermatten und die guten Absorptionseigenschaften der entsprechenden Varianten aus die sich auch schon in den motorakustischen Versuchen niederschlugen. Erklärungsbedürftig hingegen bleibt das erstaunlich gute Abschneiden der Variante 1 unterhalb 1,3 kHz in Simulation und Hammerschlag-Versuch, das keine Entsprechung in den Ergebnissen der Motor-Prüfstandsversuche hat. Hier kommt zum Tragen, dass die Simulation und die zu ihrer Verifikation durchgeführten Versuche nur ***einen*** Einfluss auf die Schallemission der ganzen Abschirmung abbilden – es fehlen die Strukturanregung des seitlichen Befestigungspunktes und die Anregung durch den vom Motor aus einfallenden Schall. Im Falle dieser Variante erscheint aufgrund der kaum vorhandenen dämpfenden Wirkung der Papier-Dämpfungslage eine stärkere Transmission einfallenden Schalls als bei den anderen Varianten als mögliche Erklärung für das im Motor-Akustik-Versuch deutlich andere Ergebnis.
Die insgesamt gute Übereinstimmung des simulierten und gemessenen Schalldrucks erweist die Simulation nach dem Modal Acoustic Transfer Vector Concept als geeignet, vorteilhafte Design-Varianten auf Grundlage einer einfachen Impedanzrohrmessung zu ermitteln. Für eine korrekte Abbildung der tatsächlichen Verhältnisse am Motor ist es notwendig, alle Übertragungspfade im Modell zu berücksichtigen, d. h. auch des einfallenden Luftschalls und aller Körperschallpfade. Die Verhältnisse der Schallabstrahlung gab das Modell im betrachteten Frequenzbereich jedoch schon bei der Anregung nur eines Körperschallpfades korrekt wieder. Es ergeben sich die gleichen vorzuziehenden Varianten, wie bereits im Motorprüfstandsversuch.

4. Zusammenfassung und Ausblick

Mit der vorliegenden Studie wurden akustisch vorteilhafte Design-Merkmale für thermische Abgaskrümmer-Schirmungen nachgewiesen. Generell empfiehlt sich ein dreischichtiges Design mit einer perforierten Blech-Unterseite, einer dämpfenden und thermisch isolierenden Zwischenschicht und einem dünnen, aber durch Sicken steif gestaltetem Deckblech. Für die Zwischenschicht eignen sich vor allem Silikatfasern, die besonders bei einer komprimierten Montage zwischen den beiden Blechschichten eine gute und breitbandige Absorptionswirkung erzielen. Für die Mikroperforationen an der Blech-Unterseite empfiehlt sich ein für MPA-Absorber hoher Lochflächenanteil zwischen 2 und 8 % bei einer Lochzahl von 9 bis 21 Lö/cm². Große Löcher zeigen weder in der Impedanzrohrmessung, noch im Motorversuch überzeugende Ergebnisse. Ein genopptes Design des unteren, perforierten Blechs bringt geringfügige Verringerungen des abgestrahlten Schalldruckes. Mit der Unterfütterung der Thermoschirmung durch eine zusätzliche Silikatfasermatte wird die thermische Isolation verbessert und die Schallabstrahlung weiter abgesenkt – bis unter das Niveau des Abgasstranges ohne Schirmung, der allerdings keine technische Option darstellt. Möglichkeiten zur Optimierung, die sich als Gegenstand weiterer Untersuchungen anbieten, wären (1) die Entwicklung und Erprobung dämpfender Montageelemente, die den Schwingungseintrag in das Abschirmblech bereits an den Anbindungspunkten verringern, (2) die gezielte Dämpfung oder Tilgung an die Blechschwingung dominierenden Moden, oder (3) eine akustisch optimierte Gestaltung des äußeren Bleches, z. B. durch Perforationsdesign, oder dämpfend wirkende und den thermischen Anforderungen standhaltenden Beschichtungen.
Im simulativen Teil der Studie gelang es, mithilfe des wenig rechenintensiven Modal Acoustic Transfer Vector Concept, das akustische Abstrahlverhalten der Schirmungs-

bleche weitestgehend korrekt abzubilden. Für die simulative Darstellung des akustischen Verhaltens genügten einfache Impedanzrohr-Versuche für die jeweiligen Schalenstruktur-Kombinationen. Durch die Simulation wurden genau jene Varianten als akustisch vorteilhaft identifiziert, die dies auch im Motorversuch waren. Für eine Prädiktion ohne umfangreiche begleitende Versuche muss die Modellierung jedoch umfangreicher ausfallen und alle möglichen Eingangspfade, besonders auch den des Luftschalls berücksichtigen, womit der Rechenaufwand größer wird.

Literatur

[1] BUNDESMINISTERIUM FÜR NACHHALTIGKEIT UND TOURISMUS: *EU-Verordnung für leisere Kfz*. http://www.laerminfo.at/ueberlaerm/laermquellen/strassenverkehr/kfz_grenzwerte.html (abgerufen am 12.03.2017).

[2] ZELLER, P.: *Handbuch Fahrzeugakustik. Grundlagen, Auslegung, Berechnung, Versuch*. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag, 2012.

[3] SCHÜTZ, T. (Hrsg.): *Hucho - Aerodynamik des Automobils. Strömungsmechanik, Wärmetechnik, Fahrdynamik, Komfort*. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2013.

[4] LIST, H.(H.): *Fahrzeugakustik*. Vienna: Springer-Verlag Vienna, 2010.

[5] WEBER, F.: Acoustic relevance of exhaust gas components in terms of airborne noise. *ATZ Automotive Acoustics conference, Zürich, Conference Proceedings* (2011).

[6] POPIELAS, F., et al.: *CAE Approach for Thermal-Acoustical Protective Shields - Part 2*. 2004 Powertrain & Fluid Systems Conference & Exhibition, OCT. 25, 2004.

[7] KROLL, M.: Expandierende Faserschalen zur Dämmung heissgasführender Komponenten. *MTZ Motortechnische Zeitschrift*, Band 75 (2014) Heft 2, S. 52–55.

[8] FUCHS, H.V.: *Schallabsorber und Schalldämpfer. Innovative akustische Konzepte und Bauteile mit praktischen Anwendungen in konkreten Beispielen*. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2007.

[9] KROLL, M.; SEYDLER, G.: Motornahe Schallabsorption mit positiven thermischen Auswirkungen. *MTZ Motortechnische Zeitschrift*, Band 73 (2012) Heft 1, S. 62–67.

[10] ZIKA-BEYERLEIN, B.; SCHÖLZEL, P.; MIRARA, L.: Acoustical Effects on heat shields, operation temperatures used Materials and solutions. *SAE Technical Paper Series* (2010), 2010-36-0050.

[11] SHAH, H.: *Exhaust Manifold Heat Shielding:Materials and Performance*. 1995 Vehicle Thermal Management Systems Conference and Exhibition, MAY. 09, 1995.

[12] KISHI, N., HASHIMOTO, H., FUJIMORI, K., ISHII, K., KOMATSUDA, T.: Development of the Ultra Low Heat Capacity and Highly Insulating (ULOC) Exhaust Manifold for ULEV. *SAE Technical Paper* (1998), Paper 980937.

[13] ASGLAWO TECHNOFIBRE GMBH: *Asglasil(R) mechanich verfestigter Nadelvliesstoff aus Silikatfasern mit einer Temperaturbeständigkeit bis 1100 °C -*

technisches Datenblatt.
http://www.asglawo.de/fileadmin/user_files/Datenblaetter/Asglasil_V3d.pdf
(abgerufen am 13.03.2018).

Aeroakustische Schallquellen an Motoren und Aggregaten – Grundlagen und Möglichkeiten zur Minderung

Thomas F. Geyer

Abstract

Aerodynamic noise can be an important contribution to the overall noise generated by engines and power units besides mechanically and thermodynamically generated noise. One example is the noise produced by a body immersed in a flow.
The subject of the present contribution is the aerodynamic noise generated by an airfoil, either at its leading edge when subjected to a turbulent incoming flow or at its trailing edge due to an interaction of the edge with the airfoil boundary layer. In a first step, the different noise generation mechanisms are explained. The influence of main parameters of the flow and of the airfoil geometry are investigated using basic noise prediction models. Based on these predictions, fundamental rules for the low noise design of fans and blowers can be derived. In a second step, additional examples for a noise reduction that are aimed at a modification of the blade are discussed. This includes a modification of the airfoil shape by means of sinusoidal leading edge serrations as well as the application of porous, flow-permeable materials, and hence a modification of the airfoil material. These examples are based on detailed experimental studies in an open jet aeroacoustic wind tunnel.

Kurzfassung

Neben mechanischen und thermodynamischen Schallquellen kann es in Motoren und Aggregaten auch zu einer Entstehung von Lärm durch Strömungen kommen. Ein wichtiges Beispiel dafür ist die aerodynamische Schallentstehung an umströmten Festkörpern, wie sie an zur Kühlung benötigten Lüftern auftreten kann.
Im vorliegenden Beitrag sollen zuerst grundlegende Mechanismen der Schallentstehung an umströmten Tragflügeln erläutert und die maßgeblichen Einflussparameter spezifiziert werden. Das geschieht mit Hilfe einfacher Schallvorhersagemodelle und umfasst sowohl die Schallentstehung in einer turbulenten Strömung sowie die Schallentstehung in einer quasi laminaren Strömung durch die profileigene Grenzschicht. Für beide Fälle lassen sich aus den Berechnungen bereits erste konstruktive Empfehlungen für eine möglichst effektive Lärmminderung ableiten. In einem zweiten Schritt werden zusätzlich Beispiele zur Minderung des strömungsmechanisch erzeugten Schalls durch eine Modifikation der Tragflügel aufgeführt, die auf systematische Untersuchungen in einem aeroakustischen Windkanal zurückgehen. Das beinhaltet sowohl den Einsatz einer sinusförmigen Zähnelung sowie eine Modifikation des Tragflügels mit porösen Materialien.

1. Einleitung

Das Gesamtgeräusch von Motoren und Aggregaten setzt sich aus mehreren Schallanteilen zusammen. Obwohl die durch den Verbrennungsprozess und die Kolbenbewegungen hervorgerufenen Komponenten oftmals dominieren, können zusätzlich auch strömungsmechanisch erzeugte Geräusche eine nicht zu vernachlässigende Rolle spielen. Dazu gehört neben dem Strahllärm, wie er beispielsweise an der Abgasmündung auftritt, vor allem Lärm, der bei der Umströmung fester Körper und Oberflächen entsteht. Das umfasst zum Beispiel die Schallentstehung an für die Motorkühlung benötigten Ventilatoren, an den Lüftern der Lichtmaschine oder an durchströmten Lüftungsgittern.

2. Grundlagen zur Schallentstehung an Tragflügeln

Eine wesentliche und weit verbreitete aeroakustische Schallquelle ist die Schallentstehung an Ventilatoren. Um die Analyse der zugrundeliegenden Schallentstehungsmechanismen zu vereinfachen, wird oftmals die Rotation vernachlässigt. Dann lässt sich die Schallentstehung an einem Tragflügel- oder Schaufelprofil in einer gleichförmigen Strömung mit der Geschwindigkeit U untersuchen. Dabei lassen sich mehrere Fälle unterscheiden, die in Bild 1 schematisch dargestellt sind. Zwei sehr grundlegende Fälle sind dabei (1) die Schallentstehung durch eine turbulente Zuströmung, die zu einer dominierenden Schallabstrahlung von der Profilvorderkante führt, sowie (2) die Schallentstehung an der Hinterkante durch die profileigene Grenzschicht bei im Wesentlichen laminarer, das heißt turbulenzarmer, Zuströmung.

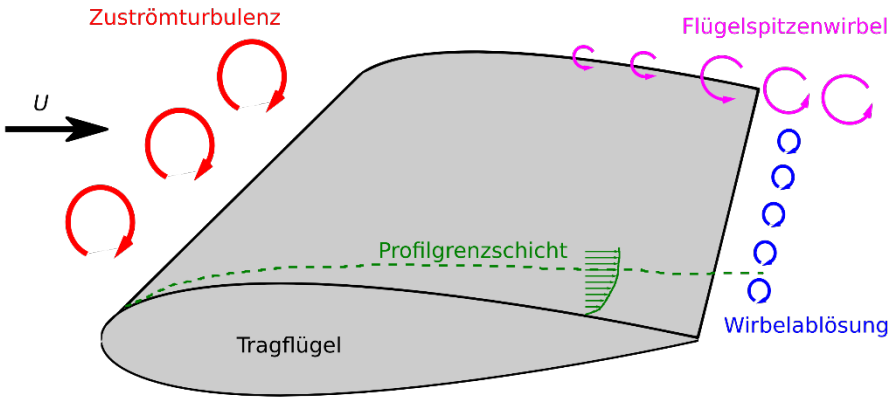


Bild 1: *Schallquellen an einem dreidimensionalen Tragflügel, nach Blake [1]*

Im ersten Fall führen die in der Zuströmung enthaltenen turbulenten Wirbel beim Auftreffen auf die Vorderkante des Profils zu Druck- und Kraftfluktuationen. Das führt im Allgemeinen zu einer vergleichsweise tieffrequenten Schallabstrahlung von der Vorderkante (siehe Bild 2). Die Turbulenz der Zuströmung wird dabei üblicherweise durch einen Turbulenzgrad, als ein Maß für die Intensität der turbulenten Zuströmung, sowie die sogenannte integrale Längenskala als ein Maß für die Größe der größten enthaltenen Turbulenzwirbel in Strömungsrichtung, beschrieben. Generell entsteht die Turbulenz im Wesentlichen durch stromauf positionierte Hindernisse wie Statoren (Rotor-Stator-Interaktion) oder andere Befestigungselemente sowie durch Kanalumlenkungen oder -verengungen.

Im zweiten Fall bildet sich bei der Strömung über die Ober- und Unterseite des Profils eine Grenzschicht aus. Je nach Strömungsgeschwindigkeit sowie Größe und Oberflächenbeschaffenheit des Profils kann diese laminar oder turbulent sein. An der Hinterkante kommt es dann zu einer Wechselwirkung dieser Grenzschicht mit der Kante, was ebenfalls zu einer Schallabstrahlung führt. Im Vergleich zur Schallentstehung an der Vorderkante ist diese jedoch in der Praxis weniger dominant und deutlich hochfrequenter (Bild 2). Bei der Schallentstehung an der Profilhinterkante spielt zudem die Dicke der Hinterkante eine wichtige Rolle, da es bei stumpfen Hinterkanten zusätzlich zu regelmäßigen Wirbelablösungen an der Ober- und Unterseite kommen kann, die zu tonalen, vergleichsweise hochfrequenten Schallanteilen führen (Bild 2).
Im Fall eines dreidimensionalen Tragflügels kann es darüber hinaus auch zur Ausbildung eines markanten Flügelspitzenwirbels und damit verbunden zu einer dominanten Schallentstehung an der Flügelspitze kommen.

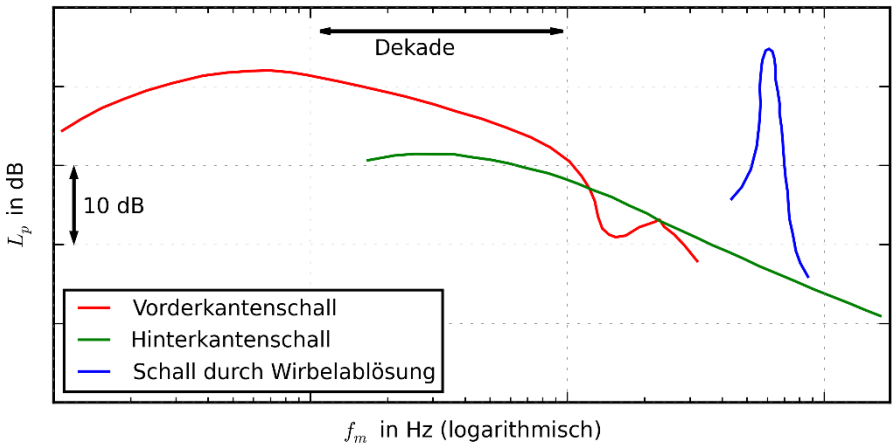


Bild 2: *Schallquellen an einem dreidimensionalen Tragflügel, nach Blake [1] (beim Hinterkantenschall handelt es sich um die Wechselwirkung der Hinterkante mit einer turbulenten Grenzschicht)*

Im Kontext einer für Motoren und Aggregate gewünschten möglichst lärmarmen Auslegung von Ventilatoren und Lüftern soll im vorliegenden Beitrag zuerst der Einfluss wesentlicher Parameter der Strömung, des Tragflügelprofils und der Konfiguration auf die Schallentstehung erläutert werden. Dies geschieht, getrennt für die verschiedenen Schallentstehungsorte, basierend auf Schallvorhersagen mit Hilfe bekannter analytischer und empirischer Modelle. Anschließend werden einige darüber hinaus gehende Möglichkeiten zur lärmarmen Gestaltung von Tragflügeln vorgestellt.

2.1 Schallentstehung an der Profilvorderkante

Eine bekannte Formulierung zur Berechnung der Schallentstehung durch Wechselwirkung einer turbulenten Zuströmung mit der Vorderkante einer flachen Platte ist das Modell von Amiet [2], welches für den hochfrequenten Anteil mit der Formulierung

$$L_p = 10 \cdot \log_{10}\left[\frac{b \cdot \Lambda}{R^2} \cdot M^5 \cdot Tu^2 \cdot \frac{K_x^3}{(1+K_x^2)^{7/3}}\right] + 181{,}3\ \text{dB} \qquad (1)$$

beschrieben werden kann. Darin sind b die halbe Spannweite, Λ die integrale Längenskala der Turbulenz, R der Abstand des Beobachters/Mikrofons, M die Machzahl

U/c (mit der Schallgeschwindigkeit c) und Tu der Turbulenzgrad. Dabei wird von isotroper Turbulenz ausgegangen, bei der alle statistischen Eigenschaften richtungsunabhängig sind. Die Form des entstehenden Spektrums wird durch die normierte Wellenzahl

$$K_x = \frac{8\,\pi f_m \Lambda}{3U}. \tag{2}$$

bestimmt, welche die Terzmittenfrequenz f_m enthält. Nach Gershfeld [3] lässt sich die Formulierung aus Gl. (1), die strenggenommen nur für ebene, flache Platten gilt, auch auf Tragflügel mit endlicher Dicke erweitern. Dazu muss der Term in der eckigen Klammer zusätzlich mit

$$e^{\left(\frac{-\pi f h}{U}\right)}. \tag{3}$$

multipliziert werden. Dabei ist h die maximale Dicke des Tragflügelprofils.

Bild 3 zeigt den Einfluss der wesentlichen Parameter auf das entstehende Terzbandspektrum des Schalldruckpegels. Dabei wurden die Berechnungen einmal unter der Annahme einer flachen Platte nach Gl. (1) und einmal unter Berücksichtigung einer endlichen Profildicke *h* nach Gl. (1) und (3) durchgeführt. Falls nicht anders angegeben, wurden alle Berechnungen für ein NACA 0012-Profil mit einer Sehnenlänge s (Länge in Strömungsrichtung, das heißt Abstand zwischen Vorder- und Hinterkante des Profils) von 0,2 m und einer Spannweite $2b$ von 0,4 m vorgenommen. Wenn nicht anders angegeben beträgt die Machzahl $M = 0{,}2$ (*subsonische Strömung*), der Turbulenzgrad Tu der Zuströmung 10 % und die integrale Längenskala 0,01 m. Alle Berechnungen erfolgten für einen 1 m senkrecht über der Profilvorderkante befindlichen Beobachter.
Grundsätzlich ist ersichtlich, dass die Dickenkorrektur nach (3) zu einem deutlichen Abfall des Schalldruckpegels zu hohen Frequenzen hin führt. Dieser Trend wurde unter anderem auch durch den Vergleich mit Messungen an einer ebenen Platte sowie einem NACA 0012-Tragflügel gleicher Spannweite [4] bestätigt. Der große Einfluss der Strömungsgeschwindigkeit wird in Bild 3(a) verdeutlicht (dieser zeigt sich auch bereits in Gl. (1), da dort die Machzahl mit der fünften Potenz eingeht). Eine Zunahme der Machzahl führt dementsprechend zu einer generellen Zunahme der Schalldruckamplitude sowie zu einer leichten Verschiebung des spektralen Maximums zu höheren Frequenzen hin. Auch eine Zunahme des Turbulenzgrads (Bild 3(b)) führt zu einer Zunahme der Amplitude, jedoch bleibt die spektrale Form unverändert. Da der Turbulenzgrad quadratisch in die Berechnungen eingeht, führt eine Verdopplung von Tu zu einer Pegelzunahme von 6 dB. Der Einfluss der integralen Längenskala Λ betrifft im Wesentlichen die Form der entstehenden Schalldruckpegelspektren. Wie in Bild 3(c) erkennbar führt eine Zunahme der Längenskala zu einer Verbreiterung des Spektrums sowie zu einer deutlichen Zunahme des tieffrequenten Anteils. Letzteres lässt sich damit erklären, dass eine Zunahme des integralen Längenmaßes einer Zunahme der Dimension der größten in der Strömung enthaltenen Wirbel entspricht, die maßgeblich für die Schallentstehung bei tiefen Frequenzen verantwortlich sind (kleine Wirbel wiederum sind für die Schallentstehung bei hohen Frequenzen bestimmend).

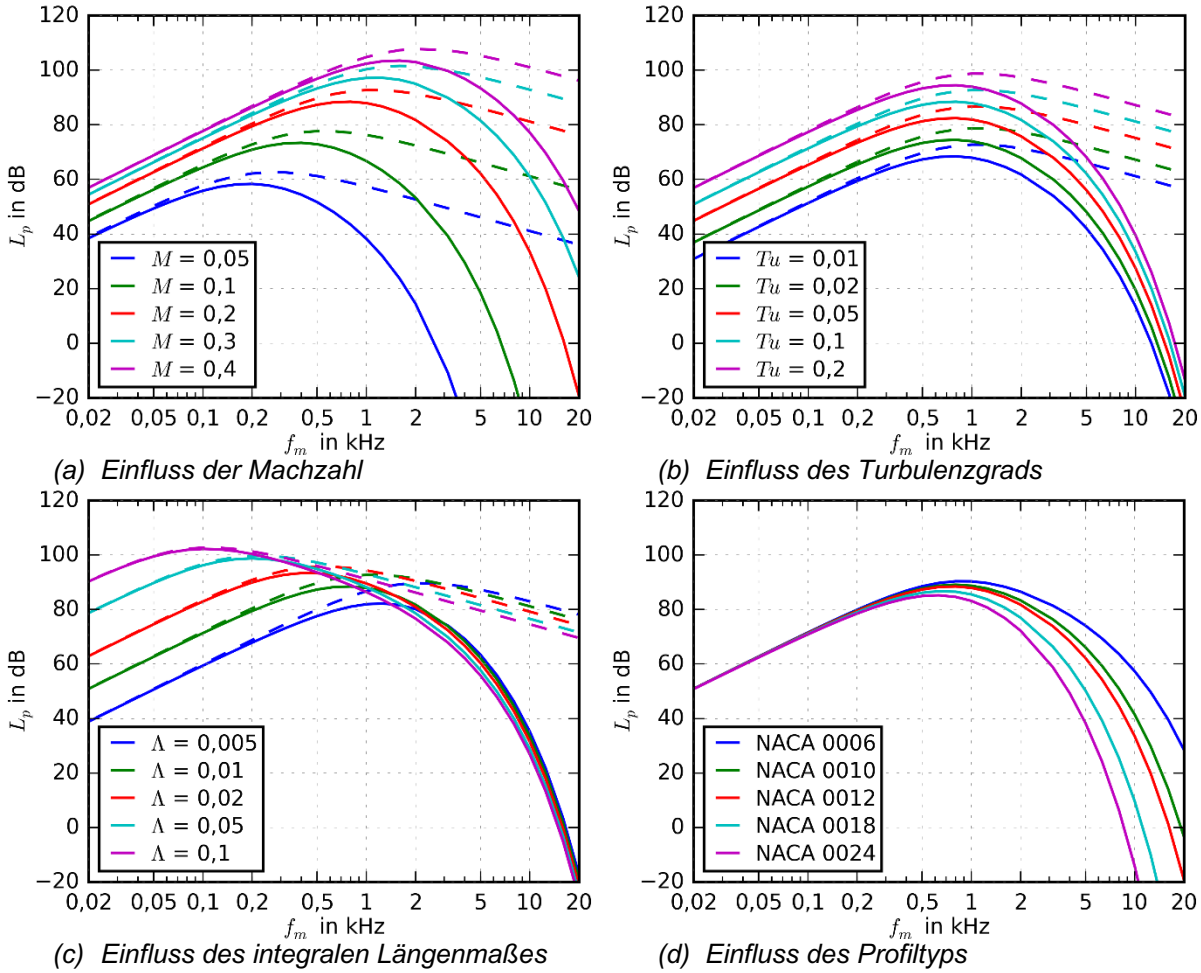


Bild 3: *Nach Gl. (1) für eine ebene Platte (gestrichelte Linien) und Gl. (1) und (3) für ein Profil mit endlicher Dicke (durchgezogene Linien) berechnete Schallentstehung an der Vorderkante eines Tragflügels in 1 m Entfernung senkrecht über der Vorderkante*

Um den Einfluss der Dicke des Tragflügelprofils auf den Vorderkantenschall zu untersuchen, wurden die in Bild (4) gezeigten NACA-Profile verwendet. Der wesentliche Parameter ist dabei jedoch nicht die maximale Dicke des Profils, sondern der Radius der Vorderkante. Für die Vorhersage der Spektren wird das Modell von Amiet (Gl. (1)) in Verbindung mit der Korrektur von Gershfeld (Gl. (3)) verwendet. Bild 3(d) zeigt, dass eine Zunahme der Profildicke zu einer Schallabnahme bei hohen Frequenzen führt. Das liegt daran, dass die für die höheren Frequenzen verantwortlichen Turbulenzwirbel in einer Strömung über eine spitze Vorderkante (mit geringem Radius) weniger stark um das Profil herum beschleunigt werden und daher intensiver mit der soliden Oberfläche interagieren und Schall erzeugen.

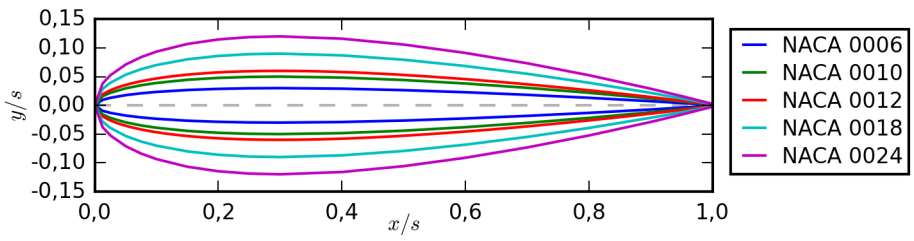


Bild 4: *Verschiedene Profile der NACA xxxx-Reihe*

2.2 Minderung der Schallentstehung an der Vorderkante

2.2.1 Allgemeine Maßnahmen

Grundlegende Gestaltungsregeln hinsichtlich einer möglichst geringen Schallentstehung an der Vorderkante von Ventilatorschaufeln lassen sich bereits aus den in Bild 3 gezeigten Zusammenhängen ableiten:

- Da die Schallentstehung am stärksten von der Strömungsgeschwindigkeit und damit von der Ventilatordrehzahl abhängt, ist es vorteilhaft, langsamer drehende Ventilatoren vorzusehen. Um trotzdem den gleichen Volumenstrom erreichen zu können wie ein schneller drehender Ventilator müsste gleichzeitig der Durchmesser erhöht werden. Das setzt natürlich das Vorhandensein des entsprechenden Bauraums voraus.
- Ebenfalls geht die Intensität der Zuströmturbulenz sehr stark in die Schallentstehung ein (mit Tu^2). Dementsprechend führen Maßnahmen, die zur Verringerung des Turbulenzgrads führen, auch zu einer Schallminderung. Daher ist idealerweise dafür zu sorgen, dass die Zuströmung zum Ventilator möglichst ungestört ist. Dazu können zum Beispiel auch Strömungsleitbleche oder strömungsgünstig gekrümmte statt abgeknickte Kanäle beitragen.
- Da der Turbulenzgrad gleichzeitig sehr stark mit dem Abstand vom Turbulenzerzeuger abnimmt (siehe zum Beispiel [5,6]), ist eine Vergrößerung des Abstands im Hinblick auf eine gewünschte Lärmminderung immer positiv zu bewerten. So sollten Ventilatoren beispielsweise immer in möglichst großer Entfernung von Kanalumlenkungen oder Befestigungselementen positioniert werden.
- Größere Turbulenzwirbel führen zu einer stärkeren Schallabstrahlung im tieffrequenten Bereich. Daher kann die gezielte Verwendung von Turbulenzsieben, die die Wirbel in der Zuströmung verkleinern, zu einer Schallreduktion bei tiefen Frequenzen führen.
- Ebenfalls ersichtlich ist, dass Schaufelprofile mit größerer maximaler Dicke im Bereich mittlerer und hoher Frequenzen weniger Schall abstrahlen als sehr dünne Profile. Aus akustischer Sicht sind daher dickere Profile vorzuziehen.

2.2.2 Maßnahmen durch Modifikation der Schaufeln

Neben diesen eher allgemeinen Möglichkeiten zur Minderung von Vorderkantenschall gibt es auch Möglichkeiten, die Schallentstehung durch eine Modifikation der Ventilatorschaufeln selbst zu beeinflussen. Ein wichtiges Beispiel, welches auch in der Praxis mehr und mehr anzutreffen ist, ist die Veränderung der Schaufelform durch das Einbringen einer Zähnelung an der Profilvorderkante.
Als Beispiel für eine solche Modifikation soll an dieser Stelle eine Untersuchung an einer Reihe von Tragflügelmodellen mit sinusförmiger Zähnelung [7] angeführt werden. Diese sind vom sogenannten *„Cut-out“*-Typ, das heißt die Zähne wurden aus dem Tragflügelprofil „herausgeschnitten“ (im Gegenteil dazu existiert auch eine *„Add-on“*-Variante der Zähnelung, bei der eine flache, ebene Platte mit Zacken an der Vorderkante befestigt wird). Untersucht wurden insgesamt zehn Variationen, bei denen die zwei maßgeblichen Parameter einer sinusförmigen Zähnelung, die Wellenlänge λ und die Amplitude a der Zähne, systematisch variiert wurden. Als Vergleich diente ein Tragflügelmodell gleichen Profiltyps ohne Zähnelung. Die untersuchten Varianten sind in

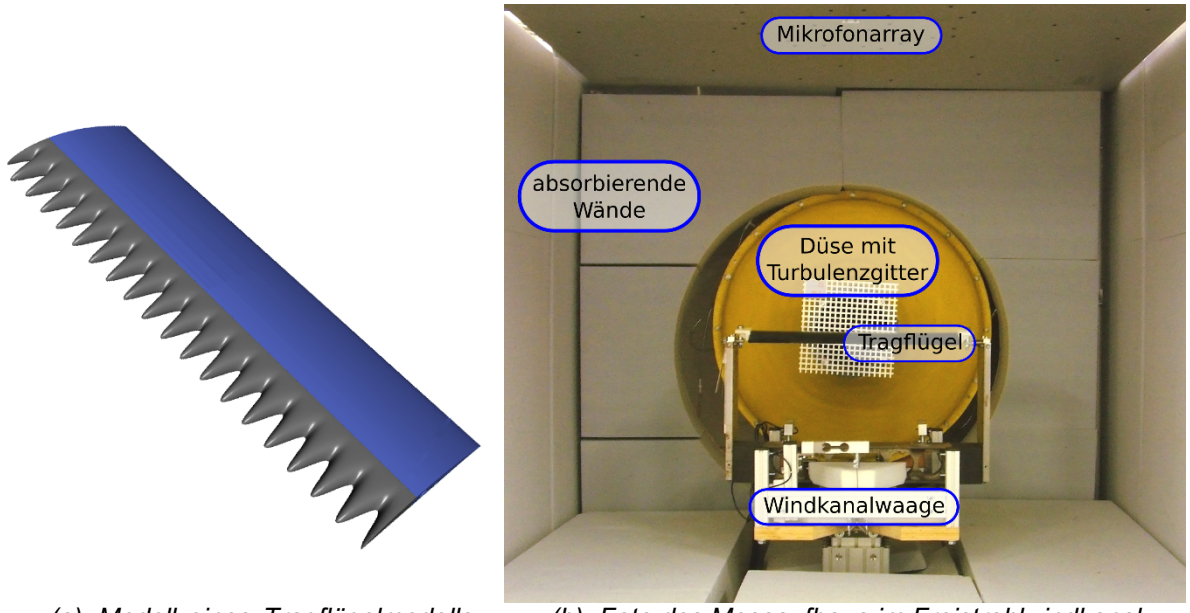
Tabelle 1 aufgeführt. Alle Tragflügelmodelle besitzen eine Sehnenlänge (Abstand von Zahnspitze zu Hinterkante) von 0,15 m und eine Spannweite von 0,495 m. Sie sind so aufgebaut, dass sich die jeweils zu untersuchende Vorderkantenzähnelung konstruktiv an einem Grundkörper befestigen lässt (siehe Bild 5(a)), wodurch sich der Einfluss der Zähnelung auf den entstehenden Schall einfach experimentell untersuchen lässt.

Tabelle 1: *Untersuchte Vorderkantenzähnelungen [7]*

Bezeichnung	**Amplitude der Zähnelung (mm)**	**Wellenlänge der Zähnelung (mm)**
Referenz	0	0
A12W26	12	26
A22W18	22	18
A22W34	22	34
A29W7,5	29	7,5
A29W26	29	26
A29W34	29	34
A29W45	29	45
A35W18	35	18
A35W34	35	34
A45W26	45	26

Die Messungen fanden im aeroakustischen Freistrahlwindkanal der BTU Cottbus - Senftenberg [8] statt. Verwendet wurde dazu eine Düse mit einem runden Austrittsquerschnitt von 0,2 m, mit der Strömungsgeschwindigkeiten von bis zu 95 m/s erreicht werden können. Um die benötigte Zuströmturbulenz zu erzeugen, wurden am Ausgang der Düse sogenannte *Turbulenzgitter* (mit rechteckigen Löchern perforierte Platten) befestigt. Um die Parameter der erzeugten Turbulenz zu variieren, wurden Gitter mit unterschiedlichen Maschenweiten und Stegbreiten verwendet. Die resultierenden Parameter Tu und Λ wurden dann mit Hilfe der Hitzdrahtanemometrie mit einer Eindrahtsonde am Ort der Tragflügelvorderkante (aber ohne eingebauten Tragflügel) gemessen.
Die Messung der Schallabstrahlung erfolgte mit Hilfe eines *Mikrofonarrays*, welches aus 56 in eine ebene Platte mit Abmessungen von 1,5 m × 1,5 m eingesetzten ¼ Zoll Mikrofonkapseln besteht. Durch ein solches Array ist es unter Zuhilfenahme geeigneter Rechenalgorithmen (siehe zum Beispiel [9]) möglich, sowohl den Ort als auch die Stärke der Schallquellen zu bestimmen. Diese Berechnung wird üblicherweise als *Beamforming* bezeichnet. Dabei wird für die Auswertung der Messungen ein Quellgebiet (in Form eines Rechennetzes) mit möglichen Quellpositionen vorgegeben. Dieses Quellgebiet kann sowohl zweidimensional (meist als Ebene parallel zur Ebene des Mikrofonarrays realisiert) als auch dreidimensional sein. Das Ergebnis des Beamforming ist dann eine sogenannte Schalldruckpegelkartierung (oder „*sound map*“), die, je nach vorgegebenem Quellgebiet, zwei- oder dreidimensional sein kann. Das Ergebnis des Beamformings enthält jedoch in der Praxis nicht nur die Verteilung der Schallquellen im gewählten Quellgebiet, sondern auch einen spezifischen Einfluss des gewählten Mikrofonarrays. Diese Eigenschaft, die als Übertragungsverhalten eines räumlichen Filters verstanden werden kann, wird mathematisch durch die sogenannte *Punktspreizfunktion* beschrieben. Um den Einfluss des Arrays aus den Messergebnissen herauszurechnen, kommen daher komplexere Beamforming-Algorithmen zur Anwendung, die den Einfluss der Punktspreizfunktion durch eine Entfaltung entfernen. Für aeroakustische Messungen oftmals verwendete Entfaltungsalgorithmen sind zum Beispiel DAMAS („*Deconvolution Approach for the Mapping of Acoustic Sources*“ [10]),

CLEAN-SC (*„CLEAN based on spatial source coherence“* [11]) oder das Orthogonale Beamforming [12].
Bei aeroakustischen Messungen in einem Freistrahlwindkanal ist es zudem oft notwendig, den Effekt der Beugung des Schalls beim Durchgang durch die Scherschicht des Freistrahls zu korrigieren. Zu diesem Zweck existieren ebenfalls verschiedene Methoden, darunter einfache geometrische Verfahren [13], iterative Minimierungs-Algorithmen [14] und sogenannte *Ray-Tracing*-Verfahren [15], bei denen „Schallstrahlen“ durch inhomogene Medien verfolgt werden.
Da in Windkanalstudien untersuchte modifizierte Tragflügel in der Regel immer auch eine aerodynamische Funktion erfüllen müssen, wird neben der Schallentstehung auch der Einfluss der Modifikationen auf die Aerodynamik des Tragflügels ermittelt. Das geschieht im einfachsten Fall durch die Messung der entstehenden Auftriebs- und Widerstandskraft mit Hilfe einer *Windkanalwaage*.
Der für die Messungen an den Tragflügeln mit gezahnter Vorderkante verwendete Messaufbau ist in Bild 5(b) zu sehen, inklusive des ebenen Mikrofonarrays, welches sich oberhalb des Modells befindet, sowie der verwendeten 6-Komponenten-Windkanalwaage. Für die Messungen wurde neben den Turbulenzeigenschaften (durch Verwendung verschiedener Gitter) auch die Strömungsgeschwindigkeit sowie der geometrische Anstellwinkel der Tragflügel variiert.



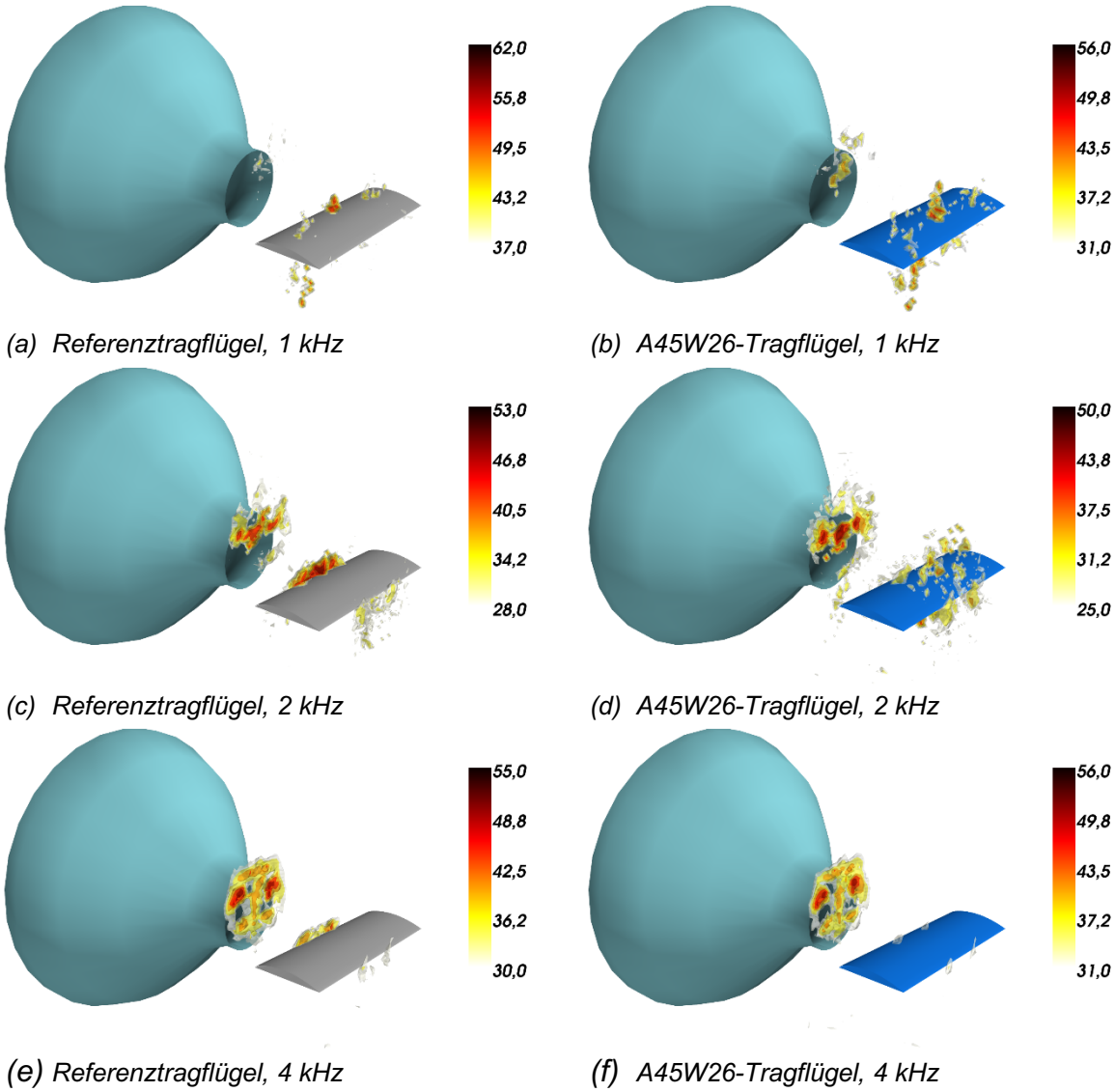
(a) *Modell eines Tragflügelmodells mit gezahnter Vorderkante*

(b) *Foto des Messaufbaus im Freistrahlwindkanal*

Bild 5: *Experimenteller Aufbau für die Messungen an Tragflügelmodellen mit sinusförmiger Vorderkantenzähnelung [7]*

Bild 6 zeigt beispielhaft für einen Tragflügel mit gezahnter Vorderkante sowie den Referenztragflügel das Ergebnis einer Einzelmessung bei 35 m/s und 0° Anstellwinkel in Form einer Schalldruckpegelkartierung. Mit dem verwendeten Turbulenzgitter betrug der Turbulenzgrad bei dieser Geschwindigkeit 3,7 % und die integrale Längenskala der Turbulenz 5 mm. Zur Berechnung wurde das CLEAN-SC Beamforming auf ein dreidimensionales Quellgebiet angewandt. Dieser Algorithmus zeichnet sich neben einem allgemein sehr guten Leistungsvermögen vor allem auch durch vergleichsweise moderate Rechenzeiten aus. Gezeigt werden Ergebnisse für den Referenztragflügel

sowie für einen modifizierten Tragflügel, dessen Vorderkantenzähnelung eine Amplitude von 45 mm und eine Wellenlänge von 26 mm aufweist.



(a) Referenztragflügel, 1 kHz *(b) A45W26-Tragflügel, 1 kHz*

(c) Referenztragflügel, 2 kHz *(d) A45W26-Tragflügel, 2 kHz*

(e) Referenztragflügel, 4 kHz *(f) A45W26-Tragflügel, 4 kHz*

Bild 6: *3D-Schalldruckpegelkartierungen (CLEAN-SC) des Referenztragflügels (linke Spalte) und des Tragflügels mit gezahnter Vorderkante mit einer Amplitude von 45 mm und einer Wellenlänge von 26 mm (rechte Spalte) in Oktavbändern mit Mittenfrequenzen von 1 kHz, 2 kHz und 4 kHz (U = 35 m/s, α = 0°, Tu = 3,7 %, Λ = 5 mm, Turbulenzgitter am Düsenauslass und Zähnelung an der Profilvorderkante nicht eingezeichnet)*

Grundsätzlich sind in den Schalldruckpegelkartierungen drei unterschiedliche Schallquellen sichtbar: Die interessierende Schallquelle an der Vorderkante des Tragflügels, eine Schallquelle an der Position des Turbulenzgitters sowie eine schwächere Schallquelle an der Hinterkante des Tragflügels. Die Stärke der Schallquelle an der Vorderkante ist bei den gezeigten Oktavbändern für den Tragflügel mit gezahnter Vorderkante immer geringer als für den Referenztragflügel, was bereits die schallmindernde Wirkung der Zähnelung zeigt. Interessant ist, dass die Position dieser Schallquelle für den Fall der gezahnten Vorderkante weiter stromab in Richtung Profilmitte rutscht. Das spricht dafür, dass der Schall bei einer gezahnten Vorderkante nicht an der Spitze der Zähne, sondern an der sogenannten Wurzel der Zähne entsteht. Mit steigender

Frequenz wird die Schallquelle an der Vorderkante schwächer, während die Schallquelle am Turbulenzgitter zunehmend stärker wird. Die dritte Schallquelle entsteht durch die Wechselwirkung der profileigenen turbulenten Grenzschicht (siehe Bild 2) und der Scherschicht des Freistrahls mit der Tragflügelhinterkante.
Um aus den Schalldruckpegelkartierungen aussagefähige Spektren des Vorderkantenschalls erstellen zu können, wird ein Sektor definiert, welcher das Gebiet der Tragflügelvorderkante im Inneren des Freistrahls enthält. Andere (Stör-)Schallquellen, wie das Turbulenzgitter oder die Tragflügelhinterkante, sind in diesem Sektor nicht enthalten. Durch Integration der in diesem Sektor befindlichen Schallanteile wurden in einem nächsten Schritt Frequenzspektren des an der Profilvorderkante erzeugten Schalls ermittelt. Diese sind in Bild 7 für fünf verschiedene Varianten der Vorderkantenzähnelung dargestellt. Die Berechnung erfolgte hier mit dem DAMAS-Algorithmus, angewandt auf ein zweidimensionales Quellgebiet. Dieser Algorithmus weist Vorteile speziell bei tiefen Frequenzen auf, ist jedoch gleichzeitig sehr rechenintensiv. Es zeigt sich eine deutliche Schallminderung in einem tiefen bis mittleren Frequenzbereich bis etwa 5 kHz. Die akustisch wirksamsten Zähnelungen sind dabei die Varianten A29W7,5 und A45W26. Es zeigt sich, dass sowohl eine große Amplitude als auch eine möglichst geringe Wellenlänge der Zähnelung aus akustischer Sicht besonders günstig sind.

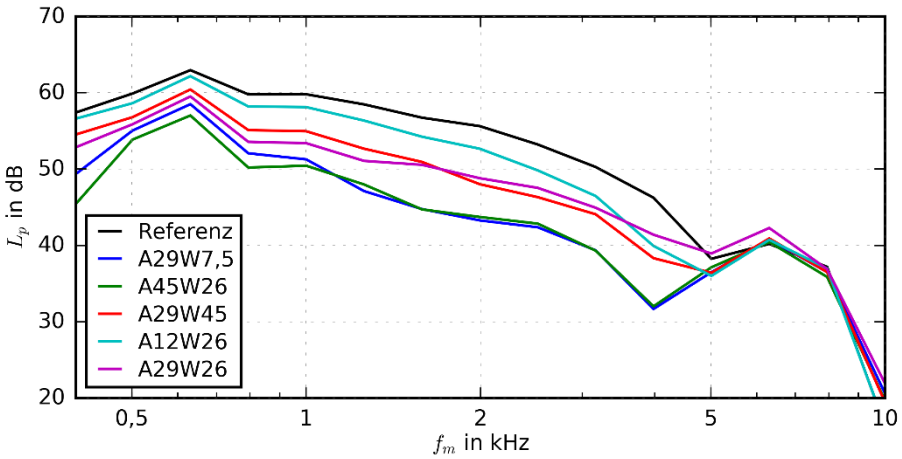
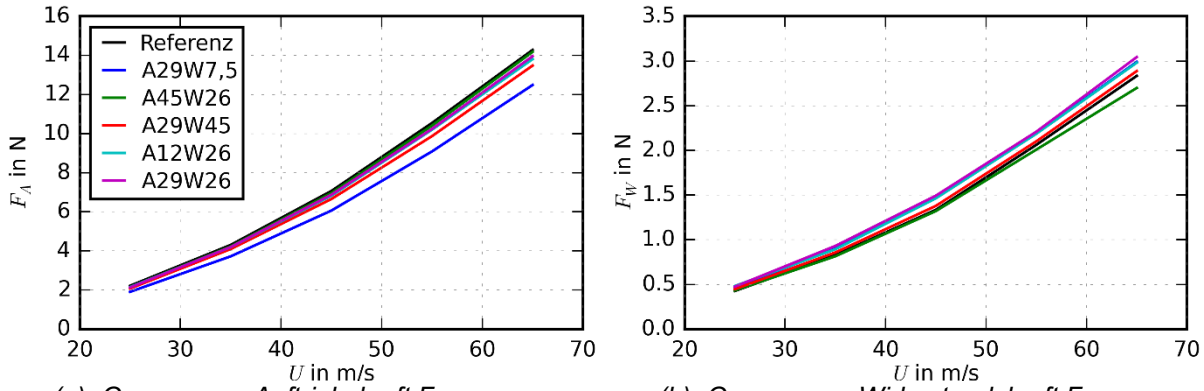


Bild 7: *Schalldruckpegel der Tragflügel mit gezahnter Vorderkante (U = 35 m/s, α = 0°, Tu = 3,7 %, Λ = 5 mm, DAMAS)*

Bei einer Modifikation des Tragflügels mit dem Ziel einer möglichst wirkungsvollen Lärmminderung sollte jedoch immer bedacht werden, dass die aerodynamischen Kenngrößen der Tragflügel nicht wesentlich schlechter werden dürfen. Ansonsten müsste die Leistungsfähigkeit der Ventilatoren wieder durch eine Zunahme der Drehzahl, eine Änderung des Blattanstellwinkels oder eine Vergrößerung der Schaufelfläche ausgeglichen werden, was wiederum eine Zunahme der Schallabstrahlung mit sich führen würde.
Entsprechend wurde bei den Experimenten auch die Aerodynamik erfasst. Für den Fall der mit einer Vorderkantenzähnelung modifizierten Tragflügel zeigt Bild 8 die mit Hilfe einer Windkanalwaage gemessenen Auftriebs- und Widerstandskräfte bei einem geometrischen Anstellwinkel von 0°. Dabei ist erkennbar, dass die Modifikation der Vorderkante durch eine Zähnelung grundsätzlich zu einer Verringerung der Auftriebskraft F_A führt (siehe Bild 8(a)), auch wenn diese zum Teil nur sehr gering ist. Zum Beispiel weist die mit A45W26 bezeichnete Variante eine gegenüber dem Referenztragflügel kaum verminderte Auftriebskraft auf. Für die erzeugte Widerstandskraft ist im

Wesentlichen ein gegenteiliger Trend zu beobachten (Bild 8(b)). Die meisten Tragflügel mit gezahnter Vorderkante führen zu einer Erhöhung der Widerstandskraft F_W gegenüber der Referenz. Hier ist der A45W26-Tragflügel eine Ausnahme, da die Zähnelung in diesem Fall sogar zu einer leichten Reduktion der Widerstandskraft führt.



(a) Gemessene Auftriebskraft F_A (b) Gemessene Widerstandskraft F_W

Bild 8: *Aerodynamische Leistungsfähigkeit der Tragflügel mit gezahnter Vorderkante als Funktion der Strömungsgeschwindigeit U (Anstellwinkel α = 0°, Tu = 3,7 %, Λ = 5 mm)*

Neben einer Zähnelung der Tragflügelvorderkante zur Reduktion von Vorderkantenschall ist auch der Einsatz poröser, das heißt luftdurchlässiger Materialien eine mögliche Maßnahme. Zur Untersuchung des Einflusses der Beschaffenheit der porösen Materialien auf die erreichbare Lärmminderung wurden im Rahmen einer Grundlagenstudie ebenfalls detaillierte Messungen an komplett porösen Tragflügeln im aeroakustischen Windkanal durchgeführt [16,17]. Dabei wurden insgesamt 16 verschiedene poröse Materialien verwendet (siehe Tabelle 2), die in erster Linie durch ihren längenbezogenen Strömungswiderstand Ξ charakterisiert werden.

Tabelle 2: *Untersuchte poröse Tragflügel [16]*

Bezeichnung	**Beschreibung**	**längenbezogener Strömungswiderstand Ξ (Pa s/m²)**
Referenz	nicht porös	∞
M & K-Filz, 0,36 g/cm³	Wollfilz	506400
Porex	Kunststoffschaum	316500
M & K-Filz, 0,22 g/cm³	Wollfilz	164800
Needlona Filz SO 2002	Synthetikfilz	130200
ArmaFoam Sound	Elastomerschaum	112100
Needlona Filz WO-PE 1958	Woll-/Synthetikfilz	40100
Arpro Porous 4025	expandierter Polypropylenschaum	23100
Reapor	Blähglasgranulat	16500
Basotect	Melaminharzschaum	9800
Recemat	Metallschaum	8200
Balzer RG 3550	PU Schaum	4400
Panacell 90 ppi	PU Schaum	4000
Panacell 60 ppi	PU Schaum	3600
M-Pore PU 45 ppi	PU Schaum	1500
M-Pore Al 45 ppi	Metallschaum	1000
Panacell 45 ppi	PU Schaum	700

Die Tragflügel hatten ein halbsymmetrisches SD7003-Profil mit geringer Wölbung, welches speziell für niedrige Reynoldszahlen geeignet ist. Bild 9 zeigt beispielhaft die

Fotografie eines der untersuchten porösen Tragflügel. Auch für diese Untersuchung wurden wieder unterschiedliche Gitter zur Erzeugung der notwendigen Zuströmturbulenz verwendet und die Messung erfolgte mit dem in Bild 5(b) sichtbaren ebenen 56-Kanal-Mikrofonarray. Anders als in der Untersuchung an den Tragflügeln mit gezahnter Vorderkante fanden hier die Messungen zur Bestimmung der Turbulenzparameter bei eingebautem Tragflügel, in einem Abstand von 7 mm vor der Vorderkante, statt.

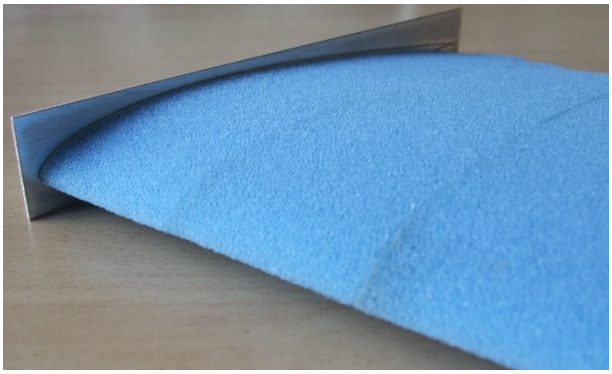
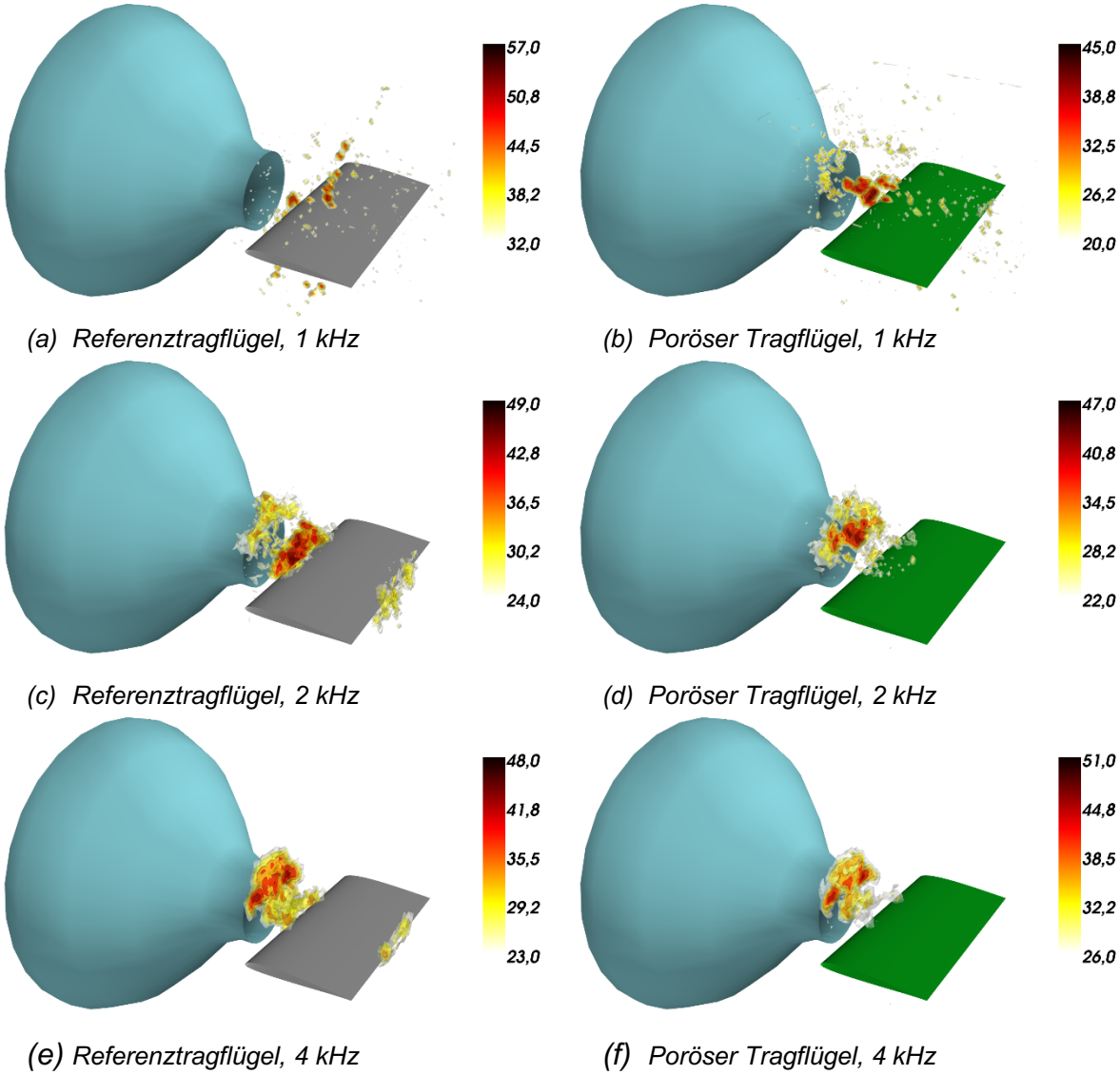


Bild 9: *Fotografie des porösen Tragflügels aus Panacell 45 ppi*

Als ein Ergebnis der Untersuchung sind in Bild 10 wieder Schalldruckpegelkartierungen für den Referenztragflügel sowie einen porösen Tragflügel mit einem vergleichsweise geringen längenbezogenen Strömungswiderstand von 1000 Pa s/m² (M-Pore Al 45 ppi) gezeigt. Diese wurden für eine Strömungsgeschwindigkeit von etwa 34 m/s und einen Anstellwinkel von 0° mit Hilfe des CLEAN-SC-Algorithmus, angewandt auf ein dreidimensionales Quellgebiet, erstellt. Im dargestellten Fall betrug der Turbulenzgrad 11,4 % und die integrale Längenskala 3,9 mm. Es ist ersichtlich, dass das poröse Material zu einer deutlichen Minderung des an der Profilvorderkante entstehenden Lärms führt. Da nicht nur die Vorderkante porös gestaltet ist, sondern der modifizierte Tragflügel komplett aus porösem Material besteht, kommt es bei höheren Frequenzen zusätzlich auch zu einer Reduktion des an der Profilhinterkante entstehenden Schalls (siehe Bild 10(c) bis (f)). Zusätzlich ist bei steigender Frequenz in den Schalldruckpegelkartierungen auch wieder eine deutliche Schallquelle am Turbulenzgitter zu erkennen.
Für einige ausgewählte poröse Tragflügel zeigt Bild 11 schließlich die durch Integration über einen an der Vorderkante befindlichen Sektor gewonnenen Schalldruckpegelspektren. Wie für die Spektren der Tragflügel mit gezahnter Vorderkante wurde auch hier wieder der DAMAS Beamforming-Algorithmus auf ein zweidimensionales Quellgebiet angewandt. Es wird ersichtlich, dass für eine wirksame Minderung der Schallentstehung durch Wechselwirkung einer turbulenten Zuströmung mit einer Tragflügelvorderkante vor allem poröse Materialien mit einem geringen längenbezogenen Strömungswiderstand Ξ geeignet sind. Solche Materialien zeichnen sich meist durch entsprechend große offene Poren aus. Der Frequenzbereich dieser Minderung liegt vor allem bei tiefen Frequenzen bis etwa 5 kHz. Materialien mit sehr hohem längenbezogenen Strömungswiderstand führen jedoch in diesem Frequenzbereich zu keiner Lärmminderung oder können im schlimmsten Fall sogar zu einer erhöhten Schallabstrahlung führen. Eine Theorie zur Wirkungsweise der porösen Materialien ist, dass die in der Strömung befindlichen turbulenten Strukturen beim Auftreffen auf die Vorderkante gedämpft werden. Dieser Effekt wird auch als *hydrodynamische Dämpfung* bezeichnet.

Ebenfalls ist in Bild 11 ersichtlich, dass es für etliche poröse Materialien zu einer erhöhten Schallabstrahlung bei hohen Frequenzen (> 5 kHz) kommt. Dieser Schall entsteht vermutlich durch die Überströmung der durch die poröse Beschaffenheit sehr rauen Oberfläche der Tragflügel.
Die Ergebnisse der hier beschriebenen Messungen wurden schließlich zur Erstellung eines empirischen Modells zur Berechnung der Schallentstehung an porösen Tragflügeln verwendet [18].



(a) *Referenztragflügel, 1 kHz* (b) *Poröser Tragflügel, 1 kHz*

(c) *Referenztragflügel, 2 kHz* (d) *Poröser Tragflügel, 2 kHz*

(e) *Referenztragflügel, 4 kHz* (f) *Poröser Tragflügel, 4 kHz*

Bild 10: *3D-Schalldruckpegelkartierungen (CLEAN-SC) des Referenztragflügels (linke Spalte) und des porösen Tragflügels mit einem längenbezogenen Strömungswiderstand von 1000 Pa s/m² (rechte Spalte) in Oktavbändern mit Mittenfrequenzen von 1 kHz, 2 kHz und 4 kHz (U = 34 m/s, α = 0°, Tu = 11,4 %, Λ = 3,9 mm, Turbulenzgitter am Düsenauslass nicht eingezeichnet)*

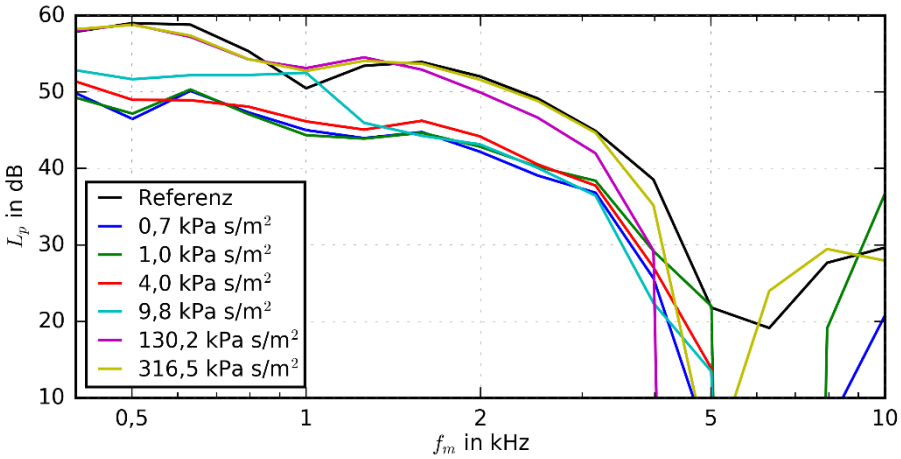


Bild 11: *Vorderkanten-Schalldruckpegel ausgewählter poröser Tragflügel mit unterschiedlichen längenbezogenen Strömungswiderständen Ξ (U = 34 m/s, α = 0°, Tu = 11,4 %, Λ = 3,9 mm, DAMAS)*

Auch bei einer Modifikation von Tragflügeln mit porösen Materialien ist gefordert, die aerodynamische Leistungsfähigkeit nur möglichst wenig zu verändern. Bestehen die Tragflügel wie im vorliegenden Fall komplett aus porösem Material ohne irgendeine Art einer internen Barriere, so führt die Luftdurchlässigkeit der Materialien zu einer Strömung von der Druckseite zur Saugseite des Profils und dadurch zu einer Reduktion des Auftriebs. Gleichzeitig kann die poröse Beschaffenheit der Oberfläche natürlich zu einer erhöhten Rauigkeit und damit auch zu einer Erhöhung der Widerstandskraft führen. Bild 12 zeigt exemplarisch die bei einer Strömungsgeschwindigkeit von 40 m/s gemessenen Auftriebskräfte F_A und Widerstandskräfte F_W der Tragflügel bei verschiedenen geometrischen Anstellwinkeln. Wie zu erwarten zeigt sich, dass mit steigendem längenbezogenen Strömungswiderstand Ξ der Tragflügel die erreichbare Auftriebskraft steigt und die Widerstandskraft sinkt. Aus aerodynamischer Sicht sind daher Tragflügel mit einem möglichst hohen längenbezogenen Strömungswiderstand vorteilhaft, während aus akustischen Gründen eher Materialien mit geringem längenbezogenen Strömungswiderstand hinsichtlich einer Lärmminderung wirksam sind. Diesem Widerspruch zwischen aerodynamischen und akustischen Anforderungen kann zum Beispiel dadurch Rechnung getragen werden, dass Tragflügel nur lokal an der Vorderkante mit porösen Materialien modifiziert werden, während der größte Teil der Profiloberfläche luftundurchlässig und aerodynamisch glatt gestaltet wird.

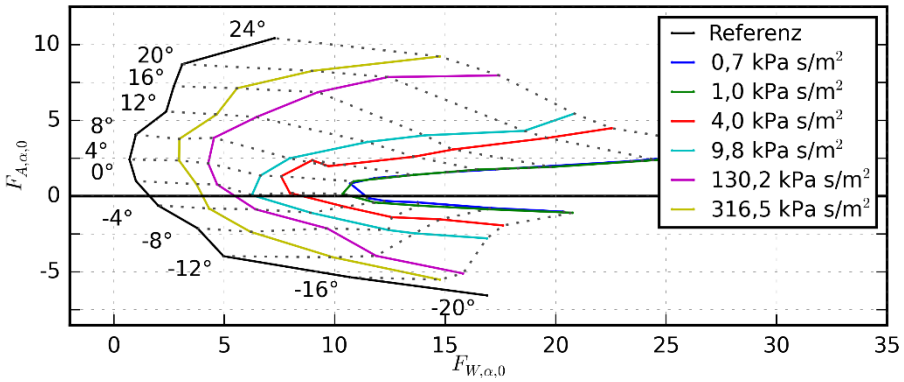


Bild 12: *Auftriebs- und Widerstandskräfte ausgewählter poröser Tragflügel in Form von Lilienthalpolaren bei unterschiedlichen geometrischen Anstellwinkeln α (U = 40 m/s, Kräfte sind bezogen auf die Werte des Referenztragflügels bei α = 0°)*

2.3 Schallentstehung an der Profilhinterkante

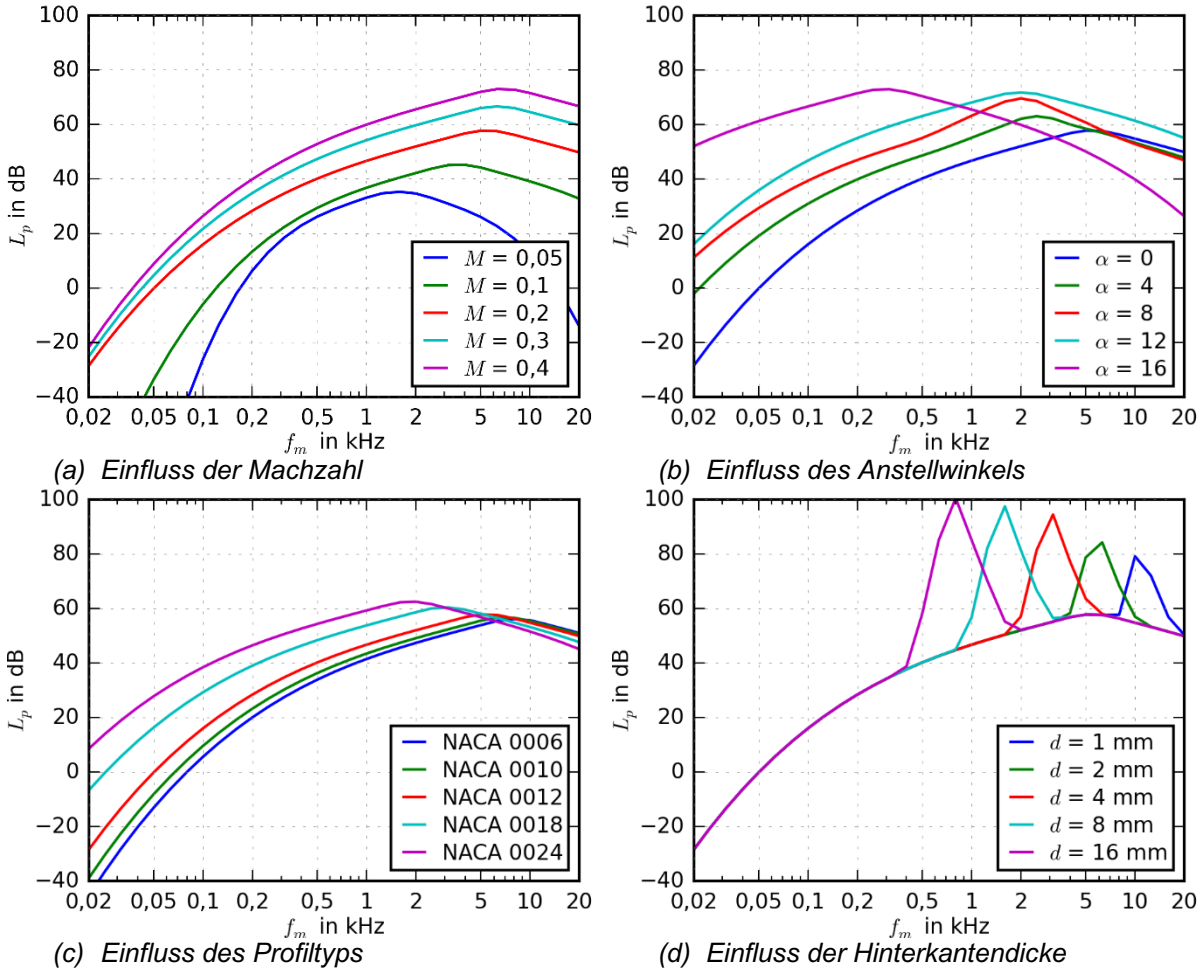
Auch für die Schallentstehung an der Hinterkante eines Tragflügelprofils existiert eine Reihe verschiedener Schallvorhersagemodelle. Eine Formulierung, anhand derer sich die wesentlichen Einflussfaktoren gut erläutern lassen, stammt von Ffowcs Williams und Hall [19] (auch zu finden in der Übersicht von Howe [20]) und basiert auf den grundlegenden Überlegungen Lighthills [21]. Demnach lässt sich der an der Hinterkante einer überströmten, halbunendlichen Platte erzeugte Schalldruck im akustischen Fernfeld mit folgender Beziehung abschätzen:

$$\tilde{p}^2 \sim \rho_0^2 \cdot u^2 \cdot {U_k}^2 \cdot M \cdot \frac{2b \cdot \ell}{R^2} \cdot D \tag{4}$$

Darin sind ρ_0 die Dichte der Luft, u die mittlere Geschwindigkeit der turbulenten Geschwindigkeitsschwankungen nahe der Hinterkante, U_k eine charakteristische Strömungsgeschwindigkeit, $2b$ die Spannweite und ℓ eine charakteristische Dimension der in der Grenzschicht enthaltenen Turbulenzballen. Der Parameter D gibt die Richtwirkung dieser Schallquelle an. Er enthält ausschließlich *Sinus*- und *Kosinus*-Anteile der Winkel zwischen Beobachter und Strömungsrichtung, Hinterkante und Sehnenlänge. Für einen senkrecht über der Hinterkante stehenden Beobachter gilt $D = 1$. Als charakteristische Strömungsgeschwindigkeit U_k wird meist die Konvektionsgeschwindigkeit der in der Grenzschicht über die Hinterkante bewegten Wirbel angegeben, die als proportional zur Strömungsgeschwindigkeit U aufgefasst werden kann. Da außerdem davon ausgegangen werden kann, dass die mittlere Geschwindigkeit der turbulenten Geschwindigkeitsschwankungen proportional zur charakteristischen Strömungsgeschwindigkeit ist ($u \sim U_k$), weist Gl. (4) insgesamt eine Abhängigkeit des Schalldruckeffektivwertquadrats von der fünften Potenz der Strömungsgeschwindigkeit auf. Diese Abhängigkeit ist etwas geringer als die eines theoretischen Dipols ($\tilde{p}^2 \sim U^6$) und wird in der Literatur auch als *gedämpfter Dipol* (*baffled dipole*) bezeichnet. Das Schalldruckeffektivwertquadrat ist außerdem proportional zur charakteristischen Wirbelgröße ℓ, wobei dafür in der Praxis oftmals die Dicke der turbulenten Grenzschicht δ über der Hinterkante der Tragflügel verwendet wird.
Ein anderes, sehr weit verbreitetes empirisches Modell ist das Modell von Brooks, Pope und Marcolini [22], welches auf einer großen Anzahl von Messungen an NACA-Profilen unterschiedlicher Form und Dimension in einem aeroakustischen Windkanal basiert. Dieses *BPM-Modell* enthält eine Reihe wesentlicher Schallentstehungsmechanismen, darunter die Schallentstehung durch Wechselwirkung einer laminaren oder turbulenten Grenzschicht mit der Hinterkante (siehe Bild 2), die Schallentstehung durch Ablösen der Grenzschicht bis hin zum kompletten Grenzschichtabriss sowie die Schallentstehung durch Wirbelbildung an einer stumpfen Hinterkante (Bild 2).

Um den Einfluss wesentlicher Parameter der Strömung sowie des Tragflügels auf den an der Hinterkante entstehenden Schall systematisch zu untersuchen, wurde mit Hilfe des BPM-Modells der Hinterkantenschall eines Tragflügels für einen 1 m senkrecht über der Hinterkante befindlichen Beobachter berechnet (siehe Bild 13). Wenn nicht anders angegeben, fanden alle Berechnungen wieder für ein Profil vom Typ NACA 0012 mit einer Sehnenlänge von 0,2 m, einer Spannweite von 0,4 m und einer 1 mm dicken Hinterkante statt. Dabei wurde jedoch nur die Schallentstehung durch eine turbulente Grenzschicht berücksichtigt. Das ist in der Praxis vor allem bei schnell drehenden Lüftern, Windkraftanlagen und Flugzeugtragflügeln der relevante

Schallentstehungsmechanismus, da eine laminare Grenzschicht nur bei niedrigen Strömungsgeschwindigkeiten, vergleichsweise geringen Sehnenlängen und sehr glatten Tragflügeloberflächen auftritt. Bei Messungen an Modellen im Windkanal wird der Übergang zwischen einer laminaren und einer turbulenten Grenzschicht (*Transition*) in der Regel künstlich durch eine „Stolperkante“ (meist in Form eines speziellen Klebestreifens) herbeigeführt. Zusätzlich wurde auch der Mechanismus der Schallentstehung an einer stumpfen Hinterkante in die Berechnung einbezogen.



(a) *Einfluss der Machzahl*

(b) *Einfluss des Anstellwinkels*

(c) *Einfluss des Profiltyps*

(d) *Einfluss der Hinterkantendicke*

Bild 13: *Nach dem Modell von Brooks, Pope und Marcolini [22] berechnete Schallentstehung an der Hinterkante eines NACA 0012 Tragflügels in 1 m Entfernung senkrecht über der Hinterkante*

Bild 13(a) zeigt den bereits in Gl. (4) erkennbaren großen Einfluss der Strömungsgeschwindigkeit U auf die Schallentstehung an der Hinterkante. So führt beispielsweise eine Zunahme der Machzahl von 0,2 auf 0,3 zu einer Zunahme um etwa 9 dB im Bereich des spektralen Maximums. Gleichzeitig verschiebt sich dieses Maximum mit steigender Machzahl leicht zu höheren Frequenzen hin. Eine Erhöhung des Anstellwinkels des Tragflügels (Bild 13(b)) führt ebenfalls zu einer leichten breitbandigen Erhöhung des Schalldruckpegels am Ort des Beobachters, während sich das Pegelmaximum etwas zu tieferen Frequenzen hin verschiebt. Eine deutliche Ausnahme bildet hier das für einen Anstellwinkel von 16° berechnete Hinterkanten-Schalldruckspektrum, bei dem eine deutliche Pegelzunahme bei tiefen Frequenzen zu beobachten ist. Das kann dadurch erklärt werden, dass es bei derart großen Anstellwinkeln zu einem Strömungsabriss kommt, der zu einer dominanten Schallabstrahlung nicht nur von der

Hinterkante, sondern von der gesamten Oberfläche des Tragflügels führen kann. Der in Bild 13(c) dargestellte Einfluss des Profils auf die Schallabstrahlung hängt im Wesentlichen nur von der dann unterschiedlichen Grenzschichtdicke ab, was wiederum den Parameter ℓ in Gl. (4) beeinflusst. So nimmt die Grenzschichtdicke δ im vorliegenden Fall vom NACA 0006 zum NACA 0024 etwa mit dem Faktor 4 zu, was zur dargestellten Verschiebung der Schalldruckpegelspektren zu tieferen Frequenzen hin und damit zu einer deutlichen Zunahme des tieffrequenten Anteils führt. Wie in Bild 13(d) dargestellt führt eine Zunahme der Hinterkantendicke zu einer Verschiebung des durch die regelmäßige Wirbelablösung entstehenden tonalen Pegelmaximums zu tieferen Frequenzen hin. Die mit dieser Wirbelablösung verbundene Strouhalzahl hängt wiederum von der Form der Kante sowie vom Verhältnis der Hinterkantendicke zur Grenzschichtdicke ab [1,22].

2.4 Minderung der Schallentstehung an der Hinterkante

2.4.1 Allgemeine Maßnahmen

Wie für die Schallentstehung an der Vorderkante eines Tragflügels lassen sich auch für die Schallentstehung an der Hinterkante aus Gl. (4) und Bild 13 einige wesentliche Grundregeln ableiten:

- Auch hier steigt der Schalldruckpegel sehr stark mit der Strömungsgeschwindigkeit. Es empfiehlt sich daher auch zur Minderung von Hinterkantenschall, wenn möglich eher langsam drehende Ventilatoren bei gleichzeitig größerem Durchmesser vorzusehen.
- Da üblicherweise Parameter wie der Anstellwinkel und der Profiltyp auf die aerodynamischen Erfordernisse (zum Beispiel zu bewältigender Volumenstrom oder erforderliche Druckerhöhung) zugeschnitten sind, ist der Spielraum bezüglich einer akustisch günstigen Auslegung wahrscheinlich eher gering. Sollten derartige Maßnahmen aber möglich sein, empfiehlt sich eher ein geringerer Anstellwinkel und ein Profiltyp, der zu einer möglichst geringen Grenzschichtdicke an der Position der Hinterkante führt.
- Ein die Akustik maßgeblich bestimmender Parameter ist die Dicke der Tragflügelhinterkante, da es durch die regelmäßige Wirbelablösung zu starken tonalen Anteilen kommen kann. Hier ist eine möglichst geringe Dicke, das heißt eine möglichst scharfe Hinterkante, im Sinne einer möglichst geringen Schallentstehung vorteilhaft.

2.4.2 Maßnahmen durch Modifikation der Schaufeln

Auch die Minderung des an der Hinterkante eines Tragflügels entstehenden Schalls kann wieder prinzipiell durch eine Modifikation der Tragflügelgeometrie (zum Beispiel in Form einer Zähnelung) oder des Tragflügelmaterials erfolgen. Hier ist ebenfalls eine Verwendung poröser Materialien eine sehr vielversprechende Möglichkeit, die im Rahmen einer detaillierten Grundlagenstudie durch Messungen an vollkommen porös gestalteten Tragflügeln vom Typ SD7003 untersucht wurde [23,24]. Die Untersuchungen fanden wieder im aeroakustischen Windkanal mit Hilfe eines ebenen Mikrofonarrays statt. Es zeigte sich, dass durch die porösen Materialien eine deutliche Hinterkantenschallreduktion in der Größenordnung von bis zu 10 dB möglich ist. Die entstandenen

Ergebnisse wurden wieder für die Erstellung eines empirischen Schallvorhersagemodells für den Hinterkantenschall poröser Tragflügel verwendet [18]. Ein Nachteil der komplett porösen Beschaffenheit ist jedoch wieder eine Abnahme der Auftriebskraft F_A und eine Zunahme der Widerstandskraft F_W gegenüber einem nicht-porösen Referenzprofil (siehe Bild 12). Daher wurde in einer weiteren Untersuchung [25] der vordere Teil der porösen Tragflügelmodelle mit einer luftundurchlässigen Folie abgeklebt, so dass nur der hintere Teil des Tragflügels porös bleibt (siehe Bild 14). An diesen *teilporösen Tragflügeln* wurde nun zusätzlich der Einfluss des porösen Anteils x_p/s auf die erreichbare Lärmminderung quantifiziert. Insgesamt wurden poröse Anteile von 5 %, 10 %, 20 %, 30 %, 50 % und 100 % (vollporös) untersucht.



Bild 14: *Skizze eines teilporösen Tragflügels*

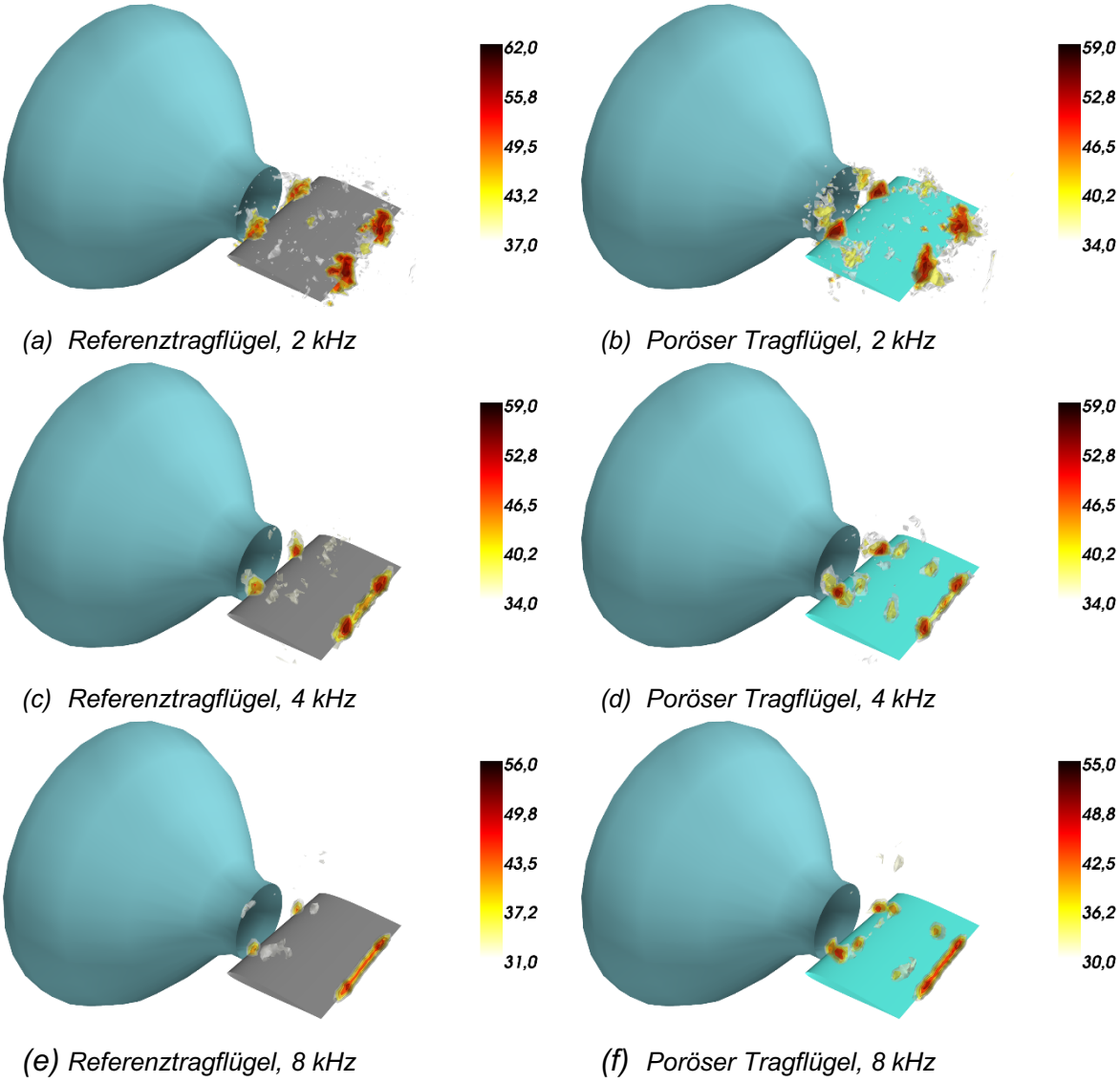
Da die luftundurchlässige Folie fest an den Tragflügeln haften und nach Ende der Messungen möglichst auch wieder rückstandslos zu entfernen sein sollte, eigneten sich für die Untersuchung an den teilporösen Tragflügeln nur ausgewählte poröse Materialien. Diese sind in Tabelle 3 zusammengefasst.

Tabelle 3: *Untersuchte teilporöse Tragflügel [25]*

Bezeichnung	**Beschreibung**	**längenbezogener Strömungswiderstand Ξ (Pa s/m²)**
Referenz	nicht porös	∞
Porex	Kunststoffschaum	316500
Siperm	Metallschaum	150000
Damtec Estra	Gummigranulat	86100
Damtec USM	Gummigranulat	12900
Recemat	Metallschaum	8200
M-Pore Al 45 ppi	Metallschaum	1000

Auch für die teilporösen Tragflügel ergab sich eine deutliche Lärmminderung. Bild 15 zeigt wieder beispielhaft Schalldruckpegelkartierungen in Oktavbändern für einen nicht-porösen Referenztragflügel sowie für einen Tragflügel mit einer porösen Hinterkante, die eine Ausdehnung von 30 % der Gesamtsehnenlänge aufweist. Das verwendete offen-poröse Material hat einen vergleichsweise hohen längenbezogenen Strömungswiderstand Ξ von 150000 Pa s/m².
Grundsätzlich sind in den Karten wieder mehrere Schallquellen sichtbar. Das umfasst die interessierende Schallquelle, die durch Interaktion der turbulenten Grenzschicht mit der Hinterkante entsteht und die sich etwa mittig auf der Hinterkante befindet. Rechts und links neben dieser Schallquelle befinden sich zwei weitere dominante Schallquellen, die durch die Interaktion der Scherschicht des Windkanals mit der Hinterkante entstehen und die für diese Untersuchung nicht von Interesse sind. Ebenfalls nicht von Interesse sind die Schallquellen, die durch die Wechselwirkung der Windkanalscherschicht mit der Profilvorderkante entstehen.
Es zeigt sich, dass die interessierende Schallquelle durch das poröse Material im dargestellten Frequenzbereich im Vergleich zum Referenztragflügel abgeschwächt wird,

wenn auch nicht so deutlich wie bei den Vorderkantenschalluntersuchungen. Ein sehr interessanter Effekt ist zudem, dass es auch zu einer Schallentstehung am Übergang zwischen der luftundurchlässigen Folie und der porösen Hinterkante (bei $x/s = 0{,}7$) kommt.



(a) Referenztragflügel, 2 kHz *(b) Poröser Tragflügel, 2 kHz*

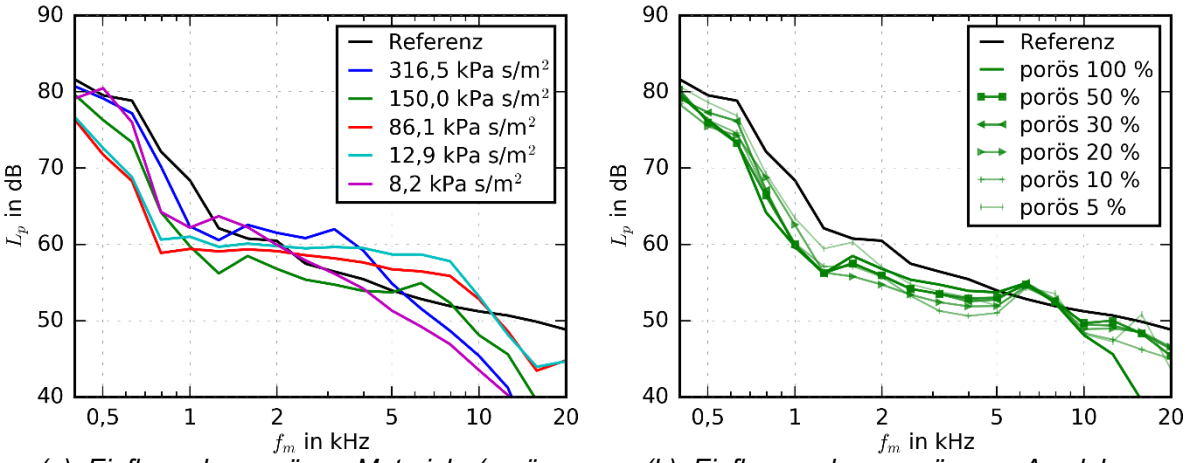
(c) Referenztragflügel, 4 kHz *(d) Poröser Tragflügel, 4 kHz*

(e) Referenztragflügel, 8 kHz *(f) Poröser Tragflügel, 8 kHz*

Bild 15: *3D-Schalldruckpegelkartierungen (CLEAN-SC) des Referenztragflügels (linke Spalte) und des Tragflügels mit einer 30 % ausgedehnten porösen Hinterkante mit einem längenbezogenen Strömungswiderstand von 150000 Pa s/m² (Siperm, rechte Spalte) in Oktavbändern mit Mittenfrequenzen von 2 kHz, 4 kHz und 8 kHz (U = 71 m/s, α = 0°)*

Wie bereits für den Vorderkantenschall wurden auch für den an der Profilhinterkante entstehenden Schall Spektren durch Integration über einen entsprechenden Sektor in den DAMAS-Schalldruckpegelkartierungen gewonnen. Dieser Sektor enthält nur das Gebiet, in dem es zu einer Wechselwirkung der turbulenten Grenzschicht mit der Hinterkante kommt, während andere Schallquellen von der Integration ausgeschlossen sind.
Bild 16 zeigt entsprechende Schalldruckpegelspektren für ausgewählte teilporöse Tragflügel. Es ist ersichtlich, dass die Wahl eines geeigneten porösen Materials wieder großen Einfluss hat (Bild 16(a)). Anders als bei der Minderung von Vorderkantenschall

sind es hier jedoch eher Materialien mit mittlerem längenbezogenen Strömungswiderstand, die sich als besonders wirksam erweisen. Bei einigen Materialien kommt es zu einer erhöhten Schallabstrahlung bei mittleren Frequenzen ab etwa 2 kHz. Ein wichtiges Ergebnis der Untersuchung ist, dass sich bei einem geeigneten porösen Material bereits bei einer nur sehr geringen Ausdehnung x_p/s der porösen Hinterkante eine deutliche Schallminderung ergibt, was in Bild 16(b) ersichtlich ist.



(a) *Einfluss des porösen Materials (poröse Ausdehnung 100 %)*

(b) *Einfluss der porösen Ausdehnung (Ξ = 150000 Pa s/m²)*

Bild 16: *Hinterkanten-Schalldruckpegel ausgewählter (teil-)poröser Tragflügel mit unterschiedlichen längenbezogenen Strömungswiderständen Ξ und unterschiedlicher Ausdehnung der porösen Hinterkante (U = 71 m/s, α = 0°, DAMAS)*

Dass die Beschränkung der porösen Beschaffenheit den gewünschten positiven Effekt auf die Aerodynamik der modifizierten Tragflügel hat, ist in Bild 17 zu sehen. Je geringer die poröse Ausdehnung ist, desto höher die erreichbare Auftriebskraft F_A und desto niedriger die Widerstandskraft F_W.

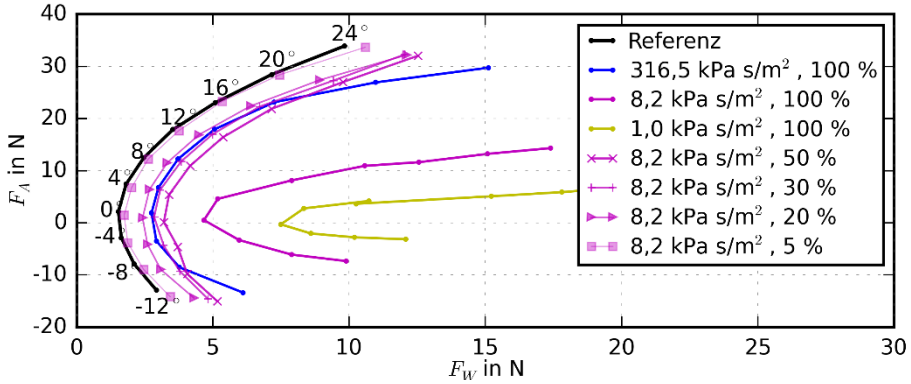


Bild 17: *Auftriebs- und Widerstandskräfte ausgewählter (teil-)poröser Tragflügel in Form von Lilienthalpolaren bei unterschiedlichen geometrischen Anstellwinkeln α (U = 58 m/s)*

3. Zusammenfassung

Neben mechanischen und thermodynamischen Schallquellen können auch strömungsmechanische Schallquellen zur Schallentstehung an Motoren und Aggregaten beitragen. Im vorliegenden Beitrag wird die Schallentstehung an Tragflügelprofilen als wesentliche aerodynamische Schallquelle (zum Beispiel an Lüftern und Ventilatoren) erläutert. Neben grundlegenden Einflussfaktoren auf den an der Vorderkante und Hinterkante entstehenden Schall anhand bekannter Rechenmodelle werden Möglichkeiten zur konstruktiven Lärmminderung diskutiert. Das umfasst die Modifikation der Tragflügel mit einer Zähnelung sowie die Modifikation durch die Verwendung offenporöser Materialien und deren Einfluss auf die Schallentstehung und die Aerodynamik.

Literatur

[1] Blake, W. K. (1986). Mechanics of Flow-Induced Sound and Vibration, Volume II: Complex Flow-Structure Interactions. Frenkiel, F. N., Temple, G., editors.

[2] Amiet, R. K. (1975). Acoustic radiation from an airfoil in a turbulent stream. Journal of Sound and Vibration, 41(4), 407-420.

[3] Gershfeld, J. (2004). Leading edge noise from thick foils in turbulent flows. The Journal of the Acoustical Society of America, 116(3), 1416-1426.

[4] Geyer, T. F., Sarradj, E., Hobracht, M. (2016). Noise generated by a leading edge in anisotropic turbulence. 45th International Congress on Noise Control Engineering, Hamburg.

[5] Roach, P. E. (1987). The generation of nearly isotropic turbulence by means of grids. International Journal of Heat and Fluid Flow, 8(2), 82-92.

[6] Giesler, J. (2011). Schallentstehung durch turbulente Zuströmung an aerodynamischen Profilen. Dissertation, Brandenburgische Technische Universität (BTU), Cottbus.

[7] Biedermann, T., Czeckay, P., Geyer, T. F., Kameier, F., Paschereit, C. O. (2018). Noise Source Identification of Aerofoils Subjected to Leading Edge Serrations using Phased Array Beamforming. 24th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, Atlanta, USA.

[8] Sarradj, E., Fritzsche, C., Geyer, T. F., Giesler, J. (2009). Acoustic and Aerodynamic Design and Characterization of a Small-Scale Aeroacoustic Wind Tunnel. Applied Acoustics, 70:1073–1080.

[9] Sarradj, E., Herold, G. (2017). A Python Framework for Microphone Array Data Processing. Applied Acoustics, 116, 50-58.

[10] Brooks, T. F., Humphreys, W. M. (2006). A deconvolution approach for the mapping of acoustic sources (DAMAS) determined from phased microphone arrays. Journal of Sound and Vibration, 294(4-5), 856-879.

[11] Sijtsma, P. (2007). CLEAN based on spatial source coherence. International Journal of Aeroacoustics, 6(4), 357-374.

[12] Sarradj, E. (2010). A fast signal subspace approach for the determination of absolute levels from phased microphone array measurements. Journal of Sound and Vibration, 329(9), 1553-1569.

[13] Amiet, R. K. (1978). Refraction of sound by a shear layer. Journal of Sound and Vibration, 58(4), 467-482.

[14] Porteous, R., Geyer, T. F., Moreau, D. J., Doolan, C. J. (2018). A correction method for acoustic source localisation in convex shear layer geometries. Applied Acoustics, 130, 128-132.

[15] Sarradj, E. (2016). A fast ray casting method for sound refraction at shear layers. International Journal of Aeroacoustics, Vol 16, Issue 1-2, pp. 65 - 77.

[16] Geyer, T. F., Sarradj, E., Giesler, J., Hobracht, M. (2011). Experimental assessment of the noise generated at the leading edge of porous airfoils using microphone array techniques. 17th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, Portland, USA.

[17] Geyer, T. F., Sarradj, E., Giesler, J. (2012). Application of a beamforming technique to the measurement of airfoil leading edge noise. Advances in Acoustics and Vibration, 2012.

[18] Sarradj, E., Geyer, T. F. (2014). Symbolic regression modeling of noise generation at porous airfoils. Journal of Sound and Vibration, 333(14), 3189-3202.

[19] Ffowcs Williams, J., Hall, L. H. (1970). Aerodynamic sound generation by turbulent flow in the vicinity of a scattering half plane. Journal of Fluid Mechanics, 40(4), 657-670.

[20] Howe, M. S. (1978). A review of the theory of trailing edge noise. Journal of Sound and Vibration, 61(3), 437-465.

[21] Lighthill, M. J. (1952). On sound generated aerodynamically. I. General theory. In Proceedings of the Royal Society of London A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences (Vol. 211, No. 1107, pp. 564-587). The Royal Society.

[22] Brooks, T. F., Pope, D. S., Marcolini, M. A. (1989). Airfoil self-noise and prediction. NASA Reference Publication 1218.

[23] Geyer, T. F., Sarradj, E., Fritzsche, C. (2010). Measurement of the noise generation at the trailing edge of porous airfoils. Experiments in Fluids, 48(2), 291-308.

[24] Geyer, T. F., Sarradj, E., Fritzsche, C. (2010). Porous airfoils: noise reduction and boundary layer effects. International Journal of Aeroacoustics, 9(6), 787-820.

[25] Geyer, T. F., Sarradj, E. (2014). Trailing edge noise of partially porous airfoils. In 20th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, Atlanta, USA.

Einfluss von Zuströmbedingungen auf die Turboladerakustik

Johannes Müller, Stefan Becker

Abstract

Die hohen Drehzahlen und großen Verdichtungsverhältnisse von Abgasturboladern führen zu einer tonalen als auch einer breitbandigen Schallabstrahlung über den gesamten menschlichen Hörbereich. Aufgrund des engen Bauraums in Pkws sind vor dem Verdichterlaufrad häufig Umlenkungen und Geometrien notwendig, die die Anströmung des Laufrads verändern. In diesem Beitrag wird daher der Einfluss von Vordrall auf das Verdichterkennfeld und die Schallabstrahlung des Abgasturboladers untersucht. Es zeigt sich, dass Gegendrall die Kennlinien positiv zu höheren Druckzahlen beeinflusst. Zu starker oder Gleichdrall sorgt jedoch für ein Abfallen der Kennlinien vor allem bei hohen Durchflusszahlen. Je nach Drallart ist ein Anstieg oder eine Abnahme des höherfrequenten Strömungsschalls zu beobachten. In der Nähe der Pumpgrenze spielt der Vordrall nahezu keine Rolle auf das Betriebsverhalten des Turboladers. Somit kann gezeigt werden, dass gestörte, drallbehaftete Zuströmungen, wie sie bei Pkw-Turboladern häufig auftreten, im Allgemeinen zu einem schlechteren Betriebsverhalten und einer Beeinflussung der Schallabstrahlung führen. Vorleiteinrichtungen oder Gleichrichter, die ein homogenes Strömungsfeld vor dem Verdichter im Pkw ermöglichen, bewirken möglicherweise eine positive Beeinflussung des Betriebsverhaltens des Abgasturboladers.

Kurzfassung

Mit Hilfe von Laser-Doppler-Anemometer (LDA) Messungen wurde die Beeinflussung der Zuströmung des Verdichters von Abgasturboladern durch Vorleitprofile untersucht. Auf einem Kaltgasprüfstand erfolgte die Charakterisierung des hydrodynamischen und akustischen Verhaltens des Abgasturboladers unter dem Einfluss der verschiedenen Vorleiteinrichtungen. Dabei wurden jeweils das Verdichterkennfeld und die Schallabstrahlung gemessen und analysiert.

1. Einleitung

Die steigenden Anforderungen an die Schadstoffreduzierung bei Verbrennungsmotoren machen den Einsatz von Abgasturboladern insbesondere seit Inkrafttreten der Euro-6-Abgasnorm im Jahr 2015 sowohl bei Diesel- als auch Benzin-Pkws unabdingbar [1]. Die sehr hohen Drehzahlen, großen Verdichtungsverhältnisse und dynamischen Beschleunigungs- und Abbremsvorgänge des Laders führen sowohl zu einer tonalen als auch einer breitbandigen Schallabstrahlung über den gesamten menschlichen Hörbereich. Der stetige Entwicklungsprozess bei der Minderung dominanter Motorgeräusche führt zu einem steigenden Einfluss der Schallabstrahlung des Abgasturboladers auf das Geräuschempfinden im Fahrzeuginnenraum [2]. Aufgrund des engen Bauraums in Pkws sind vor dem Verdichterlaufrad häufig Umlenkungen notwendig, die

die Anströmung des Laufrads verändern [3,4,5]. Dadurch kommt es zur Verschiebung der Pumpgrenze und der gesamten Kennlinien. Bedingt durch das Downsizing der Motoren wird der Verdichter jedoch zunehmend in der Nähe der Pumpgrenze betrieben [3]. Eine Einengung des Kennfelds begrenzt daher einerseits den Einsatzbereich des Laders, führt aber auch zu zusätzlicher Schallabstrahlung durch Strömungsrauschen [6]. Die Zuströmung des Verdichters ist somit maßgeblich für das hydrodynamische und akustische Verhalten des Turboladers. Beispielsweise lässt sich durch Vordrall in der Zuströmung das Kennfeld des Verdichters gezielt beeinflussen [7,8,9]. Durch Variation der Einlaufgeometrien konnten Galindo et al. [10] auch einen Einfluss der Zuströmung auf den abgestrahlten Gesamtschalldruckpegel nachweisen. Teng et al. [6] und Miazgowicz [11] zeigten, dass in die Zuströmung eingebrachter Vordrall den Gesamtschalldruckpegel durch Verschiebung der Pumpgrenze reduzieren kann. Speck et al. [12] setzten erstmals Drallelemente zur Beeinflussung der Verdichterakustik im Gesamtfahrzeug ein und konnten somit eine Reduzierung der Strömungsgeräusche in bestimmten Lastzuständen erreichen. Darauf aufbauend wird im Folgenden der Einfluss von Vordrall auf das Schallspektrum untersucht.

2. Versuchsaufbau

Die Untersuchungen erfolgten an zwei Prüfständen. Die Charakterisierung des hydrodynamischen und akustischen Verhaltens des Abgasturboladers wurde über einen Kaltgasprüfstand (Bild 1) realisiert. Die Analyse des Einflusses verschiedener Vorleiteinrichtungen auf die Strömungsverhältnisse in der Zuströmung erfolgte an einem separaten Prüfstand mit Hilfe von LDA Messungen.

2.1 Turboladerprüfstand

Um die Akustik des Abgasturboladers vollständig charakterisieren zu können, steht ein Kaltgasprüfstand zur Verfügung, der es ermöglicht den Einfluss der Zuströmung auf die Schallabstrahlung unter Semi-Freifeld Bedingungen in einem reflexionsarmen Raum zu untersuchen. Hierfür wurde der gekrümmte Einlass des verwendeten Turboladers 2.0l TFSI 185 kW verändert. Die 90° Umlenkung vor dem Verdichter wurde dabei durch eine gerade Ansaugstrecke ersetzt. Diese ermöglicht den Einsatz verschiedener Vorleiteinrichtungen im Abstand von 35 cm vor der Vorderkante des Verdichterlaufrads. Eine Einlaufdüse außerhalb des reflexionsarmen Raums ermöglicht die Messung des Verdichtervolumenstroms. Gleichrichter sorgen für homogene Strömungsverhältnisse vor den Vorleiteinrichtungen. Die verdichtete Luft wird zuerst in einen Ladeluftkühler und anschließend aus dem Raum geleitet. Ein Sitzventil ermöglicht die Drosselung des Laders und somit die Einstellung verschiedener Betriebspunkte. Sensoren u.a. vor und nach der Turbine sowie dem Verdichter erfassen alle relevanten Druck- und Temperaturdaten. Ein Wirbelstromsensor im Bereich der Welle misst die Drehzahl. Der Abgasturbolader ist an einen Zylinderkopf angeflanscht. Über Rohrverbindungen wird die Turbine mit Druckluft beaufschlagt. Ein Gleitschieberventil und ein Venturi-Rohr ermöglichen die Regelung und Bestimmung des Massenstroms. Der Auslass der Turbine ist, analog zum realen Fahrzeug, mit dem Katalysator und der Abgasanlage verbunden. Über die Mündung der Abgasanlage wird die Druckluft nach außen geleitet. Mikrofone im Abstand von 0.5 m zum Abgasturbolader dienen der Messung des Luftschalls. Alle Störgeräusche erzeugenden Bauteile, wie Ölpumpe und das

Regel- und Auslassventil sind außerhalb des schallarmen Raums, der gegen Geräusche von außen gesondert gedämmt ist, angebracht.

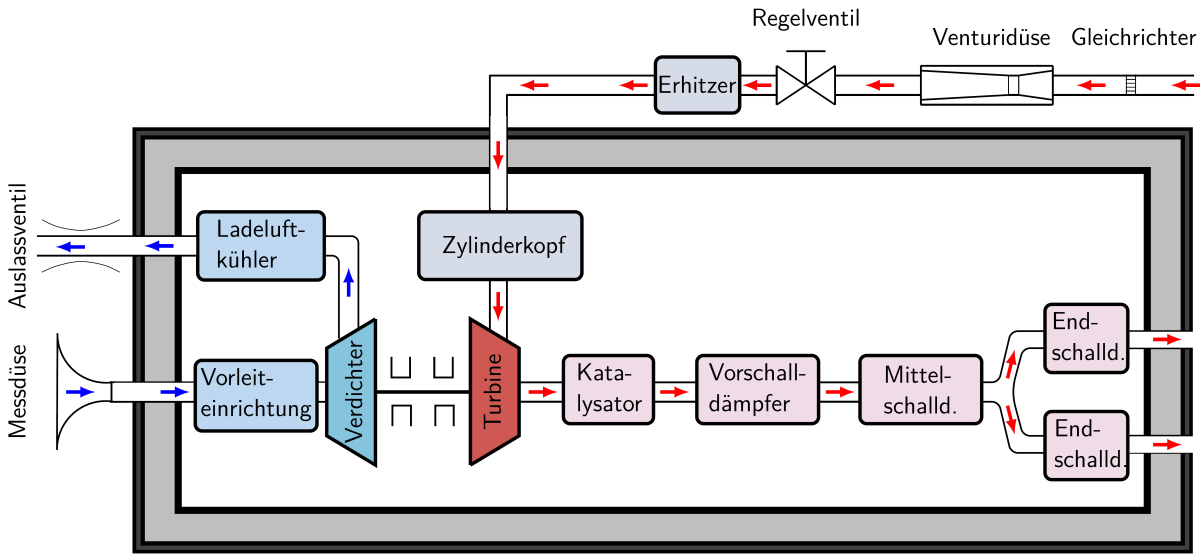
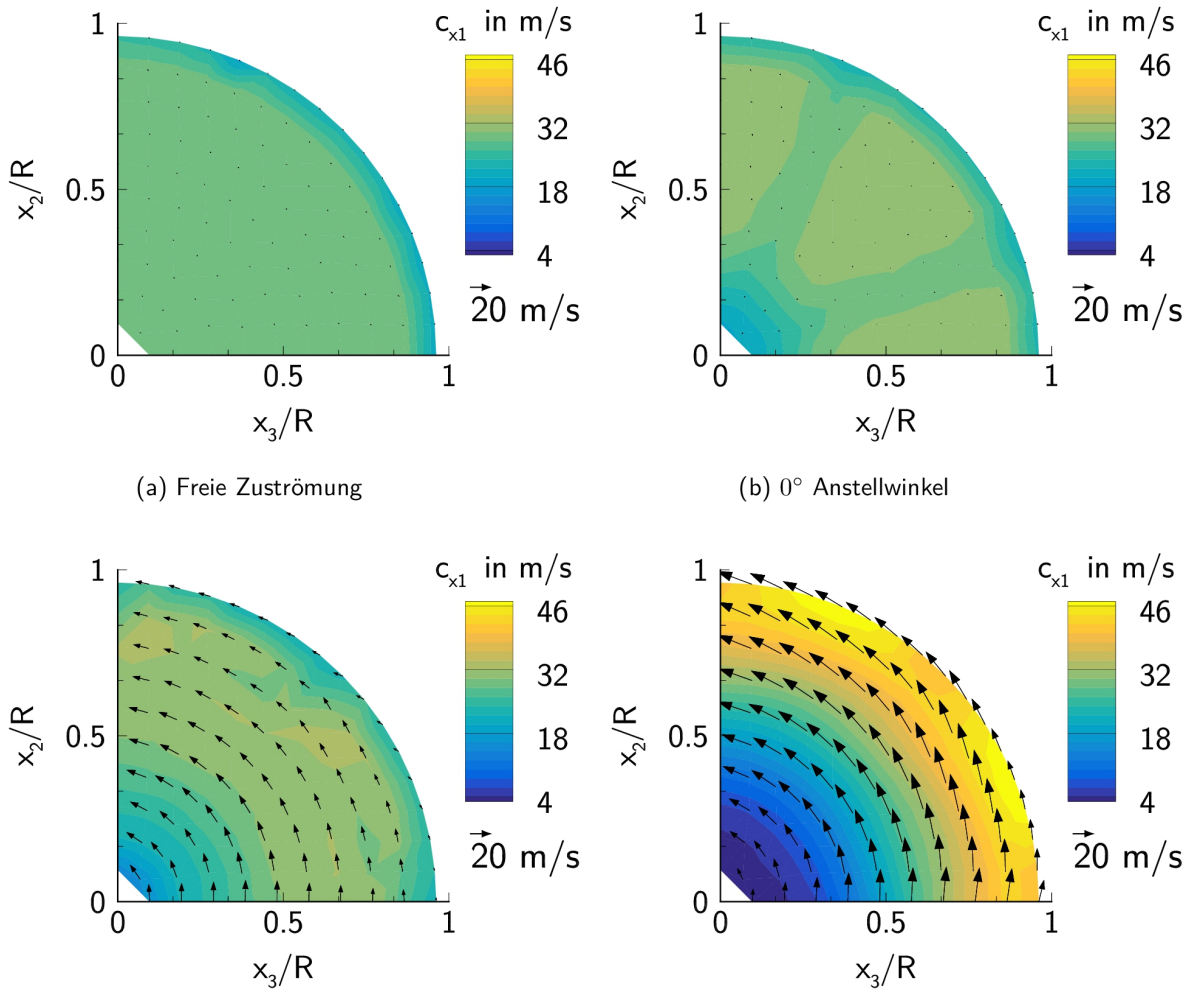


Bild 1: *Aufbau des Turboladerprüfstands*

2.2 Vorleiteinrichtungen

In Anlehnung an die Arbeiten von Iserland [13] bestehen die verwendeten Vorleiteinrichtungen jeweils aus 8 Schaufeln, die gleichmäßig über den Rohrquerschnitt verteilt sind. Die relative Dicke des geraden Profils beträgt 10% (NACA 0010) bei einer maximalen Sehnenlänge von 25 mm am Außenradius. Die Sehnenlänge und somit die relative Dicke nimmt bei gleichbleibender Versperrung zum Rohrmittelpunkt hin ab. Im Mittelpunkt befindet sich ein Zylinder, dessen Durchmesser dem der Laufradnarbe entspricht. Zur Verringerung des Strömungswiderstands ist der Zylinder an beiden Enden abgerundet. Die verwendeten Anstellwinkel sind 0°, ± 22.5° und ± 45°. Positive Anstellwinkel erzeugen definitionsgemäß einen Gleichdrall, wohingegen negative Anstellwinkel einem Gegendrall entsprechen. Für die Referenzmessungen mit drallfreier Zuströmung wurden die Vorleiteinrichtungen durch ein Rohrstück ohne Einbauten ersetzt. Die Charakterisierung der Strömungsverhältnisse nach den Vorleiteinrichtungen erfolgte mit Hilfe von LDA-Messungen. Hierfür wurde die Ansaugstrecke des Turboladerprüfstands bis zum Punkt an dem die Strömung auf die Vorderkante des Laufrads trifft auf einem separaten Prüfstand mit Luft bei einer Reynoldszahl von 75000, bezogen auf den Rohrradius, frei ausblasend durchströmt. Ein Viertel des Strömungsfelds wurde 2.5 cm nach dem Rohrende mit 101 Messpunkten und einer Messzeit von 60 s pro Punkt mit einer 2D-Sonde vermessen. Um die Strömungsgeschwindigkeiten in alle drei Raumrichtungen zu erfassen waren zwei Messungen nötig. Bild 2 zeigt als Konturplot die Strömungsgeschwindigkeit der Hauptströmungsrichtung und als Vektoren die Geschwindigkeiten der Querkomponenten für die Referenzmessung (a) und für die Vorleiteinrichtungen mit 0° (b), + 22.5° (c) und + 45° (d) Anstellwinkel.



(a) Freie Zuströmung

(b) $0°$ Anstellwinkel

(c) $+22.5°$ Anstellwinkel

(d) $+45°$ Anstellwinkel

Bild 2: *Geschwindigkeitsverteilung in Hauptströmungsrichtung bei verschiedenen Vorleiteinrichtungen und Re = 75000*

Die Referenzmessung mit drallfreier Zuströmung weist dabei ein gleichmäßiges Strömungsfeld in Hauptströmungsrichtung und nahezu keine Querkomponenten auf. Lediglich an der Rohrwandung zeigt sich ebenso wie bei Konfiguration b) der Einfluss der Grenzschicht. Auch in diesem Fall bleibt die Strömung relativ homogen. Es treten keine Querkomponenten auf, jedoch ist ein geringer Einfluss der Schaufeln auf die Strömung sichtbar. Auch bei einem Anstellwinkel von 22.5° ist die Strömung in x_1-Richtung relativ gleichmäßig. Es treten allerdings gleichgerichtete Querkomponenten mit einer Geschwindigkeit von bis zu 20 m/s auf. Mit Konfiguration (d) steigt die maximale Geschwindigkeitsamplitude der Querkomponenten weiter bis auf 36 m/s an. Das Strömungsfeld in x_1-Richtung und die Querkomponenten weisen einen deutlichen Gradienten hin zu großen Radien auf. Folglich kann durch den Einsatz der Vorleiteinrichtungen der Vordrall des Verdichters variiert werden. Die Strömungsfelder der Einsätze mit negativem Anstellwinkel unterscheiden sich zu denen mit positivem Anstellwinkel nur in der Richtung der Umfangskomponente.

3. Schallabstrahlung bei freier Zuströmung

Für die Referenzmessung bei drallfreier Zuströmung wurde die Laderdrehzahl jeweils bei 80000 min^{-1}, 100000 min^{-1} und 120000 min^{-1} konstant gehalten und das Auslassventil schrittweise geschlossen. Bild 3 a) zeigt das resultierende Kennfeld.

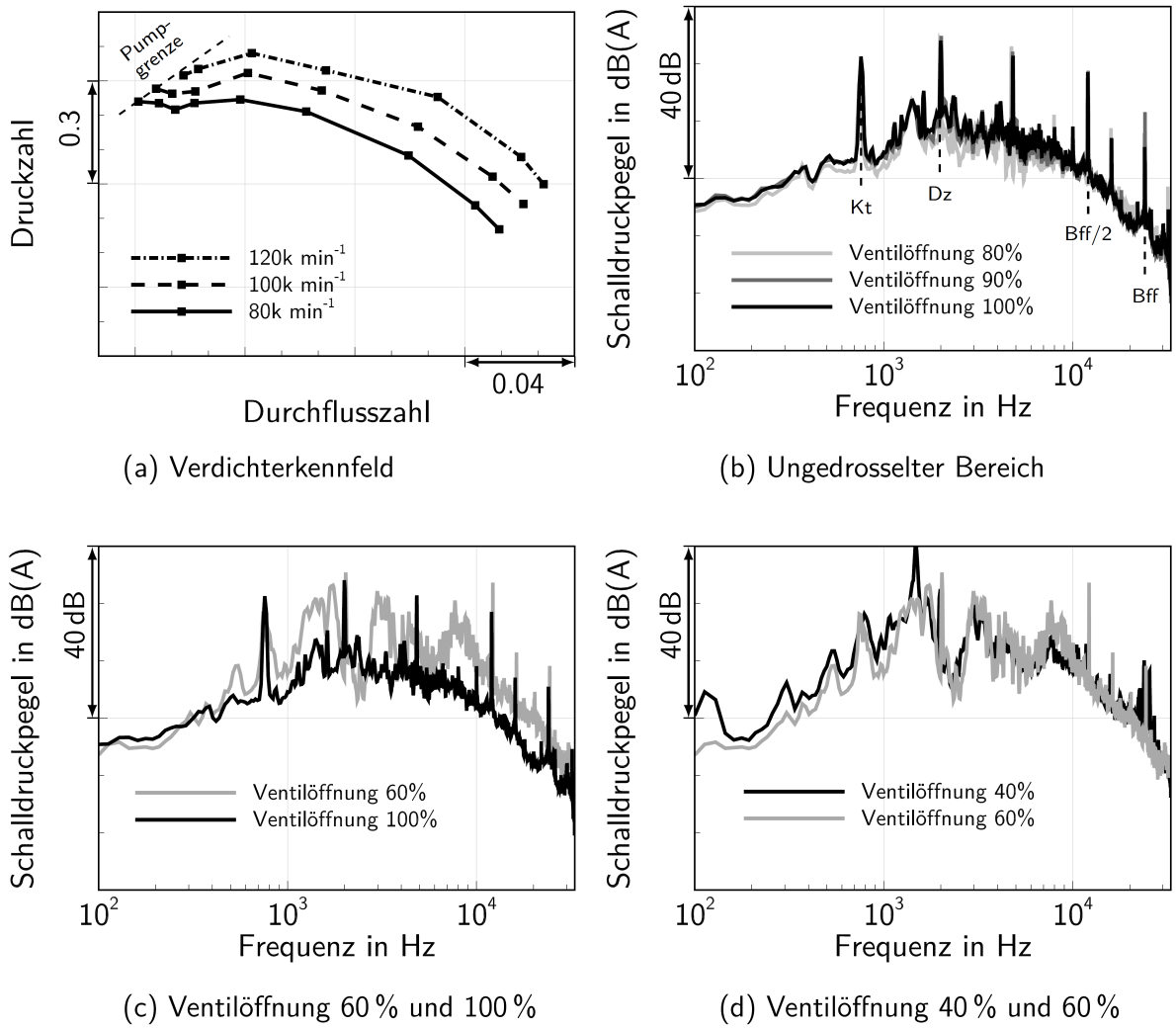


Bild 3: *Schalldruckpegel bei 120000 rpm und Verdichterkennfeld ohne Vorleiteinrichtungen*

Mit steigender Drehzahl steigt die Druckzahl über den gesamten Bereich an. Entlang jeder Kennlinie steigt die Druckzahl mit abnehmender Durchflusszahl bis zu einem maximalen Wert an und fällt anschließend zur Pumpgrenze hin ab. Mit zunehmender Drehzahl verschiebt sich auch die Pumpgrenze hin zu größeren Durchflusszahlen. Die Bilder 3 b) bis d) zeigen die Schallabstrahlung bei verschiedenen Ventilöffnungen. Im Vergleich zum ungedrosselten Fall bei 100% Ventilöffnung bleibt die Schallabstrahlung bei geringer Drossel nahezu unverändert (vgl. Bild 3 b). Sowohl die Drehzahl (Dz) als auch die Blattfolgefrequenz (Bff) zeigen sich als tonale Komponenten bei 2 kHz bzw. 24 kHz. Da sich die 12 Schaufeln des Verdichterrads auf jeweils 6 große und 6 kleine Schaufeln verteilen, ist auch die halbe Blattfolgefrequenz sichtbar. Die tonale Komponente bei 760 Hz entsteht durch selbsterregte Schwingungen der Welle im hydrodynamischen Gleitlager als sogenannter Konstantton (Kt) [14]. Im Vergleich dazu nimmt

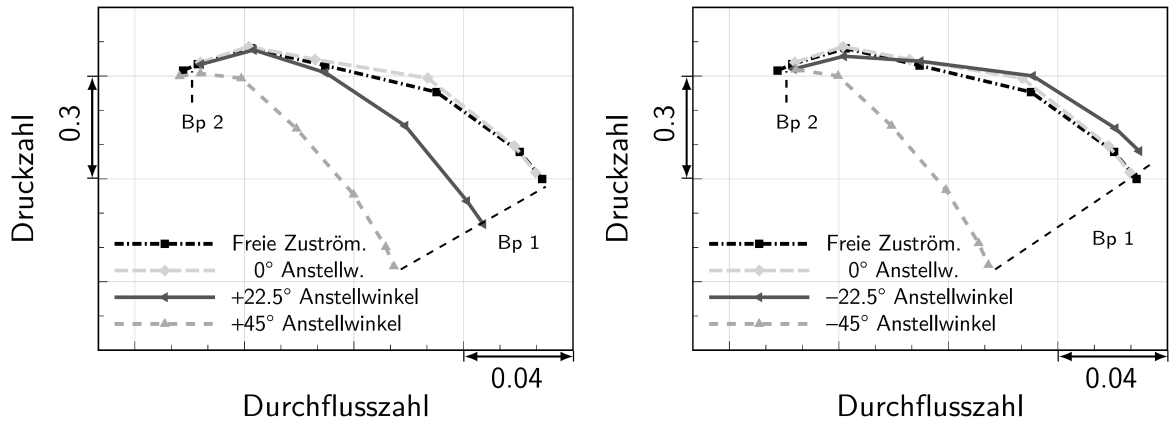
bei stärkerer Drosselung der Rauschanteil deutlich zu (vgl. Bild 3c). Möglicherweise ist dies auf die bereits auftretende Rückströmung über die Schaufelkante von der Druck- zur Saugseite aufgrund des hohen Druckunterschieds zurückzuführen. Bei weiterer Drosselung des Verdichters (Ventilöffnung 40%) wird die Pumpgrenze erreicht bzw. überschritten. Dies zeigt sich durch eine Erhöhung des Schalldruckpegels bei 114 Hz [15].

4. Einfluss der Vorleiteinrichtungen

Analog zu der Referenzmessung wurde das Kennfeld des Verdichters jeweils für die Drehzahlen 80000 min^{-1}, 100000 min^{-1} und 120000 min^{-1} vermessen. Die nachfolgenden Darstellungen beziehen sich exemplarisch auf die Zustände bei 120000 min^{-1}.

4.1 Kennlinie

Bild 4 zeigt den Verlauf der Kennlinien für die drallfreie Zuströmung, die Vorleiteinrichtungen mit 0° Anstellwinkel und mit positiven Anstellwinkeln (a) sowie negativen Anstellwinkeln (b).

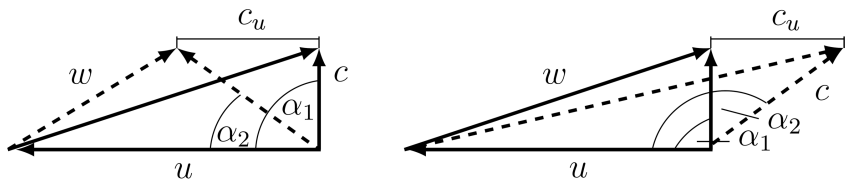


(a) Vorleiteinrichtungen mit Gleichdrall (b) Vorleiteinrichtungen mit Gegendrall

Bild 4: *Einfluss verschiedener Vorleiteinrichtungen auf die Kennlinie bei 120000 min^{-1}*

Aufgrund der sehr ähnlichen Strömungszustände unterscheiden sich die Kennlinienverläufe zwischen der Referenzmessung und der Messung mit dem 0°-Vorleitprofil nur geringfügig voneinander. Mit steigendem positiven Anstellwinkel fällt die Kennlinie jedoch vor allem im ungedrosselten Zustand zu kleineren Druckzahlen hin ab. Im stark gedrosselten Bereich nähern sich die Kurven wieder an. Im Gegensatz dazu erhöht jedoch ein Anstellwinkel von -22.5° die Kennlinie zu höheren Druckzahlen im ungedrosselten Bereich, wobei der Verlauf mit zunehmender Drosselung stärker als bei drallfreier Zuströmung abflacht. Wie bei +45° fällt die Druckzahl bei einem negativen Anstellwinkel von -45° stark ab. Galindo et al. [7] führen den Abfall der Kennlinie mit positivem Vordrall auf die Verringerung der Relativgeschwindigkeit w und entsprechenden Erhöhung der Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit c_u im Vergleich zur drallfreien Zuströmung zurück (vgl. Bild 5 a). Somit verringert sich die an das Fluid übertragbare Arbeit und folglich die Druckzahl. Bei Gegendrall dreht sich das Vorzeichen von c_u um. Entsprechend der Eulergleichung erhöht sich die übertragbare

Arbeit und somit die Druckzahl (vgl. Bild 5 b). Es ist anzunehmen, dass es bei zu starkem Vordrall, sowohl in positive als auch negative Richtung zu einem Ablösen der Strömung an der Vorderkante des Laufrads kommt. Die Kennlinien für beide Konfigurationen mit 45° Anstellwinkel fallen deshalb deutlich ab.

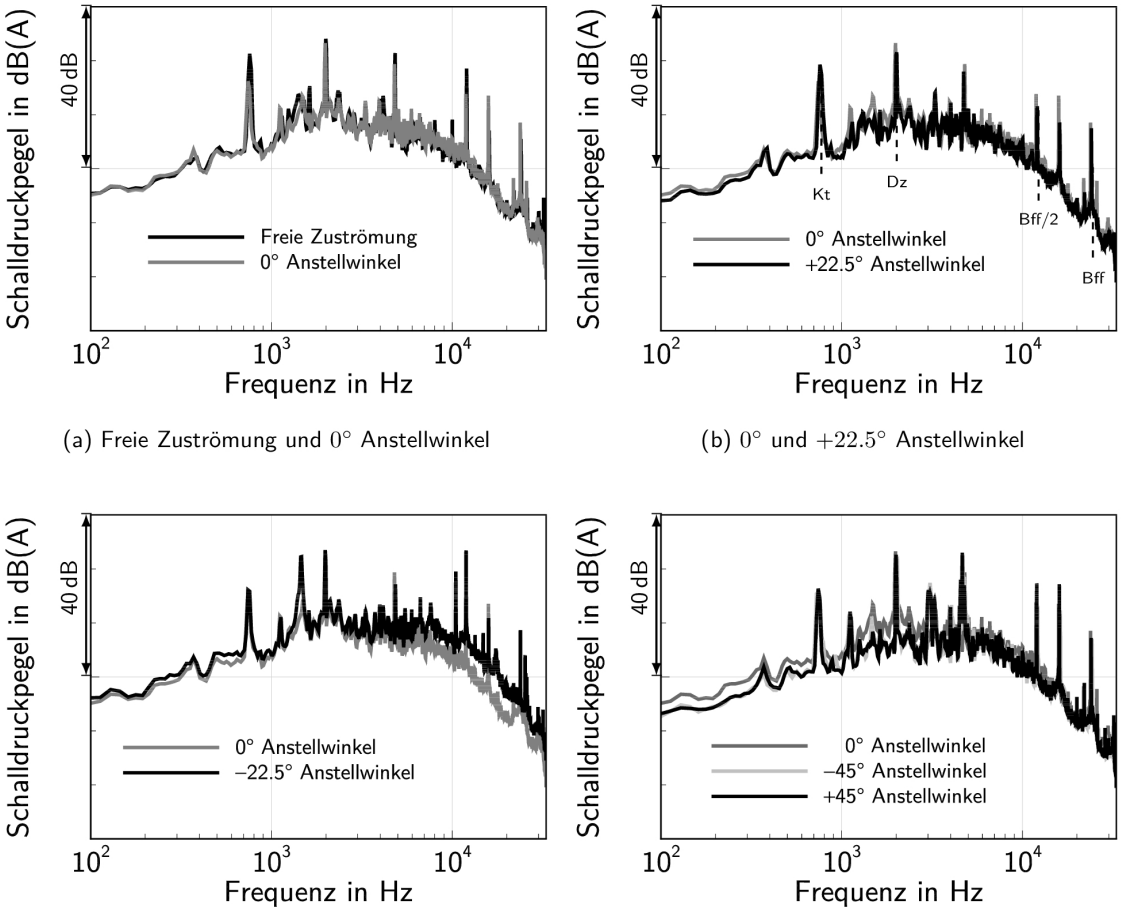


(a) positiver Vordrall (b) negativer Vordrall

Bild 5: Änderung der Geschwindigkeitsdreiecke bei positivem und negativem Vordrall

4.2 Schallabstrahlung im ungedrosselten Zustand

Die Schallabstrahlungen unter Verwendung der verschiedenen Vorleiteinrichtungen im ungedrosselten Zustand (BP 1) und bei einer Laderdrehzahl von 120000 min^{-1} sind im Bild 6 dargestellt.



(a) Freie Zuströmung und $0°$ Anstellwinkel

(b) $0°$ und $+22.5°$ Anstellwinkel

(c) $0°$ und $-22.5°$ Anstellwinkel

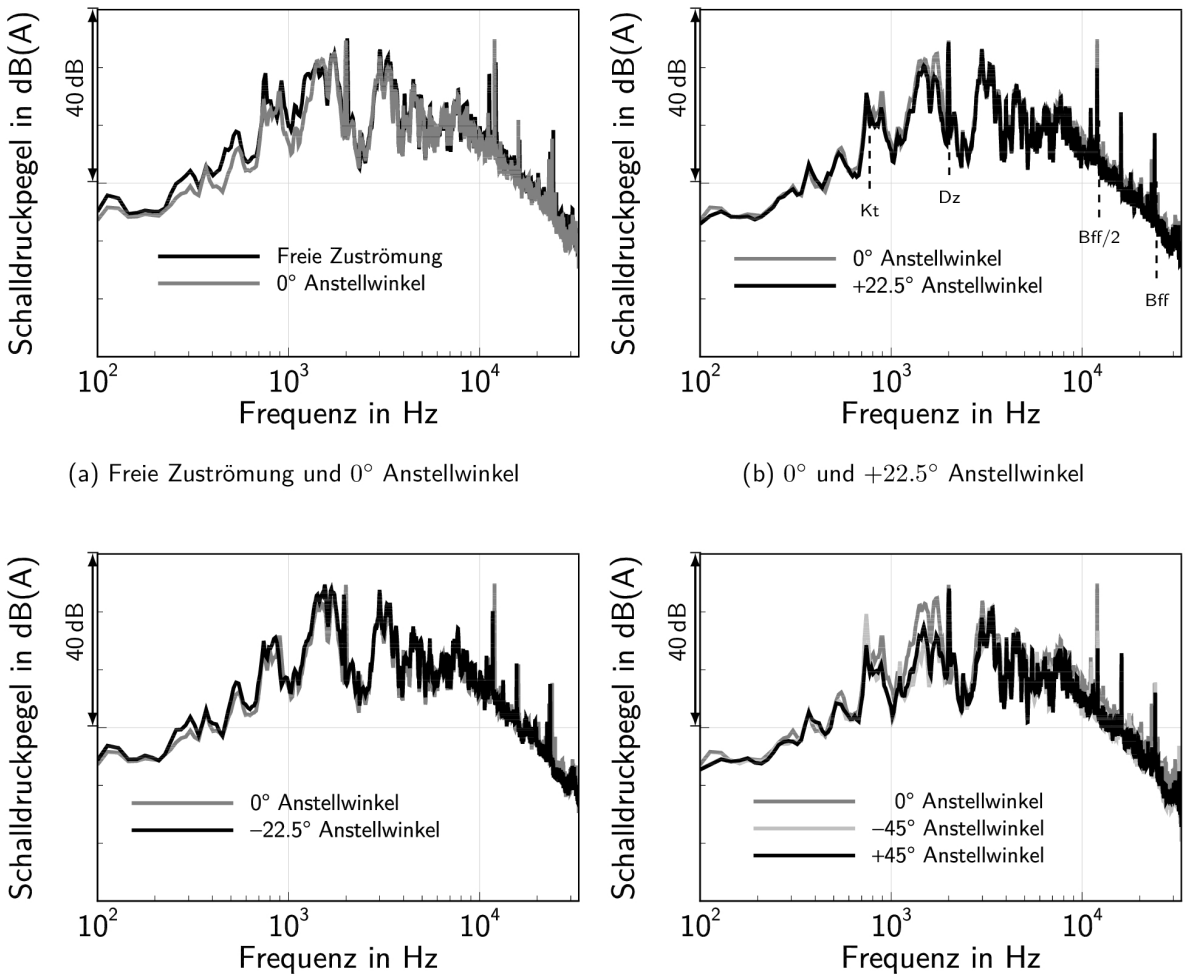
(d) $0°$ und $\pm\ 45°$ Anstellwinkel

Bild 6: *Schalldruckpegel bei 120000 min^{-1} im ungedrosselten Zustand*

Analog zum Verlauf der Kennlinie unterscheiden sich die Amplitudenspektren zwischen drallfreier Zuströmung und der Konfiguration mit dem Vorleitprofil mit 0° Anstellwinkel nur geringfügig (Bild 6 a). Trotz der abfallenden Kennlinie bei +22.5° Anstellwinkel fällt der Schalldruckpegel nur im tieffrequenten Bereich bis 380 Hz leicht ab (Bild 6 b). Im höherfrequenten Bereich zwischen 1000 Hz und 2000 Hz und zwischen 5000 Hz und 16000 Hz verringert sich der Rauschanteil um maximal 2 dB. Dem Kennlinienverlauf entsprechend nehmen diese Anteile bei beiden Vorleiteinrichtungen mit 45° Anstellwinkel weiter ab (Bild 6 d). Allerdings tritt bei einer Frequenz von 3000 Hz ein zusätzlicher Peak auf, der auch bei der Konfiguration mit +22.5° Anstellwinkel leicht ausgeprägt ist. Möglicherweise entspricht dies der Ablösefrequenz an den Schaufelvorderkanten aufgrund der großen Inzidenzwinkel zwischen dem Vektor der Relativgeschwindigkeit und dem Schaufelwinkel. Hierfür spricht, dass dieser Peak bei der Konfiguration mit -22.5° Anstellwinkel nicht auftritt (Bild 6 c). Dafür zeigen sich in diesem Fall zusätzliche tonale Komponenten bei 1400 Hz und 10000 Hz. Des Weiteren ist die halbe Blattfolgefrequenz stark erhöht. Dies hängt möglicherweise mit der günstigeren Anströmung des Laufrads zusammen, wodurch sowohl die normalen als auch die verkürzten Schaufeln schaufelkongruent angeströmt werden. In den anderen Konfigurationen reißt die Strömung bereits an den Vorderkanten der normalen Schaufeln ab, wodurch die verkürzten Schaufeln nicht mehr schaufelkongruent angeströmt werden und sich die halbe Blattfolgefrequenz folglich geringer ausprägt. Im hochfrequenten Bereich erhöht sich das Rauschverhalten. Dies kann mit der stärkeren Umlenkung der Strömung im Schaufelkanal zusammenhängen. Hierfür spricht, dass die Erhöhung aufgrund der möglichen Ablösung an den Vorderkanten und der damit verbundenen ungerichteten Strömung bei der Konfiguration mit -45° Anstellwinkel nicht auftritt.

4.3 Schallabstrahlung im gedrosselten Zustand

Wie im ungedrosselten Fall zeigen sich bei starker Drosselung (BP 2) in der Nähe der Pumpgrenze bei einer Drehzahl von 120000 min^{-1} keine signifikanten Unterschiede zwischen den Amplitudenspektren bei drallfreier Zuströmung und bei 0° Anstellwinkel (vgl. Bild 7 d). Allerdings sind auch die Spektren der anderen Konfigurationen nahezu identisch. Möglicherweise tritt in diesen Betriebspunkten bereits ein Rückströmgebiet über die Schaufelkante von der Druck- zur Saugseite auf. Diese Rückströmung kann sich bis in den Einlauf des Verdichters ausbreiten und somit die Zuströmung stark beeinflussen. Die Strömungszustände an den Vorderkanten und im Schaufelkanal des Verdichterrads unterscheiden sich zwischen den Konfigurationen somit nur geringfügig. Daher nähern sich auch die Kennlinien mit abnehmender Durchflusszahl wieder auf eine gemeinsame Druckzahl an.



(a) Freie Zuströmung und $0°$ Anstellwinkel

(b) $0°$ und $+22.5°$ Anstellwinkel

(c) $0°$ und $-22.5°$ Anstellwinkel

(d) $0°$ und $\pm$ $45°$ Anstellwinkel

Bild 7: *Schalldruckpegel bei 120000 min^{-1} in der Nähe der Pumpgrenze*

5. Zusammenfassung

Der Beitrag beschreibt den Einfluss von positivem und negativem Drall auf die Kennlinie und die Schallabstrahlung eines Abgasturboladers. Hierfür wurden verschiedene Vorleiteinrichtungen in die Ansaugstrecke des Verdichters integriert. LDA-Messungen auf einem separaten Prüfstand zeigen die Auswirkungen der Vorleiteinrichtungen auf das Strömungsfeld. Als Referenzmessung wurde das Verdichterkennfeld bei drallfreier Zuströmung vermessen. Im ungedrosselten Zustand ist die Schallabstrahlung stark von sowohl drehzahlabhängigen als auch drehzahlunabhängigen, tonalen Komponenten geprägt. Mit zunehmender Drosselung nimmt jedoch das Strömungsrauschen deutlich zu. Die tonalen Komponenten werden dadurch teilweise maskiert. Die Kennlinienmessungen mit den verschiedenen Vorleiteinrichtungen haben gezeigt, dass sich ein negativer Vordrall positiv auf den Kennlinienverlauf im ungedrosselten Bereich auswirken kann. Allerdings steigt dabei auch das hochfrequente Strömungsrauschen. Zusätzlich wird die halbe Blattfolgefrequenz stärker betont. Bei positivem oder stark negativem Vordrall sinkt die Kennlinie vor allem im ungedrosselten Bereich teilweise deutlich ab. In der Nähe der Pumpgrenze hat der Vordrall hingegen nahezu keinen

Einfluss auf die Kennlinie und die Schallabstrahlung. Drallbehaftete Zuströmungen wirken sich dieser Untersuchung zufolge in den meisten Fällen negativ auf das Betriebsverhalten der für drallfreie Zuströmung optimierten Verdichterlaufräder aus. Die Schallabstrahlung wird hingegen nur geringfügig beeinflusst. Allerdings ist je nach Vordrall eine leichte Zunahme des Strömungsrauschens bei hohen Durchflusszahlen möglich. Daher ist unter Voraussetzung der hier gewählten Randbedingungen eine drallfreie Zuströmung, trotz der aufgrund von Platzproblemen im Pkw vorhandenen Umlenkungen in der Zulaufstrecke des Turboladerverdichters, erstrebenswert.

Literatur

[1] Stoffels, H., and M. Schroeer. “NVH aspects of a downsized turbocharged gasoline powertrain with direct injection.” No. 2003-01-1664. *SAE Technical Paper*, 2003.

[2] Pischinger, S.: Acoustics Development for Exhaust Gas Turbochargers. *MTZ worldwide* 69 (2008), 42-49.

[3] G. Capon, T. Morris, “The effect of air inlet system features on automotive turbocharger compressor performance.” *9th International Conference on Turbochargers and Turbocharging*, 2010.

[4] Y. Kim et al. "The influence of inlet flow distortion on the performance of a centrifugal compressor and the development of an improved inlet using numerical simulations." *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy* 215.3 (2001): 323-338.

[5] J.R. Serrano et al. "Optimization of the inlet air line of an automotive turbocharger." *International Journal of Engine Research* 14.1 (2013): 92-104.

[6] Teng, C., and S. Homco. "Investigation of compressor whoosh noise in automotive turbochargers." *SAE International Journal of Passenger Cars-Mechanical Systems* 2.2009-01-2053 (2009): 1345-1351.

[7] Galindo, J., et al. "Potential of flow pre-whirl at the compressor inlet of automotive engine turbochargers to enlarge surge margin and overcome packaging limitations." *International journal of heat and fluid flow* 28.3 (2007): 374-387.

[8] Kyrtatos, N., and N. Watson. "Application of aerodynamically induced prewhirl to a small turbocharger compressor." *Journal of Engineering for Power* 102.4 (1980): 943-950.

[9] Wallace, F. J., A. Whitfield, and R. C. Atkey. "Experimental and theoretical performance of a radial flow turbocharger compressor with inlet prewhirl." *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers* 189.1 (1975): 177-186.

[10] Galindo, J., et al. "Effect of the inlet geometry on performance, surge margin and noise emission of an automotive turbocharger compressor." *Applied Thermal Engineering* 110 (2017): 875-882.

[11] Miazgowicz, K. “The Development of Acoustics Compressor Maps and Computational Aeroacoustic Method to Evaluate Turbocharger Inlet Flow Control Devices.” No. 2017-01-2071. *SAE Technical Paper*, 2017.

[12] Speck, S, et al. „Strömungsakustik in der Ansaugstrecke turboaufgeladener Antriebe.“ *4. Workshop „Strömungsschall in Luftfahrt, Fahrzeug- und Anlagentechnik“*, 2017.

[13] Iserland, K.. „Untersuchungen über die Umlenkung eines freien Luftstrahls mit Hilfe von Drall.“ *Dissertation ETH Zürich*, 1958.

[14] Sievert M.: „Abgasturbolader - Methoden zur Geräuschbekämpfung an der Schallquelle“. *Motor und Aggregate-Akustik III*, Expert Verlag, 2011

[15] Galindo, J., et al. "Experiments and modelling of surge in small centrifugal compressor for automotive engines." *Experimental Thermal and Fluid Science* 32.3 (2008): 818-826.

Bestimmung aeroakustischer Schallquellen an Kfz-Kühlerlüftern

Maren Gollub, Dieter Gnannt, Reinhard Blumrich, Christoph Semmler, Jochen Wiedemann

Abstract

In the hot soak period of vehicles with combustion engines as well as in the charging mode of electric vehicles the exterior noise of a vehicle can be dominated by the cooling fan. As masking noises often are missing in these operating modes the fan noise comes to the fore. To reduce the fan noise the knowledge of the predominant mechanisms and noise sources is essential. Different sound source localization methods were applied to investigate the noise sources of a passenger car cooling fan. A test bench has been constructed to provide reproducible boundary conditions. It takes the installation situation in the vehicle by flow-mechanically relevant components into account and allows for the required accessibility of the fan. Since the fluid flow complicates acoustic measurements sound source localization methods which work in the far field are to be preferred. A beamforming array enabled the localization of sound sources above a frequency of around 500 Hz. Furthermore, this method allowed the localization of rotating sources. The localization of low-frequency noise sources was carried out by measurements in the near field of the source combined with far field correlations. A microphone was moved in a plane in front of the fan to measure the sound pressure. Simultaneously the probe position was recorded. The coherence with the far field was used to identify the relevant sound sources. The first results enable first conclusions about the predominant noise generation mechanisms. Corresponding flow simulations show details of the flow conditions and enable a deeper understanding of the predominant mechanisms.

Kurzfassung

In der Nachheizphase von Fahrzeugen mit konventionellem Antrieb aber auch im Ladebetrieb von Elektrofahrzeugen kann das Außengeräusch eines Kraftfahrzeugs vom Kühlerlüfter dominiert werden. In diesen Betriebszuständen fehlen oft maskierende Geräusche, wodurch das Lüftergeräusch in den Vordergrund tritt. Für eine gezielte Reduktion des Lüftergeräusches ist die Kenntnis der auftretenden Mechanismen und Teilschallquellen unerlässlich. Zu deren Untersuchung wurden Methoden zur Bestimmung und Lokalisierung der Schallquellen an einem Kfz-Kühlerlüfter eingesetzt. Ein Prüfstandsaufbau sorgt für reproduzierbare Randbedingungen, berücksichtigt die Einbausituation im Fahrzeug mit den strömungsmechanisch relevanten Bauteilen und ermöglicht die notwendige Zugänglichkeit zum Lüfter. Aufgrund der funktionsbedingten Strömung, die akustische Messungen erschwert, sind Verfahren der Schallquellenortung vorzuziehen, die im Fernfeld arbeiten. Oberhalb einer Frequenz von ca. 500 Hz wurde die Lokalisierung der Schallquellen mit einem Beamforming-Mikrofonarray durchgeführt. Das benutzte Verfahren erlaubte zudem die Bestimmung und Lokalisierung rotierender Quellen. Niederfrequente

Quellen wurden durch eine Messung im Nahfeld der Quelle zusammen mit Fernfeld-Korrelationen bestimmt. Der Schalldruck wird hierzu in einer Ebene vor dem Lüfter durch Verfahren eines Mikrofons gemessen und simultan die Mikrofonposition erfasst. Die Betrachtung der Kohärenz mit synchronisierten Fernfeldmessungen diente der Identifizierung der relevanten Schallquellen. Die ersten Ergebnisse lassen bereits erste Rückschlüsse auf die vorherrschenden Schallentstehungsmechanismen zu. Begleitende Strömungssimulationen zeigen Details der strömungsmechanischen Verhältnisse und ermöglichen ein vertieftes Verständnis der vorherrschenden Mechanismen.

1. Einleitung

Die Akustik findet in der Fahrzeugentwicklung nach wie vor mehr und mehr Beachtung. Ziele hierbei sind die Einhaltung gesetzlicher Vorgaben für Emissionsgrenzwerte sowie die Sicherstellung der Kundenzufriedenheit bis hin zu einer gezielten Soundgestaltung als Markenstärke [1]. Neue Entwicklungen wie beispielsweise die Elektrifizierung der Fahrzeuge führen zu neuen Herausforderungen der Fahrzeugakustik. So stellt ein Elektrofahrzeug im Ladebetrieb eine neue Geräuschquelle dar. Der während des Ladens zur Batteriekühlung benötigte Lüfterbetrieb produziert ein nicht unerhebliches Geräusch, das aufgrund fehlender maskierender Geräusche hervortreten kann. Entsprechende Zustände gibt es auch bei Fahrzeugen mit konventionellem Antrieb v.a. in der Nachheizphase. Aufgrund der zunehmenden Bedeutung des Lüftergeräusches reichen die bisher gängigen Schallreduktionsmaßnahmen nicht mehr aus und neue Maßnahmen zur Reduktion des Lüftergeräusches müssen entwickelt werden.
Für die Entwicklung neuer Maßnahmen müssen zunächst die vorherrschenden Schallentstehungsmechanismen bekannt sein. In zahlreichen Arbeiten wurden bereits die Grundlagen der Schallentstehung bei Axialventilatoren erarbeitet. Das Ventilatorgeräusch setzt sich üblicherweise aus einem breitbandigen Anteil und tonalen Komponenten zusammen. Nach bisherigem Kenntnisstand sind für das hochfrequente breitbandige Geräusch Druckschwankungen in der turbulenten Schaufelgrenzschicht z.B. bei Interaktion mit der Hinterkante verantwortlich [2, 3, 4]. Diesem Geräusch können bei sehr hohen Frequenzen Geräusche infolge von Wirbelablösungen bei laminarer Grenzschicht überlagert sein [3]. Bei störungsfreier Anströmung können durch die Interaktion der Blattspitzen mit Wirbeln im Spaltbereich Überhöhungen bei einer Frequenz kleiner als die Blattfolgefrequenz und ihren Harmonischen auftreten [5]. Bei turbulenter Anströmung kommt ein weiterer breitbandiger Anteil bei tieferen Frequenzen aufgrund der Interaktion der Turbulenz mit den Oberflächen hinzu [2, 4, 5]. Ursachen der Zuströmturbulenz können beispielsweise Wärmetauscher oder turbulente Nachläufe von Strukturen sein [5]. Eine ungleichförmige stationäre Anströmung, beispielsweise durch Asymmetrie in der Umgebung [6] oder durch vorangegangene Leitschaufeln (Rotor-Stator-Interaktion) [2], führt zu tonalen Komponenten bei der Blattfolgefrequenz und ihren Harmonischen im Geräusch. Die Rotor-Stator-Interaktion tritt auch bei abströmseitigen Leitschaufeln oder Streben auf, die mit dem Nachlauf des Rotors interagieren [4]. Bild 1 zeigt schematisch die spektrale Zusammensetzung des Ventilatorgeräusches mit den einzelnen Entstehungsmechanismen.

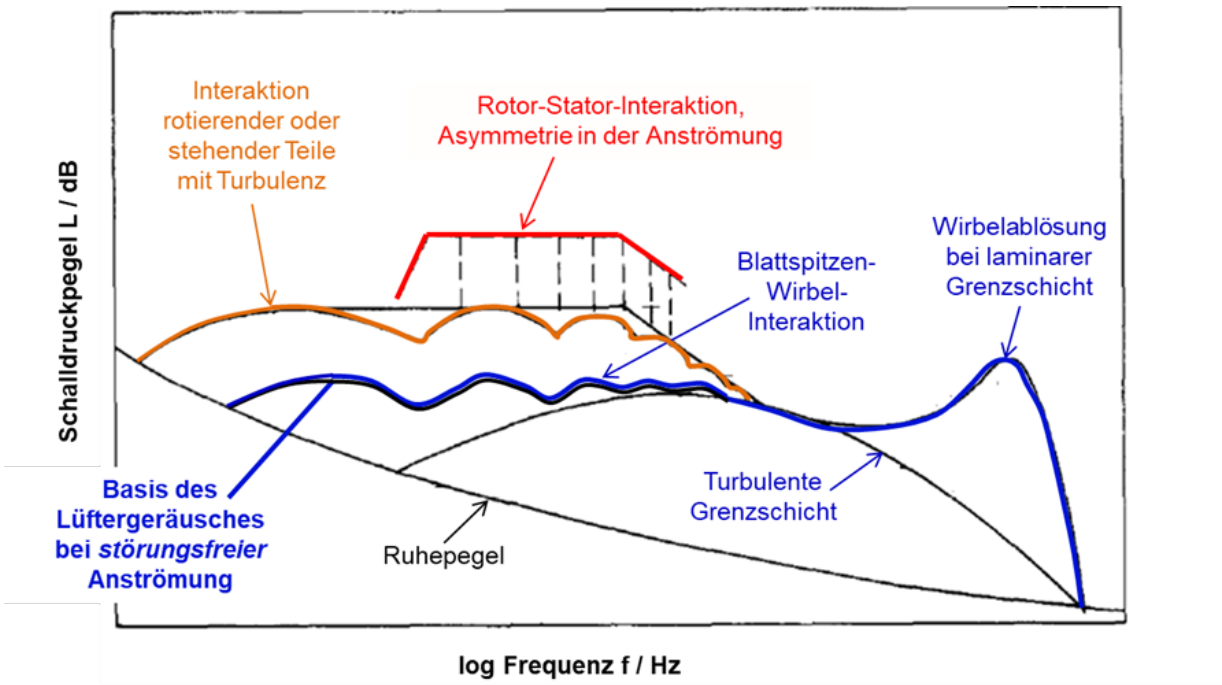


Bild 1: *Spektrum eines typischen Ventilatorgeräusches mit den entsprechenden Entstehungsmechanismen (auf Basis von [3])*

Einzelne Entstehungsmechanismen hängen somit von den Einbauverhältnissen und den daraus resultierenden Strömungsverhältnissen am Ventilatorlaufrad ab. Da letztere ohne experimentelle oder simulative Erfassung nicht bekannt sind, kann nicht ohne weiteres auf die vorherrschenden Schallentstehungsmechanismen geschlossen werden. Ein sinnvoller Ansatz, um die für das Gesamtgeräusch verantwortlichen Mechanismen zu bestimmen, ist zunächst die Teilschallquellen des Lüfters in der Einbausituation zu erfassen. Auf Basis des bisherigen Kenntnisstands kann im Anschluss entweder direkt auf die Schallentstehungsmechanismen der einzelnen Quellen geschlossen werden oder erst durch eine gezielte Analyse der Strömungszustände.
Ziel dieses Beitrags ist die Bestimmung aeroakustischer Schallquellen an einem Kfz-Kühlerlüfter. Hierzu wird in einem ersten Schritt ein geeigneter Prüfstandsaufbau entwickelt, an dem die Aeroakustik des Lüfters detailliert untersucht werden kann. Im zweiten Schritt werden geeignete Verfahren zur Schallquellenortung bestimmt und im Prüfstandsaufbau angewendet.

2. Prüfstandsaufbau

Zur Untersuchung der Aeroakustik des Kfz-Lüfters muss ein Prüfstandsaufbau bestimmte Anforderungen erfüllen. Diese Anforderungen ergeben sich unter anderem aus den Einflussgrößen auf das Lüftergeräusch. Zum einen ist dies der Lüfterbetriebspunkt. Um den Lüfterbetriebspunkt zu erreichen, muss der Prüfstandsaufbau alle Bauteile berücksichtigen, die einen Einfluss auf den Systemdruckverlust haben. Zum anderen beeinflussen die Zu- und Abströmbedingungen das Lüftergeräusch. Im Prüfstandsaufbau müssen daher an- und abströmseitige Verblockungen enthalten sein, die die Situation im Fahrzeug in etwa wiedergeben. Zur Analyse der Aeroakustik ist es außerdem erforderlich, dass der Prüfstandsaufbau die

Zugänglichkeit zum Lüfter für optische und akustische Messverfahren ermöglicht. Aus diesen Anforderungen ergeben sich somit für die hier diskutierten Untersuchungen folgende Komponenten, die im Prüfstandsaufbau berücksichtigt werden müssen: Lüfter, Motorraumnachbildung, Motorattrappe, Kühlerpaket, Kühlergrill und Querträger. Bild 2 links zeigt schematisch den realisierten Prüfstandsaufbau.
Bei dem in diesem Beitrag untersuchten Kfz-Lüfter handelt es sich um einen Serienlüfter (siehe Bild 2 rechts). Dieser besitzt gängige Geräuschreduktionsmaßnahmen wie eine Schaufelsichelung, eine ungleichmäßige Schaufelteilung, einen Lüfterring sowie eine ungerade Schaufelanzahl.

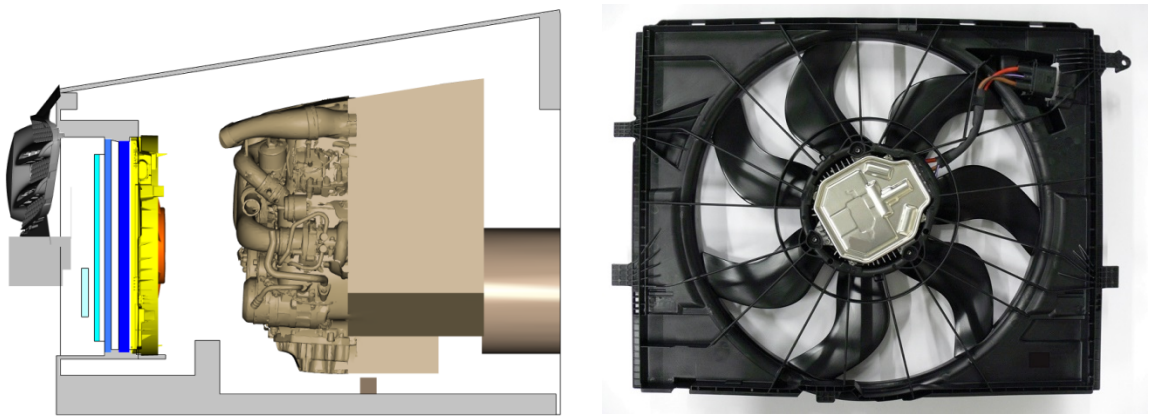


Bild 2: *Skizze des Prüfstandsaufbaus (links) und untersuchter Kfz-Serienlüfter (rechts)*

Zur Validierung der Strömungsverhältnisse im Prüfstandsaufbau wurde das Strömungsfeld stichpunktartig im Prüfstand und im Fahrzeug mit den gleichen Lüftern bei Nenndrehzahl vermessen und verglichen. Tabelle 1 zeigt beispielhaft die mittlere Strömungsgeschwindigkeit vor dem Kühlerpaket im Prüfstand und im Fahrzeug zum Vergleich. Die Akustik wurde anhand der gemessenen Geräuschspektren desselben Lüfters bei Nenndrehzahl am Prüfstand und am Fahrzeug validiert. Hierzu wurden jeweils die Geräusche in 2 m Abstand stromauf des Lüfters und in 1,65 m Höhe vom Boden mit einem Kunstkopf in einem Halbfreifeldraum aufgezeichnet und spektral verglichen. Dies ist der Referenzpunkt für die akustischen Messungen, da der Schwerpunkt der Untersuchungen auf dem Außengeräusch liegt. Der Vergleich der Spektren zeigt eine sehr genaue Übereinstimmung bei den Blattfolgefrequenzen und geringe Abweichungen an anderen Stellen (siehe Bild 3). Der etwas auffälligere Unterschied bei ca. 3700 Hz kann eventuell mit einem Effekt, der im Prüfstandsaufbau nicht abgebildet wird, erklärt werden. Dieser wird zunächst aufgrund des relativ geringen Beitrags zum Gesamtpegel vernachlässigt.

Tabelle 1: *Mittlere Strömungsgeschwindigkeit vor dem Kühlerpaket*

Prüfstand	Fahrzeug
$4{,}08\ ms^{-1}$	$4{,}18\ ms^{-1}$

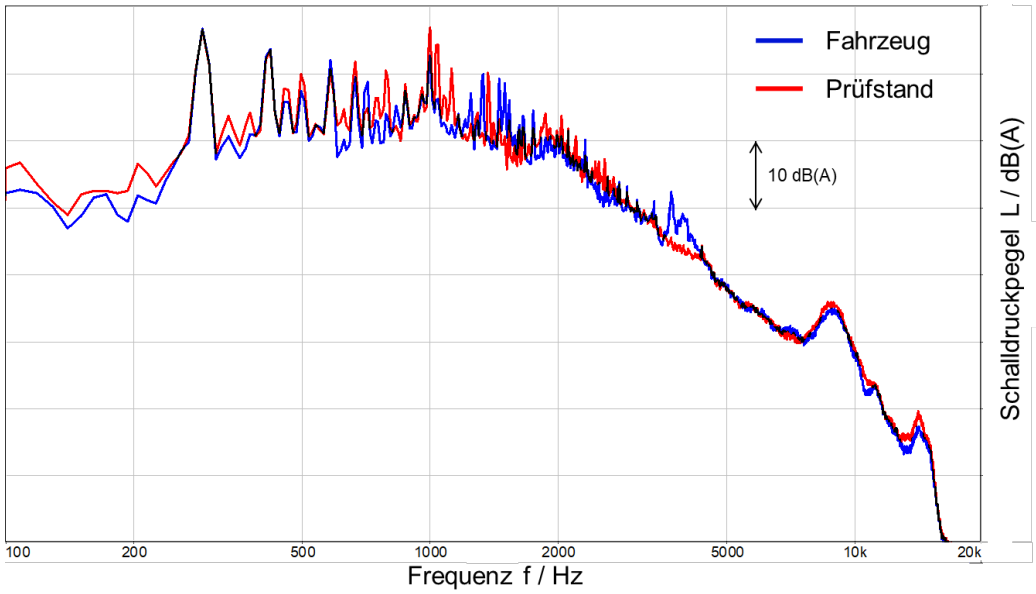


Bild 3: *Geräuschspektren desselben Lüfters im Fahrzeug und im Prüfstand, gemessen in 2 m Abstand stromauf des Lüfters und in 1,65 m Höhe vom Boden*

3. Beamforming

Beim Beamforming handelt es sich um ein Verfahren der Schallquellenortung. Hierbei befindet sich das Messsystem, ein Mikrofonarray, im Fernfeld der Quelle. Für Aeroakustikmessungen ist es daher besonders geeignet, da das Messsystem außerhalb der Strömung positioniert werden kann.
Das zugrundeliegende Messprinzip, die eingesetzten Algorithmen zur Ortung statischer Quellen sowie deren Eigenschaften werden in der Literatur ausführlich erläutert (siehe z.B. [7]). Einer der gebräuchlichsten Algorithmen ist *Delay-and-Sum*. Das räumliche Auflösungsvermögen eines Arrays hängt von einer Vielzahl von Faktoren ab. Unter anderem bestimmen die analysierte Frequenz und die Arraygröße (Apertur) das räumliche Auflösungsvermögen. Daraus ergibt sich für ein Array mit einer bestimmten Apertur eine untere Grenzfrequenz, unterhalb der das räumliche Auflösungsvermögen nicht ausreicht, um die auftretenden Schallquellen mit der benötigten Genauigkeit zu lokalisieren.
Zur Lokalisierung rotierender Quellen sind weiterführende Algorithmen notwendig. Grund hierfür ist die Relativbewegung zwischen feststehendem Mikrofonarray und drehender Quelle z.B. auf einem Lüfterlaufrad. Der Algorithmus muss diese Relativbewegung kompensieren. Hierzu existieren verschiedene Ansätze, die in der Literatur diskutiert werden [8, 9, 10].

3.1 Versuchsaufbau und Versuchsdurchführung

Als Beamforming-Mikrofonarray wurde der HEAD VISOR von HEAD acoustics eingesetzt, mit dem statische und rotierende Quellen lokalisiert werden können. Es handelt sich um ein Array mit 56 Mikrofonen und spiralförmiger Mikrofonanordnung (vgl. Bild 4 links). Für das Standard-Beamforming gibt der Hersteller eine untere Grenzfrequenz von 400 Hz an [11]. Sowohl für das statische als auch für das

rotierende Beamforming kann die gleiche Messung verwendet werden. Für eine spätere Auswertung der rotierenden Quellen muss lediglich die Drehzahl im System synchron miterfasst werden. Hierzu wurde ein optischer Drehzahlsensor eingesetzt und eine Laufradschaufel mit einem Reflexionsstreifen ausgestattet.
Für die Messung wurde die frontale Verdeckung des Kühler-Lüfter-Pakets durch den Kühlergrill und den Querträger entfernt, um eine ungestörte Messung der Schallabstrahlung zu ermöglichen. Das Kühlerpaket wurde bei den Messungen beibehalten, da es zum einen den Lüfterbetriebspunkt beeinflusst und zum anderen wesentlich die Zuströmung zum Lüfter bestimmt. Der Versuchsaufbau ist in Bild 4 rechts dargestellt. Es wurde für eine Dauer von 15 s bei konstanter Nenndrehzahl das Lüftergeräusch gemessen und die Auswertung mit der Software des HEAD VISOR durchgeführt. Die Ergebnisse des statischen bzw. rotierenden Beamformings sind in Kapitel 3.2 bzw. Kapitel 3.3 dargestellt.

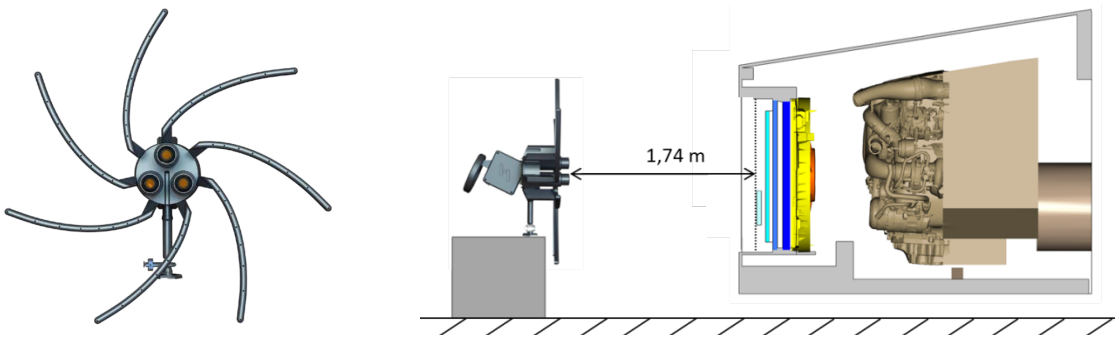


Bild 4: *Mikrofonarray HEAD VISOR (links) und Versuchsaufbau (rechts) (Array Abbildungen von [11])*

3.2 Statisches Beamforming

Das statische Beamforming wird benutzt, um die nicht mitrotierenden Quellen am Lüfter zu detektieren. Bild 5 zeigt die zeitlich gemittelten Ergebnisse für alle Terzen im Bereich von 630 Hz bis 8 kHz. Für die 500 Hz-Terz ergab sich ein ähnliches Ergebnis wie für die 630 Hz- und 800 Hz-Terz. Unterhalb der 500 Hz-Terz liefert das System entsprechend der Spezifizierung eine zu geringe Auflösung bzw. Dynamik, wie z.T. schon bei 630 Hz sichtbar. Terzen oberhalb der 8 kHz-Terz sind für die Analyse des Lüftergeräusches weniger interessant, da sie zum Lüftergeräusch nicht signifikant beitragen. Um die Schärfe der Ergebnisse zu erhöhen, wurde zusätzlich ein Entfaltungs(Dekonvolutions)-Algorithmus eingesetzt. Ab der 1,5 kHz-Terz wurden die Ergebnisse mit 10 dB-Dynamikbereich dargestellt, um auch schwächere Quellen sichtbar zu machen, die unterhalb 1,5 kHz nicht detektiert wurden. Auf die Angabe der absoluten Schalldruckpegel in den Quellkartierungen wird in diesem Beitrag verzichtet, da hier lediglich die Quellposition und die relativen Anteile betrachtet werden.
Für die ersten beiden Terzen und die 1,5 kHz-Terz lokalisiert das Beamforming dominante statische Quellen im Lüfternabenbereich. Da keine Motorordnungen des Lüfterantriebs (bei 1 kHz und Vielfachen) in diesen Terzen liegen, können Aeroakustik oder sonstige Motorgeräusche die Ursache für diese Quellen sein. Bei den Ergebnissen der 1 kHz-, 1,25 kHz- und 2 kHz-Terz tritt eine starke Quelle im unteren Lüfterbereich auf. Das Ergebnis der 2 kHz-Terz zeigt noch eine schwächere Quelle im oberen Lüfterbereich. Auf eine mögliche Ursache dieser Quellen wird im weiteren Verlauf noch eingegangen. Bei den Terzen von 2,5 kHz bis 8 kHz ist ein geschlossener

Ring zu sehen. Es handelt sich dabei um Quellen auf den rotierenden Lüfterschaufeln, die durch die zeitliche Mittelung verschmiert als geschlossener Ring erscheinen. Eine genauere Analyse dieser rotierenden Quellen wurde mit dem rotierenden Beamforming durchgeführt (siehe Kap. 3.3). Bei diesen Terzen sind außerdem einzelne Bereiche höheren Pegels (Hotspots) an unterschiedlichen Stellen auffällig. Diese sind durch statische Quellen verursacht. Auf die Herkunft der dominanten statischen Quellen oben und unten bei den Terzen 2,5 kHz bis 6,3 kHz wird wie bereits erwähnt später eingegangen. Eine mögliche Ursache für die um den Umfang unregelmäßig verteilten statischen Quellen bei den Terzen 4 kHz bis 8 kHz sind die Haltestreben des Lüfterantriebs (vgl. Bild 2 rechts) und deren Interaktion mit den Lüfterschaufeln.

3.3 Detektion rotierender Quellen

Zur Analyse der rotierenden Quellen, die z.T. schon in Kapitel 3.2 angesprochen wurden, sind die Ergebnisse des rotierenden Beamformings für alle Terzen im Bereich von 2,5 kHz bis 8 kHz in Bild 6 dargestellt. Terzen unterhalb der 2,5 kHz-Terz werden nicht betrachtet, da für diese mit dem statischen Beamforming lediglich dominante statische Quellen lokalisiert wurden (vgl. Bild 5). Zur besseren Veranschaulichung wurde das Bild des Lüfters der Quellkartierung hinterlegt. Die Laufradposition wurde mit einer Referenzquelle am drehenden Laufrad bestimmt.

Für alle Terzen ergeben sich Quellen auf einzelnen Lüfterschaufeln. Die Quellpositionen auf den Schaufeln stimmen jeweils für eine betrachtete Terz überein. Für unterschiedliche Terzen jedoch unterscheiden sich die Quellpositionen auf den Schaufeln (vgl. Zusammenfassung in Tab. 2). Während bei den niedrigsten hier betrachteten Terzen 2,5 kHz bis 4 kHz die Quellen auf mittlerer Schaufelhöhe und überwiegend im Bereich der Schaufelvorderkanten liegen, sind diese bei den Terzen 5 kHz bis 8 kHz bei ca. 2/3 der Schaufelhöhe positioniert und an den Vorderkanten nicht mehr dominant. Die Quellen strahlen hier am stärksten im Bereich der Hinterkante ab. Ein Abgleich der Messergebnisse mit dem bisherigen Kenntnisstand zeigt, dass das breitbandige Geräusch im Bereich von 2,2 kHz bis 4,5 kHz (vgl. Bild 3) der Interaktion der Schaufelvorderkanten mit einer Zuströmturbulenz zugeschrieben werden kann. Dahingegen entsteht das breitbandige Geräusch im Bereich von 4,5 kHz bis 9 kHz (vgl. Bild 3) durch Druckschwankungen in der turbulenten Schaufelgrenzschicht, hier überwiegend im Hinterkantenbereich.

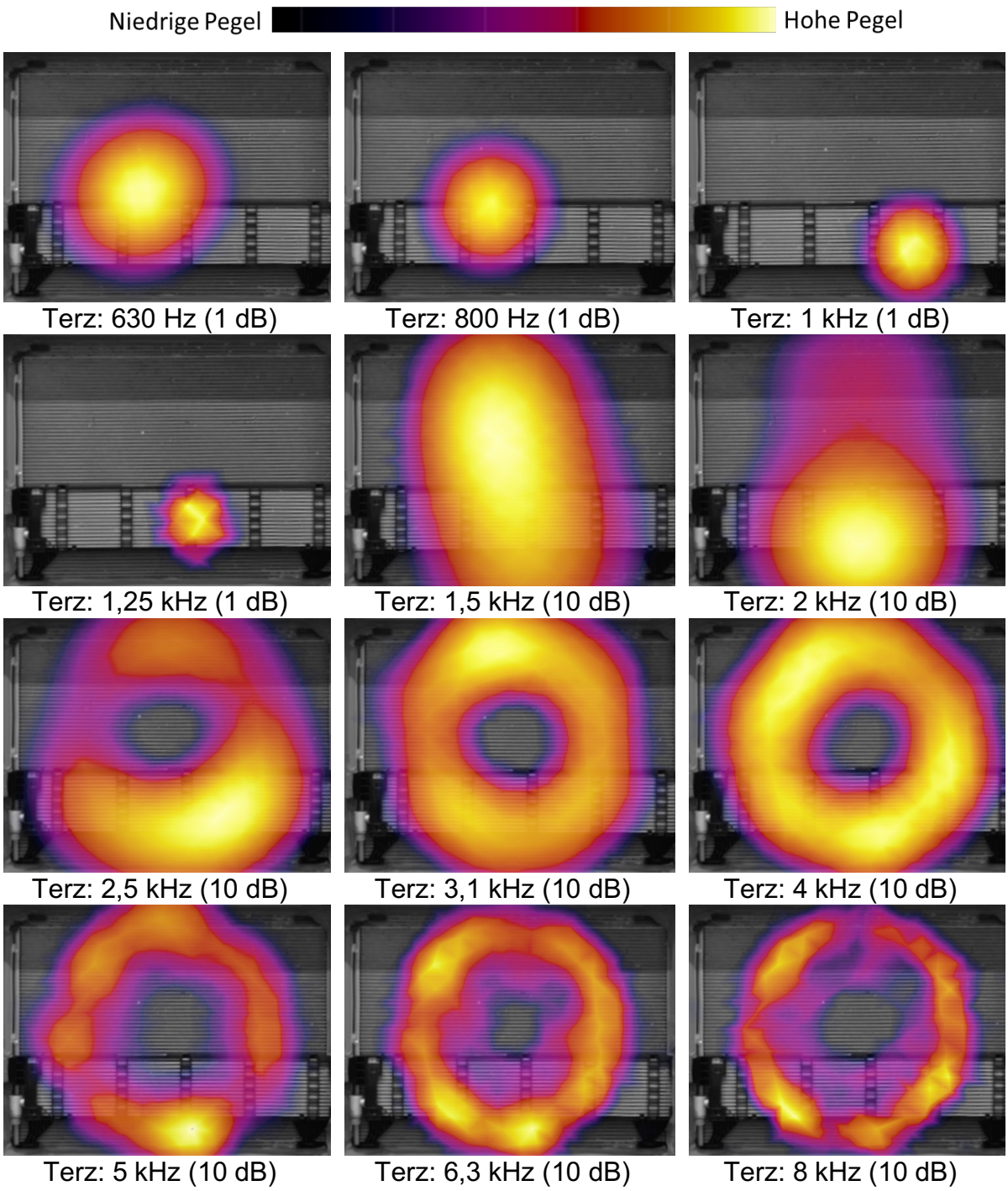


Bild 5: *Ergebnisse des statischen Beamformings für alle Terzen im Bereich von 630 Hz bis 8 kHz mit Dekonvolution, Dynamikbereich jeweils in Klammern*

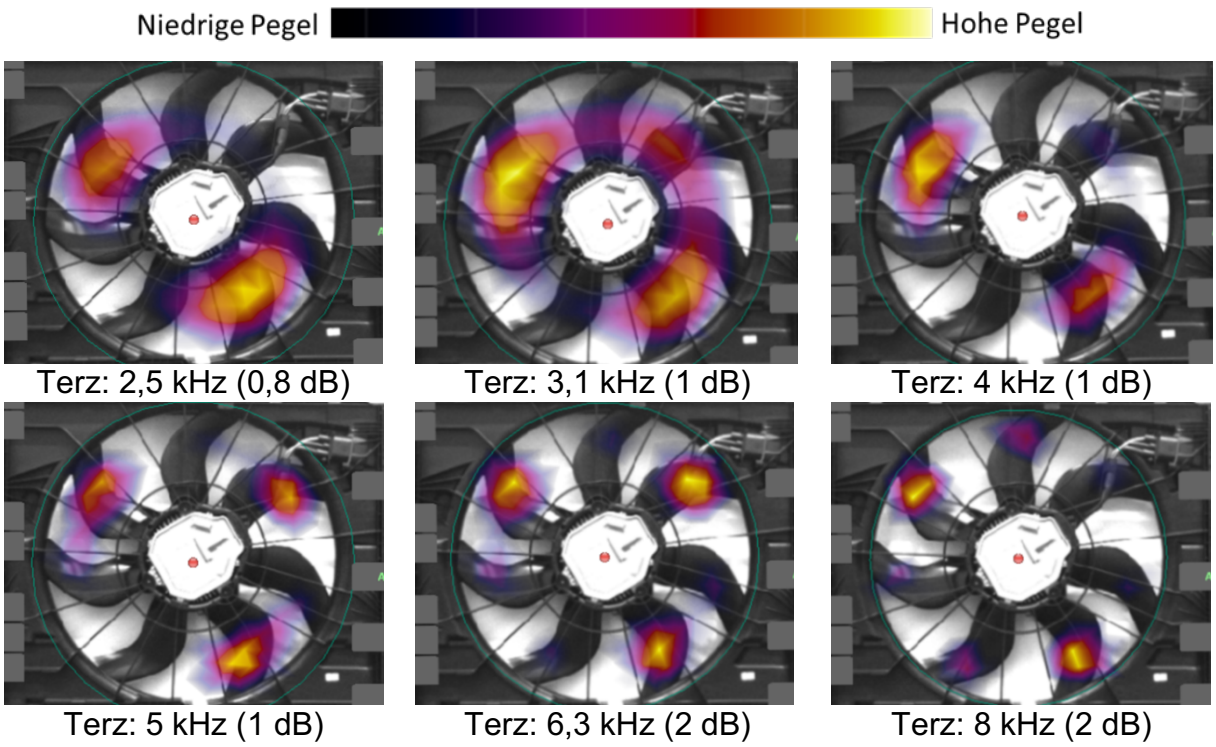


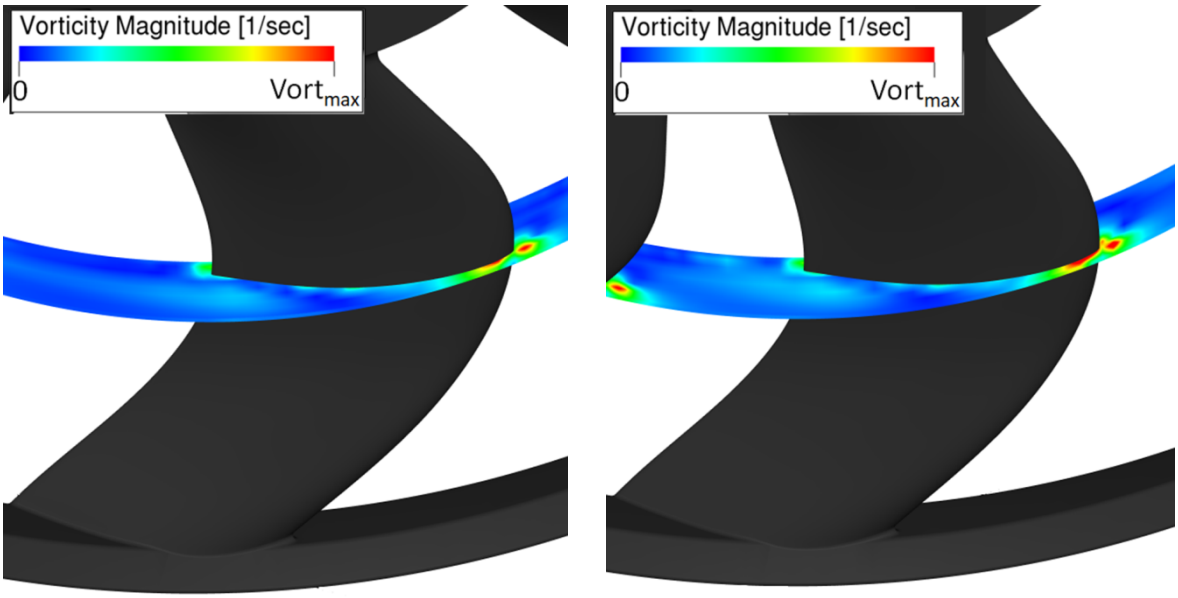
Bild 6: *Ergebnisse des rotierenden Beamformings für alle Terzen im Bereich von 2,5 kHz bis 8 kHz, Dynamikbereich jeweils in Klammern*

Tabelle 2: *Zusammenfassung der Positionen und der Schallentstehungsmechanismen der lokalisierten rotierenden Quellen*

Terz	Position der Quelle bezogen auf die		Schallentstehungs-mechanismus nach Kenntnisstand
	Schaufelhöhe	Sehnenlänge	
2,5 kHz	Mitte	Gesamt	Interaktion Zuström-turbulenz – Schaufeloberfläche
3,1 kHz	Mitte	Im Bereich der Vorderkante	
4 kHz	Mitte	Im Bereich der Vorderkante	
5 kHz	Bei ca. 2/3	Mitte bis Hinterkante	Interaktion turbulente Grenzschicht – Schaufeloberfläche
6,3 kHz	Bei ca. 2/3	Mitte bis Hinterkante	
8 kHz	Bei ca. 2/3	Mitte	

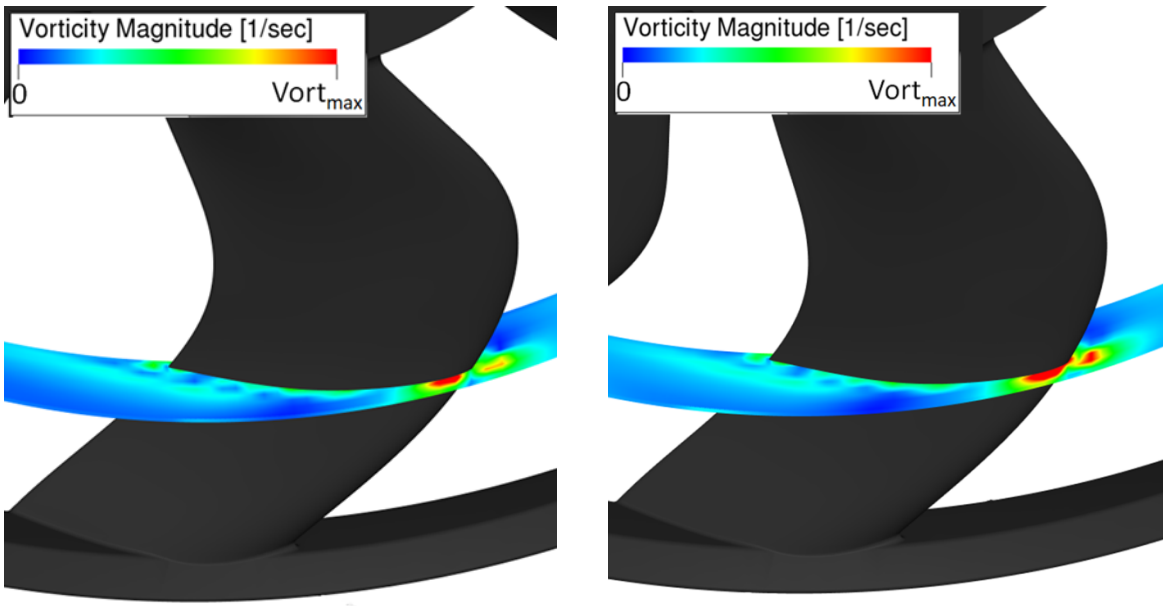
Auffällig ist, dass nicht alle Schaufeln gleich stark Schall abstrahlen. Offensichtlich dominieren diejenigen Lüfterschaufeln bei der Schallabstrahlung, die aufgrund der ungleichmäßigen Schaufelteilung dicht auf eine vorauslaufende Schaufel folgen. In der Literatur wird die ungleichmäßige Schaufelteilung als Schallreduktionsmaßnahme der tonalen Komponenten des Ventilatorgeräusches eingeführt [12, 13]. Obige Ergebnisse lassen vermuten, dass die ungleichmäßige Schaufelteilung zumindest auch unterschiedliche Quellstärken an den einzelnen Schaufeln bewirken. Eine weitere Ursache können die unterschiedlichen Schaufelformen sein.
Um für den betrachteten Anwendungsfall Erkenntnisse zu gewinnen, wurde eine Strömungssimulation auf Basis der Lattice-Boltzmann-Methode (LBM) durchgeführt. Bild 7 und 8 zeigen die zeitlich gemittelte Wirbelstärke auf einem mittleren und einem äußeren Zylinderschnitt (entsprechend der in Bild 6 lokalisierten Quellen) jeweils für

eine stark und eine nicht stark schallabstrahlende Schaufel. Für beide Zylinderschnitte können keine signifikanten Unterschiede in der zeitlich gemittelten Wirbelstärke zwischen den Schaufeln ausgemacht werden, die die erhöhten Schallabstrahlungen einzelner Schaufeln erklären würden. Hier ist eine weitere detaillierte Analyse der Strömungszustände notwendig.



Stark schallabstrahlende Schaufel Nicht stark schallabstrahlende Schaufel

Bild 7: *Zeitlich gemittelte Wirbelstärke auf einem mittleren Zylinderschnitt, Ergebnisse einer Strömungssimulation*



Stark schallabstrahlende Schaufel Nicht stark schallabstahlende Schaufel

Bild 8: *Zeitlich gemittelte Wirbelstärke auf einem äußeren Zylinderschnitt, Ergebnisse einer Strömungssimulation*

4. Schalldruckmessungen im Nahfeld

Da das Beamforming-Verfahren lediglich im höherfrequenten Bereich eingesetzt werden kann (vgl. Kap. 3.1), wurde eine Methode benötigt, um die Schallquellen im unteren Frequenzbereich zu bestimmen. Im Rahmen dieser Untersuchung wurden hierzu Schalldruckmessungen im Nahfeld der Quelle durchgeführt. Da das Mikrofon sich im Nahfeld und in der Strömung befand, zeigen die aufgenommenen Signale auch Anteile von aerodynamischen Druckfluktuationen und eventuell nicht ausbreitungsfähigem Schall. Um die Anteile, die für das Fernfeld relevant sind, zu bestimmen und hiermit geortete Quellen zu validieren, wurde die Kohärenz zwischen Nah- und Fernfeldsignal bestimmt.

4.1 Versuchsaufbau und Versuchsdurchführung

Bei der Schallquellenortung im Nahfeld wurde ein ¼“-Mikrofon mit Windschutz und Leuchtdiode zur Lokalisierung des Mikrofons in einer Ebene vor den Kühlern über den kompletten Kühlerbereich verfahren und dabei das Geräusch des Lüfters bei Nenndrehzahl aufgezeichnet (vgl. Bild 9). Simultan erfasste eine Videokamera die Positionen der Messsonde. Zur Aufzeichnung und Kartierung wurde das System Scan & Paint von Microflown Technologies eingesetzt. Da eine direkte Berechnung der Kohärenz mit dem System Scan & Paint zur Bestimmung der für das Fernfeld relevanten Anteile nicht möglich war, wurde im Anschluss eine separate Messung durchgeführt. Hierzu wurde an einzelnen Positionen vor dem Kühlerpaket das Nahfeldsignal und zeitgleich das Signal im Fernfeld an der Messposition aus Kapitel 2 mit ½“-Mikrofonen erfasst. Ein Nasenkonus am Nahfeldmikrofon diente zur Reduktion des Strömungsrauschens.
Die Messungen wurden an einem modifizierten Prüfstandsaufbau durchgeführt. Im modifizierten Prüfstandsaufbau wurde der Lüfterantrieb stromab des Lüfters gekapselt positioniert, um Luftschallquellen des Elektromotors auszuschließen. Außerdem wurden Messungen mit Beschleunigungsaufnehmern durchgeführt, um mögliche Körperschallübertragungen zwischen Motor und Laufrad zu betrachten. Für den relevanten Frequenzbereich konnten diese ausgeschlossen werden.

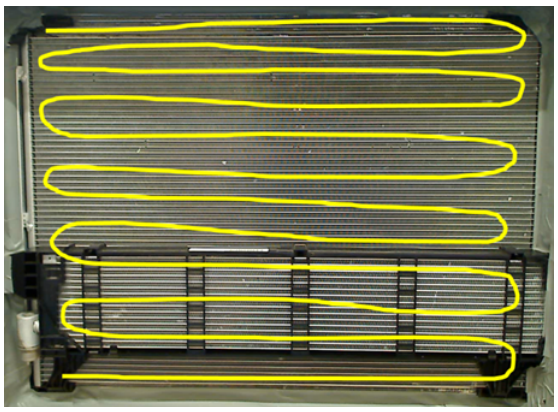


Bild 9: *Beispiel-Trajektorie der Messsonde im Nahfeld zur Ortung der tieffrequenten Quellen*

4.2 Bestimmung relevanter Schallquellen

Im tieffrequenten Bereich unter ca. 2 kHz sind vor allem die tonalen Komponenten des Lüftergeräusches interessant. Aus diesem Grund sind in Bild 10 die Druckfluktuationen einer Nahfeldmessung schmalbandig um 291 Hz (Blattfolgefrequenz) und 1 kHz dargestellt. Die Frequenz 1 kHz wird betrachtet, weil sie trotz fehlenden Elektromotors (Motorordnungen bei 1 kHz und Vielfachen) in der Lüfternabe weiterhin im Spektrum auftritt. Aufgrund der Ergebnisse in Kapitel 3.3 mit den drei dominanten rotierenden Quellen wird vermutet, dass auch hier drei Schaufeln zur tonalen Komponente bei 1 kHz (die eine durch drei teilbare Vielfache der Drehfrequenz ist) beitragen. Die Messergebnisse zeigen bei beiden Frequenzen dominante Quellen oben und unten (vgl. Ergebnisse des statischen Beamformings für z. B. 3,1 kHz und 5 kHz).

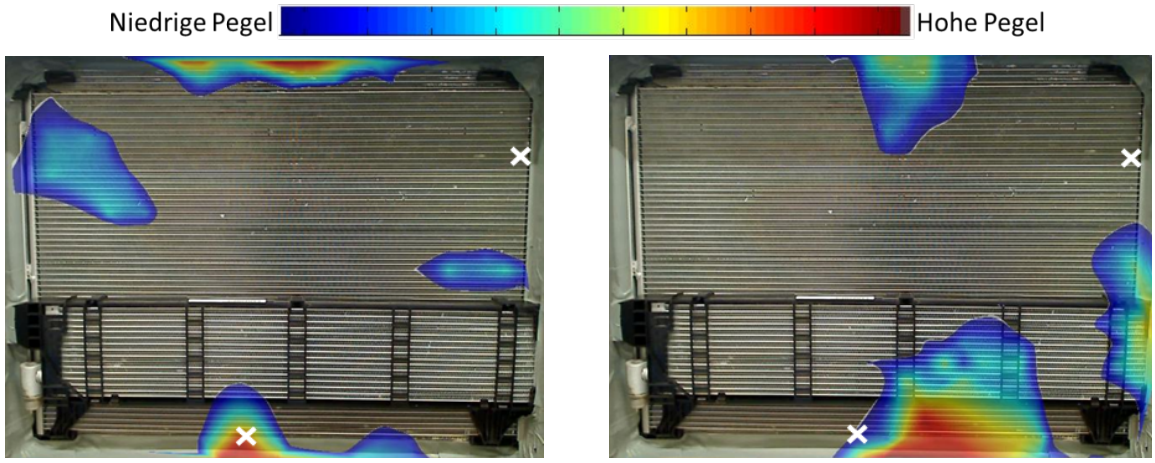


Bild 10: *Druckfluktuationen der Nahfeldmessung mit weiß markierten Positionen für Kohärenzbetrachtung*

Die Kohärenz wurde zunächst für die untere Quelle (siehe weißes x in Bild 10 jeweils unten, das entsprechend dem Quellzentrum der Frequenz 291 Hz positioniert wurde) berechnet (siehe Bild 11). Sowohl für die 291 Hz als auch für die 1000 Hz ergibt sich an dieser Position eine sehr hohe Kohärenz von 99% bzw. 92%. Somit sind diese Quellen im Fernfeld zu messen, d.h. ausbreitungsfähig und relevant. Bei allen anderen Frequenzen mit einer Kohärenz über 80% handelt es sich um Harmonische der Drehfrequenz.

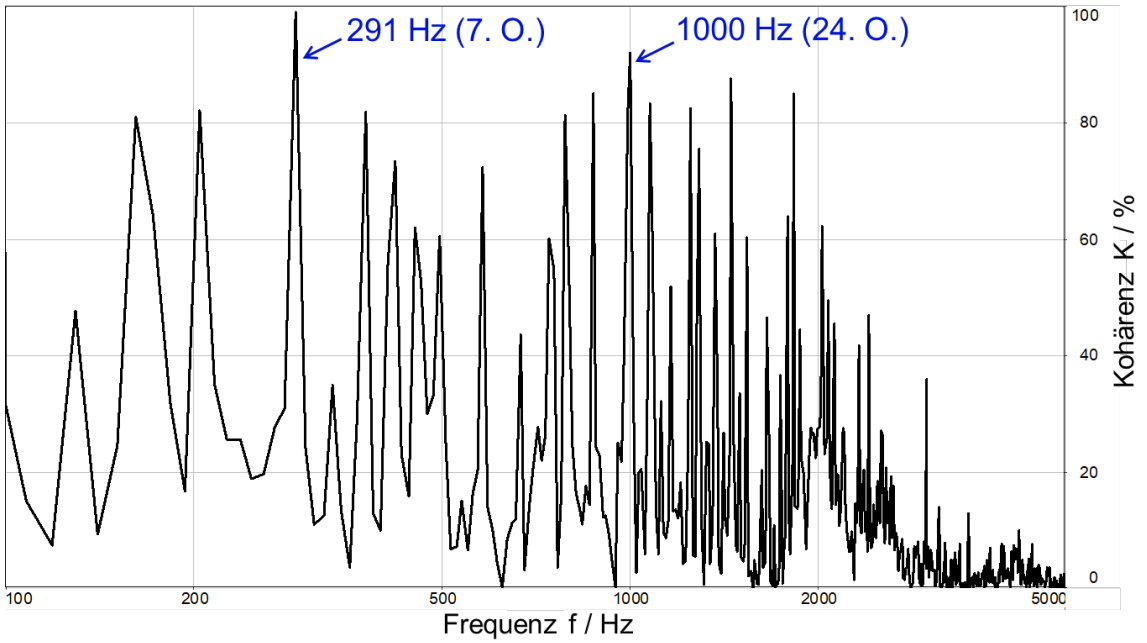


Bild 11: *Kohärenz zwischen Nah- und Fernfeldsignal für den unteren Messpunkt (vgl. Bild 10)*

Um die Kohärenzbetrachtung zu überprüfen, wurde für einen Punkt mit niedrigen Druckfluktuationen (vgl. weißes x in Bild 10 jeweils rechts oben) ebenfalls die Kohärenz berechnet (siehe Bild 12). Im Vergleich zu dem vorherigen Punkt nimmt die Kohärenz bei beiden Frequenzen auf 81% bzw. 67% ab, während für andere Frequenzen wiederum hohe Werte von bis zu ca. 95% gefunden werden können. D.h. an diesem Punkt und für die betrachteten 291 Hz bzw. 1000 Hz sind keine dominanten Quellen erkennbar. Die hohen Kohärenzwerte für die 10., 26. und 33. Ordnung hingegen deuten auf dominante Quellen in unmittelbarer Umgebung des Messpunktes rechts oben hin.

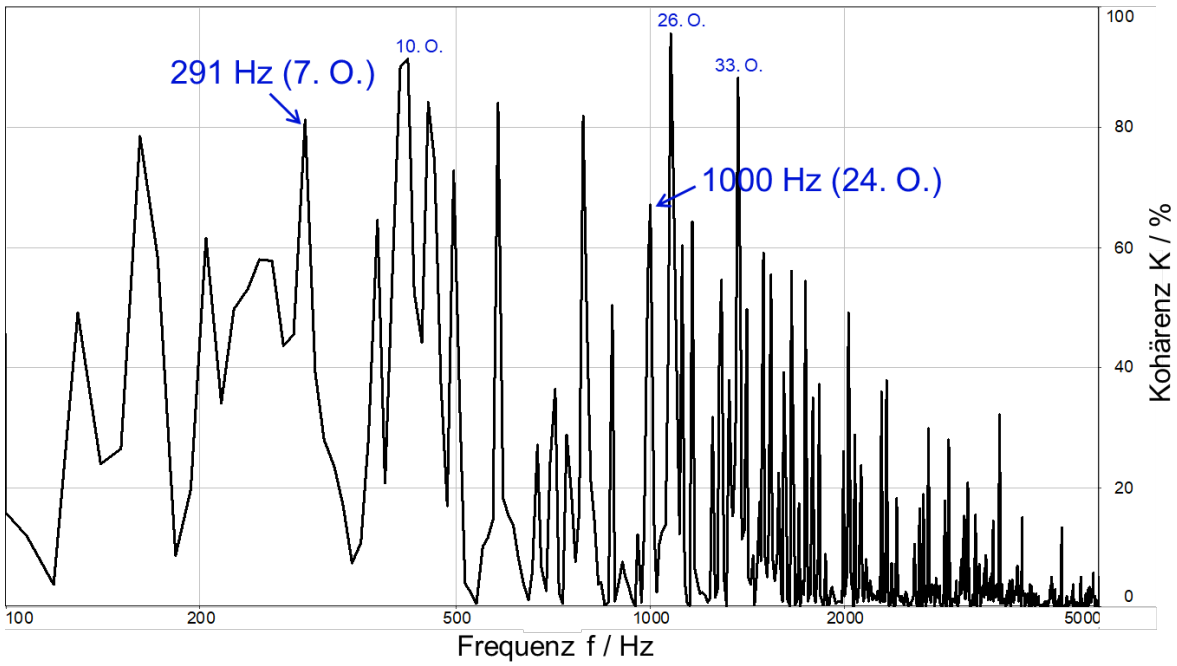


Bild 12: *Kohärenz zwischen Nahfeld- und Fernfeldsignal für den Messpunkt rechts oben (vgl. Bild 10)*

Laut aktuellem Kenntnisstand sind Ursachen für tonale Komponenten (hier 291 Hz und 1 kHz) eine ungleichförmige Zuströmung zum Lüfterlaufrad oder eine Rotor-Stator-Interaktion. Die Interaktion zwischen Laufrad und Motorhaltestreben kann eine Ursache für detektierte Quellen in Bild 10 sein. Mithilfe einer begleitenden Strömungssimulation wurde die Zuströmung zum Laufrad analysiert. Bild 13 zeigt die mittlere Strömungsgeschwindigkeit in einer Ebene kurz vor dem Laufrad. Zu erkennen ist ein deutlicher Einbruch der mittleren Strömungsgeschwindigkeit entlang des Umfangs bei den detektierten Quellpositionen oben und unten. Dies deutet auf eine ungleichförmige Zuströmung zum Laufrad hin, die ebenfalls eine Ursache der lokalisierten Schallquellen im Lüfterbereich oben und unten sein kann.

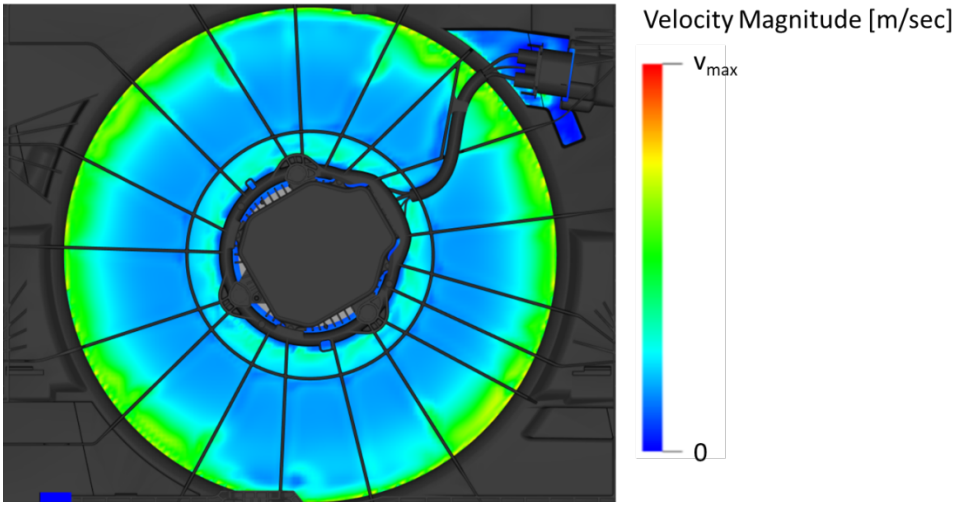


Bild 13: *Mittlere Strömungsgeschwindigkeit in einer Ebene ca. 4 mm vor dem Lüfterlaufrad, Ergebnis einer Strömungssimulation*

5. Schlussfolgerungen und Ausblick

Der vorliegende Beitrag zeigt die Bestimmung aeroakustischer Schallquellen an einem Kfz-Kühlerlüfter. Ein Prüfstandsaufbau, der die Einbausituation im Fahrzeug strömungsmechanisch und akustisch wiedergibt, ermöglicht reproduzierbare Randbedingungen und die Zugänglichkeit für Verfahren der Schallquellenortung. Mit einem Beamforming-Verfahren wurden ab einer unteren Grenzfrequenz, hier ca. 500 Hz, Schallquellen lokalisiert. Unterhalb 1000 Hz wurden Schallquellen anhand von Schalldruckmessungen im Nahfeld bestimmt. Zur Überprüfung, ob die im Nahfeld gemessenen Druckfluktuationen relevante Schallquellen sind, wurde eine Kohärenzbetrachtung zwischen Nah- und Fernfeldsignal herangezogen.
Für den in der Einbausituation betrachteten Kfz-Lüfter konnten auf Basis der georteten Schallquellen bereits erste Rückschlüsse auf die vorherrschenden Schallentstehungsmechanismen gezogen werden. Für das breitbandige Geräusch bei wenigen Kiloherz sind Schallquellen überwiegend auf der Schaufelvorderkante verantwortlich. Der dazugehörige Schallentstehungsmechanismus ist nach aktuellem Kenntnisstand die Interaktion des Laufrades mit Turbulenz. Es ist daher davon auszugehen, dass der Kfz-Lüfter eine Zuströmturbulenz erfährt und dies die Schallentstehung des breitbandigen Geräusches bei wenigen Kiloherz dominiert. Oberhalb von 4,5 kHz treten Schallquellen vor allem im Bereich der Schaufelhinterkante auf.

Hierfür ist nach aktuellem Kenntnisstand die Interaktion der turbulenten Grenzschicht mit der Schaufeloberfläche verantwortlich. Die Lokalisierung der Schallquellen der tonalen Komponenten zeigt hohe Schalldruckpegel im oberen und unteren Laufradbereich. Die Interaktion zwischen Laufrad und Motorhaltestreben kann eine Ursache für diese Quellen sein. Eine begleitende Strömungssimulation zeigt eine ungleichförmige Zuströmung zum Lüfter im Blattspitzenbereich als weitere mögliche Ursache dieser Quellen.
Da die tonalen Komponenten des betrachteten Lüftergeräusches pegelbestimmend und psychoakustisch ungünstig sind, werden sich zukünftige Untersuchungen u.a. detaillierter mit der Interaktion zwischen Laufrad und Motorhaltestreben sowie der ungleichmäßigen Zuströmung beschäftigen.

Literatur

[1] B. Pletschen, „Akustikgestaltung in der Fahrzeugentwicklung," in Genuit, K. (Hrsg): Sound-Engineering im Automobilbereich: Methoden zur Messung und Auswertung von Geräuschen und Schwingungen, Berlin Heidelberg, Springer Verlag, 2010.

[2] I. J. Sharland, „Sources of noise in axial flow fans," *Journal of Sound and Vibration*, Volume 1, Issue 3, S. 302-322, 1964.

[3] S. E. Wright, „The acoustic spectrum of axial flow machines," *Journal of Sound and Vibration,* Volume 45, Issue 2, S. 165-223, 1976.

[4] T. Carolus, Ventilatoren: Aerodynamischer Entwurf, Schallvorhersage, Konstruktion, Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag, 2013.

[5] S. Moreau und M. Sanjose, „Sub-harmonic broadband humps and tip noise in low-speed ring fans," *The journal of the Acoustical Society of America,* Volume 139, Issue 1, S. 118-127, 2016.

[6] W. Neise und U. Michel, Aerodynamic noise of turbomachines, Deutsche Forschungsanstalt für Luft- und Raumfahrt e.V., DLR, 1994.

[7] S. Guidati, „Mikrofonarray Technologie," Kap. 8.5.1 in *Genuit, K. (Hrsg): Sound-Engineering im Automobilbereich: Methoden zur Messung und Auswertung von Geräuschen und Schwingungen*, Berlin, Heidelberg, Springer, 2010.

[8] P. Sijtsma, S. Oerlemans und H. Holthusen, „Location of rotating sources by phased array measurements.," in *7th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference and Exhibit*, Maastricht, 2001.

[9] C. R. Lowis und P. F. Joseph, „Determining the strength of rotating broadband sources in ducts by inverse methods," *Journal of Sound and Vibration,* Volume 295, S. 614-632, 2006.

[10] R. Dougherty und B. Walker, „Virtual rotating microphone imaging of broadband fan noise," in *15th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference (30th AIAA Aeroacoustics Conference)*, Florida, 2009.

[11] HEAD acoustics GmbH, *Datenblatt VMA II.1,* 02.2017.

[12] R. C. Mellin und G. Sovran, „Controlling the tonal characteristics of the aerodynamic noise generated by fan rotors," *Journal of Basic Engineering,* März, S. 143-154, 1970.

[13] P. E. Duncan und B. Dawson, „Reduction of interaction tones from axial flow fans by suitable design of rotor configuration," *Journal of sound and vibration,* Volume 3, Issue 2, S. 143-154, 1974.

Die Akustik von Klimasystemen in Kraftfahrzeugen

Jan Biermann, Michael Spickenreuther

Abstract

Customers higher demands on quality in general, especially within the premium segment, and the progress of electric vehicles leads to an increased importance of the acoustics of auxiliary systems such as the air conditioning system. This contribution is supposed to give an overview of the challenges that this shift of focus entails. The foundation is to understand what acoustic quality in this context means and to describe it with objective parameters. The description of the different physical mechanisms and their interrelation is the starting point to find technical solutions that meet the customer requirements. In this context different methods and procedures will be illustrated that fall into the categories of aero-acoustics and vibro-acoustics by means of simulation based and measurement based approaches. The necessity of the application of Computational Aero Acoustic (CAA), especially in the overall-vehicle context, will be emphasized. The current possibilities of the application of acoustic finite element methods as well as acoustic imaging methods are shown in order to solve the air conditioning related vibro-acoustic problems. A brief outlook will be given on current research topics such as ANC for air conditioning systems and the application of Meta-Material approaches.

Kurzfassung

Durch steigenden Komfortanspruch, insbesondere im Premiumsegment, sowie dem Voranschreiten der Elektromobilität wächst die Bedeutung der Akustik von Nebenaggregaten wie dem Klimatisierungssystem. Im Folgenden wird ein Überblick über die Herausforderungen gegeben, die aus diesem Anspruch heraus erwachsen. Angefangen bei der Untersuchung relevanter psychoakustischer Parameter wird der Bogen zur klassischen Ingenieursakustik geschlagen. Ausgehend von der Gesamtwirkkette werden verschiedene relevante physikalische Mechanismen und Effekte beleuchtet. Bei der Beschreibung der Aeroakustik werden die Gebiete der Vibroakustik und der klassischen akustischen Übertragung gestreift. Hierbei liegt der Fokus auf verschiedenen Analyseverfahren und -methoden, sowohl simulativer als auch messtechnischer Natur. Dabei wird auf den sinnvollen Einsatz, speziell im Gesamtfahrzeugkontext, der Computational Aero Acoustic (CAA), eingegangen, auf akustische Finite Elemente Verfahren und auf bildgebende akustische Messverfahren. Hierbei werden Möglichkeiten aber auch Grenzen aufgezeigt und offene Punkte adressiert. Abschließend wird ein Ausblick auf ergänzende Ansätze in der Gesamtwirkkette gegeben und zur Diskussion gestellt, wie z.B. die Anwendung von Active Noise Cancellation (ANC) oder der Einsatz von Meta-Materialien.

1. Einleitung

Um die Bedeutung der Klimaakustik aus Kundensicht zu greifen, ist zunächst eine Einordnung im Sinne des Kano-Modells [1] sinnvoll (Bild 1). Hierbei lässt sich wahrscheinlich ausschließen, dass die Klimaakustik ein Begeisterungsmerkmal ist. Ob sie als ein Leistungs- oder ein Basismerkmal klassifiziert werden kann, ist darüber hinaus nicht eindeutig. Trotzdem ergibt sich die Konsequenz, dass eine schlechte Funktion direkt zu Kundenunzufriedenheit führt, was nicht mit einem Premiumanspruch in Einklang gebracht werden kann.

Das akustische Erleben der Klimafunktion ist jedoch indirekt von anderen akustischen Fahrzeugeigenschaften abhängig. Durch signifikanten Fortschritt bei der Motorenakustik und anderen Themengebieten und nicht zuletzt durch die zunehmende Verbreitung der Elektromobilität und den daraus folgend fehlenden Verdeckungsgeräuschen, rückt die Akustik von Klimasystemen in den Fokus. Bei aktuellen Kundenbefragungen ist diese Eigenschaft, hinter der Aeroakustik der Fahrzeugumströmung, häufig an Nummer zwei der als negativ empfundenen akustischen Fahrzeugeigenschaften. Das zeigt die Notwendigkeit für ein intensives Auseinandersetzen mit dieser Eigenschaft und eine konsequente Auslegung des Gesamtsystems auf den Kundenwunsch hin.
Dieser Beitrag liefert einen Überblick über den aktuellen Kenntnisstand, angefangen von der Objektivierung der Kundenerwartung und der allgemeinen Wirkmechanismen über Ansätze die Klimaakustik eines Fahrzeugs zu verbessern. Die Komplexität der vorliegenden Aufgabe zeigt sich auch in den Grenzen der aktuellen Vorgehensweisen und Methoden, welche an dieser Stelle auch aufgezeigt werden sollen.

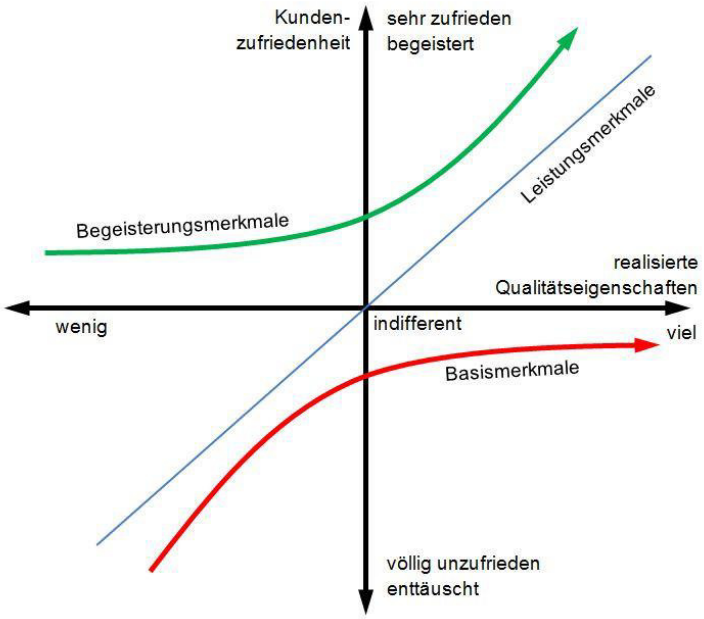


Bild 1: *Das Kano-Modell der Kundenzufriedenheit*

2. Objektivierung von Kundenzufriedenheit: Psychoakustische Betrachtung von Klimageräuschen

Grundlage für eine zielgerichtete und kundenorientierte Systemoptimierung ist das Kundenverständnis und eine Übersetzung dessen in messbare, technische Größen. Derartige Objektivierungen sind kontextabhängig. Die vorherzusagende Kundenzufriedenheit ist eine Funktion der Differenz zwischen IST-Zustand und Erwartung, die entsprechende Erwartungshaltung ist jedoch vom betrachteten System abhängig. Das bedeutet, dass speziell eine Analyse der Erwartungen der Kunden an die Akustik von Fahrzeugklimatisierungen notwendig ist. Es existiert bereits eine Reihe von Untersuchungen, wobei an dieser Stelle nur auf die Arbeiten von Hohls [2], [3] verwiesen wird. Es wurden jedoch eigene Untersuchungen angestellt, die hier kurz beschrieben und die wesentlichen Erkenntnisse dargestellt werden.

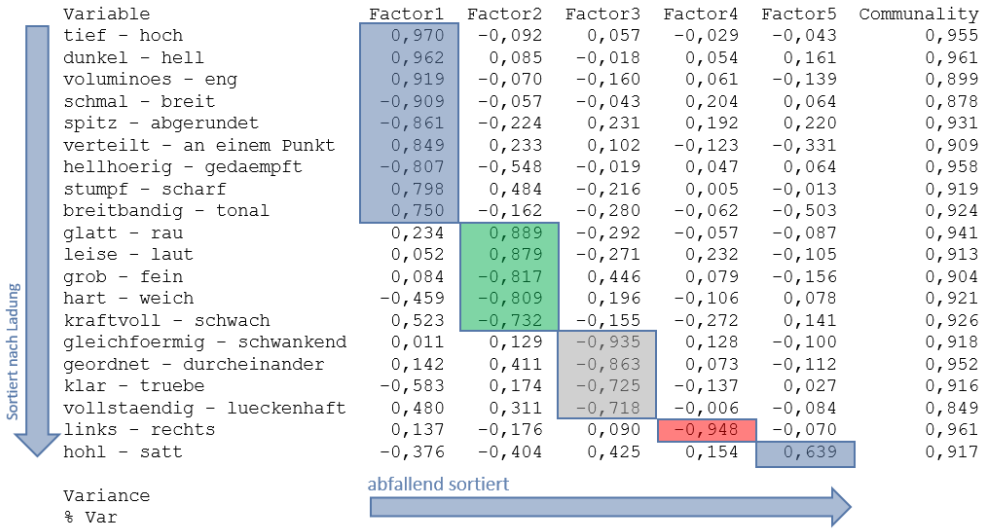
2.1. Studie zur Objektivierung von Klimageräuschen

Es wurden Hörversuche mit 19 Probanden (18 männlich, 1 weiblich) im Alter zwischen 27 und 53 Jahren durchgeführt. Bewertet wurden 21 Soundfiles, die aus einer Grundgesamtheit von 284 Messungen nach dem Kriterium der Abbildung einer möglichst großen Bandbreite an Schallen ausgewählt wurden. Diese 284 Soundfiles ergaben sich aus Messungen von 26 Fahrzeugen über alle Fahrzeughersteller hinweg (Tabelle 1 im Anhang) bei unterschiedlichen Luftmengen in verschiedenen Betriebsmodi (Belüftung, Fußraum, Defrost). Hierbei gilt es anzumerken, dass es sich fast ausschließlich um Serienfahrzeuge handelte, d.h. die Akustik wurde vom jeweiligen Hersteller als i.O. eingestuft, sodass Fehlerbilder nicht vorhanden waren. Dies ist einschränkend für den Hörversuch zu sehen, da das Spektrum möglicher Funktionsgeräusche nicht in Gänze abgebildet ist.
Der Hörversuch wurde mittels eines Semantischen Differentials [4] mit einer bipolaren 7-stufigen Skala durchgeführt, wobei für die untersuchte Geräuschklasse ein eigenes Differential entwickelt wurde. Die Durchführung erfolgte an kalibrierten Abhörstationen, das heißt es wurde singulär die Akustik untersucht und Multimodale Einflüsse (visuell, taktil, olfaktorisch, …) somit vernachlässigt. Dies ist ein Aspekt, dem in zukünftigen Untersuchungen sicher Beachtung geschenkt werden muss.

2.2. Ergebnis der Objektivierung von Klimageräuschen

Im ersten Schritt wurde mittels einer Faktorenanalyse der Wahrnehmungsraum identifiziert. Bild 2 zeigt das Ergebnis der Faktorenanalyse und die entsprechende Faktorenladung. Bei einem angenommenen Schwellwert bzgl. der Varianz lässt sich festhalten, dass es sich bei der qualitativen Beurteilung von Klimageräuschen um einen vierdimensionalen Wahrnehmungsraum handelt. Dieser Zwischenschritt ist wichtig für das grundsätzliche Verständnis der Qualitätswahrnehmung.
Die Adjektivpaare der Faktorenladungen lassen eine Interpretation der entsprechenden Faktoren oder Wahrnehmungsdimensionen zu, die hier zu „Präsenz“, “Dynamik“, „Timbre“ und „Ortbarkeit“ gewählt wurden. Diese Faktoren waren hilfreich, um im nächsten Schritt die Objektivierungsparameter zu wählen, die in Bild 3 dargestellt sind, sowie deren Zuordnung zu den Faktoren. Wie hierin ersichtlich, wurde sich zunächst auf die psychoakustischen Standard-Größen beschränkt. Dabei fällt auf, dass

derzeit kein Objektivierungsparameter zur Quantifizierung von Ortbarkeitseffekten verfügbar ist. Dies sollte Gegenstand weiterer Untersuchungen sein.



Variable	Factor1	Factor2	Factor3	Factor4	Factor5	Communality
tief - hoch	0,970	-0,092	0,057	-0,029	-0,043	0,955
dunkel - hell	0,962	0,085	-0,018	0,054	0,161	0,961
voluminoes - eng	0,919	-0,070	-0,160	0,061	-0,139	0,899
schmal - breit	-0,909	-0,057	-0,043	0,204	0,064	0,878
spitz - abgerundet	-0,861	-0,224	0,231	0,192	0,220	0,931
verteilt - an einem Punkt	0,849	0,233	0,102	-0,123	-0,331	0,909
hellhoerig - gedaempft	-0,807	-0,548	-0,019	0,047	0,064	0,958
stumpf - scharf	0,798	0,484	-0,216	0,005	-0,013	0,919
breitbandig - tonal	0,750	-0,162	-0,280	-0,062	-0,503	0,924
glatt - rau	0,234	0,889	-0,292	-0,057	-0,087	0,941
leise - laut	0,052	0,879	-0,271	0,232	-0,105	0,913
grob - fein	0,084	-0,817	0,446	0,079	-0,156	0,904
hart - weich	-0,459	-0,809	0,196	-0,106	0,078	0,921
kraftvoll - schwach	0,523	-0,732	-0,155	-0,272	0,141	0,926
gleichfoermig - schwankend	0,011	0,129	-0,935	0,128	-0,100	0,918
geordnet - durcheinander	0,142	0,411	-0,863	0,073	-0,112	0,952
klar - truebe	-0,583	0,174	-0,725	-0,137	0,027	0,916
vollstaendig - lueckenhaft	0,480	0,311	-0,718	-0,006	-0,084	0,849
links - rechts	0,137	-0,176	0,090	-0,948	-0,070	0,961
hohl - satt	-0,376	-0,404	0,425	0,154	0,639	0,917
Variance						
% Var						

Bild 2: *Ergebnis der Faktorenanalyse*

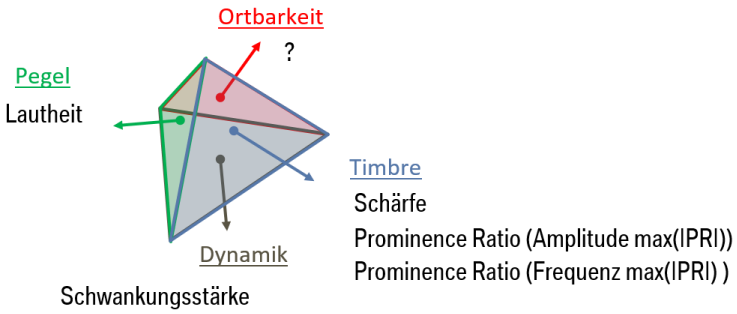


Bild 3: *Objektivierungsgrößen zur Beschreibung der Qualität von Klimatisierungsgeräuschen*

Zur finalen Modellbildung wurden multidimensionale lineare Regressionsanalysen durchgeführt, um den funktionalen Zusammenhang zwischen den gewählten Objektivierungsparametern und der Zielgröße „Gesamturteil“ herzustellen.
Diese Funktionsbeziehungen können aus Gründen der Geheimhaltung an dieser Stelle nicht detailliert dargestellt werden, es ergibt sich jedoch allgemein eine Gleichung der Form:

$$Urteil = a \times f_1(L\,[sone]) + b \times f_2(S\,[acum]) + c \times f_3(SW\,[vacil]) + d \times f_4(\max|PR|\,[dB]) + e \times f_5(\max|PR|\,[Hz]) \quad (1)$$

Mit:
L= Lautheit
S=Schärfe
SW= Schwankungsstärke
PR= Prominence Ratio

Damit ist die wahrgenommene Qualität mittels objektiver Größen messbar und die Abhängigkeit sowie Wichtigkeit der einzelnen Größen über die funktionalen Zusammenhänge f_i sowie die Gewichtungsfaktoren $(a - e)$ bekannt. Dies ist eine wichtige Grundlage für Systemoptimierung, da sich Veränderungen am System daran bemessen lassen.

Es gilt jedoch die Grenzen dieses Modells aufzuzeigen. Zum einen zeigt sich, dass die verwendeten Objektivierungsparameter den Wahrnehmungsraum nicht in Gänze repräsentieren (R^2-Werte zw. 0.55 – 0.76). Für einige Wahrnehmungsgrößen gibt es derzeit noch gar keine Objektivierungsparameter (Ortung, Hohlheit). Des Weiteren wurden in diesem ersten Schritt nicht-lineare Effekte vernachlässigt. Außerdem wurde der Hörversuch lediglich mit Mitteleuropäern durchgeführt und somit Länderspezifika nicht berücksichtigt. All das sind Ansatzpunkte für folgende Untersuchungen und Modellerweiterungen.

3. Ingenieurakustische Betrachtung von Klimageräuschen

Nachdem eine Objektivierung der Klimaakustik mittels Wahrnehmungsgrößen, mit all den zuvor beschriebenen Beschränkungen, verfügbar ist, gilt es Systeme entsprechend auszulegen. Dies erfolgt i.d.R. mittels physikalischen, ingenieursakustischen Größen wie Schalldruck- bzw. Schallleistungspegeln. Dies ist u.a. sinnvoll, da in der Simulation, welche unerlässlich ist, psychoakustische Wahrnehmungsgrößen noch nicht ausreichend gut vorhergesagt werden können, was u.a. daran liegt, dass derzeit nicht sinnvoll der gesamte Hörbereich simuliert werden kann.
Aus Gleichung (1) lässt sich jedoch extrahieren, dass es positiv ist, wenn das gesamte Lautheitsniveau gesenkt wird, das an den Insassenohrpositionen gemessene Schalldruckpegelspektrum wenig „zerklüftet“ ist und der hochfrequente Anteil des Spektrums so niedrig wie möglich ist. Dies ist schematisch in Bild 4 dargestellt, welches ein reales A-bewertetes Schalldruckpegelspektrum am Insassenohr für den Defrostfall zeigt, sowie die gewünschten Veränderungen im Sinne der Erhöhung der wahrgenommenen Qualität.

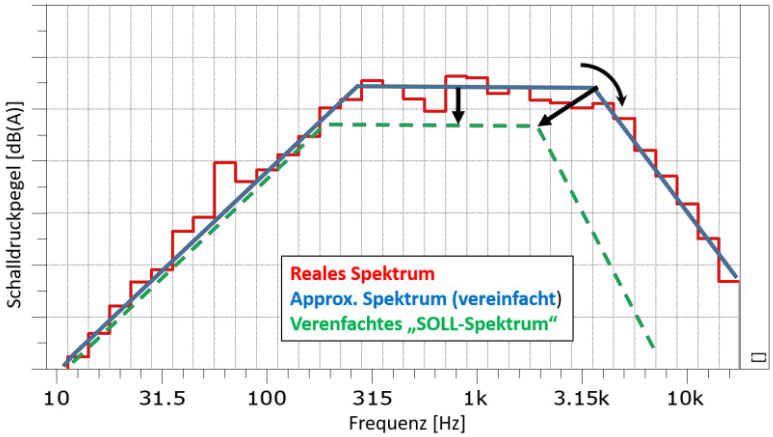


Bild 4: *Exemplarisches Schalldruckspektrum eines Klimatisierungsgeräusches und schematische Darstellung der nötigen Veränderungen zur Erhöhung der Geräuschqualität*

Um dies zu erreichen, muss zunächst die Wirkkette identifiziert und die Auswirkung einzelner Konstruktionsparameter auf die akustischen Eigenschaften ermittelt werden. Letzteres stellt eine große Herausforderung dar und ist auf Grund einer Vielzahl komplexer Vernetzungen von Funktionen auch für die nächsten Jahre ein großes Forschungsfeld.

3.1. Wirkkette

Zunächst soll kurz auf die Wirkkette eingegangen werden, d.h. Beschreibung der Akustik mittels physikalischer Eigenschaften und Größen sowie deren Verknüpfungen. Eine einfache Darstellung zeigt Bild 5.

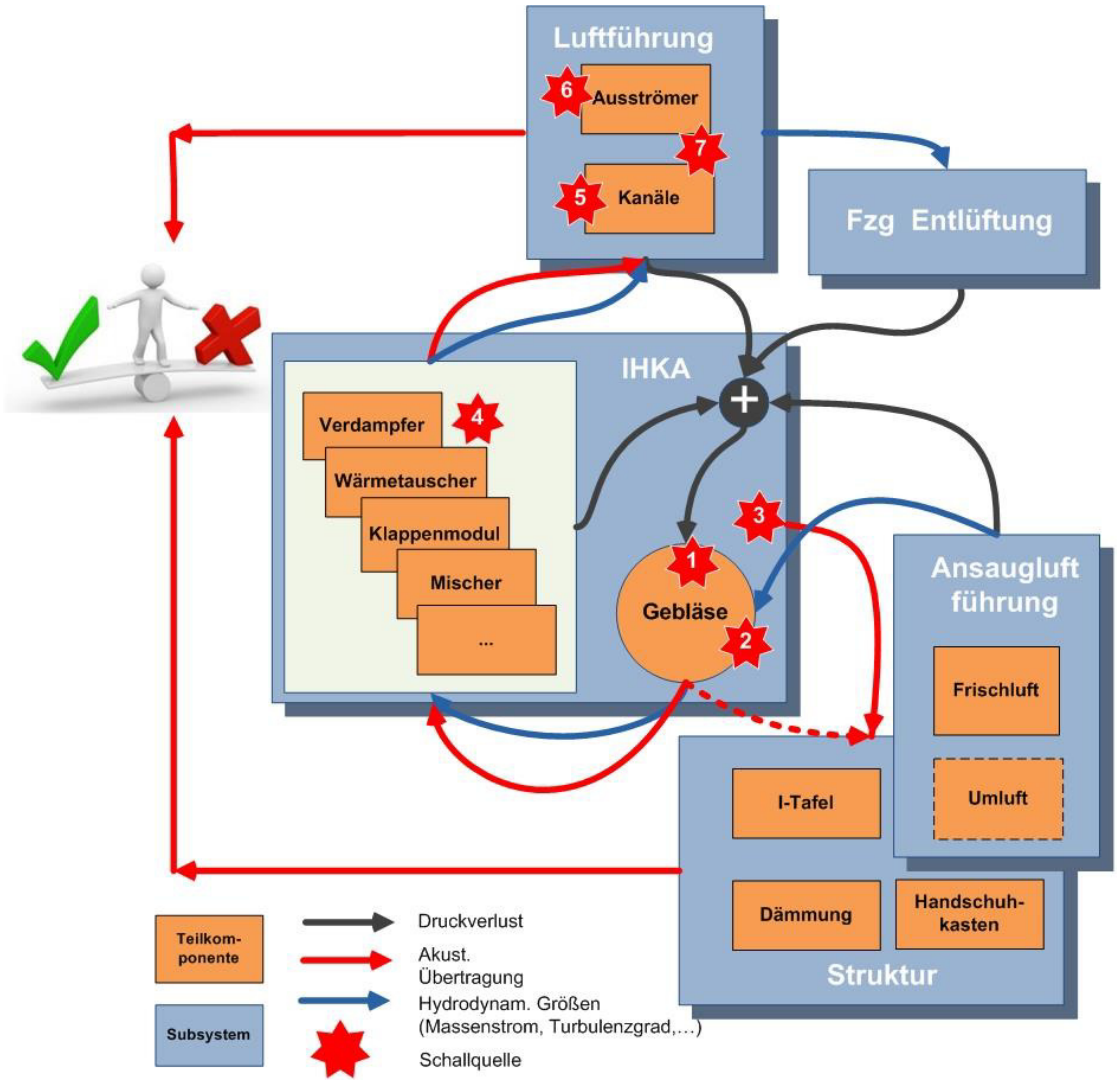


Bild 5: *Vereinfachte akustische Wirkkette zur Klimaakustik*

Hierin zeigt sich, dass das vom Insassen wahrgenommene akustische Ereignis das Ergebnis verschiedener räumlich verteilter akustischer Quellen und verschiedener akustischer Übertragungspfade und Eigenschaften ist. Auf der obersten Ebene lässt sich festhalten, dass zwei Hauptpfade existieren, zum einen der Pfad über die luftführenden Bauteile inklusive der verschiedenen aeroakustischen Lärmentstehungs-

mechanismen und der akustischen Übertragungseigenschaften, welcher klassischerweise mit der Klimaakustik in Verbindung gebracht wird, zum anderen der Pfad mit der vibroakustischen Abstrahlung der luftführenden Bauteile. Letztere Pfad wird im Wesentlichen durch die Integrierte Heiz-Klima Anlage (IHKA) als Quelle und der akustischen Übertragung über die Instrumententafel dominiert. Dieser Wirkkettenteil wird häufig nicht mit der Klimaakustik assoziiert.
Das dieser Pfad sehr wohl relevant ist, soll folgende Darstellung verdeutlichen.
Betrachtet man die Quelle IHKA und trennt die abgestrahlte Gesamtschallleistung in die Anteile des „in die Luftführungen abgegebenen Schalls“ und den „über das Gehäuse abgestrahlten Schall“ (Bild 6), so zeigt sich, dass über weite Frequenzbereiche der zweitgenannte Anteil den ersteren teils deutlich übersteigt. Außerdem zeigt sich, dass der Unterschied mit zunehmender Luftmenge zwar abnimmt, jedoch selbst bei großen Luftmengen noch vorhanden ist.

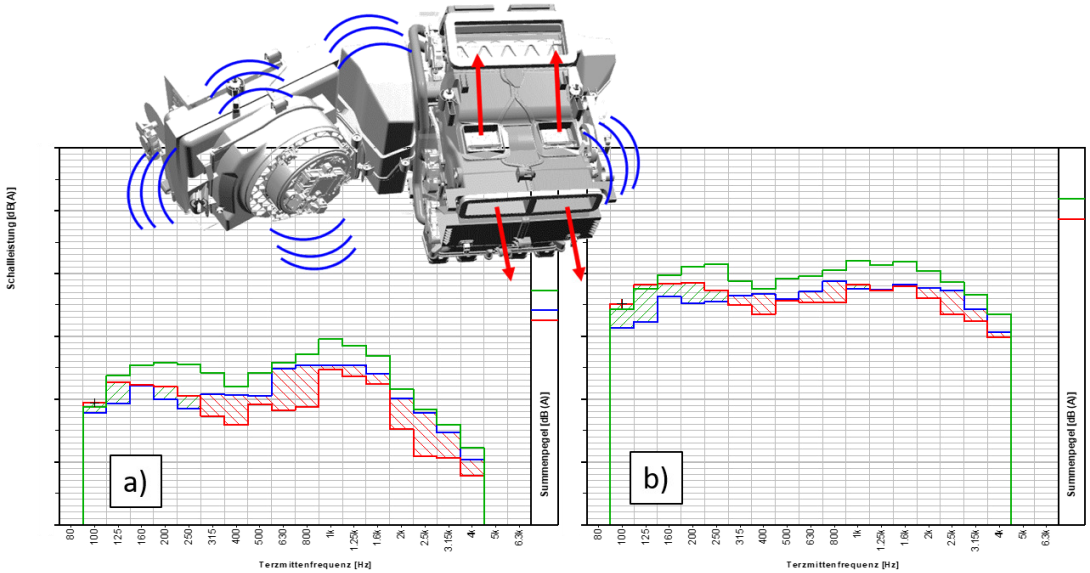


Bild 6: *Aufteilung der Gesamtschallleistung (grün) einer IHKA in die Anteile "Luftauslässe" (rot) und Gehäuseschall (blau) bei den Luftmengen 4kg/min (a) und 8kg/min (b)*

Berücksichtigt man die Übertragungspfade, deren akustische Potenziale hier mittels der Einfügedämmung D_e [5] beschrieben werden sollen, so erkennt man bei den Luftführungen (Bild 7), hier am Beispiel der Belüftungsluftführung, ein deutlich anderes spektrales Verhalten als bei einer Instrumententafel (Bild 8).

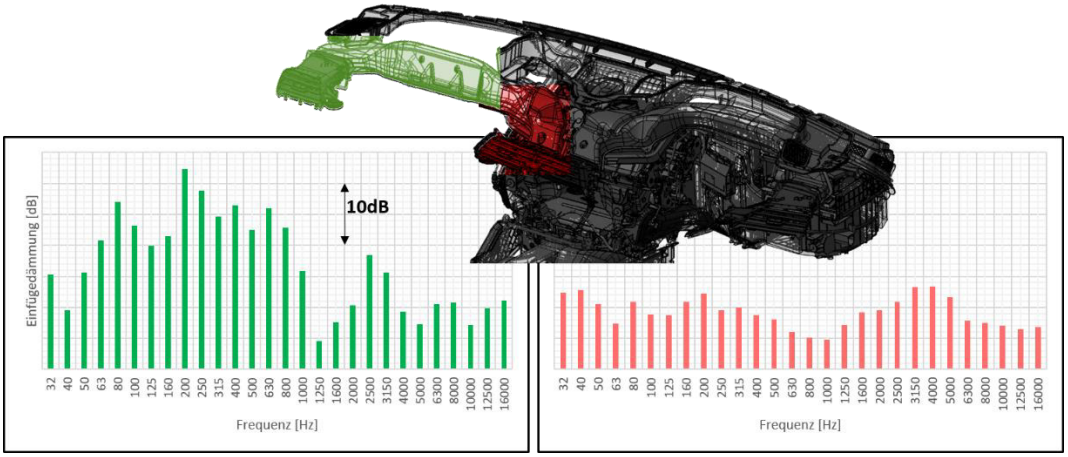


Bild 7: *Exemplarische Einfügedämmung von Belüftungskanälen*

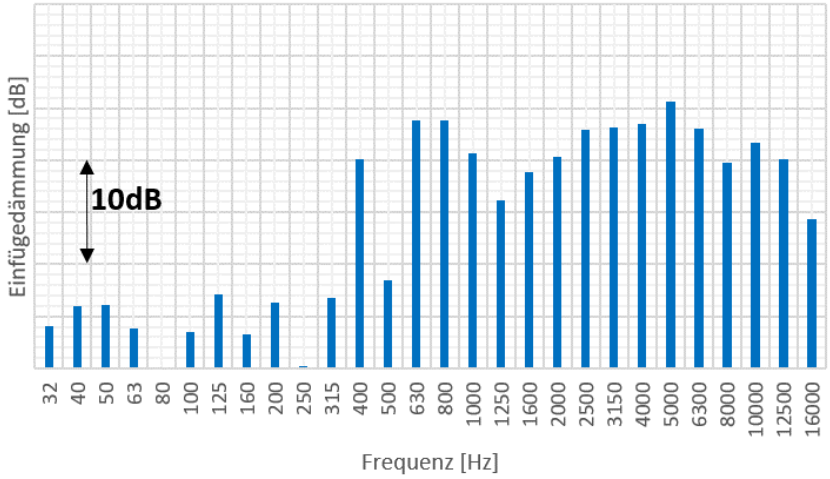


Bild 8: *Exemplarische Einfügedämmung einer Instrumententafel*

Unter der vereinfachenden Annahme, dass die IHKA die einzige akustische Quelle darstellt, was bei kleinen Luftmengen valide ist, und unter Berücksichtigung der akustischen Übertragungsfunktionen der Fahrzeugkabine, lassen sich die Informationen in Bild 6 bis Bild 8 am Insassenohr bilanzieren. Dadurch erhält man eine Approximation der Gewichtung der einzelnen Hauptwirkpfade. Das Ergebnis zeigt Bild 9.

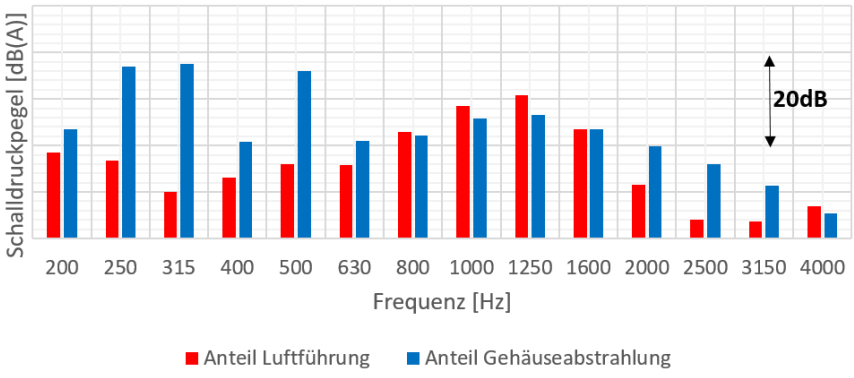


Bild 9: *Approximation der Gewichtung der akustischen Hauptpfade am Insassenohr bei kleiner Luftmenge*

Es ist zu erkennen, dass bis 500Hz das vom Insassen wahrgenommene Klimatisierungsgeräusch von der vibroakustischen Abstrahlung des IHKA Gehäuses stammt. Darüber hinaus sind die beiden Hauptpfade auf ähnlichem Niveau, was zur Folge hat, dass für eine signifikante Absenkung des Geräuschpegels beide Pfade berücksichtigt werden müssen.
Es ist jedoch anzumerken, dass sowohl die eben beschriebene Gewichtung der Hauptwirkpfade, als auch die Gewichtung der einzelnen Wirkkettenglieder innerhalb eines Pfades (z.B. aeroakustische Quellen „Gebläse“ vs. „Ausströmer“) frequenzselektiv massiv von der Luftmenge und vom Betriebsmodus (Fußraum, Defrost, ...) abhängen.

Ein weiterer wichtiger Aspekt der Wirkkette ist, dass die akustischen Übertragungseigenschaften in der Regel Komponenteneigenschaften sind, wohingegen die akustischen Quellen dies nur bedingt sind. Eine ebenso wichtige Einflussgröße für die (aero)akustischen Quellen sind die Integrationsbedingungen. Dies lässt sich einfach anhand der wichtigsten Quelle „Gebläse“ innerhalb der IHKA verdeutlichen. Nimmt man die Gleichung

$$L = 45 + 10log_{10}(V) + 10log_{10}(\Delta p^2) + 10log_{10}\left[\frac{1}{\psi}\left(\frac{1}{\eta} - 1\right)\right] \qquad (2)$$

zur Abschätzung der Schallleistung L von Gebläsen bei einem Volumenstrom V her, so erkennt man, dass in der Gleichung Eigenschaften des Gebläses selbst auftauchen (wie die Druckziffer ψ oder der strömungsmechanische Wirkungsgrad η), aber auch die durch die Integrationsumgebung aufgeprägte Systemlast, hier dargestellt durch den Systemdruckverlust Δp als Summe der saug- und druckseitigen Druckverluste. Es gibt jedoch weitere integrationsbedingte Einflussgrößen, deren akustischer Effekt sich nicht einfach quantifizieren oder abschätzen lässt, wie bspw. der Befüllungsgrad des Gebläses oder der Turbulenzgrad der Einströmung (wobei dies nur Beispiele für mögliche Beschreibungsgrößen sind).
Das derartige Größen einen signifikanten Effekt haben können, ist aus Bild 10 ersichtlich, in dem die Schalldruckpegel in einem Fahrzeug mit zwei verschiedenen Ansaugluftführungen dargestellt sind.

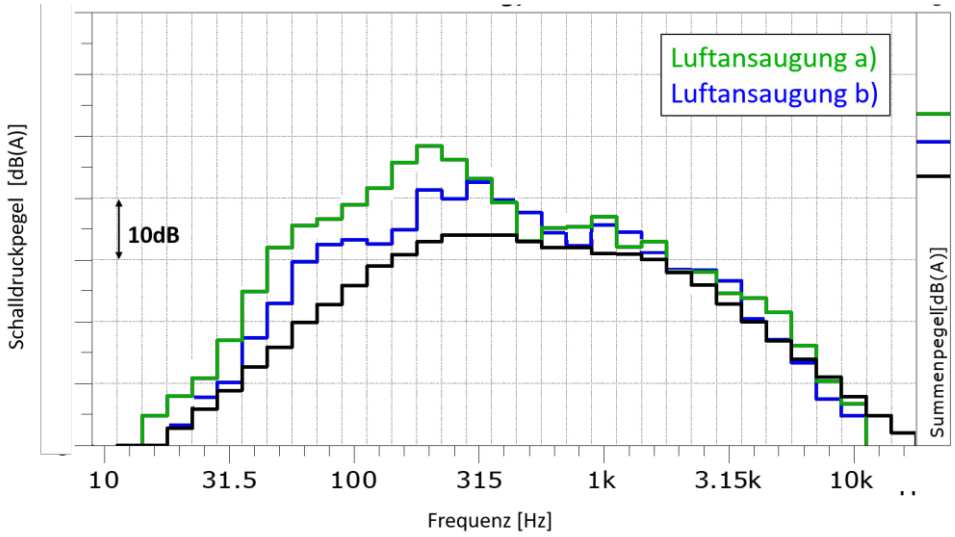


Bild 10: *Vergleich der durch zwei verschiedene Ansaugluftführungen resultierenden Schalldruckpegel beim Fahrzeuginsassen*

Interessant ist, dass die Ansaugung a) einen kleineren Druckverlust als Ansaugung b) aufweist, also nach Gleichung (2) besser sein müsste. Tatsächlich führt sie jedoch zu deutlichen Überhöhungen bis 300Hz, welche gesamtpegelwirksam sind. Der Unterschied liegt hier in der Topologie der Strömung am Gebläse-Eintritt.
Gleiche Beobachtungen gelten bei der Integration weiterer Komponenten wie Klimakanäle oder Ausströmer. Dies hat zur Folge, dass die Gesamtsystemauslegung und -optimierung eine entscheidende Bedeutung hat und eine sinnvolle Komponentenoptimierung durch das Fehlen notwendiger Schnittstellenbeschreibungen fehlerbehaftet ist.

3.2. Klimaakustik im Entwicklungskontext

Wie zuvor beschrieben, kann eine hochwertige Klimaakustik nur über eine darauf ausgerichtete Gesamtsystemauslegung erfolgen. Bild 11 zeigt beispielhaft ein solches Gesamtsystem eines heutigen Oberklassefahrzeuges. Wie sich erkennen lässt, ist das Klimasystem über das gesamte Fahrzeug verteilt. Daraus ergibt sich, dass die Klimatisierung eine Unmenge an räumlichen und funktionalen Wechselwirkungen mit anderen Fahrzeugsystemen und -komponenten besitzt. Daraus ergibt sich ebenfalls der zeitliche Aspekt der Klimasystementwicklung. Die geometrische und funktionale Auslegung muss mit einem hohen Detaillierungsgrad zu dem Zeitpunkt erfolgen, wie das zeitkritischste in räumlicher Wechselwirkung mit der Klimatisierung stehende System. Dieser Zeitpunkt ist in der Regel sehr früh, was zur Folge hat, dass eine virtuelle Auslegung mit hoher Vorhersagegüte unerlässlich wird. Es ist insbesondere bei modernen Fahrzeugen von hoher Bedeutung, da das Vorhandensein vieler neuer Fahrzeugfunktionen und -systeme bei gleichzeitiger Forderung nach gleichleibenden oder wachsendem Kabinenraumangebot zu kritischen Bauraumsituationen führen.

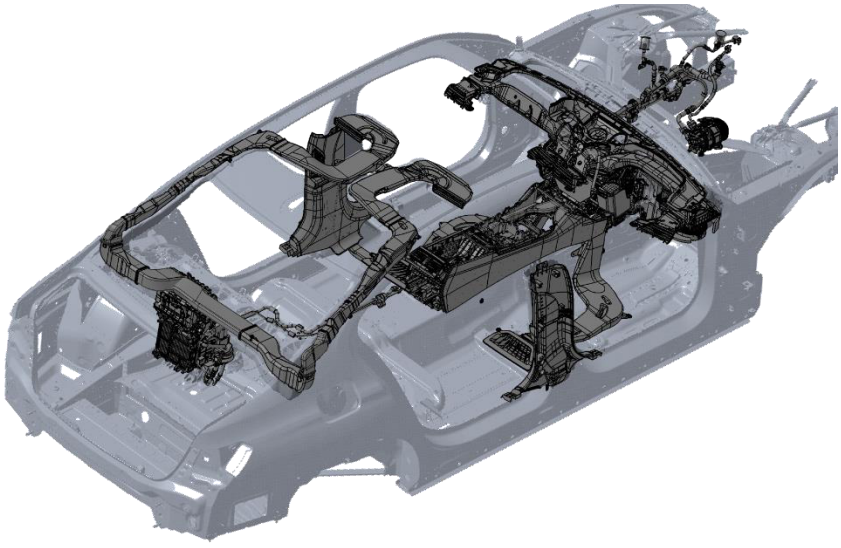


Bild 11: *Klimatisierungssystem eines Oberklasse-Fahrzeugs*

Die Folgen eines zu späten oder fehlerhaften Integrationsprozesses seien an einem einfachen Beispiel kurz erläutert. Angenommen die Belüftungsebene eines Fahrzeugs bestünde aus sechs Luftauslässen. Ein bereits fixes angrenzendes System führt lokal in einem der Luftführungen zu einer signifikanten Erhöhung des Druckverlustes gegenüber des Ursprungszielwerts. Da es sich bei den Luftführungen um ein

kommunizierendes System handelt muss zur Einhaltung der funktionalen Forderung der Luftmengengleichverteilung, der Druckverlust in den verbleibenden fünf Kanälen in gleichem Maß künstlich erhöht werden. Bezogen allein auf die akustische Quelle „Gebläse“ ergibt dies eine breitbandige akustische Verschlechterung in einem Maß, das Gleichung (2) zum Gebläseschall beschreibt, in welcher eine quadratische Abhängigkeit zum Druckverlust besteht. Dies steht in deutlichem Widerspruch zu dem in Abschnitt 3 formulierten akustischen Zielbild, weshalb eine derartige Situation durch frühzeitige Identifikation und Auflösung kritischer Stellen vermieden werden muss.

Während die geometrischen Restriktionen im Wesentlichen eine Herausforderung für den Hauptwirkkettenpfad „Luftführung“ darstellen, hat die Forderung nach globaler Gewichtsreduktion (CO_2-Reduktion, Reichweitenerhöhung im E-Mobilitätskontext) signifikante Auswirkungen auf den Pfad „Gehäuseabstrahlung“.

Für eine kundenwirksame Erhöhung des akustischen Komforts von Klimasystemen im Sinne der Herleitung aus Abschnitt 3 ist entsprechend Bild 9 eine breitbandige Reduktion des Hauptpfades „Gehäuseabstrahlung“ nötig. Dies schließt Maßnahmen wie Versteifungen durch Verrippungen o.ä. aus, da hiermit lediglich eine Verschiebung der Eigenfrequenzen erzielt werden würde. Ergo, das formulierte Ziel kann nicht ohne eine Erhöhung der Masse des Klimatisierungssystems erreicht werden, was im Gegensatz zu den generellen Forderungen der Gewichtsreduktion steht. Die Frage kann jedoch nur sein, wie man die Effizienz des Einsatzes von Zusatzgewicht gegenüber dem generischen Massegesetz erhöht. Mögliche Ansätze werden in Abschnitt 5 erläutert.

4. System- und Komponentenanalysen und die entsprechenden Analyseverfahren

Wie zuvor ausgeführt, muss die Systemauslegung und Optimierung zu einem frühen Zeitpunkt in der Entwicklung erfolgen. Dies impliziert die Verwendung von Simulationsmethoden. Da derzeit verfügbare virtuelle Methoden noch ihre Grenzen haben, ist die Durchführung von komplementären Messungen an Prototypen ebenfalls unverzichtbar.
Zudem müssen, wie bereits beschrieben, verschiedene Wirkkettenpfade bearbeitet werden. In den folgenden beiden Abschnitten soll ein kurzer Überblick über mögliche Vorgehensweisen gegeben werden.

4.1 Aeroakustische Analyse und Optimierung

Das entsprechend Abschnitt 3 erklärte Ziel ist:

a) das Gesamtniveau des Geräuschpegels zu senken,
b) die hochfrequenten Geräuschanteile zu senken,
c) eine Glättung des Spektrums zu erzielen.

Da für das Gesamtgeräuschniveau bei einer Vielzahl von Betriebsmodi das Gebläse die entscheidende aeroakustische Quelle ist, muss zur Erfüllung von Pkt. a) entsprechend Gleichung (2) der Druckverlust im System minimiert werden, da dies zu einer

breitbandigen Reduktion des Gebläsegeräusches führt. Dies kann durch die Verwendung von Standard Reynolds Average Navier Stokes (RANS) Verfahren auf Komponenten- und Subsystemebene innerhalb der Auslegungs- und Optimierungsprozedur erfolgen. Ein geringer Systemdruckverlust stellt jedoch eine notwendige aber nicht hinreichende Bedingung für eine gute Akustik dar. Zur Sicherstellung der Punkte b) und c) sind Simulationsverfahren nötig, die akustische Informationen mit guter spektraler Auflösung bis in hohe Frequenzbereiche liefern. Da eine sinnhafte akustische Auslegung die Bewertung von Gesamtsystemen nötig macht und dies in einer Zeit erfolgen muss, die sich in den automobilen Entwicklungszyklus eingliedert, wird der auf der Lattice-Boltzmann-Methode basierende, transiente, kompressible Strömungslöser Powerflow verwendet. Die Anwendung der Methode im Klimaakustikkontext wurde bereits in [6] beschrieben, ebenso die Theorie in den in [6] enthaltenen Referenzen. An dieser Stelle soll der aktuelle Work-Flow und die daraus erzielbaren Erkenntnisse skizziert werden (Bild 12)

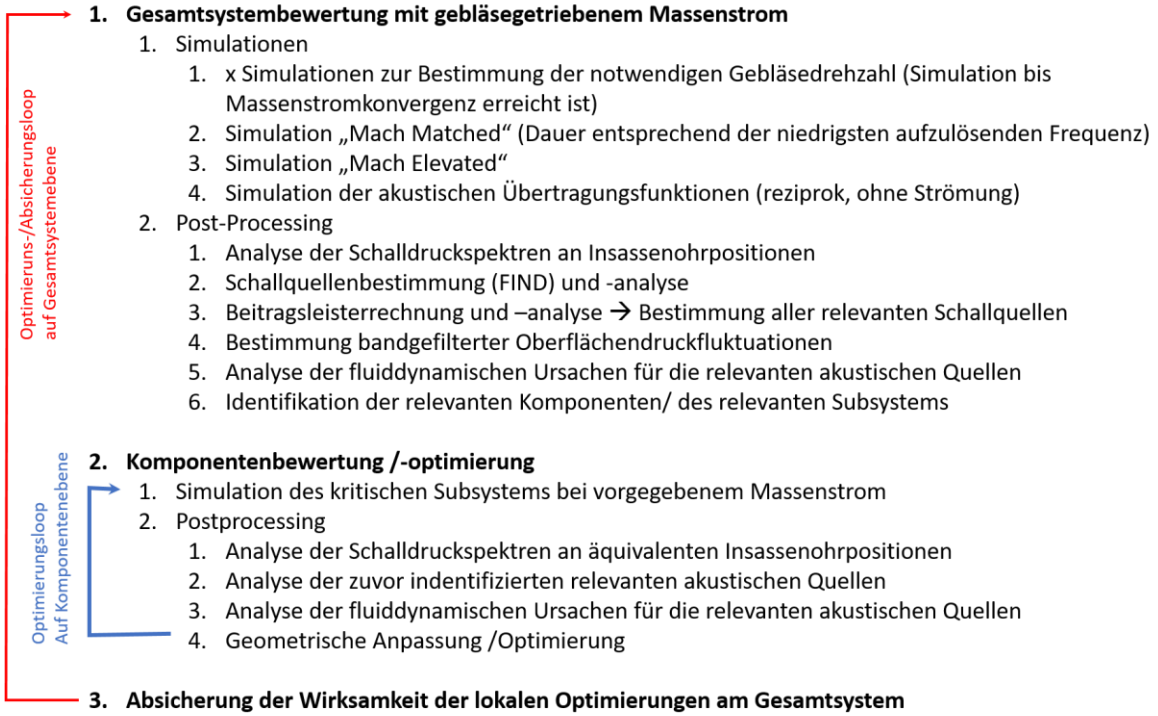


Bild 12: *Work-Flow der aeroakustischen Systemoptimierung*

Die meisten Arbeitsschritte sind selbsterklärend, jedoch soll auf einige kritische Punkte nochmals eingegangen werden.
Zum einen besteht die Frage, was die Güte der Vorhersagbarkeit der Schalldruckspektren ist. Hierzu zeigt Bild 13 die Validierung anhand von Terzspektren für eine IHKA, also das mit Abstand komplexeste Subsystem. Die simulierte physikalische Zeit entsprach 0,4s. Die entsprechende Validierungsmessung hat eine Gesamtlänge von 5s, wobei die grauen Linien die Aufteilung der Messung in Abschnitte von ebenfalls 0,4s zeigen und die blaue Linie den entsprechenden Mittelwert. Es ist erkennbar, dass eine sehr gute Übereinstimmung bis ca. 8kHz zu beobachten ist. Dies ist wichtig, da der Schalldruckpegel die primäre Bewertungsgröße ist und auf Basis dessen für die Optimierung relevante Frequenzbereiche identifiziert werden.

Aufgrund der zuvor beschriebenen Bauraumknappheit ist es im nächsten Schritt wichtig, die Ursache für die identifizierten Problemfrequenzbereiche räumlich möglichst exakt einzugrenzen. Dies erfolgt mittels der Beitragsleisteranalyse, die auf Basis der Schallquellenberechnung „FIND“ (Flow Induced Noise Detection) und der akustischen Übertragungsfunktion ermittelt wird. Hierzu wird auf Voxel-Ebene die lokal entstehende Schallleistung mit der Übertragungsfunktion vom Insassenohr zum Ort der Entstehung gewichtet und dann, aus Gründen der Übersichtlichkeit, über ein sinnlogisches Teilgebiet des Systems integriert. Ein exemplarisches Ergebnis zeigt Bild 14. Hierin zeigt sich der Vorteil, dass bei einem hypothetisch identifizierten Problemfrequenzbereich der 1,6kHz Terz, die Analysen und Optimierungen auf die Teilgebiete 5, 6 und 16 beschränkt werden können, um kundenwirksamen Nutzen zu erzielen.

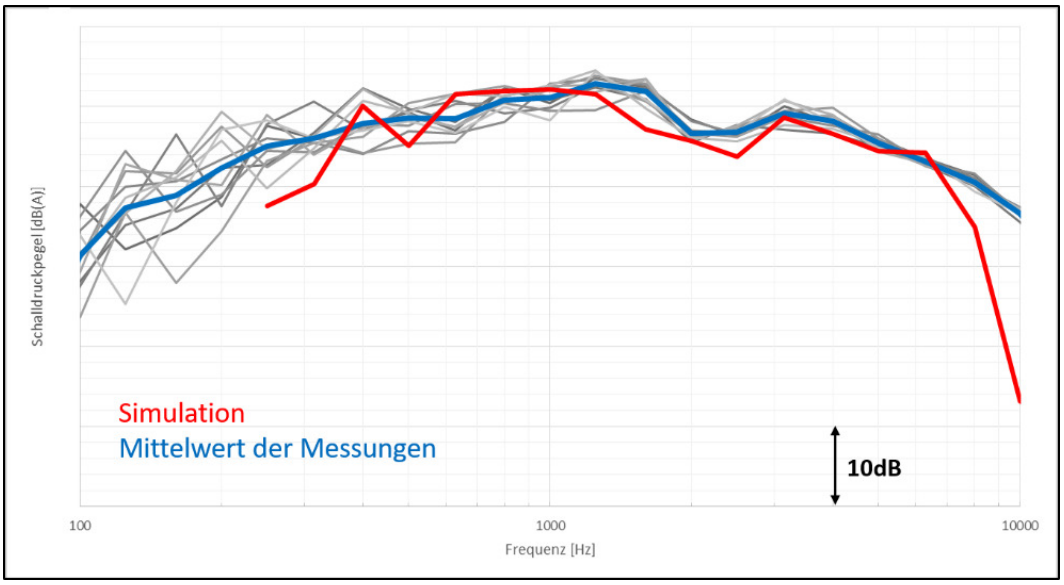


Bild 13: *Vergleich der gemessenen und simulierten Schalldruckspektren einer IHKA an einer äquivalenten Mikrofonposition*

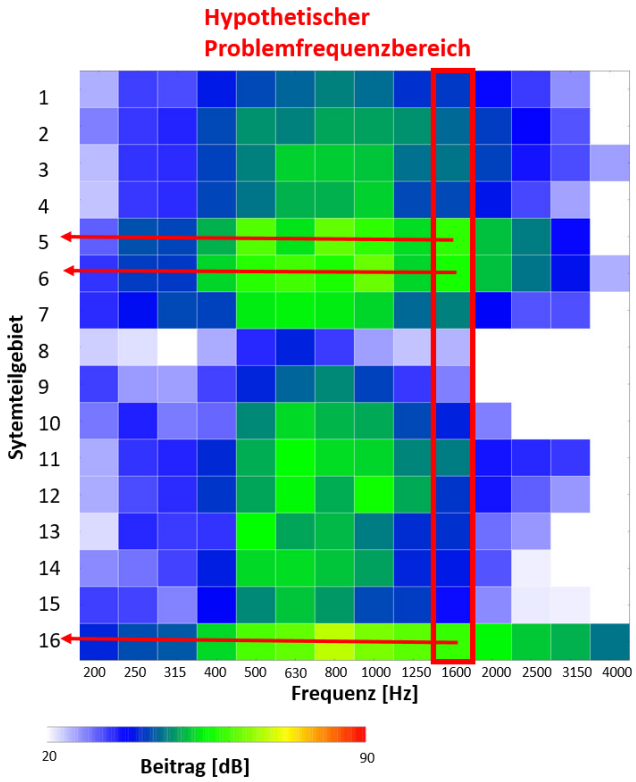


Bild 14: *Beispiel eines Ergebnisses einer Beitragsleisteranalyse*

Es muss jedoch einschränkend angemerkt werden, dass diese Analyse generisch nur einen Teil der relevanten Informationen liefert. Die Schallquellenberechnung FIND basiert im Wesentlichen auf der „Theory of Vortex Sound“ [7] und beschreibt und quantifiziert damit die Schallquellen, die aus der Interaktion von Vortizitäten herrühren. Die derart ermittelten lokalen Schallleitungswerte werden aus Volumenintegralen ermittelt und enthalten somit keine Aussage über akustische Quellen, die man im Sinne der klassischen Lighthill-Analogie mit dem Dipol-Quellterm assoziieren würde, also dem Quellterm, der aus Kräften f resultiert, welche von den materiellen Begrenzungsflächen auf die Strömung ausgeübt werden:

$$p(x_i,t) = \int_V \ldots dV - \frac{\mathbf{1}}{\mathbf{4\pi}} \frac{\boldsymbol{\partial}}{\boldsymbol{\partial x_i}} \int_{\boldsymbol{S}} \left[\frac{\boldsymbol{f_i}}{\boldsymbol{r}|\boldsymbol{C}|}\right] \boldsymbol{dS} + \int_{V_c} \ldots dV, \tag{3}$$

mit der Komponente der Kraft je Flächeneinheit f_i in Richtung des Einheitsnormalenvektors n_i

$$f_i = n_i(p_i^s - p_0^s) + n_j\tau_{ij}, \tag{4}$$

dem Dopplerfaktor C, den Oberflächendrücken p^s, den viskosen Kräften τ und dem Quell-Beobachter-Abstand r.

Aufgrund dessen wird neben der FIND-basierten Ursachenanalyse die Standardabweichung des Druckes vom Mittelwert an den Begrenzungsflächen verwendet. Obgleich dies nicht direkt einen Quellterm darstellt, ist es im Sinne der Gleichung (3) als indirekter Indikator zu werten. Bild 15 zeigt eine derartige Bewertung.

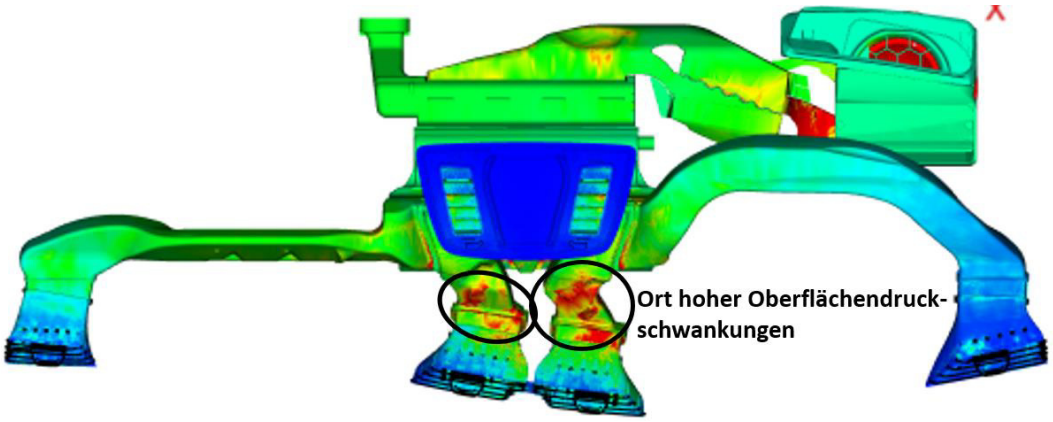


Bild 15: *Beispiel für hohe Oberflächendruckschwankung als Indikator für akustisches Quellgebiet*

Der Umstand, dass bzgl. dieses Mechanismus derzeit keine Quellenquantifizierung verfügbar ist, hat Implikationen bzgl. der Optimierungsschleifen. Hierdurch kann kein Zielfunktionalanteil definiert werden, weshalb eine automatisierte Optimierung ausgeschlossen ist. Die Optimierung, welche aus Effizienzgründen (Bild 12) auf der kleinsten, alle relevanten Effekte abbildenden Untermenge des Gesamtsystems durchgeführt wird, erfolgt deshalb in der Regel getrieben durch das fluiddynamische und akustische Know-How des Ingenieurs.
Es bleibt jedoch anzumerken, dass es Systemmodi und -konfigurationen gibt, bei denen der „Vortex-Interaction-Sound“ der dominierende Mechanismus ist und somit bereits jetzt selektiv numerische Optimierungen mittels moderner Optimierungsalgorithmen mit FIND basierter Minimierung der lokalen Schallleistungsentstehung durchgeführt werden können.

4.2. Vibroakustische Analyse und Optimierung

In vorangegangenem Abschnitt wurde eine Möglichkeit zur Behandlung des Wirkkettenpfades „Luftführung“ beschrieben. Entsprechend Abschnitt 3.1. ist die Behandlung des Pfades „Gehäuseabstrahlung“ gleichsam wichtig. Betrachtet man die Bauteile und Bauteilgruppen auf diesem Pfad, IHKA, Tragrohr, Instrumententafel, so erkennt man, dass es sich hier aufgrund der eingesetzten Materialien (Polymehre, diverse akustische Passivmaßnahmen), den Mehrschichtaufbauten, diversen Verbindungstechniken (Verschraubungen, Spangen, …) und komplexen Toleranzmaßketten um ein durchaus komplexes (vibro-)akustisches Problem handelt. Da auch hier der Wunsch nach einer frühzeitigen virtuellen Auslegung vorhanden ist, soll an dieser Stelle der Versuch skizziert werden, mittels derzeit verfügbarer kommerzieller Methoden die strömungsinduzierte vibroakustische Gehäuseabstrahlung eines Heiz-Klimagerätes zu simulieren.
Hierbei wird der kommerzielle Code ACTRAN verwendet. Das allgemeine Vorgehen ist in Bild 16 skizziert.

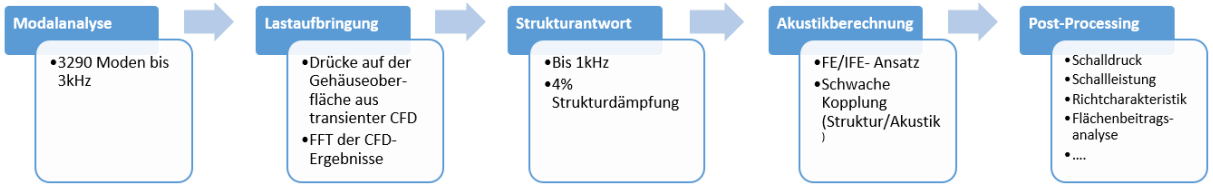


Bild 16: *Ablauf der vibroakustischen Simulation einer IHKA*

Generell wird das FSI-Problem mit einer schwachen Kopplung gelöst und die Strukturantwort mittels einer modalen Basis dargestellt. Dazu werden 3290 Moden bis 3kHz berechnet (mit einer entsprechenden Diskretisierung der Struktur). Bild 17 zeigt beispielhaft zwei dieser Moden.

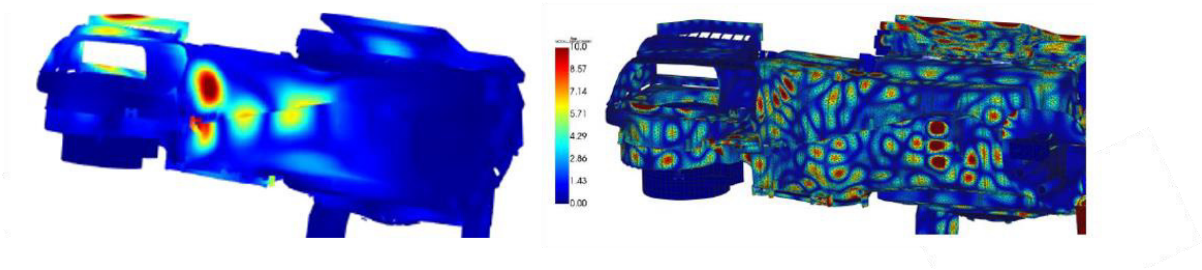


Bild 17: *Darstellung zweier Strukturmoden; beispielhaft bei einer kleinen Frequenz (301Hz) und einer hohen Frequenz (2,5kHz)*

Der Lastvektor im Frequenzraum wird mittels einer FFT-Analyse der transienten Oberflächendrücke auf der Gehäuseoberfläche bestimmt, welche aus der in Abschnitt 4.1. beschriebenen aeroakustischen Simulation zur Verfügung stehen. Bild 18 zeigt beispielhaft einen entsprechenden Lastvektor. Hier ist bereits ersichtlich, dass die Anregung im Bereich des Gebläse-Filtertrakts am größten ist.

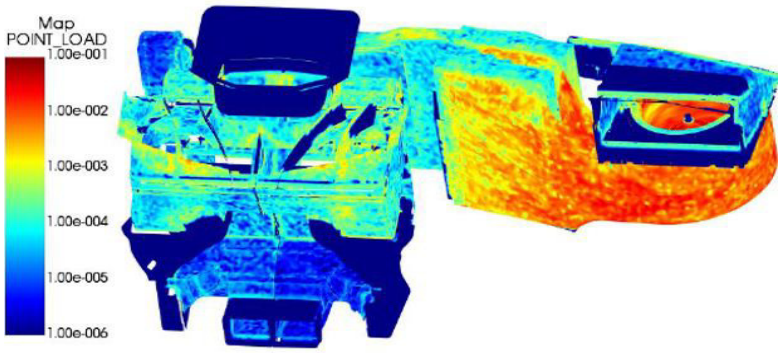


Bild 18: *Beispiel der fluiddynamischen Anregung des Systems bei 698 Hz*

Die Lösung der Strukturantwort wird mittels modaler Superposition mit einer Strukturdämpfung von 4% bestimmt. Die anschließende Akustikberechnung erfolgt mittels eines FE/IFE-Ansatzes und Bild 19 zeigt die Lösung für zwei beispielhafte Frequenzen.

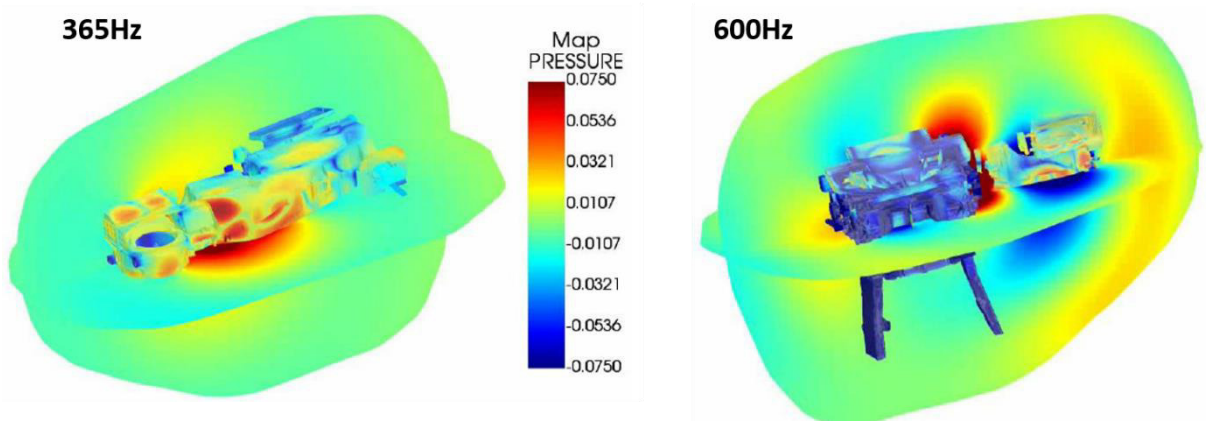


Bild 19: *Berechnetes Schalldruckfeld bei zwei Frequenzen (365Hz und 600Hz)*

Auf Basis der primären Lösungsvariablen Schalldruck lässt sich beispielsweise die abgestrahlte Schallleistung bestimmen. Hierfür zeigt Bild 20 den Vergleich der Terzspektren zwischen Messung und Simulation. Es ist ersichtlich, dass das Niveau richtig wiedergegeben wird, jedoch im Bereich zwischen 200Hz und 500Hz die Realität deutlich überschätzt wird. Wie zuvor gezeigt wurde (Bild 9), ist der Bereich für diesen Wirkkettenpfad jedoch von entscheidender Bedeutung. Somit kann festgehalten werden, dass die Güte der quantitativen Prognose für die Gehäuseabstrahlung noch deutlich hinter der der aeroakustischen Prognose liegt. Somit ist noch kein Stand erreicht, der sinnvoll für Gesamtsystemoptimierungen eingesetzt werden kann. Somit besteht Handlungsbedarf bzgl. der simulativen Behandlung dieses Wirkkettenpfades, zum einen bei der Berechnung des Heiz-Klimagerätes als Schallquelle, als auch der Instrumententafel als Übertragungsglied. Bei der Verbesserung des IHKA-Modells liegt der Fokus anschließender Untersuchungen auf einem verbesserten Verständnis der Dynamik in den Füge- und Verbindungsstellen, der Modellbildung der Dämpfungsphänomene und deren globalen Auswirkungen.

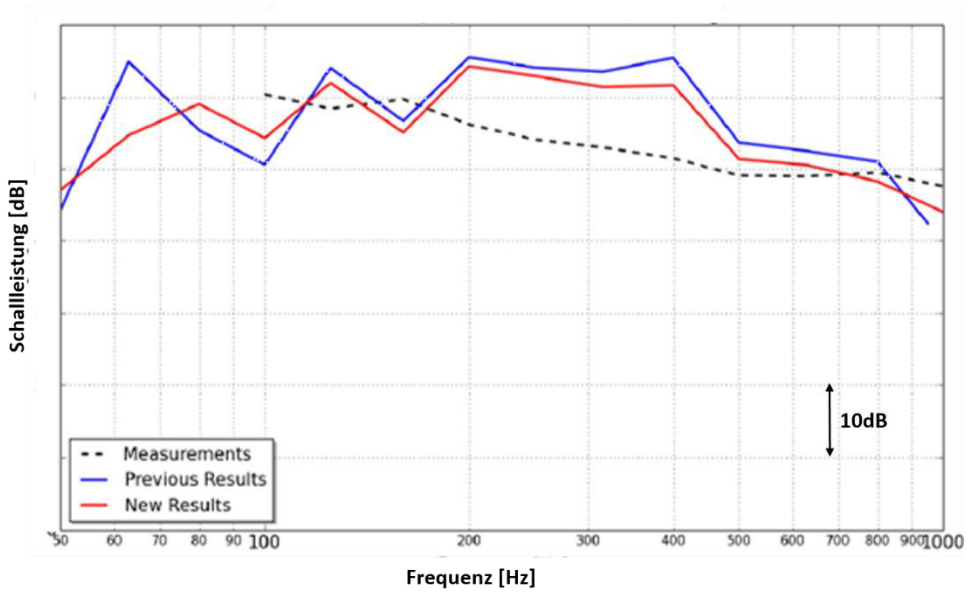


Bild 20: *Vergleich der simulierten (für zwei verschiedene Modellkonfigurationen rot, blau) und gemessenen Schallleistung (schwarz)*

Aufgrund der derzeit noch vorhandenen Defizite in der simulativen Prognose des vibroakustischen Wirkkettenpfades ist derzeit die messungsbasierte Ableitung und Absicherung von Maßnahmen unumgänglich. Ausgehend von globalen Bewertungsmethoden, wie der Schallleistungsmessung mittels Hüllflächen- oder Hallraumverfahren, lassen sich Problemfrequenzbereiche identifizieren. Für die Definition von bauraum- und gewichtsoptimalen Maßnahmen, ist auch hier eine räumliche Eingrenzung des Problems vonnöten. Hierbei sind moderne Schallintensitätsmessverfahren mit 3D-Tracking zur Schallquellenortung (bspw. Microflown Scan and Paint 3D oder Siemens Soundbrush) hilfreich. Das Ergebnis einer derartigen Analyse ist in Bild 21 zu sehen.

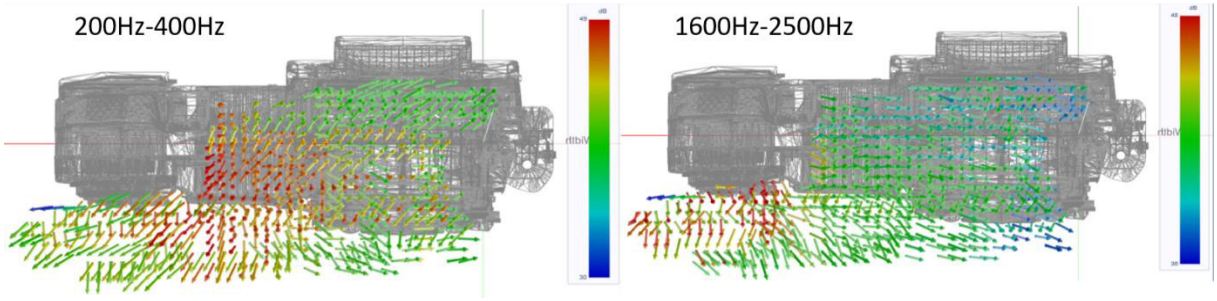


Bild 21: *Gemessene Schallintensitätsverteilung einer IHKA für zwei ausgewählte Frequenzbereiche*

Hiermit lassen sich Probleme eingrenzen und somit Maßnahmen effizient ableiten. In diesem Beispiel kann der Gebläse-Filter-Trakt als Hauptproblembereich identifiziert werden. Als Maßnahme wird eine auf dem „Bergerschen Massengesetz“ fußende Masseerhöhung durch Wandstärkenerhöhung gewählt, welche durch die identifizierte räumliche Begrenzung moderat ausfällt. Die Wirkung zeigt Bild 22.

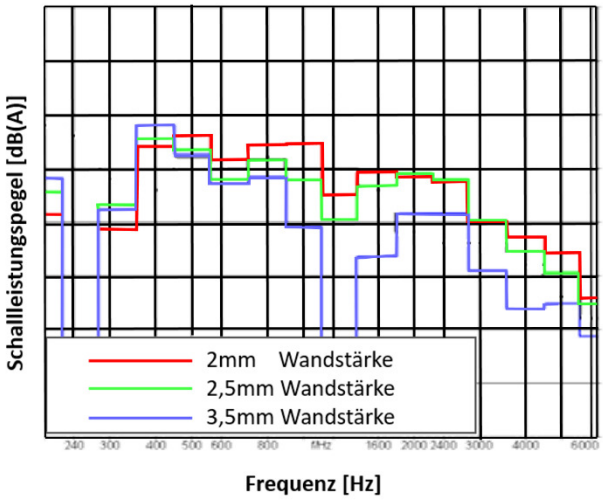


Bild 22: *Wirkung einer lokalen Gehäusewandstärkenerhöhung auf die abgestrahlte Schallleistung einer IHKA*

5. Zukünftige Themen

Neben den in den vorherigen Abschnitten benannten offenen Punkten bzgl. der Analysemethoden gibt es weitere interessante Ansätze bzgl. möglicher Maßnahmen, die hier kurz angerissen werden sollen.

5.1. Meta-Materialien zur vibroakustischen Optimierung

Wie in Abschnitt 4.2. beschrieben, besteht die Möglichkeit etwaige vibroakustische Probleme sowohl im Frequenzbereich als auch räumlich gut einzugrenzen. Vor dem ebenso beschriebenen Hintergrund der allgemeinen Massereduktion in Fahrzeugen, sind Maßnahmen, wie sie in Bild 22 dargestellt sind noch nicht optimal. Wünschenswert sind Maßnahmen, die optimal sowohl bzgl. definierter Frequenzbereiche als auch bzgl. der Massemehrung sind. Einen interessanten Ansatz bieten hier die s.g. Meta-Materialien (siehe [8] und darin enthaltene Referenzen). Derartige Techniken erscheinen insbesondere vor dem Hintergrund der Weiterentwicklungen im 3D-Druckbereich als in naher Zukunft praktikabel. Erste Untersuchungen in dieser Richtung sollen an dieser Stelle skizziert werden.

Anhand eines Subsystems (IHKA, Tragrohr, Instrumententafel) wird der vibroakustische Pfad untersucht. Hierzu wird die IHKA mittels eines Integralshakers an der IHKA Gebläsespirale mechanisch angeregt und die Akustik wurde mittels Mikrofonmessungen an äquivalenten Insassenohrpositionen bilanziert. Der Aufbau ist in Bild 23 zu sehen.

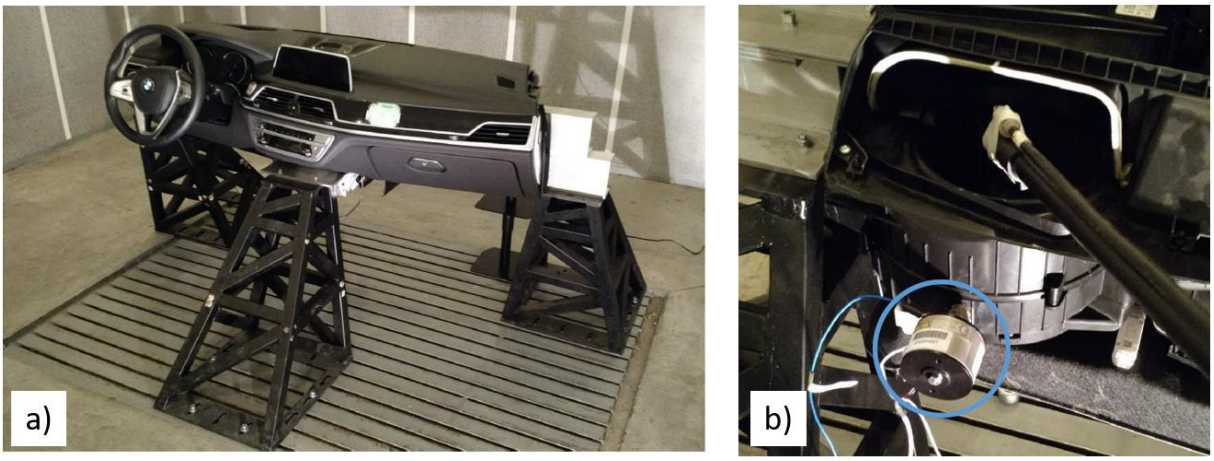


Bild 23: *Test Setup zur Bewertung des vibroakustischen Wirkkettenpfades; a) Gesamtaufbau, b) Shaker zur Anregung an Gebläsespirale*

Der Vergleich der Mikrofonmessungen mit und ohne Instrumententafel zeigt, dass das im Gesamtfahrzeug beobachtete Phänomen des Einbruchs der Einfügedämmung im tieffrequenten Bereich reproduziert werden kann (Bild 24)

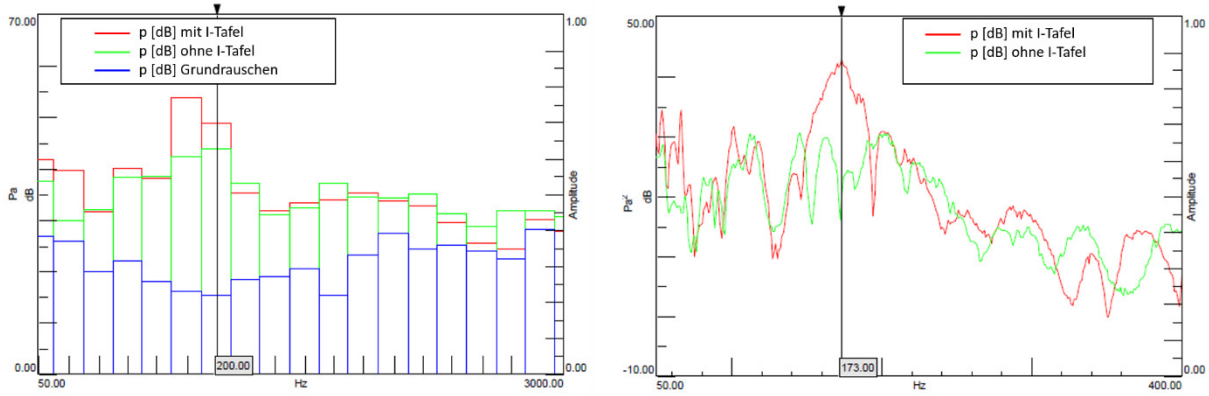


Bild 24: *Bewertung der Schalldruckpegel an Insassenohrposition unter Shakeranregung (Gebläse) mit und ohne Instrumententafel; links- Terzen, rechts- Schmalband*

Auf Basis dieser Messung kann der Frequenzbereich um 175Hz als Zielfrequenz zur Untersuchung einer Lösung mit Meta-Materialien identifiziert werden. Es wurden diverse Untersuchungen durchgeführt. Hier soll das Ergebnis der Applikation einer auf 175Hz ausgelegten Meta-Material-Beispielstruktur im Bereich der Krafteinleitung (Gebläsespirale) dargestellt werden, zusätzlich zu einer Bedämpfung der Anbindungsstelle zwischen IHKA und Tragrohr (Bild 25).
Das Ergebnis (Bild 26) zeigt, dass die Bedämpfung der Anbindungsstelle in der betrachteten Terz eine Reduktion um 2dB liefert. Allein die Meta-Material-Lösung ergibt eine Pegelreduktion von 5dB und die Kombination dieser Einzellösungen führt zu einer Reduktion von 9dB. Der Umstand, dass Pegelreduktionen in der Größenordnung von mehreren dB über einer Terz mit einer Gewichtszunahme von lediglich 66g möglich sind, begründet die Validität einer vertieften Untersuchung dieser Technologie.

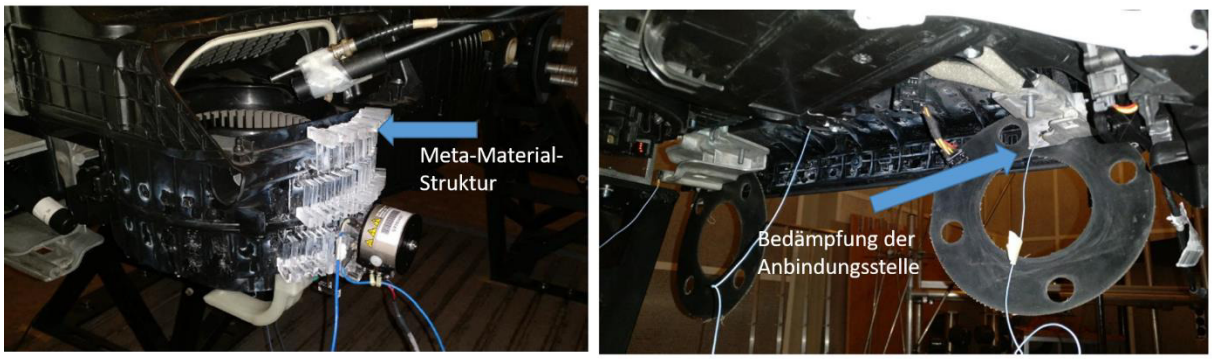


Bild 25: *Darstellung der bewerteten Lösungen zur frequenzselektiven Reduktion der IHKA Gehäuseabstrahlung; Meta-Material (links) und Bedämpfung der Anbindungsstelle (rechts)*

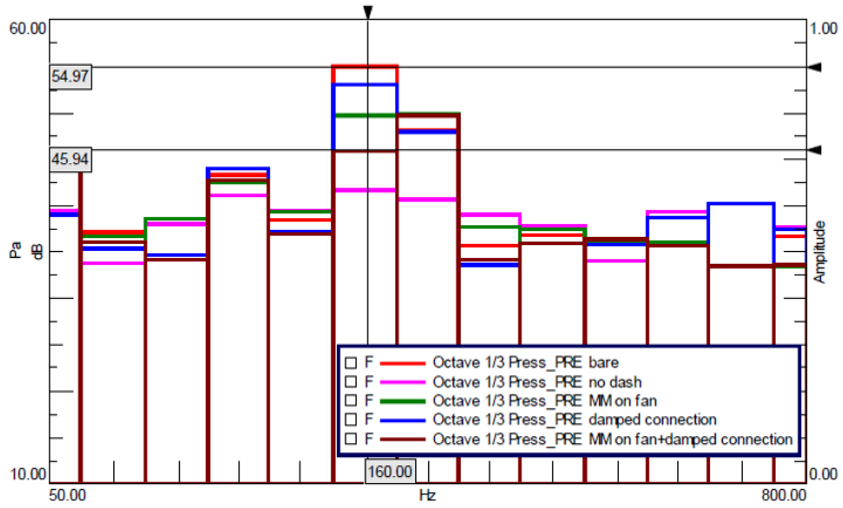


Bild 26: *Ergebnis der Schalldruckpegel bei verschiedenen Lösungsszenarien zur Reduktion der IHKA Gehäuseabstrahlung*

5.2. Active Noise Cancellation für Klimasysteme

Entsprechend Bild 4 ist es das Ziel, das vom Kunden wahrgenommene Schalldruckspektrum sowohl im Gesamtpegel als auch speziell im Hochfrequenten zu senken. Bezüglich des Wirkkettenpfades „Luftführung“ wird bei optimal ausgelegter Luftführung oder bei kleinen bis mittleren Luftmengen funktional bedingt das Gebläsegeräusch dominieren (Bild 27).
Eine Beeinflussung des Ausbreitungspfades durch den Einsatz passivakustischer Maßnahmen ist bei hohen Frequenzen (>2kHz) wirkungsvoll einsetzbar. Um der Forderung nach einer signifikanten Gesamtpegelreduktion genüge zu tragen, ist jedoch eine signifikante Schallpegelreduktion im Bereich unterhalb der Wirkbereiches passivakustischer Maßnahmen nötig. Dies ist der Ansatzpunkt für die Verwendung von ANC-Systemen. Lösungen, die in der Nähe des Fahrzeuginsassen ansetzen [9], sind aufgrund der Komplexität des Schallfeldes in der Fahrzeugkabine technisch schwierig und mit hohem Hardwareaufwand verbunden. Deshalb ist die Überlegung sich den Umstand zunutze zu machen, dass die Quelle stark lokalisiert ist und deshalb ein etwaiges ANC-System möglichst gebläsenah zu platzieren, da dies mit minimalem Hardwareaufwand zu realisieren wäre.
Dies impliziert die Herausforderung in einem Gebiet relativ hoher Strömungsgeschwindigkeiten und hoher Turbulenz agieren zu müssen.
Allgemein lässt sich sagen, dass aufgrund der zu behandelnden Signalklasse (breitbandiges stochastisches Signal) eine adaptive Feedback Regelung verwendet werden muss (z.B. Filtered-X LMS algorithm). Erste Ergebnisse aus einem vereinfachten Versuchsaufbau in einem durchströmten und durchschallten Rohr (Bild 28) sind vielversprechend und motivieren weitere Untersuchungen und Entwicklungen.

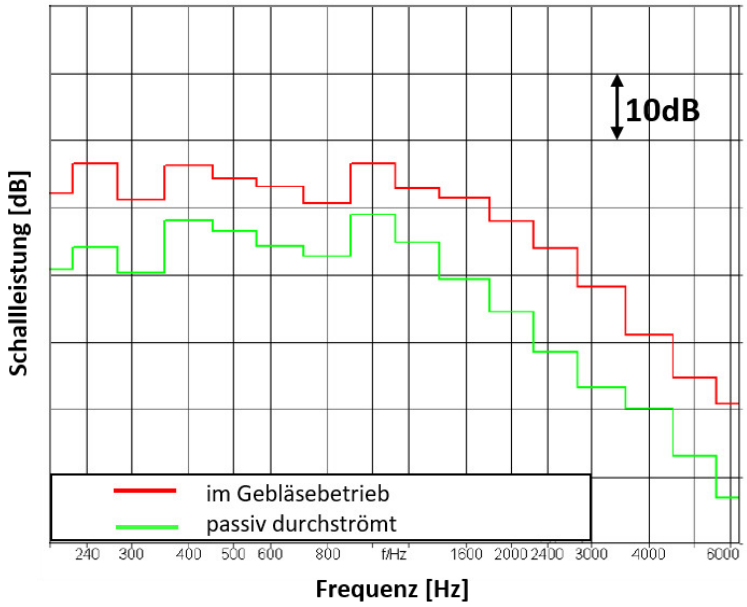


Bild 27: *Vergleich der in die Luftführungen abgegebenen Schallleistung einer IHKA bei aktivem Gebläsebetrieb vs. passiver Durchströmung (Belüftungsmodus, 5kg/min)*

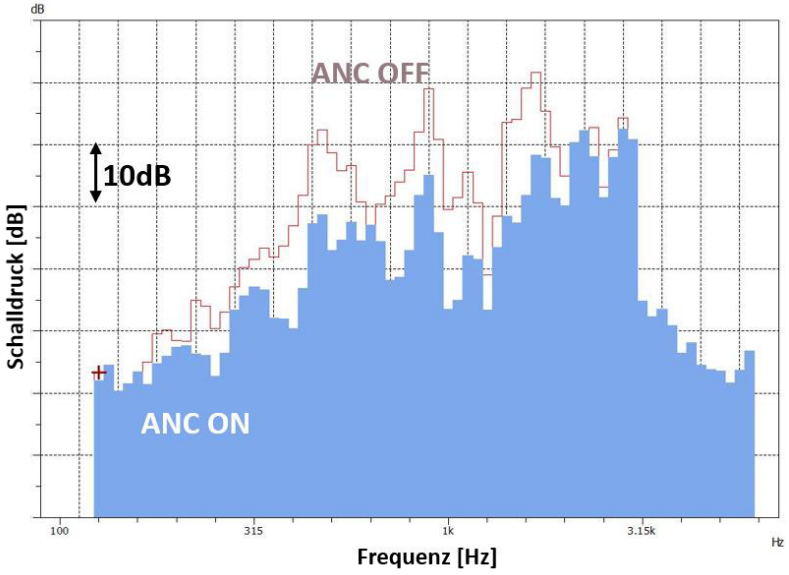


Bild 28: *Wirkung eines ANC-Systems in einem Rechteckkanal bei gleichzeitiger Durchschallung sowie Durchströmung mit 1,5kg/min*

6. Zusammenfassung

Die Klimaakustik ist ein aus Kundensicht an Bedeutung wachsendes Thema. Die wahrgenommene Qualität lässt sich bereits durch bestehende psychoakustische Metriken gut objektivieren, wobei die Erweiterung des Kundenverständnisses und die Entwicklung entsprechender Metriken notwendig sind. Aus technischer Sicht ist die Klimaakustik ein hochintegratives Thema, was impliziert, dass eine Systemauslegung einen starken Fokus auf dem Gesamtsystem haben muss und diese bereits sehr früh im Entwicklungsprozess geschehen muss. Die Behandlung der zwei relevanten

Hauptpfade der akustischen Wirkkette, der über die Luftführungen entstehende und weitergeleitete Schall und der über die Strömung begrenzenden Struktur abgestrahlte vibroakustische Schall, müssen dementsprechend mit simulativen Mitteln analysiert und optimiert werden. Bzgl. des Wirkpfades über die Luftführungen zeigen kompressible, auf der Lattice-Boltzmann-Methode basierende Strömungslöser bereits eine hohe Prognosegüte und erlauben somit sehr früh quantifizierte akustische Aussagen. Bzgl. des vibroakustischen Wirkpfades zeigen erste schwach gekoppelte FSI-Ansätze mittels der Finite-Elemente-Methode ein hohes Potential, für die Erreichung der notwendigen Prognosegüte sind jedoch noch diverse weitere Anstrengungen nötig. Zur Analyse und Maßnahmenerarbeitung können derweil bildgebende akustische Messverfahren hilfreich eingesetzt werden.

Literatur

[1] Elmar Sauerwein , Franz Bailom, Kurt Matzler, Hans H. Hinterhuber: *THE KANO MODEL: HOW TO DELIGHT YOUR CUSTOMERS*. In: *Preprints Volume I of the IX. International Working Seminar on Production Economics*. Innsbruck, Austria 19. Februar 1996, S.313 -327

[2] Hohls, Silke & Biermeier, Thomas & Blaschke, Ralf & Becker, S., Psychoacoustic evaluation of HVAC noise. Forum Acusticum, Krakow, Sept. 2014
.

[3] Hohls, Silke & Biermeier, Thomas & Blaschke, Ralf & Becker, S. (2014). Psychoakustische Bewertung von Fahrzeugklimatisierungsgeräuschen anhand von Probandentests., DAGA 2014, Oldenburg, März 2014

[4] Kompendium zur Durchführung von Hörversuchen in Wissenschaft und industrieller Praxis. DEGA Fachausschuss Hörakustik, September 2008

[5] Peter Zeller: Handbuch Fahrzeugakustik: Grundlagen, Auslegung, Berechnung, Versuch, Springer Vieweg, 2018

[6] Jan Biermann, Barbara Neuhierl, Adrien Mann, Min-Suk Kim: Acoustic Source Detection for Climate Systems via Computational Fluid Dynamics for Improved Cabin Comfort, 3rd International ATZ Conference, 2015, Zürich

[7] Alan Powell: Theory of Vortex Sound, The Journal of the Acoustical Society of America 36, 177 (1964)

[8] Claus C.Claeys, Paul Sas, Wim Desmet: On the acoustic radiation efficiency of local resonance based stop band materials, Journal of Sound and Vibration Volume 333, Issue 14, 7 July 2014

[9] Elliott, S. J., Jung, W., & Cheer, J.: Head tracking extends local active control of broadband sound to higher frequencies. Scientific Reports, 8, 1-7. [5403], 2018. DOI: 10.1038/s41598-018-23531-y

Anhang

Tabelle 1: *Liste der zur Objektivierung von Klimageräuschen vermessenen Fahrzeuge*

Marke	**Typ**
Mercedes	S350
AUDI	A5
BMW	X1
Land Rover	Sport
BMW	2er
BMW	7er (ab 2016)
Jaguar	F-Type
Mercedes	C-Klasse
Honda	Accord
VW	Passat
Renault	Laguna
Dacia	Logan
Subaru	Outback
Mercedes	A-Klasse
AUDI	A3
Toyota	Avensis
Toyota	Aygo
Hyundai	i40
Range Rover	Evoque
BMW	i3
BMW	3er
BMW	7er (bis 2016)
MINI	Cooper
MINI	Clubman
BMW	(Prototyp)
AUDI	A8

Prediction of the sound transmission through a simplified front end model of a car

Maria Gavila Lloret, Gregor Müller, Fabian Duvigneau, Ulrich Gabbert

Abstract

The introduction of stricter exhaust emission standards for passenger cars intensifies the trends towards more efficient vehicles. This can be achieved, for example, by using smaller engines, increasing the combustion pressure, or reducing the total weight of the vehicle. Furthermore, comfort expectations of the customers increase, whereas regulations on noise limits become more demanding. All these factors together represent a major challenge for the development process, in which the comfort requirements are constantly in conflict with the costs, the weight and the space limitations. Reaching the best compromise requires a consistent concept that simultaneously considers the characteristic of the engine sound radiation, the distribution of the noise control treatments in the vehicle, and the acoustic properties of the passenger cabin. Such an optimization is possible during the early virtual stages of the development process, provided that appropriate models are available for the different parts of the transmission chain.

In this article, a simplified model of the vehicle's front end is investigated. This example is formed by a steel plate and a three-sided plastic cover, which represent the firewall and the dashboard of the vehicle, respectively. Together with two acoustically rigid side walls, a closed air cavity is built. First, the setup and the numerical model are introduced. Two different concepts for the noise reduction based on poroelastic materials are tested, namely the insulation through a spring-mass component and the absorption of a porous layer. The acoustic response of the system is calculated using different formulations for the description of the poroelastic layers, and the results are compared to measurements at a window test bench. Finally, recommendations on the modeling approaches and an outlook to more realistic models are presented.

Kurzfassung

Die Einführung von strengeren Abgasemissionsvorschriften für die Automobilindustrie verstärkt immer mehr den Trend hin zu effizienteren Fahrzeugen. Daraus resultierende Abhilfemaßnahmen sind beispielweise die Entwicklung von kleineren Motoren, die Erhöhung des Verbrennungsgasdruckes oder der Fahrzeugleichtbau. Darüber hinaus steigen die Erwartungen der Kunden an der Fahrkomfort, während die Schallemissionsvorschriften immer wieder strenger werden. Diese Faktoren stellen eine große Herausforderung für den Fahrzeugentwicklungsprozess dar, in dem die Komfortanforderungen stets mit den Kosten-, Gewichts- und Raumbegrenzungen im Widerspruch stehen. Um dabei den bestmöglichen Kompromiss zu erreichen, bedarf es der gleichzeitigen Betrachtung der Motorgeräuschabstrahlung, der Verteilung der Schallisolationsmaterialien im Fahrzeug und den akustischen Eigenschaften des Innenraumes. Eine derartige Optimierung ist während der virtuellen Projektphase effizient möglich, setzt

aber die Verfügbarkeit von geeigneten Simulationsmodellen für die einzelnen Schallübertragungsschritte voraus.

In dieser Arbeit wird ein vereinfachtes Fahrzeugvorderwagenmodell untersucht. Das Beispiel besteht aus einer Stahlplatte, die die Stirnwand repräsentiert und einer dreiseitigen Kunststoffverschalung, die die Instrumententafel darstellen soll. Zusammen mit den beiden schallharten Seitenwänden bilden diese Flächen ein geschlossenes Luftvolumen. Zuerst werden die Versuchsbedingungen und das numerische Modell vorgestellt. Zwei verschiedene, auf poroelastische Materialien basierende Konzepte werden untersucht: die Schalldämmung über ein Feder-Masse System und die Absorption durch ein poröses Material. Die transmittierte Schallleistung dieser Aufbauten wird auf Basis verschiedener Formulierungen für das poroelastische Material berechnet und zu Validierungszwecken mit Messergebnissen aus einem Fensterprüfstand verglichen. Abschließend werden aus den erzielten Ergebnissen Empfehlungen für die Modellbildung abgeleitet sowie ein Ausblick auf die Erstellung realitätsnäherer Modelle präsentiert.

1. Introduction

The automotive industry is undergoing a time full of changes and innovations: „In our view the next 10 years are probably going to involve more change and more dynamics than we have seen in the last 100“ are words of former BMW's Sales and Marketing Chief, Ian Robertson, in 2016 [1]. The ongoing trends have a notable impact on the acoustic performance of vehicles, too. To name a few examples, the development of more efficient cars with reduced fuel consumption has led to engine downsizing, which generates a louder excitation level, and to the extension of lightweight design concepts that results in a decreased basis insulation of the car body. The expansion of hybrid and electric powertrains radically modifies the traditional sound characteristics of internal combustion engines as well as they unmask some noise sources that were before imperceptible for the driver and the passengers. Moreover, the numerous sensors and control devices required by the new driving assistance systems with perspective towards autonomous driving require additional construction space and numerous holes for power and data lines, which limit the available volume for acoustic treatments. However, the customers' expectations of comfort and quality perception is constantly increasing, especially in the premium segment. Moreover, shortened development times and the reduction of prototype hardware intensify the need to have reliable prediction models.

In order to face this challenging objective to meet all the project specifications and to deliver a high quality product, it is necessary to consider all the requirements in the early design stages, so that optimized solutions could be found. With regard to the acoustic performance of the vehicles, this entails the availability of robust predictions in the first development phases, which are mostly virtual. Such design tools have to enable a comparison among different design concepts and should finally be able to relate the obtained results to the customer's perception. Because of the high complexity of the propagation phenomena, it is preferable to make use of a hybrid approach, the combination of experiments and computer-aided simulations to achieve accurate results. In the following Section 2, we introduce the hybrid methodology on the basis of the sound transmission through the vehicle front. In Section 3 we present the

simplified front end model on which the investigations are conducted, and in Section 4 we focus on the numerical modeling of different concepts for noise control treatments (NCT). Finally, the main conclusions are summarized in Section 5, where also an outlook to future developments is given.

2. Hybrid approach for sound transmission prediction

The description of the sound propagation around and inside a vehicle is highly complicated due to the various parallel transmission paths and the interactions among components at both local and global levels (e.g. modal response of the inner air cavity and the car body). In order to address this problem, we divide the transmission chain into its three substantial components, namely the noise source, the main structural components and the observation point, as depicted in Figure 1. The link between the components is included by means of several input and output transfer functions (TF_i, TF_o).

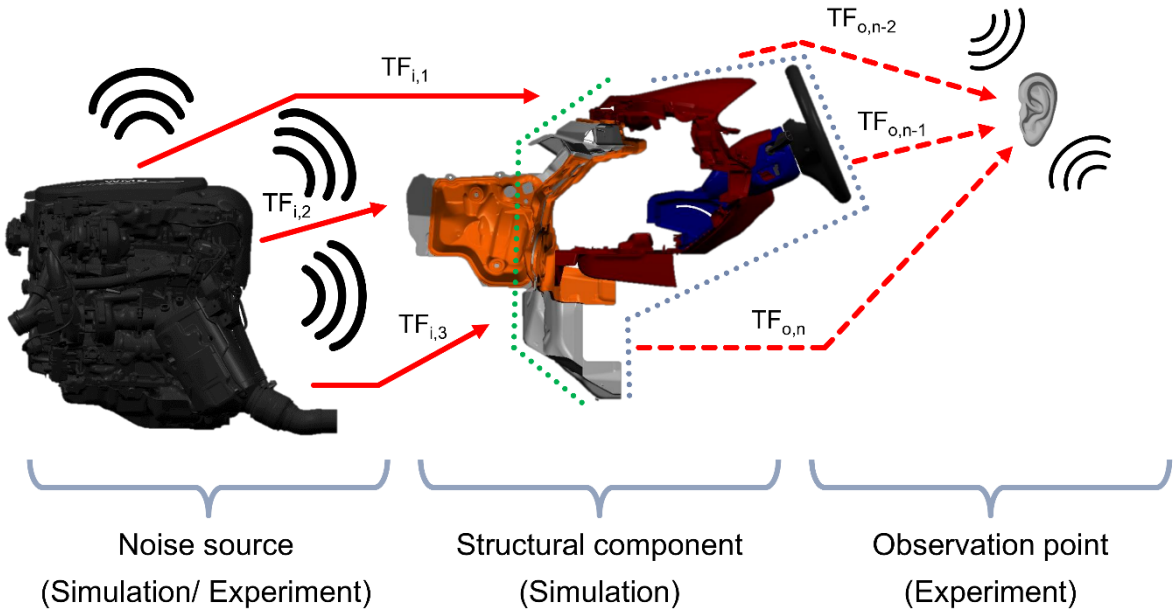


Figure 1. *Hybrid method for sound transmission prediction applied to the front car end.*

Within the current research, we focus on the implementation of a hybrid approach to predict the airborne sound transmission through the front car end. In this case, the engine is one of the most important noise sources. The operation of the powertrain and its aggregates generates vibrations on their surfaces that are radiated into the surrounding air in form of pressure fluctuations. These waves propagate in the engine compartment and impinge on the firewall. The corresponding transfer functions that relate the excitation to the pressure and velocity distributions on the firewall surface (green dotted lines in Figure 1) can either be the result of a simulation [2] or be measured in an engine test bench. Any other noise source can be evaluated in the same way.

The next step of the transmission chain is formed by the structural components. The input information derives from the acoustic power distribution generated by the excitation. The propagation of energy through the system is calculated with help of a

numerical model. In the next section we provide a detailed description of an exemplary simulation setup. The results of the calculation are the pressure and the normal velocity obtained on the contact surface between the structure and the next component. These two quantities define the radiated power that is transmitted inside the passenger's cabin. For an accurate prediction of the transmission it is also necessary to account for the absorption and reflection properties of the passenger's cabin itself. To this end, and based on the technique employed in the panel contribution analysis [3], we make use of reciprocal measurements for the determination of the output transfer functions in the real environment. This means that a calibrated noise source is placed at the observation point (e.g. at the driver's ear) and the resulting acoustic pressure and velocity fields on the interface to the structural component are measured. Lastly, the inversion of the reciprocal transfer functions enables the projection of the output of the structural component on the observation point.

The introduced hybrid method allows for the characterization of each one of the three subsystems (see Figure 1) of the transmission chain separately from the other two components. This independence is an approximation of the real behavior since, especially at lower frequencies, global interactions may be present. The main advantage is that every component can be evaluated by the most adequate method, experimental or numerical, based on the information at disposal and the development stage. Examples of this are data obtained from a predecessor model or results from simplified geometries at the early design phases. The detail level of the components is updated in the course of the development process as soon as new and more accurate data are available. The detailed representation of the excitation distribution on the firewall as well as on the measured inner cavity transfer functions allow to obtain accurate acoustic predictions taking into consideration the real operational conditions and the environment of the structural component.

3. Simplified front car end for airborne sound transmission

In this section, we draw attention to the description of the structural component of the sound transmission chain. A proof-of-principle model serves here as object of the investigations, in which the substantial components of the front section of the vehicle are present. This mock-up has a hexahedral shape with the dimensions 0.85 m x 0.4 m x 0.5 m (see Figure 2). The two smaller lateral walls are structurally and acoustically rigid and represent the side walls of the car. They build the support on which a three-faced cover made of a thermoplastic Plexiglas® is fixed. The material for these surfaces is 1.5 mm thick and has been selected to match the properties of the vehicle's dashboard in terms of mass density per unit area. On the remaining large surface there is an opening of size 0.85 m x 0.43 m in which we represent the firewall with a 0.75 mm thick steel plate, a common thickness in the vehicle construction. All six faces together enclose an air cavity.

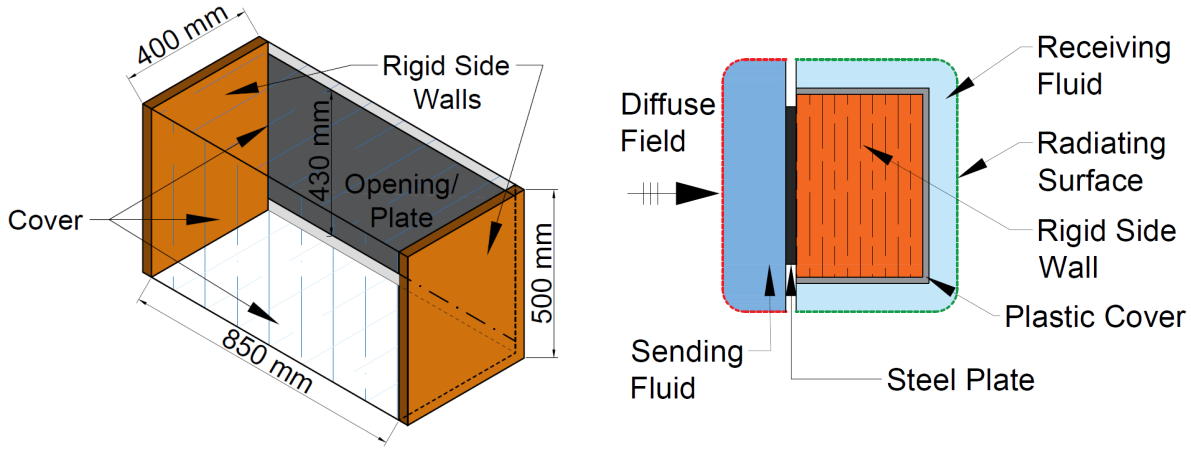


Figure 2. *Schematic representation of the simplified front car end model: isometric view with dimensions (left); side view including sending and receiving fluids (right).*

During the experimental and numerical analyses, a pressure diffuse field is the excitation that acts on the system, either directly on the opening surface of the cavity or on the steel plate, depending on the configuration setup. The acoustic energy propagates inside the air cavity and induces vibrations in the plastic cover, which lastly radiates into a semi-free field environment.

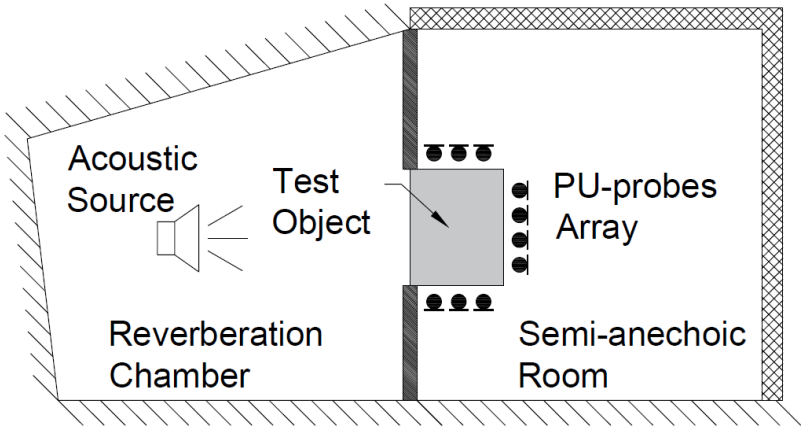


Figure 3. *Schematic representation of the window test bench.*

A reference data set is obtained from the experimental investigations. To this end, the mock-up is measured in a window test bench; its basis elements are displayed in Figure 3. The incoming pressure field is produced by a loudspeaker located in the reverberation chamber, whose size ensures a diffuse pressure distribution above 80 Hz, whereas the semi-anechoic room guarantees the proper free wave propagation conditions in this frequency range. The partition wall separating the two rooms has an aperture in which the tested plastic cover is placed, as the photos in Figure 4 show. The opening surface of the cavity coincides with the plane of the wall, while the plastic cover is situated in the semi-anechoic room. With help of an array of PU-probes the external surface area of the cover is scanned so that the pressure and the normal velocity at

400 points are available. This information is employed to calculate the total radiated power of the structure as:

$$W_{rad} = \sum_{i=1}^{N} p_i \cdot v_{n,i} \cdot S_i \qquad (1)$$

where S_i is the scanned surface corresponding to each of the N = 400 probe positions. The PU-probes were calibrated for measurements up to 4 kHz. However, for some highly insulating configurations, the radiated energy of the structure is so low above a certain frequency value that the background noise dominates the measured power and no reliable information is obtained. Such cases are later indicated.

The finite element model for the numerical investigations includes all the subsystems introduced in the experimental setup. The steel plate and the plastic cover are modeled with solid shell elements, special elements that help to alleviate the locking issues in very thin structures. The nodes of a solid shell element have three degrees of freedom (DOF), one for each displacement component. On the outer edges of the structural parts the displacements of the nodes are restricted in the direction of the thickness to represent the simply supported boundary conditions of the test bench. Inside the structure, the enclosed air cavity is discretized with hexahedral elements, which have a single pressure DOF per node. The four large faces of the fluid cavity are directly coupled to the plate and the plastic cover to enable the energy transmission, while on the two rigid side walls a zero normal velocity is imposed to ensure the perfect reflection of the acoustic wave.

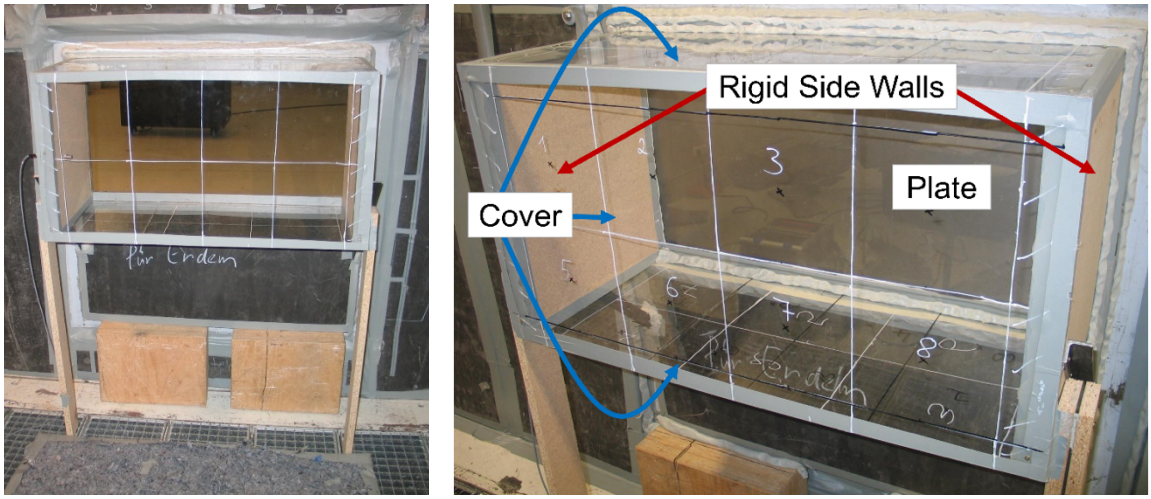


Figure 4. *Two views of the simplified front car end installed in the window test bench for the experimental investigations: open cavity (left), closed cavity (right).*

The reverberation and semi-anechoic rooms are modeled by a combination of finite fluid volume elements with infinite elements applied on their outer layer. This is a standard procedure to numerically extend a fluid domain and to guarantee free wave propagation. As displayed in Figure 2 (right), the diffuse field excitation is applied on the outer surface of the sending fluid (marked in red) and the total radiated power is calculated through the external surface of the receiving fluid (colored in green). The size of the sending and receiving finite volumes has been selected large enough so that actually free wave propagation is ensured and the results are not influenced by the

finiteness of the volumes. The lowest frequency considered in the numerical investigations is 80 Hz, value above which the diffuse field condition is guaranteed in the experimental reverberation chamber. The upper frequency limit is 2 kHz, so that the range in which the airborne engine radiation through the front car end dominates the sound level in the passenger's cabin is counted in.

3.1 Comparability between experimental and numerical setups

Before studying the performance of different noise control treatments, some tests were conducted to assess the equivalence between measured and simulated results. For this purpose, we have compared the behavior of the system when the cavity is open to the excitation fluid, i.e. if the steel plate is removed, and when the steel plate is used to complete the enclosure. For the numerical modeling of the open configuration the steel plate component has been deleted. An interface component is applied to link the fluids of the sending volume and of the inner cavity. This is a numerical tool that projects the pressure information between the two surfaces that are usually in contact with the steel plate, so that the void left by the plate is bypassed and the total fluid volume remains unchanged. The results of all simulated and measured configurations are presented in terms of the insertion loss (IL, equation (2)). In this section it is defined as the difference of the radiated power of the plastic cover to the sending fluid when the cavity is open and when the cavity is closed by the steel plate.

$$IL\,[dB] = W_{rad}^{open}[dB] - W_{rad}^{plate}[dB] \tag{2}$$

As part of the model construction, different influence factors affecting the comparability between the experimental and virtual results were investigated in detail. To that end, we have made use of the basis plastic cover geometry in open and closed configurations, that is, only fluid and structural components have been considered at this stage. Among the analyzed parameters we have highlighted the boundary conditions of the structural components and the fluid damping inside the air cavity. This damping is introduced as the imaginary part of the sound speed, as indicated in [4].

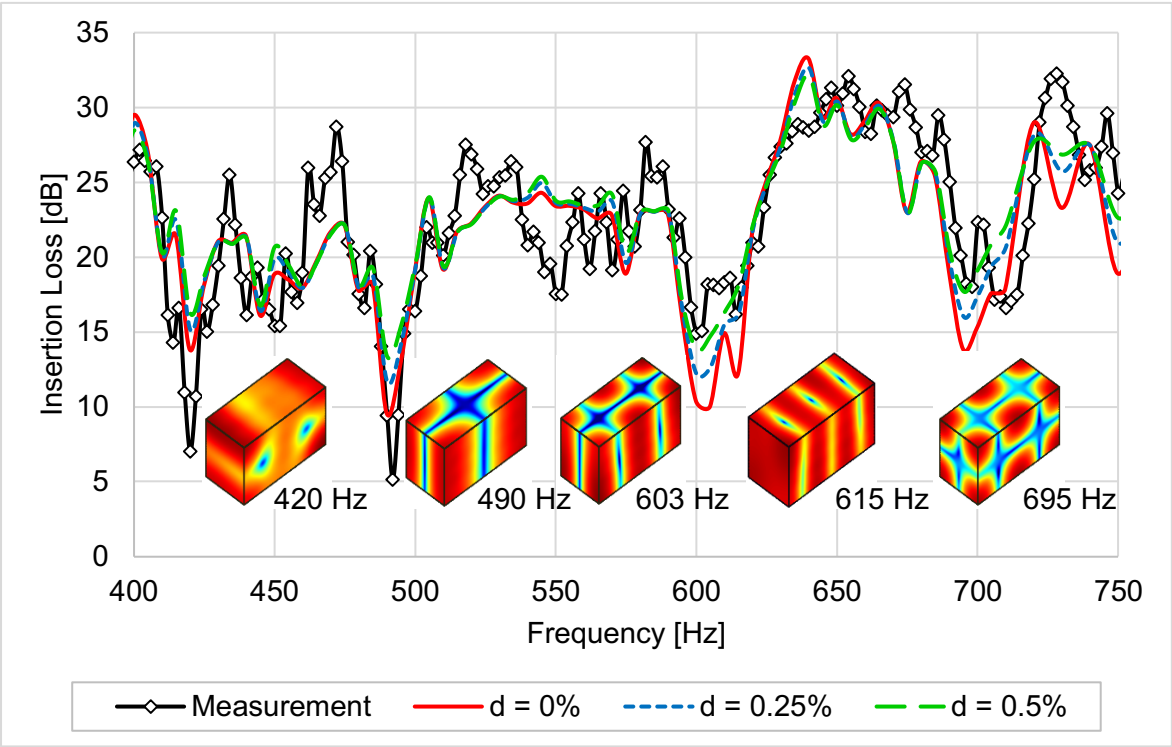


Figure 5. *Insertion loss results from measurement and simulations for the air cavity closed by the steel plate. Different damping values for the inside fluid are compared. Narrow band results.*

In our study we have observed that the boundary conditions of the steel plate and of the plastic cover only slightly modify the results at the frequency range under 100 Hz. On the contrary, the fluid damping inside the air cavity has been identified as the parameter with the largest impact on the mid and high frequency results. In Figure 5, we compare the response of the experiment and the simulations with different fluid damping values, namely 0%, 0.25% and 0.5% in the frequency range between 400 Hz and 750 Hz. The overall correspondence with the measured insertion loss curve is good, with some exceptions at the total minima and maxima levels. Next, we focus on the numerical prediction of the cavity resonances, whose mode shapes have been included next to each peak in the diagram. These resonances are especially strong for the closed configuration if resonance phenomena occur in the cavity. This is the reason why the influence of the fluid damping is only noticeable at the resonances of the cavity. For the peaks at approximately 420 Hz and 490 Hz the undamped system gives the best correspondence to the measured results. But for the (2 1 0) and (3 0 0) cavity eigenmodes at 603 Hz and at 615 Hz the best match is obtained with a damping value of 0.5%. At the 695 Hz resonance a 0.25% fluid damping yields the closest approximation to the experimental data.

The high frequency response is analyzed in Figure 6, which also compares the experimental and the numerical results. Since above a certain frequency value the modal density increases and the overlap of eigenmodes makes the distinction of single resonance peaks no longer possible, we prefer to average all following results in third octave bands to improve legibility. The calculations show that the numerical model with a reduced damping coefficient of 0.25% matches best with the measured data in the high frequency range.

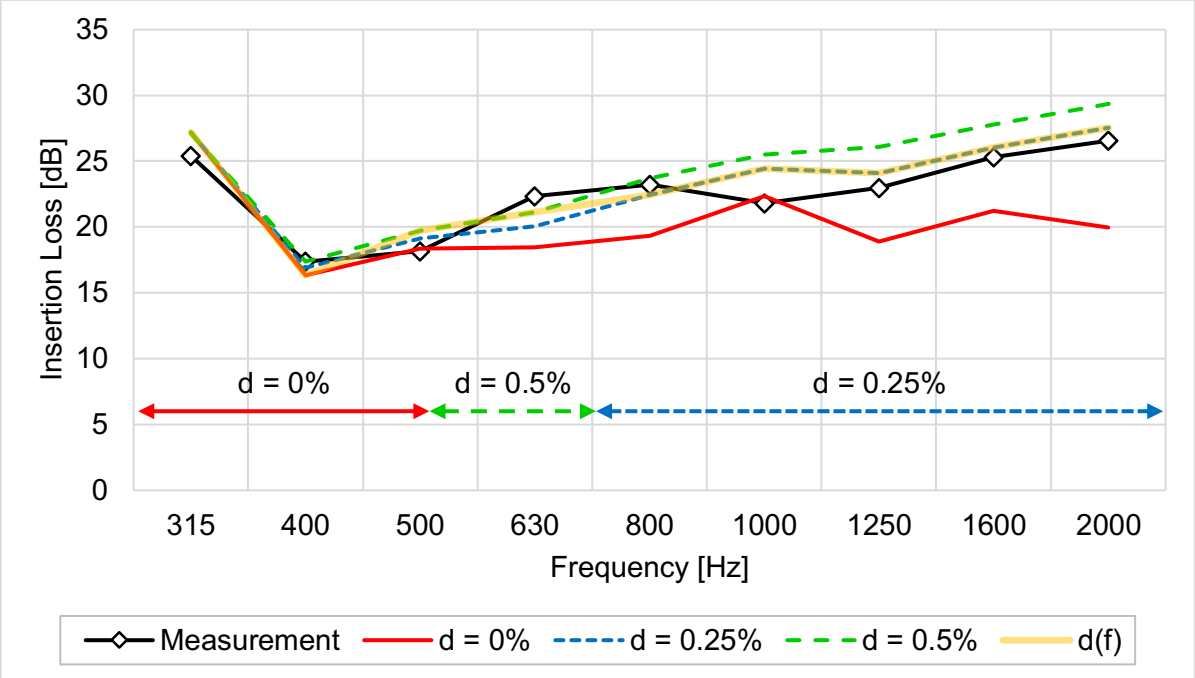


Figure 6. *Insertion loss results from measurement and simulations for the air cavity closed by the steel plate. Different damping values for the inside fluid are compared. Results are averaged in third octave bands.*

From the mid- and high frequency responses calculated in this section we derive a fluid damping profile for the cavity that is employed in the following investigations: undamped inner fluid up to 500 Hz, a damping coefficient of 0.5% between 500 Hz and 690 Hz (just before the (2 1 1) cavity eigenmode), and 0.25% damping above this frequency. The resulting IL curve with frequency dependent damping profile d(f) is indicated in Figure 6 by an orange shading.

4. Modeling different concepts for noise control treatments

A key factor towards reliable acoustic airborne predictions is the accurate representation of the noise control treatments. Typical examples of passive acoustic treatments in the automotive industry include absorbers, spring-mass systems, and the combination of both in three-layered systems. All three concepts have one common element: the presence of one or more poroelastic components. Poroelastic media are biphasic materials formed by a solid elastic frame, also called skeleton, whose pores are filled with a fluid, usually air. Due to their biphasic nature and the resulting interactions between the two constitutive phases, the modeling of poroelastic media presents an additional challenge in comparison to traditional elastic or fluid materials: energy dissipation does not only arise from elastic damping losses or fluid dissipation, but the coupling between the two phases must be considered too.

Within the scope of the current investigation, we have tested different material models based on the poroelasticity theory by Biot-Allard [5], [6] and compare their performance. This theory avoids the resolution of the individual pores at the microscale and treats the material as a homogenized medium in which the two phases are

simultaneously present. The equations (3) and (4) govern the dynamic behavior of the material for harmonic time dependence $e^{j\omega t}$ as:

$$\nabla \underline{\underline{\hat{\sigma}}}^{s}\left(\underline{u}\right) + \omega^2 \cdot \tilde{\rho} \cdot \underline{u} + \tilde{\gamma} \cdot \nabla p = 0 \tag{3}$$

$$\Delta p + \frac{\tilde{\rho}_{22}}{\tilde{R}} \cdot \omega^2 \cdot p + \frac{\tilde{\rho}_{22}}{\phi^2} \cdot \tilde{\gamma} \cdot \omega^2 \cdot \nabla \underline{u} = 0 \tag{4}$$

where j denotes the imaginary unit $\sqrt{-1}$ and ω is the pulse frequency. The acoustic pressure p and the solid phase displacement $\underline{u}$ are the state variables of a poroelastic compound. The stress tensor $\underline{\underline{\hat{\sigma}}}^{s}$ is exclusively a function of the solid phase assumed in vacuo. The tilde symbol indicates that the corresponding quantity is complex and frequency dependent. The total effective dynamic density $\tilde{\rho}$ and the mass coefficient of the fluid phase $\tilde{\rho}_{22}$ account for the inertial and viscous couplings, whereas the coefficient $\tilde{\gamma}$ contains the potential coupling. The elastic coefficient $\tilde{R}$ is the bulk modulus of the air occupying a fraction ϕ of the volume, where ϕ indicates the open porosity, i.e. the fraction of fluid phase volume with respect to the total aggregate volume. Appropriate expressions for the complex coefficients are given, for example, by the semi-phenomenological model proposed by Johnson-Champoux-Allard (JCA) [7], [8]. These relations link the aforementioned dynamic quantities to the parameters describing the microstructural properties of the poroelastic material: flow resistivity σ, viscous characteristic length Λ, thermal characteristic length Λ' and tortuosity α_∞. The determination of these properties is complex, requires special measurement equipment and not all the procedures are standardized.

The resolution of the equation system above is cumbersome and requires a large number of input parameters (for example, nine input parameters are needed for the JCA formulation). So, one may make use of simplified formulations in order to reduce the characterization effort and the computational cost. On the one hand, if the influence of the fluid phase can be neglected, the first two terms of equation (3) describe the dynamic behavior of the skeleton in vacuo. In this case, the material can be modeled as a classical elastic solid. Hence we later refer to this model as *elastic*. On the other hand, the first two terms in equation (4) represent the Helmholtz equation for the fluid phase when the interaction of the frame with the air is neglected, either if the skeleton is assumed to be motionless, or if it has a minor contribution to the total stiffness. We identify this model as *porous*. The ranges of application of the one or the other formulation are, however, not clearly delimited and depend not only on the material properties themselves, but also on the coupling conditions of the poroelastic system to other components [9]. In all analysis displayed below the material model of the noise control treatment is the only variable factor with the aim to determine the most appropriate modeling for a given application.

4.1 One-layered system: Absorber

Next, we employ the cavity configuration introduced in Section 3 to analyze the behavior of several noise control treatment concepts and to assess the suitability of the three

aforementioned material formulations. A single layer of poroelastic material, commonly called *absorber* because of its noise absorbing properties, is the first object of investigation. This 25 mm-thick layer is a relatively stiff foam (Young's modulus E = 0.11 GPa), has a low damping value (damping coefficient η = 0.08) and its surface is open-pored, meaning that the air can penetrate and go through the layer. For all following tested configurations the steel plate is present, so that a closed air cavity is built. The evaluation of the treatment's performance is, analogously to the former section, given in terms of the insertion loss. Although, for all the following results, the reference state is the cavity closed with the steel plate, as indicated in equation (5).

$$IL\,[dB] = W_{rad}^{plate}[dB] - W_{rad}^{NCT}[dB] \tag{5}$$

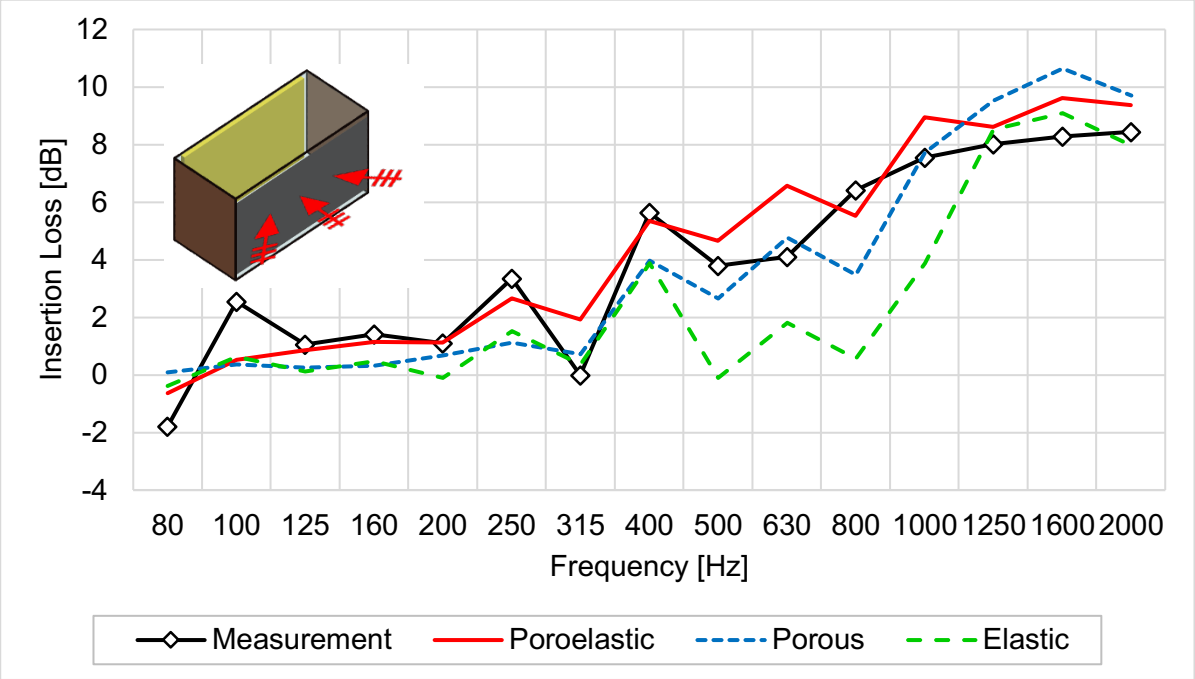


Figure 7. *Insertion loss results from measurement and simulations for a foam layer (yellow) placed on the inner front face of the plastic cover. Different material models for the foam layer are compared.*

Figures 7 and 9 display the insertion loss results for two different absorber positions. The total area covered by the absorber layer remains the same. First, for the state depicted in Figure 7, the foam is placed inside the cavity on the front face of the plastic cover. The frequency response of the poroelastic and the porous models show trends close to the measured data. The system with poroelastic formulation performs better in terms of the insertion loss. The differences between the results of these two models can be explained by the direct coupling of the noise control treatment to a vibrating component. This additional structural damping that the foam layer introduces in the plastic cover is only considered in the poroelastic model.

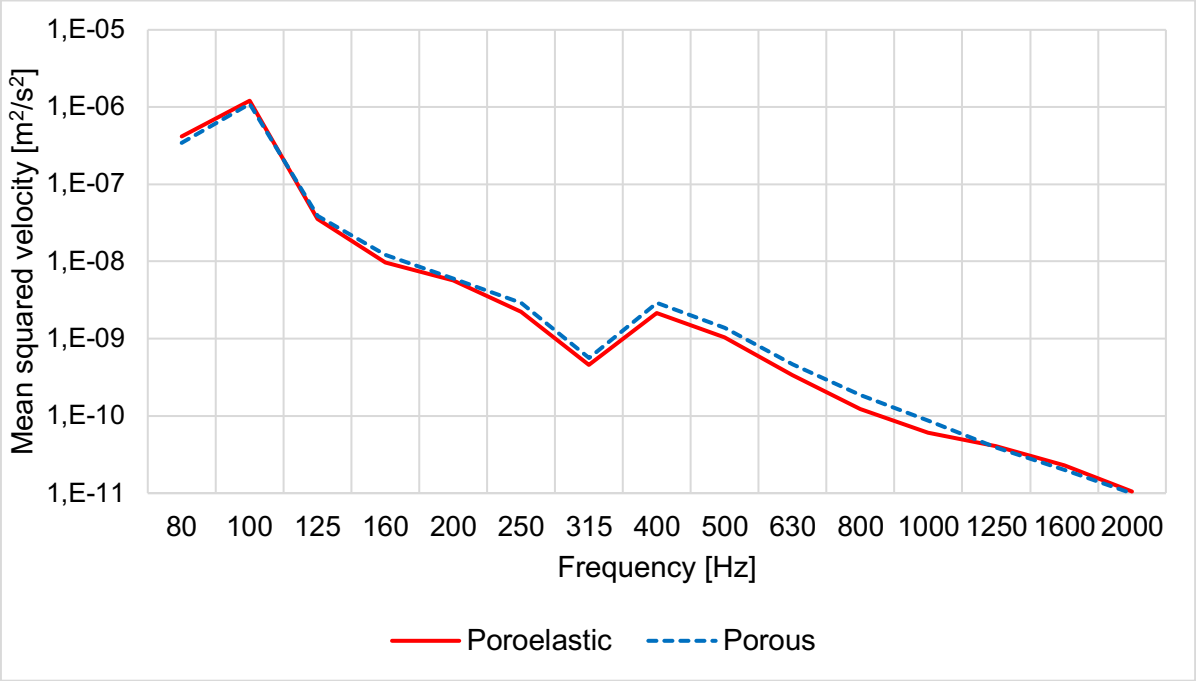


Figure 8. *Mean squared velocity on the plastic cover component for a foam layer placed on the inner front face of the cover. Comparison between poroelastic and porous model for the foam material.*

This effect can be observed in detail in Figure 8, where the mean squared velocity over the whole plastic component is shown. In the frequency range between 160 and 1250 Hz it can be noticed that the averaged velocity level on the cover is lower when the poroelastic model is applied since the foam's skeleton contributes to the damping. The need to include this additional structural damping in the model makes the poroelastic formulation the best suited for this application. The modeling as an elastic solid is missing the main dissipation factor, i.e. the energy losses by absorption. Consequently this model underestimates the total impact of the foam layer.

For the second configuration, the absorber is divided into two pieces of equal size, which are placed on the rigid side walls of the cavity. The coupling to a rigid backing reduces the displacement of the foam's solid frame significantly. This is the reason that the poroelastic and the porous formulations behave similarly above 200 Hz, as Figure 9 shows. In this situation, the use of the porous simplification can be recommended, because it results in a reduction of the number of degrees of freedom of the foam component from four DOFs in the poroelastic formulation (acoustic pressure and three displacement components) to just one DOF for the porous model (acoustic pressure). As a result, 20% computational time and 15% memory can be saved, which is a large decrease, since the foam component represents only 5% of the total number of nodes in the model. Both, the poroelastic and the porous formulation are suitable for this configuration. The elastic simplification has a different curve progression than the measurement above 315 Hz because, as already mentioned, this model does not include the absorption effects that dominate in the mid and high frequencies.

We can state that, when modeling absorbing layers, the poroelastic model gives good results. Additionally, if the foam component is located on a rigid wall, the choice of the

porous simplification supposes a reduction of computational resources without affecting the accuracy.

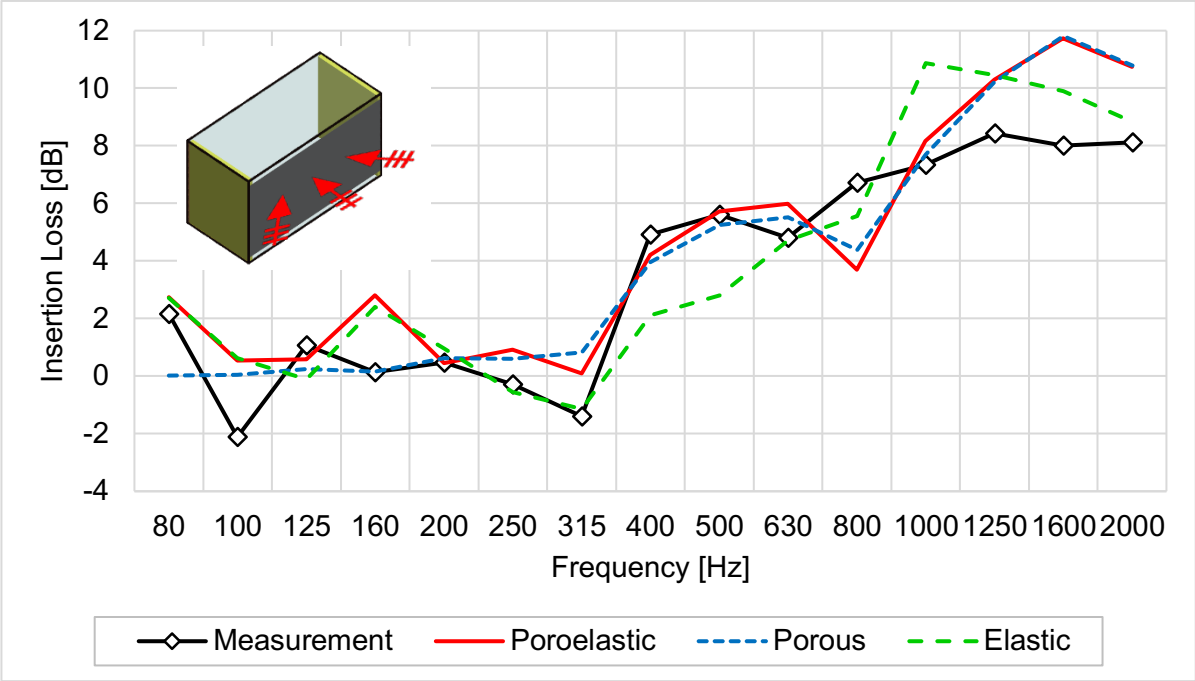


Figure 9. *Insertion loss results from measurement and simulations for two foam layers (yellow) placed on the rigid side walls of the cavity. Different material models for the foam layers are compared.*

4.2 Two-layered system: Spring-mass system

Displayed in Figure 10 (left) is the next analyzed noise control treatment: a spring-mass system that is attached to a vibrating structure. Such assemblies are composed of a metal sheet (vibrating structure), a foam layer (spring), and a thin heavy layer (mass). A spring-mass system possesses a promising insulation performance for frequencies above its spring-mass resonance. Therefore, it finds frequent application in the automotive industry. Due to the direct interaction with the steel plate and the heavy layer, i.e. with two structural components, the elastic properties of the middle layer gain significance in its dynamic behavior and determine the choice of an adequate material model. We have selected two foam materials with different elasticity characteristics in order to illustrate this fact.

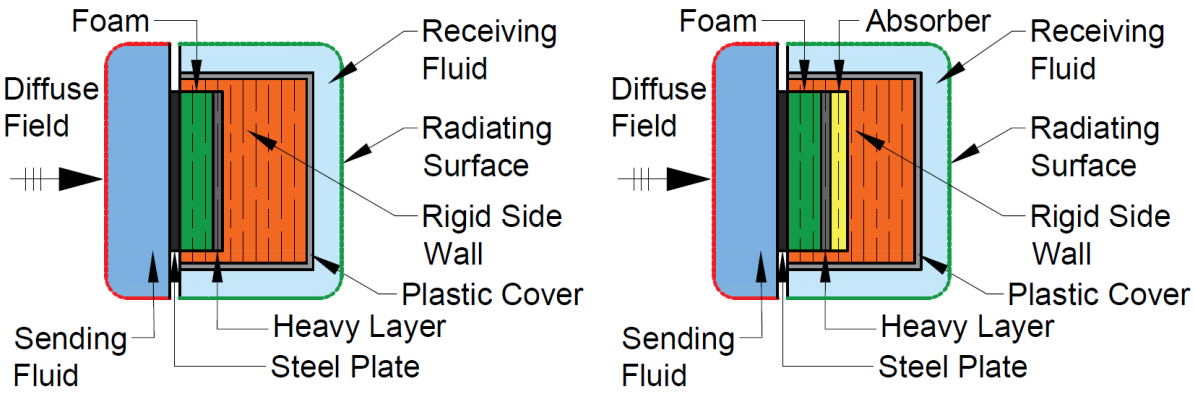


***Figure 10**. Schematic side view of the cavity models with NCT: (left) spring-mass system with spring foam colored in green; (right) the three-layered system with spring foam in green and absorber foam in yellow. The thicknesses of all components are not to scale. Refer to Figures 2 and 4 for clarity.*

First, we have studied the behavior of foam whose specific stiffness, that is the ratio between the Young's modulus E and the thickness d, is relatively low (E/d = 1 kPa/mm). The three available formulations for describing a poroelastic material were applied to the middle layer, while all other components in the model remain unchanged as elastic and fluid parts, respectively. In Figure 11 the insertion loss curves obtained from the numerical models are compared with the experimental data. We must point out that at 1600 Hz the radiated power reaches the minimum measurable level by the PU-probes over the background noise and, consequently, the obtained information for the two spring-mass systems are not reliable above this frequency and provide an IL value lower than the real one. This frequency range has been marked in Figure 11 and later also in Figure 12 with a dashed black-orange line.

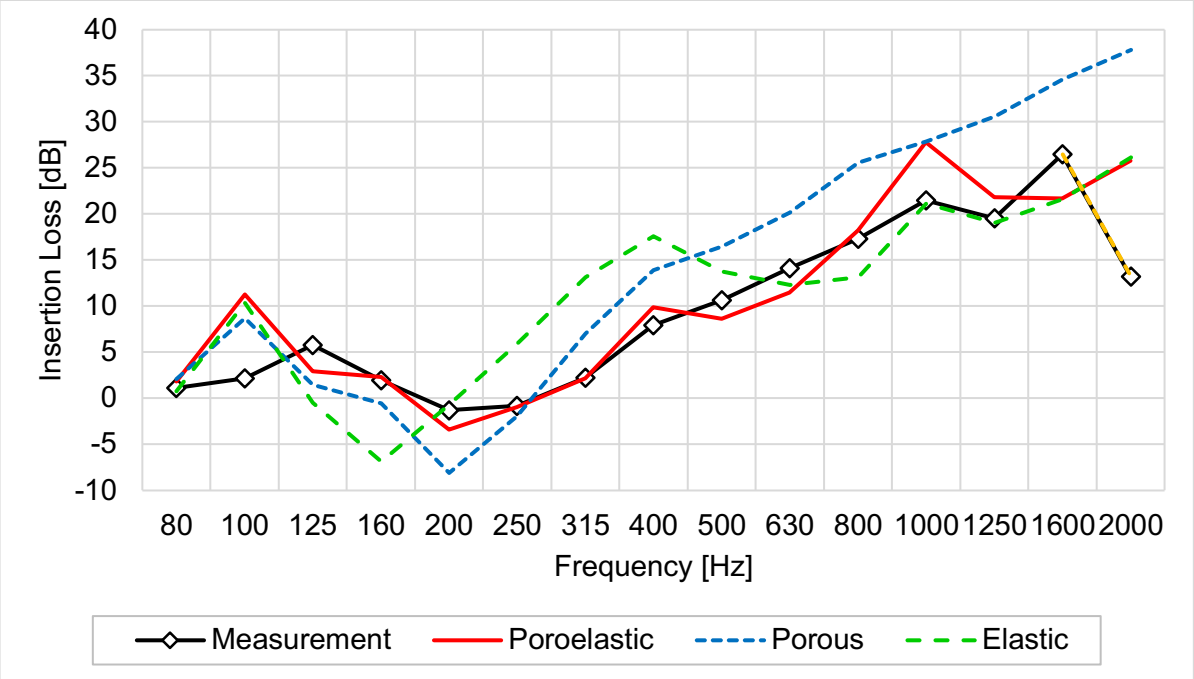


***Figure 11.** Insertion loss results from measurement and simulations for a spring-mass system. Different material models for the foam layer are compared.*

The two most important design criteria that should be correctly predicted by an accurate model of a spring-mass system are the spring-mass resonance and the high frequency slope of the insertion loss curve. For this relatively soft foam we observe that the poroelastic formulation fits the measured data best over the complete frequency range and gives an accurate prediction of the two aforementioned criteria. The porous model underestimates the performance at the spring-mass resonance (located at the 315 Hz third octave band) since the damping by the skeleton of the foam is not included, and it overestimates the high frequency behavior because the transmission of energy to the heavy layer is not as effective in the porous model as it is in reality. On the contrary, the absence of the fluid phase in the elastic simplification notably reduces the bulk stiffness of the aggregate, shifting the whole curve towards lower frequencies.

Second, we have investigated a foam with a higher specific stiffness (E/d = 4 kPa/mm). All other components, including the heavy layer, were the same as in the previous configuration. Figure 12 shows the measured IL values and the numerical results for the different material formulations. Opposed to the previous examples, the results of the elastic model come closest to the experimental data. Moreover, the overall trend is correctly captured. The curve progression obtained with the poroelastic description shows a good prediction of high frequency slope, but the insertion loss level is too low. This shift towards higher frequencies is indicative of an overestimation of the material's stiffness. The unsuitability of the porous model for this application has been explained above.

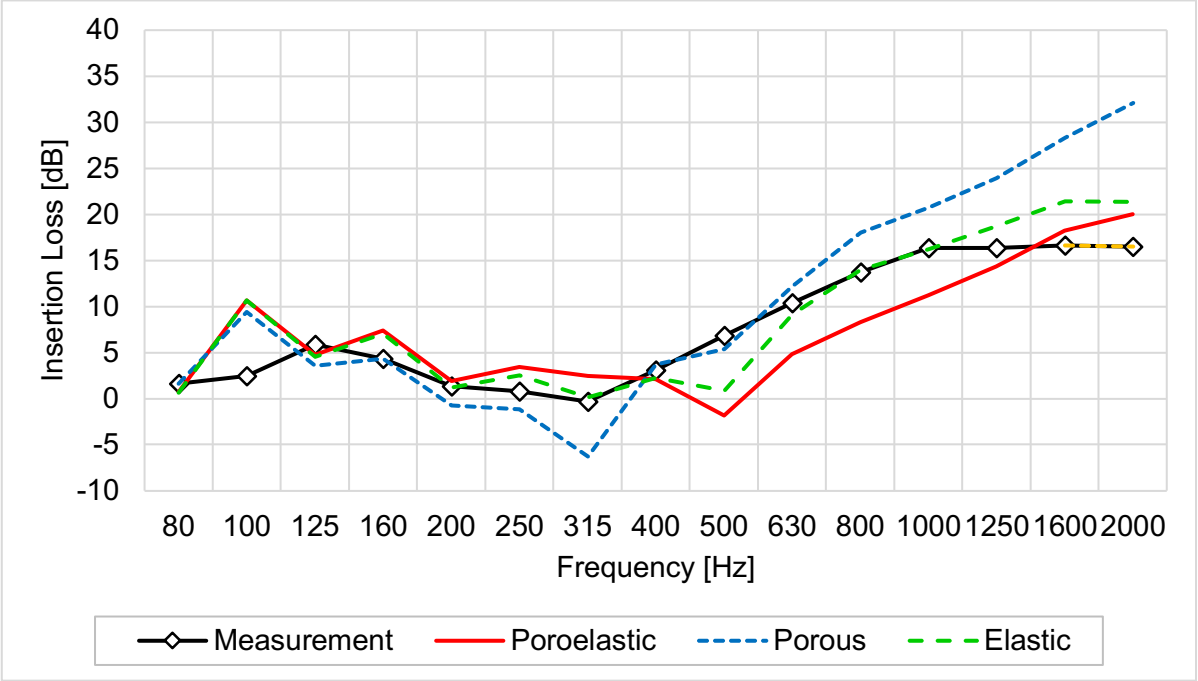


Figure 12. *Insertion loss results from measurement and simulations for a spring-mass system. Different material models for the foam layer are compared.*

In summary, when selecting an appropriate model for the middle layer in a spring-mass system, its elastic properties play an important role. The poroelastic modeling works better for softer foams, whereas the elastic formulation is more adequate for the prediction with stiffer media. It should be emphasized that in the presented results no attempt has been made to get a better fit by modifying the material parameters. The

employed input parameters have been obtained from common static characterization procedures.

4.3 Three-layered system: Spring-mass system with absorber

The last configuration combines the two systems presented before. For this purpose, an absorbing layer has been placed on the heavy layer of a spring-mass system, forming a three-layered system like the one displayed in Figure 10 (right). The combination of insulation and absorption seems to be an optimal solution, but its industrial application is limited because of space and weight restrictions. Due to the high acoustic efficiency of this system, the radiated power is masked by the background noise already at mid-frequencies and the experimental results can only be reliably evaluated up to 800 Hz. Therefore, the comments regarding the results are limited to this frequency range.

Based on the findings from the results described in the former sections, there is the possibility to model the middle layer of a spring-mass system either as a poroelastic or as an elastic medium, depending on its elastic properties. In turn, the absorber layer may be described with a poroelastic or a porous model depending on its boundary conditions. We have performed the simulations with the corresponding numerical models for the combination of these material formulations for the two foam layers. A selection of the results is shown in Figure 13 as well as the experimental data.

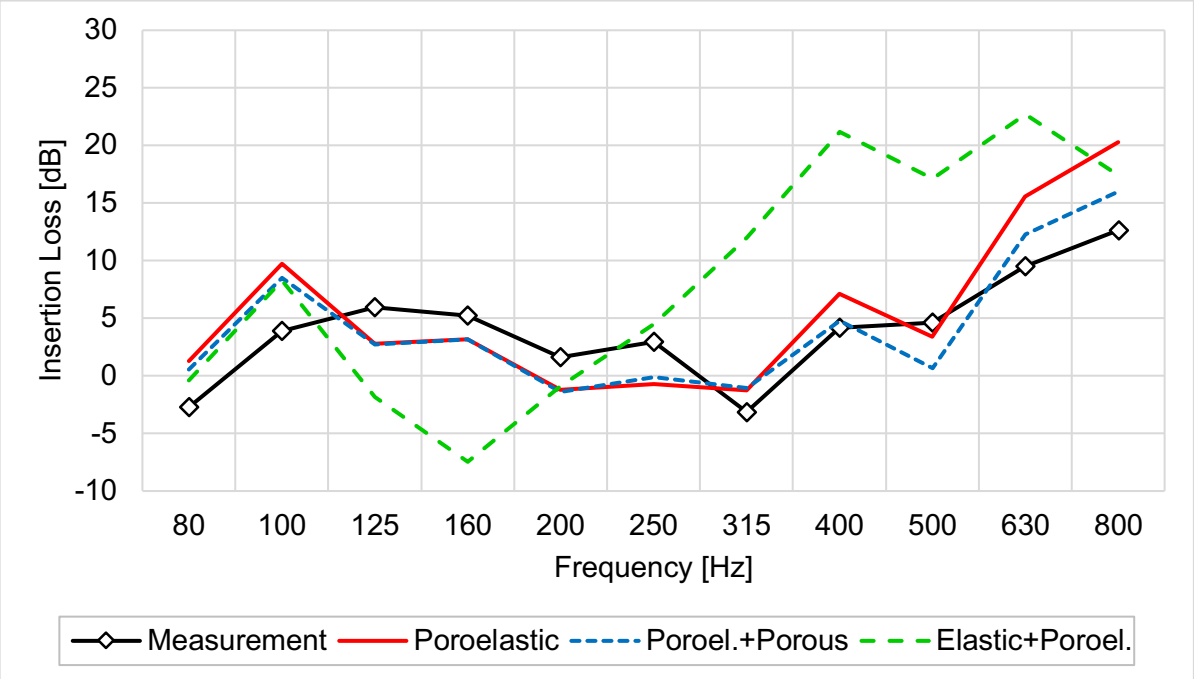


Figure 13. *Insertion loss results from measurement and simulations for a spring-mass system with absorber. Different material models for the two foam layers are compared.*

Firstly, the behavior of the absorber layer is examined by comparing the results under *Poroelastic* (configuration with the two foam layers as poroelastic media) and *Poroel.+Porous* (setup with the spring layer as poroelastic material and the absorber layer as porous medium). We can identify the same trends as for the absorber layer placed

on the front of the plastic cover. The poroelastic model predicts a higher IL value because it includes the damping from the solid frame, which increases the total power dissipated by the complete system. The higher IL level for the poroelastic formulation above 315 Hz points to an interaction between the structural vibration of the heavy layer and the skeleton of the foam when using this material model. Nevertheless, the differences between the results of the two poroelastic models (red and blue curves) are in comparison with the measurements too small to give a reliable statement on which model is more suitable.

Secondly, the middle layer of the spring-mass system has been made of a foam with a specific stiffness of E/d = 1.2 kPa/mm, which indicates a relatively soft material. Keeping the absorber layer as a poroelastic medium, we have modeled the spring foam using the elastic formulation (*Elastic+Poroel.* in Figure 13). Analogously to the findings for the soft foam in the former section, the elastic description is not adequate for the representation of the dynamics of the middle foam since the major contribution of the filling air to the total behavior is neglected. Consequently, the simulation results show a softer foam behavior than it actually is. The right choice of the material model for the middle layer is decisive to a correct overall prediction. In contrast, the influence of the chosen material model for the absorber layer is less critical. Besides that, in future experiments either a higher excitation level or another measurement technique is required in order to get a proper validation data set at higher frequencies.

5. Summary and outlook

The need for accurate statements on the acoustic performance of vehicles during the early design phases requires tools that are able to support the development of robust acoustic concepts. In order to predict the airborne noise transmission through complex systems, we have proposed and investigated a hybrid method that combines experimental and numerical approaches.

A proper description of the noise control treatments has been identified as a key factor in the acoustic modeling of the transmission. With help of a simplified front car end model we were able to validate the accuracy of the numerical representation of different concepts for passive treatments based on poroelastic media, such as absorbers and spring-mass systems, provided that an adequate material model is chosen. The application examples presented in the article give an insight into several of the influence factors that should be considered when selecting a material model.

Next steps of the ongoing research include an exhaustive analysis of the input parameters of the poroelastic models, with a special focus on the characterization of the elastic properties as well as their application for simplified material models. As shown in [9], the use of frequency-dependent elastic properties can help to improve the correspondence of the predictions in mid and high frequency ranges. Furthermore, on the global transmission problem, the other subsystems of the noise propagation chain need also to be investigated in detail. The objective is lastly to achieve the integration of the numerical model of the structural component in the complete transmission chain.

Literature

[1] G. Nica (9 June 2016): BMW's Sales Chief Warns about Rapid Change of Auto Industry. Retrieved from http://www.bmwblog.com/2016/06/09/bmw-sales-chief-warns-rapid-change-auto-industry/, Accessed on 07-02-2018.

[2] F. Duvigneau, S. Nitzschke, E. Woschke, U. Gabbert: A holistic approach for the vibration and acoustic analysis of combustion engines including hydrodynamic interactions, Archive of Applied Mechanics 86 (2016) No 11, pp. 1887-1900.

[3] S.F. Wu, L. Kumar Natarajan: Panel acoustic contribution analysis, The Journal of the Acoustical Society of America 133 (2013) No 2, pp. 799-809.

[4] E. Skudrzyk: The foundations of Acoustics – Basic Mathematics and basic Acoustics, Springer Vienna (1971).

[5] M.A. Biot: Theory of propagation of elastic waves in a fluid-saturated porous solid. I. Low frequency range, II. Higher frequency range. The Journal of the acoustical Society of America 28 (1956) No 2, pp.168-191.

[6] J.F. Allard: Propagation of sound in porous media. Modelling sound absorbing materials, Elsevier London, New York (1993).

[7] D. L. Johnson, J. Koplik, R. Dashen: Theory of dynamic permeability and tortuosity in fluid-saturated porous media, Journal of fluid mechanics 176 (1987), pp. 379-402.

[8] Y. Champoux, J.-F. Allard: Dynamic tortuosity and bulk modulus in air saturated porous media, Journal of applied physics 70 (1991) No 4, pp. 1975-1979.

[9] C. Van der Kelen, P. Göransson, B. Pluymers, W. Desmet: On the influence of frequency-dependent elastic properties in vibro-acoustic modelling of porous materials under structural excitation, Journal of Sound and Vibration 333 (2014) No 24, pp. 6560-6571.

Akustische Analyse eines elektrischen Radnabenmotors

Fabian Duvigneau, Peter Schrader, Sergey Perekopskiy, Roland Kasper, Ulrich Gabbert

Abstract

In this paper, the acoustic behavior of an electric wheel hub motor, which uses a combination of a classical slot winding and an innovative air gap winding, is studied in detail. Both numerical simulations and experimental investigations are executed to analyze the acoustic behavior of the electric wheel hub motor. For the numerical analyses a holistic simulation method is presented, which contains all essential effects of the transmission chain, from the electromagnetic excitation over the structural vibrations to the sound radiation. The holistic simulation approach is based entirely on the finite element method. The model is experimentally validated and then used to improve the design of the motor so that the emitted sound pressure is reduced. In addition, it is investigated whether the acoustics of the wheel hub motor can be further improved by alternative materials, such as sandwich structures of fiber composite materials with an aluminum foam core. In parallel, measurements on available prototypes are executed for stationary operating points. Finally, recommendations for an acoustically favorable design of an electric wheel hub motor are given based on the experiences gained from simulations and experiments.

Kurzfassung

Im vorliegenden Beitrag wird das akustische Verhalten eines elektrischen Radnabenmotors detailliert untersucht, bei dem eine Kombination aus klassischer Nutenwicklung und innovativer Luftspaltwicklung genutzt wird. Für die akustischen Analysen kommen sowohl numerische Simulationen als auch experimentelle Untersuchungen zum Einsatz. Für die numerischen Analysen wird eine ganzheitliche Simulationsmethodik vorgestellt, die von der elektromagnetischen Anregung über die Strukturschwingungen bis hin zur Schallabstrahlung alle wesentlichen Bestandteile der Wirkungskette einbezieht. Die Simulationskette basiert durchgängig auf der Finiten Elemente Methode. Das entwickelte Modell wird experimentell validiert und anschließend genutzt, um die Konstruktion dahingehend zu verbessern, dass der emittierte Schalldruck reduziert wird. Außerdem wird untersucht, ob die Akustik des Radnabenmotors weiter verbessert werden kann, wenn alternative Werkstoffe, wie beispielsweise Sandwichstrukturen aus Faserverbundwerkstoffen mit einem Aluminiumschaumkern, verwendet werden. Darüber hinaus werden für stationäre Betriebspunkte Messungen an verschiedenen Prototypen durchgeführt. Abschließend werden auf Basis der gesammelten Erfahrungen aus Simulation und Experiment Empfehlungen für ein akustisch günstiges Design eines elektrischen Radnabenmotors gegeben.

1. Einleitung

Fahrzeuge mit Elektroantrieben stellen eine umweltfreundliche Alternative zu den klassischen Verbrennungsmotoren dar. Im Beitrag wird als Spezialfall eines solchen Elektroantriebes ein elektrischer Radnabenmotor behandelt, der direkt im Rad verbaut ist, so dass neben dem Getriebe auch der gesamte Antriebsstrang eingespart wird. Ein weiterer Vorteil dieses Konzeptes besteht darin, dass jedes Rad separat angesteuert werden kann, wodurch eine wesentlich intelligentere Fahrdynamikregelung realisierbar ist. Im vorliegenden Fall weist der Radnabenmotor durch seine Luftspaltwicklung als Außenläufer eine geringere Masse als andere, auf dem Markt verfügbare Modelle auf [1]. Durch die Kombination der Luftspaltwicklung mit einer zusätzlichen Nutenwicklung wird außerdem eine hohe Leistungsdichte erreicht [2].

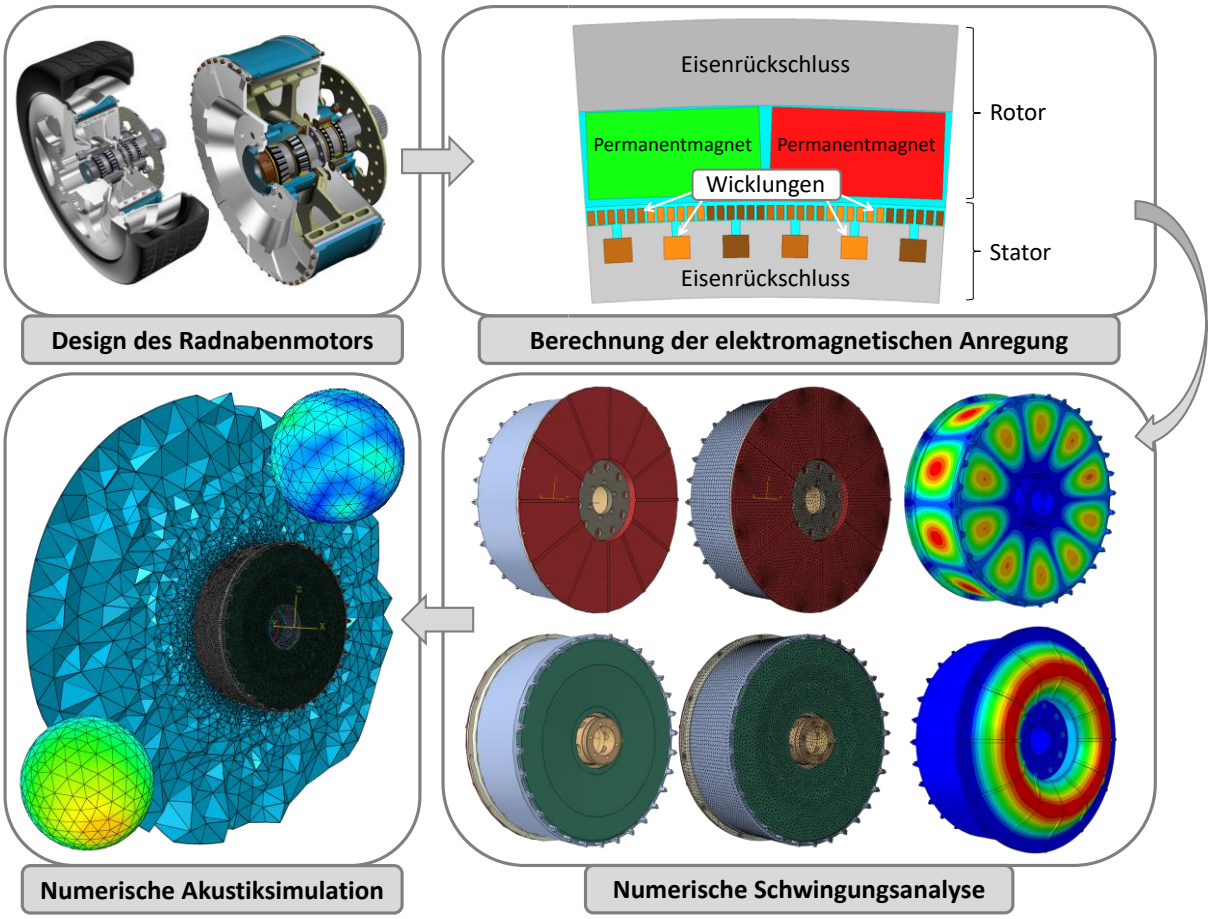


Bild 1: *Ganzheitlicher Simulationsansatz zur akustischen Analyse elektrischer Maschinen*

Obwohl Elektromotoren im Vergleich zu Verbrennungsmotoren weniger laut sind, ist es notwendig, das akustische Verhalten von Elektrofahrzeugen zu bewerten. Elektromaschinen emittieren zum einen sehr tonale, hochfrequente Geräusche, die vom menschlichen Gehör bereits bei geringen Lautstärken als besonders lästig empfunden werden. Zum anderen werden andere Geräuschquellen, wie beispielsweise Nebenaggregate, die sonst von den Geräuschen des Verbrennungsmotors verdeckt werden, nicht mehr maskiert. Dadurch können diese in den Vordergrund treten und die akustische Wahrnehmung von Elektrofahrzeugen beeinträchtigen.

Zur Bewertung des akustischen Verhaltens elektrischer Maschinen wurde ein ganzheitlicher Simulationsansatz entwickelt, der in Bild 1 dargestellt ist [3]. Die ganzheitliche Methodik beginnt mit der Berechnung des Magnetkreises unter Berücksichtigung der jeweiligen Lastzustände des zugehörigen Betriebspunktes. Daraus ergeben sich die resultierenden Anregungskräfte, die im Weiteren genutzt werden, um die Strukturschwingungen des elektrischen Radnabenmotors zu berechnen. Im Anschluss daran werden die berechneten Oberflächenschwingungen der Motorstruktur verwendet, um in einer nachgeschalteten Akustiksimulation die Schallabstrahlung in das umgebende Luftvolumen zu berechnen. Als Ergebnis liegt der komplexe Schalldruck im gesamten diskretisierten Fluidgebiet vor. Dieser kann auralisiert werden, um die Simulationsergebnisse hörbar zu machen [4] oder als Input für psychoakustische Analysen zu dienen [5]. Aus dem Simulationsergebnis lässt sich auch die Richtungscharakteristik der abgestrahlten Geräuschemissionen gewinnen, die für die Bewertung eine wesentliche Rolle spielt [6].

2. Validierung der Simulationsmodelle

Nach dem Aufbau geeigneter Simulationsmodelle für das komplexe Gesamtsystem wurden diese mit Hilfe experimenteller Schwingungsanalysen validiert. Dazu kam ein eindimensionales Laser-Scanning-Doppler-Vibrometer der Firma Polytec zum Einsatz (siehe Bild 2).

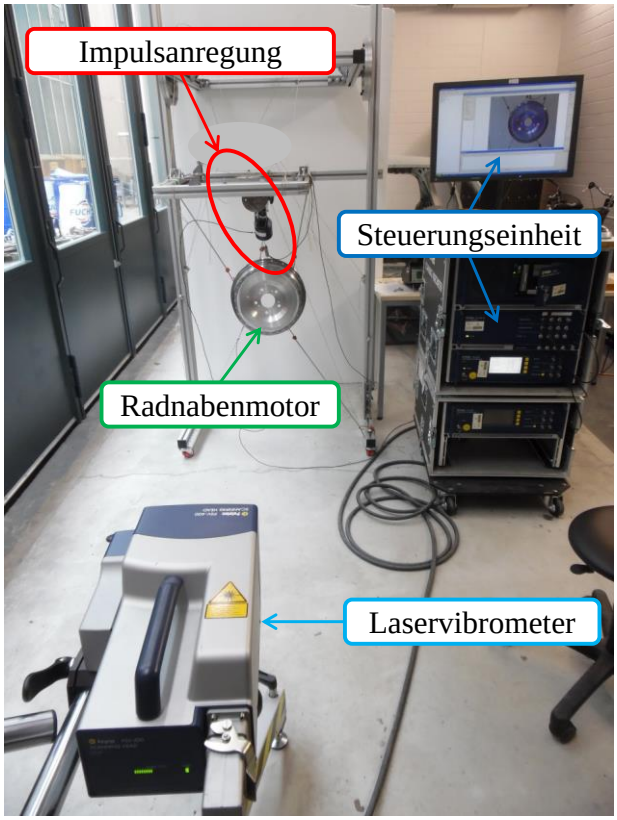


Bild 2: *Für Validierungsmessung genutzter Versuchsaufbau*

Für die Messungen wurde der Rotor des Radnabenmotors mit synthetischen Polymerfäden an einem Rahmen aus Aluminiumprofilen befestigt, da diese sogenannte

frei-freie Lagerung besonders geeignet ist, um auf einfache Weise numerische und experimentelle Schwingungsanalysen vergleichend bewerten zu können. Andere Lagerungsbedingungen, wie eine Einspannung oder eine gelenkige Lagerung, lassen sich in einem zu validierenden FE-Modell nicht so leicht identisch zum Experiment realisieren [7]. Die Unsicherheiten durch den Einfluss der Lagerungsbedingungen können so groß sein, dass zeitaufwendige Modellanpassungen erforderlich werden, um eine gute Übereinstimmung zwischen Simulationsmodell und Experiment zu erreichen.
Um auch durch die Ankopplung der Anregung keine undefinierte Lagerungsbedingung zu erzeugen, erfolgte die Schwingungserregung mit Hilfe eines Impulshammers. Somit sind weiterhin frei-freie Lagerungsbedingungen gegeben. Die Anregung muss reproduzierbar sein, da sie für jeden einzelnen Scanpunkt und die dazugehörige Anzahl an Mittlungen wiederholt werden muss. Aus diesem Grund wurde der Kopf des Impulshammers auf einen elektrodynamischen Schwingungserreger montiert. Diese Kombination ist in Bild 2 durch eine rote Ellipse hervorgehoben.
Das Bild 3 zeigt den Vergleich der im Experiment gemessenen (obere Zeile in Bild 3) mit den numerisch berechneten Eigenschwingungsformen (mittlere Zeile in Bild 3) für fünf auffällige Eigenfrequenzen. Der Vergleich der Eigenformen erfolgt bezüglich der Messfläche des Laservibrometers, also der äußeren Seitenfläche des Rotors. Es ist deutlich zu erkennen, dass das Simulationsmodell sehr gut in der Lage ist, das resultierende Schwingungsverhalten des komplexen Gesamtsystems, das mehrere Fügestellen aufweist, vorherzusagen.

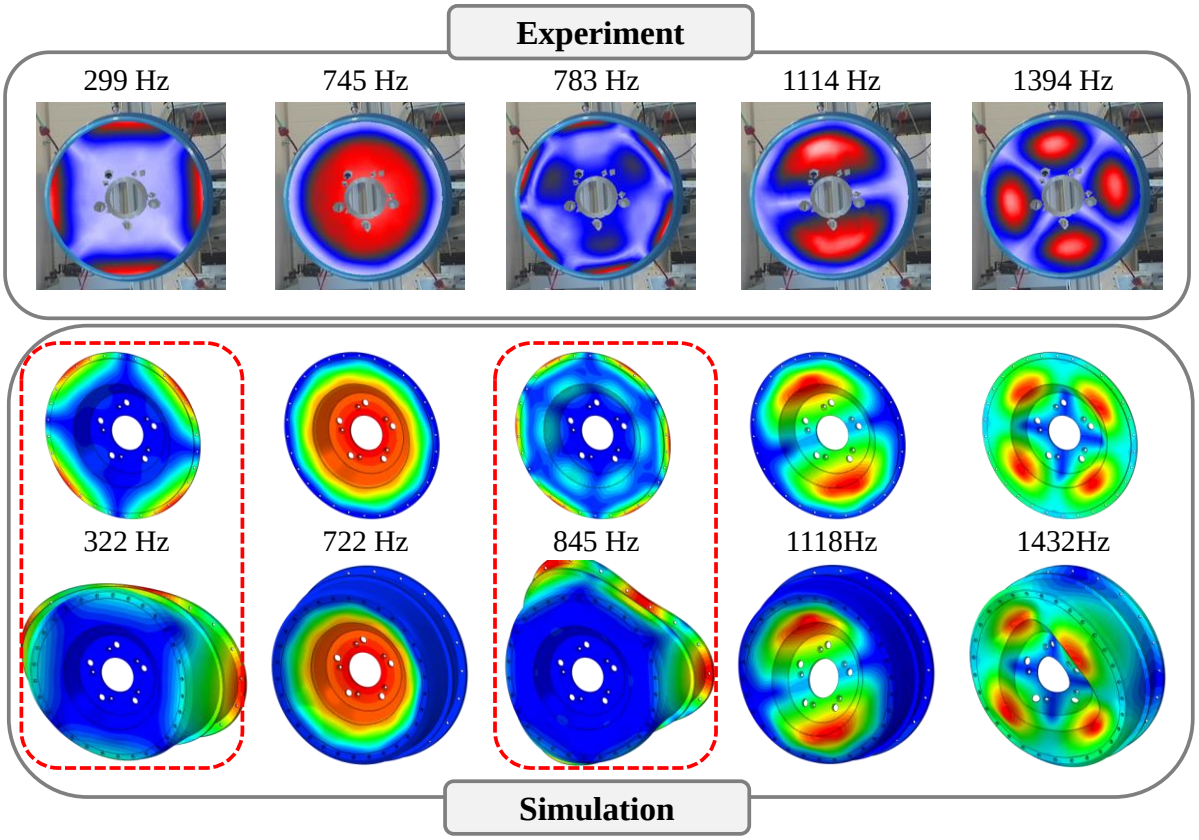


Bild 3: *Ergebnisse der experimentellen und numerischen Schwingungsanalyse*

In der unteren Zeile in Bild 3 sind zusätzlich die Eigenformen des gesamten Rotors dargestellt, um zu zeigen, dass die numerische Analyse im Vergleich zur Laser-

vibrometermessung die Möglichkeit bietet, einen besseren Eindruck vom Schwingungsverhalten des Gesamtsystems zu erhalten. Die rot umrahmten Spalten in Bild 3 verdeutlichen, dass die Betrachtung der Seitenfläche in diesen Fällen nicht repräsentativ für die Eigenform des Gesamtsystems ist und die kritischen Schwingungsregionen nicht erfasst werden. Dies verdeutlicht den Mehrwert einer numerischen Schwingungsanalyse, die Informationen über alle Bereiche der untersuchten Struktur liefert. Trotzdem sind Validierungsmessungen stets empfehlenswert, um die Prognosefähigkeit der Modellierung nachzuweisen.

3. Schwingungsanalyse des Radnabenmotors im Betrieb

Für eine fundierte Bewertung des vibroakustischen Verhaltens eines Motors ist das Verhalten des Gesamtsystems im Betrieb von besonderer Bedeutung. Daher wurden für verschiedene stationäre Betriebspunkte des elektrischen Radnabenmotors experimentelle Schwingungsanalysen durchgeführt. Dazu wurde auf Prototypen von Vorgängermodellen des aktuellen Radnabenmotors zurückgegriffen, um Erkenntnisse zu gewinnen, die anschließend für die Auslegung des Nachfolgemodells genutzt wurden. Für die Schwingungsmessung am Motor unter Last sind neben dem Laservibrometer noch ein Derotator, ein zusätzlicher Referenzlaser sowie eine sehr genaue Drehzahlerfassung erforderlich. Der entsprechende Versuchsaufbau ist in Bild 4 und Bild 5 (links) dargestellt.

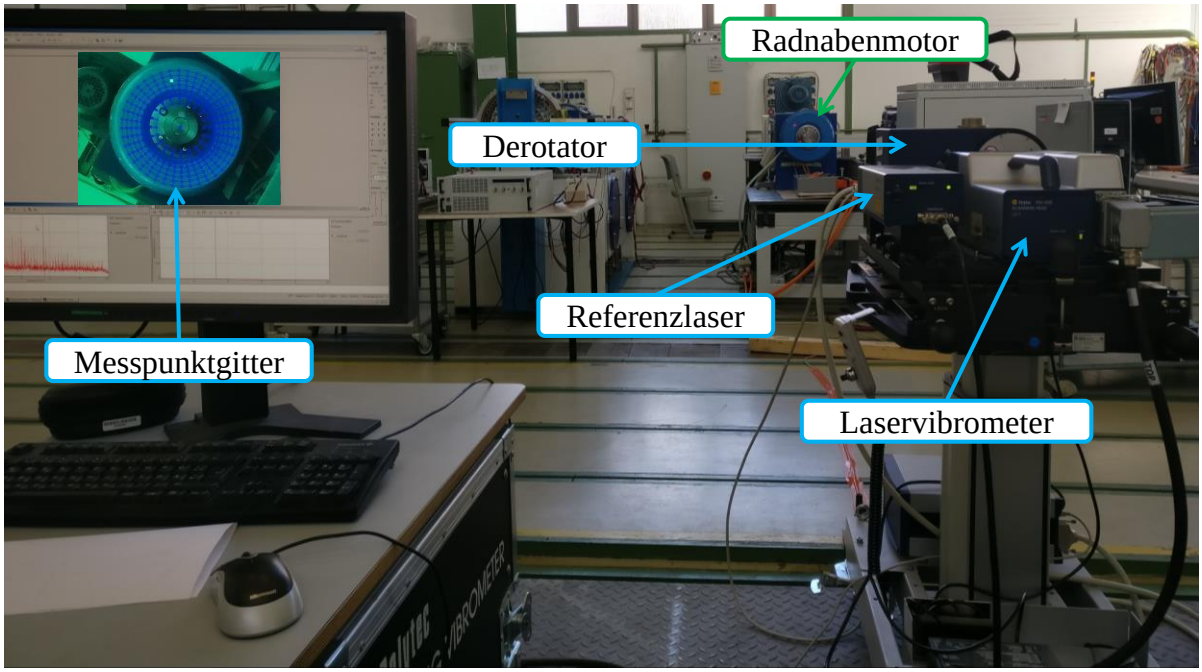


Bild 4: *Versuchsaufbau für die experimentelle Schwingungsanalyse im rotierenden System mittels Derotator*

Im Rahmen der Derotatormessungen wurden stationäre Betriebspunkte mit unterschiedlichen Drehzahlen und unterschiedlichen Lasten untersucht, die mit Hilfe einer elektrischen Bremse (siehe linke Seite von Bild 5) eingestellt wurden.

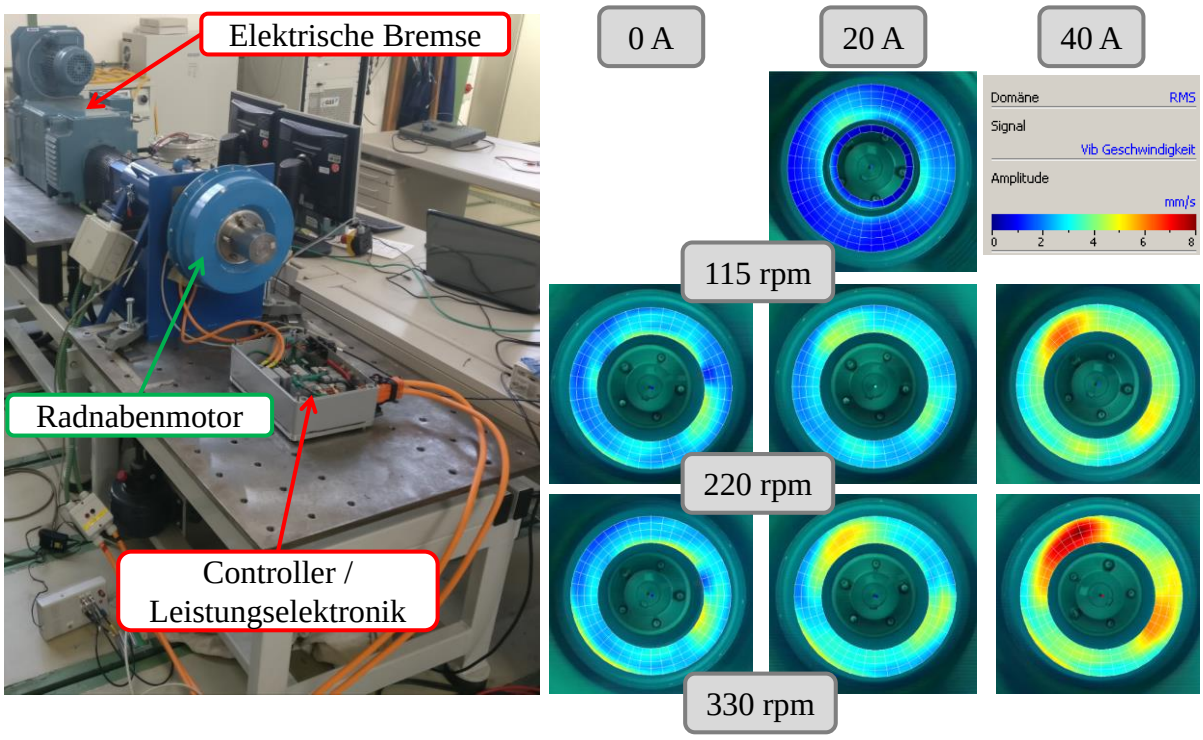


Bild 5: *Schwingungsanalyse im rotierenden System mit Hilfe eines Derotators (links) und ausgewählte Ergebnisse (rechts)*

In Bild 5 (rechts) sind die Ergebnisse der Schwingungsamplituden der Messfläche als RMS-Verteilung (Root Mean Square) für die verschiedenen Betriebspunkte im Frequenzbereich 500-8000 Hz zusammengefasst. Wie erwartet, führen sowohl höhere Lasten als auch höhere Drehzahlen zu einem akustisch auffälligeren Verhalten.

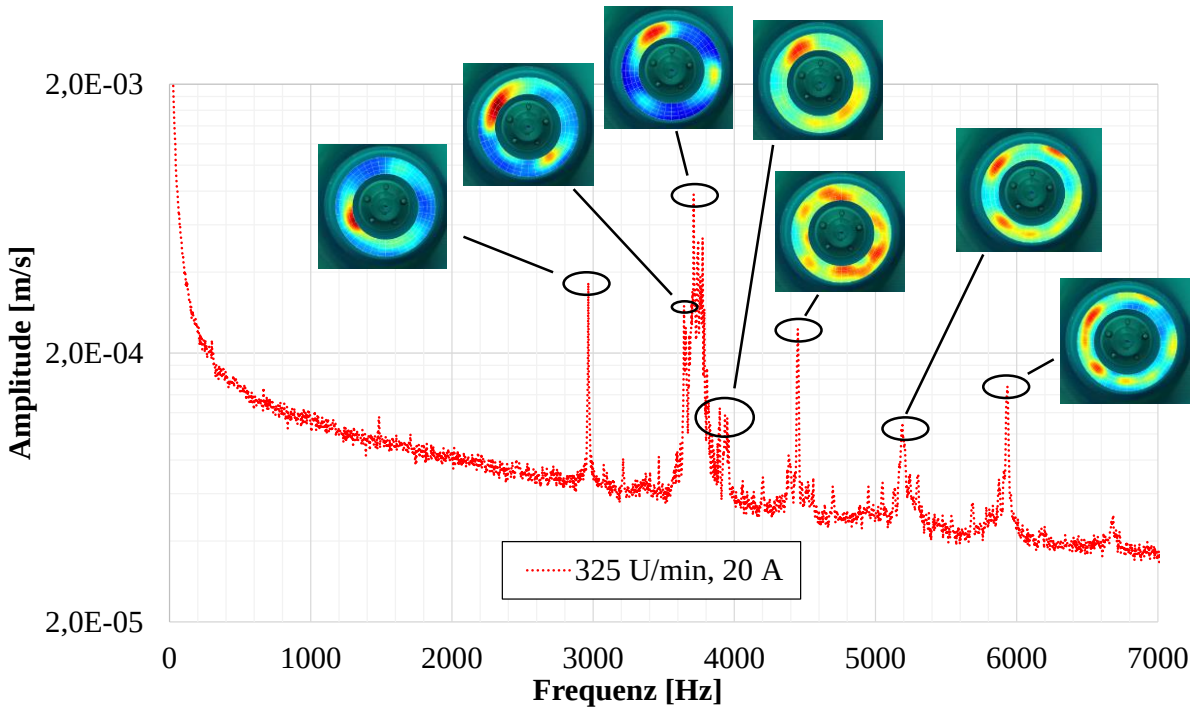


Bild 6: *Frequenzspektrum der Oberflächenschwingung des Radnabenmotors in einem stationären Betriebspunkt*

Das Bild 6 zeigt ein beispielhaftes Ergebnis der Schwingungsmessung am Radnabenmotor für einen speziellen Betriebspunkt. Hier ist das gemittelte Frequenzspektrum der Schwingungsantwort aller Messpunkte des Messgitters (siehe Bild 4) dargestellt. Zusätzlich sind in dem Bild die Schwingungsformen der auffälligsten Frequenzen dargestellt.

4. Untersuchung alternativer Materialsysteme

Ein wichtiger Punkt bei der Auslegung von Radnabenmotoren ist das Gesamtgewicht, da dieses als ungefederte Masse im Rad das Fahrverhalten im Vergleich zu konventionellen, zentral angetriebenen Fahrzeugen maßgeblich beeinflussen kann. Eine höhere Masse bringt außerdem einen höheren Verbrauch mit sich und steht dadurch dem Gedanken der Umweltfreundlichkeit entgegen. Mit dem Ziel sowohl ein geringeres Gewicht als auch ein akustisch günstigeres Verhalten als bei konventionellen Lösungen aus Aluminium zu erreichen, werden in diesem Abschnitt alternative Materialsysteme untersucht. Die Bewertung erfolgt anhand von Untersuchungen an einfachen Plattenstrukturen. Der verwendete Versuchsaufbau befindet sich in einem Freifeldraum und ist in Bild 7 dargestellt.

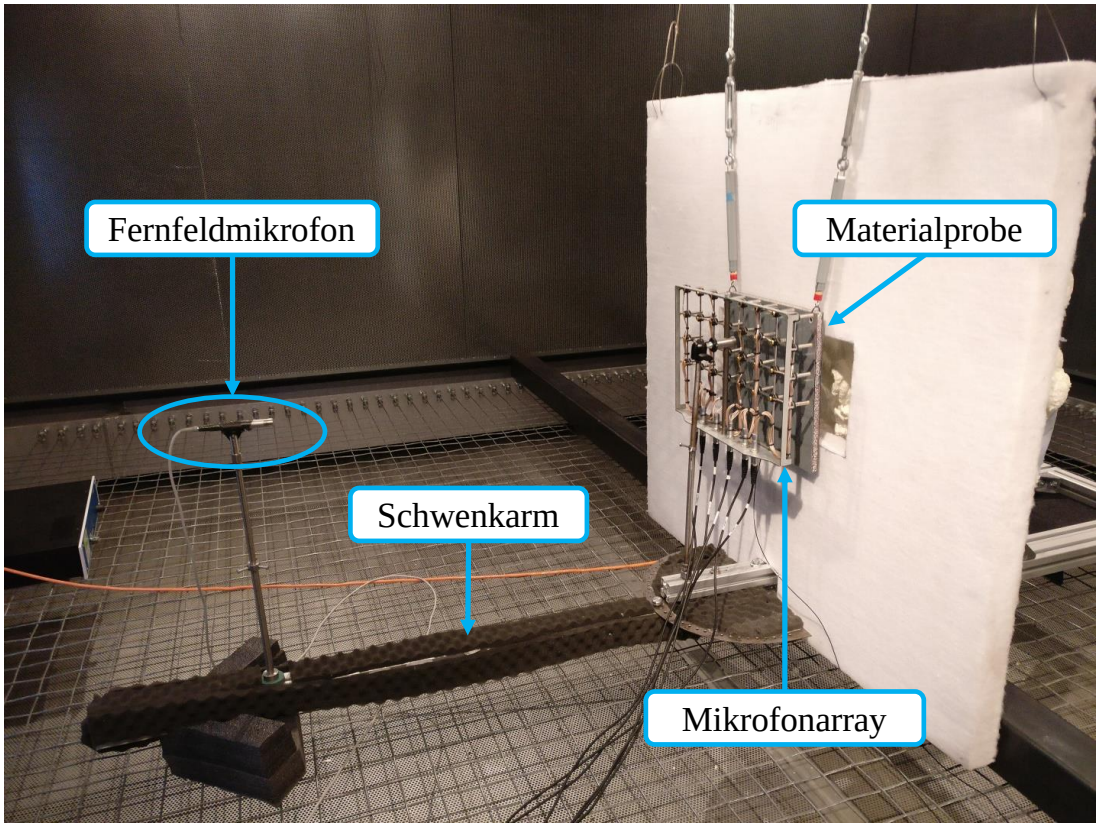


Bild 7: *Versuchsaufbau im Freifeldraum für die akustische Bewertung verschiedener Materialproben*

Zur akustischen Bewertung der Materialproben kam sowohl ein regelmäßiges Mikrofonarray im Nahfeld als auch ein Fernfeldmikrofon zum Einsatz, das zusätzlich die Richtcharakteristik im Fernfeld aufnehmen kann. Zu diesem Zweck ist der Befestigungsarm des Fernfeldmikrofons definiert in Winkelschritten von 5° um das zu ver-

messende Objekt rotierbar. Die Anregung erfolgte mit Hilfe eines gekapselten elektrodynamischen Schwingungserregers an der Plattenrückseite in Form von weißem Rauschen. Durch die Frei- und Fernfeldbedingungen (keine Interferenz, Schalldruck und Schallschnelle in Phase) liefert die Mittelung der Spektren des Schalldruckes über den Schwenkwinkel von 180° ein Maß für die abgestrahlte Schallleistung. Im Rahmen einer Vorstudie wurde festgestellt, dass eine Messung in 10°-Schritten gegenüber einer 5°-Auflösung im Hörfrequenzbereich keinen Informationsverlust mit sich bringt. Aus diesem Grund wurde in allen folgenden Untersuchungen die gröbere Winkelauflösung verwendet.

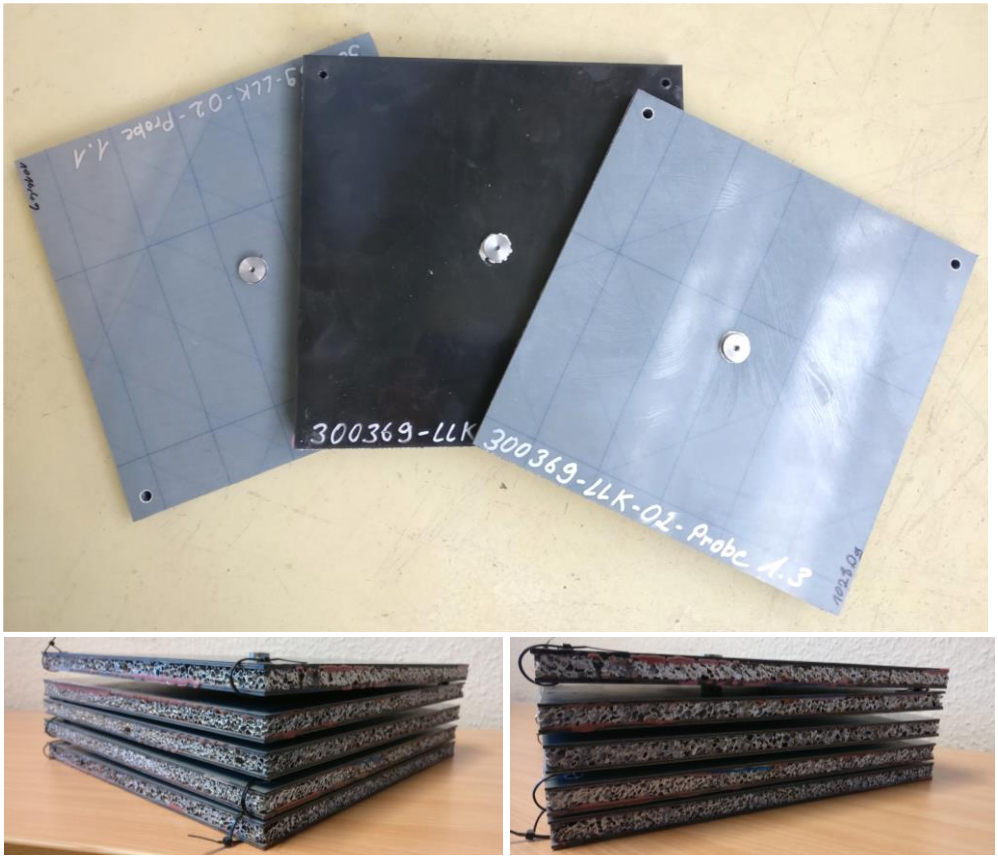


Bild 8: *Untersuchte Materialproben – Sandwichstrukturen mit Aluminiumschaumkern*

In Bild 8 sind die verwendeten plattenförmigen Materialproben zu sehen. Es handelt sich dabei um Sandwichstrukturen mit einem Kern aus Aluminiumschaum und Deckschichten aus GFK (Glasfaserverstärkter Kunststoff), CFK (Kohlenstofffaserverstärkter Kunststoff) und EPDM (Ethylen-Propylen-Dien-Kautschuk). Die Faserverbundwerkstoffschichten unterscheiden sich zusätzlich noch in ihrem Schichtaufbau. Die Porengröße und -verteilung in der Aluminiumschaumschicht variiert sehr stark. Mit den heutigen Produktionsprozessen ist es noch nicht zuverlässig möglich, eine definierte Porenmorphologie zu erzeugen. Dies ist ein Nachteil für eine gezielte vibroakustische Auslegung, da die Poren einen sehr großen Einfluss auf das resultierende Verhalten eines Sandwiches haben. Um die alternativen Materialsysteme im Vergleich zu einer homogenen Aluminiumstruktur bewerten zu können, wurden als Referenz zwei quadratische Aluminiumplatten mit den gleichen Flächenmaßen akustisch vermessen. Mit Dicken von 5,0 mm und ca. 4,5 mm ist ihre Masse identisch zur Masse der schwersten und leichtesten Faserverbund-Aluminiumschaumplatte. Die akus-

tische Bewertung kann daher unter Vernachlässigung der geringen Masseunterschiede direkt erfolgen.

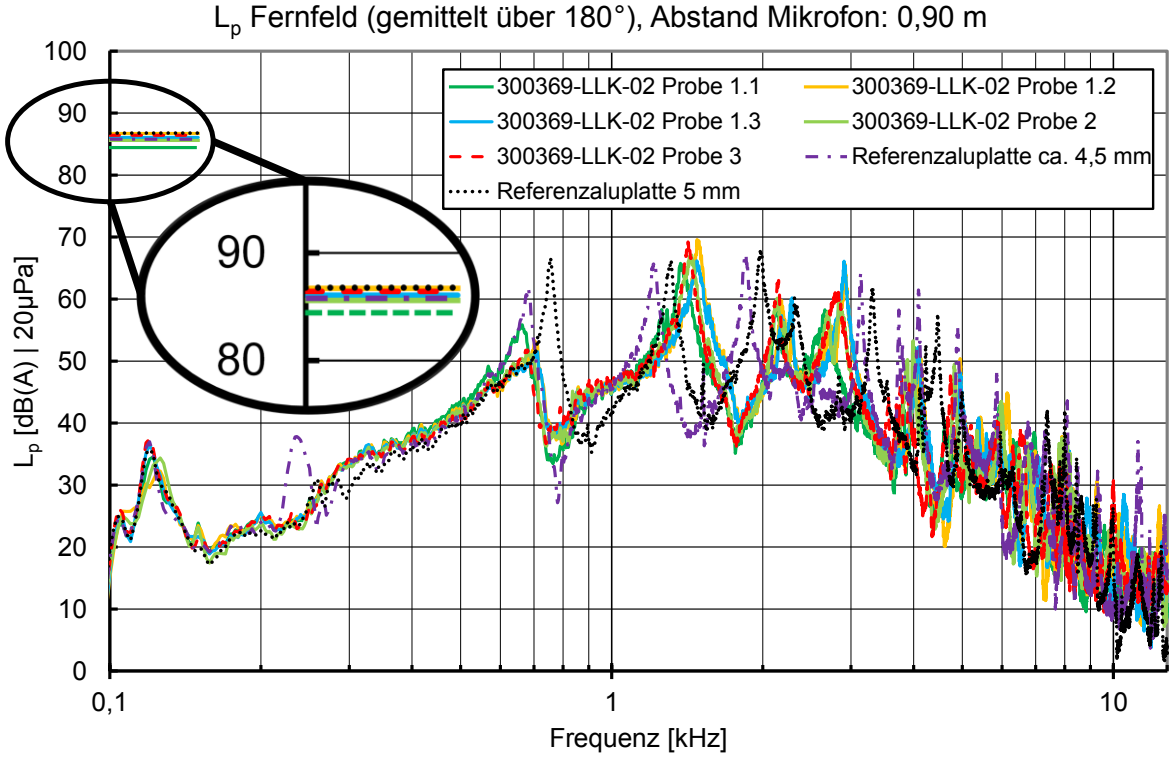


Bild 9: *Im Fernfeld gemessene Schalldruckpegel der unterschiedlichen Materialien*

In Bild 9 sind die gemittelten Spektren des Schalldruckes im Fernfeld für die untersuchten Materialproben dargestellt. In die Mittelung gingen 19 Schalldruckspektren ein, da die Position des Mikrofons zwischen 0° und 180° in 10°- Schritten verstellt wurde. In der Höhe wurde das Fernfeldmikrofon nicht verstellt; es befand sich bei allen Messungen auf Höhe der Plattenmitte der jeweiligen Probe. Am linken oberen Rand des Diagramms (innerhalb der vergrößerten schwarzen Ellipse) sind die Summenpegel aller Konfigurationen eingezeichnet. Diese unterscheiden sich maximal um 2,3 dB, wobei Probe 1.1 den geringsten Summenpegel aufweist. Dies wird im Vergleich zu den anderen Materialproben beispielsweise durch die besonders starke Dämpfung der dritten und vierten Resonanzfrequenz bei etwa 2 und 3 kHz bewirkt. Bei den identisch hergestellten Proben 1.2 und 1.3 ist diese Dämpfung schwächer ausgeprägt. Die Ursache dafür liegt offensichtlich in fertigungsbedingten Schwankungen bei der Herstellung der Proben. Folglich ist eine Reproduzierbarkeit des Ergebnisses nicht gegeben. Eine einheitliche Absenkung des Schalldruckpegels gegenüber den homogenen Aluminiumplatten zeigen die Sandwichproben unterhalb von 700 Hz. Die Sandwichplatten, deren Masse zwischen denen der 4,5 mm und der 5 mm dicken Referenzplatte liegt, bewirken also lediglich eingeschränkte und nicht reproduzierbare Vorteile gegenüber den Referenzplatten aus Aluminium.
In Bild 10 ist der interessante Frequenzbereich von 1 kHz bis 2,2 kHz aus Bild 9 vergrößert dargestellt. Das Bild korreliert die Nahfeld-Schalldruckverteilungen der in diesem Bereich auftretenden Strukturresonanzen mit dem über 180° gemittelten Schalldruck im Fernfeld. Dabei ist zu erkennen, dass sich zwei Eigenschwingungsformen, welche bei den reinen Aluminiumplatten separat bei niedrigeren und höheren Frequenzen vorliegen (siehe Moden in den schwarz punktierten Rahmen bei ca. 1,3 und 1,95 kHz), im Fall der Sandwichstrukturen überlagern und eine neue Eigenform bil-

den. Die leichteste Probe 1.1 weist gegenüber den Proben 1.2 und 1.3 eine geringere Eigenfrequenz und demzufolge auch eine geringere Steifigkeit auf, die sich offenbar in einer geringeren Schallabstrahlung niederschlägt. Die Ursache für die geringere Masse und die geringere Steifigkeit der Probe 1.1 könnte darin bestehen, dass diese Probe im Vergleich zu den Proben 1.2 und 1.3 eine höhere Porosität der Aluminiumschaumkernschicht aufweist.

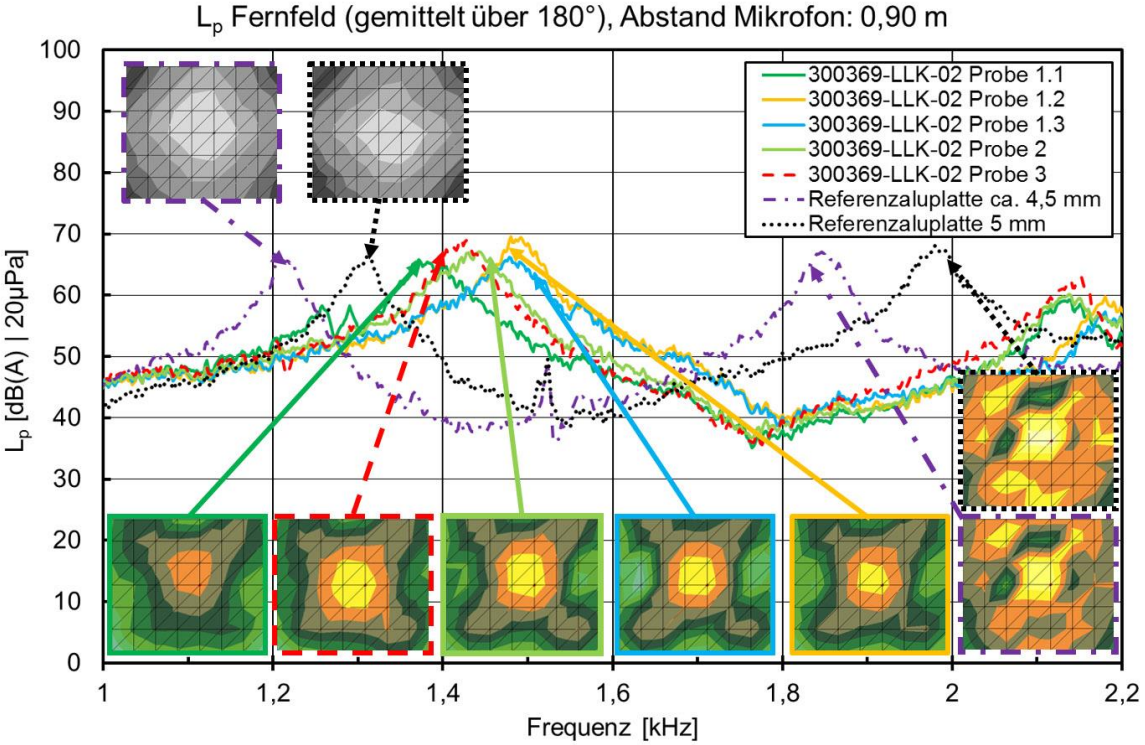


Bild 10: *Korrelation von auffälligen Schalldruckverteilungen im Nahfeld und Amplitudenüberhöhungen im Frequenzgang des Fernfeldmikrofons*

Die mit Hilfe des Mikrofonarrays aufgenommenen Ergebnisse im Nahfeld (50 mm Abstand von der Plattenoberfläche) sind in Bild 11 zusammenfassend dargestellt. Das Bild zeigt die für den Frequenzbereich 100-6400 Hz aufsummierten Schalldruckverteilungen der unterschiedlichen Probekörper. In Bild 11 ist deutlich zu erkennen, dass die in Bild 10 gezeigte Eigenform die gesamte Schallabstrahlung der Platten dominiert. Darüber hinaus wird in Bild 11 bestätigt, dass die verschiedenen Konfigurationen in ihrer akustischen Gesamtwirkung kaum Unterschiede aufweisen, wie anhand der nahezu identischen Verteilungen zu erkennen ist. Die auftretenden Maximalamplituden unterscheiden sich ebenfalls kaum. Daher kann geschlussfolgert werden, dass der Einfluss der alternativen Materialsysteme auf die dominierenden Eigenformen der untersuchten Struktur vernachlässigbar ist. Lediglich einige weniger auffällige Moden werden beeinflusst und führen in den aufsummierten Schalldruckverteilungen zu Amplitudenänderungen von wenigen dB(A) im außermittigen Bereich der Probekörper. Hier ist allerdings festzustellen, dass die auftretenden Amplituden der alternativen Materialsysteme sogar höher sind als die der Aluminiumreferenzkonfiguration. Aufgrund der Tatsache, dass weder die Maximalamplituden noch die Grundcharakteristik der Schallabstrahlung signifikant verändert werden, sind die durch die verschiedenen Materialsysteme verursachten Unterschiede akustisch kaum wahrnehmbar. Die einzige Ausnahme bildet die Sandwichprobe 1.1 mit einer akustisch wahrnehmbaren Reduktion des Gesamtpegels von etwa 2 dB(A).

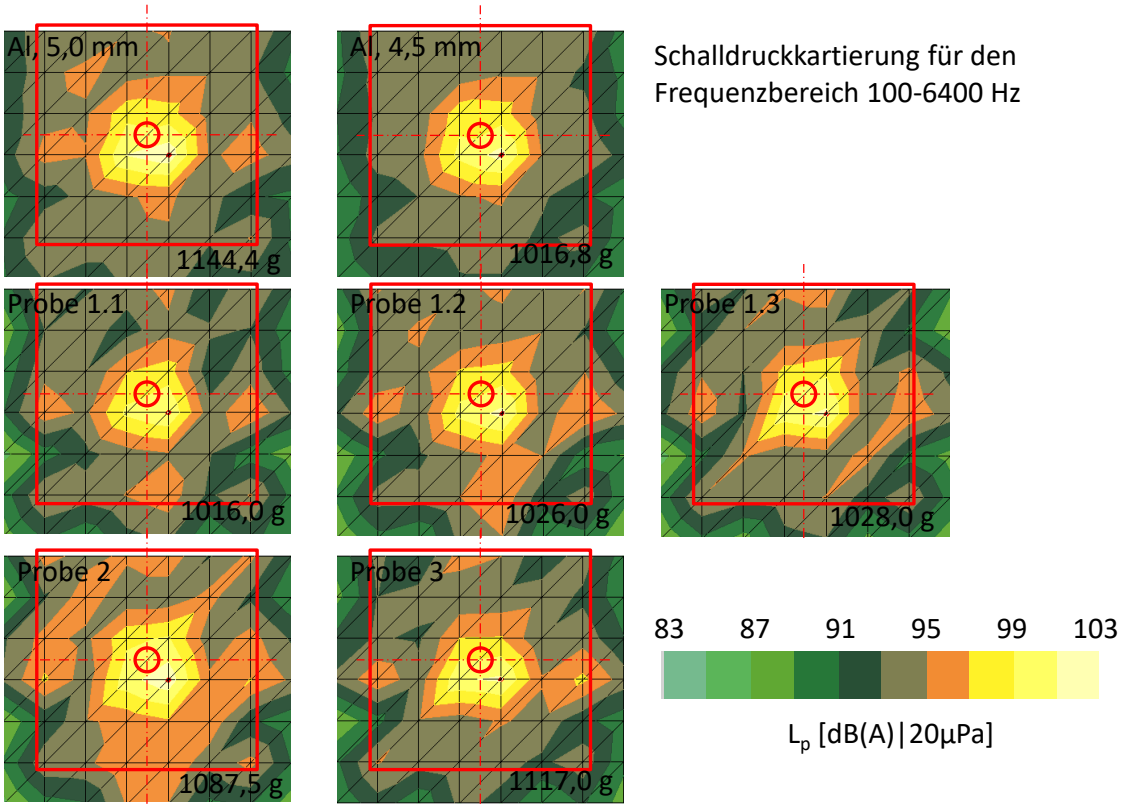


Bild 11: *Aufsummierte Schalldruckverteilungen im Nahfeld im Frequenzbereich von 100 Hz bis 6,4 kHz*

Zum Abschluss wird in den Bildern 12 und 13 die Richtcharakteristik ausgewertet, die mit Hilfe des schwenkbaren Fernfeldmikrofones in 10° Winkelintervallen jeweils auf Höhe der Plattenmitte der jeweiligen Probe aufgenommen wurde (siehe Bild 7).

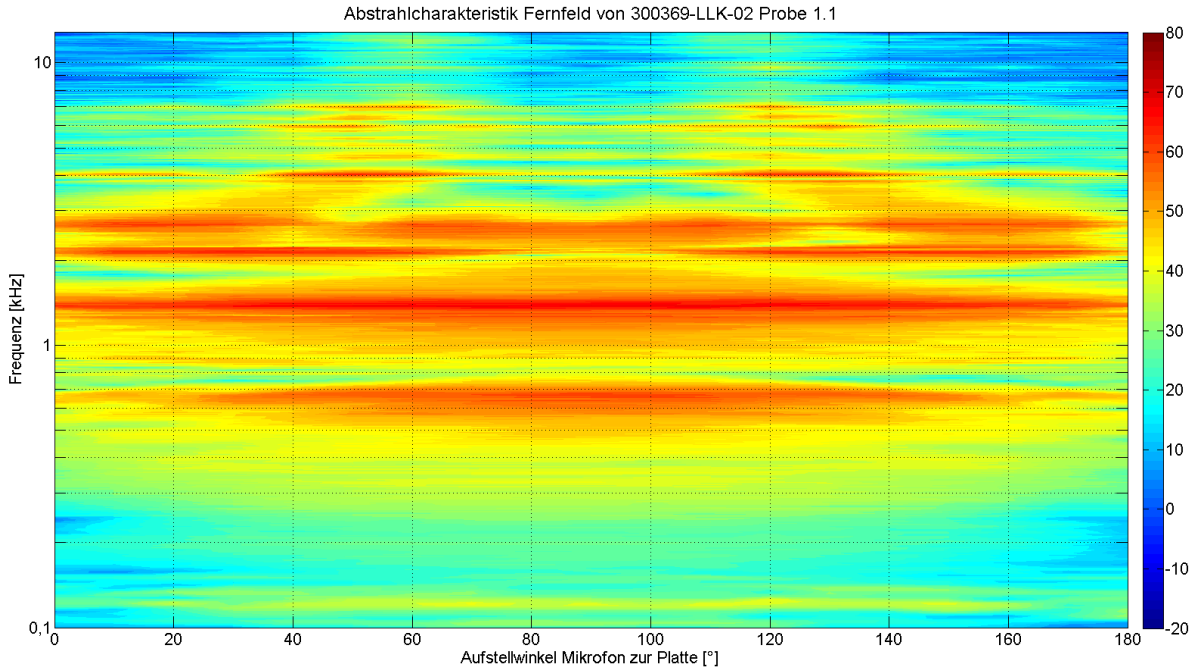


Bild 12: *Mit Fernfeldmikrofon in 10° Intervallen aufgenommene Richtcharakteristik der akustisch günstigsten Materialprobe*

Die gemessenen Abstrahlcharakteristiken der unterschiedlichen Materialsysteme zeigen ebenfalls ein sehr ähnliches Verhalten. Aus diesem Grund ist in Bild 12 exemplarisch lediglich die Abstrahlcharakteristik der Probe 1.1 abgebildet. In Bild 12 lässt sich deutlich erkennen, dass die Abstrahlung in Abhängigkeit von der Frequenz nicht immer omnidirektional erfolgt und insbesondere im höheren Frequenzbereich eine klare Ausbildung von Abstrahlkeulen vorliegt. In diesem Zusammenhang unterstreicht das Bild 12, dass eine alleinige akustische Bewertung auf Basis eines Fernfeldmikrofones, das direkt vor der Materialprobe steht (90°-Richtung), zu fehlerhaften Schlussfolgerungen führen kann. Für die 90°-Richtung treten in Bild 12 für Frequenzen ab 3 kHz keine sehr hohen Amplituden mehr auf; die Keulen befinden sich offensichtlich in der 50°- und der 130°-Richtung. Folglich ist eine direktionale Messung in verschiedenen Aufstellwinkeln zum schallabstrahlenden Objekt für eine aussagekräftige Fernfeldbetrachtung unabdingbar.

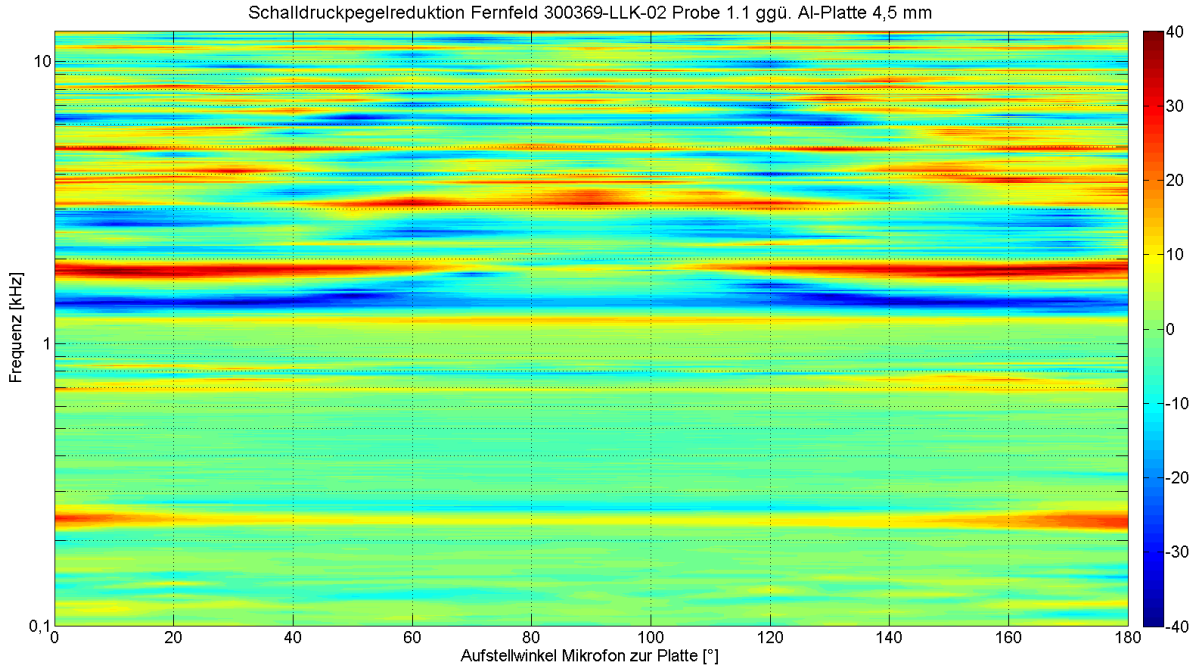


Bild 13: *Richtungsaufgelöste Schallpegelreduktion der akustisch günstigsten Materialprobe im Vergleich zur 4,5 mm dicken Aluminiumreferenzplatte*

Um eine gute Vergleichbarkeit zu erreichen, wurden alle Materialproben mit der 4,5 mm dicken Aluminiumreferenzplatte verglichen und die Schalldruckpegeländerung in Bezug auf die Referenzmessung berechnet. Das Bild 13 zeigt beispielhaft die richtungsabhängige Pegelreduktion der Materialprobe 1.1 im Fernfeld im Vergleich zur Aluminiumplatte. Dabei sind in den Bereichen der hohen Schalldruckpegel (Bild 12) gerade keine hohen Reduktionen zu finden (Bild 13).

Unter Berücksichtigung aller Nah- und Fernfeldergebnisse lässt sich schlussfolgern, dass das Ersetzen homogener Metallstrukturen durch Metallschaum-Kunststoffverbunde drei wesentliche Effekte bewirkt:

(1) Es kommt zu Änderungen des strukturellen Schwingungsverhaltens. Dies beinhaltet Frequenzverschiebungen sowie das Verschwinden und Auftauchen von Eigenschwingungsformen.

(2) Die Anwendung von Sandwichstrukturen mit Aluminiumschaumkern kann mess- und hörbare Schalldruckreduktionen von etwa 2 dB(A) bewirken. Allerdings zeigen die identisch hergestellten Proben 1.1, 1.2 und 1.3, dass eine Reproduzierbarkeit des Ergebnisses nicht gegeben ist. Die im positiven Sinne herausstechende Probe 1.1 wies im Vergleich sowohl eine geringere Masse als auch eine geringere Steifigkeit auf. Dies lässt auf eine höhere Porosität in der Aluminiumschaumschicht schließen, die sich offenbar akustisch vorteilhaft auswirkt.

(3) Eine verbessernde Wirkung der dünnen zusätzlichen EPDM-Beschichtung der Probe 3 lag im vorliegenden Testfall lediglich im wenig relevanten Frequenzbereich oberhalb von 3 kHz vor (siehe Bild 9).

Abschließend kann zusammengefasst werden, dass der finanzielle und produktionstechnische Mehraufwand zur Herstellung komplexer Sandwichstrukturen aus akustischer Sicht nicht gerechtfertigt erscheint; insbesondere im Hinblick auf die nicht ausreichend beherrschbaren Fertigungstoleranzen. Demzufolge gilt es zu klären, ob andere Vorteile, wie beispielsweise eine geringere Masse, ein günstigeres thermisches Verhalten oder positive Aspekte hinsichtlich der elektromagnetischen Verträglichkeit, zu erreichen sind, die den Einsatz dieser Materialsysteme dennoch rechtfertigen.

5. Numerische Analyse von Versteifungskonfigurationen

Auf Basis der entwickelten und bereits validierten Simulationsmodelle wurden unterschiedliche Verrippungsstrategien hinsichtlich ihrer Auswirkung auf das vibroakustische Verhalten verglichen. In vorangegangen Studien [8, 9] wurden diese Untersuchungen bereits für einen Radnabenmotor durchgeführt, dessen Rotor aus Aluminium besteht. Einige der untersuchten Versteifungskonfigurationen des Aluminiumrotors sind in Bild 14 dargestellt. Die numerischen Analysen in [8, 9] ergaben, dass die Version 7 aus Bild 14 als Rippenmuster am vorteilhaftesten ist und lediglich eine geringe Zusatzmasse erfordert. Detailliertere Informationen sind in den zugehörigen Veröffentlichungen zu finden [8-10].

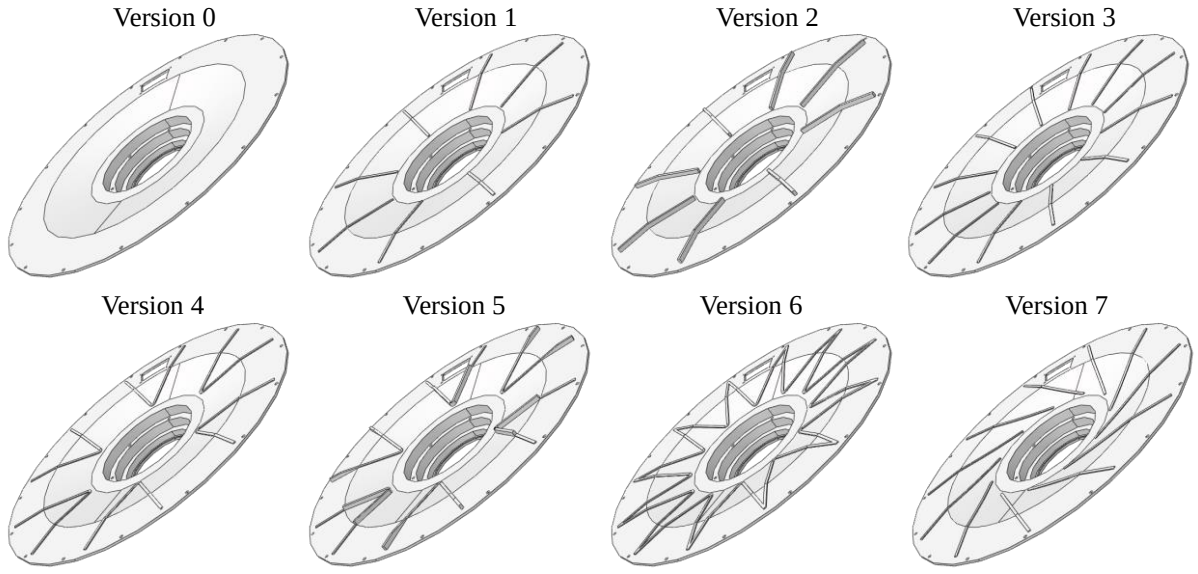


Bild 14: *Versteifungsvarianten der Seitendeckel des Radnabenmotors*

In diesem Beitrag soll nun das vibroakustische Verhalten eines Rotors aus Faserverbundwerkstoffen analysiert und verbessert werden. Aufgrund der vorliegenden Erfahrungen wird auf das gleiche Muster zur Anordnung der Versteifungselemente zurückgegriffen (siehe Bild 15). Die im Simulationsmodell definierten Randbedingungen, die Geometrie sowie die Anregung des Seitendeckels aus Faserverbundwerkstoff sind in den Bildern 15 und 16 dargestellt.

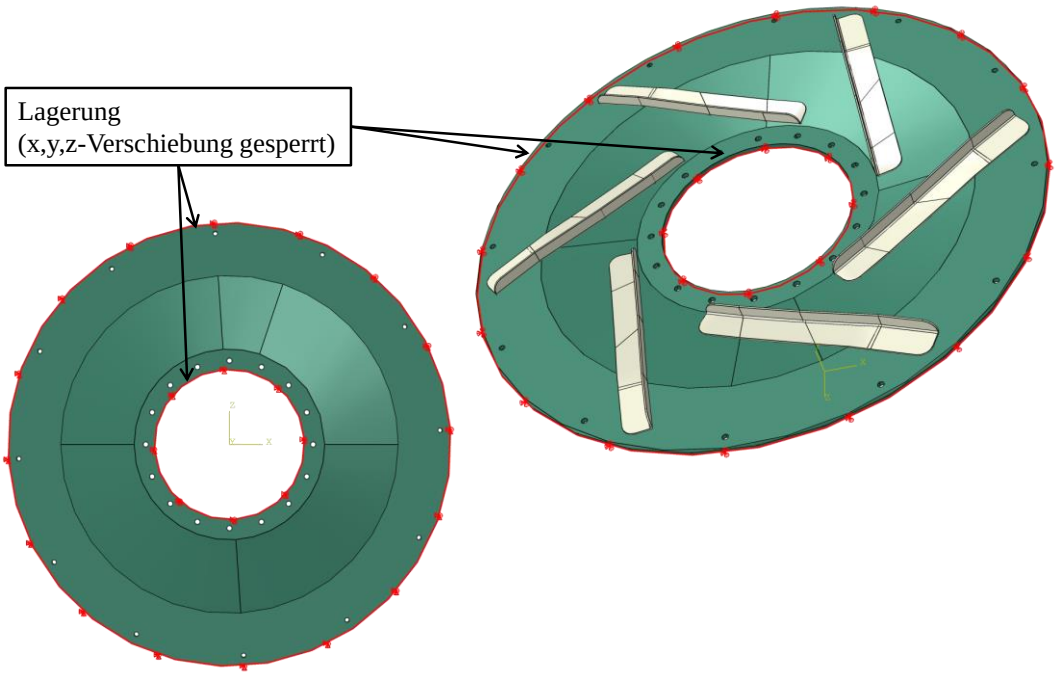


Bild 15: *Randbedingungen im Simulationsmodell des Rotordeckels aus Faserverbundwerkstoff (Deckel und Rippen weisen einen unterschiedlichen Lagenaufbau auf)*

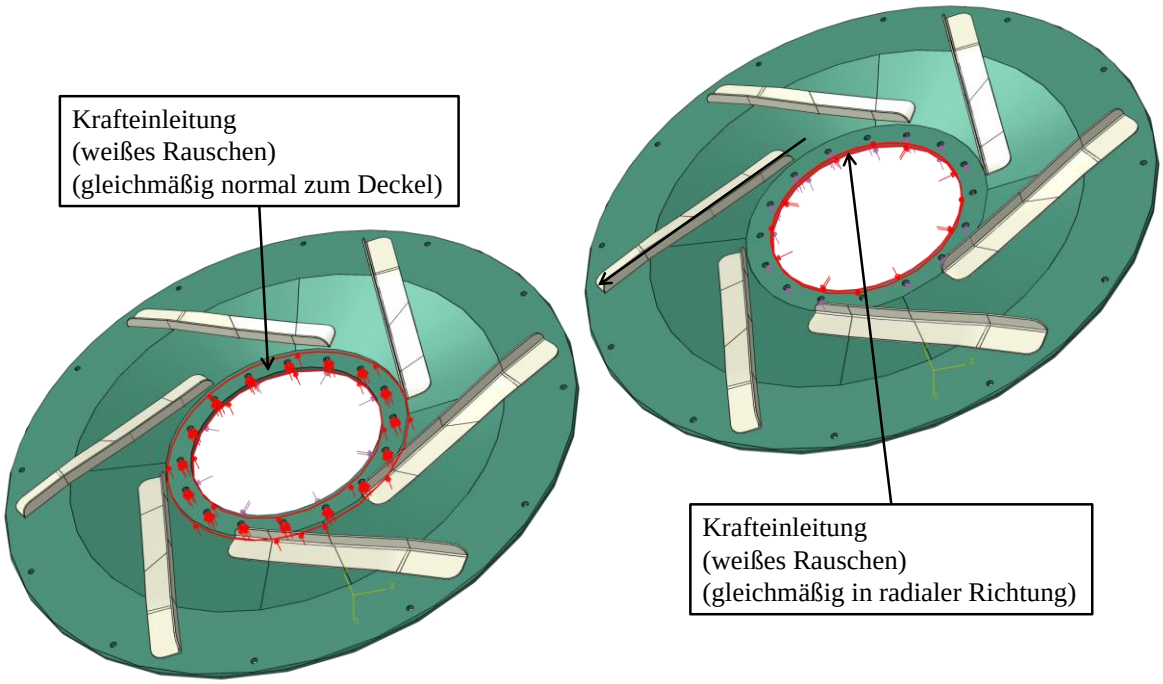


Bild 16: *Kraftanregung im Simulationsmodell des Deckels aus Faserverbund*

Aufgrund der Faserverbundbauweise ist es im Gegensatz zu Metalllösungen nicht möglich, den Deckel und die Versteifungselemente als ein Bauteil zu fertigen. Daher werden die Rippen aus Faserverbundwerkstoff nachträglich mit Hilfe adhäsiver Bindemittel dauerhaft appliziert. Um die Funktionsfähigkeit der Klebeverbindung garantieren zu können, ist eine ausreichend große Klebefläche notwendig. Aus diesem Grund ist der Fuß der Versteifungen wesentlich breiter ausgeführt als es in der Aluminiumvariante der Fall ist. Die Rippenform mit dem einseitigen Fuß wurde aus Gründen der Herstellbarkeit gewählt. Die Frage, die mittels numerischer Studien geklärt werden soll, ist, wie viele Rippen aus akustischer Sicht vorteilhaft sind. Die Geometrie der einzelnen Rippen ist aus Kostengründen nicht modifizierbar und das Muster wurde auf Basis der Ergebnisse der vorangegangen Studien festgelegt.



Bild 17: *Diskretisiertes Modell des Rotordeckels aus Faserverbundwerkstoff*

In Bild 17 ist die Finite Elemente Diskretisierung des Seitendeckels des Rotors aus Faserverbundwerkstoff beispielhaft für die Konfiguration mit sechs Rippen dargestellt. Insgesamt besteht das Modell je nach Rippenanzahl aus 145.000-155.000 Tetraederelementen mit quadratischen Ansatzfunktionen, die eine maximale Kantenlänge von 3 mm besitzen. Die strukturdynamischen Analysen wurden aus Gründen der Rechenzeit im Modalraum durchgeführt und die Strukturschwingungen im Frequenzbereich 0-5 kHz ausgewertet. Für die modale Superposition wurden alle Eigenformen im Frequenzbereich bis 10 kHz berücksichtigt (insgesamt etwa 250 Stück).
Die Auswertung der numerischen Analysen erfolgte hinsichtlich zweier Größen, dem Summenpegel der Oberflächenschnelle bzw. dessen Verteilung und dem ERP (Equivalent Radiated Power), einer frequenzabhängigen Energiegröße. Diese wird häufig als Äquivalent der abgestrahlten Schallleistung genutzt, obwohl sie Abstrahleffekte wie den akustischen Kurzschluss nicht berücksichtigen kann. Der Vorteil der ERP-Betrachtung besteht darin, dass keine Berechnung des Fluidraumes erforderlich ist. Die Berechnung der ERP-Werte Φ_{ERP} erfolgte ausschließlich unter Nutzung der berechneten Oberflächenschnellen v_n in Kombination mit der Schallgeschwindigkeit c und der Dichte ϱ des Fluids gemäß

$$\Phi_{ERP} = \frac{1}{2} c \varrho \int v_n^2 dA \quad . \tag{1}$$

Das Bild 18 zeigt den Summenpegel der Oberflächenschnelle im Frequenzbereich von 0 bis 5 kHz für verschiedene Versteifungskonfigurationen. Dieser Frequenzbereich beinhaltet alle Einzelfrequenzen, die sich bei der experimentellen Untersuchung der Vorgängerversionen des Radnabenmotors als hörakustisch relevant erwiesen haben. Die Frequenzen, die das Geräusch des hier untersuchten Radnabenmotors klar dominieren, liegen unterhalb von 4 kHz. Die in der Simulation genutzte Frequenzauflösung beträgt 5 Hz. Um den Summenpegel der Schnelleverteilung im Frequenzbereich von 0 bis 5 kHz zu berechnen, werden die komplexen Beträge der Schnelleverteilungen der Einzelfrequenzen genutzt. Aus dem Vergleich der Summenpegel wird klar, dass die Konfiguration mit acht Rippen am günstigsten ist. Die dargestellten Verteilungen legen nahe, die Variante mit vier Rippen als die nächstbeste Alternative anzusehen.

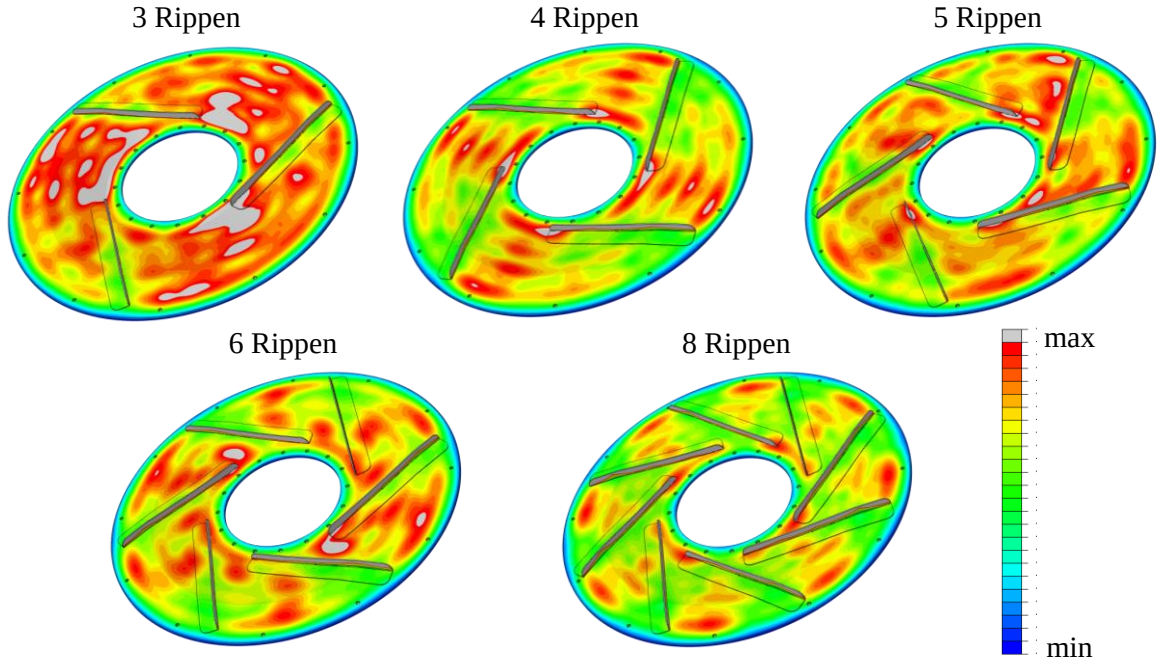


Bild 18: *Summenpegel der Schnelleverteilungen im Frequenzbereich 0-5 kHz*

Für die Interpretation der Ergebnisse ist es wichtig, dass die Auswertegrößen nicht von der Diskretisierung oder der gewählten Frequenzschrittweite abhängen. Anderenfalls können Konfigurationen als vibroakustisch unauffälliger eingeschätzt werden, obwohl lediglich dominante Eigenfrequenzen aufgrund der Frequenzauflösung nicht berücksichtigt und stattdessen deren wesentlich unkritischere Nachbarn ausgewertet wurden. Um die Vergleichbarkeit zu gewährleisten, wurde für die ERP-Berechnung der untersuchten Designvarianten ausschließlich die in Bild 20 rot hervorgehobene Deckelfläche ausgewertet. Diese Fläche unterhalb der Rippen ist unabhängig von der Rippenanzahl immer identisch und auch deren Diskretisierung ist für alle untersuchten Konfigurationen konstant, da die Rippen nur appliziert werden und demzufolge die Geometrie des Deckels an sich nicht beeinflussen. Darüber hinaus wurde für die ERP-Berechnung eine sehr feine Frequenzschrittweite von 1 Hz gewählt, um zu vermeiden, dass auffällige Frequenzen nicht erfasst werden. Der Berechnungsaufwand steigt zwar linear mit der Anzahl der zu berechnenden Frequenzen, ist aber aufgrund der Nutzung modal reduzierter Modelle im vorliegenden Fall unproblematisch.

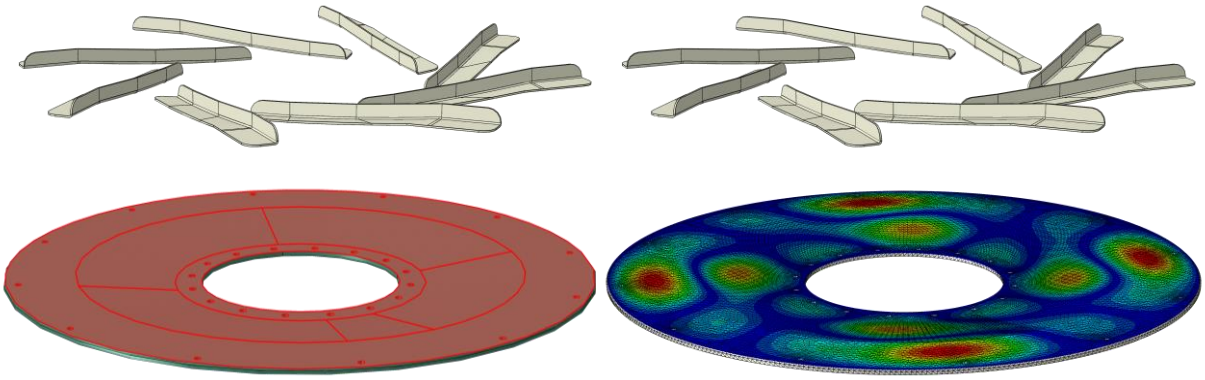


Bild 19: *Explosionsdarstellung des Faserverbunddeckels mit acht Rippen (links), beispielhaftes Simulationsergebnis (rechts)*

In den Bildern 20-23 wird wieder der Frequenzbereich 0-5 kHz ausgewertet. Das Bild 20 zeigt den Einfluss des Dämpfungsfaktors auf den resultierenden ERP-Verlauf des seitlichen Rotordeckels aus Faserverbundwerkstoff. Eine höhere Dämpfung reduziert die Maximalamplituden und verbreitert die Resonanzpeaks. Als Faserverbundwerkstoff des Rotordeckels wurde E-Glas verwendet. Dessen Dämpfungseigenschaften sind unbekannt. Aus diesem Grund wurde der Einfluss der Dämpfung separat untersucht, um sicherzustellen, dass eine gute Vergleichbarkeit zwischen den verschiedenen Konfigurationen gegeben ist. Die Idee bestand darin, durch eine geeignete Dämpfung die Abhängigkeit der Lösung von der Frequenzauflösung weiter zu reduzieren, da die Resonanzpeaks sowohl flacher als auch breiter werden. In Kombination mit einer Frequenzauflösung von 1 Hz wurde ein modaler Dämpfungsfaktor von 0,005 gewählt, um die Amplituden der Resonanzpeaks nicht zu stark zu reduzieren.

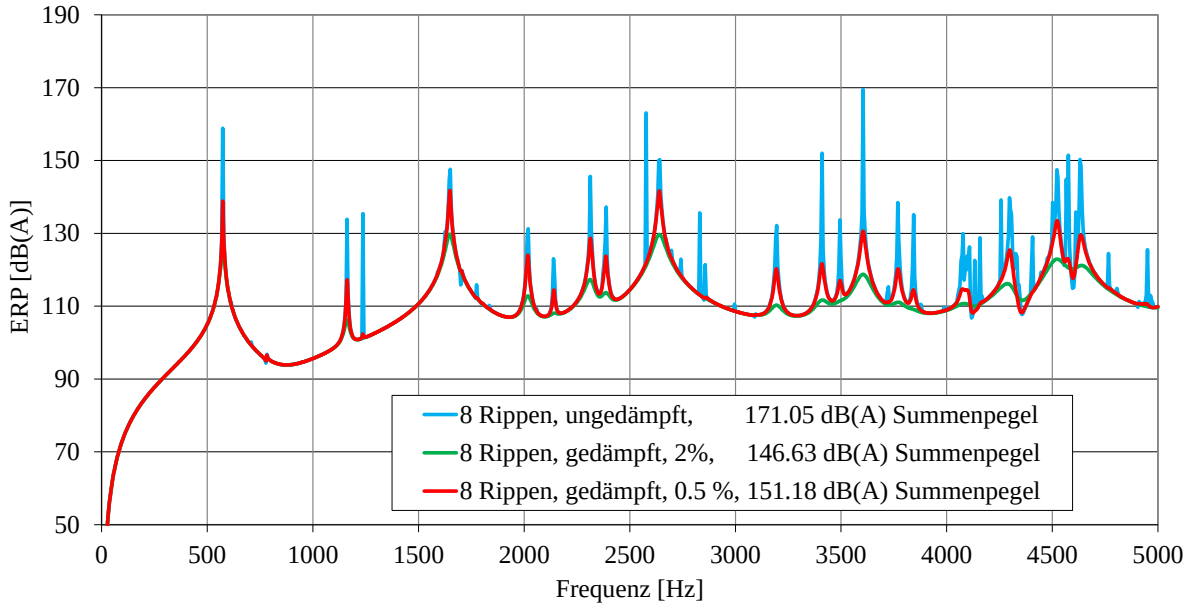


Bild 20: *Einfluss des Dämpfungsfaktors auf den resultierenden ERP-Verlauf des seitlichen Rotordeckels aus Faserverbundwerkstoff*

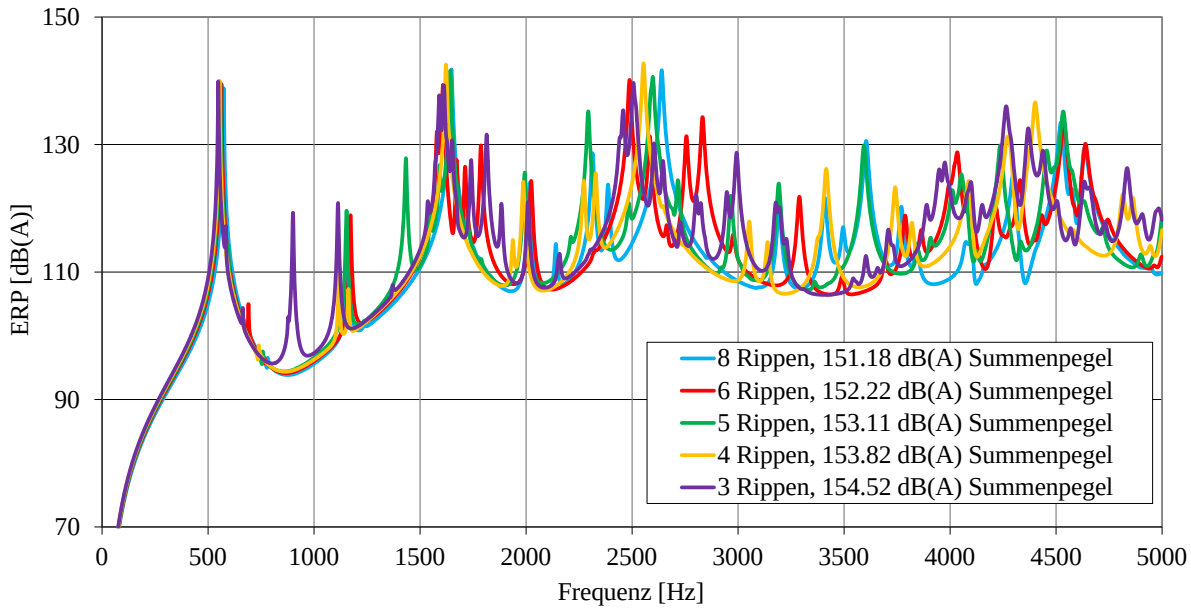


Bild 21: *Berechnete ERP-Verläufe des Rotordeckels aus Faserverbundwerkstoff mit unterschiedlicher Anzahl von Versteifungsrippen*

In Bild 21 ist der Vergleich der berechneten ERP-Verläufe der verschiedenen Konfigurationen des Rotordeckels aus Faserverbundwerkstoff dargestellt. Zusätzlich sind in der Legende der Bilder 21-23 jeweils die Summenpegel des ERP mit angegeben. Es ist zu erkennen, dass die Versteifung durch zusätzliche Rippen die Eigenfrequenzen der zugehörigen Eigenformen erhöht, wodurch auch die Modendichte im betrachteten Frequenzbereich deutlich reduziert wird.

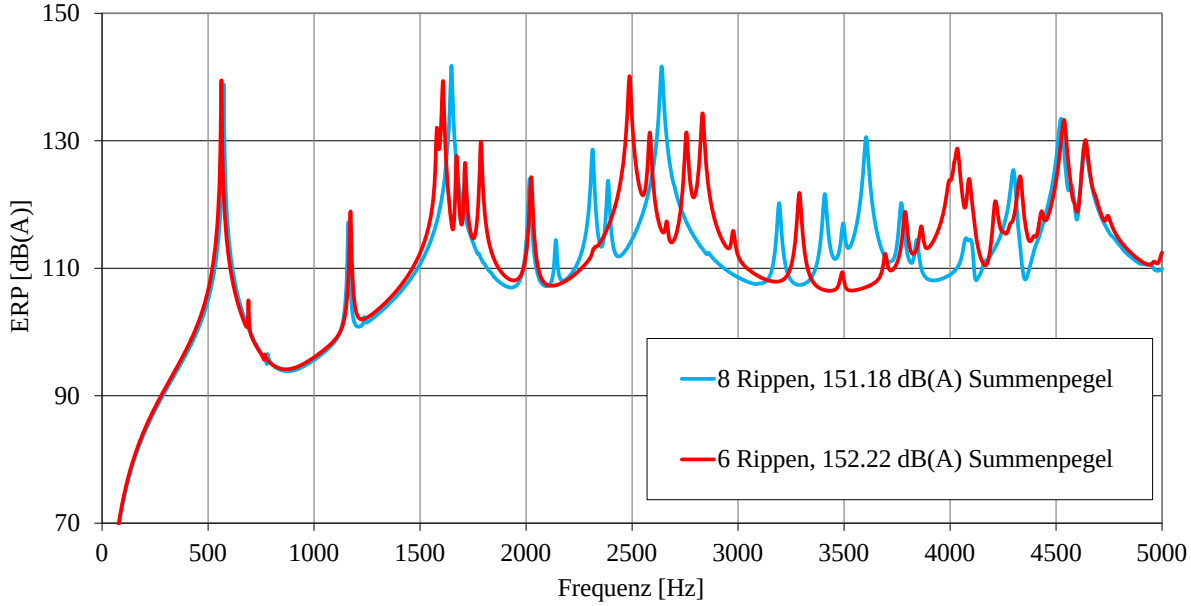


Bild 22: *Isolierte Ansicht der berechneten ERP-Verläufe des Rotordeckels aus Faserverbundwerkstoff mit sechs und acht Versteifungsrippen*

Das Bild 22 beinhaltet der Übersichtlichkeit halber lediglich zwei verschiedene Konfigurationen, um die angesprochenen Unterschiede einfacher erkennen zu können.

Die Gegenüberstellung aller berechneten ERP-Verläufe zeigt, dass die Verwendung von acht Rippen am vorteilhaftesten ist. Natürlich führt diese Konfiguration auch zur größten Zusatzmasse. Im Unterschied zu den aufsummierten Schnelleverteilungen in Bild 18, bei denen die Nutzung von vier Rippen als zweitbeste Lösung erscheint, ergibt sich aus Bild 23, dass die Konfiguration mit sechs Rippen besser als diejenige mit vier Rippen ist, insbesondere wenn der Summenpegel betrachtet wird.

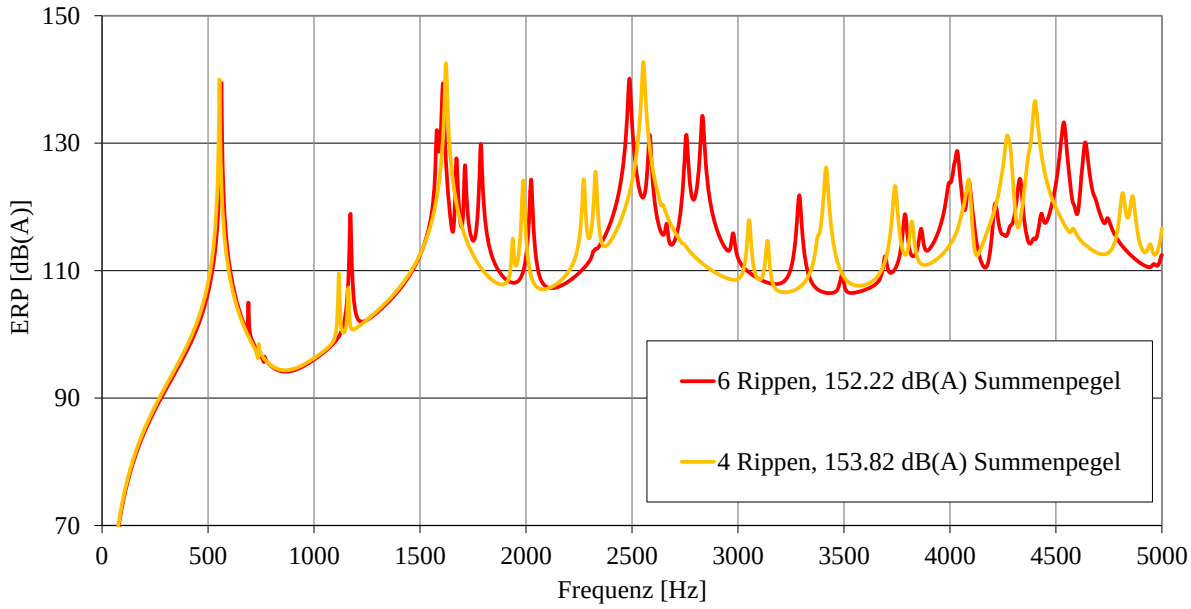


Bild 23: *Isolierte Ansicht der berechneten ERP-Verläufe des Rotordeckels aus Faserverbundwerkstoff mit vier und sechs Versteifungsrippen*

Allerdings ist in Bild 23 zu erkennen, dass die Konfiguration mit vier Rippen eine deutlich geringere Modendichte aufweist. Dies stellt natürlich einen Vorteil dar. In weiten Frequenzbereichen ist der Deckel mit vier Rippen akustisch unauffälliger als der Deckel mit sechs Rippen, aber insbesondere bei den drei höchsten Resonanzpeaks im gesamten ausgewerteten Spektrum liegen die Amplituden des Deckels mit vier Rippen höher, wodurch sich der höhere Summenpegel erklärt. Welche Konfiguration aus akustischer Sicht geeigneter ist, hängt demzufolge von den Frequenzen ab, die im Betrieb besonders stark angeregt werden.
Abschließend kann unter Berücksichtigung aller Ergebnisse zusammengefasst werden, dass von den untersuchten Konfigurationen die Variante mit acht Rippen aus akustischer Sicht am besten ist. Sollte dies aufgrund anderer Entscheidungsgrößen, wie Masse, Kosten oder Produzierbarkeit, eine ungünstige Konstellation darstellen, kann alternativ auf die Variante mit vier Rippen zurückgegriffen werden. Sechs Rippen erscheinen anhand der erzielten Ergebnisse ebenfalls als eine mögliche Option, wohingegen die Nutzung von drei Rippen unvorteilhaft ist.

6. Anwendung granularer Dämpfer zur Schwingungsberuhigung

Eine weitere Idee zur Verbesserung des akustischen Verhaltens des Radnabenmotors aus Aluminium bestand darin, die Seitendeckel des Rotorgehäuses mit Hohlräumen zu versehen und diese mit absorbierenden Materialien zu füllen, um den re-

sultierenden Pegel der Oberflächenschwingungen bzw. des abgestrahlten Schalldrucks zu reduzieren [10]. Darüber hinaus reduzieren zusätzliche Hohlräume natürlich die Gesamtmasse. Zudem kann es durch ein geschicktes Design gelingen, die Steifigkeit des Gesamtsystems nahezu nicht zu beeinflussen. Somit lassen sich durch diese Maßnahme die beiden Ziele, Leichtbau und akustische Optimierung, vereinen, ohne negative Auswirkungen auf andere wesentliche Eigenschaften des Gesamtsystems zu verursachen. Für die Füllung der Kavitäten wurden verschiedene Materialien, wie Schaumstoffe, Faservliese und imprägnierte Schaumstoffe, die bereits in [11] bezüglich ihrer akustischen Dämpfungseigenschaften charakterisiert wurden, verwendet. Außerdem wurde zum Vergleich das in [12] vorgestellte Dämpfungskonzept an den Seitendeckeln des Radnabenmotors erprobt. Das Konzept beruht auf der Dissipation von Schwingungsenergie aufgrund von Reibung und wechselseitigen Stößen zwischen den Körnern des in die Hohlräume eingefüllten Granulates. In [13] wurde gezeigt, dass eine Konstruktion mit innen liegenden Kavitäten eine ideale Ausgangsbasis für den Einsatz granularer Medien zur Schwingungsreduktion darstellt. In [10] zeigten die imprägnierten Schäume und das untersuchte Granulat die größte Schwingungsdämpfung. Allerdings verursachte das Granulat aufgrund der wesentlich höheren Dichte eine sehr viel größere Zusatzmasse. Demzufolge wurde in [10] die Anwendung der imprägnierten Schäume empfohlen. Als Weiterentwicklung zu den in [10] veröffentlichten Ergebnissen sind in diesem Zusammenhang die Resultate einer Folgestudie [14] zu nennen, bei der ein Granulat aus einem Gummiwerkstoff sehr große Pegelreduktionen bei vergleichsweise geringer Zusatzmasse erzielte. Durch die geringe Dichte und die guten Dämpfungseigenschaften stellt dieses Material eine Alternative zu den imprägnierten Schaumstoffen dar, die beim Vergleich in [10] am besten abgeschnitten haben. Es ist jedoch anzumerken, dass die Assemblierung der Seitendeckel wesentlich einfacher ist, wenn die Kavitäten mit zugeschnittenen Schaumhalbzeugen gefüllt werden. Eine saubere und reproduzierbare Herstellung bei einer Füllung mit Granulat ist wesentlich schwieriger.

7. Fazit und Ausblick

Im vorliegenden Beitrag wurde in Fortführung vorangegangener Studien am Beispiel eines modernen Radnabenmotors gezeigt, wie das akustische Verhalten einer elektrischen Maschine auf Basis virtueller Konstruktionsdaten verbessert werden kann, bevor reale Prototypen verfügbar sind. Zu diesem Zweck wurde eine ganzheitliche Simulationsmethodik vorgestellt [3] und durch schrittweise Geometriemodifikationen und numerische Parameterstudien auf rein virtueller Basis ein akustisch verbessertes Design entwickelt. Dabei wurde neben der erreichbaren Pegelreduktion und Masseersparnis auch die Produzierbarkeit betrachtet. Neben den numerischen Analysen der entwickelten Konstruktionsvarianten wurden auch experimentelle Untersuchungen des Radnabenmotors in verschiedenen Betriebszuständen durchgeführt. Die experimentellen Ergebnisse wurden genutzt, um die verwendeten Simulationsmodelle zu validieren. Außerdem sind die an Prototypen von Vorgängerversionen des Radnabenmotors gesammelten Erfahrungen in die Entwicklung der nachfolgenden Konstruktionsalternativen mit eingeflossen. Darüber hinaus wurden alternative Materialsysteme untersucht, um die Frage zu klären, ob es möglich ist, akustische Vorteile zu erzielen, wenn in einigen Hauptkomponenten des Motors die klassischen Metallwerkstoffe ersetzt werden. Im Fokus standen dabei Faserverbundwerkstoffe und Sandwichstrukturen mit einer Kernschicht aus Aluminiumschaum. Für den Ver-

gleich der unterschiedlichen Materialsysteme wurden akustische Messungen genutzt, die mit Hilfe eines Mikrofonarrays und eines Fernfeldmikrofons in einem Vollfreifeldraum durchgeführt wurden. Es wurde festgestellt, dass durch die untersuchten Materialsysteme im Vergleich zu einer herkömmlichen Aluminiumkonstruktion, die als Referenz diente, lediglich geringe Verbesserungen erzielt werden konnten. Allerdings zeigte sich, dass eine höhere Porosität des Aluminiumschaumkerns akustisch vorteilhaft zu sein scheint. Die experimentelle Untersuchung der vibroakustisch optimierten Prototypen aus Aluminium und Faserverbundwerkstoffen steht noch aus und wird im weiteren Projektverlauf erfolgen.

8. Danksagung

Die vorgestellten Ergebnisse entstanden im Rahmen des Verbundprojektes „COmpetence in MObility – COMO“, das mit Geldern des Europäischen Fonds für regionale Entwicklung (EFRE) und des Landes Sachsen-Anhalt gefördert wird. Die Autoren bedanken sich für die gewährte finanzielle Förderung. Außerdem gilt Herrn Alexander Falken (INVENT GmbH, Braunschweig) und Herrn Carsten Lies (Fraunhofer-Institut für Werkzeugmaschinen und Umformtechnik IWU, Chemnitz) Dank für die Bereitstellung der Probekörper aus Aluminiumschaum-Sandwichstrukturen mit Faserverbund-Decklagen.

Literatur

[1] A. Zörnig, R. Hinzelmann, R. Kasper, „Methodische Konstruktion eines Radnabenmotors mit Radialfluss-Luftspaltwicklung für Kleinwagen," in 14. Gemeinsames Kolloquium Konstruktionstechnik, 2016

[2] R. Kasper and N. Borchardt, “Boosting Power Density of Electric Machines by Combining Two Different Winding Types”, in 7th IFAC Symposium on Mechatronic Systems, 2016

[3] F. Duvigneau, “Ganzheitliche simulationsbasierte Bewertung der Akustik von automobilen Antrieben”, Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 20, Nummer 467, VDI-Verlag GmbH Düsseldorf, 2017, ISBN 978-3-18-346720-4

[4] S. Liefold, F. Duvigneau, M. Höchstetter, “Geräuschqualität von Motorkapselungen”, ATZ – Automobiltechnische Zeitschrift, June 2015, Volume 117, Issue 6, pp 42-47. DOI: 10.1007/s35148-015-0047-0

[5] F. Duvigneau, S. Liefold, M. Höchstetter, J. L. Verhey, U. Gabbert, “Analysis of simulated engine sounds using a psychoacoustic model”, Journal of Sound and Vibration, Volume 366, 2016, pp. 544-555. DOI: 10.1016/j.jsv.2015.11.034

[6] F. Duvigneau, S. Liefold, M. Höchstetter, R. Orszulik, “Richtungscharakteristische Bewertung der Geräuschqualität”, ATZ – Automobiltechnische Zeitschrift, September 2016, Volume 118, Issue 9, pp 42-47. DOI:10.1007/s35148-016-0088-z

[7] F. Duvigneau, S. Koch, R. Orszulik, E. Woschke, U. Gabbert, “About the vibration modes of square plate-like structures”, Technische Mechanik, Volume 36, Issue 3, 2016, pp. 180-189. https://doi.org/10.24352/UB.OVGU-2017-004

[8] F. Duvigneau, S. Perekopskiy, R. Kasper, U. Gabbert, „ Acoustic optimization of an electric wheel hub motor“, 9th Aachen Acoustics Colloquium – AAC 2017, Aachen, 2017

[9] F. Duvigneau, U. Gabbert, „Bewertung konstruktiver Maßnahmen zur Verbesserung der Vibroakustik eines elektrischen Radnabenmotors“, 13. Magdeburger Maschinenbautage: Autonom, Vernetzt, Nachhaltig, 2017, ISBN: 978-3-944722-54-2, DOI: 10.24352/UB.OVGU-2017-085.

[10] F. Duvigneau, U. Gabbert, „Numerische und experimentelle Schwingungsanalyse eines Radnabenmotors zur Entwicklung akustischer Maßnahmen“, 43. Jahrestagung für Akustik - DAGA, Kiel, 2017, ISBN 978-3-939296-12-6

[11] P. Schrader, F. Duvigneau, R. Orszulik, H. Rottengruber, U. Gabbert, “A Numerical and Experimental Study on the Noise Absorption Behavior of Functionally Graded Materials Considering Geometrical and Material Influences”, 45th International Congress and Exposition on Noise Control Engineering – InterNoise 2016, Hamburg, 2016

[12] F. Duvigneau, S. Koch, E. Woschke, U. Gabbert, “An effective vibration reduction concept for automotive applications based on granular-filled cavities”, Journal of Vibration and Control, DOI: 10.1177/1077546316632932

[13] S. Koch, F. Duvigneau, R. Orszulik, U. Gabbert, E. Woschke, „Partial Filling of a Honeycomb Structure by Granular Materials for Vibration and Noise Reduction”, Journal of Sound and Vibration, Volume 393, 2017, pp. 30-40. DOI: 10.1016/j.jsv.2016.11.024

[14] S. Koch, F. Duvigneau, S. Duczek, E. Woschke, “Vibration reduction in automotive applications based on the damping effect of granular material”, Automotive Acoustics Conference 2017, 4. Internationale ATZ-Fachtagung Fahrzeugakustik, Zürich, 2017

Rechnerische und experimentelle Validierung des NVH-Verhaltens von Elektromotoren am Beispiel eines Brushless-Außenläufermotors

Christian Köpf, Joachim Berkemer, Oliver Zirn, Philipp Kotter

Abstract

In the development today, simulation and building of models is getting more and more important. The aim of this is to get an overall impression of the later behavior of the final product as early as possible. But how well do these models actually reflect the real components?

As part of a research project, the acoustic behavior of a brushless electric motor was analyzed. Different measuring techniques were used to find out the characteristic properties, like the eigenfrequency and eigenmodes of the individual components. In addition to the experimental modal analysis with a modal hammer and accelerometer, the measurement technique of scanning vibrometry and an acoustic camera were applied.

Based on the different measuring methods, another challenge was to validate a simulation model, whereby the modeling of contact points was also examined in particular.

Kurzfassung

In der heutigen Entwicklung gewinnt die Simulation und Bildung von Modellen zunehmend an Bedeutung. Das Ziel dabei ist, möglichst früh einen Gesamteindruck vom späteren Verhalten des Endproduktes zu erhalten. Doch wie gut spiegeln diese Modelle tatsächlich die realen Bauteile wieder?

Im Rahmen eines Forschungsprojektes wurde an einem bürstenlosen Elektromotor das akustische Verhalten analysiert. Durch die Verwendung verschiedener Messtechniken konnten die charakteristischen Eigenschaften, wie Eigenfrequenzen und Eigenschwingformen der einzelnen Komponenten ermittelt werden. Dabei fand neben der experimentellen Modalanalyse durch Modalhammer und Beschleunigungsaufnehmer auch die Messtechnik der Scanning-Vibrometrie und einer akustischen Kamera Anwendung.

Auf Basis der verschiedenen Messverfahren bestand als weitere Herausforderung die Aufgabe darin, eine Validierung eines Simulationsmodells durchzuführen, wobei auch die Modellierung von Kontaktstellen besonders untersucht wurde.

1. Einleitung

Immer schnellere und leistungsstärkere Computer machen es möglich, dass immer mehr Entwicklungsschritte nur noch digital, durch die Bildung von geeigneten Modellen, durchgeführt werden. Versuche und Analysen an realen Bauteilen werden in der Entwicklungskette immer weiter nach hinten geschoben, um möglichst wenige Prototypen bauen zu müssen und dadurch enorme Entwicklungskosten und -zeit einzusparen. Ein Abgleichen der Simulationsmodelle ist derzeit jedoch stets erforderlich und stellt die Ingenieure immer wieder vor neue Herausforderungen.

Die nachfolgende Forschungsarbeit handelt von einer Kooperation der Hochschule Esslingen mit der Robert Bosch GmbH in Ludwigsburg. Im Rahmen eines Forschungsprojektes der Robert Bosch GmbH galt es, einen analytischen Ansatz zur Berechnung des akustischen Verhaltens einer elektrischen Maschine auf einen bürstenlosen Außenläufermotor anzuwenden und mit experimentellen Untersuchen zu validieren. **[4]**

Im weiteren Verlauf wird sich ausschließlich auf die Modellbildung und die Validierung des Außenläufers (siehe Bild 1) konzentriert. Auf den analytischen Ansatz zur Berechnung des akustischen Verhaltens wird dabei nicht detailliert eingegangen.

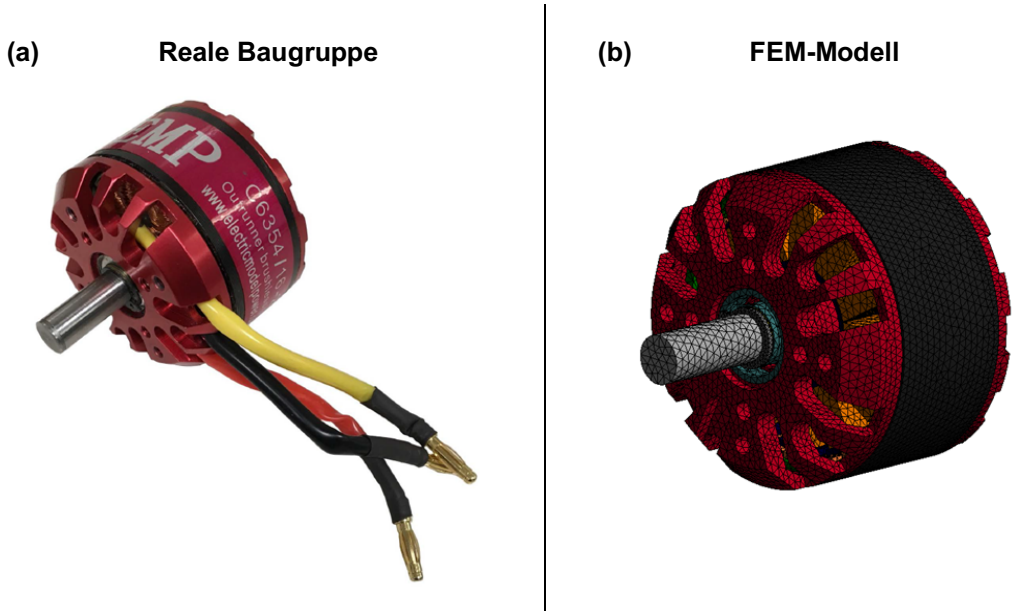


Bild 1: *Brushless Außenläufermotor von EMP als reales Bauteil und FEM-Modell* ***[5]***

2. Simulationsansatz

Die Berechnung des akustischen Verhaltens basiert auf einem modalen universalen Modellierungsansatz, der im Wesentlichen aus zwei Teilschritten besteht. Diese zwei Teilschritte lassen sich auch als Online- und Offline-Pfad beschreiben, wie auch auf Bild 2 dargestellt. Der Offline-Pfad stellt dabei eine Art Parametrierung des Online Pfades dar und liefert ein geometrisches Modell einer elektrischen Maschine, das lediglich auf der Auslegung der Elektromagnetik und der Geometrie beruht.

Parameter stellen dabei beispielsweise die Eigenfrequenzen und Eigenschwingformen der Maschine dar. Diese lassen sich mittels der Finite-Elemente-Methode beispielsweise in ANSYS über eine Modalanalyse bestimmen. Ein weiterer wichtiger Parameter sind die elektromagnetischen Kräfte im Luftspalt zwischen Rotor und Stator der Maschine. Diese lassen sich, unter der Voraussetzung, dass es sich um umlaufende harmonische Wellen handelt, im lastfreien Zustand ermitteln. Über eine modal reduzierte Domänen-/Kopplungsmatrix findet eine Übergabe der Parameter in den Online-Pfad statt, in dem die einzelnen Betriebspunkte der Maschine auf Basis eines zeitabhängigen Geschwindigkeits-Lastprofils simuliert werden können. Auch die Simulation von vollständigen Motorhochläufen ist mit diesem Ansatz möglich **[3].**

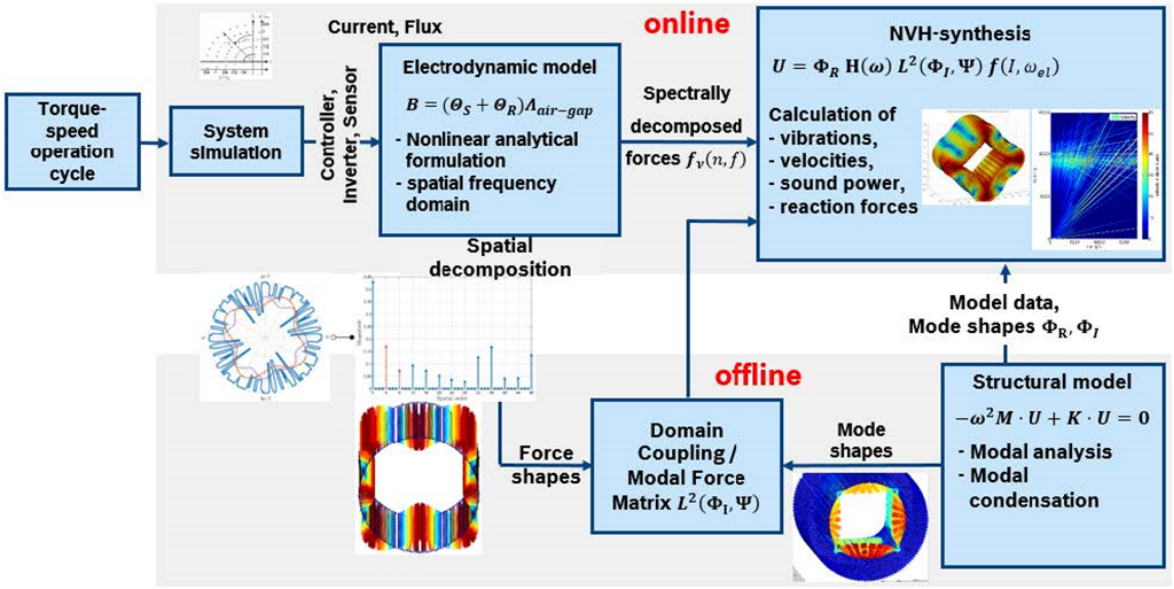


Bild 2: *Analytischer Ansatz zur Berechnung des akustischen Verhaltens eines Motors* ***[4]***

Um eine Simulation des bürstenlosen Außenläufers mit dem oben beschriebenen Ansatz durchführen zu können, ist es zunächst erforderlich, ein geeignetes Regelungsmodell zu erstellen, dass die elektromagnetischen Kräfte im Luftspalt des Motors abbildet. Hierbei soll auf eine aufwendige elektromagnetische FEM-Simulation möglichst verzichtet werden.

2.1 Funktionsweise eines Außenläufers

Um die Idee des Regelungsmodels besser nachvollziehen zu können, soll zunächst die Arbeitsweise eines Außenläufermotors in aller Kürze beschrieben werden.

Wie es der Name schon vermuten lässt, befindet sich bei einem Außenläufer der Rotor außen und der Stator innen. Diese Anordnung dieser beiden Komponenten legt fest, ob es sich um einen Innen- oder Außenläufer handelt. Bei einem Außenläufer ist der Rotor wie eine Art Glocke über den Stator montiert und besitzt auf dem Umfang regelmäßig angeordnete Permanentmagnete. Die Erregerspulen sind auf dem Stator ausgeführt. Ein weiterer Unterschied zu einem üblichen Innenläufer stellt die Kommutierung der Erregerspulen dar. Diese Kommutierung erfolgt bei diesem Außenläufer nicht über mechanische Schleifkontakte, sondern über eine rein elektrische Taktung der

Statorspulen. Es ist somit zwingend notwendig, jeder Rotorposition die geeignete Polung der Statorspulen zu zuordnen, um diese entsprechend bestromen zu können.

Die Aufgabe der richtigen Bestromung der Statorspulen wird bei einem Brushless-Motor durch einen vorgeschalteten Regler übernommen, der aus einem 2-phasigen Gleichstrom einen 3-phasigen Wechselstrom mit jeweils 120° Phasenverschiebung durch Pulsweitenmodulation generiert. Dabei gilt es zu beachten, dass die Statorspulen stets so ein-/ausgeschalten werden, dass ein möglichst hohes Drehmoment entsteht. Nachfolgend ist die Taktung des zu untersuchenden Motors aufgezeigt. Es handelt sich dabei um einen Motor mit 14 Permanentmagneten am Rotor und 12 Zahnspulen am Stator. Aufgrund der Periodizität ist lediglich die Hälfte der Statorzähne aufgezeigt. Die Nordpole sind dabei in „rot“ und die Südpole in „grün“ dargestellt.

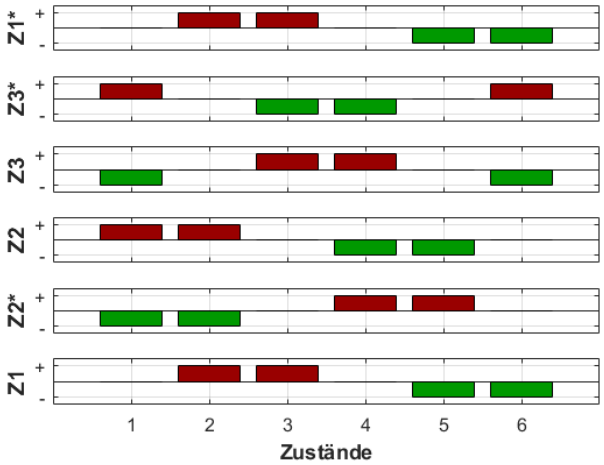


Bild 3: *Polung der Statorzähne in den einzelnen Zuständen*

Diese einzelnen Schaltzustände lassen sich anhand einer Betrachtung der auftretenden magnetischen Kräfte im Luftspalt des Motors erklären. Hierbei gilt es zunächst einmal, drei Zustände aufgrund der Position eines Permanentmagneten zum Statorzahn zu unterscheiden. Es wird dabei in die Position *vor*, *über* und *nach* dem Statorzahn unterteilt oder wie im nachfolgenden Bild 4 zu erkennen, in Zustand I-III. Befindet sich ein Nordpol eines Permanentmagneten vor dem nächsten Statorzahn, wird der Stromfluss der Spule so geschalten, dass sich ein Südpol bildet, der den Permanentmagneten anzieht (*I. Zustand*).

Die entstehende Anziehungskraft (F) nimmt dabei mit abnehmendem Abstand zu. Die Anziehungskraft lässt sich in die beiden Kraftkomponenten in tangentialer (F_{tan}) und radialer (F_{rad}) Richtung zerlegen. In der Antriebstechnik spielt besonders die Tangentialkomponente eine wichtige Rolle, da sie den Beitrag zur Entstehung des Drehmomentes liefert. Befindet sich der Permanentmagnet direkt über dem Statorzahn (*II. Zustand*), wird der Beitrag der Tangentialkraft jedoch zu null. Aus diesem Grund wird die Spule kurz bevor der Permanentmagnet über der Spule steht ausgeschaltet und erst nachdem der Magnet sich durch die Massenträgheit am Zahn vorbei bewegt hat, wieder eingeschalten. Die Polung der Statorspule wird zu dem noch umgekehrt, um den Rotor zusätzlich abzustoßen (*III. Zustand*).
Neben den drei beschriebenen Zuständen gilt das Gleiche für das Auftreten eines umgekehrt gepolten Permanentmagneten, so dass insgesamt sechs Zustände im

späteren Reglermodell zu berücksichtigen sind. Diese sechs Zustände sind nachfolgend dargestellt.

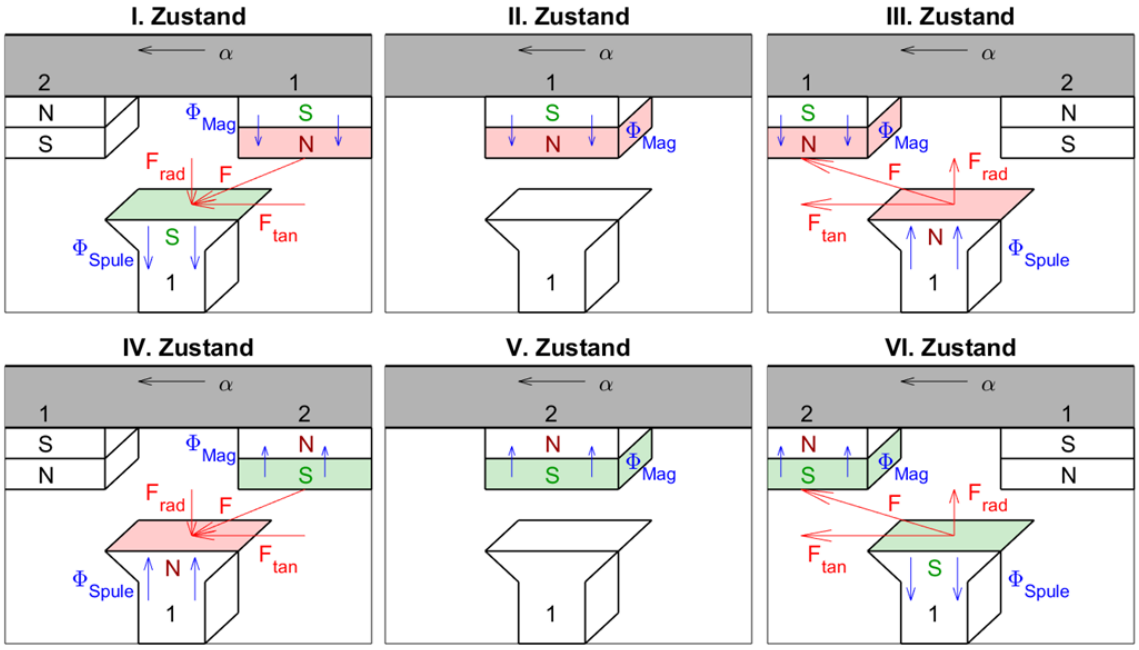


Bild 4: *Die sechs Zustände eines Statorzahns*

2.2 Entstehung der Radialkräfte am Rotor des Außenläufers

Wie bereits angesprochen, treten neben den Tangential- auch Radialkräfte bei der Anziehung/ Abstoßung des Permanentmagneten auf. Diese werden auch als Hauptursache der Strukturanregung angesehen. Der Einfluss von auftretenden Reluktanzmomenten soll hier zunächst einmal vernachlässigt werden. Betrachtet man nun den elektromagnetischen Fluss Φ, in den zuvor beschreiben sechs Zustände aus Bild 4, fällt auf, dass bei Zustand I und IV die Feldlinien (blau) in dieselbe Richtung zeigen. Der verkettete Fluss Ψ wird somit erhöht, was eine höhere Differenzkraft zur statischen Radialkraft zur Folge hat.
Im Gegensatz dazu zeigen die Feldlinien bei den Zuständen III und VI in entgegen gesetzte Richtung, was eine Schwächung des verketteten Flusses und der damit verbundenen Differenzkraft zur Folge hat. Der größte Beitrag der Strukturanregung lässt sich somit auf die Zustände I und IV festlegen. Der Betrag der auftretenden Differenzkraft zur statischen Radialkraft kann näherungsweise über die Gleichung

$$\Delta F_{rad} = K_R \cdot w \cdot c_M \cdot I \qquad (1)$$

bestimmt werden. Dabei stellt $K_R$die Radialkraftkonstante bezogen auf die Magnetlänge, c_M die Blechpaket-/Magnetlänge, w die Windungszahl und I den Windungsstrom dar. **[6]**
Überträgt man diesen Berechnungsansatz auf den Brushlessmotor mit 12 Nuten (N) und 14 Permanentmagneten (P), ist es ausreichend, lediglich eine Rotation um 60° zu betrachten. Dies rührt daher, dass sich die elektrische Anregung bereits nach 60° wiederholt. Dies kann auch über

$$\varphi_{el} = \frac{2\pi}{N/2} = \frac{\pi}{3} \approx 60° \qquad (2)$$

ermittelt werden.

Für die Zuordnung der Bestromung zur Rotorposition ist es nötig, den Rotorwinkel zu ermitteln, bei dem eine Kommutierung zu erfolgen hat. Dies resultiert aus der Anzahl an Permanentmagneten am Rotor und den drei Zuständen eines jeden Magnetpols zu

$$\Delta\varphi_{mech} = \frac{2\pi}{P \cdot 3} = \frac{\pi}{21} \approx 8{,}57°. \qquad (3)$$

Anhand dieser Teilung können im Anschluss die Anteile der Radialkräfte am Stator mit Betrag und Richtung jeder Rotorposition zu geordnet werden. Nachfolgend dargestellt sind die Rotorpositionen bei $\varphi = 0°$ und $\varphi = 8{,}57°$.

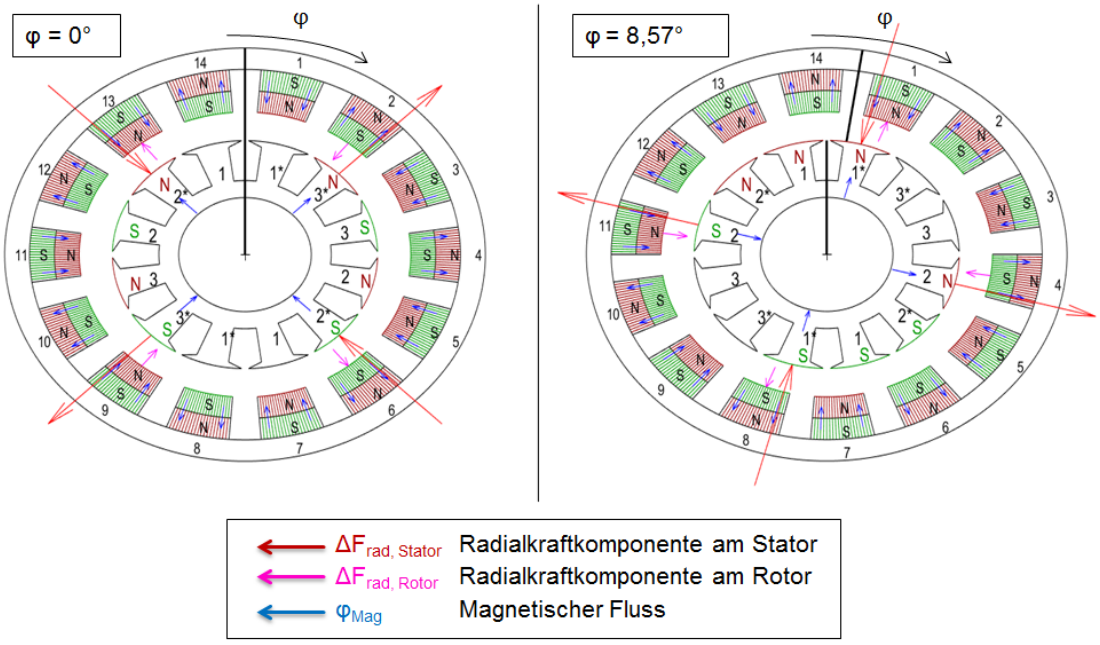


Bild 5: *Darstellung der Differenzkraft in zwei Rotorposition*

Um von der Radialkraftkomponente des Stators auf die Radialkraftkomponente des Rotors schließen zu können, soll die Rotorposition $\varphi = 0°$ noch etwas genauer betrachtet werden. Eine negative Differenzkraft wirkt hier am Zahn 2* und eine positive am Zahn 3*. Obwohl die beiden Statorspulen am Zahn 2 und 3 ebenfalls eingeschalten sind, wird hier keine Differenzkraft angenommen. Die Ursache dafür ist wiederum auf den verketteten Fluss zurück zu führen. Zwar wird der magnetische Fluss am Zahn 3 durch den Magneten 3 verstärkt, jedoch durch den Magneten 4 wiederum geschwächt, so dass sich hier näherungsweise keine Änderung des magnetischen Flusses ergibt. Dasselbe gilt auch für den Zahn 2 mit den Magneten 4 und 5. Es erfahren somit nur die Magnete eine Radialkraftkomponente, die sich gegenüber der Spulen 2* und 3* befinden. Dies sind in dieser Rotorposition die Magneten 2, 6, 9 und 13. **[6]**

Auf diese Art und Weise lassen sich die elektromagnetischen Kräfte für alle Magnete in Abhängigkeit der Rotorposition bestimmen. In der nachfolgenden Grafik sind die Kräfte aller Magnete in Abhängigkeit von der Rotorposition für eine elektrische Periode von 60° dargestellt.

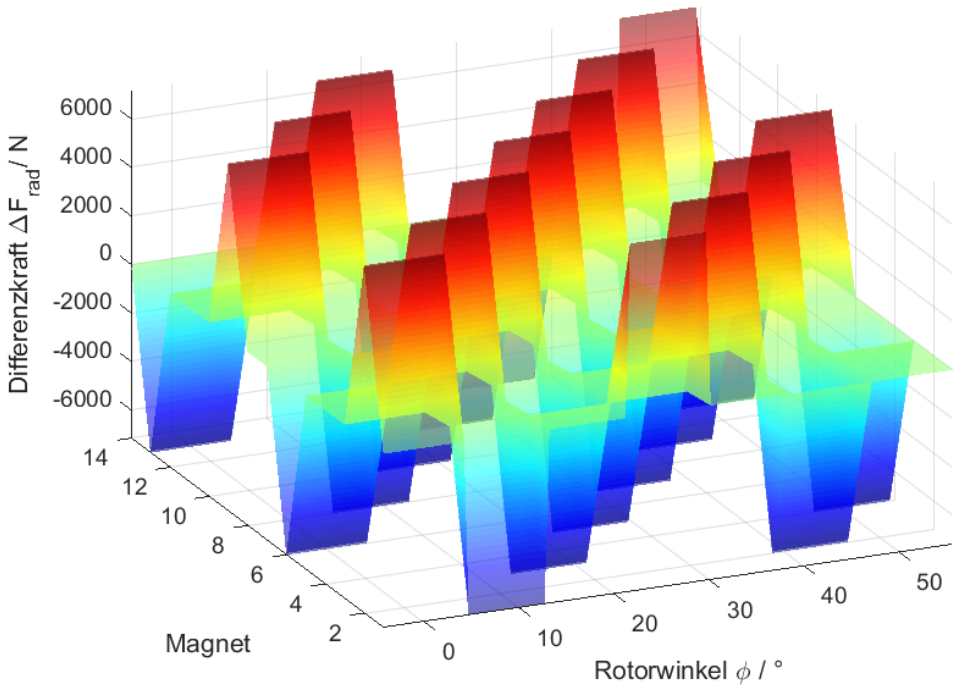


Bild 6: *Kräfteverlauf aller Magnete in einem Betriebspunkt*

3. Validierung des Simulationsmodells

Neben den elektromagnetischen Kräften im Luftspalt stellen die Eigenfrequenzen und Eigenschwingformen der Gesamtstruktur weitere Eingangsgrößen für die Berechnung dar. Auf der Grundlage des Elastizitätsmoduls und der Dichte, lassen sich die Eigenfrequenzen und Eigenschwingformen über die Finite-Elemente-Methode mit der Hilfe von Tools, wie ANSYS Workbench oder Abaqus, recht einfach ermitteln. Um die Ergebnisse der Berechnung mit dem realen Bauteilverhalten abzugleichen, kann eine experimentelle Modalanalyse durchgeführt werden, mit der die realen Eigenschwingformen und Eigenfrequenzen messtechnisch ermittelt werden können. Diese Validierung erfolgt zunächst mit den Einzelkomponenten des Motors und später mit montierten Baugruppen. Weshalb ein Abgleich der Einzelkomponenten unter Umständen nicht ausreichend ist, soll nachfolgend an einem Beispiel aufgezeigt und näher betrachtet werden.

Für die Untersuchungen wurde der Außenläufer in seine Einzelteile zerlegt und im Anschluss vermessen und gewogen. Über die Masse der Bauteile lassen sich Rückschlüsse auf die Materialdichte ziehen. In den unteren beiden Bildern sind die Einzelkomponenten des Außenläufers dargestellt.

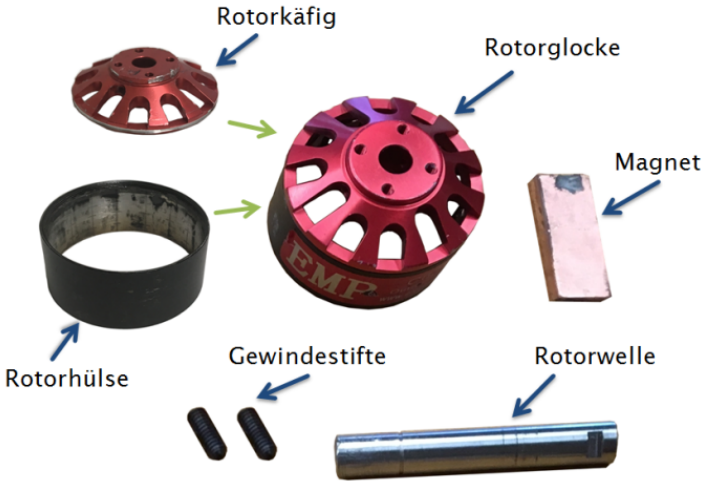


Bild 7: *Einzelkomponenten des Rotors des Außenläufermotors*

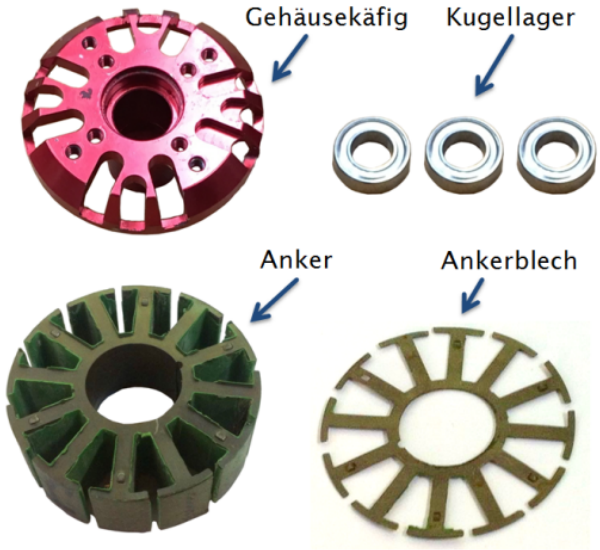


Bild 8: *Einzelkomponenten des Stators des Außenläufermotors*

3.1 Modalanalyse der Einzelteile

An den beiden Einzelkomponenten Rotorhülse und Rotorkäfig soll beispielhaft der Abgleich zwischen Messung und Simulation aufgezeigt werden. Bei der experimentellen Modalanalyse wird die Struktur gezielt zu Schwingungen angeregt und das Antwortverhalten aufgenommen. Die Anregung findet durch einen Modalhammer statt, an dessen Spitze sich ein Kraftaufnehmer befindet. Die Antwort wird durch einen dreiachsigen Beschleunigungsaufnehmer aufgenommen. Bei einem linearen Schwingungssystem ist es zulässig, entweder an einem Strukturpunkt anzuregen und an vielen verschiedenen Punkten die Antwort zu messen oder an einem Punkt zu messen und verschiedene Strukturpunkte anzuregen. Die Übertragungsfunktionen sind in diesem Fall identisch. Sowohl bei der Rotorhülse, als auch beim Rotorkäfig kam die Methode der

bewegten Anregung zum Einsatz. Es wurde dazu auf den beiden Komponenten ein Gitter mit Anregungspunkten definiert und in der Software (TestLab von Siemens) hinterlegt. Dadurch wird jeder Übertragungsfunktion ein Punkt auf der Geometrie zugeordnet. Nach einer Auswertung der gemessen Übertragungsfunktionen können daraus die Eigenmoden mit Eigenfrequenzen, Eigenschwingform und Dämpfung ermittelt werden.

3.1.1 Rotorhülse

Das Ergebnis der experimentellen Modalanalyse im Vergleich zur Simulation mit ANSYS Workbench ist im weiteren Verlauf zu erkennen. Bild 9 zeigt auf der linken Seite das reale Bauteil mit dem Messgitter im Inneren und auf der rechten Seite das vernetze Bauteil aus der Simulation.

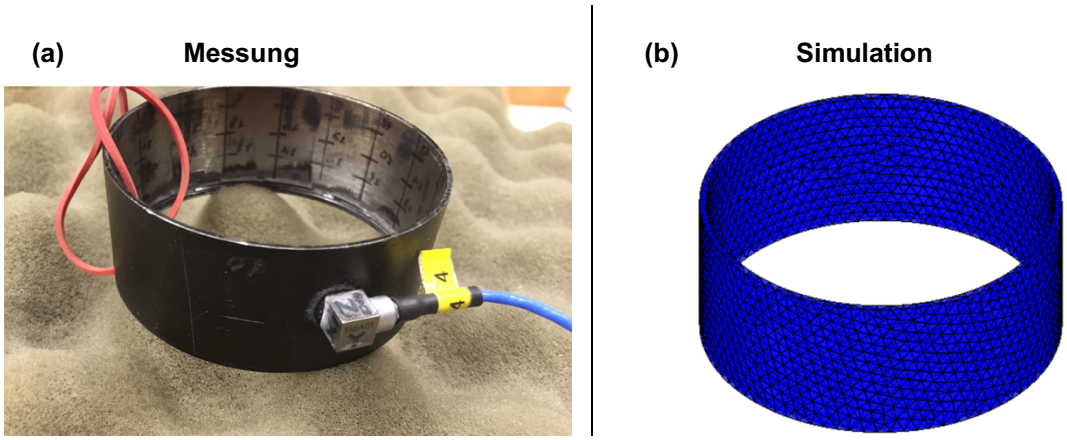


Bild 9: *Vergleich der Geometrie der Rotorhülse*

Wirft man einen Blick auf die Schwingformen der Messung (siehe Bild 10) sind die typischen Schwingformen eines Hohlzylinder sehr gut ersichtlich und klar voneinander zu unterscheiden.

Stellt man die ermittelten Schwingformen der Simulation gegenüber, ist eine Übereinstimmung mit der Messung sehr gut zu erkennen. Erst im höheren Frequenzbereich treten etwas größere Abweichung zwischen den Ergebnissen auf, was auf die geringe Größe des Anregungshammers zurückgeführt werden kann. Durch die äußerst kleine Masse des Hammers kann bei hohen Frequenzen nicht mehr genügend Energie in das System eingebracht werden, wodurch nur noch eine geringe Anregung der hochfrequenten Moden erfolgt.

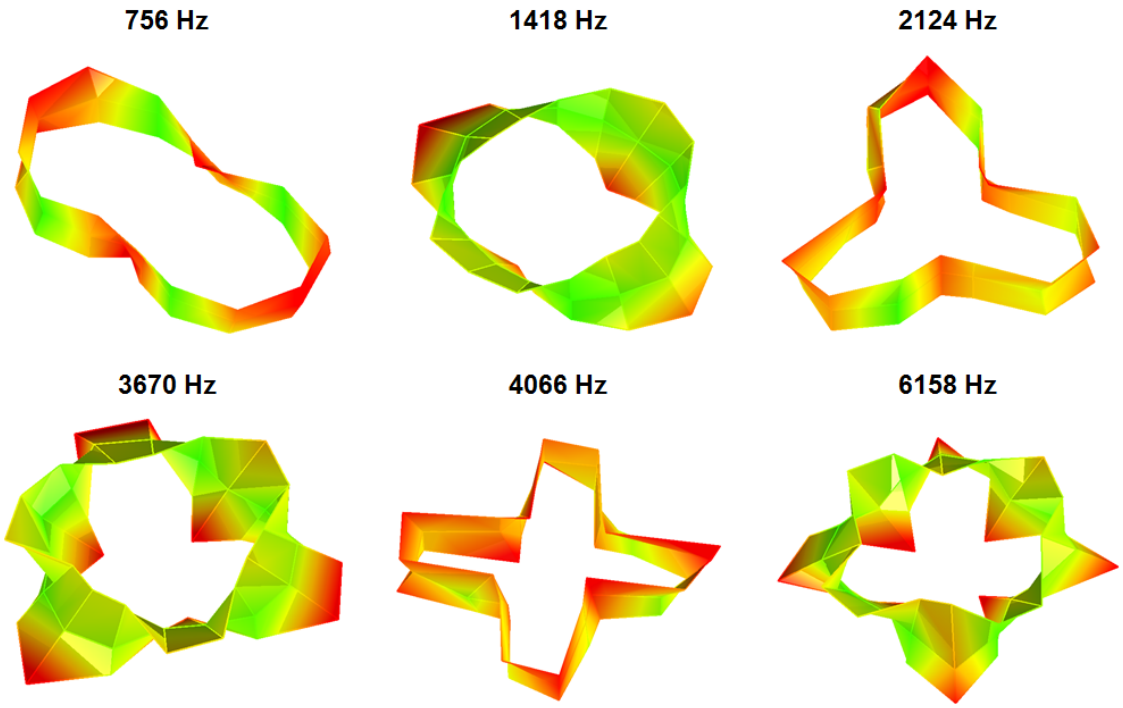


Bild 10: *Ermittelte Schwingformen und Eigenfrequenzen der Rotorhülse aus der Messung*

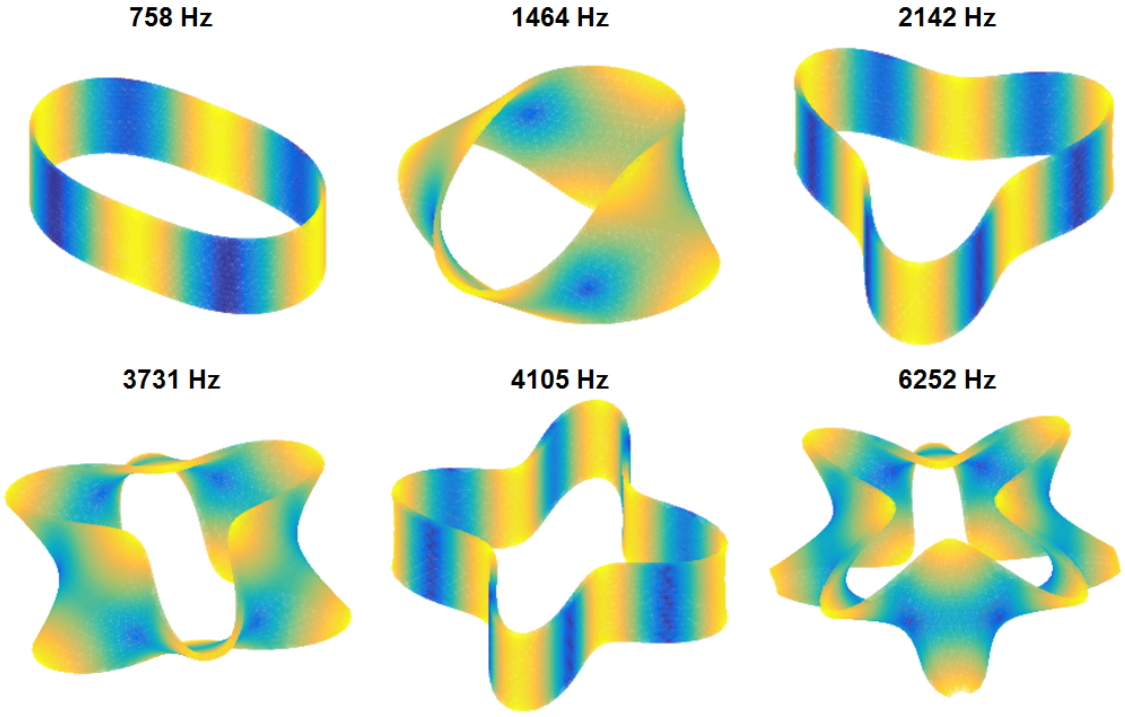


Bild 11: *Ermittelte Schwingformen und Eigenfrequenzen der Rotorhülse aus der Simulation*

3.1.2 Rotorkäfig

Das Vorgehen bei der zweiten Komponente, die betrachtet werden soll, entspricht demselben, wie es bei der Rotorhülse schon bereits beschrieben wurde. Es wird

wiederum ein Gitter an Anregungspunkten definiert, diese Geometriedaten in der Software hinterlegt, die Punkte nacheinander angeregt und im Anschluss die Übertragungsfunktionen ausgewertet.

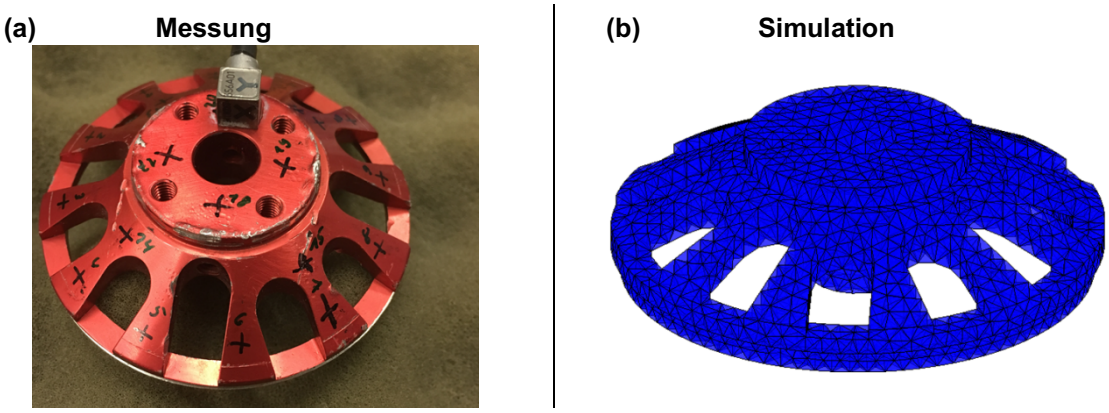


Bild 12: *Vergleich der Geometrie des Rotorkäfigs*

Auch bei diesem Bauteil mit einer etwas komplexeren Geometrie kann ein akzeptabler Abgleich zwischen Simulation und Messung erzielt werden. Die beiden Bilder 13 und 14 zeigen die ersten Eigenfrequenzen mit den zu gehörigen Schwingformen der Messung und der Simulation.

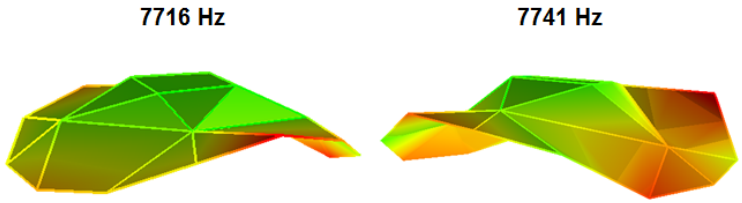


Bild 13: *Ermittelte Schwingformen und Eigenfrequenzen des Rotorkäfigs aus der Messung*

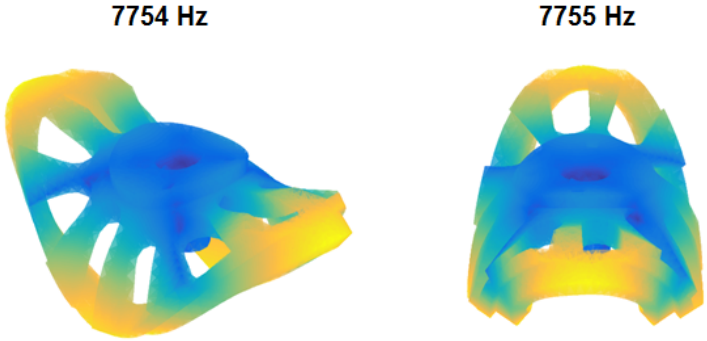


Bild 14: *Ermittelte Schwingformen und Eigenfrequenzen des Rotorkäfigs aus der Simulation*

3.2 Validierung der Baugruppe am Beispiel Rotorglocke

Nach dem erfolgreichen Abgleich der Einzelkomponenten, findet im nächsten Schritt der Abgleich der Baugruppe der beiden zuvor gezeigten Bauteile statt. Die Rotorhülse und der Rotorkäfig sind über ein Außengewinde (M60x0,8) miteinander montiert. Der

Kontakt zwischen diesen beiden Komponenten wird in der Simulation zunächst in Form eines festen Verbundes, wie eine Schrumpfverbindung ohne Vorspannung modelliert. Als Kontaktflächen werden lediglich die innere Mantelfläche der Rotorhülse und die gegenüberliegende Zylinderfläche des Rotorkäfigs ausgewählt. Die resultierenden Ergebnisse aus der Simulation sehen wie folgt aus.

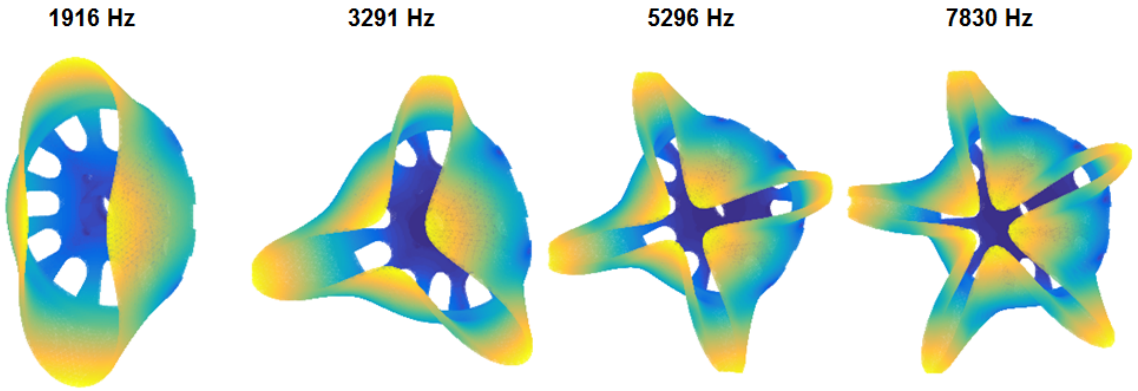


Bild 15: *Ermittelte Schwingformen und Eigenfrequenzen der Rotorglocke aus der Simulation*

Vergleicht man die Ergebnisse der Simulation mit den Messungen fällt schnell auf, dass zwar dieselben Schwingformen auftreten, jedoch die Eigenfrequenzen in der Simulation deutlich über der Messung liegen.

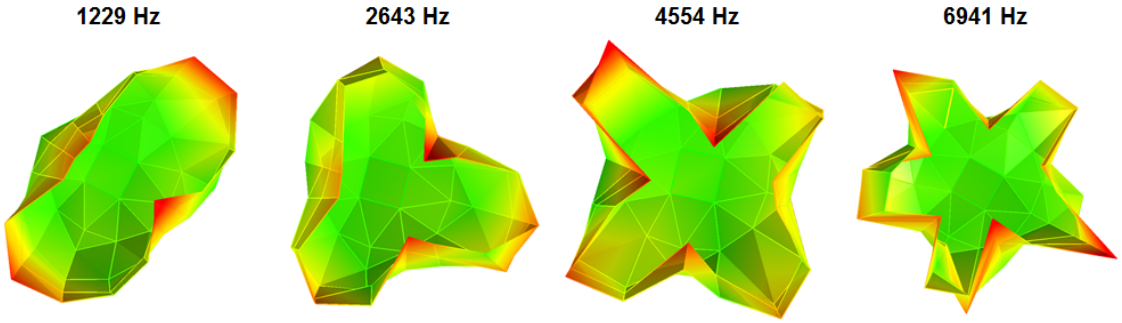


Bild 16: *Ermittelte Schwingformen und Eigenfrequenzen der Rotorglocke aus der Messung*

Da die beiden Bauteile aus Stahl und Aluminium bestehen, wird davon ausgegangen, dass es sich um ein lineares Verhalten der Materialeigenschaften handelt. Die Ursache für die stark erhöhten Eigenfrequenzen muss folglich an der Kontaktbedingung liegen. Die nahezu konstante Abweichung der Eigenfrequenzen von $\Delta f = 700 - 800\ Hz$ erweckt den Anschein, dass es sich um eine Art Offsetfehler handeln könnte, der daher rührt, dass die Steifigkeit der Kontaktstelle als zu hoch berücksichtigt wird. Als erster Ansatz soll daher eine Anpassung der selektierten Kontaktfläche, Aufschluss über den Einfluss der Kontaktstelle auf die Eigenfrequenzen liefern. Neben der Definition eines normalen Verbunds werden vier weitere Kontaktdefinitionen untersucht. Ein reibungsbehafteter Verbund bei dem dieselben Flächen selektiert sind, ein Zahnflankenverbund, ein doppelter und ein einfach Linienkontakt.

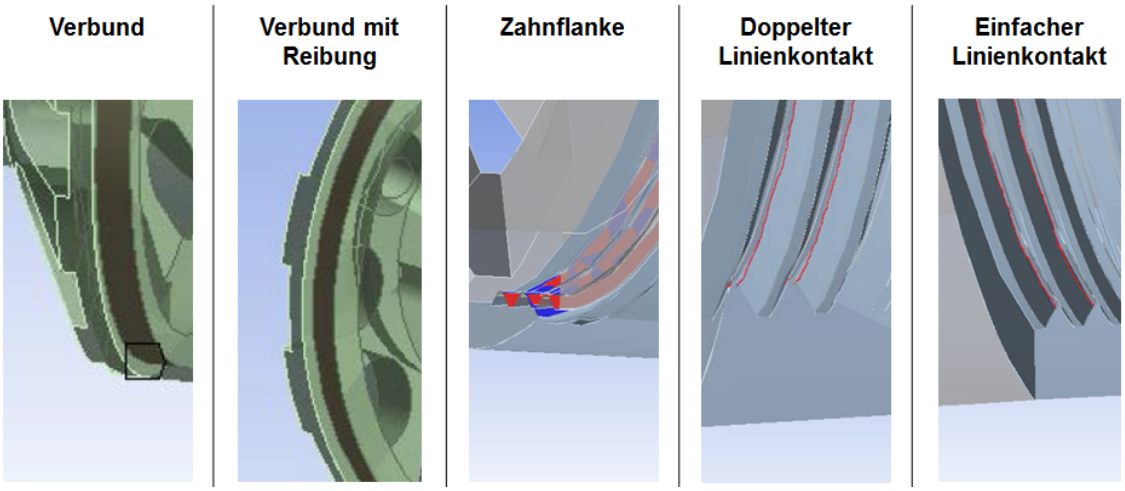


Bild 17: *Darstellung der verschiedenen Definitionen der Kontaktstelle*

Der Einfluss der Kontaktdefinition auf die erste Eigenfrequenz ist im Bild 18 deutlich zu erkennen. Allerdings ist ebenfalls ersichtlich, dass sich die Ergebnisse immer noch sehr stark von der Messung unterscheiden. Es ist daher eine weitere Untersuchung erforderlich, um die passende Kontaktdefinition zu ermitteln.

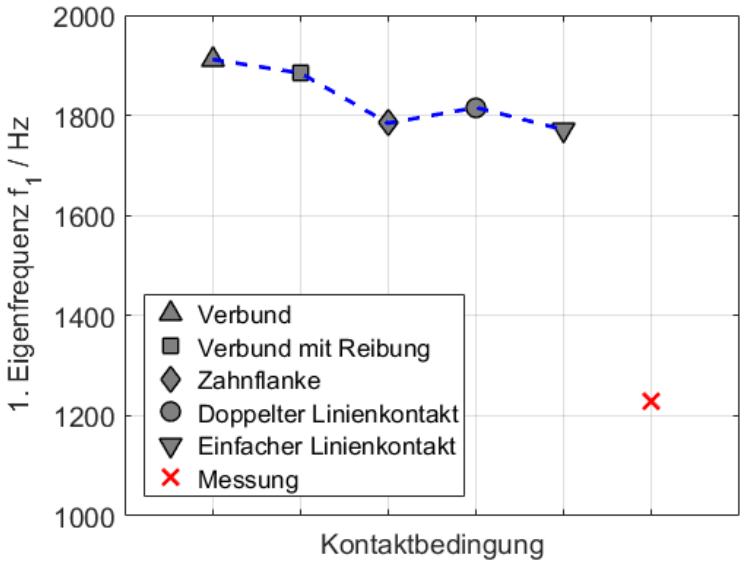


Bild 18: *Einfluss der Kontaktfläche auf die 1. Eigenfrequenz*

In ANSYS Workbench ist es möglich, den Einfluss verschiedener Parameter auf ein bestimmtes Ergebnis mittels Parameterstudie zu analysieren. In diesem Fall wird die Kontaktsteifigkeit variiert und die Auswirkung auf die erste Eigenfrequenz als Ergebnis protokolliert. Wie aus den Bild 19 hervorgeht, kann sich auf dieser Weise sehr gut an die Messung angenähert und dem Kontakt eine eindeutige Steifigkeit zu gewiesen werden.

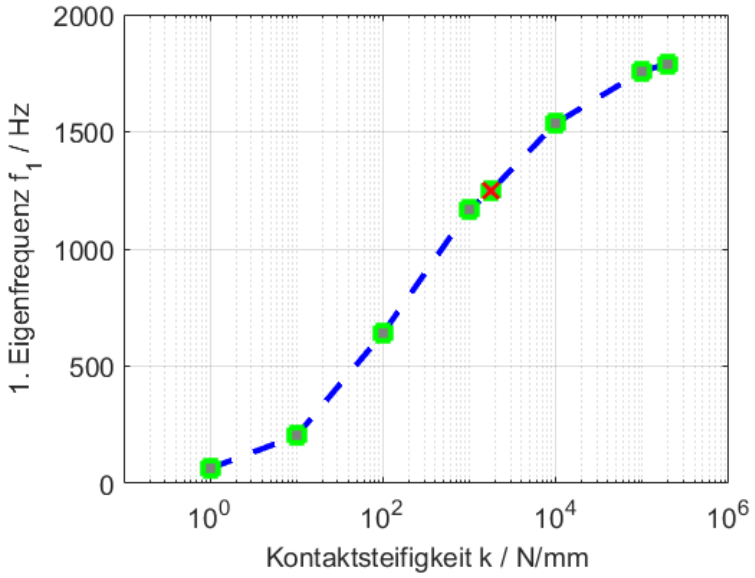


Bild 19: *Einfluss der Kontaktsteifigkeit auf 1. Eigenfrequenz*

3.3 Messung des Rotors mit dem Laservibrometer

Bei der Validierung des gesamten Rotor kommt, neben der bereits beschrieben experimentellen Modalanalyse mittels Hammer und Beschleunigungsaufnehmer, ein weiteres Messverfahren zum Einsatz. Mittels eines Laserscanning-Vibrometers können Eigenfrequenzen und Betriebsschwingformen in einer Ebene (2D) an einer Struktur gemessen werden. Da es sich bei dem Rotor jedoch um ein zylindrisches Bauteil handelt, würden starke Verzerrungen der Betriebsschwingformen entstehen. Aus diesem Grund findet die Vermessung des Rotors in 4x 90° Segmenten statt, die im Anschluss zusammengesetzt werden.

Um später die Betriebsschwingformen zu einem Gesamtbild zusammensetzen zu können, dient ein zusätzlicher Beschleunigungsaufnehmer als Referenz. Die Anregung der Struktur erfolgt über einen Shaker. Diese weitere Messmethode soll die ermittelten Ergebnisse aus der Hammeranregung bestätigen und mögliche Messfehler ausschließen.

Aus der Gegenüberstellung der Messverfahren geht hervor, dass die beiden Messmethoden nahezu dieselben Ergebnisse liefern. Die leicht erhöhten Eigenfrequenzen bei der Laservibrometermessung im Vergleich zur experimentellen Modalanalyse lassen sich dadurch erklären, dass es sich bei den Schwingformen lediglich um Betriebsschwingformen handeln, in denen alle Schwingformen überlagert sind. Es wird vermutet, dass sich die Eigenfrequenzen etwas verringern, würden die einzelnen Moden mittels einer Modalanalyse berechnet werden. Zudem kann die Erhöhung auch durch die unterschiedliche Lagerung entstehen.

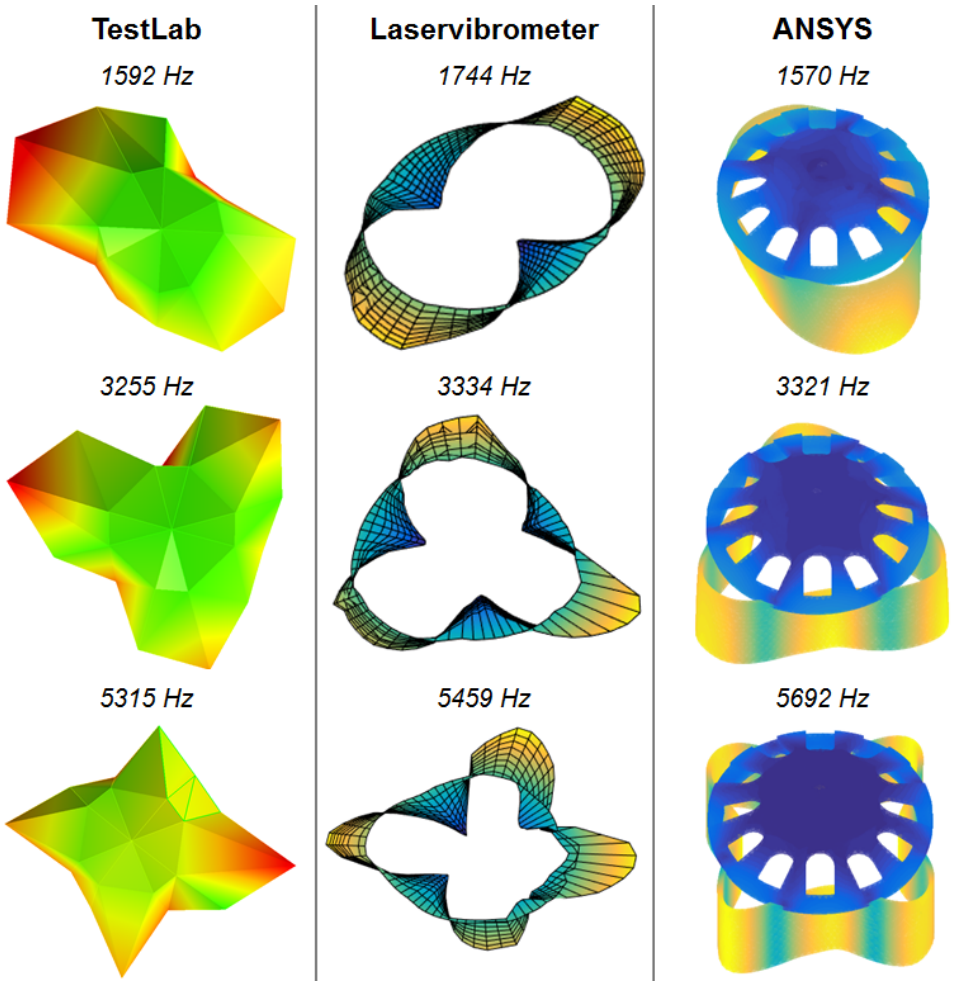


Bild 20: *Vergleich von LMS- und Laservibrometer-Messung mit der Simulation*

Bei der Messung mittels Modalhammer und Beschleunigungsaufnehmer hängt der Rotor lediglich an ein paar Gummibändern, was einer freien Lagerung entspricht, während er bei der Laservibrometer-Messung fest auf dem Shaker befestigt wird, was einer Einspannung gleichkommt.

Für den Abgleich des Simulationsmodells spielt dies eher eine untergeordnete Rolle, da der Einfluss der Kontaktstellen schon einen deutlich größeren Einfluss bietet.

4. Messung eines Motorhochlaufs

Nach dem erfolgreichen Abgleich der Eigenfrequenzen und Eigenschwingformen gilt es im Weiteren auch das dynamische Verhalten des Motor in Form eines Motorhochlaufs für eine Validierung des Simulationsmodells zu erfassen. Der Motor wird dazu auf einem Prüfstand montiert und an einen Bürstenmotor gekoppelt, mit dem es über einem Potentiometer möglich ist, ein Lastmoment zu erzeugen. Das Drehmoment des Motors verhält sich in dem zu untersuchenden Bereich nahezu linear zum Motorstrom. Dies konnte bereits durch Voruntersuchungen bestätigt werden. Aus diesem Grund wird bei diesem Aufbau auf eine zusätzliche Momentenmesswelle verzichtet und lediglich die Spannung an einem Shuntwiderstand in einer der beiden Zuleitungen vor

dem Motorregler mit aufgezeichnet. Neben der Spannung am Shuntwiderstand wird über ein Mikrofon der Schalldruck an der Rotorhülse gemessen und die Drehzahl, sowie die Beschleunigungen an der Oberfläche des Statorkäfigs mittels eines Triaxaufnehmers erfasst. Der experimentelle Aufbau ist nachfolgend ersichtlich.

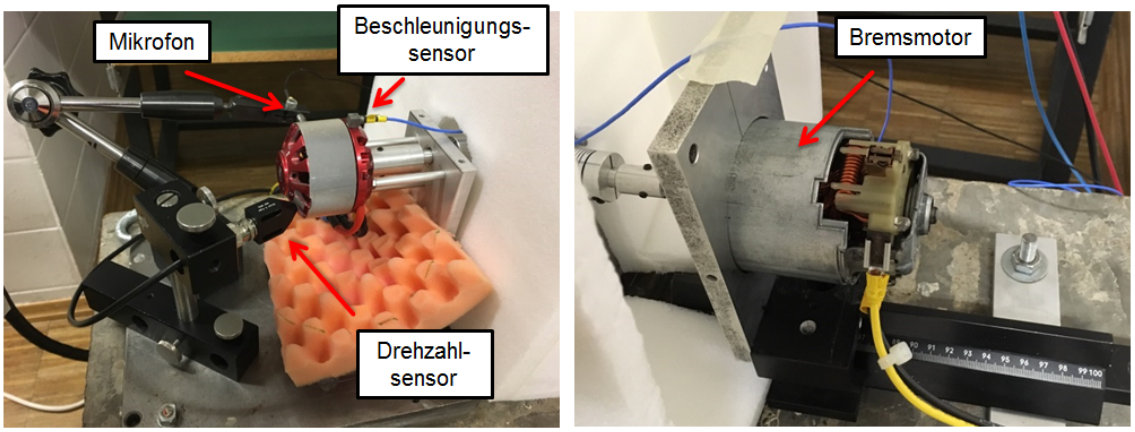


Bild 21: *Experimenteller Aufbau des Prüfstands für die Messung eines Motorhochlaufs*

Die meisten bürstenlosen Motoren werden besonderes im unteren Drehzahlbereich durch den Motorregler etwas anders angesteuert, als zu Beginn beschrieben. Aufgrund der elektrischen Kommutierung muss dem Regler die Rotorposition zu jedem Zeitpunkt bekannt sein. Verfügt der Motor über keine zusätzliche Sensorik wie Hallsensoren, werden beim Anlaufen des Motors lediglich zwei der drei Motorphasen bestromt, während an der dritten Phase die Induktion durch die Permanentmagneten gemessen wird. Diese Induktionsspannung weißt dabei eine Drehzahlabhängigkeit auf und kann erst ab einer gewissen Drehzahl zur Bestimmung der Rotorlage ausgewertet werden. Sobald die Rotorlage bekannt ist, wechselt der Regler in den normalen Drei-Phasenbetrieb zurück. Um den Einfluss dieses Betriebswechsels ausschließen zu können, wird der Motorhochlauf erst bei 500 1/Min gestartet und endet bei dem aufgebrachten Bremsmoment bei 1500 1/Min **[2], [5].**

Aus dem aufgezeichneten Spannungs-Zeit-Signal des Shuntwiderstandes ist es möglich, auf den Effektiv- bzw. mittleren Motorstrom zurück zu schließen und eindeutige Betriebspunkte $(I_m|n)$ für die im Anschluss folgende Simulation festzulegen.

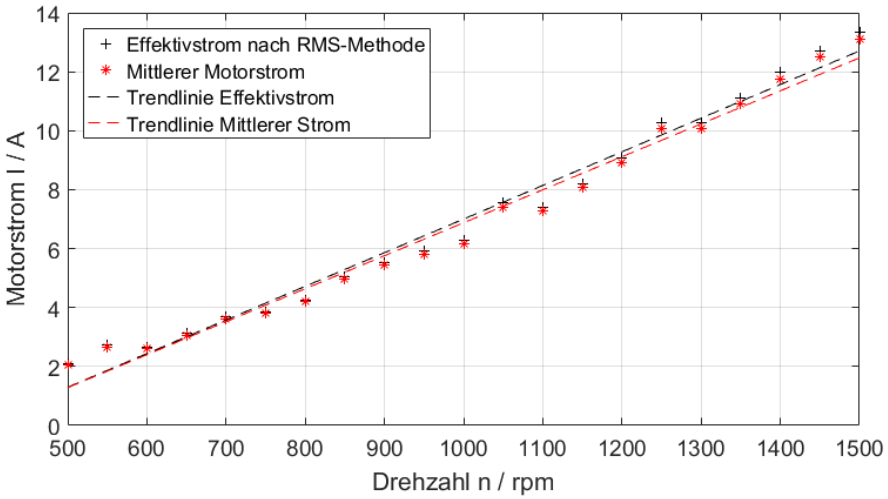


Bild 22: *Motorstrom-Drehzahl-Kennlinie bei hoher Last*

In dem nachfolgenden Spektrogramm ist das Ergebnis der Mikrofonmessung dargestellt. Betrachtet man den gesamten hörbaren Frequenzbereich (ca. 0-20 kHz) fällt auf den ersten Blick auf, dass die größten Amplituden leicht unterhalb von 2 kHz auftreten.

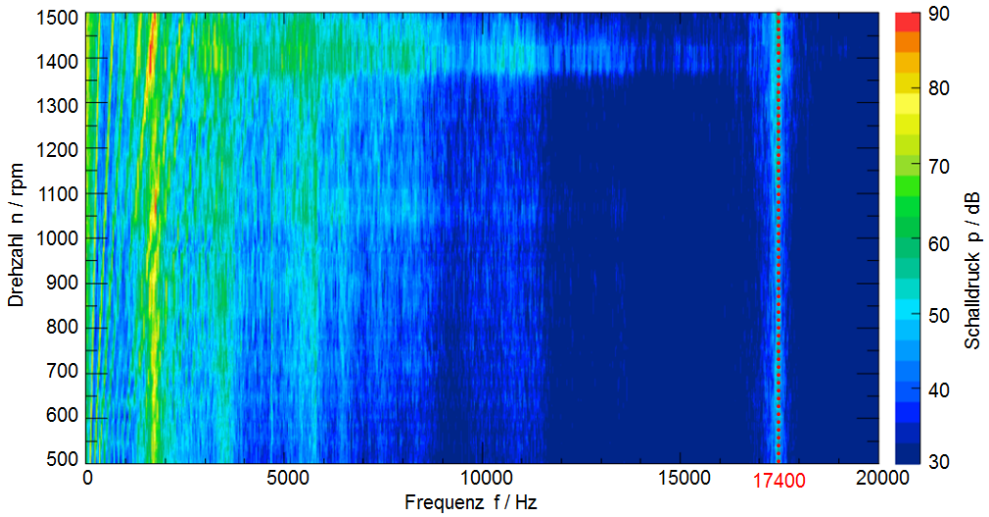


Bild 23: *Gemessenes Frequenzspektrum des Mikrofons von 0-20 kHz*

Betrachtet man den unteren Frequenzbereich($f \leq 5\ kHz$), wie in Bild 24 ersichtlich, kann man deutlich den Unterschied zwischen drehzahlunabhängigen und drehzahlabhängigen Eigenfrequenzen erkennen. Aus den drehzahlabhängigen Eigenfrequenzen lassen sich sogenannte Ordnungen ermitteln, die den Zusammenhang zwischen Eigenfrequenz und Motordrehzahl über einen konstanten Faktor beschreiben. Bei den drehzahlunabhängigen Eigenfrequenzen handelt es sich meist um Eigenfrequenzen der Struktur. Die stark erhöhten Amplituden bei 1686 Hz können beispielsweise der ersten Eigenfrequenz des Rotors zugeordnet werden. Allerdings gilt hier zu berücksichtigen, dass es sich bei den Ergebnissen im Bild 20 um eine Betrachtung der Rotorbaugruppe handelt und nicht um den vollständigen Motor.
Durch die Montage mit dem Stator können weitere Eigenfrequenzen zum Gesamtsystem hinzukommen und die Eigenfrequenzen der Komponenten leicht verschoben

werden. Auf diesen Punkt soll jedoch später noch einmal im Vergleich mit den Ergebnissen aus der Simulation näher eingegangen werden. **[1]**

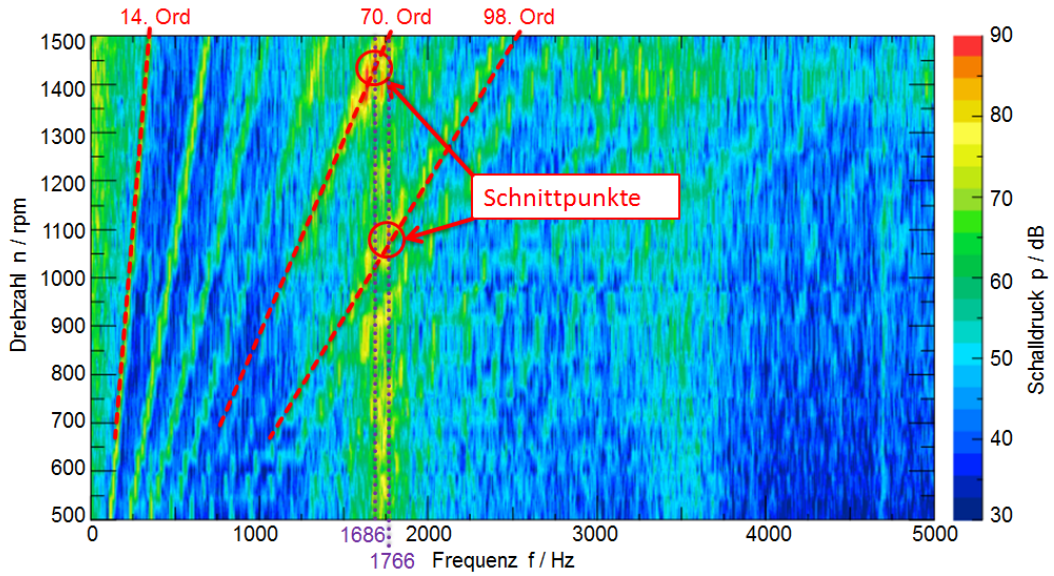


Bild 24: *Gemessenes Spektrogramm des Mikrofons 0-5 kHz*

Wie aus den Zeitdaten der Mikrofonmessungen kann auch aus den Ergebnissen der Spannungsmessung am Shuntwiderstand ein Spektrogramm erzeugt und die Ordnungen bestimmt werden. Dabei fällt auf, dass nicht alle Ordnungen, die bei der Spannungsmessung auftreten, sich im Spektrogramm der Mikrofonmessung wiederfinden, es sich aber immer um siebte und höher harmonische Ordnungen handelt. Dies ist auf die Anzahl der Polpaare am Rotor zurück zu führen.

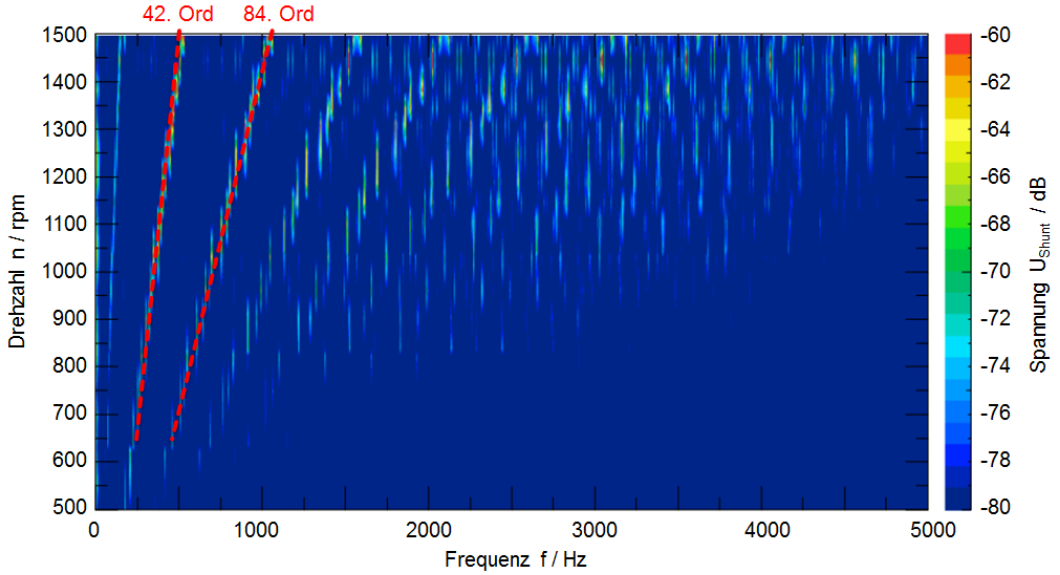


Bild 25: *Spektrogramm der Spannung am Shuntwiderstand*

5. Simulierter Motorhochlauf

Als letzter Schritt ist der zuvor gemessene Motorhochlauf mit dem Simulationsmodell zu berechnen und gegenüber zustellen. Der Offline-Pfad, der die maschinenspezifischen Parameter, wie Geometrie, Eigenfrequenzen und Eigenschwingformen enthält, konnte mittlerweile sehr gut mit den experimentellen Untersuchungen abgeglichen werden. Der Online-Pfad bekommt nun als Last-Geschwindigkeitsprofil die einzelnen Betriebspunkte der Messung übergeben. Da es sich bei der Messung um eine recht grobe Auflösung der Drehzahlachse ($\Delta n = 50\ 1/min$) handelt, findet eine Interpolation zwischen den einzelnen Messpunkten statt. Dadurch kann der Motorhochlauf in der Simulation von 0-3000 1/Min realisiert werden. Für jeden dieser Betriebspunkte findet eine Berechnung des Kraftverlaufs an allen Zähnen für eine elektrische Periode über das erstellte Reglermodell statt. Diese Kraft-Zeit-Verläufe werden im Anschluss mittels Fourier-Transformation, sowohl räumlich, wie auch zeitlich in die spektralen Anteile zerlegt. Es entstehen dadurch einzelne Kraftformen, die jeweils einen Sinus und einen Cosinus-Anteil enthalten. Nachfolgend ist der Cosinus-Anteil der zweiten Kraftform dargestellt.

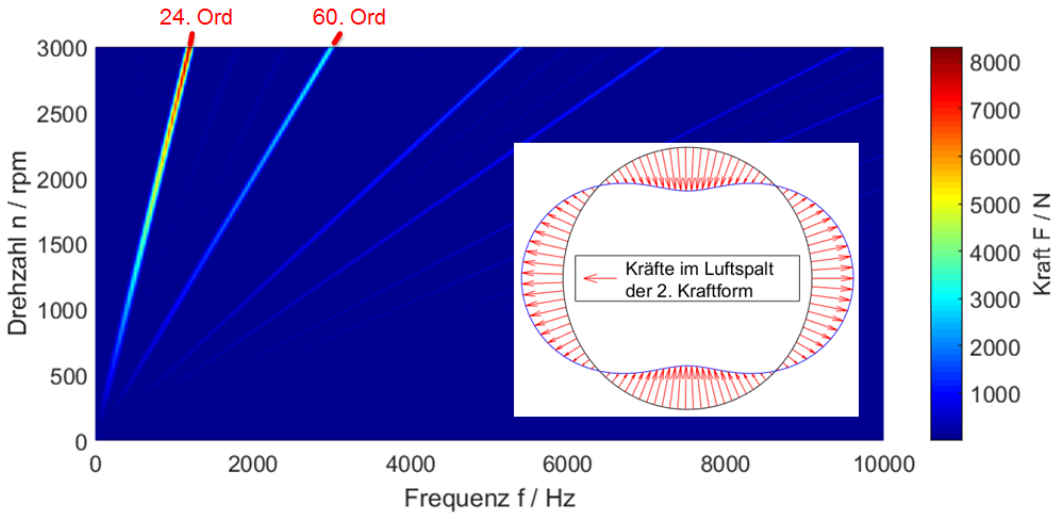


Bild 26: *Kraftspektrum des Cosinus-Anteils der zweiten Kraftform*

Eine weitere Fourier-Zerlegung liefert eine Verteilung der Kraftamplituden über der Geschwindigkeit dieser Betriebspunkte, die über eine Kopplungsmatrix mit den Eigenfrequenzen/ -schwingformen im Frequenzbereich verknüpft werden. Durch das anschließende Lösen des Gleichungssystems können die Schallschnellen an der Oberfläche eines beliebigen Bauteils bestimmt werden. Über die Schallkennimpedanz ($Z_0 = 413{,}6\ Ns/m^3$), die bei Raumtemperatur ein konstantes Verhältnis von Schalldruck zu Schallschnelle darstellt, lässt sich die Oberflächenschnelle in den Schalldruck umrechnen. Wählt man die Elemente aus, an den sich bei der Messung das Mikrofon befand, ergibt sich der nachfolgende, gemittelte Schalldruckverlauf an der Oberfläche der Rotorhülse **[3], [5].**

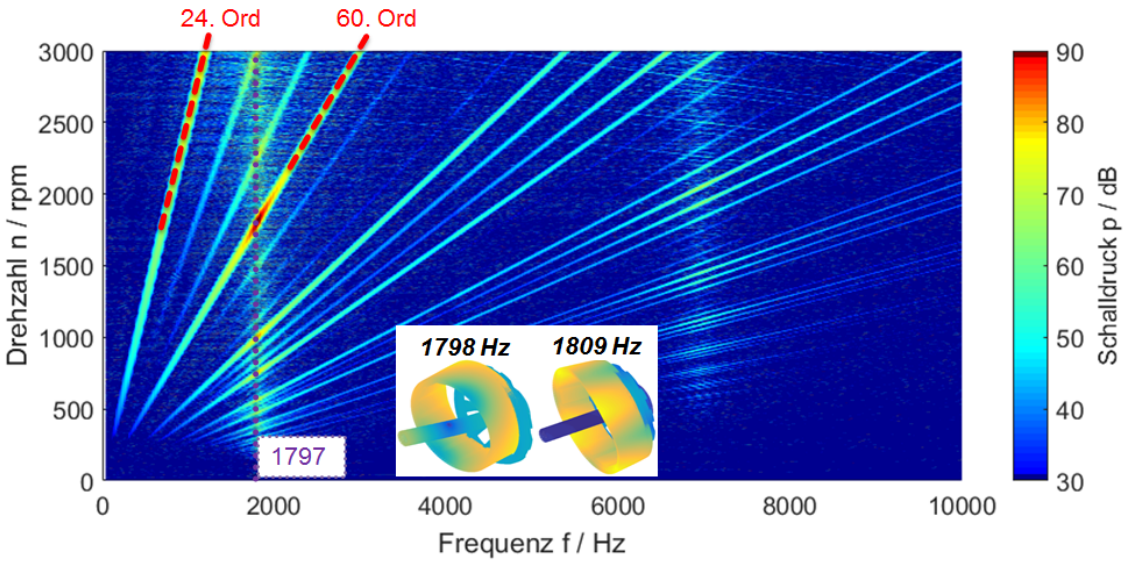


Bild 27: *Frequenzspektrum des simulierten Motorhochlaufs*

Auch in der Simulation sind wiederum die drehzahlabhängigen und die drehzahlunabhängigen Eigenfrequenzen sehr gut zu erkennen. Ebenfalls identisch ist, dass sich die größten Amplituden knapp unterhalb von 2 kHz befinden und nur noch wenig bei höheren Frequenzen geschieht. Einen deutlichen Unterschied jedoch weisen die auftretenden Ordnungen auf. Im Vergleich zur Messung treten hier lediglich sechste Ordnungen und die höherharmonischen Ordnungen auf. Die Ursache dafür liegt jedoch im angesetzten Regelungsmodell. Hier werden keine Reluktanzmomente des Motors berücksichtig, wodurch lediglich ungerade Kraftformen (2., 4., 6.,…Ordnung) auftreten können. Die markanten Ordnungen 24 und 60 aus dem Cosinus-Anteil der zweiten Kraftform zeigen sich jedoch auch im Spektrum des Schalldrucks wieder.

Betrachtet man abschließend die Betriebspunkte des Spektrogamms, an denen die höchsten Amplituden auftreten, fällt auf, dass sich hier meist eine Eigenfrequenzlinie der Struktur mit einer Ordnungslinie schneidet. Dies hat zur Folge, dass die Struktur eine besonders starke Anregung in diesem Betriebspunkt erfährt. Bei einer Analyse der berechneten Eigenfrequenzen des Gesamtmotors bei 1,8 kHz wird deutlich, dass hier gerade die zweite Schwingform und die 60. Ordnung der zweiten Kraftform sich überlagern. Diese Schwingform ist mit der zweiten Kraftform identischen, wodurch eine starke Anregung der Struktur erfolgt. Diese Schwingform ist für die Art des Motors sehr typisch, da immer zwei Permanentmagnete angezogen und abgestoßen werden.

Die ersten beiden Eigenfrequenzen liegen bei diesem Motor zudem sehr dicht beieinander, was eine Erklärung für die Erhöhung der Amplituden im Frequenzbereich von 1,6-1,8 kHz bei den Messergebnissen erklärt.

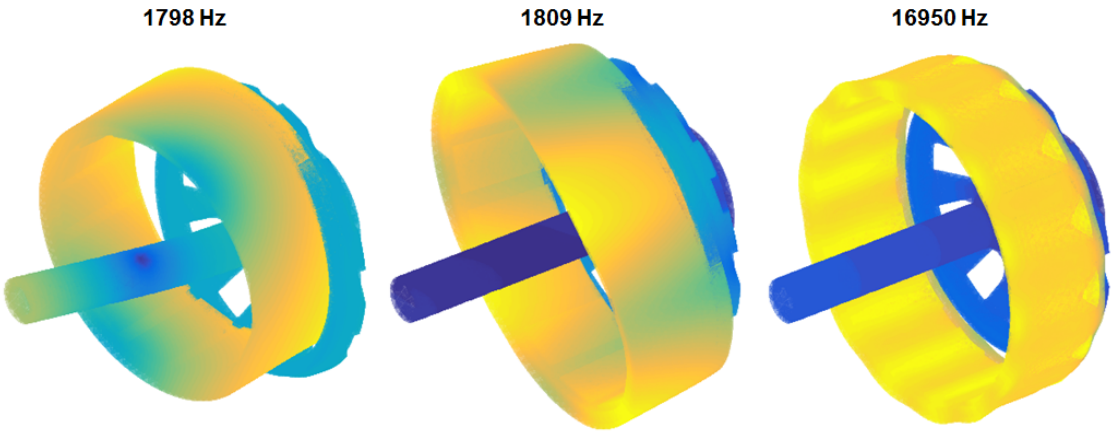


Bild 28: *Moden der Rotorkomponente des Außenläufers*

Eine weitere Auffälligkeit bei den Messergebnissen des Mikrofons (Bild 22) soll hier noch kurz angesprochen werden. Im hochfrequenten Bereich $(f \geq 15\ kHz)$ können mit einem Mikrofon noch sehr gut Eigenfrequenzen gemessen werden. Die Ermittlung von Schwingformen ist jedoch nicht mehr ohne weiteres möglich. Bei ca. 17,4 kHz scheint noch eine weitere Schwingform der Motorstruktur zu liegen, die über den gesamten Drehzahlbereich angeregt wird. Anhand der Ergebnisse aus der Simulation kann angenommen werden, dass es sich hierbei um den „atmenden Mode“ des Rotors handelt. Diese Schwingform sorgt besonders oft bei innenlaufenden Motoren zu akustischen als auch schwingungstechnischen Problemen.

6. Zusammenfassung

Das aufgebaute Simulationsmodell zu Berechnung des NVH-Verhaltens eines Elektromotors spiegelt das reale Motorverhalten sehr gut wieder. Allerdings wird deutlich, dass stets besonders auf die Modellierung von Kontaktstellen zu achten ist. Hier ist es unter Umständen nicht ausreichend, lediglich die Einzelkomponenten zu validieren, sondern zusätzlich ein Abgleich einzelner Baugruppen durchzuführen. Der Abgleich der Einzelkomponenten kann dabei sehr zuverlässig mittels experimenteller Modalanalyse oder Laservibrometrie erfolgen. Auch der Vergleich der verschiedenen Messverfahren liefert sehr ähnliche Resultate.
Das angewendete Regelungsmodell berücksichtigt derzeit noch keine Reluktanzmomente, wodurch im resultierenden Spektrogramm der Simulation abweichende Ordnungen im Bezug zur Messung auftreten. Im weiteren Verlauf des Forschungsprojektes ist somit eine Verfeinerung des Regelungsmodells erforderlich. Ebenso ist eine detaillierte Berechnung der elektromagnetischen Kräfte mittels FEM sinnvoll, so dass auch Effekte von Reluktanzmomenten auf das akustische Verhalten nachvollzogen werden können.

Literatur

[1] Berkemer, J. *Noise, Vibration, Harshness.* Esslingen: Manuskript der Hochschule Esslingen, 2016.

[2] Büchi, R. *Brushless-Motoren und –Regler.* Baden-Baden: Verlag für Technik und Handwerk neue Medien GmbH, 2013.

[3] Koepf, C., Berkemer, J., Kotter, P., Vogt, T., Zirn, O. *Akustisches Verhalten von elektrischen Maschinen – Ein Kooperationsprojekt.* Esslingen: Hochschulmagazin, Spektrum – Zeitschrift der Hochschule Esslingen, Ausgabe 45 S.40, 2017.

[4] Kotter, P., Koepf, C., Bischof, W. M., Wegener K. *Efficient Noise-Vibration- Harshness-modeling for squirrel-cage induction drives in EV applications.* Stuttgart: 17. Internationales Stuttgarter FKFS-Symposium, 2017.

[5] Köpf, C. *FEM Modellierung und experimentelle Validierung zum NVH-Verhalten eines E-Motors.* Esslingen: Masterthesis der Hochschule Esslingen, 2016

[6] Zirn, O. *Elektrifizierung in der Fahrzeugtechnik.* München: Fachbuchverlag Leipzig im Carl Hanser Verlag, 2017.

FEM-basierte Berechnung des Geräuschpegels von Elektromotoren in kontinuierlichen Drehzahlbereichen

Jürgen Wibbeler

Abstract

The FEM-simulation is used to compute the noise emission of electrical motors which is originated by their magnetic force interaction within the air gap. First, the dynamic magnetic forces are computed using an electromagnetic finite element model. They are subsequently transferred to the stator of a structural dynamics FE-model which computes structural vibrations as well as the noise level.

The method presented here is not just intended for a single or a few distinct operating points but for a continuous range of rotational speed. As a result of the simulation the structure-borne sound (Equivalent Radiated Power – ERP) can be visualized in a Waterfall (or Campbell) diagram. The amount of data to be provided for a Waterfall diagram can be huge and is a real challenge for numerical methods. Various methods are therefore utilized in order to reduce CPU-time.

The presented simulation method has been integrated into an extension called *Electric Drive Acoustics inside ANSYS* for the ANSYS Mechanical FEM-software.

Kurzfassung

Durch FEM-Simulation lässt sich die Geräuschemission von Elektromotoren vorausberechnen, die durch deren magnetische Luftspaltkräfte verursacht wird. Dazu werden die Kräfte zunächst mit einem elektromagnetischen FEM-Modell ermittelt. Anschließend werden sie auf den Ständer eines strukturdynamischen FEM-Modells aufgebracht und damit Gehäuseschwingungen und Geräuschpegel berechnet.

Mit der hier vorgestellten Methode wird eine solche Simulation nicht nur für eine oder wenige Drehzahlen, sondern für einen ganzen Drehzahlbereich verfügbar gemacht. Aus den generierten Ergebnisdaten kann der Körperschallpegel (Equivalent Radiated Power – ERP) über Drehzahl und Frequenz im Wasserfall- bzw. Campbell-Diagramm visualisiert werden. Da die numerische Erzeugung eines Wasserfalldiagramms wegen der hohen Anzahl bereitzustellender Datenpunkte sehr anspruchsvoll ist, werden verschiedene Methoden zur Reduktion der CPU-Zeit eingesetzt.

Die gezeigte Simulationsmethode wurde in ein Zusatzmodul mit der Bezeichnung *Electric Drive Acoustics inside ANSYS* für die FEM-Software ANSYS Mechanical integriert.

1. Einleitung

Bei der Entwicklung geräuscharmer elektrischer Antriebe spielt die numerische Simulation eine zunehmende Rolle als Ergänzung zu akustischen Messungen an Prototypen. Langwierige und kostspielige Trial-and-Error-Strategien können durch den Einsatz der Simulation reduziert werden. Außerdem erlaubt die virtuelle Abbildung des Signalpfades von der Erregung bis zur Schallabstrahlung ein tiefergehendes Verständnis der Schallentstehung. Während am realen Prototyp alle wirkenden Ursachen und Transfermechanismen sowie gegebenenfalls störende Nebeneffekte des Versuchsaufbaus gleichzeitig auftreten, können diese in der Simulation bei Bedarf getrennt analysiert werden.

Traditionell werden Vibration und Schallabstrahlung von Elektromotoren auf der Basis von Luftspaltkraftwellen und abstrahierten Ständergeometrien untersucht. Die Grundlagen dazu wurden maßgeblich bereits 1950 von H. Jordan in [1] dokumentiert. Mit den heute verfügbaren Möglichkeiten der Finite-Elemente-Methode (FEM), den angebotenen CPU-Leistungen sowie den immer größer werdenden Anforderungen an die Antriebe selbst liegt es nahe, detaillierte Simulationsmodelle in immer größerem Maß in der Vor- und Serienentwicklung einzusetzen.

Das hier vorgestellte Verfahren berechnet den Körperschallpegel (Equivalent Radiated Power – ERP) auf der Oberfläche eines Elektromotors, der durch die oszillierenden magnetischen Luftspaltkräfte verursacht wird. Dazu werden konzentrierte dynamische Kräfte und Momente an den Ständerzähnen in einem elektromagnetischen FE-Modell ermittelt und diese auf das strukturdynamische FE-Modell der Realgeometrie von Ständer und Gehäuse übertragen. Diese Vorgehensweise ist State-of-the-Art bei der FEM-Simulation von Motorgeräuschen für ausgewählte Betriebspunkte.

Viele Antriebe arbeiten jedoch nicht konstant in diskreten Betriebspunkten, sondern in ganzen Drehzahlbereichen. Gerade im Mobilitätssektor – sowohl in der individuellen Elektromobilität als auch bei Schienenfahrzeugen – müssen die Antriebe ständige Anfahrvorgänge und verschiedene Geschwindigkeiten realisieren. Daher liegt der Schwerpunkt der präsentierten Methode auf der Berechnung der Geräuschemission in einem definierten Drehzahlbereich. Die ERP-Ergebnisse werden in dem in der Akustik beliebten Wasserfalldiagramm dargestellt (auch bekannt als Campbell-Diagramm). Darin kann der Entwickler erkennen, bei welchen Drehzahlen und Frequenzen Geräuschprobleme zu erwarten sind und welche Gehäuseresonanzen (Eigenmoden) durch welche Drehzahlordnungen besonders angeregt werden. Messtechnische Aufnahmen eines Wasserfalldiagramms können während eines Hochlaufs des Motors mit Hilfe von Mikrofon- oder Schwingungsaufnehmern, Spektrumanalysatoren und geeigneter Software relativ zügig erfolgen. Bei der Simulation jedoch stellt die hohe Anzahl erforderlicher Einzelsimulationen eine starke Herausforderung für die benutzten Methoden dar. Für ein Wasserfalldiagramm benötigt man ohne Weiteres einige Tausend Einzelsimulationen, jeweils charakterisiert durch Drehzahl und Frequenz. FEM-Methoden, die je Einzelsimulation nur wenige Minuten dauern, können folglich bereits mehrere Tage oder gar Wochen Gesamtdauer in Anspruch nehmen.

Im Folgenden wird deshalb ein FEM-basiertes numerisches Verfahren beschrieben, dessen Zeitanteil je Einzelsimulation durch verschiedene Maßnahmen reduziert wurde. Damit kann die gesamte Berechnung eines Wasserfalldiagramms für einen

kompakten Synchronmotor innerhalb weniger Stunden erfolgen. Für Großmotoren und Generatoren mit hohen Nutzahlen, die in der FEM-Welt naturgemäß zu sehr hohen Elementezahlen führen, wird sie überhaupt erst praktikabel.

Die benötigten CPU-Zeiten werden unter anderem dadurch kurz gehalten, dass auf eine Luftschallanalyse verzichtet und stattdessen die Körperschallleistung ERP auf der Gehäuseoberfläche berechnet wird. Es ist bekannt, dass dieses Maß zwar erheblich schneller generiert werden kann, jedoch nur einen Richtwert für die Geräuschemission darstellt. Daher wird im Folgenden auch darauf eingegangen, wie die ERP-Werte an ausgewählten Drehzahl-Frequenzpunkten durch Luftschallanalysen ergänzt werden können.

2. Übersicht über den Simulationsablauf

Die von einer elektrischen Maschine erzeugten Geräusche haben ihre Ursache – abgesehen von Lagern, Unwuchten, Komponenten des Abtriebsstrangs sowie gegebenenfalls der Kühlung – in den dynamischen Anteilen der elektromagnetischen Kräfte zwischen Ständer und Läufer (Bild 1). Drehmoment und mechanische Abgabeleistung des Motors sind eine Folge der Tangentialkräfte am Läuferumfang. Gleichzeitig wirken Radialkräfte, welche ohne praktischen Nutzen, oft jedoch deutlich höher sind als die tangentialen Komponenten. Da alle Rotorkräfte als Gegenkräfte auch am Ständer wirken (verallgemeinerter Begriff: "Luftspaltkräfte"), wird dieser durch die dynamischen Anteile zum Schwingen angeregt. Um einen daraus resultierenden Geräuschpegel zu berechnen, wird der Signalfluss von der Anregung bis zur Gehäusevibration in der numerischen Simulation nachvollzogen. Die FEM kommt dabei erstens als elektromagnetische Simulation zur Berechnung der Luftspaltkräfte und zweitens als strukturdynamische Simulation zur Berechnung der Gehäuseschwingungen zum Einsatz. Diese beiden Hauptbestandteile werden durch notwendige Zwischenschritte und ein Postprocessing komplettiert.

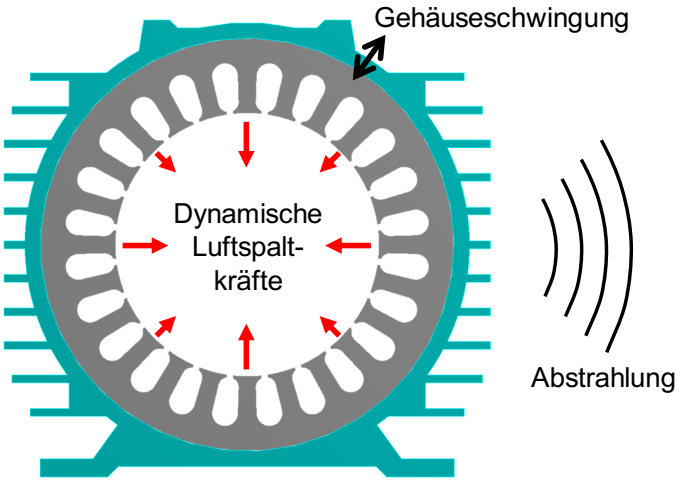


Bild 1: *Dynamische elektromagnetische Kräfte im Luftspalt regen Ständer- und Gehäuseschwingungen an und führen schließlich zur Schallabstrahlung.*

Der grundlegende Ablauf ist in Bild 2 gezeigt. In nichtlinearen elektromagnetischen Simulationen des Motors werden die Kraftkomponenten berechnet, die an den

Ständerzähnen wirken. Sie liegen zunächst im Zeitbereich vor. Da die nachfolgende Schwingungsanalyse auf einer harmonischen Analyse im Frequenzbereich beruht, werden die periodischen Lasten durch eine Diskrete Fouriertransformation (DFT) in den Frequenzbereich überführt und im mechanischen FE-Modell als Anregungsspektren auf die Ständerzähne aufgebracht. Aus der erhaltenen Gehäuseschwingung wird schließlich für jeden Simulationspunkt des Anregungsspektrums das Körperschallmaß (ERP) mit Hilfe der maschinenakustischen Grundgleichung ermittelt.

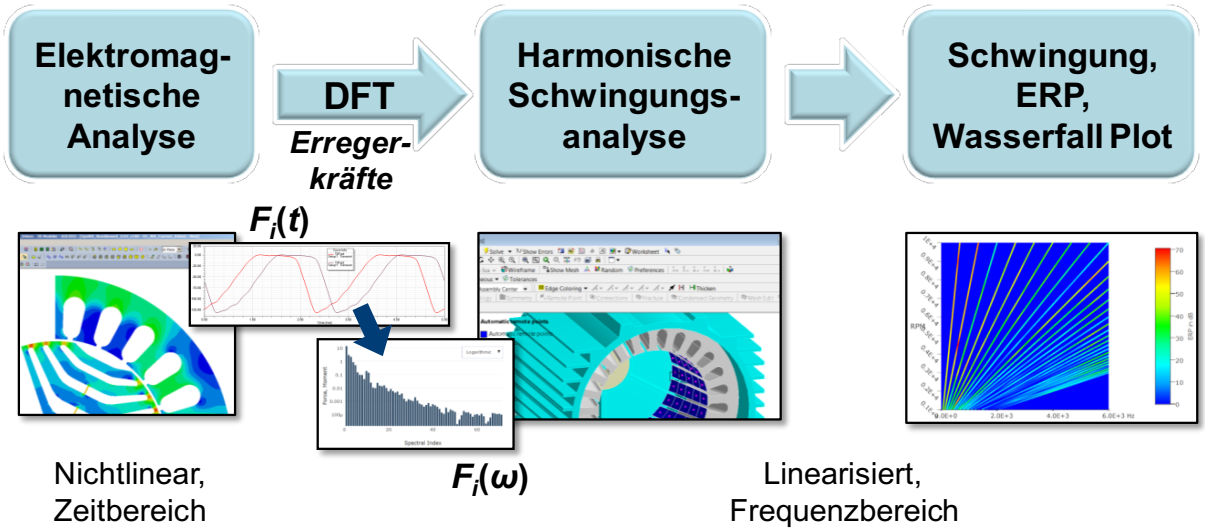


Bild 2: *Simulationsablauf zur Berechnung des Körperschallpegels und dessen Darstellung im Wasserfalldiagramm*

Dieser Simulationsablauf soll nun für einen ganzen Drehzahlbereich durchgeführt werden, so dass aus den Ergebnissen das Wasserfalldiagramm erstellt werden kann (Bild 3). Die Anzahl der erforderlichen Einzelsimulationen für ein Wasserfalldiagramm ergibt sich aus dem Produkt der Anzahl der Drehzahlpunkte und der Anzahl der Spektrallinien bzw. Ordnungen im Erregerspektrum.

3. Elektromagnetische Simulation

3.1 Berechnung dynamischer Lastkomponenten

Die elektromagnetischen Erregerlasten werden als Kraft- und Momentkomponenten (allgemein: „Lastkomponenten“) in definierten Lastschwerpunkten für jeden Ständerzahn ermittelt. Der Berechnung liegt eine transiente Magnetfeldanalyse des Motors in ANSYS Maxwell zugrunde (Bild 4). Die zeitabhängigen Lastkomponenten werden dort im Postprocessing mit Hilfe des Maxwellschen Spannungstensors gewonnen, in den die räumlich verteilten magnetischen Feldgrößen im Luftspalt eingehen [2].

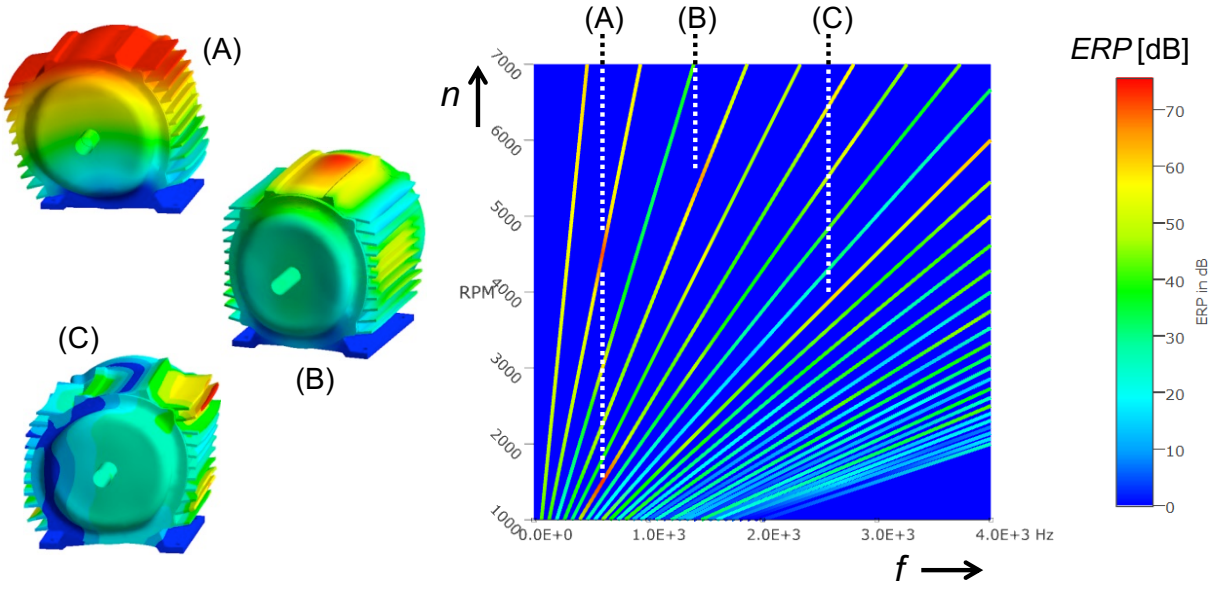


Bild 3: *Wasserfalldiagramm als Simulationsergebnis mit zugehörigen Schwingformen an markanten Resonanzstellen*

Zunächst werden Motoren ohne Schrägung betrachtet. Man legt die Lastschwerpunkte zweckmäßig zentrisch in die zum Luftspalt gerichteten Zahnfußflächen. Bild 5 skizziert links die Radialkraft $F_{rad}(t)$, die Tangentialkraft $F_{tan}(t)$ sowie das Moment $M_z(t)$ als vollständiges Lastsystem für den zweidimensionalen Modellfall. $M_z(t)$ erfasst als Moment erster Ordnung die ungleichmäßige Verteilung der Radialkraftdichte auf der Zahnfläche und ist insbesondere bei Motoren mit geringer Nutzahl und dementsprechend breiter Polschuhfläche von Bedeutung. Im rechten Teil von Bild 5 sind zusätzlich die axiale Kraftkomponente $F_z(t)$ sowie die Momente um die radiale und tangentiale Richtung des jeweiligen Ständerzahns, $M_{rad}(t)$ und $M_{tan}(t)$, zu sehen, die durch ein dreidimensionales Modell geliefert werden können. Ein vollständiges dreidimensionales Lastsystem besteht also aus sechs Komponenten.

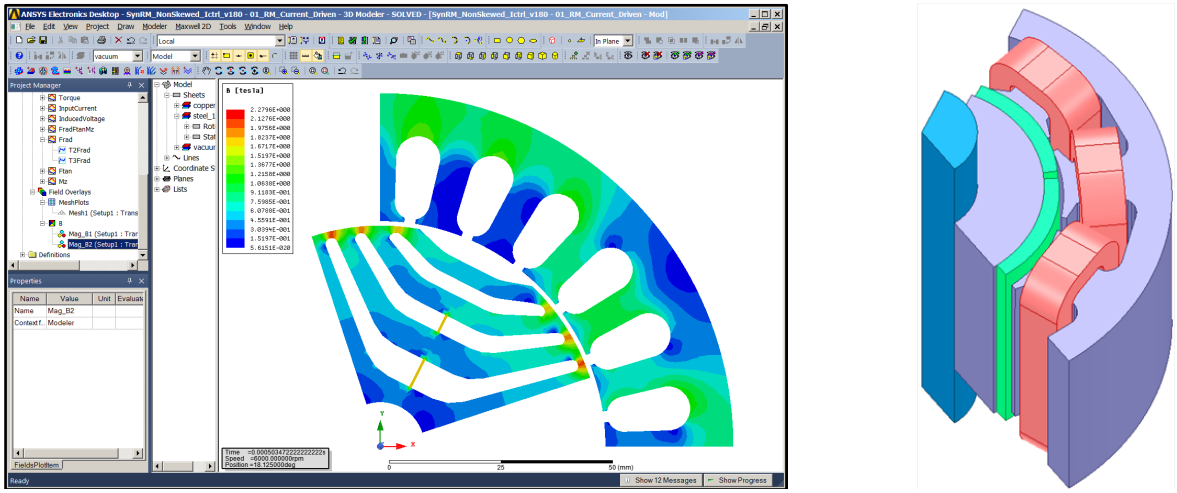


Bild 4: *Elektromagnetische Modelle in ANSYS Maxwell zur Ermittlung der Luftspaltkräfte. Links: 2D-Modell eines Reluktanzmotors (Darstellung der magn. Flussdichte) Rechts: 3D-Modell eines Permanentmagnet-Motors (Geometrie)*

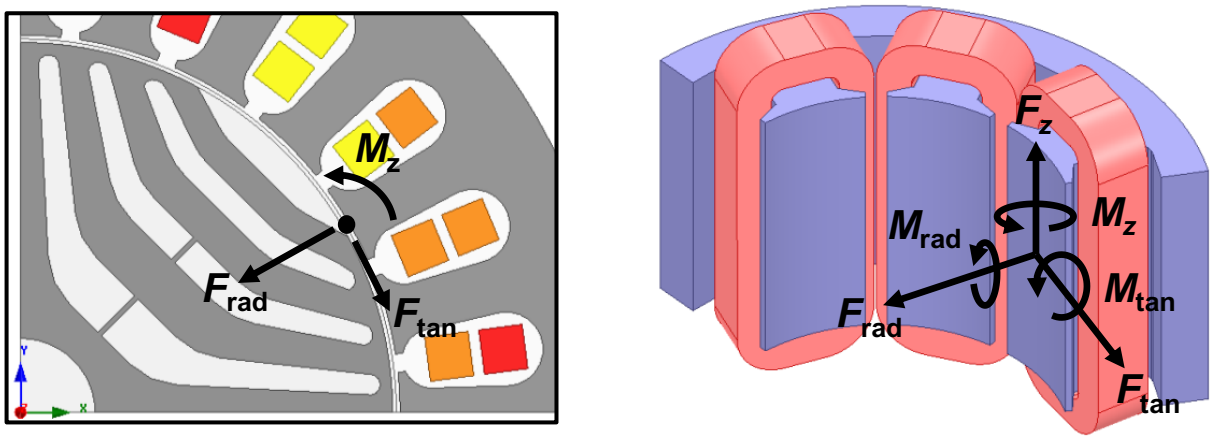


Bild 5: *Dynamische Lastkomponenten, die aus elektromagnetischen Simulationen mit 2D-Modellen (links) bzw. 3D-Modellen (rechts) als Zeitfunktionen zu ermitteln sind.*

Dreidimensionale Modelle werden vorwiegend für kurze, kompakte Motoren benutzt, da bei solchen auch die Kraftbeiträge in den Wickelkopfbereichen nicht mehr zu vernachlässigen sind. Die Projektion der räumlichen Kraftdichteverteilung auf drei Kräfte und drei Momente erster Ordnung *eines* Lastschwerpunktes je Ständerzahn erfasst dann auch die Auswirkung einer Schrägung in ausreichender Weise. Die axial inhomogene Kraftdichteverteilung infolge der Schrägung drückt sich in den Momenten M_{rad} und M_{tan} aus.

Bei geschrägten Motoren größerer Abmessungen und höherer Nutzahl sind die Ständerzähne langgestreckt und somit in sich flexibel. Die axial inhomogene Kraftdichteverteilung muss in solchen Fällen genauer abgebildet werden. Dazu steht die sogenannte Multi-Slice-Technik zur Verfügung, bei der der Motor axial in Segmente („Slices“) unterteilt wird und die Lastkomponenten individuell für jedes Segment generiert werden. Die Multi-Slice-Technik wird an einem elektromagnetischen 2D-Modell ausgeführt. Im stets dreidimensionalen strukturdynamischen Modell sind die Zahnfußflächen axial entsprechend zu unterteilen (Bild 6).

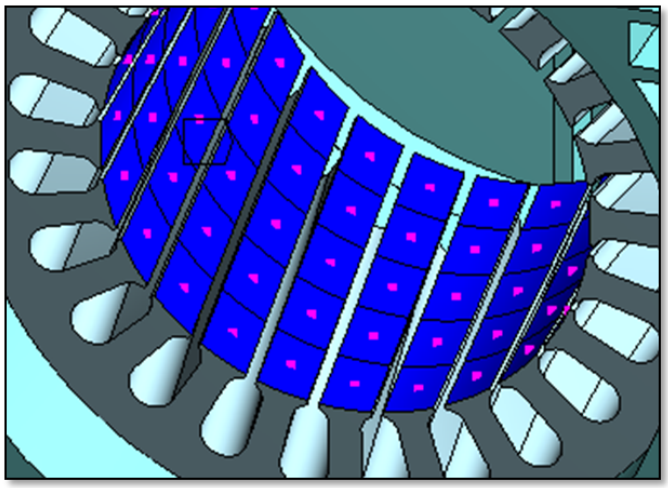


Bild 6: *Axiale Segmentierung der Ständerzahnflächen mit je einem Lastangriffspunkt pro Flächensegment (strukturdynamisches FE-Modell)*

3.2 Vermeidung simulationsbedingter Störungen

Numerische, nichtphysikalische Störanteile in den berechneten Lasten können (a) auf nichtabgeschlossene Einschwingvorgänge und (b) auf Diskretisierungsstörungen durch die FE-Vernetzung zurückgeführt werden.

Für die nachfolgende Transformation in den Frequenzbereich müssen die Lasten zwingend als eingeschwungene periodische Funktionen geliefert werden. Werden in der Simulation alle Ströme in Form vorgegebener Zeitfunktionen fest eingeprägt, so gibt es keine Einschwingvorgänge. In diesem Fall reicht die Simulation eines periodischen Intervalls des Motors – bei Synchronmotoren in der Regel eine halbe elektrische Periode. Anders verhält es sich in den folgenden Fällen, wenn Ströme nicht festgelegt sind:

- Spannungssteuerung an den Wicklungen,
- leitfähige Körper mit Wirbelstromausbildung, z.B. Permanentmagnete,
- Käfigströme in Asynchronmotoren.

In diesen Fällen ist auf eine ausreichende Einschwingzeit vor der Extraktion des periodischen Zeitintervalls zu achten. Andernfalls enthält das Lastspektrum nach der Fouriertransformation unphysikalische tieffrequente Anteile. Ein abgeschlossener Einschwingvorgang ist zum Beispiel aus dem zeitlichen Verlauf des Drehmomentes $M(t)$ zu erkennen.

Diskretisierungsbedingte Störungen identifiziert man hingegen durch sogenannte Kraftwellenzerlegung. Je nach den charakteristischen Motordaten (Polzahl, Nutzahlen, Wicklungsschema) bilden sich im Luftspalt typische Kraftdichteverteilungen aus, die nicht nur zeitlich periodisch, sondern auch über dem Umfang periodisch sind. In einem vierpoligen Synchronmotor setzt sich die Kraftdichteverteilung z.B. aus dem Mittelwert sowie Anteilen mit vier, acht usw. Perioden (= „Luftspaltkraftwellen“) zusammen. Man spricht auch von r0-, r4-, r8-Anregungen usw.

Eine Kraftwellenzerlegung nutzt die zweidimensionale Fouriertransformation (2D-DFT), welche die zeitliche Dimension in ein Frequenzspektrum und gleichzeitig die Dimension des Umfangswinkels in den Bereich der Kraftwellenzahlen übersetzt:

$$\hat{F}_{k,l} = \sum_{m=0}^{M-1}\sum_{n=0}^{N-1} F_{m,n} \cdot \mathrm{e}^{-2\pi\mathrm{i}\cdot\frac{mk}{M}} \cdot \mathrm{e}^{-2\pi\mathrm{i}\cdot\frac{nl}{N}} \tag{1}$$

(M…Stützpunkte in Umfangsrichtung, N…zeitliche Stützpunkte, k…Umfangswellenzahl, l…spektraler Index, $F_{m,n}$…Lasttabelle im Zeitbereich, $F_{k,l}$…spektrale Komponenten). Funktionen zur Realisierung der 2D-DFT sind in gängigen Softwareprodukten zur Datenanalyse verfügbar.

Als Lasttabelle im Zeitbereich $F_{m,n}$ dienen nun die aus der FEM-Rechnung stammenden Kräfte an jedem Ständerzahn über eine zeitliche Grundperiode. Die Stützpunkte in Umfangsrichtung werden durch die Lastschwerpunkte der Ständerzähne

repräsentiert. Im erhaltenen zweidimensionalen Spektrum sind nun charakteristische Komponenten zu erwarten. Der spektrale Index auf der Frequenzachse wird dabei zweckmäßig in Drehzahlordnungen (= Vielfache der Drehzahl) dargestellt.

Bild 7 demonstriert die Analyse am Viertelmodell eines vierpoligen Synchronmotors mit 24 Ständerzähnen (d.h. 6 Zähne im Viertelmodell). Ungeeignete Vernetzungen oder Kraftberechnungsmethoden führen dazu, dass die Kraft-Zeit-Verläufe an den Ständerzähnen störungsbehaftet sind. Im dargestellten Fall zeigt sich das bereits optisch an Unregelmäßigkeiten in den Zeitbereichs-Funktionen. Das dazugehörige Spektrum offenbart ein sehr hohes numerisches Rauschen. Werden Maßnahmen zur Verbesserung der Ergebnisqualität im FE-Modell ergriffen, so zeigen die Kraft-Zeit-Verläufe an den Zähnen die erwartete systematische Regelmäßigkeit. Das Spektrum enthält nun ausgeprägte Komponenten, während die dazwischen liegenden Störkomponenten um zwei oder mehr Größenordnungen geringer ausfallen. In akustischen Pegeln ausgedrückt bedeuten zwei Größenordnungen immerhin eine Verbesserung des Signal-Rausch-Verhältnisses von 40 dB. Die getroffenen Maßnahmen bestehen insbesondere in der Verwendung zyklisch-symmetrischer FE-Netze sowie einer Mittelung der magnetischen Feldgrößen über die Elementgrenzen hinweg bei der Integration der Kraftdichte im Luftspalt.

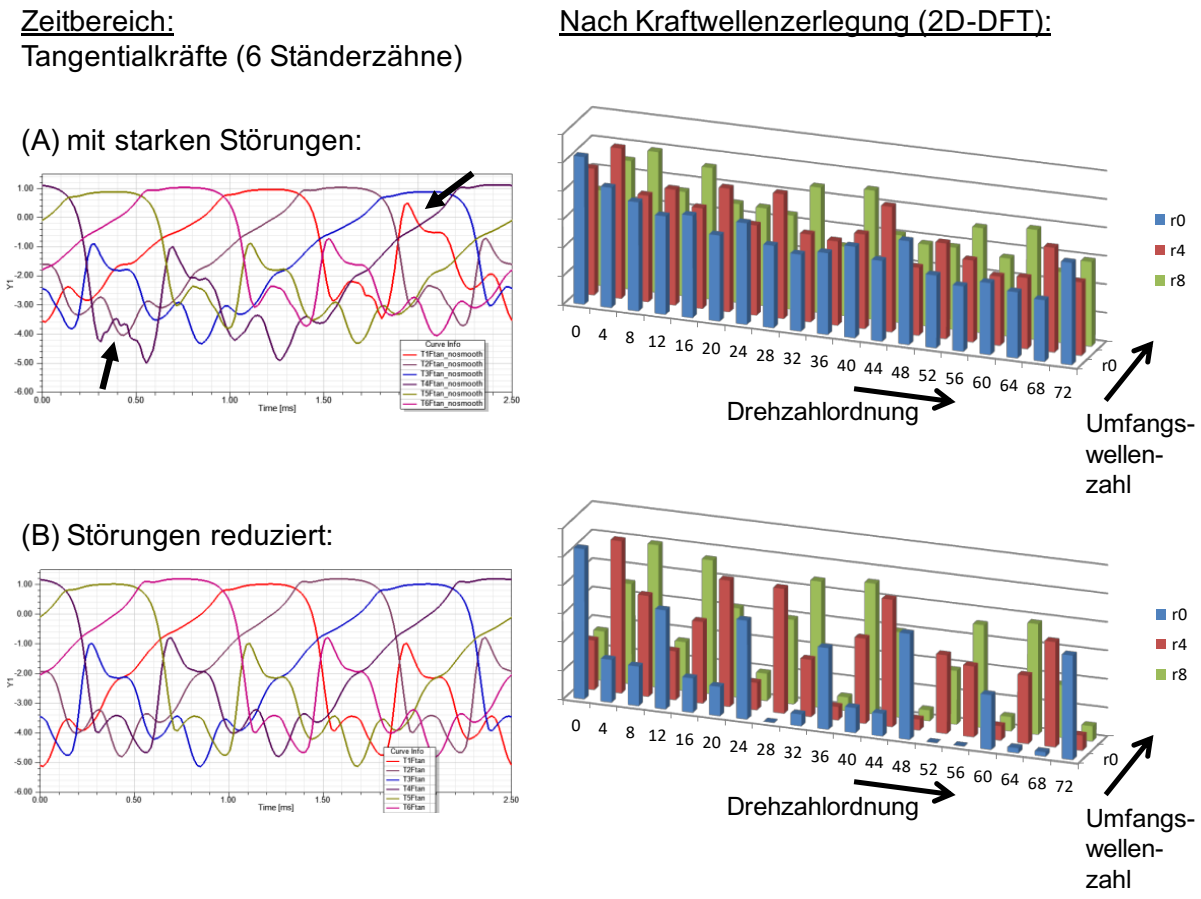


Bild 7: *Identifikation diskretisierungsbedingter Störanteile durch Kraftwellenzerlegung*

Generell sind die tangentialen Kraftkomponenten deutlich anfälliger gegen die FE-Diskretisierung als die radialen Komponenten. Das kommt daher, dass die tangentialen Komponenten hauptsächlich in den sehr lokalen Kantenregionen der Ständerzähne mit stark inhomogenem Feldverlauf entstehen.

Eine solche Analyse wird man kaum nach jeder FE-Analyse eines Motors durchführen. Vielmehr wird man sie an wenigen charakteristischen Motortopologien anwenden, für die man die zu erwartenden Kraftmuster kennt, um sich daran die Grundregeln für eine hochwertige Modellbildung zu erarbeiten.

3.3 Reduktion des Simulationsaufwandes durch Spektreninterpolation

Die strukturdynamische Simulation im Drehzahlbereich wird später mit definierten Drehzahl-Schritten durchgeführt („Drehzahl-Sweep“). Die erforderliche Auflösung lässt sich einfach aus der Bandbreite der Resonanzmaxima ableiten. Wird die Schwingungsgleichung einer erzwungenen Schwingung mit dem Dämpfungsgrad D dargestellt als

$$\ddot{x}(t) + 2D\omega_0\dot{x}(t) + \omega_0^2 x(t) = F(t), \tag{2}$$

so ergibt sich die –3dB-Resonanzbandbreite direkt durch

$$B = f_\mathrm{o} - f_\mathrm{u} = f_0 \cdot 2D \tag{3}$$

(Bild 8). Bei einem Synchronmotor verhält sich die Anregungsfrequenz eines Anregungsmusters proportional zur Drehzahl, so dass die relative Frequenzschrittweite $\Delta f/f$ der relativen Drehzahlschrittweite $\Delta n/n$ entspricht. Wählt man also $\Delta n/n = B/f_0 = 2D$, so muss man mit einem Amplitudenfehler von –3dB in den Resonanzstellen der Motorstruktur rechnen. Mit $\Delta n/n = D$ beträgt der Fehler noch ca. –1dB.

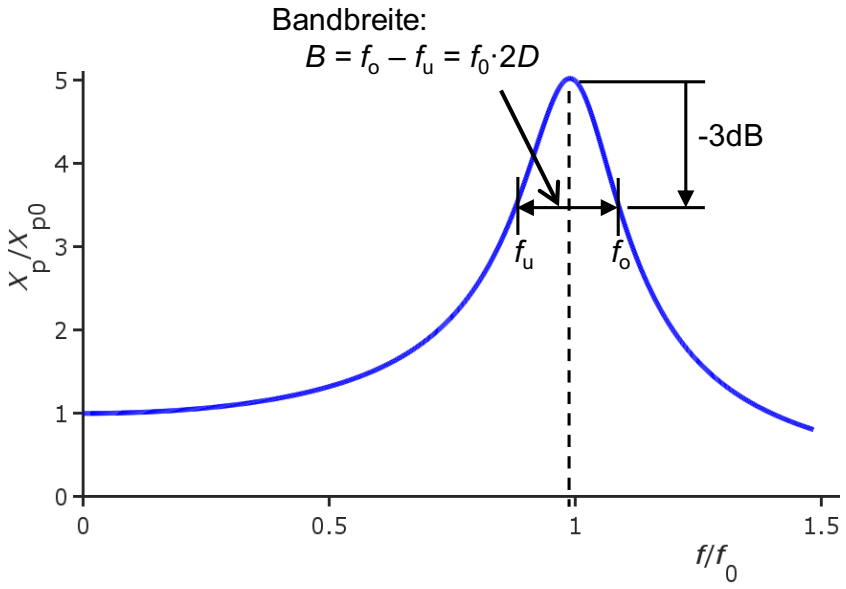


Bild 8: *Bandbreite der Resonanzstelle eines Ein-Freiheitsgrad-Schwingers*

Beträgt beispielsweise der Dämpfungsgrad $D = 0.02$ (das entspricht einer Resonanzgüte $Q = 1/(2D) = 25$), so darf man die Drehzahl in 2%-Schritten erhöhen, um den Amplitudenfehler auf –1dB zu begrenzen. Je nach anvisiertem Drehzahlbereich benötigt man hier schnell 50…100 Drehzahlschritte.

Die elektromagnetische Simulation für jeden Drehzahlschritt durchzuführen, wird insbesondere mit 3D-Modellen sehr rechenaufwändig. Es ist daher sinnvoll, kontinuierliche Bereiche in der Motorcharakteristik durch Interpolation der Lasten auszunutzen. Die elektromagnetische Simulation wird nur für ausgewählte Drehzahlpunkte durchgeführt, mit denen sich die Charakteristik ausreichend gut abbilden lässt. Nach der Fouriertransformation erhält man die Anregungsspektren für diese wenigen Drehzahlen (Bild 9). In der nachfolgenden strukturdynamischen Analyse werden die komplexen Fourierkoeffizienten für die dazwischen liegenden Drehzahlpunkte interpoliert. Auf diese Weise wird die Anzahl elektromagnetischer Simulationen erheblich reduziert.

Das Prinzip funktioniert in dieser Form für Synchronmotoren. Bei Asynchronmotoren gibt es stets Anregungsmuster, deren Frequenzen sich nicht proportional zur Drehzahl verhalten. Daher wird es für Asynchronmotoren notwendig sein, die dynamischen Lasten für jeden Drehzahlpunkt der strukturdynamischen Simulation auch in einer separaten elektromagnetischen Simulation zu ermitteln. Weitergehende Untersuchungen sind erforderlich, um diese Aufgabe hinsichtlich der CPU-Ressourcen zu lösen.

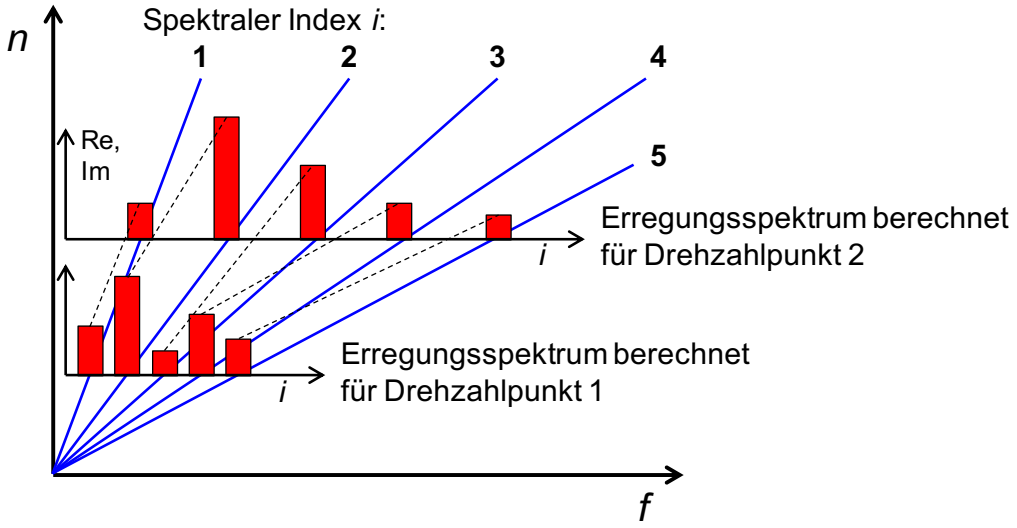


Bild 9: *Reduktion der Berechnung von Anregungsspektren auf ausgewählte Drehzahl-Stützpunkte zur späteren Interpolation der Anregungen zwischen den Stützpunkten*

4. Strukturschwingung und Körperschallleistung

4.1 Harmonische Schwingungsanalyse

Die mechanische Schwingungsberechnung, die Berechnung der ERP-Werte und die Ausgabe des Wasserfalldiagramms erfolgt in ANSYS Mechanical. Die harmonische Analyse arbeitet nach dem Prinzip der Moden-Superposition. Eine vorangehende Modalanalyse liefert dazu die Eigenformen (bei räumlicher FEM-Diskretisierung „Eigenvektoren“) als mögliche Deformationsformen. Das primäre Ergebnis der harmonischen

Analyse ist die komplexwertige modale Amplitude $c_m(n,\mathrm{i}\omega)$, die sogenannte modale Koordinate, für jeden einbezogenen Eigenmode m in Abhängigkeit von Drehzahl und Frequenz. Das komplexwertige Gesamt-Schwingungsergebnis $u(n,\mathrm{i}\omega)$ wird schließlich als Linearkombination von M Eigenvektoren dargestellt:

$$u(n,\mathrm{i}\omega) = \sum_{m=1}^{M} c_m(n,\mathrm{i}\omega) \cdot u_m \tag{4}$$

Da die harmonische Analyse nicht mehr im Raum der Knotenauslenkungen des FE-Netzes, sondern nur noch im vergleichsweise niedrig-dimensionalen Raum der modalen Koordinaten arbeitet, ergibt sich eine erhebliche Beschleunigung der Rechnung. Die vorangestellte Modalanalyse ist nicht drehzahl- und frequenzabhängig und muss daher nur einmal durchgeführt werden.

Individuelle Dämpfungsgrade lassen sich beim Prinzip der Moden-Superposition für einzelne Moden ebenfalls vorgeben, wenn diese z.B. aus experimentellen Modalanalysen als Erfahrungswerte vorliegen.

4.2 Berechnung der Körperschallleistung

Die Nachberechnung der Gesamtschwingung nach Gleichung (4) bezeichnet man auch als Expansion der Ergebnisse. Führt man die Expansion für alle Simulationspunkte durch, hebt sie allerdings den Zeitvorteil der modalbasierten harmonischen Analyse teilweise wieder auf und produziert zudem einen enormen Umfang an Ergebnisdaten.
Zur Ermittlung der Körperschallleistung ist die Expansion jedoch nicht erforderlich. Sie kann direkt aus den Eigenvektoren und modalen Koordinaten berechnet werden. Grundlage ist die maschinenakustische Grundgleichung, nach der das Quadrat der Schnelleamplitude in Normalenrichtung über die abstrahlende Oberfläche zu integrieren ist:

$$P_{\mathrm{ERP}} = \frac{1}{2} c \cdot \rho \cdot \iint_{(A)} \hat{v}_{\mathrm{n}}^2 \, \mathrm{d}A \tag{5}$$

(c…Schallgeschwindigkeit, ρ…Dichte, A…abstrahlende Oberfläche, $\hat{v}_{\mathrm{n}}$…Schnelleamplitude in Normalenrichtung zur Oberfläche). Die numerische Integration von FEM-Ergebnissen verursacht im Postprocessing ebenfalls einen nicht zu vernachlässigenden Zeitbedarf. Bei der ERP-Berechnung aus Eigenvektoren und modalen Koordinaten muss das Integral über die Oberfläche nicht erneut für jeden Simulationspunkt, sondern nur *einmal* für die vorberechneten Eigenvektoren gebildet werden. Details sind in [2] zu finden.

5. Integration in die FEM-Software ANSYS Mechanical

Der strukturdynamische Teil des Analyseablaufes wurde durch CADFEM in ein Erweiterungsmodul für ANSYS Mechanical mit der Bezeichnung *Electric Drive Acoustics inside ANSYS* implementiert. Dadurch wird der Anwender von eigenen Programmierungen entbunden und erhält einen Toolbar mit leicht zu bedienenden Funktionselementen (Bild 10).

Die harmonische Analyse nach dem Prinzip der Moden-Superposition ist ein Standardverfahren der FEM-Software. Das Erweiterungsmodul unterstützt den Anwender vor allem bei Import und Verteilung der dynamischen Anregungskräfte aus der elektromagnetischen Simulation, übernimmt deren Fouriertransformation in den Frequenzbereich, die automatische Berechnung im Drehzahlbereich, die Berechnung der Körperschalleistung und die Darstellung im Spektrum- und Wasserfalldiagramm.

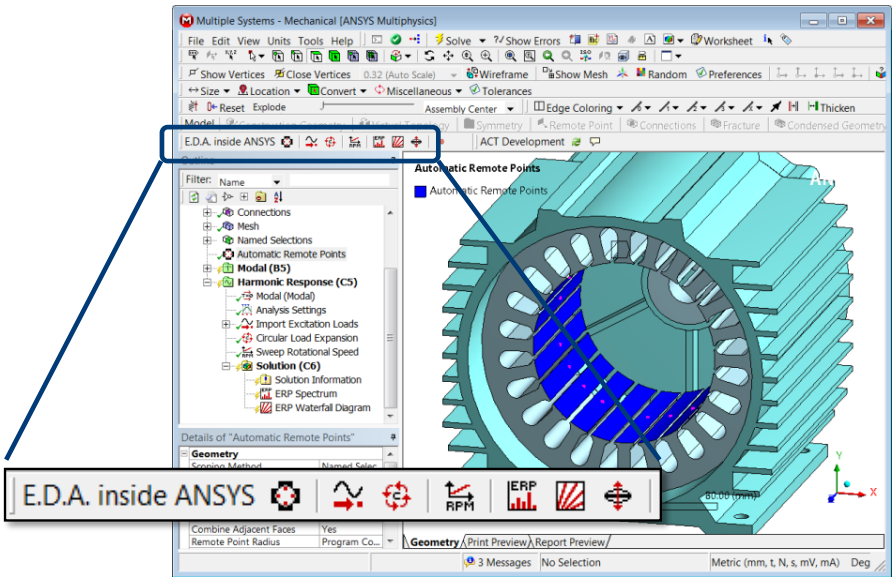


Bild 10: *Toolbar Electric Drive Acoustics inside ANSYS in der FEM-Software ANSYS-Mechanical*

6. Erweiterung durch Luftschallanalysen

Luftschallanalysen sind für zahlreiche Drehzahl-Frequenzpunkte ebenfalls sehr aufwändig. Andererseits stellt die berechnete Körperschallleistung nur eine Richtgröße für eine zu erwartende Abstrahlleistung dar. Der tatsächliche Abstrahlgrad hängt von der Gehäusegeometrie, der Schwingform und der Frequenz ab.

Um die tatsächliche akustische Abstrahlleistung zu erhalten, lässt sich die ERP-Berechnung durch eine nachfolgende Luftschallanalyse für ausgewählte Drehzahl-Frequenz-Punkte ergänzen (Bild 11). Dazu identifiziert man aus dem Wasserfalldiagramm einen kritischen Arbeitspunkt und die kritische Drehzahlordnung. Mit einer ebenfalls implementierten Funktion kann für diesen Punkt die Expansion der Schwingung nach Gleichung (4) veranlasst werden. Für die Luftschallanalyse wird der umgebende Luftraum als separates FE-Modell erstellt und die expandierte Gehäuseschwingung als Erregung definiert.

Ein Beispiel einer solchen Analyse einschließlich des Vergleichs der berechneten ERP-Werte und der Abstrahlleistungen ist in Bild 12 für zwei charakteristische Gehäuseresonanzen gezeigt. Naturgemäß sind die Werte der abgestrahlen Luftschallleistung geringer als die ERP-Werte. Die Differenz von 5.2 dB bzw. 1.8 dB liegt in der typischen Größenordnung für die Haupt-Eigenmoden einer solchen Motorgeometrie. Als besonders kritisch erweisen sich dagegen Eigenmoden, die eigenständige Oszillationen von Kühlrippen repräsentieren. In den schmalen Zwischenräumen zwischen den Kühlrippen können Hohlraumresonanzen mit erheblichen Verstärkungs- oder Auslöschungseffekten entstehen. Die Abweichungen zwischen berechneten ERP-Werten und Luftschallleistungen betragen dann gegebenenfalls 10 dB und mehr. Es ist also in jedem Fall angebracht, markante Resonanzstellen im Wasserfalldiagramm auch als Schwingungsform zu visualisieren bzw. alternativ die dazugehörige Eigenmode in der Modalanalyse zu identifizieren.

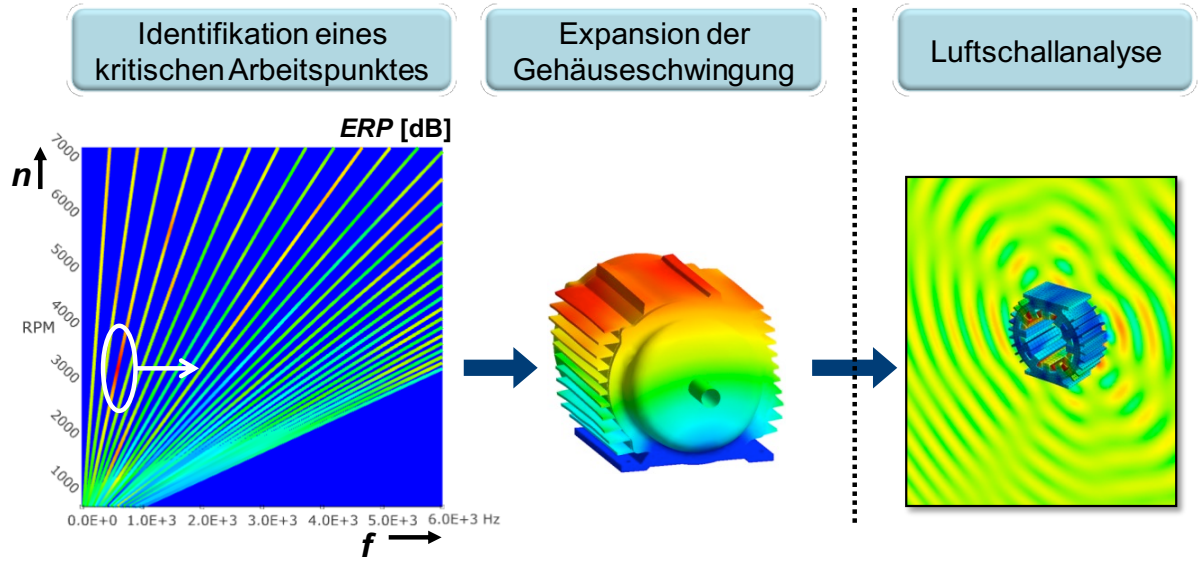
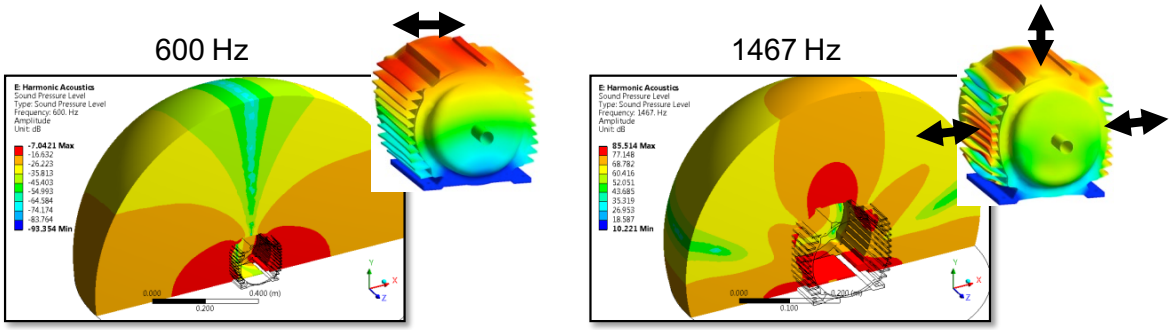


Bild 11: *Ergänzung durch Luftschallanalyse für ein ausgewähltes Schwingungsergebnis*



Vergleich der berechneten Schallleistungen:

n [rpm]	f [Hz]	ERP [dB]	Air-borne [dB]
1500	600	72.0	66.8
5500	1467	65.4	63.6

Bild 12: *Luftschallanalysen für zwei beispielhafte Gehäuseresonanzen und Vergleich der abgestrahlten Leistung mit den ERP-Werten. Die Schallfelder stellen den Schalldruckpegel dar.*

Zusammenfassung und Ausblick

Die durchgängige FEM-basierte Simulationsmethode unterstützt Motorenentwickler bei der Vorausberechnung des Körperschalls (Equivalent Radiated Power – ERP), der durch die elektromagnetischen Anregungen am Ständer und Gehäuse von Elektromotoren verursacht wird. Durch effiziente und automatisierte Verfahren sowohl in der Behandlung der Anregungen als auch bei der Berechnung der ERP-Werte können die großen Datenmengen, die für die Darstellung in einem Wasserfalldiagramm benötigt werden, in kurzer Zeit zur Verfügung gestellt werden. Die Simulationsmethode wurde zunächst für Synchronmotoren entworfen. Sie ist vor allem als effizientes Werkzeug in der Serienentwicklung gedacht und soll den schnellen Vergleich verschiedener Designvarianten hinsichtlich ihrer Geräuschemission ermöglichen.

Bei Asynchronmotoren sind die Periodizitätsintervalle der Anregungskräfte in der Regel erheblich länger und folglich die Frequenzschritte in den Anregungsspektren entsprechend kleiner. Damit ergibt sich eine deutlich größere Anzahl zu simulierender Frequenzschritte je Betriebspunkt. Mit variierendem Schlupf über dem Arbeitsbereich stehen die Frequenzen charakteristischer Anregungsmuster zudem nicht in einem festen Verhältnis zur Drehzahl. Nach gegenwärtigem Kenntnisstand ist daher die für Synchronmotoren benutzte Lastinterpolation bei Asynchronmotoren nicht anwendbar und folglich für jeden Betriebspunkt eine eigene elektromagnetische Simulation der Anregungskräfte notwendig. Hier werden gegenwärtig Vorgehensweisen evaluiert, die den Aufwand für die elektromagnetischen Analysen auf das unbedingt notwendige Maß begrenzen.

Ein weiterer Entwicklungsschwerpunkt ist die Beschleunigung von Luftschallanalysen, um diese für eine größere Anzahl von Drehzahl-Frequenzpunkten zu qualifizieren. Mit ihnen kann die Aussagefähigkeit des Wasserfalldiagramms bzgl. der tatsächlichen Schallabstrahlung deutlich erhöht werden.

Literatur

[1] H. Jordan: *Geräuscharme Elektromotoren: Lärmbildung und Lärmbeseitigung bei Elektromotoren.* Essen, Girardet, 1950

[2] M. Moosrainer, M. Hanke: *Numerical Vibration Analysis of Electric Drives.* NAFEMS Seminar "Practical Aspects of Structural Dynamics", Wiesbaden, 10.-11.11.2015

Die Autoren

Prof. Dr.-Ing. Hermann 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

Dr.-Ing. Tommy Luft
Otto-von-Guericke-Universität
Magdeburg, Institut für Mobile Systeme (EMA)
Magdeburg, Deutschland

Dr.-Ing. Dejan Arsić
Müller-BBM VibroAkustik Systeme GmbH
Planegg, Deutschland

M. Sc. Gloria-Tabea Badel
Otto-von-Guericke-Universität
Magdeburg, Medizinische Fakultät, (EXA)
Magdeburg, Deutschland

Prof. Dr.-Ing. Michael Bargende
Universität Stuttgart,
Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen
Stuttgart, Deutschland

Prof. Dr.-Ing. habil. Stefan Becker
Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg
Nürnberg, Deutschland

M. Eng. Dennis Berft
Polytec GmbH
Waldbronn, Deutschland

Prof. Dr.-Ing. Joachim Berkemer
Hochschule Esslingen, Fakultät Fahrzeugtechnik
Esslingen, Deutschland

Dipl.-Ing. Eugen Biegler
Polytec GmbH
Waldbronn, Deutschland

Dr.-Ing. Jan Biermann
BMW Group
München, Deutschland

Dr.-Ing. Reinhard Blumrich
Forschungsinstitut für Kraftfahrwesen und Fahrzeugmotoren Stuttgart
Stuttgart, Deutschland

M. Sc. Florian Bock
Audi AG
Ingolstadt, Deutschland

Dr.-Ing. Fabian Duvigneau
Otto-von-Guericke-Universität
Magdeburg, Institut für Mechanik
Magdeburg, Deutschland

Prof. Dr.-Ing. habil. Ulrich Gabbert
Otto-von-Guericke-Universität
Magdeburg, Institut für Mechanik
Magdeburg, Deutschland

Dipl.-Ing. Maria Gavila Lloret
BMW Group
München, Deutschland

Dr.-Ing. Thomas Geyer
Brandenburgische Technische
Universität Cottbus-Senftenberg
Cottbus, Deutschland

Dipl.-Ing. Dieter Gnannt
Daimler AG
Stuttgart, Deutschland

M. Sc. Maren Gollub
Forschungsinstitut für Kraftfahrwesen
und Fahrzeugmotoren Stuttgart
Stuttgart, Deutschland

Dipl.-Ing. Wolfgang Gross
Universität Stuttgart,
Institut für Verbrennungsmotoren und
Kraftfahrwesen
Stuttgart, Deutschland

M. Eng. Christian Köpf
Hochschule Esslingen, Fakultät Fahr-
zeugtechnik
Esslingen, Deutschland

Dr. rer. nat. Jan Hots
Otto-von-Guericke-Universität
Magdeburg, Medizinische Fakultät,
(EXA)
Magdeburg, Deutschland

Dr.-Ing. Andreas Hubert
ElringKlinger AG
Langenzenn, Deutschland

Prof. Dr.-Ing. Roland Kasper
Otto-von-Guericke-Universität
Magdeburg, Institut für Mobile Syste-
me (MKT)
Magdeburg, Deutschland

Dr.-Ing. Michael Kauth
FEV GmbH
Aachen, Deutschland

Dipl.-Ing. Philipp Kotter
Robert Bosch GmbH
Stuttgart, Deutschland

Dipl.-Phys. Bernhard Kühn
Ernst-Abbe-Hochschule Jena
Fachbereich Maschinenbau
Jena, Deutschland

Prof. Dr.-Ing. Sabine Christine Langer
TU Braunschweig, Institut für Konst-
ruktionstechnik
Braunschweig, Deutschland

Dr.-Ing. Uwe Letens
Daimler AG
Sindelfingen, Deutschland

Dipl.-Ing. Otto Martner
Müller-BBM GmbH
Planegg, Deutschland

Dipl.-Ing. Christian Morgenstern
Bertrandt Technologie GmbH
Sassenburg, Deutschland

Dr.-Ing. Gregor Müller

BMW Group
München, Deutschland

M. Sc. Johannes Müller
Friedrich-Alexander-Universität
Erlangen-Nürnberg
Nürnberg, Deutschland

Dr. rer. nat. Arne Oetjen
Carl-von-Ossietzky Universität
Oldenburg, Acoustics Group
Oldenburg, Deutschland

Dipl.-Ing. Ingmar Pascher
Müller-BBM GmbH
Planegg, Deutschland

M. Sc. Sergey Perekopskiy
Otto-von-Guericke-Universität
Magdeburg, Institut für Mobile Systeme (MKT)
Magdeburg, Deutschland

Dipl.-Ing. (FH) Matthias Pohl
Müller-BBM VibroAkustik Systeme GmbH
Planegg, Deutschland

M. Eng. Thrivikraman Ranganathan
ElringKlinger AG
Langenzenn, Deutschland

M. Sc. Tobias Ring
TU Braunschweig, Institut für Konstruktionstechnik
Braunschweig, Deutschland

Dipl.-Ing. Jörg Sauer
Polytec GmbH
Waldbronn, Deutschland

Dr. Lars Schade
Umweltbundesamt
Dessau-Roßlau, Deutschland

Dr. rer. nat. Jochen Schell
Polytec GmbH
Waldbronn, Deutschland

Dipl.-Ing. Peter Schrader
Otto-von-Guericke-Universität
Magdeburg, Institut für Mobile Systeme (EMA)
Magdeburg, Deutschland

M. Sc. Mohan Prasad Krishnaraja Nagar Selvaraj
Universität Hamburg
Hamburg, Deutschland

Dipl.-Ing. Christoph Semmler
Daimler AG
Stuttgart, Deutschland

Prof. Dr.-Ing. Bruno M. Spessert
Ernst-Abbe-Hochschule Jena
Fachbereich Maschinenbau
Jena, Deutschland

Dr.-Ing. Michael Spickenreuther
BMW Group
München, Deutschland

Dr.-Ing. Christoph Steffens
FEV GmbH
Aachen, Deutschland

Dr.-Ing. Harald Stoffels
Ford Werke GmbH
Köln, Deutschland

Prof. Dr. Ir. Steven van de Par
Carl-von-Ossietzky Universität
Oldenburg, Acoustics Group
Oldenburg, Deutschland

Prof. Dr. rer. nat. Jesko L. Verhey
Otto-von-Guericke-Universität
Magdeburg, Medizinische Fakultät, (EXA)

Magdeburg, Deutschland

Dr.-Ing. Jürgen Wibbeler
CADFEM GmbH
Berlin, Deutschland

Prof. Dr.-Ing. Jochen Wiedemann
Forschungsinstitut für Kraftfahrwesen
und Fahrzeugmotoren Stuttgart
Stuttgart, Deutschland

Dipl.-Ing. Aylin Welder
ElringKlinger AG
Langenzenn, Deutschland

Dr. rer. nat. Carsten Zerbs
Müller-BBM GmbH
Planegg, Deutschland

Prof. Dr. sc. techn. habil. Oliver Zirn
Hochschule Esslingen, Fakultät Fahr-
zeugtechnik
Esslingen, Deutschland

INHALT

Gesetzgebung / Geräuschoptimierung
Geräuschvorschriften für Kfz – sind wir auf dem richtigen Weg? (Kurzfassung). - Motorengeräuschverminderung – Historischer Rückblick und Stand der Technik. - Experimentelle Erfassung lokaler Größen zur optimierten Darstellung dynamischer Vorgänge im Kurbeltrieb eines DI-Dieselmotors. - Ganzheitlicher systematischer Ansatz zur Ermittlung von NVH-Zielwerten für Systeme und Komponenten von konventionellen und elektrifizierten Fahrzeugen.

Psychoakustik
Wahrnehmung von Tönen im Geräusch. - Modellierung der Wahrnehmung von nichtstationären tonalen Komponenten. - Dynamische Steifigkeit von Lagerelementen bis 4 kHz.

Messtechnik
Messung transienter Vorgänge am Verbrennungsmotor mit einem Multipoint-Vibrometer. - NVH-Messungen an Hybrid-Fahrzeugen. - Messung des Strömungswiderstandes poröser Materialien - Messverfahren und deren Unsicherheit.

Werkstoff- / Bauteilentwicklung
Granulatstrukturen als breitbandig wirkende, leichte Absorbermaterialien für motornahe Anwendungen. - Numerische und experimentelle Untersuchung der Schalldämmung thermischer Abschirmbleche.

Strömungsakustik
Aeroakustische Schallquellen an Motoren und Aggregaten – Grundlagen und Möglichkeiten zur Minderung. - Einfluss von Zuströmbedingungen auf die Turboladerakustik. - Bestimmung aeroakustischer Schallquellen an Kfz-Kühlerlüftern. - Die Akustik von Klimasystemen in Kraftfahrzeugen.

Simulation
Prediction of the sound transmission through a simplified front end model of a car. - Akustische Analyse eines elektrischen Radnabenmotors. - Rechnerische und experimentelle Validierung des NVH-Verhaltens von Elektromotoren am Beispiel eines Brushless-Außenläufermotors. - FEM-basierte Berechnung des Geräuschpegels von Elektromotoren in kontinuierlichen Drehzahlbereichen.

DOI 10.24352/UB.OVGU-2018-115

ISBN 978-3-944722-72-6