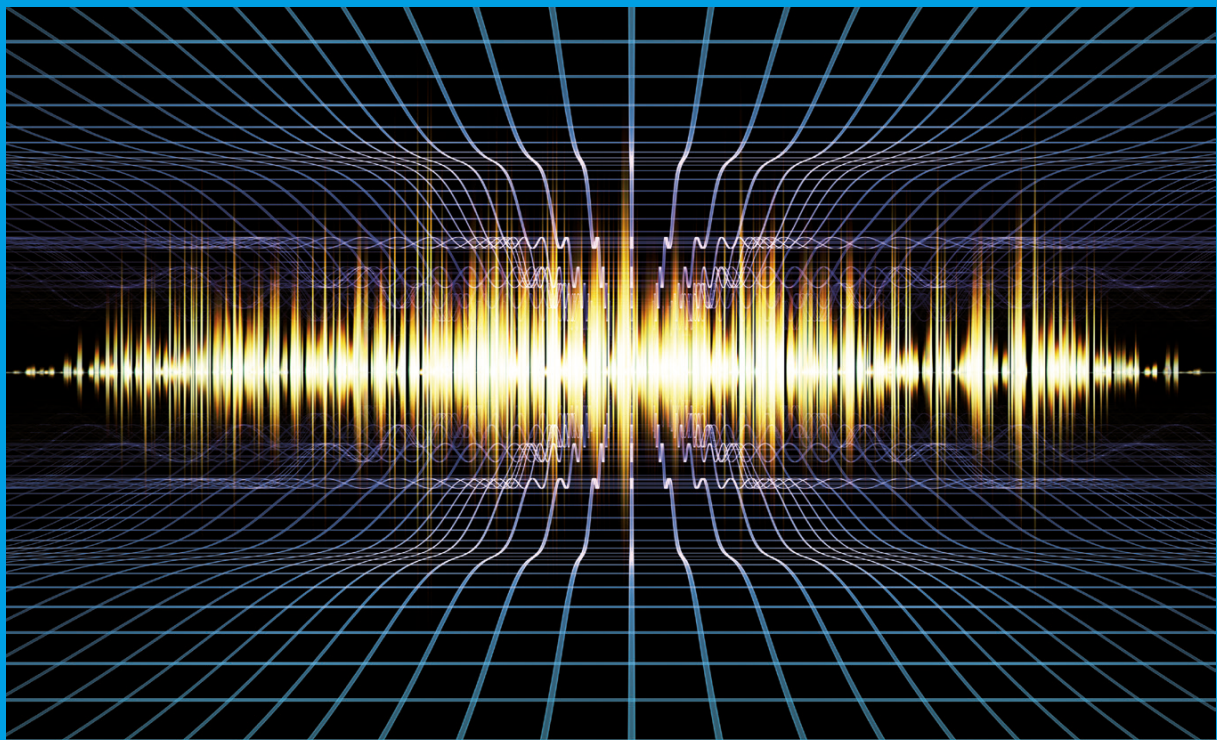


Hermann Rottengruber
Tommy Luft (Hrsg.)
und 47 Mitautoren

Aggregate- und Antriebsakustik

12. Magdeburger Symposium
Tagungsband



Aggregate- und Antriebsakustik

12. Magdeburger Symposium, 28. und 29. Juni 2023
Tagungsband

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

DOI 10.25673/103378 (<http://dx.doi.org/10.25673/103378>)

ISBN 978-3-948749-36-1

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.

© 2023 Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, IMS-EMA.
Universitätsplatz 2, 39106 Magdeburg

Alle Rechte vorbehalten.

Nutzungslizenz: CC BY-SA 4.0

Vorwort

Am 28. und 29. Juni 2023 fand nun das bereits zwölfte Symposium “Aggregate- und Antriebsakustik” in Magdeburg statt.

Durch die zunehmende Dynamik bei der Neu- und Weiterentwicklung von Fahrzeugantrieben gewinnt die Akustik weiter an Bedeutung. Das Geräusch- und Schwingungsverhalten spielt eine wesentliche Rolle bei der Kaufentscheidung eines Fahrzeuges. Dies stellt die Fahrzeugakustik immer wieder vor neue Herausforderungen und macht sie zu einem Entwicklungsschwerpunkt.

Neben den gesetzlichen Randbedingungen und deren Auswirkungen auf die Entwicklung von Fahrzeugantrieben ist die subjektive Geräuschwahrnehmung (Psychoakustik) ein weiterer Aspekt. Ebenso stehen neuartige Testumgebungen, die akustische Messtechnik und Simulation, methodisch und in der Anwendung, besonders für Elektroantriebe im Mittelpunkt. Weiterhin werden Ergebnisse auf dem Gebiet der Entwicklung von Akustikmaterialien diskutiert.

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.

Ganz herzlich möchte ich mich auf diesem Wege für die Unterstützung durch die Referenten und Moderatoren bedanken, die es immer wieder ermöglichen, ein inhaltlich interessantes und spannendes Symposium zu gestalten.

Mein ganz besonderer Dank gilt natürlich auch meinen Mitarbeitern des Instituts für Mobile Systeme für die engagierte Arbeit.

Nehmen Sie sich wieder die Zeit für ein spannendes Fachbuch!

Hermann Rottengruber
Herausgeber

Inhaltsverzeichnis

- 1 The Power of Silence: Composing BMWs Electric Powertrains**
Jakob Bonart¹, Dr. Arthur Hülsmann¹, Dr. Jean-Baptiste Maurice¹,
Dr. Gregor Schürmann¹
¹BMW Group
- 2 Active Sound Design – Abwägung zwischen Gestaltungsfreiheit und Ressourcenanforderung**
Arnd Balger¹, Jeroen Lanslots¹, Markus Bodden²
¹Siemens Industry Software GmbH
²neosonic GmbH
- 3 Einfluss von thermodynamischen Prozessgrößen auf die Akustik von elektrischen Kältemittel-Scroll-Verdichtern**
Lukas Saur¹, Prof. Dr. Stefan Becker¹
¹Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg / Lehrstuhl für Strömungsmechanik
- 4 NVH-Testing in Zeiten des Technologiewandels**
Dr. Marco Leonetti¹
¹FKFS – Forschungsinstitut für Kraftfahrwesen und Fahrzeugmotoren Stuttgart
- 5 Novel Sound Imaging Method for the Localization of Leakages in Machines and Drives based on Moving Microphones**
Dr. Thomas Rittenschober¹, Rafael Karrer¹
¹Seven Bel GmbH
- 6 Auswirkung von fertigungsbedingten Exzentrizitäten in elektrischen Maschinen auf akustische und elektrische Größen**
Dr. Thomas Windisch¹, Matthias Pohl², Sonja Wolf³, Martin Burkhardt⁴
¹IAV, Stollberg
²VIBES.technology, Garching
³Müller-BBM VibroAkustik Systeme, Planegg
⁴Fraunhofer IWU
- 7 3D-Laser-Doppler-Vibrometrie zur experimentellen Modalanalyse von elektrischen Maschinen**
Marius Franck¹, Dennis Berft², Dr. Jochen Schell², Prof. Dr. Kay Hameyer¹
¹Institut für Elektrische Maschinen (IEM), RWTH Aachen University
²Polytec GmbH
- 8 Untersuchung der mechanischen und akustischen Emissionen eines elektrischen Gleitboots**
Dr. Christian Daniel¹, Dr. Fabian Duvigneau¹, Dr. Andreas Zörnig¹,
Prof. Dr. Elmar Woschke¹
¹Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, IFME

Inhaltsverzeichnis

- 9 NVH-Simulationen subjektiv erlebbar machen – der Weg vom virtuellen Antriebsstrang zur realen Beurteilungsfahrt**
Dr. Sebastian Lucas¹, Oleg Rogalski¹, Dr. Matthias Hoffmann¹, Dirk Bordiehn¹
¹Volkswagen AG
- 10 Pedestrians' time-to-collision estimation and road crossing judgments differ between electric and conventional vehicles**
Prof. Dr. Daniel Oberfeld-Twistel¹, Thirsa Huisman¹, Marlene Wessels¹
¹Johannes Gutenberg-Universität Mainz
- 11 AVAS im Straßenverkehr – Untersuchungen zur Wirkung und Bewertung aktueller AVAS-Implementierungen**
Prof. Dr. André Fiebig¹, Christian Hittmann¹, Wael Yahya¹
¹Technische Universität Berlin
- 12 Einflussfaktoren bei der Wahrnehmung von tonalen Komponenten im Fahrzeuginnenraum**
Prof. Dr. Jesko L. Verhey¹, Dr. Jan, Hots¹
¹Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Experimentelle Audiologie
- 13 Proven sustainable light-weight solutions that efficiently attenuate vehicle noise**
Carola Meinl¹, Dr. David Koch¹
¹Sekisui Alveo AG
- 14 Noise and vibration reduction with vibroacoustic metamaterials on a cover for power electronics of an electric powertrain**
Sebastian Rieß¹, Marvin Droste¹, A. Erraji², J. Córdor López³,
Karsten Finger³, Heiko Atzrod¹
¹Fraunhofer Institute for Structural Durability and System Reliability LBF
²Institute for Automotive Engineering (ika), RWTH Aachen University
³Mercedes-Benz Group AG
- 15 Experimentelle Konzeptstudien zur Anwendbarkeit akustischer schwarzer Löcher und Metamaterialien**
Niklas Thoma¹, Dr. Fabian Duvigneau¹, Prof. Dr. Daniel Juhre¹,
Michael Trenner¹, Prof. Dr. Elmar Woschke¹
¹Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, IFME

The Power of Silence

Composing BMW's Electric Powertrains

Jakob Bonart, Arthur Hülsmann, Jean-Baptiste Maurice, Gregor Schürmann

<http://dx.doi.org/10.25673/103520>

Abstract

The new BMW electric powertrains meet the highest standards in terms of acoustics. They are designed as a modular system of highly integrated electric drives that combine the electric motor, transmission, and inverter in one housing and it must be possible to integrate them into all vehicle classes. Therefore, modular objectives are derived from vehicle targets, and this paper will present the process of breaking down the acoustic requirements at car level to the electric-drive component.

In addition to the overall vehicle acoustics, which also allow differentiation by vehicle class, the acoustic requirements for the modular electric drive system are described.

The required properties to comply with these requirements at the electric-drive level are explained and detailed using a few examples. This starts with the selection of the type of electric machine and continues with the design of the housing, the design of the rotor, stator and structure dynamics, the transmission design, and the control of the electric machine. The consistent development of acoustic properties results in data-driven production monitoring. Compliance with the quality criteria is also constantly checked during series production, and big data approaches offer opportunities for error detection and corrections.

This development process is presented and explained in more detail using a few examples. Finally, after successful vehicle integration, a comparison with the competitors is presented.

Kurzfassung

Die neuen BMW-Elektroantriebe genügen auch in ihren Akustikeigenschaften höchsten Ansprüchen. Aufgrund ihrer Auslegung als Baukasten von hochintegrierten elektrischen Antrieben, die Elektromaschine, Getriebe und Inverter in einem Gehäuse vereinen, müssen sie in alle Fahrzeugklassen integrierbar sein. Dafür werden aus den Fahrzeugzielen Baukastenziele entwickelt und es wird aufgezeigt, wie daraus die akustischen Anforderungen für den einzelnen Antrieb heruntergebrochen werden.

Neben den Gesamtfahrzeugmaßnahmen, die zusätzlich eine Differenzierung nach Fahrzeugklasse ermöglichen, werden die akustischen Anforderungen an den Elektroantriebsbaukasten beschrieben.

Die für die Einhaltung dieser Anforderungen zu entwickelnden Merkmalen werden näher erklärt und anhand einiger Beispiele vertieft. Das fängt bei der Auswahl des Elekt-

romaschinentyps an und setzt sich über die Konstruktion der Gehäusestruktur, Auslegung der Rotor-, Stator- und Gehäusedynamik, der Getriebeauslegung sowie der Ansteuerung der Elektromaschine fort. Die konsequente Entwicklung der Akustikeigenschaften mündet in einer datengetriebenen Produktionsüberwachung. Die Einhaltung der Qualitätsmerkmale wird auch in der laufenden Serie permanent überprüft und Big-Data-Ansätzen bieten Möglichkeiten für eine Fehlerdetektion und -behebung.

Dieser Entwicklungsprozess wird dargestellt und anhand einiger Beispiele vertieft. Abschließend wird nach erfolgreicher Fahrzeugintegration ein Vergleich mit dem Wettbewerb dargestellt.

1. Vom Gesamtfahrzeug zum elektrischen Antrieb

Die akustische Kulisse innerhalb eines Fahrzeugs ist ein wesentlicher Faktor für das subjektive Qualitätsempfinden. Neben der Einordnung von besonders leisen Fahrzeugen in höherwertige Fahrzeugklassen zeigt sich ebenfalls ein Trend zu leiseren Automobilen im Laufe der Zeit [1]. Dieser Trend wird zudem durch EU-Richtlinien zur Regulierung des Außengeräusches unterstützt. Daher ist eine wettbewerbsfähige und möglichst leise Auslegung des gesamten Fahrzeuges sowie dessen Kernkomponenten essenziell, um hochwertige Fahrzeuge für den Kunden anbieten zu können.

Am Anfang des Auslegungsprozesses ist eine Zielvorgabe für das Gesamtfahrzeugverhalten erforderlich, in diesem Fall für die Antriebsakustik der elektrischen Fahrzeugantriebe, in dieser Veröffentlichung Elektroantriebsakustik genannt. Eine solche Zielvorgabe basiert auf dem aktuellen Stand von Wettbewerbsfahrzeugen, Erwartungen zum zukünftigen Stand solcher Fahrzeuge und einer Unternehmensvorgabe zur Positionierung von BMW-Group-Fahrzeugen im Wettbewerbsumfeld.

1.1 Bewertung der Elektroantriebsakustik im Gesamtfahrzeug und Zielableitung

Bei der Gesamtfahrzeugbewertung der E-Antriebsakustik geht es um ein Maß für die Wahrnehmbarkeit des elektrischen Fahrzeugantriebs für die Insassen. Wesentlich dabei ist, inwiefern die tonalen Geräuschanteile, die vom Antrieb erzeugt werden, aus dem maskierenden Wind-Roll-Geräusch beziehungsweise der Gesamtgeräuschkulisse hervortreten. Dazu wird anhand einer Ausrollmessung, einer Messung eines Drehzahlhochlaufs mit gewünschtem Antriebsmoment und auf Basis der DIN 45681 [2] mit dem Titel „Akustik - Bestimmung der Tonhaltigkeit von Geräuschen und Ermittlung eines Tonzuschlages für die Beurteilung von Geräuschimmissionen“ eine objektive Größe, die Emergenz, ermittelt (Abbildung 1). Diese Emergenz ist das gesuchte objektive Maß zur Gesamtfahrzeugbewertung der E-Antriebsakustik. Die Höhe der Emergenz wird, abhängig von der Fahrzeuggeschwindigkeit, auf eine Stufe einer Wahrnehmbarkeitsabstufung reduziert (Abbildung 2).

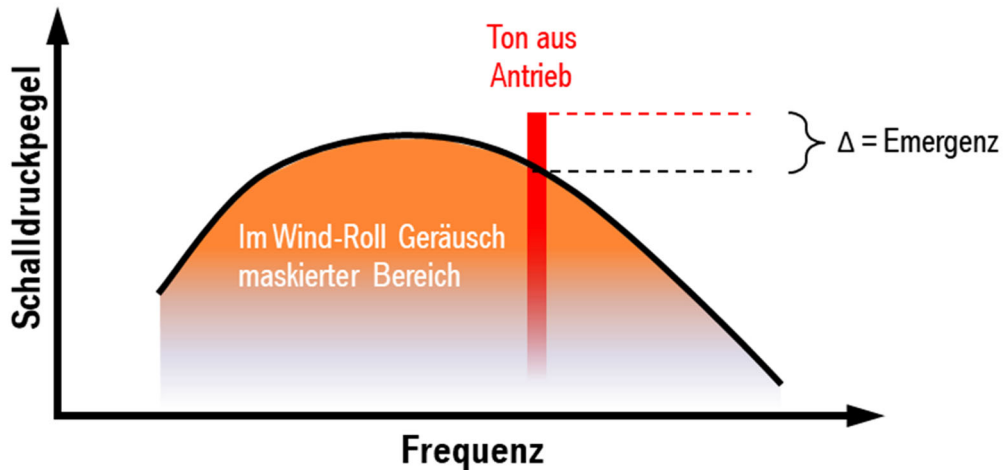


Abbildung 1: Die Emergenz ist ein Maß für die Wahrnehmbarkeit eines tonhaltigen Antriebsgeräusches als Bestandteil der Gesamtgeräuschkulisse

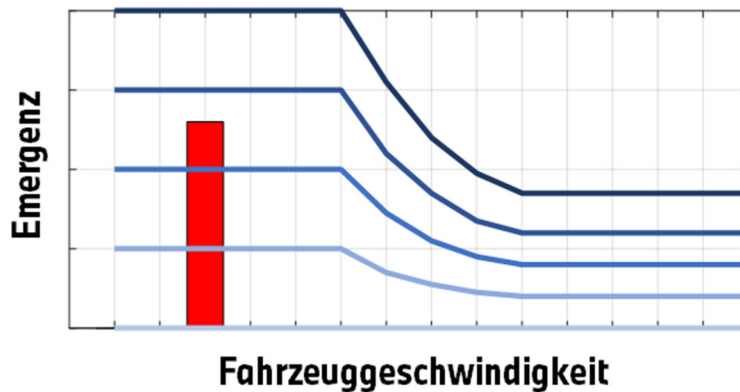


Abbildung 2: Wahrnehmbarkeitsabstufung zur Emergenz in 5 Stufen von stark wahrnehmbar (Dunkelblau) bis nicht wahrnehmbar (Hellblau)

1.2 Wettbewerbsanalyse zur Zielableitung

Für die Ableitung eines Gesamtfahrzeugzielsystems für BEV-Fahrzeuge wurde eine Wettbewerbsanalyse in der Zeit von 2016 bis 2018 durchgeführt, damit eine Positionierung zum Wettbewerb erfolgen kann. Im Rahmen dieser Analyse wurden mehrere Wettbewerbsfahrzeuge anhand der Emergenz-Methode bewertet. Ein Teil dieser Analyse ist in Abbildung 3 zu sehen. Die Ergebnisse zeigen, dass die meisten Fahrzeuge zu der Zeit über verschiedene Lastfälle hinweg „wahrnehmbar“ bis „stark wahrnehmbar“ bewertet wurden.

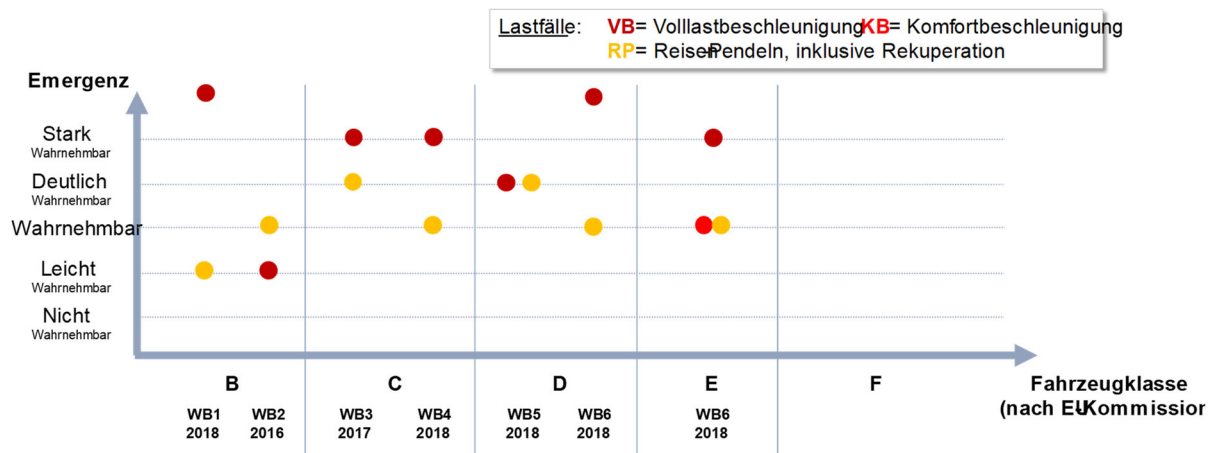


Abbildung 3: Ergebnisse der Wettbewerbsanalyse über ein Zeitfenster von 2016 bis 2018 (WB: Wettbewerbshersteller)

1.3 Die Zielableitung für die Elektroantriebsakustik aus dem Gesamtfahrzeug

Abgeleitet von der Wettbewerbsanalyse und dem Anspruch, den Kunden Premium-Fahrzeuge anzubieten, und unter Berücksichtigung einer zu erwartenden Weiterentwicklung des Wettbewerbsumfeldes in Richtung weniger wahrnehmbar, kommt man zu einer Gesamtfahrzeugverzielung für die Fahrzeuge.

1.4 Die Wirkkette der Elektroantriebsakustik

Abbildung 4 zeigt die Wirkkette der Elektroantriebsakustik, wie die Anregung aus dem Antrieb zu den Ohren der Insassen geleitet wird. Dabei wird unterschieden zwischen dem Körperschall- und dem Luftschallpfad. Auf beiden Pfaden müssen verschiedene Komponenten so ausgelegt und aufeinander abgestimmt werden, dass das akustische Erlebnis für den Insassen der Zielsetzung, wie im letzten Abschnitt beschrieben, entspricht. Das betrifft unter anderem die statischen Kennlinien und die dynamischen Steifigkeiten der verschiedenen Gummilager, sowie die Struktureigenschaften von Antriebsgehäuse, Achsträgern und Karosserie. Auch die Eigenschaften von Hochvolt- und Potentialausgleichsleitungen sind relevant für die Körperschallübertragung. Dabei spielen unter anderem die Bauart, die Länge und der Verlauf der Leitungen eine wesentliche Rolle. Neben der Übertragung ist aber auch die Anregung aus dem Antrieb von großer Bedeutung für das Erlebnis der Insassen.

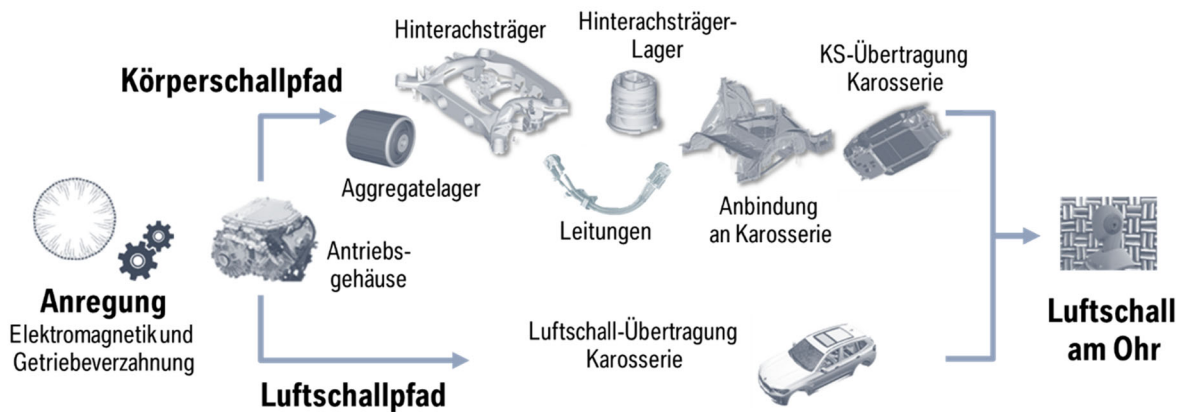


Abbildung 4: Die Wirkkette der Antriebsakustik von elektrischen Fahrzeugantrieben

1.5 Ermittlung von Zielen für die Anregung aus dem Antrieb

Eine Zielvorgabe für die Anregung aus dem Antrieb wurde auf Basis des in Abschnitt 1.3 ermittelten Gesamtfahrzeugzielsystems abgeleitet. Ausgehend von der Emergenz und dem Wind-Roll-Geräusch-Ziel für die entsprechenden Zielfahrzeuge wurde zuerst berechnet, wie hoch die Ordnungspegel aus dem Antrieb maximal im Innenraum sein dürfen. Nach einer Trennung zwischen Körperschall- und Luftschallanteil werden anhand mechanisch-akustischer Übertragungsfunktionen die maximal in die Karosserie einzuleitenden Kräfte ermittelt. Im letzten Schritt werden die dynamischen Eigenschaften der Aggregatlager verwendet, um Spektren von den maximal zulässigen Beschleunigungen am Antriebsgehäuse zu berechnen. Diese Spektren bilden die Vorgaben für die Antriebsentwicklung. Die Anregung für die Übertragung über den Luftschallpfad wird mittels der Luftschallabstrahlung am Antriebsgehäuse beschrieben und ausgelegt.

2. Entwicklung der akustischen Eigenschaften des elektrischen Antriebs

2.1 Das Konzept des hochintegrierten Antriebs

Die elektrischen Antriebe, die bei BMW nun in der 5. Generation entwickelt wurden, zeichnen sich durch eine sehr kompakte Bauweise aus, in der der Elektromotor, das Getriebe und der Inverter in einem gemeinsamen Gehäuse integriert sind (Abbildung 5). Dies reduziert das Gewicht und die Komplexität des Antriebs. So können die hoch gesteckten Ziele aus hoher Leistungsdichte, Akustik, Effizienz und Zuverlässigkeit erreicht werden.

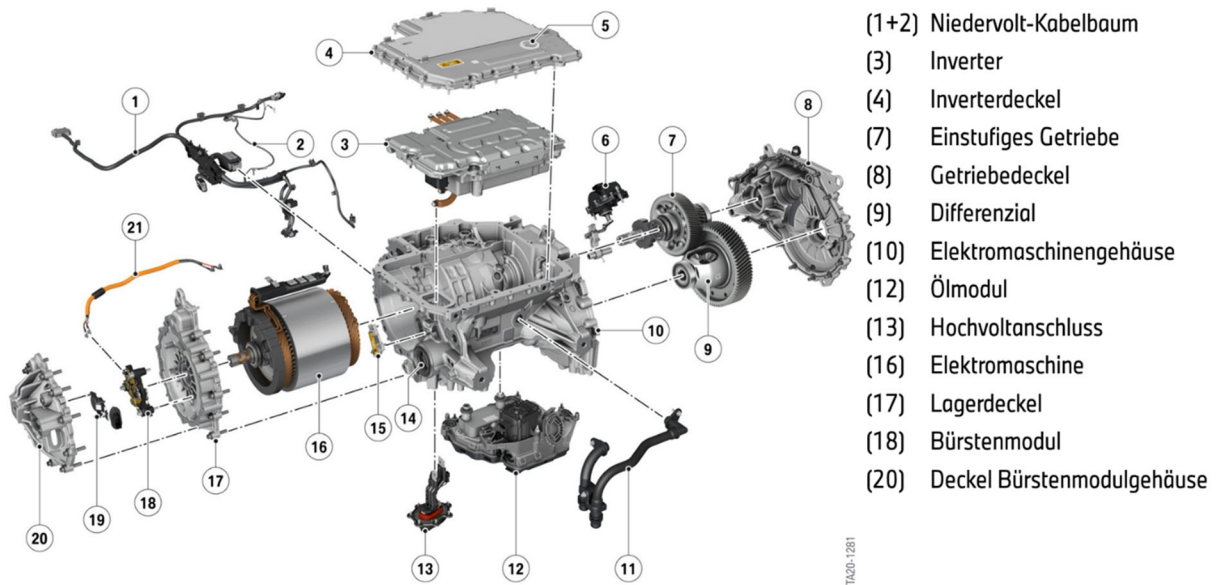


Abbildung 5: Elektromotor, Getriebe und Inverter sind in einem gemeinsamen Gehäuse integriert

2.2 Das Konzept der stromerregten Synchronmaschine

Die Auswahl des Elektromotorkonzepts hat großen Einfluss auf die benötigten Rohstoffe, die Leistungsdichte und die Eigenschaften Akustik, Effizienz und Steuerbarkeit. Die BMW Elektroantriebe setzen dazu auf das Konzept der stromerregten Synchronmaschine (Abbildung 6). Zu den Vorteilen im Vergleich zur permanenterregten Synchronmaschine zählt, dass sie ohne den Einsatz von Permanentmagneten und damit ohne seltene Erden auskommt. Die im Gegenzug notwendige Stromregelung des Rotorfeldes führt dazu, dass sich der Elektromotor sehr fein regeln lässt, einen großen Bereich mit hoher Effizienz aufweist und hohe Leistungen auch bei hohen Drehzahlen bereitstellen kann. Weiterhin kann er bei Nichtbestromung des Rotors drehmomentfrei geschaltet werden, womit keine Induktionsverluste im Segelbetrieb auftreten.

Als Nachteile stehen der stromerregten Synchronmaschine gegenüber der permanentmagneterregten Synchronmaschine eine aufwendigere Bauform durch die benötigten Rotorwicklungen und das Schleifringmodul, sowie eine geringere elektromagnetische Induktion des Rotors gegenüber.

Durch die Regelbarkeit des Rotorfeldes können die elektromagnetischen Kräfte im Luftspalt gezielt ausgelegt und gestaltet werden. In Kombination mit der sinusförmigen Feldverteilung führt das zu einer geringeren Anregung der elektromagnetischen Kräfte bei höheren Drehmomenten aufgrund der besseren Flussverteilung im Luftspalt. Die elektromagnetischen Kräfte sind für ein gutes Akustikverhalten besser beherrschbar und auslegbar.

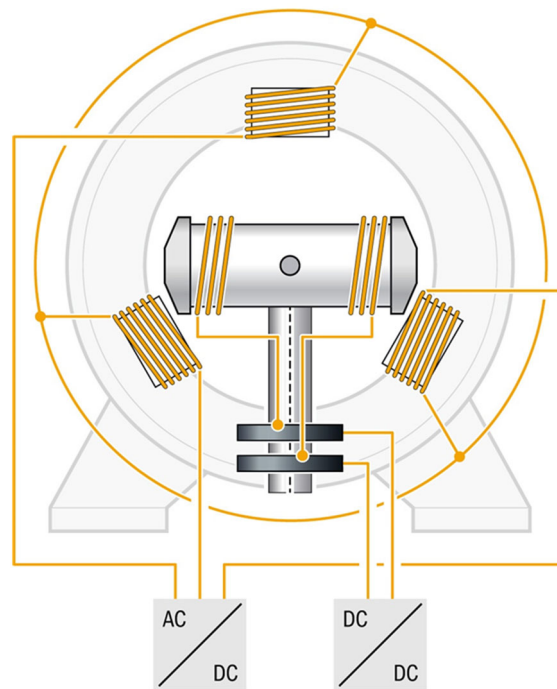


Abbildung 6: Konzeptschaubild einer stromerregten Synchronmaschine

2.3 Die Stellhebel zur Akustikentwicklung

Das Geräuschverhalten kann neben der elektromaschinentypabhängigen Ansteuerung entscheidend über die konstruktiven und fertigungstechnischen Parameter und über die Bestromung beeinflusst werden (Abbildung 7). Die Elektromaschinensteuerung lässt sich über eine Stromglättung und durch Verringerung der Stromoberwellen für geringe elektromagnetische Kraftanregungen optimieren. Darüber hinaus kann die stromstellende Pulsweitenmodulation („PWM-Ansteuerung“) statt mit diskreten Frequenzen über randomisierte Frequenzen gestaltet werden, was das sogenannte „Inverterpiepsen“ nachhaltig reduziert. Dies wird im Folgenden vertiefend beschrieben.

Mit der Festlegung der konstruktiven und fertigungstechnischen Parameter kann das Geräuschverhalten eines elektrischen Antriebes grundlegend beeinflusst und ausgelegt werden. Dazu zählen die Strukturmechanik des Gehäuses, dessen Steifigkeiten und dessen dynamisches Verhalten über Ersatzgrößen auslegbar sind. Als Auslegungsgrößen dienen die dynamischen Anbindungssteifigkeiten an den Wälzlagersitzen (Krafteinleitungspunkte der Elektromaschine und des Getriebes), die dynamischen Anbindungssteifigkeiten an den Tragarmen, an denen die Aggregatlager zum Fahrzeug anbinden und die Übertragungsfunktionen zwischen den Wälzlagersitzen und den Tragarmen. Außerdem wird das Gehäuse simulativ und versuchstechnisch auf eine geringe Luftschallabstrahlung optimiert und bei Bedarf kann die Absorption des abgestrahlten Luftschalls mit einer (Teil-)Kapselung erhöht werden, um die für eine gute Fahrzeugakustik notwendigen Luftschallabstrahlungsziele einzuhalten.

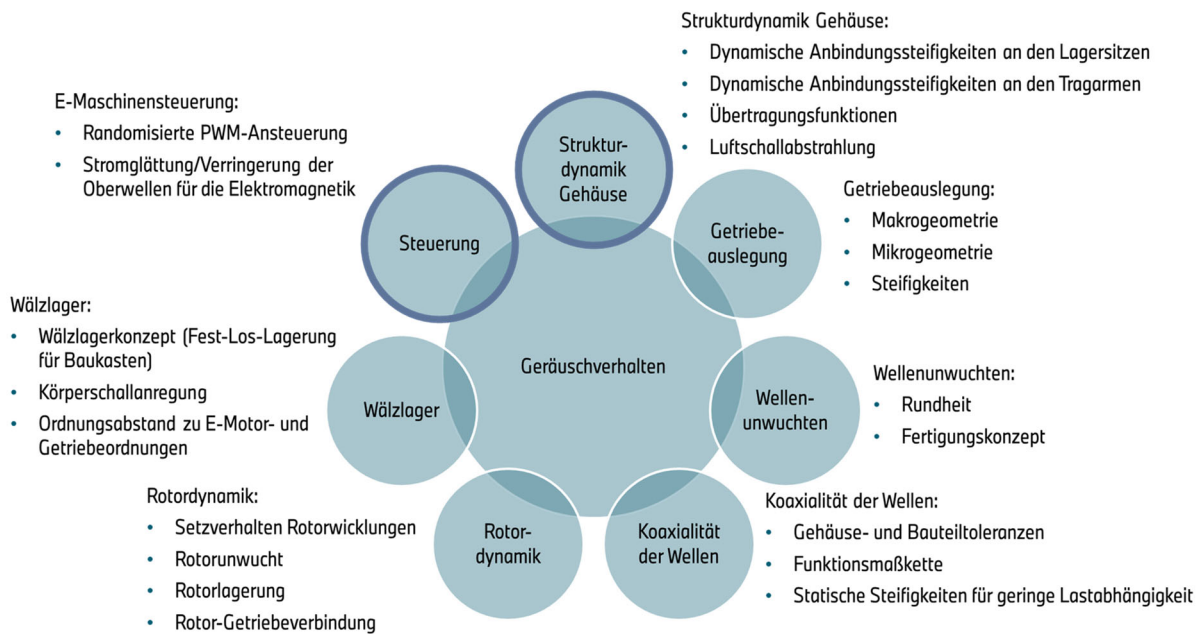


Abbildung 7: Einflussfaktoren auf das Geräuschverhalten eines elektrischen Antriebs

Die Getriebeauslegung lässt sich mit den Verzahnungsparametern gestalten. Ziel ist es, eine gleichmäßige Verdrehsteifigkeit der Zahnradpaarung und eine gleichmäßige Belastung der Zahnflanken unter den relevanten Drehmomenten zu erreichen [3]. Die Makrogeometrie, zu der der Achsabstand, die Breite der Zahnräder, die Zähnezah und das Modul gehören, legt wesentlich die Verdrehsteifigkeit der Zahnradpaarung fest. Mit der Mikrogeometrie kann die Belastung der Zahnflanken beeinflusst werden. Hierzu zählen Modifikationen wie Stirnprofilkorrekturen (Kopf- und Fußrücknahme, Balligkeit) und Flankenlinienkorrekturen (Endrücknahme, Balligkeit). Die vom Drehmoment abhängige Anregung beim Zahneingriff wird auch maßgeblich über die Steifigkeiten bzw. die Verformung der Zahnräder, Wellen und Lagersitze beeinflusst. Sie kann daher gezielt ausgelegt werden, um in bestimmten für den Fahrzeugbetrieb relevanten Lastzuständen minimiert zu werden.

Wichtig für eine geringe Getriebeanregung ist die Koaxialität der Wellen, die über Gehäuse- und Bauteiltoleranzen inklusive der Lagersitze auszulegen ist. Dazu wird eine Toleranzanalyse der Bauteile durchgeführt und die Funktionsmaßkette inklusive aller Lagerspiele simuliert. Dann können Maßnahmen ergriffen werden, z. B. Toleranzen einschränken oder Bemaßungsbezüge ändern.

Die Wellen von Elektromotor und Getriebe sollten auch keine zu hohen Unwuchten aufweisen, da sonst tieffrequente Vibrations- oder Brummphänomene im Fahrzeug zu hören sind, die untypisch für Elektrofahrzeuge sind. Parameter, die die Unwucht von Wellen und Zahnrädern beeinflussen sind die Rundheit, die gezielt einzuschränken ist und das Fertigungskonzept, was großen Einfluss auf die resultierende Unwucht eines gesamten rotierenden Teils haben kann. Die Rotorunwucht ist darüber hinaus von besonderer Wichtigkeit, da sie die Rotordynamik maßgeblich beeinflusst. Das Setzverhalten der Rotorwicklungen bei der stromerregten Synchronmaschine hat ebenfalls direkten Einfluss auf die resultierende Unwucht. Weitere Parameter, mit der die Rotordynamik begrenzt werden kann, ist die Auslegung der Rotorlagerung und die Verbindung der Rotor- und Getriebeeingangswelle.

Die Anregung eines Elektroantriebes besteht neben den elektromagnetischen Kräften und den Verzahnungskräften maßgeblich aus den Wälzlagerkräften, die ebenfalls auf das Gehäuse wirken. Um diese zu minimieren kann das Wälzlagerkonzept, also die Fest-Los-Lagerung und der Einsatz der Wälzlagerarten so ausgelegt werden, dass die Kräfte auf das Gehäuse minimal sind und sich gut in stabilen Strukturen abstützen. Die Auswahl von Wälzlagertyp und die Anregungsoptimierung beinhalten auch die Betrachtung der entstehenden Wälzlagerordnungen, die im günstigen Fall einen großen Ordnungsabstand zu den anderen Anregungsordnungen von Elektromaschine und Getriebe aufweisen, um Schwebungen zu vermeiden.

Im Folgenden werden die Auslegung der Elektromaschinensteuerung und die Optimierung der Strukturodynamik des Gehäuses näher diskutiert.

2.4 Das Randomisierte PWM-Verfahren

Pulsweitenmodulationen (PWM) sind in der gegenwärtigen Regelung elektrischer Maschinen unausweichlich, da diese Verfahren die Konvertierung einer DC-Spannung oder eines DC-Stroms, kommend vom Hochvoltspeicher, in ein Signal mit beliebiger Amplitude und Frequenz ermöglichen. Dies ist der Hauptbestandteil der Aufgabe der Leistungselektronik.

Stark verbreitet sind PWM-Verfahren, die auf einer Träger-Frequenz basieren, um die gewünschten Schaltmuster zu generieren [4]-[7]. Viele Strategien sind verfügbar, die sich nicht nur in der Ausführung unterscheiden, sondern auch in ihrer Auswirkung auf Eigenschaften wie Effizienz oder Akustik differenzieren. Eine gute Übersicht solcher Verfahren ist in [7] vorgestellt. In dem Beispiel von Abbildung 8 wird ein sinusförmiges Signal auf Basis der Modulation eines kontinuierlichen Signals und einem regelmäßigen Modulationsmuster mit entsprechender Schaltfrequenz des Trägers generiert.

Entscheidend für die Akustik einer E-Maschine ist dann die Frage, ob das ausgewählte Verfahren Geräusche generieren kann, die im Innengeräusch oder sogar im Außen-geräusch, zum Beispiel während einer Vorbeifahrt, wahrnehmbar sind. Bei den Standardverfahren mit fester Trägerfrequenz werden tatsächlich tonale Anregungen sowohl im Körperschall als auch im Luftschall generiert, die häufig „Piepsen“ genannt werden. Diese Störgeräusche sind zwar charakteristisch für die Leistungselektronik einer elektrischen Antriebsmaschine, dennoch entsprechen diese nicht dem Anspruch an die akustische Qualität eines BMW-Fahrzeuges.

In Abbildung 9 sind auf der linken Seite die Campbell-Diagramme von Körperschall-Messungen von Messpunkten vor der Aggregate-Lagerung dargestellt. Die sogenannten PWM-Fächer sind klar erkennbar, die sich als drehzahlsynchrone Stränge entwickeln. Diese Anregung pflanzt sich entlang des akustisch-mechanischen Übertragungspfad bis zum Fahrerohr fort, wie in den Messungen eines Fahrzeugs eines Wettbewerbers in den Campbell-Diagrammen des Luftschalls im Innengeräusch auf der rechten Seite von Abbildung 9 ersichtlich.

Durch den Einsatz einer randomisierten Trägerfrequenz in dem PWM-Verfahren kann die Energie der Anregung auf einen größeren Frequenzbereich verteilt werden, um somit akustisch unauffälliger zu werden. Aus der Luftschallbetrachtung von Abbildung 9 ist klar erkenntlich, dass das Rauschen aus der Körperschallmessung ab 55 km/h keine Auffälligkeit im Luftschall in der Fahrgastzelle bewirkt.

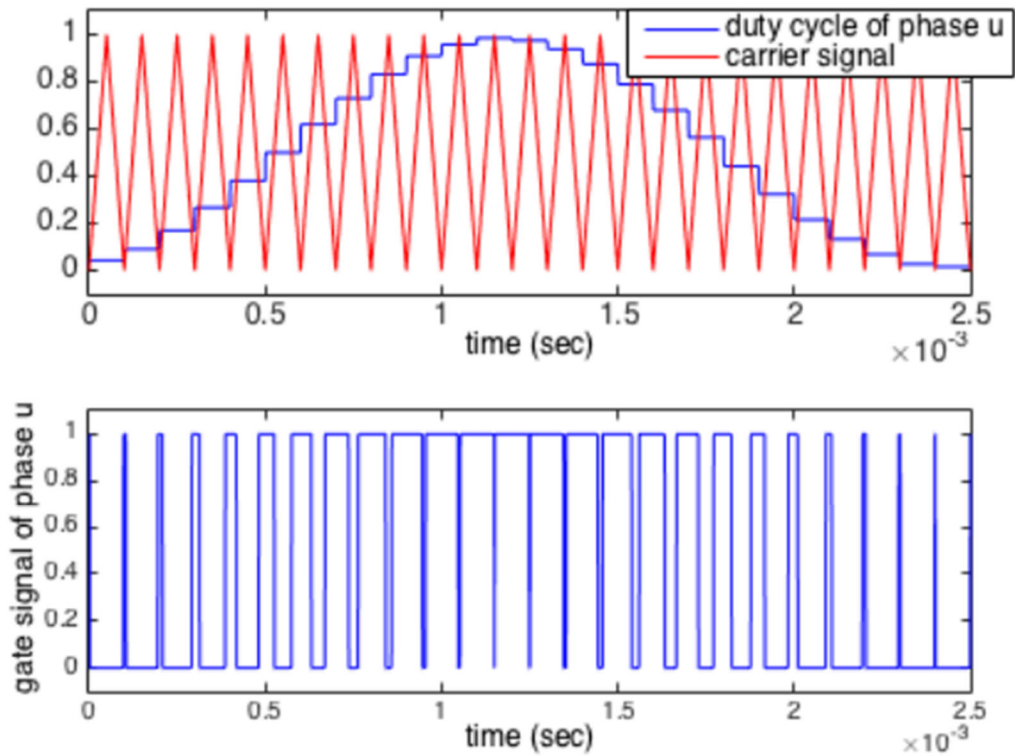


Abbildung 8: Beispiel einer symmetrischen, regelmäßigen Abtastung mit Trägerfrequenz aus [6]

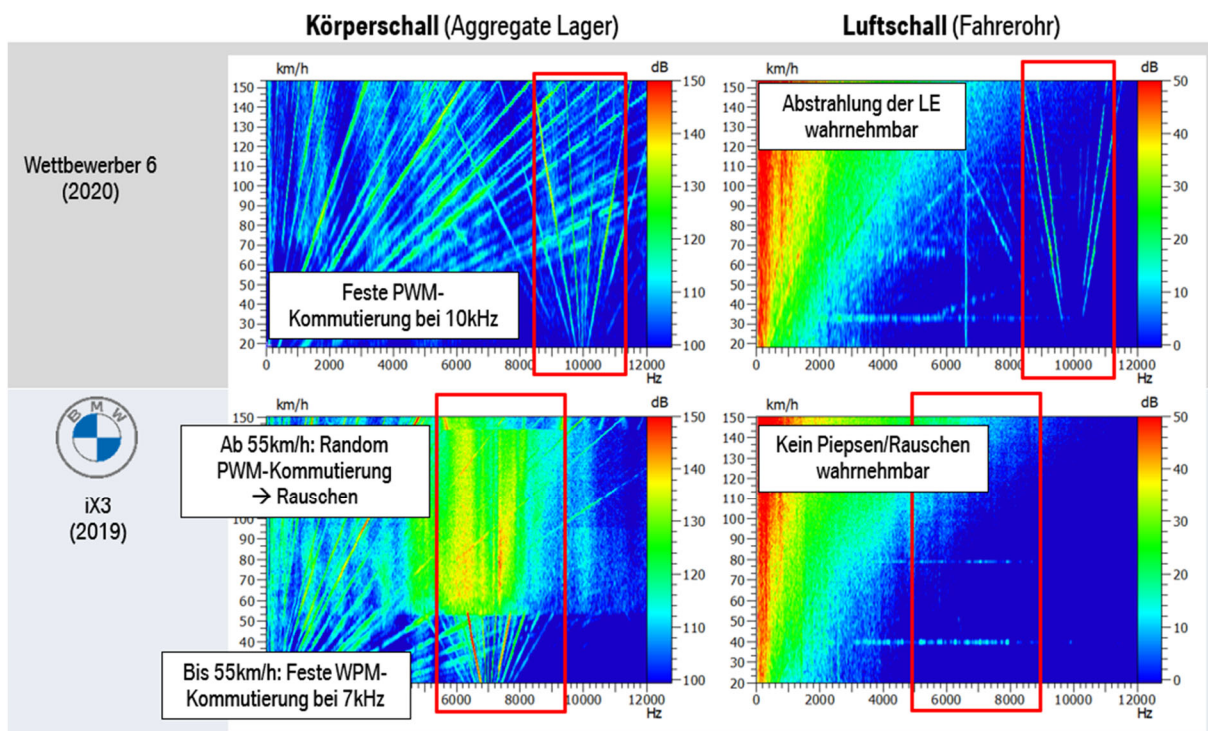


Abbildung 9: Einfluss PWM-Schaltmuster auf Körperschall vor Aggregatlager und Luftschall im Innenraum. Vergleich der direkten Raumzeiger-Modulation RZM (Fahrzeug eines Wettbewerbers) und Kombination von RZM mit Random-PWM (BMW iX3)

Das Verfahren wurde im BMW iX3 erfolgreich erprobt und umgesetzt und auf weitere Fahrzeuge und Antriebe ausgerollt, um den besten Kompromiss zwischen Akustik und Effizienz zu erreichen.

2.5 Optimierung der Gehäusesteifigkeiten und Eigenmoden - Simulationsmethoden und Absicherung

Die Erreichung der aus dem Gesamtfahrzeug abgeleiteten Pegel-vor-Lager Ziele werden durch geeignete Subziele im Top-Down Verfahren sichergestellt. Durch frühe Simulationen prototypischer Konstruktionsstände sowie deren Vergleich untereinander kann bereits vor der ersten Versuchsteilen eine Optimierung bezüglich der akustischen Performance durchgeführt werden. Alle Normanregungsquellen (Elektromagnetik, Getriebe, Wälzlager, usw.) werden als frequenzabhängige Kräfte simuliert ($F(\omega)$, Abbildung 10 und entsprechend der Übertragungsfunktionen $H(\omega)$ bis zu den Fahrzeuganbindungspunkten zu einem prognostiziertem Anregungspegel $X(\omega)$ auf das Fahrzeug verarbeitet.

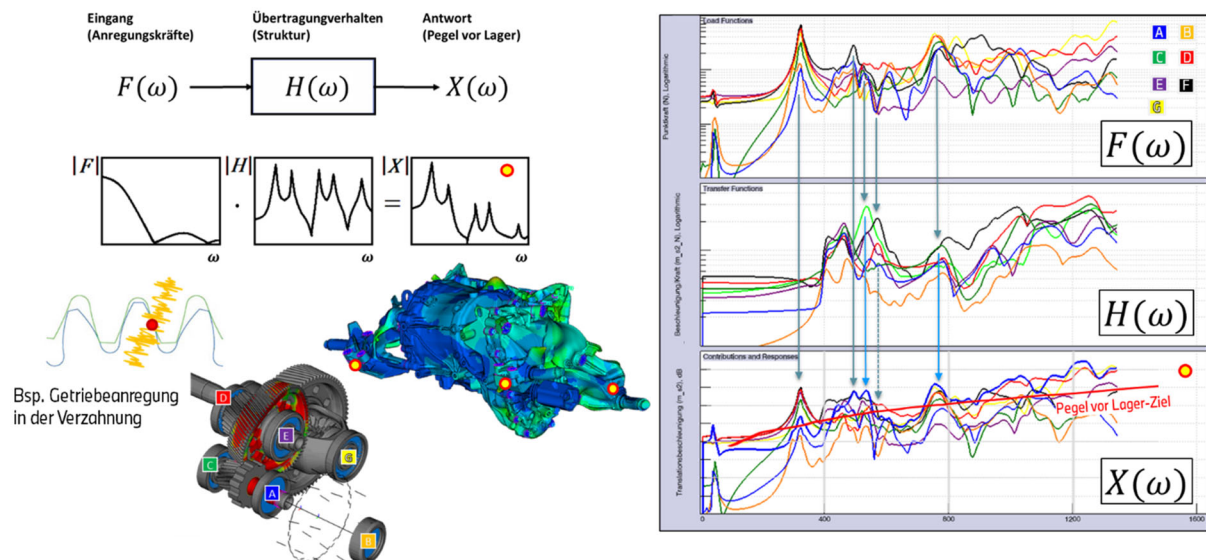


Abbildung 10: Beitrag Strukturdynamik in der Systemanalyse und Verbesserung der Akustikwirkkette

Besonders in frühen Phasen der Entwicklung ohne reale Prototypen werden Überschreitungen des gesetzten Zieles auf die Hauptbeitragsleister zurückgeführt. Diese können die Anregung einer Komponentengruppe selbst sein, wie beispielsweise die radial wirkenden Magnetfeldkräfte oder Getriebeverzahnungsgeräusche. Ebenso können die Zielverfehlungen alleinig aus lokalen oder globalen Strukturschwächen des umgebenden Gehäuses resultieren. Durch das Wissen über die passende Größe zur Behebung der Überschreitung wird eine effiziente und schnelle Lösung erarbeitet.

Nach der simulativen Optimierung der einzelnen Subkomponenten und der globalen Eigenschaften der Antriebseinheit erfolgt die Bestätigung der prognostizierten Performance durch Prüfstandsversuche.

Neben der obligatorischen Vermessung des jeweiligen Prototypenstandes bezüglich der gesetzten Zielwerte an einem Akustikmessprüfstand, wird die Entstehungskette

der Geräusche analog der Simulation aufgenommen. Dadurch können Probleme, welche nicht bereits durch die simulative Optimierung gelöst werden konnten, genauer analysiert und bearbeitet werden. Konkret werden durch eine experimentelle Modalanalyse die Eigenmoden und Übertragungsfunktionen des Antriebs vermessen, siehe Abbildung 11. Die Untersuchungen erfassen sowohl das Innenleben (Radsatz, Rotor, Wälzlager), die über Beschleunigungsaufnehmer gemessen werden, als auch die Schwingungen der Gehäusestruktur, die über Laservibrometrie erfasst werden. Diese Daten ermöglichen nicht nur die Bestätigung der simulativ ermittelten Eigenschaften in der frühen Phase, sondern auch weitere Einsicht für die Problemlösung in einer späteren Phase.

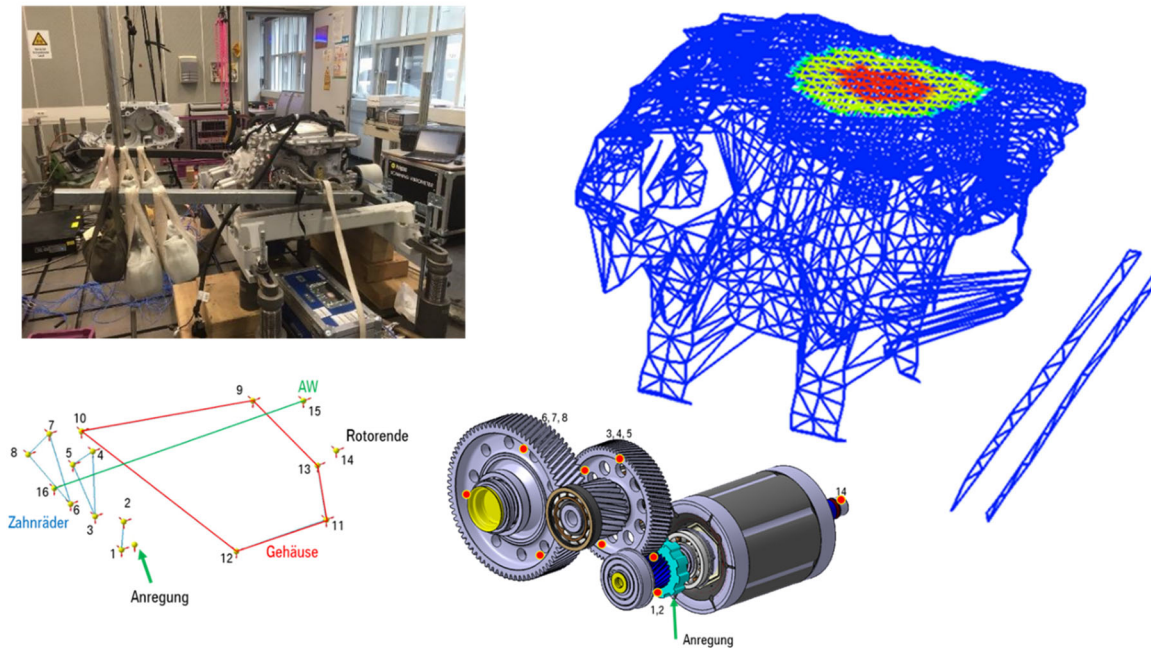


Abbildung 11: Aufbau der experimentellen Modalanalyse am Anfang der Entwicklung der elektrischen Antriebe der 5. Generation

2.6 Fertigungsdatenanalyse und Fehlerdetektion am End-of-Line-Prüfstand

Neben der robusten Fahrzeugauslegung und der systematischen Unterdrückung von hohen Pegelanregungen des Elektroantriebes können vereinzelt produktionsbedingte Störanregungen auftreten. Daher bedarf es einer kompetenten End-of-Line-Prüfung, um fehlerbedingte Akustikprobleme zu identifizieren und auszusortieren [8]-[13]. Durch die eigene Fertigung aller zentralen Komponenten (Rotor, Stator, Getriebe und Zentralgehäuse) können die gewonnenen akustischen Fingerabdrücke mit den zugrundeliegenden Produktionsdaten korreliert werden [12]. Im Falle eines identifizierten Fehlers kann auf den verursachenden Produktionsschritt zurückgeschlossen, weitere betroffene Bauteile vor Fertigstellung der Elektroantriebe identifiziert und eventuell grenzwertige Antriebe gesondert überprüft werden, Abbildung 12.

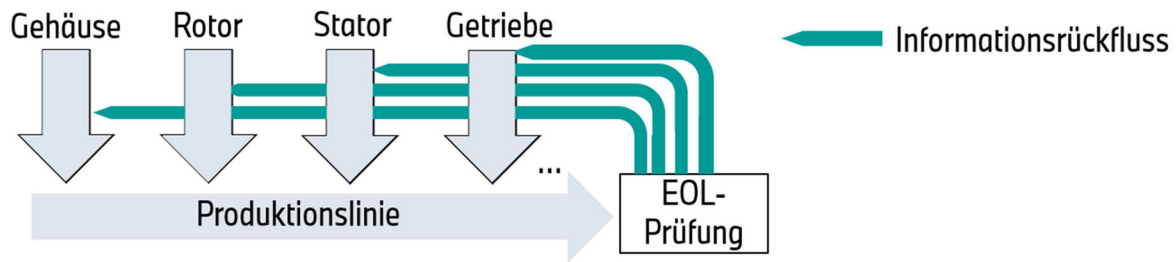


Abbildung 12: Aufbau der Produktionslinie, sowie Datenrückflüsse auf Basis von EoL Körperschallmessungen

Ein Beispiel akustisch hochkritischer Produktionsfehler stellen ungewollte Welligkeiten auf den Verzahnungsflanken eines Getriebes dar [11]. Diese sind nicht auf systematische Einstellungen der Produktionsmaschinen zurückzuführen und bilden daher die ideale Basis, um die EoL-Klassifikation von guten und schlechten Maschinen zu testen. Darüber hinaus ist die atypische Vibrationssignatur eine Herausforderung für die automatisierte Fehlerbenennung. Die Lösung hierfür stellen Koinzidenzen zwischen der primären Anomalie und sekundären Begleiterscheinungen dar [8]-[9].

Die EoL-Prüfung stellt erhöhte Pegel fest und suggeriert, dass eine Zahnflanke auf der Zwischenwelle mehrerer Aggregate eine 20-fach periodische Welligkeit pro Umdrehung aufweist. Die zusätzliche Symmetrie bezüglich einer Wellenrotation erzeugt einen Drehwegfehler entsprechend der Welligkeitsamplitude. Die hieraus resultierenden Pegel übersteigen die normale Getriebeverzahnungsordnung teilweise um mehr als 10dB, Abbildung 13. Durch die akustische Bewertung der schlechtesten aufgetretenen Maschinen in den betroffenen Fahrzeugen ist die Relevanz bestätigt. Somit kann durch einen erstmal klein erscheinenden Produktionsfehler (unterhalb $1\mu\text{m}$ Fehleramplitude auf der Zahnflanke) eine relevante akustische Anregung entstehen. Diese kann nicht systematisch in einem vorangegangenen Entwicklungsprozess unterbunden werden. Ein akustisch anspruchsvolles Fahrzeug benötigt somit neben dem Entwicklungsprozess ebenfalls eine hohe Fertigungs- und Produktionsgüte, sowohl in den Prozessen als auch in den zugehörigen Prüfschritten.

Um diese Güte weiter zu verfeinern und systematisch zu verbessern ist neben der reinen Prüfung ein Wissensgewinn über die Fehlerursache notwendig. In diesem Fall kann der Fehler auf einen einzelnen Produktionsschritt der Getriebewellen zurückgeführt werden. Während dem Schleifen der Getriebewellen im Honprozess werden Vibrationen der Honmaschine über die Werkzeugspindel auf das Werkstück aufgeprägt, siehe Abbildung 14. Um eine quantitative Beurteilung zu ermöglichen, werden die Vibrationen in diesem Prozess über einen Beschleunigungsaufnehmer am Honring erfasst.

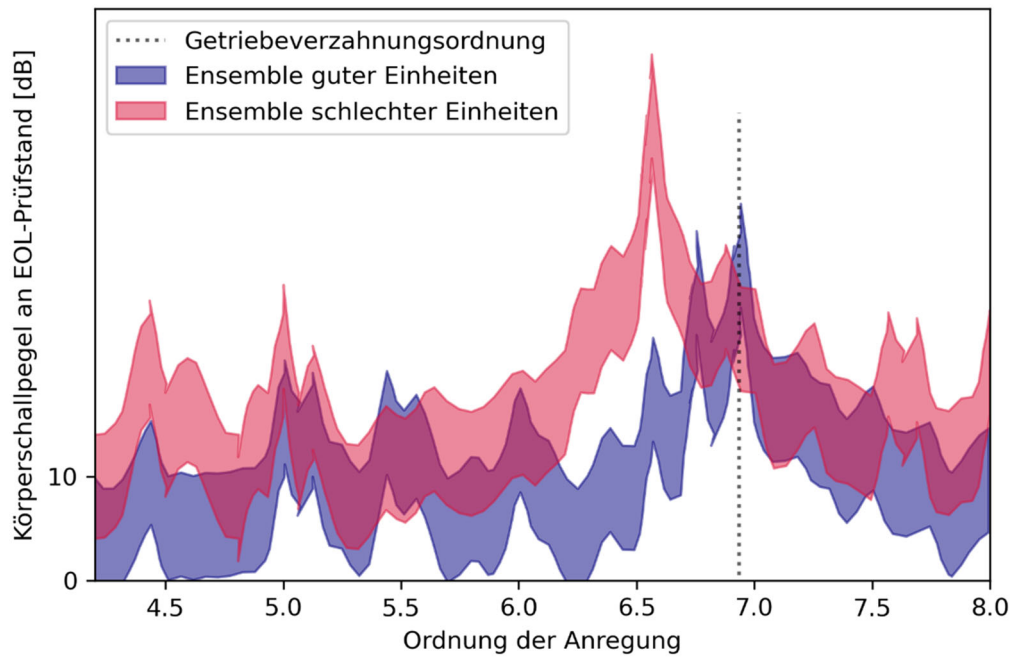


Abbildung 13: Auswirkung einer welligen Verzahnungsoberfläche im Vergleich zu einem Ensemble akustisch guter Maschinen. Als Referenz ist die normale Zahneingriffsordnung notiert

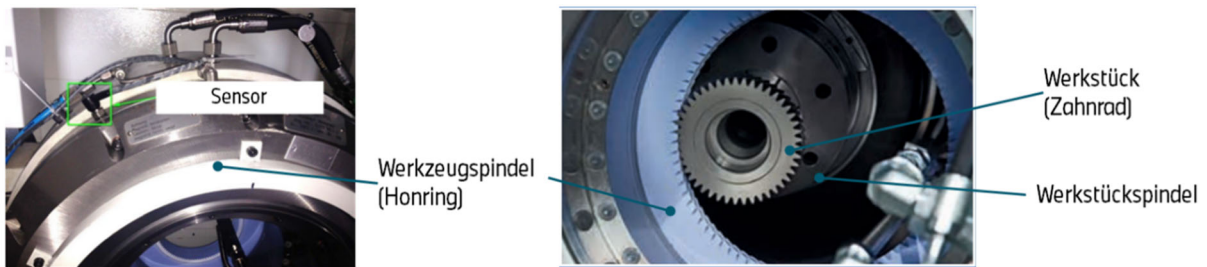


Abbildung 14: Schwingungsüberwachung bei dem Honprozess

Die Korrelation von EoL-Werten zu Vibrationsmessdaten während des Honvorgangs der Wellen ist hochsignifikant (siehe Abbildung 15a). Durch diese Vibrationsmessdaten werden im Zulauf befindliche Komponenten bereits vor dem Verbau in eine Maschine klassifiziert und im Zweifel nicht verbaut. Die weitere Rückführung eines als hochrelevant eingestuften Parameters mit Vermessungen der Wellen im Feinmessraum erlaubt eine Generalisierung der aufgetretenen Honmessdaten und EoL-Pegel zu weiteren Topologievarianten, ohne dass hierfür fehlerhafte Antriebseinheiten aufgebaut werden müssen. Dieser Schritt ist essenziell, da Vibrationen während dem Honen der Wellen spezifisch für eine Honmaschine sind.

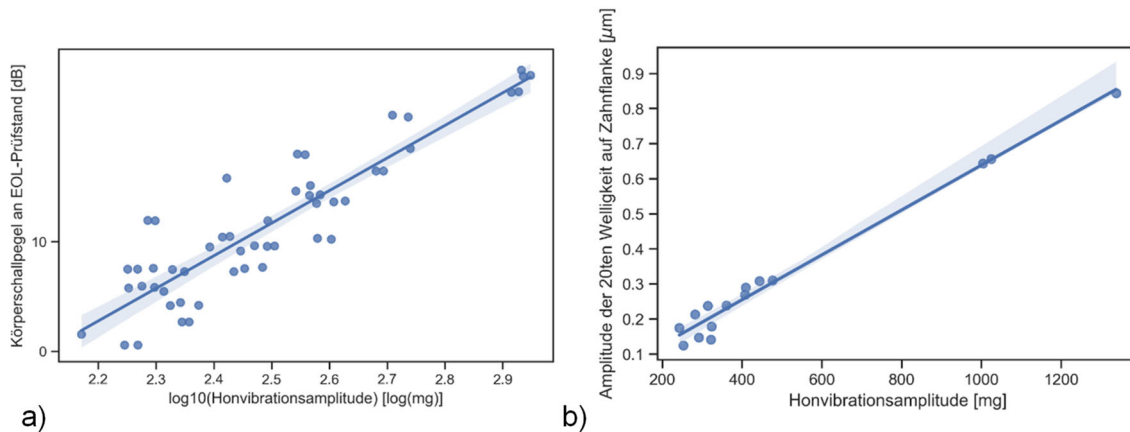


Abbildung 15: a) Korrelation von Honvibrationen zu EOL-Pegeldaten. b) Korrelation zwischen Welligkeitsamplitude auf Zahnflanken und der Vibrationsamplitude der Honmaschine bei einer Frequenz

3. Vergleich zwischen Wettbewerb und BMW-Fahrzeugen

Nachdem in Abschnitt 1.2 beschrieben wurde, wie der Stand des Wettbewerbsumfeldes im Zeitfenster von 2016 bis 2018 bewertet wurde, ist eine Bewertung der aktuellen Fahrzeuge nicht nur im Vergleich zu diesen Wettbewerbsfahrzeugen interessant, aber vor Allem im Vergleich zum aktuellen Wettbewerb notwendig. Ergebnisse aus einer aktuellen Wettbewerbsanalyse für das Zeitfenster von 2021 bis 2023 sind in Abbildung 16 dargestellt. Es ist zu erkennen, dass der Wettbewerb sich, wie in Abschnitt 1.3 vermutet, tatsächlich in Richtung weniger wahrnehmbar weiterentwickelt hat. Es sind im Rahmen dieser Analyse auch Emergenzstufen im Bereich „Leicht wahrnehmbar“ ermittelt worden.

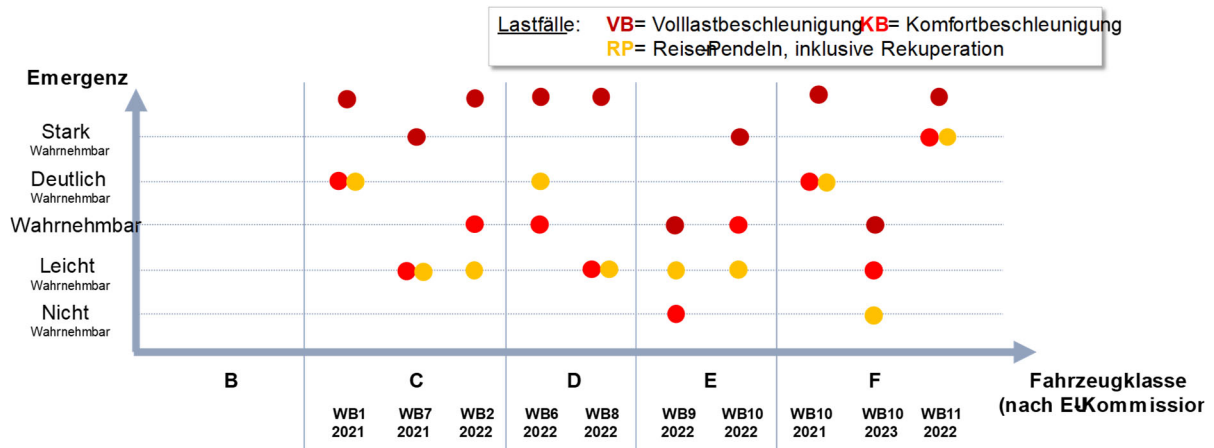


Abbildung 16: Emergenzbewertungen im Rahmen einer aktuellen Wettbewerbsanalyse über ein Zeitfenster von 2021 bis 2023 (WB: Wettbewerbshersteller)

In Abbildung 17 sind die Emergenzbewertungen einiger aktuellen BMW-Serienfahrzeugen mit Antrieben der 5. Generation aufgenommen. Der Vergleich zwischen Abbildung 16 und Abbildung 17 zeigt, dass BMW im Wettbewerbsumfeld dem Premium-Anspruch gerecht wird.

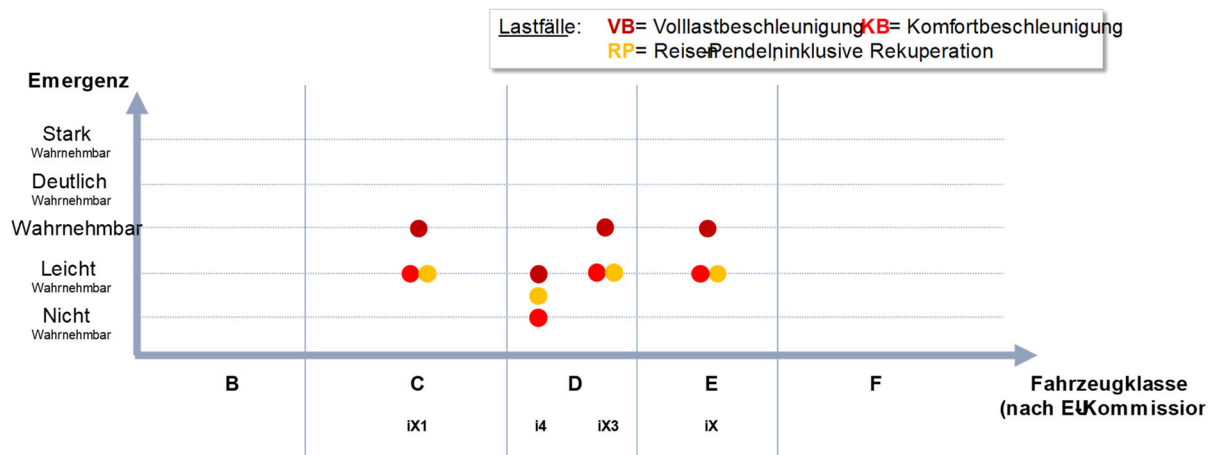


Abbildung 17: Emergenzbewertungen einiger aktuellen BMW-Serienfahrzeugen mit Antrieben der 5. Generation

4. Ausblick

In diesem Paper wird der Entwicklungsprozess der Eigenschaft Akustik von der Zielableitung auf Gesamtfahrzeugebene bis zur elektrischen Antriebsmaschine erläutert, sowie die Auslegungsthemen, die bei der Entwicklung solcher Antriebe bei der BMW Group im Fokus stehen, dargestellt. Diese Vorgehensweise wurde bereits im Rahmen der Entwicklung der 5. Generation der elektrischen Antriebsmaschinen, die gerade weltweit in unterschiedlichen Derivaten in Serie gebracht wird, eingeführt und angewendet.

Im Hinblick auf den stetig steigenden Druck bei elektrisch betriebenen Fahrzeugen die Reichweite zu erhöhen, liegt der Fokus bei der Entwicklung elektrischer Antriebsmaschinen maßgeblich in den Bereichen Effizienz und Gewicht. Somit gestaltet sich der Entwurfskorridor für die Eigenschaft Akustik in elektrischen Antriebsmaschinen der Zukunft als große Herausforderung. Um den Wettbewerb weiterhin einen Schritt voraus zu sein und den Kunden akustisch anspruchsvolle Antriebe anbieten zu können, wird bei der BMW Group kontinuierlich an der weiteren Verbesserung des vorgestellten Auslegungsprozesses gearbeitet.

5. Literatur

- [1] Knoefel Bjoern, „Potential und Grenzen der akustischen EOL-Fahrzeug-Korrelation am Beispiel eines Pkw-Getriebes unter Anwendung verschiedener Methoden der deskriptiven Statistik“. Dissertation. TU Chemnitz, 2020.
- [2] DIN 45681, "Akustik - Bestimmung der Tonhaltigkeit von Geräuschen und Ermittlung eines Tonzuschlages für die Beurteilung von Geräuschimmissionen“, Berlin, Deutschland, Beuth Verlag GmbH, März 2005.
- [3] Heider, M. K., „Schwingungsverhalten von Zahnradgetrieben“, Dissertation. Technische Universität München, 2012.
- [4] Aktaibi, M. A. Rahman, A. Razali, “A critical review of Modulation Techniques”, NECEC, 2010.
- [5] Edison Roberto C., Euzeli Cipriano, Cursino Jacobina, “Pulsewidth Modulation Strategies – Nonsinusoidal Carrier-based PWM and Space Vector Modulation Techniques”, Industrial Electronics Magazine, 2011.
- [6] Hava, A.M., “Carrier Based PWM-VSI Drives in the Overmodulation Region”, PhD thesis, University of Wisconsin, Madison, USA, 1998.
- [7] Birda, D. Athina, “Evaluation of various Pulse Width Modulation strategies for the automotive sector”, Master thesis, Technical University of Munich, 2015.
- [8] Bonart Jakob, Hümmer Phillip, Drossel Welf-Guntram, „Enhancing End-of-Line Defect Classifications and Evaluating Early Testability for Inline Test Stands Using NVH Measurements“. In: EDPC 2021, Nov. 2021.
- [9] Bonart Jakob u. a., „Identification of anomalies in highly-integrated electric drives by secondary excitation mechanisms“. In: IEEE SDEMPED 2021, Aug. 2021.
- [10] Bischof Thomas, „Root Cause Analysis of Acoustically Suspicious Transmissions During EOL Testing“. In: 7th International Styrian Noise, Vibration & Harshness Congress, Juni 2012.
- [11] Kimme Simon, „Simulation des Wälzschleifens und dessen Einfluss auf die Flankentopografie und Verzahnungstechnik“. Dissertation. Technische Universität Chemnitz, 2019.
- [12] Knappe Jonas, „Prozessorientierte Ableitung akustischer Richtwerte für die Getriebeentwicklung anschließende Klassifizierung der Geräusche“. Dissertation. Technische Universität Chemnitz, 2022.
- [13] Schwanbeck Johannes, „Entwicklung einer End-of-Line Körperschallprüfung für elektrische Antriebseinheiten“. Diplomarbeit. Technische Universität Dresden, 2020.
- [14] Eirich J, Koutroulis G, Mutlu B, Jackle D, Kern R, Schreck T, Bernard J. ManEx: The Visual Analysis of Measurements for the Assessment of Errors in Electrical Engines. IEEE Comput Graph Appl. 2022.

Active Sound Design – Abwägung zwischen Gestaltungsfreiheit und Ressourcenanforderung

Active Sound Design – Trade-off between freedom of design and required resources

Arnd Balger, Jeroen Lanslots, Markus Bodden

<http://dx.doi.org/10.25673/103521>

Abstract

Active Sound Design (ASD) is on the way to become a standard task of every vehicle development program. It is a mandatory feature as Advanced Vehicle Alert System (AVAS) in every electric vehicle. For interior vehicle noise it evolves into a regular complement of passive acoustic measures.

For a vehicle with internal combustion engine (ICE) the optimization of the order-based characteristics is in the focus when active sound is chosen to enhance the vehicle sound. For electric vehicles in contrast the design space is unlimited, as customers have not yet developed a distinct expectation. They have wishes from imitation of a typical ICE sound up to science fiction like sounds. It is an advantage of ASD that car manufacturers can offer multiple sound concepts, as standard offer to switch according to the mood or even as a paid add-on experience.

There are multiple methods to create active sound in a vehicle, like order-based synthesis, replay of sound samples with adapted pitch, frequency modulated synthesis as in music synthesizers, granular synthesis and as addition the shepard tone. They can be implemented individually or in combination to achieve a fuller sound. Their choice determines the effort and tools needed for the sound design development as well as the resource requirements to the infotainment system (head unit) of the series vehicle. While active sound becomes a standard feature even in high volume vehicle series, weighting of the trade-offs becomes increasingly important to achieve a good balance between customer satisfaction and profitability.

This paper discusses advantages and disadvantages of the methods regarding effort and resource requirement. It adds a overview on the complete process from first sound design to development stages that are integrated with classical NVH and sound quality work. Finally fast and efficient implementation into the head unit of the series vehicle is considered.

Kurzfassung

Active Sound Design gehört mehr und mehr zum Standardumfang jeder Fahrzeugentwicklung. Als Fußgängerwarngeräusch (AVAS) in Elektrofahrzeugen ist es Pflicht, für das Innengeräusch etabliert es sich als selbstverständliche Ergänzung neben passiven akustischen Maßnahmen.

Bei Fahrzeug mit Verbrennungsmotor steht die Optimierung der vorhandenen Charakteristik aus Ordnungen im Vordergrund, wenn Active Sound den Motorsound unterstützen soll. Der Gestaltungsspielraum bei Elektrofahrzeugen ist dagegen grenzenlos, da Kunden noch keine ausgeprägte Erwartung haben und wenn, dann findet man Wünsche vom Nachahmen des bekannten Verbrenners bis zum Science-Fiction-Sound. Gut, dass man den Kunden mit Active Sound mehrere Klangkonzepte anbieten kann, serienmäßig zum Umschalten oder sogar als kostenpflichtiges Add-On.

Es gibt verschiedene Methoden zur Erzeugung des Active Sounds im Fahrzeug, wie die ordnungsbasierte Synthese, Wiedergabe von Sound Samples mit Anpassung der Tonhöhe, frequenzmodulierte Synthese wie in Synthesizern, granulare Synthese und als Ergänzung den Shepard Ton. Einzelnen oder für eine gute Klangfülle kombiniert, entscheiden die Methoden über den Aufwand und die Werkzeuge in der Active Sound Entwicklung, ebenso wie über die Ressourcenanforderungen im Infotainment-System (Head Unit) im Serienfahrzeug. Mit der immer selbstverständlicheren Nutzung von Active Sound in Großserien und preiswerteren Fahrzeugklassen, wird die Abwägung von Vor- und Nachteilen immer wichtiger für eine gute Balance zwischen Kundenzufriedenheit und Wirtschaftlichkeit.

Dieser Vortrag erläutert die Methoden mit ihren Vor- und Nachteilen bezüglich Aufwands und Ressourcenanforderungen, illustriert mit Soundbeispielen. Dabei wird der ganze Prozess von erstem Sound Design, über die Entwicklung integriert mit klassischer NVH- und Sound Quality Arbeit, bis hin zur schnellen und effizienten Implementierung in die Head Unit des Serienfahrzeuges betrachtet.

1. Sound Quality und Active Sound Design

Active Sound in Fahrzeugen mit Verbrennungsmotor gibt es schon lange, primär zur Verstärkung eines sportlichen und kraftvollen Eindrucks des Antriebs. In Elektrofahrzeugen gab es erste Beispiel um 2012, denen bis 2018 wenige weitere folgten. Seitdem nimmt der Einsatz stark zu, nicht zuletzt durch gesetzliche Forderungen nach einem Fußgängerwarngeräusch (AVAS). Wenn schon Active Sound, warum nicht auch zugunsten der Passagiere?

Beim Elektroantrieb ist das Ziel nicht die Verstärkung der meist eher als lästig bis unangenehm empfundenen hochfrequenten und tonalen Geräusche. Stattdessen soll der natürliche Sound eher maskiert und durch einen eigenen, von Grund auf konzipierten Sound ersetzt werden.

„Akustische Qualität“ zu bewerten und zu erreichen wurde und wird in vielen Forschungsarbeiten vorangetrieben. Active Sound Design wirft dabei neue Fragen auf. Natürlich werden die erarbeiteten Sound Quality Metriken genutzt, aber der künstlerische Aspekt des Sound Designs und die erreichte akustische Ästhetik erschließt sich damit nur unzureichend.

Leichter Bewerten lässt sich die technische Audioqualität, unter anderem bestimmt durch die verwendeten Werkzeuge und technische Eigenschaften des Infotainment-systems.

Die Frage bei einem Elektrofahrzeug stellt sich, mit welchen Zielen werden die Freiheiten beim Sound Design genutzt und wie gut werden die Ziele erreicht?

Ziele können unter anderem sein

- Rückmeldung an den Fahrer über den Fahrzeugstatus
- Die Interaktion zwischen Fahrer und Fahrzeug fördern
- Emotionale Eindrücke des Fahrerlebnisses fördern
- Einen Brand Sound etablieren
- Personalisierte Erlebnisse ermöglichen
- Einen ständigen Basis Sound erzeugen, der lästige Geräusche maskiert und so die Angenehmheit erhöht

Vor allem der letzte Punkt hat Bezug zur klassischen Sound Quality Arbeit, während sich die anderen Ziele eher auf Kundenwünsche oder Sicherheitsaspekte beziehen. Darunter sind Fragen, die sich der Sound Designer gemeinsam mit Fahrzeugdesignern, Marketing und anderen Kreativen der Fahrzeugentwicklung stellen muss, damit alle Fahrzeugeigenschaften ein harmonisches Ganzes ergeben. Bei der Absicherung des Sound Design Ergebnisses schließlich kann ein Jury Test als klassisches Sound Quality Werkzeug eine Rolle spielen.

2. Active Sound Design Methoden

Um die Freiheiten beim Sound eines Elektrofahrzeuges zu nutzen, kann der Sound Designer auf eine Reihe von Methoden zur Sound Erzeugung zurückgreifen. Sie haben ihre Vor- und Nachteile im Hinblick auf ihre Merkmale wie verfügbare Parameter, die erreichbare Klangfülle und den eigenständigen Charakter, aber auch im Bezug auf die Anforderungen bei Implementierung in die Fahrzeugsysteme in der Serie, insbesondere an Anforderungen an die Rechenleistung in Millionen Instruktionen pro Sekunde (MIPS).

Viele Methoden sind geeignet, solange sie einen dynamischen Sound erzeugen, der jederzeit mit dem aktuellen Fahrzeugzustand korreliert. Die gebräuchlichsten Methoden werden im Folgenden besprochen.

2.1 Ordnungsbasierte Synthese

Diese Methode ist lange bekannt und etabliert, da sie zur Optimierung des Sounds von Fahrzeugen mit Verbrennungsmotor eingesetzt wird. Im Elektrofahrzeug kann sie einen ähnlichen Sound replizieren, mit typischen Ordnungen beispielsweise eines 4- oder 6-Zylindermotors, von dezent bis sportlich. Eine Reihe von Frequenzgeneratoren erzeugt dazu die für die Motorcharakteristik typischen Ordnungen abhängig von der aktuellen Drehzahl.

Das so erzeugte Ergebnis ist recht statisch und klingt synthetisch. Es ist zur leichten Unterstützung eines vorhandenen Fahrzeugsounds geeignet, weniger als dominante Komponente.

Für ein authentisches eigenständiges Geräusch auf Basis von Ordnungen bei hohen Pegeln werden Erweiterungen der Methode verwendet.

- Die Phasenlage zwischen Ordnungen habe einen großen Einfluss auf das Geräusch. Da die Phasen oft nicht eindeutig bestimmt sind, erhöht schon eine zufällige Variation der Phasen die Authentizität.
- Die verwendete Drehzahl des CAN Buses ist ein Mittelwert ohne die Drehungleichförmigkeiten und Schwankungen der tatsächlichen Motordrehzahl. In der Sounderzeugung werden daher künstliche geringe Drehzahlschwankungen überlagert.
- Die Abhängigkeit der Ordnungsamplituden von der Motorlast kann durch Ordnungsverläufe bei mehreren Laststufen beschrieben werden, zwischen denen interpoliert wird, siehe Bild 1.
- Weitere Schritte der Signalbearbeitung können einen Charakter wie Rauigkeit weiter hervorheben. Viele Aspekte eines Verbrennungsmotors wie mechanische Geräusche oder akustische Eigenschaften der Abgasanlage lassen sich jedoch kaum reproduzieren

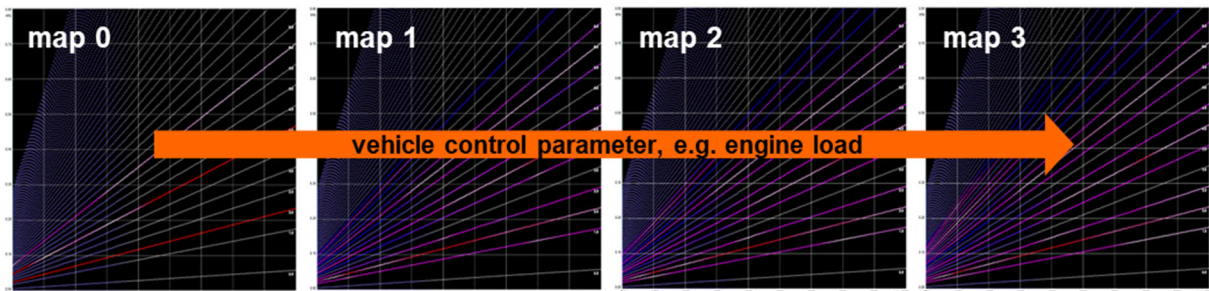


Bild 1: Ordnungen für Interpolation der Ordnungsamplituden abhängig von der Last

Tabelle 1: Eigenschaften der ordnungsbasierten Synthese

Category	
analysis-related method – often analysis results are reproduced	
Typical parameters	
<ul style="list-style-type: none"> • Number of orders reproduced • Order levels as a function of engine speed (and engine load) • Order phases • Randomization 	
Pros:	Cons:
<ul style="list-style-type: none"> • very predictable, defined by well understood parameters • design approach is analytical, ICE knowledge based • that single layer already allows variable sound • resource-friendly with regard to memory needed 	<ul style="list-style-type: none"> • the achievable sound character is limited

Aufgrund der Beschränkungen der einfachen ordnungsbasierten Synthese wird sie kaum für Elektrofahrzeuge eingesetzt. Mit Erweiterungen ist der Einsatz eher denkbar, aber der Vorteil eines gut vorhersagbaren Ergebnisses und geringer Anforderungen an die Ressourcen gegenüber anderen fortgeschrittenen Methoden wird dabei geringer.

2.2 Sound Samples mit angepasster Tonhöhe

Die Methode verwendet ein kurzes Sound Sample das in Endlosschleife abgespielt wird. Durch Anpassung der Tonhöhe in Abhängigkeit von Drehzahl oder Geschwindigkeit und Last wird der Bezug zum dynamischen Fahrzeugzustand hergestellt.

Das verwendete Sample benötigt einen konstanten Charakter. Starke Änderungen innerhalb des Samples würden sonst als mit jeder Schleife wiederholtes Ereignis wahrgenommen, das nicht mit dem Fahrzeugzustand korreliert. Die Korrelation wird nur durch die Tonhöhenänderung erzeugt. Bild 2 als Beispiel definiert eine Tonhöhe, die bei niedrigster Geschwindigkeit nur halb so hoch ist wie die Original Tonhöhe bei höchster Geschwindigkeit.

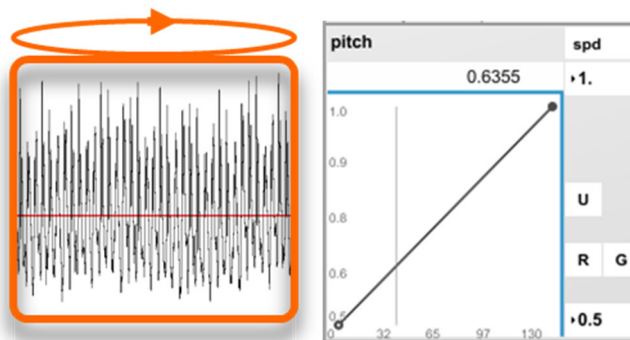


Bild 2: Sound Sample und geschwindigkeitsabhängige Anpassung der Tonhöhe

Variantenreicher wird das Sound Design, wenn mehrere Samples und Tonhöhenänderungen kombiniert werden. Das gleiche Sample bei mehreren Tonhöhen führt zu volleren Klang. Mehrere Samples, die beispielsweise geschwindigkeitsabhängig ineinander überblenden, sind ebenfalls denkbar.

Die Anforderungen der Methode an die Rechenleistung sind gering, der Speicherplatzbedarf kann bei Verwendung mehrerer Samples für vollen Klang dagegen hoch werden.

Tabelle 2: Eigenschaften von Sound Samples mit angepasster Tonhöhe

Category	
replication-related method – reproduce existing sound character	
Typical parameters	
<ul style="list-style-type: none"> • sample • pitch at a function of dynamic control parameter 	
Pros:	Cons:
<ul style="list-style-type: none"> • most predictable method • easy to reproduce desired or already existing sound features • resource-friendly (MIPS) • No deep Sound Design knowledge needed 	<ul style="list-style-type: none"> • Static - limited character change • constraints to the sample need to be considered • highest memory resources need of all methods: number and sizes of the samples for full sound is high

2.3 Frequenzmodulierte Synthese

Die Tonerzeugung durch Frequenzmodulation ist in Synthesizern als Musikinstrument lange verbreitet. Dabei wird der Frequenzgehalt eines Trägersignals mit einem weiteren Signal moduliert. Das kann mehrfach in Stufen wiederholt werden, um mit geringem Ressourcenaufwand beeindruckend komplexe Geräusche zu erzeugen.

Das Eingangssignal kann aus einem Oszillator stammen oder ein beliebiges Sound Sample sein. Die Ressourcenanforderungen dazu sind gering.

Bild 3 zeigt das Beispiel einer 200 Hz Sinussignals, das mit 2 Oszillatoren moduliert und anschließend in ein Signal kombiniert wird. Beim Einsatz für Active Sound im Fahrzeug wird die Frequenz des Eingangssignals dem Fahrzeugzustand wie beispielsweise der Geschwindigkeit angepasst.

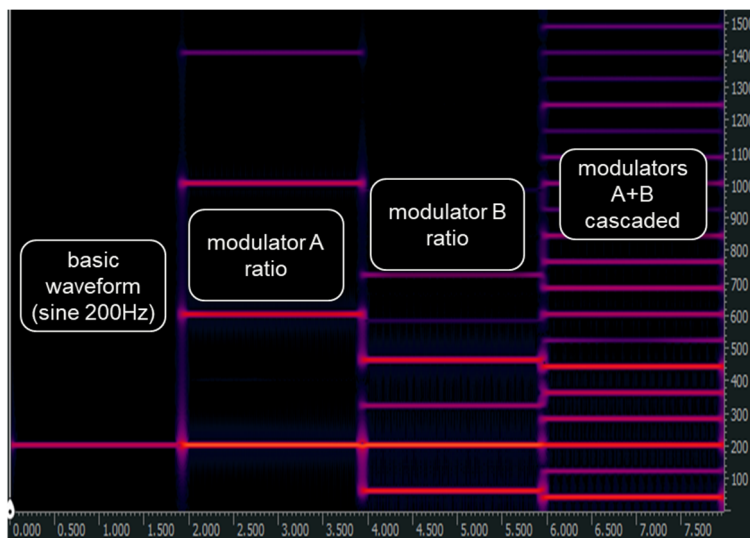


Bild 3: Beispiel frequenzmodulierter Synthese

Tabelle 3: Eigenschaften der frequenzmodulierten Synthese

Category	
synthesizer style method, creative sound generation	
Typical parameters	
<ul style="list-style-type: none"> • sample for base signal (or oscillator type) • modulation frequency (frequencies) • modulation index (indices) 	
Pros:	Cons:
<ul style="list-style-type: none"> • common for users familiar with music synthesizers • resource-friendly for memory (very short sound sample) • resource-friendly for processing (MIPS) 	<ul style="list-style-type: none"> • a single layer typically is not sufficient • Ressource requirements depending on the number of modulations stages

2.4 Granulare Synthese

Die granulare Synthese basiert auf Sound Samples und wendet darauf spezifische Schritte der Signalverarbeitung an, um dem Active Sound mehr Variabilität zu geben, im Gegensatz zur reinen Tonhöhenänderung. Der Begriff granulare Synthese beschreibt nur dieses Grundprinzip, die verwendeten Bearbeitungsschritte können in verschiedenen Werkzeugen, die das Prinzip umsetzen, sehr unterschiedlich sein.

Basis ist ein Sound Sample, von dem in jedem Augenblick nur kleine Abschnitte verwendet werden, die sogenannten Grains. Diese werden mit einer Fensterfunktion ausgeschnitten und in Endlosschleife wiedergegeben. Zusätzlich werden die Länge und Position des Grains im Sound Sample variiert, was zu einem abwechslungsreichen und lebendigen Sound beiträgt, sofern ein Sound Sample mit Varianz statt monotonem Charakter verwendet wird. Im Gegensatz zur Wiedergabe eines festgelegten Samples mit angepasster Tonhöhe kann durch diese Positionsänderung der Charakter des Sounds auf Basis eines einzelnen Samples stärker variiert werden, abhängig von Fahrzeugparametern wie der aktuellen Geschwindigkeit und Last.

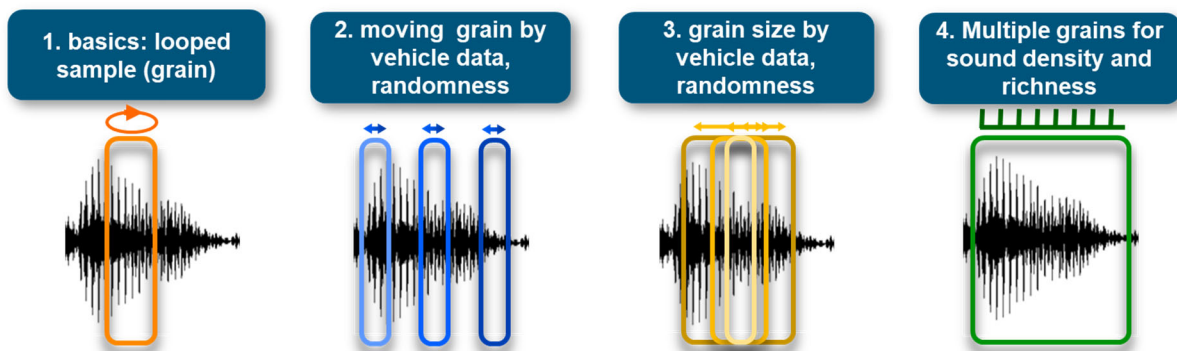


Bild 4: Grundlagen der granularen Synthese

Üblicherweise reichen Samples von 2 Sekunden Länge für einen lebhaften Sound. Obwohl die Synthese auf nur einem Sample basiert, kann der erzeugte Sound durch Wahl der Parameter der komplexen Signalverarbeitung stark abgewandelt vom Ursprungssound klingen, wobei das Ergebnis doch an den Charakter des Ausgangssamples erinnert. Die Ressourcenanforderungen sind dabei moderat, insbesondere angesichts der Komplexität des Sounds der erreicht werden kann.

Die Vielfalt möglicher Parameter erlaubt eine größere Kreativität als andere Methoden. Ziel ist weniger die Reproduktion, sondern vielmehr die Erzeugung eines eigenständigen Sound Charakters.

Tabelle 4: Eigenschaften der granularen Synthese

Category	
design-related method – intends to create something new	
Typical parameters	
<ul style="list-style-type: none"> • sample • pitch • number of grains • window function 	<ul style="list-style-type: none"> • grain position • grain length • position and length random values
Pros:	Cons:
<ul style="list-style-type: none"> • creation of rich, vivid and variable sounds • creative design tool • single layer already allows to create variable sound • resource-friendly with regard to memory • processing: only medium MIPS requirements 	<ul style="list-style-type: none"> • less predictable sound generation (which is not necessarily a con) • a single layer typically is not sufficient

2.5 Shepards Ton

Die auf Samples basierten Methoden mit angepasster Tonhöhe und die granulare Synthese verschieben den genutzten Frequenzbereich bei höheren Drehzahlen und Geschwindigkeiten hin zu höheren Frequenzen. Bei höherer Geschwindigkeit fällt dann das Fehlen von Geräuschanteilen bei niedrigen Frequenzen auf. Zudem wandert der Frequenzinhalt bei elektrischen Antrieben ohne Getriebe kontinuierlich immer weiter zu hohen Frequenzen, ohne durch Schalten wieder reduziert zu werden.

Um dennoch niedrige Frequenzen im Geräusch zu behalten, kann der Shepard Ton genutzt werden. Tonale Komponenten werden in der Frequenz erhöht, bei einer festgelegten Grenzfrequenz ausgeblendet und bei niedriger Frequenz wieder eingeblendet. Werden mehrere Töne verwendet, entsteht ein voller Klang, der scheinbar immer ansteigt und dennoch im definierten Frequenzbereich bleibt. Der Shepard Ton ist eine wertvolle Ergänzung zu den anderen Methoden, um mit geringen Ressourcen einen gehaltvollen Sound mit niedrigen Frequenzanteilen sicherzustellen.

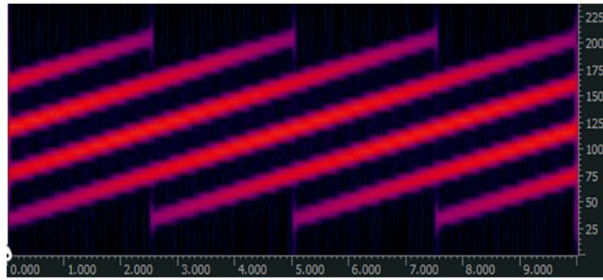


Bild 5: Shepard Ton mit 4 Anteilen von 30 bis 200 Hz

Tabelle 5: Eigenschaften des Shepard Tons

Category	
specific add-on method – intended to complement other methods	
Typical parameters	
<ul style="list-style-type: none"> • number of components • min and max frequency limits • pitch shift slope 	
Pros:	Cons:
<ul style="list-style-type: none"> • efficient to keep low frequencies and include variability into the sound • memory: resource-friendly with regard to memory • Processing: resource-friendly with regard to MIPS 	<ul style="list-style-type: none"> • a single layer typically is not sufficient for variable and rich sound generation

3. Implementierung im Fahrzeug

Zuvor wurde eine Auswahl an Methoden für Active Sound Design gezeigt, mit unterschiedlichen Charakteristiken, Vor- und Nachteilen. Je nach zulässigem Aufwand und dem Anspruch an das Ergebnis kann eine andere Methode bevorzugt sein. Für ein umfassendes Sound Design wird es oft eine Kombination der Methoden sein, so dass sie sich gegenseitig ergänzen, oder eine Methode wird mehrfach parallel mit unterschiedlichen Einstellungen genutzt. Bild 5 zeigt eine solche vielschichtige Implementierung schematisch, einschließlich optionaler Einbindung des AVAS Sounds in das Gesamtdesign.

Die mehreren parallel erzeugten Soundanteile werden in der Designphase über eine Software parametrisiert und durch eine Hardwareeinheit erzeugt. Meist wird im Fahrzeug schließlich das vorhandene Audiosystem zur Erzeugung verwendet. Ergänzend können andere Komponenten wie Shaker für fühlbare Anteile dazu kommen.

Der AVAS Sound wird auch im Serienfahrzeug entweder von einer separaten Einheit erzeugt, oft integriert in einen aktiven AVAS Lautsprecher, oder er stammt als weiterer Kanal vom zentralen Audiosystem. Die Erzeugung durch eine Einheit stellt sicher, dass

AVAS Sound und Active Sound im Innenraum sich ergänzen und nicht etwa im Hinblick auf Sound Quality unerwünschte Effekte auftreten.

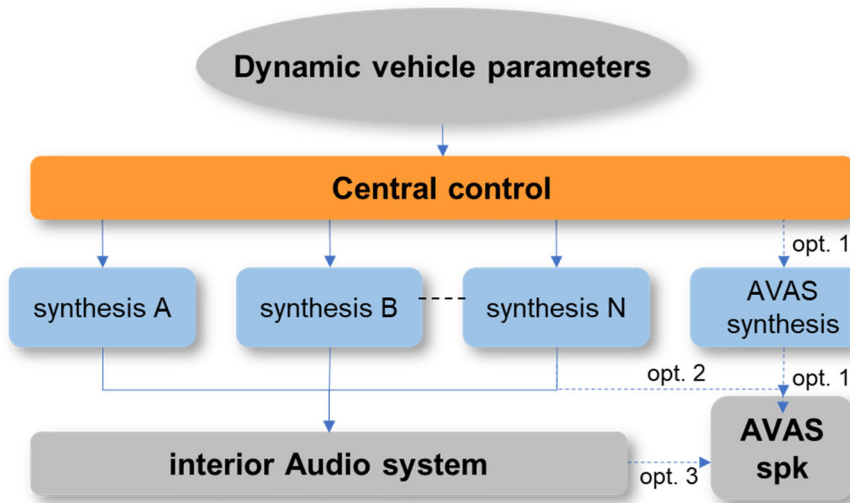


Bild 6: Schema einer flexiblen Lösung zur Active Sound Generierung

Ein gesamter Entwicklungsprozess wird in Bild 7 skizziert. Die gleiche Software wird beim Design Prozess am Rechner am Schreibtisch genutzt, bei der Validierung und interaktiven Optimierung im Fahrzeug, sowie bei der Übertragung des Active Sound Models in die Head Unit des Infotainmentsystems für den Serieneinsatz. In der Validierungsphase im Fahrzeug kann spezifische Hardware genutzt werden, solange man sich noch nicht mit dem Infotainmentsystem verbinden möchte. Zudem ermöglicht das System die Einbindung des Active Sounds in Simulatoren.

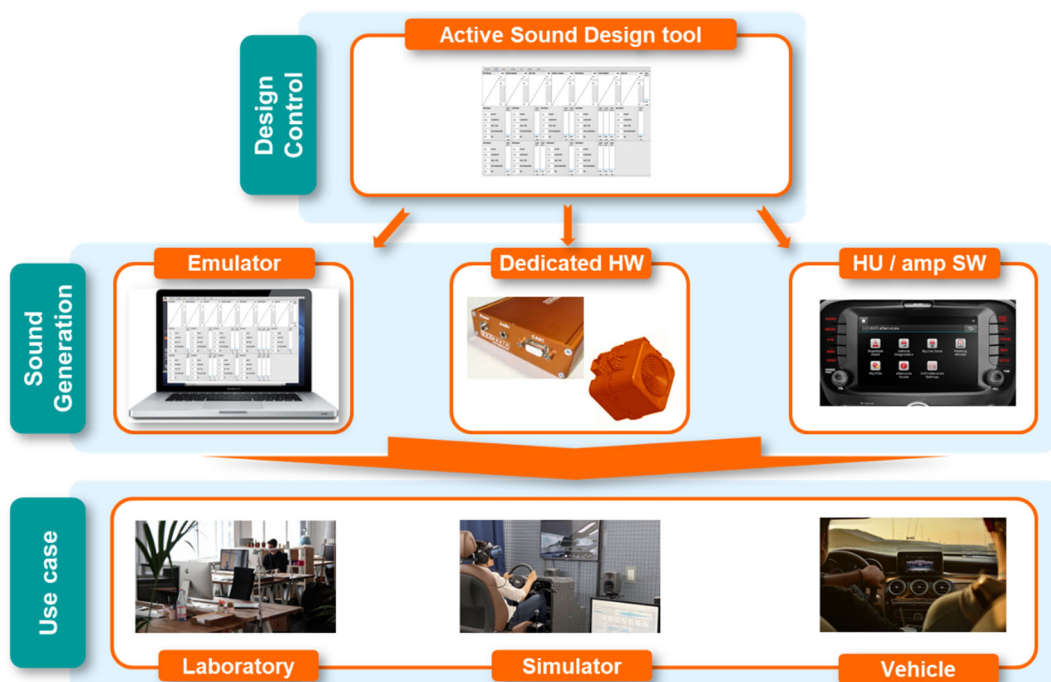


Bild 7: Anwendung der Werkzeuge einer Lösung für Active Sound Design

4. Active Sound für ein High-Performance Fahrzeug

Das in diesem Abschnitt beschriebene Beispiel des Active Sound Konzepts für ein High-Performance Fahrzeug überschreitet Grenzen der Erwartungen an den Sound eines Standardfahrzeugs für den täglichen Einsatz. Das ist nicht verwunderlich, da der Sound zum Fahrzeug passen muss. Entsprechend gibt es für Gelegenheiten, in denen extreme Fahrleistungen abgerufen werden, auch extremen Sound. Damit skizziert das Beispiel den Umfang der Möglichkeiten, die Active Sound bietet.

High-Performance Fahrzeuge sprechen eine sehr spezielle Zielgruppe an, die nicht nur Wert auf außergewöhnliche Fahrleistungen legen, sondern auch emotional angesprochen werden wollen, nicht nur durch das Fahrzeugdesign, sondern auch durch den Fahrzeugsound. Die Fahrleistungen wollen mit allen Sinnen erlebt werden. Gegenüber Standardfahrzeugen wird dazu mehr Varianz, Rauigkeit, Kernigkeit und ausgeprägtes akustisches Feedback in jeder Situation erwartet.

Ein Beispiel hierfür gibt das Sound Konzept für ein elektrisch angetriebenes High-Performance Fahrzeug der „N“-Reihe der Hyundai Motor Group. Das Fahrzeug adressiert Enthusiasten, die ihr Fahrzeug nicht nur im Alltag, sondern gerne mal für ein Erlebnis auf einer Rennstrecke nutzen. Dabei soll der Sound des elektrischen „N“-Reihe Fahrzeugs das des bisherigen Spitzenmodell mit Verbrennungsmotor erreichen oder noch besser übertreffen.

Der Sound muss die Sportlichkeit jederzeit unterstreichen, darf nie künstlich und aufgesetzt wirken, sondern so, als ob er von den Antriebskomponenten des Fahrzeugs selbst stammt. Der elektrische Antrieb selbst leistet dazu kaum einen Beitrag.

Das Sound Konzept kann sich am Sound des Verbrennungsmotors orientieren, die Elektrifizierung des Antriebs hervorheben oder futuristisch gestaltet sein, Hauptsache es verfolgt ein Konzept konsequent und technisch perfekt. Unperfekt wäre beispielsweise ein Sound, der spürbar verzögert zum zu unterstreichenden Fahrzeugzustand oder Ereignis erfolgt. Sofort wäre der Eindruck eines authentischen Erlebnisses gestört.

Active Sound erlaubt mehrere Sound Konzepte umschaltbar zu implementieren, um auch akustisch zwischen Einkaufsfahrt und Rennstrecke zu unterscheiden. Es wird nicht verwundern, dass neben neuartigen Sounds eines der wählbaren Sound Konzepte das Erbe des Sounds des N-Fahrzeuges mit Verbrennungsmotor in fast schon übersteigerter Form aufgreift.

Schaltvorgänge unterstreichen den dynamischen Eindruck im Fahrzeug mit Verbrennungsmotor. Konsequenterweise bietet auch das elektrische Fahrzeug im Sound Modus ‚Verbrenner‘ die gewohnten Schaltvorgänge, akustisch und zum Erreichen des authentischen Eindrucks mit allen Sinnen auch als kurze Zugkraftunterbrechung durch Regeleingriffe am E-Antrieb. Geschaltet werden kann dabei durch gewohnte Schaltpedals am Lenkrad. Bild 8 zeigt den vom Fahrer wahrgenommenen Drehzahl- und Drehmomentverlauf im Gegensatz zur tatsächlichen Drehzahl des E-Motors.

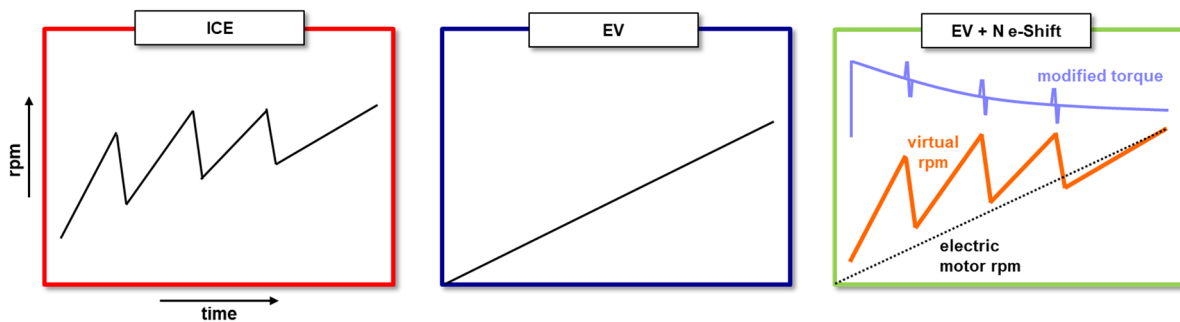


Bild 8: Drehzahlverlauf bei Beschleunigung mit Verbrennungsmotor (links) und e-Antrieb mit 1-Gang-Getriebe (Mitte), im Vergleich dazu durch Sound Design akustisch vermittelter Drehzahlverlauf und Zugkraftunterbrechung des Drehmoments im High-Performance Fahrzeug (rechts)

Die Illusion eines Verbrennungsmotors wäre entzaubert, sobald das Fahrzeug bis zum Stillstand verlangsamt und dabei die Drehzahl auf null fällt. Ein Fahrzeug mit Verbrennungsmotor hat eine Leerlaufdrehzahl, die auch bei aktiver Start-Stop-Funktion erst nach dem Anhalten auf Null fällt. Daher ist auch eine durch Active Sound erzeugte Leerlaufdrehzahl für die perfekte Illusion nötig. Konsequenterweise ist sogar die Option implementiert, durch Gas geben die gehörte Drehzahl im Leerlauf zu erhöhen, obwohl der Elektroantrieb stillsteht.

Ein AVAS Außengeräusch zu implementieren ist Pflicht, wohingegen ein ständig aktives sportliches Außengeräusch eher Kontroversen auslösen kann, selbst wenn es gesetzliche Vorgaben zum Vorbeifahrgeräusch einhält. Dennoch sollte ein High-Performance Fahrzeug Anpassungen für eine eigene Charakteristik erhalten. Leistungsfähigere Lautsprecher erlauben beispielsweise niedrigere Frequenzen innerhalb der AVAS Vorgaben, da niedrige Frequenzen mit leistungsfähigeren Antrieben assoziiert werden. Für die Rennstrecke ist ein eigenständiger Performance-Modus des AVAS Geräuschs als Derivat des Innengeräuschs implementiert.

Rekuperation eines Elektrofahrzeugs ist ein Zustand, den man vom Verbrennungsfahrzeug so nicht kennt. Es gilt, eine passende Soundcharakteristik mitzuentwickeln, die im High-Performance Fahrzeug wiederum ausgeprägter sein sollte als in einem Standardfahrzeug. Leicht und ressourcenschonend gelingt dies, wenn dazu die bereits vorhandene ordnungsbasierte Synthese genutzt wird, die man mit Ordnungen für negatives Drehmoment ergänzt.

Weitere Ereignisse können zusätzlich Beachtung im Sound Konzept finden. Ein Kick-down oder der Wechsel zwischen Fahrmodi sollte sich akustisch bemerkbar machen. Theoretisch ließen sich selbst Sounds wie künstliche Fehlzündungen (Backfire) eines Verbrennungsfahrzeugs in Betracht ziehen, die das Herz von Auto-Enthusiasten bei extremen Beschleunigungen höher schlagen lassen.

5. Zusammenfassung und Ausblick.

Active Sound Design ist ein zunehmend systematisch eingesetztes Element im NVH und Brand Sound Entwicklungsprozesses, insbesondere für Elektrofahrzeuge. Die verwendeten Werkzeuge sollen den kreativen Aspekt der Arbeit unterstützen und nicht einengen. Dazu sollten sie mehrere Methoden für die Generierung von Active Sound anbieten, damit ein reichhaltiger und von Kunden akzeptierter Sound entwickelt werden kann, der die Zielgruppe im optimalen Fall positiv überrascht.

Die Ergebnisse des Active Sound Designs können so vielfältig sein wie Fahrzeugtypen und Kundenwünsche, wie das Beispiel des High-Performance Fahrzeugs zeigt. Was davon sinnvoll und für Kunden und Umgebung akzeptabel ist, ist situationsabhängig. Mehr und mehr ermöglicht Active Sound daher die Auswahl des zur Situation passenden Sounds.

Die in Active Sound Konzepten zu berücksichtigenden Aspekte nehmen weiter zu. Welche Informationen von Assistenzsysteme beispielsweise lassen sich akustisch unterstützt transportieren, ohne den Fahrer damit zu überfordern? Mit welchen Sounds holt man die Aufmerksamkeit des Fahrers am schnellsten zurück, wenn er teilautonom fährt und in einer Gefahrensituation reagieren soll? Werden Klangwelten entstehen, zwischen denen wir am Ende der Entwicklung irgendwann im voll autonomen Fahrzeug je nach Stimmung auswählen können?

Es bleibt spannend, wie elektrische Fahrzeuge weiterentwickelt werden, auch akustisch.

Literatur

- [1] J. Lanslots, M. Bodden, T. Belschner. Active Sound Design methods – Abilities vs Resources. Aachen Acoustics Colloquium 2022
- [2] M. Bodden, T. Belschner, D.C. Park, T.K. Yun, O. Jung. Active Sound Design for High Performance electric vehicles. Aachen Acoustics Colloquium 2022
- [3] Hyundai RN22e. URL: <https://www.hyundai-n.com/en/models/rolling-lab/rn22e.do>

Einfluss von thermodynamischen Prozessgrößen auf die Akustik von elektrischen Kältemittel-Scroll-Verdichtern

Lukas Saur, Stefan Becker

<http://dx.doi.org/10.25673/103522>

Kurzfassung

Mit der fortschreitenden Elektrifizierung von Fahrzeugen ändern sich die Komponentenanforderungen. Durch den Wegfall des maskierenden Verbrennungsmotors wird die Akustik im Fahrzeuginnenraum signifikant von Nebenaggregaten beeinflusst. Bei Elektrofahrzeugen müssen zusätzlich zur Fahrgastzelle, der Akkumulator und die Elektromotoren gekühlt werden. Daher werden größere Verdichter benötigt, welche die Schallabstrahlung und Schwingungsanregung erhöhen. Für die akustische Charakterisierung von Kältemittel-Verdichtern eignen sich Messungen im Gesamtfahrzeug aufgrund von Störgeräuschen und des engen Bauraumes nur bedingt. Deshalb wurde ein Prüfstand entworfen, der eine isolierte Betrachtung der akustischen Eigenschaften des Scroll-Verdichters in einem reflexionsarmen Raum ermöglicht. Der Verdichter ist die zentrale Schallquelle im Kältekreislauf, zum einen durch direkte Luftschallabstrahlung, zum anderen bewirkt er eine akustische Anregung weiterer Kältekreislaufkomponenten über Druckpulsationen und Schwingungsübertragung. Änderungen der Umgebungsbedingungen, der gewünschten Temperatur in der Fahrzeugkabine und des Lastzustandes von Akkumulator und der Elektromotoren führen zur Variation des Verdichterbetriebspunktes. In diesem Beitrag wird daher der Einfluss der thermodynamischen Prozessgrößen auf die Verdichterakustik experimentell untersucht. Es zeigt sich, dass ansteigende Drehzahl und Verdichtungsverhältnis in größerer Schallabstrahlung resultieren. Die Spektren von Fluid-, Körper- und Luftschall sind dominiert von einer Vielzahl drehzahlabhängiger, tonaler Komponenten. Die Erkenntnisse über den physikalischen Zusammenhang von thermodynamischen und akustischen Größen ermöglichen die Erarbeitung geeigneter Schallreduktionsmaßnahmen.

1. Einleitung

Im März dieses Jahres beschloss das EU-Parlament, dass ab 2035 neuzugelassene Pkw kein CO₂ mehr ausstoßen dürfen [1]. Durch diesen Beschluss wird die Elektrifizierung des Fahrzeugmarktes weiter beschleunigt. In E-Fahrzeugen kommt dem Thermomanagementsystem eine zentrale Schlüsselrolle zu, dessen Effizienz und Akustik sind von entscheidender Bedeutung. Die Effizienz hat direkten Einfluss auf die erzielbare Reichweite, gleichzeitig gelten erhöhte Anforderungen an die Akustik, bedingt durch den Wegfall des maskierenden Geräusches des Verbrennungsmotors [2], [3]. Eine der dominierenden Schallquellen im Thermomanagementsystem ist der Kältemittel-Verdichter [4].

In Scroll-Kompressoren treten mechanische, elektromagnetische und strömungsdynamische Anregungsarten auf. Die dynamischen Anregungen werden hauptsächlich auf das Gehäuse übertragen, da es sich um eine hermetisch gekapselte Einheit handelt, und resultieren in Schwingungen des Gehäusesystems [5]. Lee et al. [6] und Miao et al. [7] zeigten, dass die Luftschallabstrahlung mit den Vibrationen des Verdichters korreliert und Schwingungsresonanzen des Gehäuses zu einem starken Anstieg des abgestrahlten Luftschalls führen können. In den Untersuchungen von Häussler et al. [8] ist die Schallabstrahlung eines elektrischen Scroll-Verdichters proportional zur Drehzahl. Yanagisawa et al. [9] konnten einen Zusammenhang zwischen dem Saugdruck und der Schallabstrahlung feststellen, als auch die Anregung von Schwingungsresonanzen der Verdichterwelle durch Hochdruckpulsationen nachweisen.

Gegenwärtig umfasst die Forschung zur Akustik von Scroll-Verdichtern hauptsächlich numerische Simulationsmethoden zur Berechnung der Schallabstrahlung sowie die Optimierung einzelner Verdichterkomponenten zur Schallreduktion. Es gibt jedoch nur wenige Untersuchungen zu dem Einfluss des Betriebspunktes auf die Verdichteraustik. Ziel dieses Beitrages ist die Bestimmung des Einflusses verschiedener thermodynamischer Prozessgrößen auf den Fluid-, Körper sowie Luftschall eines elektrischen Scroll-Verdichters. Hierzu wurde in einem ersten Schritt ein geeigneter Prüfstands-aufbau entwickelt, an dem die Verdichteraustik unter genau einstellbaren thermodynamischen Randbedingungen gemessen werden kann. Anschließend wurde der Einfluss von Drehzahl, Verdichtungsverhältnis sowie Saug- und Hochdruck auf die akustischen Eigenschaften des Verdichters untersucht.

2. Versuchsaufbau

Die Untersuchungen erfolgten an einem für diesen Zweck aufgebauten Kältemittel-Verdichter-Akustik-Prüfstand. Zum Einstellen genau definierter thermodynamischer Betriebspunkte ist der Verdichter in einen Kältekreislauf eingebunden, bei dem die Wärmeströme an den Wärmetauschern sowie die Drosselwirkung des Expansionsventils entsprechend gesteuert werden. Die Charakterisierung des akustischen Verhaltens des Scroll-Verdichters erfolgte mithilfe von Druckpulsationssensoren, Beschleunigungssensoren und Mikrofonen innerhalb eines reflexionsarmen Raumes.

2.1 Kältekreislauf

Um die Akustik des Kältemittelverdichters vollständig charakterisieren zu können, steht ein Kältekreislauf zur Verfügung, der den Betrieb des Verdichters im gesamten Verdichterkennfeld ermöglicht. Es wird das umweltverträgliche, chemische Kältemittel

2,3,3,3-Tetrafluorpropen (kurz: R1234yf) verwendet, welches üblicherweise im Kfz-Bereich eingesetzt wird. Bild 1 zeigt den schematischen Prüfstands Aufbau. Das verdichtete Kältemittel strömt in einen wassergekühlten Kondensator und wird hier vollständig verflüssigt. Mithilfe des Expansionsventils wird das flüssige Kältemittel entspannt, über die elektronisch einstellbare Drosselwirkung des Ventils lassen sich Druckdifferenz und Kältemittelmassenstrom einstellen. Im folgenden Kältemittel-Wasser-Wärmetauscher wird das Kältemittel unter Wärmezufuhr verdampft und anschließend wieder vom Verdichter angesaugt. Druck- und Temperatursensoren vor und nach dem Verdichter sowie nach dem Kondensator erfassen alle relevanten Daten zur Bestimmung des Betriebspunktes. Ein Coriolismeter misst den Kältemittelmassenstrom.

Im Akustikraum sind nur der Verdichter und ein Strömungsschalldämpfer platziert, alle weiteren Prüfstandskomponenten sind zur Vermeidung von Störgeräuschen außerhalb untergebracht. Der Strömungsschalldämpfer reduziert Druckpulsationen auf der Hochdruckseite, um die vibroakustische Anregung der restlichen Kältekreislaufkomponenten zu mindern. Über flexible Kältemittelschläuche werden Verdichter und die restlichen Prüfstandskomponenten schwingungstechnisch entkoppelt. Kabel und Kältemittelschläuche werden durch einen akustisch gedämmten Durchgang geführt.

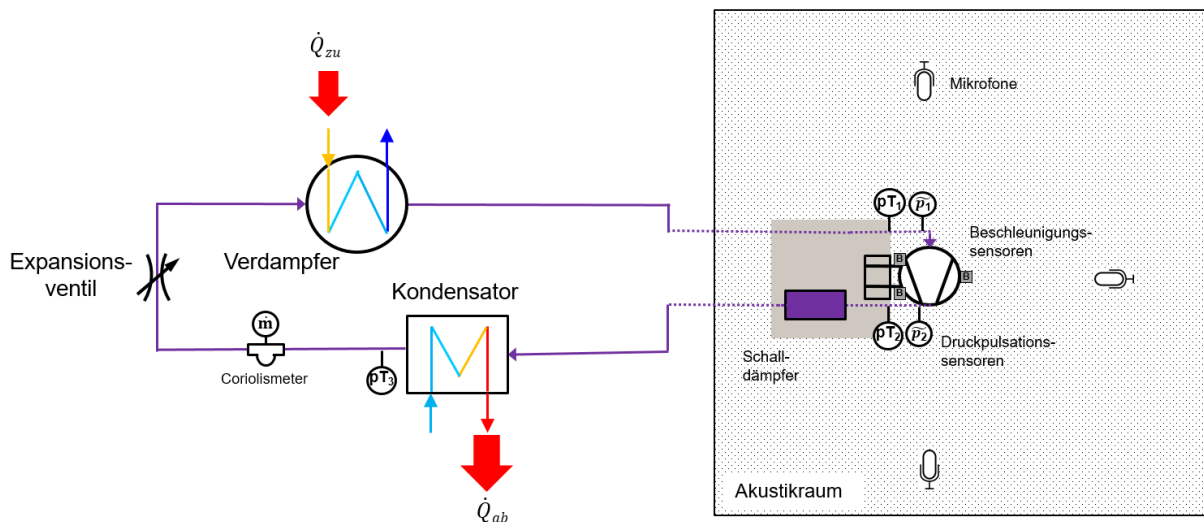
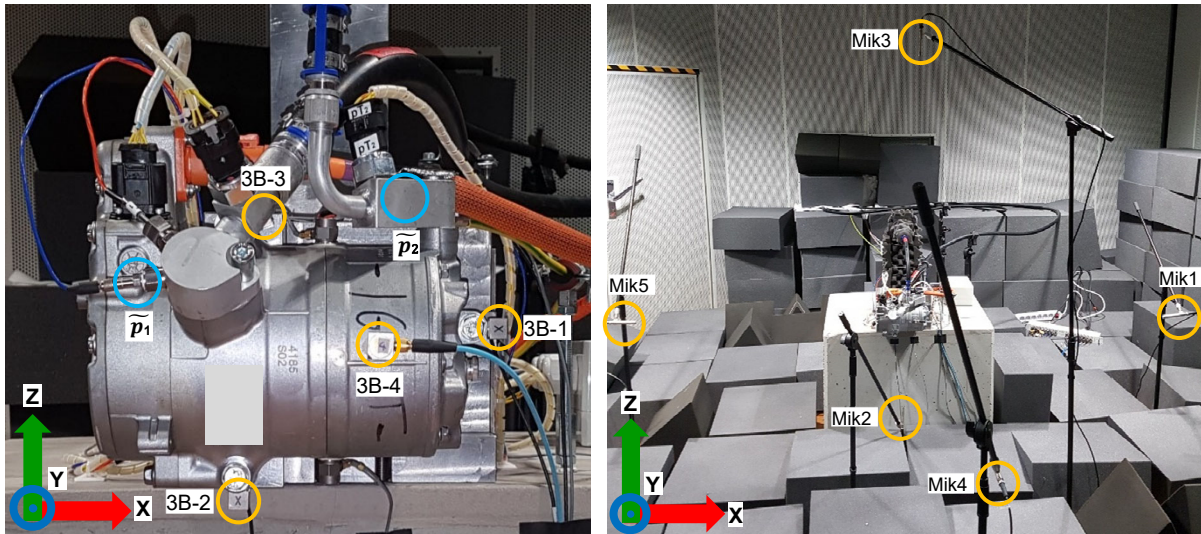


Bild 1: Schematischer Prüfstands Aufbau

2.2 Akustikmessaufbau

Die zur akustischen Charakterisierung verwendeten Sensoren sowie deren Position sind in Bild 2 dargestellt. Der Verdichter ist über einen massiven Stahlhalter mit einem 600 kg Betonwürfel fest verschraubt, um Einflüsse der Befestigung auf die Verdichterschwingungen zu minimieren. Zur Charakterisierung der Verdichterschwingungen sind mehrere Beschleunigungssensoren auf dem Gehäuse angebracht. Die Vibrationen an den Verschraubungspunkten (3B-1, 3B-2, 3B-3) und des Gehäuses der Verdichtungskammer (3B-4) werden durch triaxiale Beschleunigungsaufnehmer erfasst. Als weitere akustische Anregungsgröße werden die Druckpulsationen am Verdichtereinlass (\tilde{p}_1) und am Verdichterauslass (\tilde{p}_2) erfasst. Die Schallabstrahlung des Scroll-Verdichters wird unter Freifeldbedingungen in einem reflexionsarmen Raum in den 5 freien Abstrahlungsrichtungen mittels Freifeldmikrofonen gemessen.



(a) Beschleunigungssensoren (gelb) und Druckpulsationssensoren am Verdichter

(b) Mikrofone im Akustikraum

Bild 2: Sensorpositionen

3. Akustik des Referenzbetriebspunktes

In diesem Kapitel werden die spektralen Verläufe der untersuchten Akustikgrößen der Referenzmessung bei mittlerer Verdichterdrehzahl von 5000 1/min und mittlerem Verdichtungsverhältnis von 7 betrachtet.

3.1 Fluidschall

Das zyklische Verdichtungsprinzip des Scroll-Verdichters resultiert in einem schwankenden Druckverlauf. Zur Veranschaulichung der Arbeitsweise von Scroll-Verdichtern ist in Bild 3 die Druckverteilung in der Verdichtungskammer eines Scroll-Verdichters für unterschiedliche Kurbelwellenwinkel dargestellt.

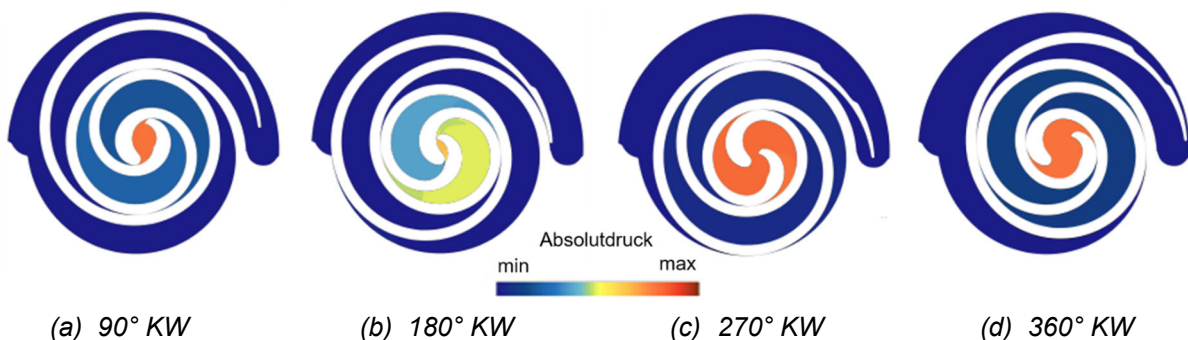


Bild 3: Druckverteilung in der Verdichtungskammer bei verschiedenen Kurbelwellenwinkel (KW)

Die Druckpulsationen führen zur Anregung von Schwingungen und der Abstrahlung von Luftschall bei allen Komponenten des Kältekreislaufs und sind daher eine wichtige

akustische Kenngröße. Bild 4 zeigt den Verlauf des Schalldruckpegels der Druckpulsationen am Ein- und Auslass des Verdichters über der Frequenz. Bei den Saugdruckpulsationen sind die ersten zwei Ordnungen der Drehfrequenz dominant, bedingt durch den Aufbau des Scroll-Verdichters. Bei jeder Umdrehung der Verdichterschnecke öffnen sich einmal die beiden äußeren Verdichtungskammern (s. Bild 3 (a)) und gasförmiges Kältemittel wird auf der Niederdruckseite angesaugt. Auch die Frequenz der weiteren Spitzen im Schalldruckspektrum sind ganzzahlig Vielfache der Drehfrequenz. Diese höherharmonischen Druckpulsationen werden durch Strömungsreflexionen an Umlenkungen und Querschnittsprüngen in den Kältemittelleitungen hervorgerufen. Die Amplitude der Saugdruckpulsationen fällt für Frequenzen größer 400 Hz mit ca. 20 dB pro Dekade ab.

Auf der Auslassseite sind Pulsationen der 1. Ordnung dominant, da sich das Rückschlagventil am Auslass pro Umdrehung einmal öffnet sobald der Druck in der inneren Verdichtungskammer größer ist, als der Druck in der nachfolgenden Hochdruckleitung. Die Reduktion der Druckpulsationen der 2.-4. Ordnung im Frequenzbereich von 150-350 Hz wird durch das im Verdichtungsgehäuse integrierte Resonanzvolumen sowie den Strömungsschalldämpfer in der Hochdruckleitung erzielt. Auch auf der Hochdruckseite sind die Frequenzen der weiteren Druckpulsationspeaks ganzzahlig Vielfache der Drehfrequenz und resultieren aus Strömungsreflexionen. Für Frequenzen größer 400 Hz fällt die Amplitude der Hochdruckpulsationen mit ca. 30 dB pro Dekade ab.

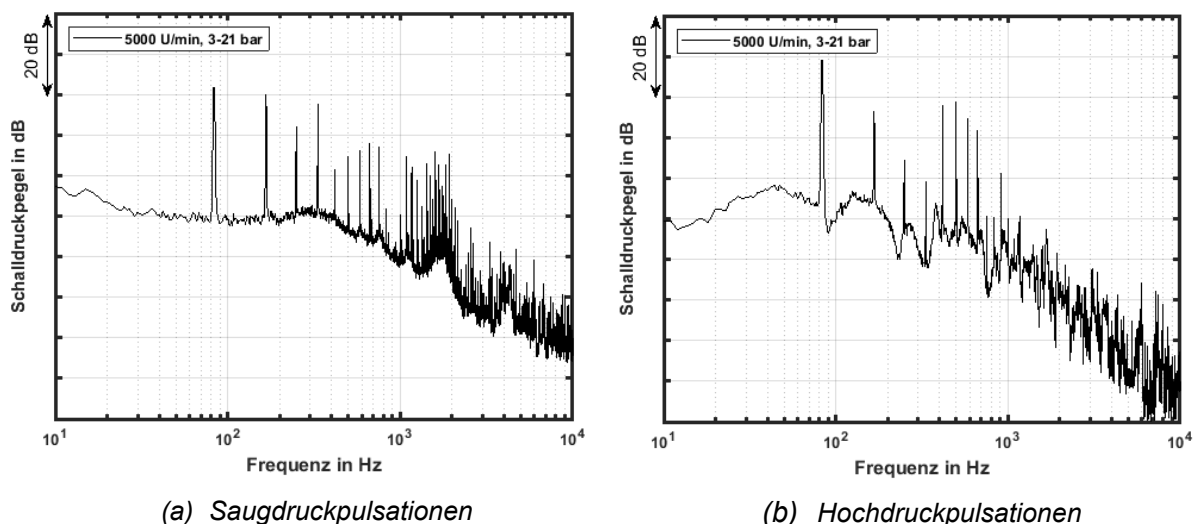


Bild 4: Druckpulsationen bei 5000 U/min und 3 bar Saugdruck und 21 bar Hochdruck

3.2 Körperschall

Der untersuchte Verdichter zeigt ein komplexes Schwingungsverhalten bedingt durch seine Vielzahl an Bauteilen und den unterschiedlichen Anregungsarten. Die Schwingungsanregung erfolgt durch Kräfte aus der exzentrischen Bewegung der Verdichterschnecke, der Rotation des antreibenden Elektromotors, der translatorischen Bewegung des Auslassventils sowie durch Strömungs- und Druckkräfte des Kältemittels.

Bild 5 zeigt die Schwingungsgeschwindigkeit in Pegeldarstellung über der Frequenz von 10 bis 10000 Hz, links das quadratisch gemittelte Signal der drei triaxialen Beschleunigungssensoren an den Verschraubungspunkten und rechts das quadratisch

gemittelte Signal des triaxialen Beschleunigungssensors auf dem Gehäuse der Verdichtungskammer. Wie auch bei den Druckpulsationen sind die Frequenzen der stark ausgeprägten tonalen Komponenten ganzzahlig Vielfache der Drehfrequenz. Die Amplitude der Geschwindigkeitspeaks ist davon abhängig, ob bei der jeweiligen Frequenz Schwingungsresonanzen angeregt werden. Grundsätzlich sind die ersten 3 Ordnungen stark ausgeprägt und es treten im Bereich von 700 bis 2000 Hz verstärkt Vibrationen auf. Das Schwingungsverhalten an den Verschraubungspunkten und am Gehäuse der Verdichtungskammer unterscheidet sich kaum, lediglich an den Verschraubungspunkten sind Schwingungen der 1. Ordnung stärker ausgeprägt.

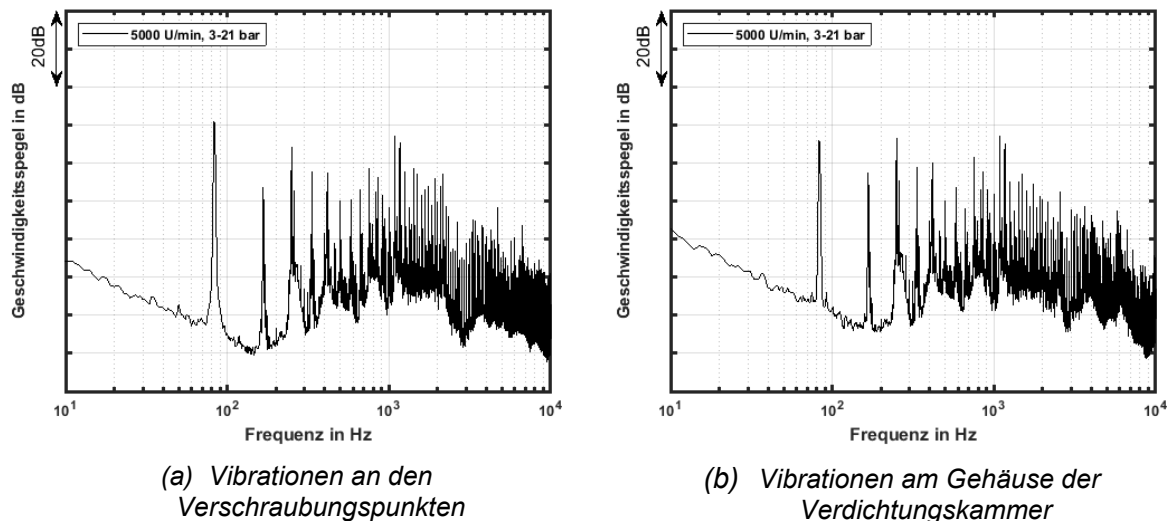


Bild 5: *Vibrationen bei 5000 U/min und 3 bar Saugdruck und 21 bar Hochdruck*

3.3 Luftschall

Bild 6 stellt den Schalldruckpegel über den Frequenzbereich von 10 bis 10000 Hz dar, die Signale der 5 Freifeldmikrofone wurden dazu quadratisch gemittelt. Das Schalldruckpegelspektrum zeigt eine Vielzahl von Spitzen, deren Frequenzen ganzzahlig Vielfachen der Drehfrequenz entsprechen. Das Spektrum des abgestrahlten Luftschalls stimmt gut mit den Schwingungsspektren überein. Die maximale Amplitude tritt bei der 1. Ordnung auf und im Frequenzbereich von 700 bis 2000 Hz wird verstärkt Schall abgestrahlt. Dies deutet daraufhin, dass der abgestrahlte Luftschall hauptsächlich aus den Schwingungen des Verdichters resultiert.

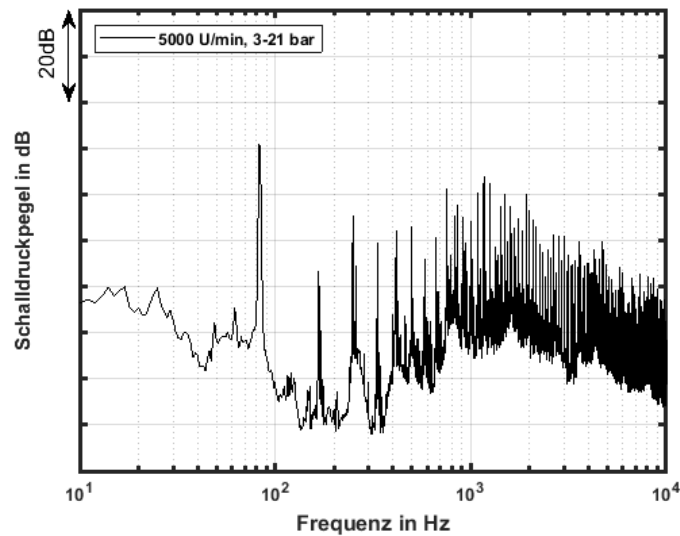


Bild 6: Abgestrahlter Luftschall bei 5000 U/min und 3 bar Saugdruck und 21 bar Hochdruck

4. Einfluss der thermodynamischen Prozessgrößen auf die Verdichterakustik

Ziel der durchgeführten Untersuchungen ist die Bestimmung des Einflusses von Drehzahl, Verdichtungsverhältnis sowie Saug- und Hochdruck auf die Akustik eines Scroll-Verdichters. Es wurden Messungen bei niedrigem, mittlerem und hohem Verdichtungsverhältnis durchgeführt, einmal bei konstantem Saugdruck p_1 mit entsprechender Anpassung des Hochdrucks p_2 und einmal bei konstantem Hochdruck und entsprechender Anpassung des Saugdrucks. Das Verdichtungsverhältnis ε berechnet sich nach Formel 1:

$$\varepsilon = \frac{p_2}{p_1} \quad (1)$$

Die untersuchten Betriebspunkte sind in Tabelle 1 aufgelistet. Zusätzlich wurde jedes Druckverhältnis bei 3000, 5000 und 7000 1/min gemessen um den Einfluss niedriger, mittlerer und hoher Drehzahl charakterisieren zu können. Die Messungen wurden bei konstanter Drehzahl durchgeführt, da sich bei konstanter Drehzahl die thermodynamischen Randbedingungen wie Drücke und Überhitzung genauer einstellen lassen. Die Überhitzung des Kältemittels am Verdichtereinlass wurde bei allen Messungen auf 10 K eingeregelt, um sicherzugehen, dass der Verdichter nur vollständig verdampfetes Kältemittel ansaugt.

Tabelle 1: Untersuchte Betriebspunkte

Verdichtungsverhältnis ε [-]	5	7	9	Verdichtungsverhältnis ε [-]	5	7	9
Saugdruck p_1 [bar]	3	3	3	Saugdruck p_1 [bar]	4,2	3	2,33
Hochdruck p_2 [bar]	15	21	27	Hochdruck p_2 [bar]	21	21	21

(a) Konstanter Saugdruck

(b) Konstanter Hochdruck

Die in Tabelle 1 aufgelisteten Druckverhältnisse wurden durch Anpassung der Wärmeströme an Kondensator und Verdampfer sowie Regelung der Drosselwirkung des Expansionsventils eingestellt. Gleichzeitig beeinflusst die Stellung des Expansionsventils hauptsächlich den im Kältekreislauf zirkulierenden Massenstrom. Bild 7 zeigt den Kältemittelmassenstrom in Abhängigkeit des Betriebspunktes, die Werte des Referenzbetriebspunktes bei mittlerem Verdichtungsverhältnis sind als schwarze Punkte dargestellt. Der Massenstrom steigt proportional zum Druck auf der Saugseite an, da hiermit auch die Kältemittelmasse, welche in die äußeren Verdichtungskammern eintritt, steigt. Der Massenstrom steigt linear mit der Drehzahl an, bedingt durch das feste Volumen der Schneckenengeometrie. Erst bei sehr hohen Massenströmen knickt die Kurve ab, aufgrund des quadratisch zur Strömungsgeschwindigkeit ansteigenden Druckverlustes im Kältekreislauf. Das Verdichtungsverhältnis hat dagegen keinen messbaren Einfluss auf den Massenstrom, da die geförderte Kältemittelmenge bei konstantem Saugdruck und variierendem Hochdruck gleichbleibt.

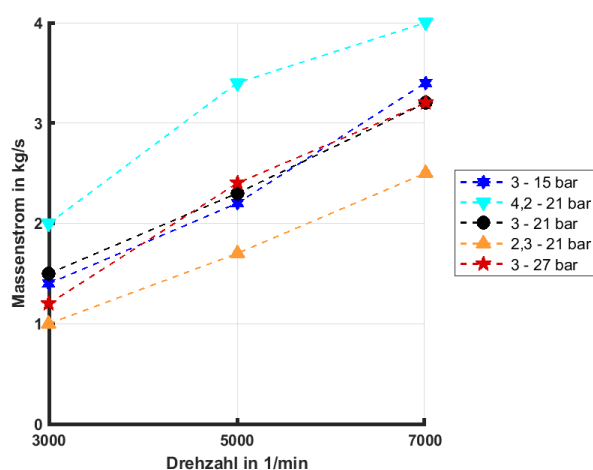


Bild 7: Kältemittelmassenstrom in Abhängigkeit des Betriebspunktes

Die Beurteilung des Einflusses der thermodynamischen Prozessgrößen auf Fluid-, Körper- und Luftschall erfolgt anhand des Gesamtpegel. Der Gesamtpegel eignet sich hierfür am besten, aufgrund der komplexen spektralen Verläufe der betrachteten Akustikgrößen, welche eine Vielzahl von schmalbandigen Peaks mit teilweise nah beieinanderliegenden Amplituden aufweisen. Zudem bietet der Gesamtpegel eine höhere Reproduzierbarkeit als der Spitzenpegel, die maximale Messabweichung liegt bei ± 1 dB bei wiederholter Messung des gleichen Betriebspunktes.

4.1 Fluidschall

Die Werte des Gesamtschalldruckpegels der Druckpulsationen für die unterschiedlichen Betriebspunkte sind in Bild 8 dargestellt. Für den Gesamtschalldruckpegel wurden die Schalldruckpegelwerte über den Frequenzbereich von 10-10000 Hz aufsummiert.

Die Druckpulsationen auf der Saugseite (s. Bild 8 (a)) nehmen mit steigender Drehzahl und ansteigendem Saugdruck zu. Die Saugdruckpulsationen sind proportional zu dem geförderten Massenstrom, erkennbar an der starken Übereinstimmung mit dem in

Bild 7 dargestellten Massenstrom. Änderungen des Hochdrucks und des Verdichtungsverhältnisses haben keinen Einfluss auf die Druckpulsationen am Verdichtereinlass.

Die Druckpulsationen am Verdichterauslass (s. Bild 8 (b)) zeigen dagegen ein anderes Verhalten. Bei 3000 U/min sind diese besonders stark ausgeprägt, da bei niedrigen Drehzahlen die einzelnen Verdichtungsstöße in größeren zeitlichen Abständen erfolgen und damit weniger ineinander übergehen. Bei mittleren Drehzahlen nehmen die Hochdruckpulsationen ab und bei hohen Drehzahlen wieder zu. Um dieses Verhalten besser erklären zu können, muss der Einfluss des im Verdichtungsgehäuse integrierten Resonanzvolumens sowie des nachgeschalteten Strömungsschalldämpfers genauer untersucht werden. Bei Zunahme des Hochdrucks und des Verdichtungsverhältnisses resultieren tendenziell größere Werte des Gesamtschalldruckpegels der Hochdruckpulsationen.

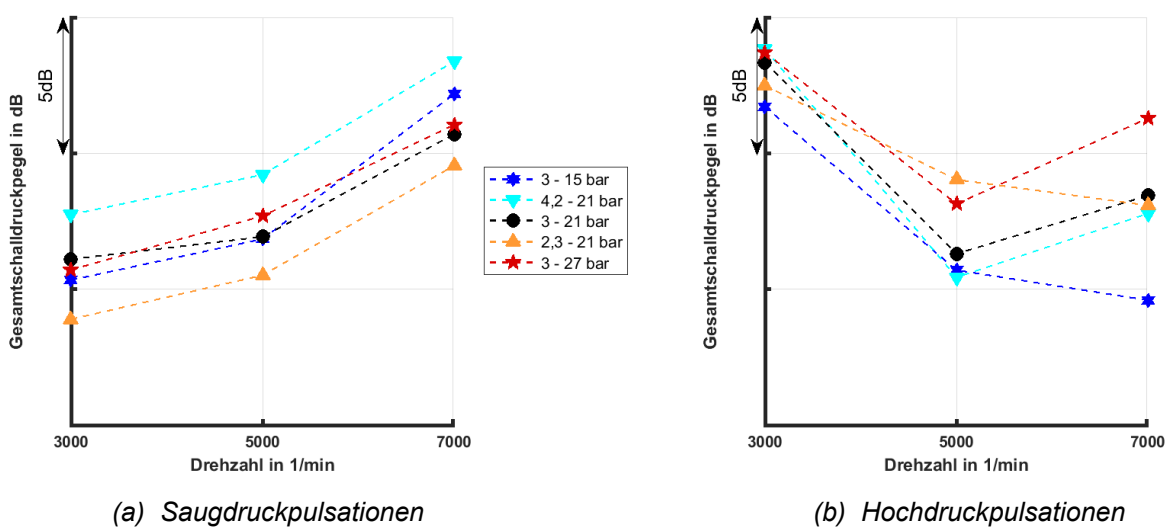


Bild 8: Druckpulsationen in Abhängigkeit des Betriebspunktes

4.2 Körperschall

Die Werte des Gesamtpegels der Schwingungsgeschwindigkeit für die unterschiedlichen Betriebspunkte sind in Bild 9 dargestellt. Für den Gesamtgeschwindigkeitspegel wurden die Geschwindigkeitspegelwerte über den Frequenzbereich von 10-10000 Hz aufsummiert.

Die Schwingungsgeschwindigkeit des Verdichters steigt linear mit der Drehzahl an. Bei steigendem Hochdruck nehmen die Verdichterschwingungen in geringem Maße zu, bedingt durch größere Druckkräfte in der Verdichtungskammer und am Auslass. Bei 7000 U/min zeigt sich ein Ausreißer der Schwingungen an den Verschraubungspunkten, der Gesamtgeschwindigkeitspegel der Messung mit niedrigem Hochdruck stimmt mit der Messung mit großem Hochdruck überein. Der Grund für dieses Verhalten ist noch unklar, weitere Untersuchungen mithilfe eines Laser-Scanning-Vibrometers, sollen dazu durchgeführt werden. Am Gehäuse der Verdichtungskammer (s. Bild 9 (b)) tritt dieser Ausreißer nicht auf. Der stärkere Anstieg des Gesamtgeschwindigkeitspegels am Verdichtungsgehäuse für höhere Drehzahlen resultiert aus der geringeren Schwingungssteifigkeit bedingt durch den größeren Abstand zum Halter (s. Bild 2 (a)).

Zudem ist der Abstand zu der Schwingungsanregung durch die oszillierende Verdichterschnecke geringer.

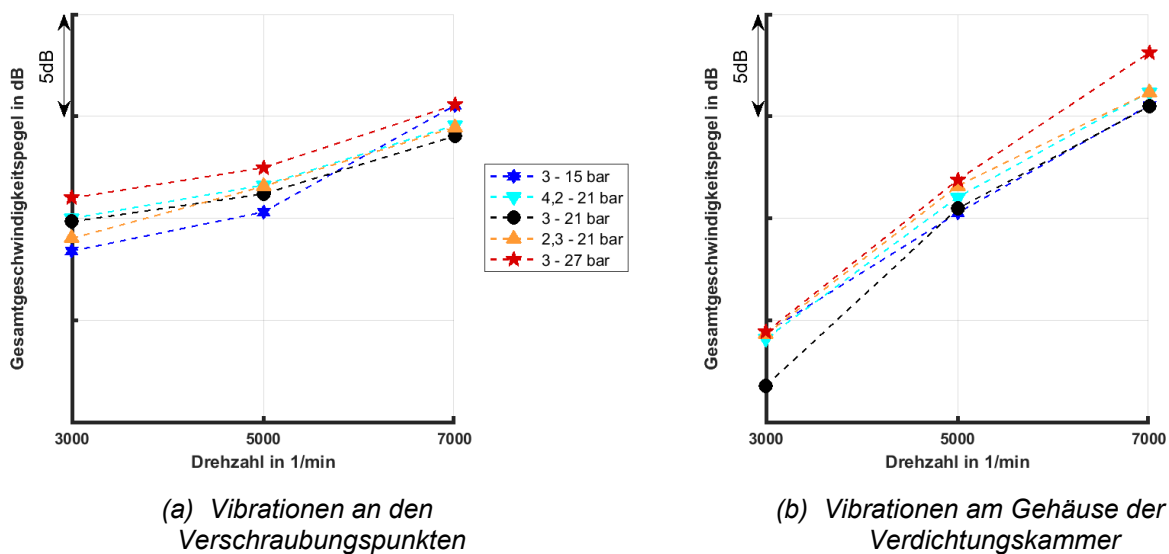


Bild 9: *Vibrationen in Abhängigkeit des Betriebspunktes*

Das Schwingungsverhalten des Verdichters unterscheidet sich maßgeblich von den Werteverläufen des Gesamtschalldruckpegels der Druckpulsationen auf der Saugseite als auch auf Hochdruckseite (vgl. Bild 9). Folglich ist der Einfluss der Druckpulsationen auf die Schwingungsanregung des Verdichters zu vernachlässigen.

4.3 Luftschall

Die Gesamtschalldruckpegelwerte des abgestrahlten Luftschalls für die unterschiedlichen Betriebspunkte sind in Bild 10 dargestellt. Für den Gesamtschalldruckpegel wurden die Schalldruckpegelwerte über den Frequenzbereich von 300-10000 Hz aufsummiert, die untere Grenzfrequenz wurde entsprechend der akustischen Eigenschaften des reflexionsarmen Raumes angepasst.

Die vom Verdichter abgestrahlten Schalldruckfluktuationen nehmen linear mit der Drehzahl zu. Steigender Hochdruck und größeres Verdichtungsverhältnis resultieren in einem geringen Anstieg der Schallabstrahlung. Der Werteverlauf des Gesamtschalldruckpegels weist eine hohe Übereinstimmung mit dem Werteverlauf des Gesamtgeschwindigkeitspegels an den Befestigungspunkten (vgl. Bild 9 (a)) auf. Dagegen unterscheidet sich das Verhalten der Luftschallabstrahlung maßgeblich von den Werteverläufen des Gesamtschalldruckpegels der Druckpulsationen auf der Saugseite als auch auf der Hochdruckseite (vgl. Bild 8). Hieraus lässt sich schließen, dass der abgestrahlte Luftschall hauptsächlich durch die schwingende Verdichteroberfläche erzeugt wird. Der Einfluss der Druckpulsationen auf die Schallabstrahlung ist zu vernachlässigen, eine Transmission der KM-Druckpulsationen durch das Verdichtergehäuse tritt nicht auf.

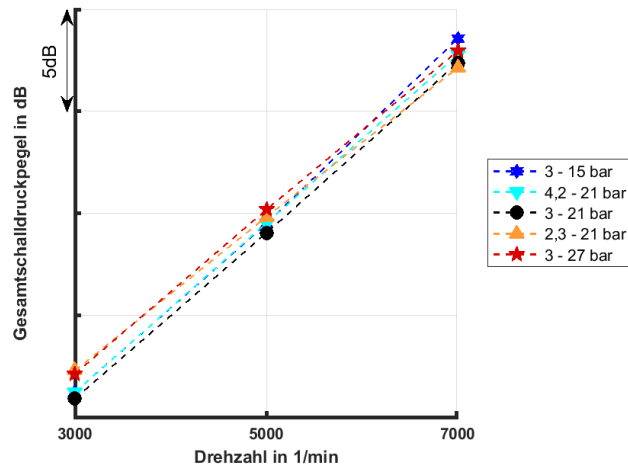


Bild 10: Luftschallabstrahlung in Abhängigkeit des Betriebspunktes

5. Zusammenfassung

Der Beitrag beschreibt den Einfluss der thermodynamischen Prozessgrößen Drehzahl, Verdichtungsverhältnis sowie Saug- und Hochdruck auf die akustischen Eigenschaften eines elektrischen Kältemittel-Scroll-Verdichters. Hierfür wurden verschiedenen Betriebspunkte an einem dafür konstruierten Kältekreislauf-Prüfstand eingeregelt und Fluid-, Körper- sowie Luftschall des Verdichters in einem reflexionsarmen Raum gemessen.

Die Frequenzspektren der untersuchten Akustikgrößen wurden für die Referenzmessung bei mittlerer Drehzahl und mittlerem Verdichtungsverhältnis ausgewertet. Die Spektren von Fluid, Körper- und Luftschall sind dominiert von einer Vielzahl schmalbandiger tonaler Komponenten, deren Frequenzen ganzzahlig Vielfachen der Verdichterdrehzahl entsprechen. Im Kältekreislauf sind niederfrequente Druckpulsationen der 1. und 2. Ordnung dominant. Die Spektren von Schwingungen und Luftschall zeigen eine hohe Übereinstimmung, bei Vibrationen und Schallabstrahlung sind die ersten drei Ordnungen wie auch der höherfrequente Bereich von 700 bis 2000 Hz stark ausgeprägt.

Die Druckpulsationen auf der Saugseite nehmen mit steigendem Saugdruck und steigender Drehzahl zu, sie sind proportional zum geförderten Kältemittelmassenstrom. Der Gesamtschalldruckpegel der Hochdruckpulsationen ist bei niedrigen Drehzahlen besonders hoch. Vibrationen und Luftschallabstrahlung nehmen linear mit steigender Drehzahl zu. Das Verdichtungsverhältnis sowie die Drücke auf Saug- und Hochdruckseite haben nur einen geringen Einfluss auf das Schwingungsverhalten und die Schallabstrahlung des Scroll-Verdichters. Die Druckpulsationen und der Massenstrom im Kältekreislauf haben keinen messbaren Einfluss auf die vibroakustische Geräuschentstehung im Verdichter. Vibrationen und Luftschall sind proportional zur Drehzahl, daher sind niedrige Verdichterdrehzahlen, insbesondere bei ruhigen Fahrzuständen, erstrebenswert.

Danksagung

Wir bedanken uns bei der AUDI AG für die Förderung dieser Forschung im Rahmen der INI.FAU Kooperation und die Unterstützung mit Messtechnik und Fachwissen, insbesondere bei Herrn M. Kronbichler, Herrn Dr. C. Rebinger und Herrn S. Rost.

Literatur

- [1] EU Umweltrat (2023). Pressemitteilung. „Fit für 55“: Rat nimmt Verordnung über CO₂-Emissionen für neue Personenkraftwagen und leichte Nutzfahrzeuge an. <https://www.consilium.europa.eu/de/press/press-releases/2023/03/28/fit-for-55-council-adopts-regulation-on-co2-emissions-for-new-cars-and-vans/>
- [2] J. Aurich and R. Baumgart. (2018). Comparison and Evaluation of Different A/C Compressor Concepts for Electric Vehicles. International Compressor Engineering Conference. Paper 2608.
- [3] A. Hofacker. (2015). Akustik für Fahrzeuge mit elektrifiziertem Antrieb. ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift, 117, 8-13. doi:10.1007/s35148-015-0061-2.
- [4] A. Ricci, L. Bregant and F. Albertz. (2022). On the Different Contributions of Flexible Elements to the Structural Noise of Refrigeration Compressors. SAE Technical Paper 2022-01-0983. <https://doi.org/10.4271/2022-01-0983>
- [5] C. Wang, Z. Wang, W. Yan, H. Li and C. Yang. (2021). Study on Characteristics of the Vibration and Noise of High-Power Scroll Compressor. Shock and Vibration, 2021, 1–17. <https://doi.org/10.1155/2021/5953133>.
- [6] J. Lee, S. Lee and D. Lee. (2000). Identification and Reduction of Noise in a Scroll Compressor. International Compressor Engineering Conference. Paper 1496
- [7] Q. Miao, Y. R. Men, J. X. Wu and X. Gou. (2014). Studies on Scroll Compressor Noise Improvement. Applied Mechanics and Materials, 694, 504–508. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/amm.694.504>
- [8] M. Haeussler, D. Kobus and D. Rixen. (2020). Parametric design optimization of e-compressor NVH using blocked forces and substructuring. Mechanical Systems and Signal Processing, 150. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2020.107217>.
- [9] M. Yanasigawa, T. Uematsu, S. Hiodoshi, M. Saito and S. Era. (2002). Noise Reduction Technology for Inverter controlled Scroll Compressors. International Compressor Engineering Conference. Paper 1578

NVH-Testing in Zeiten des Technologiewandels

Marco Leonetti

<http://dx.doi.org/10.25673/103523>

Abstract

In addition to new drive concepts, the technological transformation within the mobility sector also requires corresponding high-performance test facilities as an efficient development tool. In order to take account to the possible drive technologies, it is advisable to use the wheels as an interface between the drive system and the test bench. Thereby when designing a new NVH single-axle drive train test bench, the focus can be placed on safety and optimized acoustic decoupling, regardless of the test object. On the new NVH single-axle powertrain test bench, except purely electric drives can also be used to test axles powered by combustion engines and all types of hybrid power-trains. For this purpose, the test cell has a lower limit frequency of 125 Hz as well as the necessary fuel supply, exhaust gas extraction and appropriate room ventilation. Specially designed, self-supporting shaft assemblies within the fully anechoic test cell prevent possible transmission of structure-borne noise between the wheel machines, which are mounted separately outside the test cell, and the test object foundation. Manually moveable bearing blocks make it possible to cover track widths from the smallest car to light commercial vehicles without having to compromise on the quality of the airborne noise measurement.

Furthermore, regarding to the safety concept, an instructed user is able to enter the test cell at low speeds and torques and thus get an individual noise impression of the test objects. Fully variable networking of the test bench, including the technical rooms, and a concentration of the communication standards on EtherCAT and CAN enable efficient execution even with complex regulation and control tasks. Last but not least, a solid mechanical concept combined with modern automation software and an efficient application interface enables the user to examine even complex systems in a reproducible and high-quality manner with regard to all NVH issues.

Kurzfassung

Die technologische Transformation innerhalb des Mobilitätssektors erfordert neben neuen Antriebskonzepten auch entsprechende leistungsfähige Prüfeinrichtungen als effizientes Entwicklungswerkzeug. Um dem breiter werdenden Spektrum an möglichen Antriebstechnologien gerecht zu werden, empfiehlt es sich, die Räder als Schnittstelle zwischen Antriebssystem und Prüfstand zu nutzen. Dadurch kann der Fokus bei der Konzeption eines neuen NVH-Einachs-Antriebsstrangprüfstand unabhängig vom Prüfobjekt auf Sicherheit und eine optimierte akustische Entkoppelung gelegt werden. Auf dem neuen NVH-Einachs-Antriebsstrangprüfstand können neben rein elektrischen Antrieben auch durch Verbrennungsmotoren angetriebene Achsen sowie alle Arten von hybriden Antriebssträngen untersucht werden. Hierfür besitzt die Prüfzelle eine untere Grenzfrequenz von 125 Hz, die notwendige Kraftstoffversorgung, Abgasabsaugung und eine entsprechende Raumlüftung.

Speziell konstruierte, freitragende Wellenstränge, innerhalb der vollreflexionsarmen Prüfzelle, verhindern hierbei eine mögliche Körperschallübertragung zwischen den außerhalb der Prüfzelle separat gelagerten Radmaschinen und dem Prüflingsfundament. Manuell verschiebbare Lagerböcke erlauben es, Spurweiten beginnend vom Kleinstwagen bis hin zu leichten Nutzfahrzeugen abzudecken, ohne dabei Abstriche bei der Qualität der Luftschallmessung machen zu müssen.

Weiterhin ist es durch ein ausgeklügeltes Sicherheitskonzept einem unterwiesenen Nutzer möglich, bei niedrigen Drehzahlen und Momenten die Prüfzelle zu betreten und sich dadurch einen individuellen Geräuscheindruck von den Prüfobjekten zu verschaffen.

Eine vollvariable Vernetzung des Prüfstands inklusive der Technikräume sowie eine Konzentration der Kommunikationsstandards auf EtherCAT und CAN ermöglicht auch bei komplexen Regelungs- und Steuerungsaufgaben eine effiziente Durchführung.

Nicht zuletzt wird der Nutzer durch ein solides, mechanisches Konzept kombiniert mit moderner Automatisierungssoftware und einer effizienten Applikationsschnittstelle befähigt, auch komplexe Systeme reproduzierbar und hinsichtlich aller NVH-Belange qualitativ hochwertig zu untersuchen.

1. Einleitung

Neben der europäischen Fokussierung der Antriebstechnik auf batterieelektrische Fahrzeuge gibt es international eine starke Diversifizierung von Antriebskonzepten. Hybridantriebe, Brennstoffzellen und alternative Kraftstoffe rücken vermehrt in den Focus der Antriebsentwicklung. Die allermeisten Antriebsysteme werden als Soloachsantriebe konzipiert und entwickelt, um einen flexiblen Einsatz innerhalb und über Modellplattformen hinweg zu ermöglichen. Es liegt daher nahe, die Radnaben als optimale Schnittstelle zwischen Antrieb und Prüfeinrichtung zu verwenden.

Ein weiterer Schwerpunkt in der Planung eines neuen Prüfstandkonzepts war die Reduzierung des Ruhepegels sowie die Minimierung von Reflexionsflächen. Durch den Verzicht einer Lagerung der Wellenbrücke in der Prüfzelle konnte eine klare Trennung der Lagerung der Belastungseinrichtungen und des Prüflingsfundaments erfolgen. Dies wiederum reduziert auch die Reflexionsfläche an den Seiten des Prüflings erheblich.

2. Prüfstandkonzept

Bei der Konzeption eines neuen NVH-Antriebsstrangprüfstandes (NVH-EAP) steht daher der Anspruch einer optimalen Luft- und Körperschallentkoppelung zwischen Prüfstand und Testobjekt im Zentrum. Eine neue und spezielle Herausforderung ergibt sich beim Achsprüfstand durch die Einstellung der Spurbreite. Eine Reduzierung auf technisch umsetzbare Konzepte erbrachte drei aussichtsreiche Ansätze. In Zusammenarbeit mit diversen Prüfstandslieferanten konnten aus Voruntersuchungen Kriterien zur Beurteilung der einzelnen Konzepte bezüglich technischer Funktion und Wirtschaftlichkeit abgeleitet werden (vgl. Tabelle 1).

Am Ende dieses Prozesses konnte die tectos GmbH als Partner und Lieferant für die Realisierung des Prüfstandes gewonnen werden.

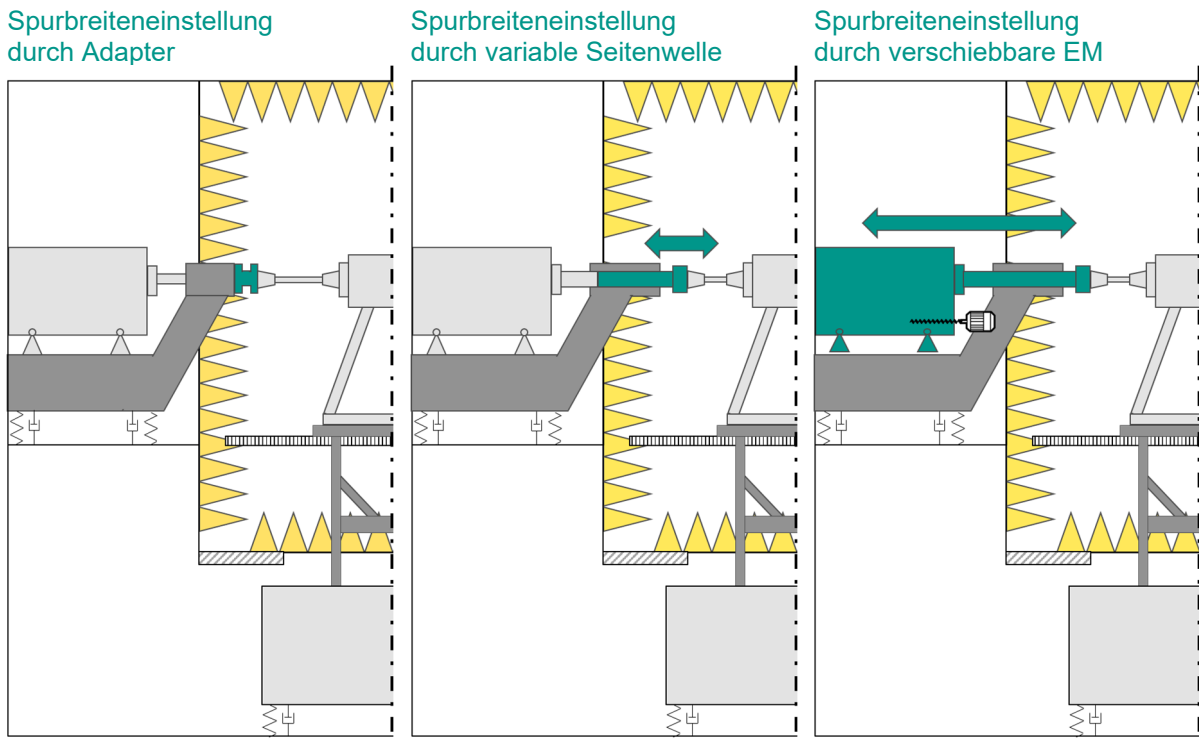


Abbildung 1: Untersuchte Konzepte

Tabelle 1: Konzeptbewertung

Konzept:	Adapter	variable Seitenwelle	verschiebbare EM
Kriterium: Initialkosten	+	--	---
Betriebskosten	--	++	-
Rüstzeiten	--	++	+
Schwingungsisoliation	+	+	+
Luftschallisolation	++	+++	---

2.1 Mechanische Komponenten

Als mechanische Belastungseinrichtung kommen Asynchronmaschinen zum Einsatz. Diese befinden sich in an die Prüfzelle angrenzenden Maschinenräumen. Über jeweils zwei doppelt gelagerte Zwischenwellen werden die Radflansche des Prüflings an die Antriebsmaschinen angebunden. Zur Darstellung von unterschiedlichen Spurweiten vom Kleinstwagen bis hin zum Transporter sind die beiden prüflingsnahen Wellen mit einer integrierten Längeneinstellung ausgestattet. Wellen, Lagerböcke und Längeneinstellung sind in speziellen, in die Prüfzelle hineinragenden Wellenbrücken gelagert (Abbildung 2). Diese Wellenbrücken weisen keine Lagerstellen in der Prüfzelle auf und sind die Kernkomponente für die Luft- und Körperschallisolation der Prüfzelle.

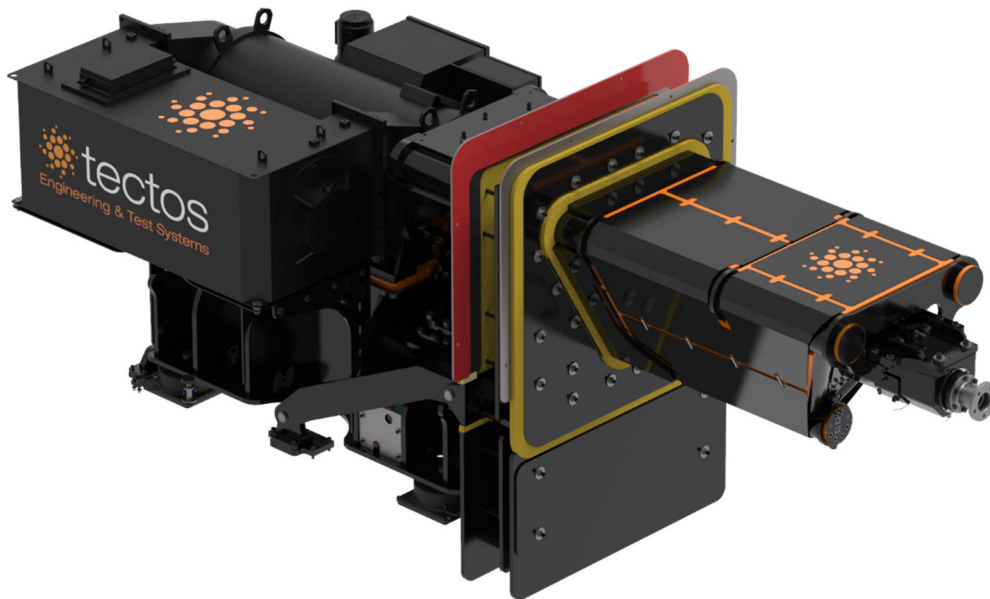
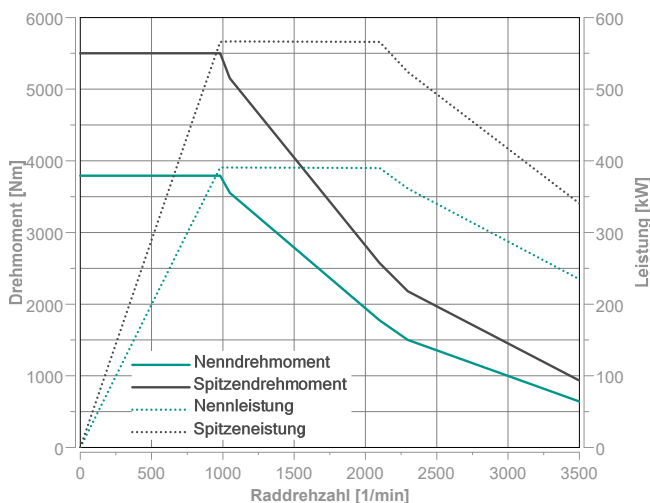


Abbildung 2: Radmaschine mit Wellenbrücke und Spurbreitenverstellung

Um im Falle einer Fehlfunktion eines Testobjekts Schäden an der Prüfeinrichtung zu vermeiden und um Tests an den Grenzen der Fahrbarkeit durchführen zu können, wurden hohe Leistungs- und Drehmomentwerte für den Prüfstand spezifiziert. Bei Leistung und Drehmoment der Radmaschinen muss zwischen nominaler Dauerleistung und kurzzeitiger Spitzenleistung unterschieden werden (vgl. Abbildung 3). Die Kombination von E-Motor und Frequenzumrichter ist kurzzeitig mit 50 % höherer Leistung zu betreiben. Um diese Überlastfähigkeit nutzen zu können, müssen die normalerweise quasistationären Testszenarien jedoch meist hinsichtlich Messdauer sowie der Anfahr- und Einschwingzeit optimiert werden.

Aus der daraus resultierenden Charakteristik der E-Maschinen ergibt sich eine maximale Fahrgeschwindigkeit von 400 km/h.



- Hersteller: ELIN Motoren GmbH
- Bauart: Asynchronmaschine
- Maximaldrehzahl: 3500 min⁻¹
- Nennleistung: 390 kW
- Spitzenleistung: 560 kW
- Nennmoment: 3500 Nm
- Spitzendrehmoment: 5500 Nm
- Eckdrehzahl: 980 min⁻¹

Abbildung 3: Leistungs- und Drehmomentkurven einer Radmaschine

2.2 Wellen und Lagerungskonzept

Aufgrund der hohen Drehmomente und der großen Länge sind die Wellenstränge dreifach gelagert. Nach der Lagerung des Wellenausgangs der Asynchronmaschine befinden sich noch zwei Lagerböcke auf der Wellenbrücke. Die Wellen sind beidseitig mit speziell für diese Anwendung entwickelten homokinetischen Gelenken mit 12-Kugeln ausgestattet. Diese weisen eine hohe Torsionssteifigkeit auf und können gleichzeitig montagebedingte Achs- und Winkelversätze ausgleichen. Das optimierte Design weist im Vergleich zu herkömmlichen homokinetischen Gelenken ein deutlich geringeres Geräusch auf.

Tabelle 2: Komponenten eines Wellenstrangs

Pos.	Komponente	Fixierung	Beschreibung
1.	Asynchronmaschine	Mit Sockel verschraubt	
2.	Drehmomentmessflansch	An Rotor geschraubt	
3.	Zwischenwelle	Zwischen 2 und 4	Mit zwei 12-Kugel Homokinetlagern
4.	Fester Lagerbock	Positionsfest an Wellenbrücke	
5.	Verschiebewelle	Zwischen 4 und 6	
6.	Verschiebbarer Lagerbock	Verschiebbar an Wellenbrücke	
7.	Adapterflansch	An 6 verschraubt	Prüflingsindividuell je nach Radflansch und Lochkreis

Bei den Wellenbrücken wurde zu Gunsten einer besseren Körperschallentkoppelung und einer Reduzierung der Reflexionsfläche auf eine testobjektnahe Abstützung verzichtet. Die frei in die Prü fzelle hineinragenden Wellenbrücken werden über vorgespannte Stop-Choc-Elemente an den Sockel der Asynchronmaschine angebunden. Zusätzlich besitzen die Wellenbrücken innerhalb der Prü fzellenwand einen weiteren Lagerpunkt, welcher eine Rotation um die Horizontale ermöglicht (vgl. Abbildung 5). Der Sockel und die E-Maschine wirken so als Gegengewicht und halten die Wellenbrücke in Position. E-Maschine und Sockel sind in den Maschinenräumen auf Luftfedern gelagert, um den Transfer von Betriebsschwingungen hin zur Gebäudestruktur zu verhindern. Die Masse des Sockels und die Kennlinie der Luftfedern wurde dabei so ausgelegt, dass die aus den eingeleiteten Drehmomenten resultierenden Reaktionskräfte nur minimale Relativbewegungen hervorrufen.

Jeder Wellenstrang besitzt zwei Lagerböcke. Einen festen im Bereich der Prü fzellenwand und einen in Achsrichtung verschiebbaren nahe der Radposition. Beide Lagerböcke sind über Stop-Choc-Elemente gegenüber der Wellenbrücke entkoppelt montiert, wie am Beispiel des verschiebbaren Lagerbocks in Abbildung 4 erkennbar ist. Betriebsschwingungen aus Radiallagern und Gelenken werden daher stark bedämpft auf die Struktur der Wellenbrücken übertragen.

Die Wellenbrücken sind als Rohr-Schweißkonstruktion ausgeführt. Die Grundform eines auf dem Kopf stehenden Deltas ist das Resultat von Bauraumbedarf, Fertigungsanforderungen und Simulation des dynamischen Verhaltens. Die Fachwerkkonstruktion ist angelehnt an den Kranbau und hat dadurch ein gutes Verhältnis zwischen Eigengewicht und Steifigkeit. Die offenen Felder werden für Montage und Wartungsarbeiten benötigt. Die Rohre in Achsrichtung besitzen jeweils ein Innenrohr, welches zur

Leitungsführung verwendet wird. Die Hohlräume sind mit komprimierter Steinwolle gefüllt und Deckeln verschlossen. Die Querstreben des Fachwerks sind mit Sand gefüllt. Durch diese Maßnahmen wird zum einen gewährleistet, dass das Fachwerk eine hohe innere Dämpfung besitzt und daher nur schwer selbst zum Schwingen angeregt werden kann und zum anderen konnten die Eigenmoden durch gezielten Masseinsatz stark abgesenkt werden.

2.3 Spurbreitenverstellung

Um die Brücken möglichst klein zu halten, wurde auf einen elektrischen Antrieb und eine fremdbetätigte Arretierung der Spurweitenverstellung verzichtet.

Der vordere Lagerbock ist über eine spielfreie Welle mit Längenausgleich mit dem Lagerbock in der Wandebene verbunden. Von Minimum bis Maximum kann jeder Lagerbock um ca. 20 cm verschoben werden (vgl. Abbildung 4). Die eigentliche Verstellung erfolgt hierbei über eine Gewindespindel mit Sechskant und kann über einen Schlüssel oder einen Akkuschauber bedient werden. Nach der Verstellung wird der Schlitten über Schrauben auf der Wellenbrücke fixiert. Eine Einstellung der Spurbreite ist mit wenigen Handgriffen in weniger als 30 Minuten durchzuführen.

Um den Drehklang der Wellenstränge möglichst klein zu halten, wurde bei der Konstruktion viel Wert auf geschlossene rotierende Oberflächen gelegt. Schraubenköpfe und Wuchtmarken sind hinter geschlossenen Deckeln verborgen, um die Luftbewegung zu minimieren. Zur weiteren akustischen Optimierung und auch zur Reduzierung des möglichen Schadens bei Versagen sind die über die Wellenbrücke hinausragenden, drehenden Teile durch ein Metallschild bis hin zum Lagerbock gekapselt. Diese Maßnahme ist auch für das Sicherheitskonzept hinsichtlich des Personenschutzes wichtig.

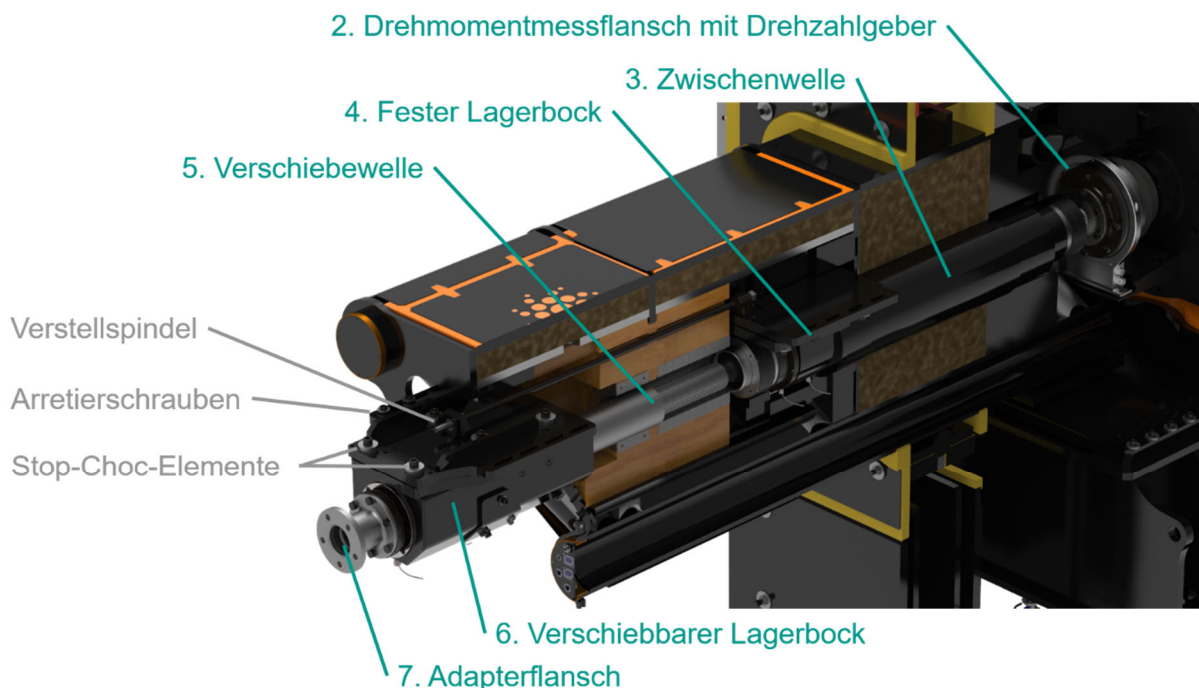


Abbildung 4: Komponenten eines Wellenstrangs

2.4 Luftschallisolation

Zur Realisierung eines niedrigen Ruheschallpegels in der Prüfzelle ($< 35 \text{ dB (A)}$) sind hinsichtlich der Wellenbrücken zwei Hauptpunkte entscheidend.

Zuerst müssen die Geräusche aus den Maschinenräumen möglichst hoch bedämpft werden. Die Wellenbrücke ist hierfür zusätzlich zum Bremsensockel auch auf einem separaten Sockel in der Wand gelagert. Dieser Wandsockel an sich ist fest mit dem Untergrund verbunden, jedoch nicht mit angrenzenden Wandbereichen. Hohlräume zwischen Wandsockel, der Außenkontur der Wellenbrücken und dem rechteckigen Wandausschnitt sind mit wechselnden Schichten aus Steinwolle und Neopren als Sperrschichten verfüllt, um über die Impedanzänderungen beim Stoffwechsel möglichst viel Schallenergie abzubauen und so ein optimales Dämmungsergebnis zu erzielen.

Im darüber befindlichen Bereich der Deltakontur kann es im Falle eines Defekts an den Luftfedern zu einer Relativbewegung in der Größenordnung bis zu zwei Zentimetern kommen. Dieser notwendige Freiraum kann daher nicht wie die Wandbereiche rund um den Wandsockel fest mit Stahlplatten verschlossen werden, sondern wird durch elastisches Material, in diesem Fall Sylomer, verschlossen. Dies schließt nicht nur die Hohlräume, sondern sorgt auch dafür, dass die Füllstoffe der Wand nicht austreten können. Um die Sylomerplatten in Position zu halten, sind beidseitig auf der Wand schwimmende Stahlplatten angebracht. Diese halten sich gegenseitig über durch Druckfedern vorgespannte Stahllanker in Position. Dadurch wird auch im Schadensfall eine Beschädigung der Wellenbrücken und des Dämmmaterials verhindert und auch eine optimale Luftschallisolation bleibt gewährleistet.

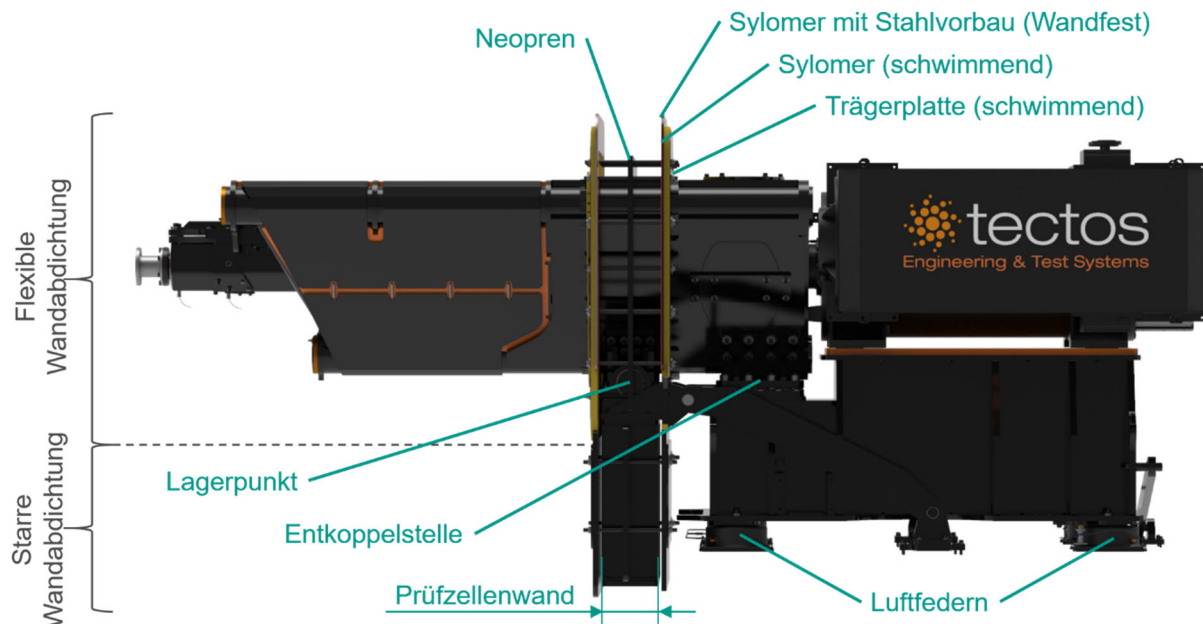


Abbildung 5: Wandabdichtung

Als zweites muss die Innenkontur der Wellenbrücken optimal verschlossen sein. Kernpunkt ist hierbei der direkt in der Wandebene befindliche Lagerbock. Um ihn herum lässt sich die Wellenbrücke in sich spaltfrei schließen. Die Radiallager sind geschlossen ausgeführt, sodass auch in der Lagerung keine Luftschallbrücke existiert. Die Hohlräume in der Fachwerkstruktur auf Seiten der Prüfzelle und der Maschinenräume

werden formschlüssig mit Basotect- und Ikalonteilen gefüllt. Hierbei werden nur die Bereiche in nächster Nähe zu drehenden Teilen ausgespart um eine möglichst hohe Absorption zu erzielen.

Die Oberfläche der Wellenbrücke innerhalb der Prüfwelle wird noch einmal durch zwei Schichten Neopren verschlossen. Die obere Schicht (orange Ummantelung in Abbildung 5) ist eng an der Außenkontur angelegt und dient dabei auch als Schmutzschutz für die inneren Komponenten. Als Berührschutz kommen dann noch lackierte Lochbleche zum Einsatz, die schwimmend auf der Neoprenhülle fixiert sind. Um den Mechanismus der Spurbreitenverstellung bedienen zu können, ist im vorderen Bereich ein demontierbares Stück vorgesehen, das mit einem Reißverschluss einfach zu öffnen ist.

3. Elektrische Komponenten

Die elektrischen Komponenten haben einen wesentlichen Einfluss auf die Qualität der gemessenen Daten. Zunächst sollen sie selbst möglichst leise und schwingungsarm sein, darüber hinaus können geschickte Lösungen auch die Abläufe smarter und effizienter gestalten.

3.1 Asynchronmaschinen und Frequenzumrichter

Trotz der aufwendigen Luftschallisolation wurde bei der technischen Umsetzung der E-Maschinen auf ein möglichst niedriges Geräuschniveau geachtet. Die E-Maschine besitzt von Haus aus einen zweigeteilten Wasserkreis. Der Stator wird direkt durch einen Wassermantel gekühlt. Der Rotor ist luftgekühlt, es kommt aber ein Aufsatzkühler mit Kühlregister und geschlossener Luftführung zum Einsatz, welcher laut Hersteller die Geräuschemissionen im Gegensatz zur offenen Variante um 10 dB reduziert. Auch die Wasserkühlung an sich kann Vibrationen hervorrufen. Bei zu hohen Durchflussmengen würden tieffrequente Vibrationen entstehen, weshalb diese durch einzelne Strangreguliertventile für Rotor- und Stator Kühlung begrenzt werden, ohne dabei Abstriche bei der Kühlung machen zu müssen.

Die Frequenzumrichter arbeiten nicht mit einer festen Grundfrequenz. ABB bietet bei den gewählten Umrichtern der 880-Baureihe einen frequenzmodulierten Betriebsmodus. Hierbei wird die Frequenz stochastisch zwischen 4 und 7 kHz moduliert, sodass sich die typischen tonalen Komponenten des Invertergeräuschs nicht ausprägen können und die elektrischen Geräuschanteile der E-Maschine deutlich reduziert werden. Die Frequenzumrichter an sich sind aus betriebswirtschaftlichen Gründen nicht wassergekühlt. Ihre Luftkühlung kann unter ungünstigen Randbedingungen Schalldruckpegel über 80 dB(A) hervorrufen. Aus diesem Grund wurden die Umrichter nicht in direkt an die Prüfwelle angrenzende Räume untergebracht, sondern im Untergeschoss.

Im am häufigsten eingesetzten Regelungskonzept übernehmen die Radmaschinen die Drehzahlregelung des Testobjekts. Das Testobjekt selbst stellt entsprechend das erforderliche Drehmoment. Hierbei erlauben die eingesetzten Umrichter eine Onlineanpassung der Regelparameter des Drehzahlreglers. Hierdurch können ohne Pausen im Testablauf unterschiedlichste Testzyklen mit für diese optimalen Regelparametern gefahren werden.

Darüber hinaus lassen sich auch die Momentenfreigaben der Radmaschinen online begrenzen, um z.B. beim Anfahren Schäden an Testobjekten aufgrund von klemmenden oder blockierten Komponenten zu vermeiden.

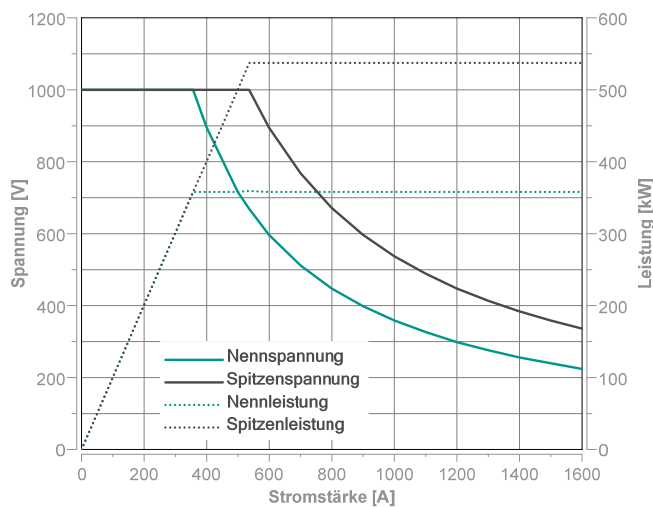
Tabelle 3: Kenndaten der Frequenzumrichter

Hersteller:	ABB
Typ:	ACS880
Ansteuerung:	EtherCAT
Drehzahlerfassung:	Resolver an Asynchronmaschine
Nennleistung:	560 kW
Maximalstrom:	1020 A

3.2 Batteriesimulation

Die Batteriesimulation ist aus Sicht des Betriebs von elektrischen Antrieben eine Kernkomponente. Sie stellt dem Prüfling die notwendige elektrische Leistung zur Verfügung und muss gleichzeitig hochdynamisch das Versagen von Prüflingkomponenten erkennen, um einen hinreichenden Personenschutz zu gewährleisten.

Aus NVH-Sicht ist die Batteriesimulation eine unkritische Komponente. 95% der abzuführenden Wärme wird direkt an eine Wasserkühlung abgegeben, welche fast geräuschlos arbeitet.



Hersteller:	KS Engineers
Maximalstrom:	1600 A
Maximalspannung:	1000 V
Regelfrequenz:	4 kHz
Dynamik Strom:	<1ms für 1600 A
Nennleistung:	358 kW
Eckstrom Nenn.:	358 A
Spitzenleistung:	537 kW
Eckstrom Spitze:	537 A

Abbildung 6: Leistungskurven der Batteriesimulation

3.3 Spannungsübergabe / Interfacebox

Ein für die Reflexionsfläche in Prüfständen für elektrische Antriebe nicht unerheblicher Aspekt ist der Anschlusspunkt von testobjektspezifischen Leitungssätzen an die prüfstandsfesten Zuleitungen der Batteriesimulation. Einen Kompromiss zu finden zwischen einer möglichst testobjektnahen Schnittstelle, um Fahrzeugleitungssätze verwenden zu können und einer minimalen Reflexionsfläche ist nicht einfach. Zugänglichkeit ist bei jedem Testobjektwechsel sicherzustellen und sollte deshalb schnell und

einfach möglich sein. Als Kompromiss konnte eine Anschlussbox unter dem begehbaren Gitterboden installiert werden, sodass die Box keine zum Testobjekt parallele Fläche bildet. Somit wird eine direkte Reflexion zurück auf den Prüfling verhindert.

3.4 Betriebsschwingungsüberwachung

Um eine kontinuierliche und effiziente Auftragsbearbeitung zu gewährleisten, sind die Wellenstränge mit einer Betriebsschwingungsüberwachung ausgerüstet. Auf jedem der Lagerböcke sitzt ein Triax-Beschleunigungsaufnehmer. Mit diesen ist es möglich, Veränderungen z.B. durch Verschleiß an den Wälzlagern oder sich vergrößernde Unwuchten an einer der Wellen frühzeitig zu detektieren und eine entsprechende Wartung einzuplanen, ohne dass es zu langen Ausfallzeiten kommt. Unterstützt wird das System durch eine Temperaturmessstelle an jedem Wälzlager, sodass auch erhöhte Reibung als Indikator für anstehende Arbeiten dient.

Da auch das Testobjekt ein Teil des Torsionsschwingungssystems ist, auf dessen Steifigkeit und Dämpfung in der Konzeption nur anhand einiger weniger schon existierender Beispiele Rücksicht genommen werden konnte, werden zusätzlich pro Wellenseite noch zwei weitere Geberringe zur Drehzahlerfassung an den homokinetischen Gelenken appliziert. Über diese ist es online möglich, unerwünscht auftretende Drehschwingungen schnell zu identifizieren und Abhilfemaßnahmen zu ergreifen. Die Kommunikation mit dem Automatisierungssystem erfolgt dabei über EtherCAT. Neben Rohwerten wie bei den Drehzahlen oder den RMS-Werten der Schwingschnellen können auch vorberechnete Kennwerte zum Vitalitätszustand der Wellenstränge ans Automatisierungssystem übertragen und dort weiterverarbeitet werden. Dies ermöglicht es, kritische Betriebszustände direkt online zu identifizieren.

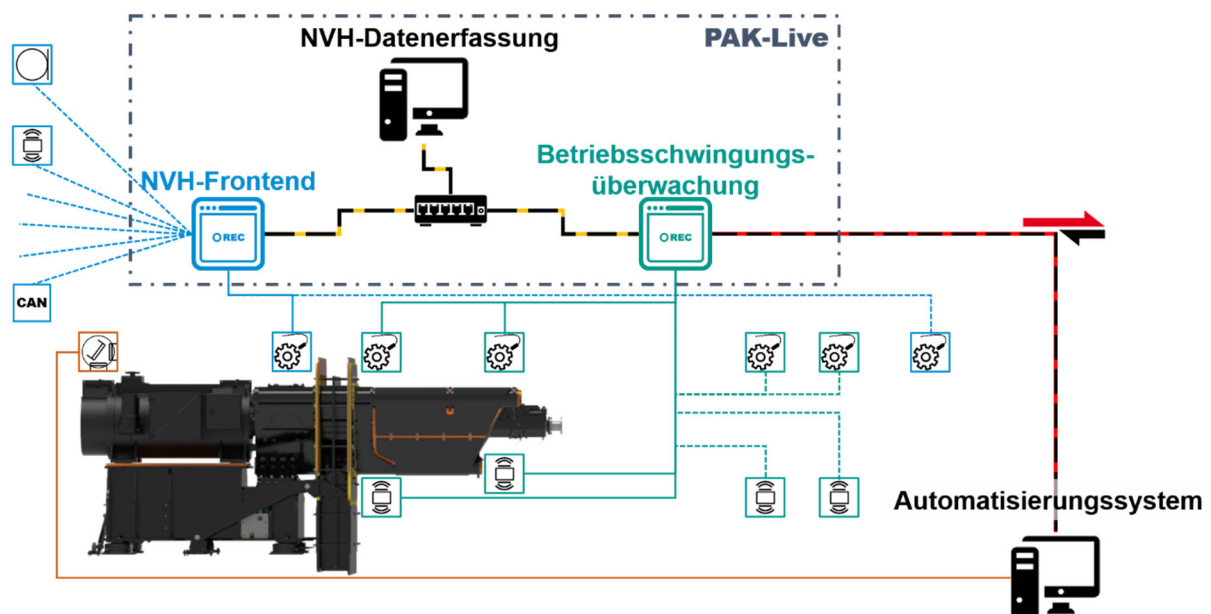


Abbildung 7: Integration der Betriebsschwingungsüberwachung in das Prüfstandsumfeld

Sollte es notwendig sein, lassen sich die Signale der Betriebsschwingungsüberwachung auch mit dem NVH-Messsystem aufzeichnen und analysieren. Somit können am Testobjekt auftretende Phänomene direkt mit den Signalen der Wellenbrücken abgeglichen werden.

4. Sicherheit

Der Wunsch, an einem NVH-Prüfstand direkte Geräuschbewertungen vor Ort in der Prüfzelle vornehmen zu können, steht in direktem Widerspruch zu den Forderungen des Personenschutzes gemäß DIN EN ISO 13849:2016-06. Um den Zutritt zur Prüfzelle während des Betriebs dennoch zu ermöglichen, wurde eine Sicherheitsschaltung entwickelt, die unter regulären Bedingungen einen für das Personal sicheren Betrieb gewährleistet, es aber unterwiesenen Spezialisten erlaubt, bei niederen Raddrehzahlen und -momenten die Prüfzelle zu betreten, um sich einen Eindruck von den akustischen Eigenschaften des Testobjekts zu verschaffen.

Eine kontinuierliche und redundante Erfassung der Drehzahlen und Drehmomente sowie ein hinsichtlich Personenschäden unkritisches Notabschaltprogramm mussten hierfür installiert und zertifiziert werden.

Um das in [1] geforderte „Performance Level d“ für die Erfassung der Drehzahlen zu erreichen, ist es notwendig, ein absolut ausfallsicheres System einzusetzen. Hierfür werden für jeden Wellenstrang die Signale des Resolvers der E-Maschine aus dem Frequenzumrichter sowie die Drehzahlspur des Inkrementalgebers des Drehmomentmessflansches erfasst und kontinuierlich abgeglichen, um einen eventuellen Ausfall eines der Systeme ausschließen zu können. Erst hierdurch ist es möglich, eine im Sinne von [1] sichere Drehzahl überwachen zu können. Durch dieses und ähnliche Systeme ist es möglich, sich nach vorheriger Freigabe durch einen Schlüsselschalter bis zu einer maximalen Raddrehzahl von $\pm 800 \text{ min}^{-1}$ und einem Drehmoment von $\pm 400 \text{ Nm}$ in der Prüfzelle aufzuhalten. In diesem für den Geräuschkomfort relevanten Betriebsbereich können so schnell und einfach subjektive Beurteilungen der Testobjekte vorgenommen werden.

5. Zusammenfassung

Die Grundlage, um NVH Untersuchungen an elektrischen und hybriden Antriebsachsen auf technisch hohem Niveau und zu wirtschaftlich wettbewerbsfähigen Konditionen durchführen zu können, bildet die Integration einer robusten Wellenstrangmechanik in eine vollreflexionsarme Prüfzelle. Bereits in der konzeptionellen Phase muss Raum für akustische Maßnahmen berücksichtigt werden. Zum einen bedarf es einer Wandabdichtung ohne nennenswerte Relativbewegungen sowie kombinierte Kapselungs- und Absorptionsmaßnahmen um die drehende und in Ihrer Länge verstellbaren Wellen. Eine konsequent reflexionsminimierte Positionierung aller notwendigen Installationen innerhalb der Prüfzelle und eine strikte Schwingungsisolierung tragen zu einem optimalen Ergebnis bei.

Die Integration zusätzlicher Sensorik zur Detektion von Vibrationen und Drehschwingungen in die Prüfstandsmechanik, sowie die Kombination mit der Prüflingssensorik, eröffnen die Möglichkeit, Wechselwirkungen zwischen Testobjekt und Prüfstand zu identifizieren und zu optimieren.

Bedanken möchte ich mich bei Dieter Höfler und dem gesamten tectos Team für ein tolles Projekt mit einer hervorragenden Umsetzung.

Literatur

- [1] DIN e.V. (Hrsg.): DIN EN ISO 13849-1:2016-06 Sicherheit von Maschinen - Sicherheitsbezogene Teile von Steuerungen - Teil 1: Allgemeine Gestaltungsleit-sätze (ISO 13849-1:2015); Deutsche Fassung EN ISO 13849-1:2015

Novel Sound Imaging Method for the Localization of Leakages in Machines and Drives based on Moving Microphones

Thomas Rittenschober, Rafael Karrer

<http://dx.doi.org/10.25673/103524>

Abstract

This contribution describes a novel method for visualizing acoustic leakages in machines, drives and generic mechanical structures using a rotating linear array of a few digital ultrasound microphones in combination with a multi-frequency ultrasound transmitter. The rotating array scans the incident sound field generated by the ultrasound transmitter on a circular area. In a typical measurement setup, the ultrasound transmitter is placed in a cavity (e.g. machine housing, gearbox case) and operates at distinct harmonic frequencies at around 40kHz in an omnidirectional fashion. The rotating linear array is operated on the outside of the cavity and captures the sound field escaping through small leakages. While the reduced hardware complexity allows for the design of a lightweight, handheld sound imaging device, the algorithmic portion of the measurement system requires special attention. In fact, established methods of sound imaging like beamforming and nearfield holography cannot be applied to signals stemming from moving sensors. The proposed method of computing an acoustic image using the described measurement setup is based on compensating the moving microphone signals for Doppler distortions and evaluating the coherence of the resulting signals with a non-moving reference microphone for each point in the acoustic image. The setup and methodology is evaluated for leakage and tightness testing of machinery components and structures in a quality control context. The corresponding troubleshooting process from assessment and quantification of the situation to resolution of the root cause is described from a user perspective.

Kurzfassung

Dieser Beitrag beschreibt eine neuartige Methode zur Visualisierung von akustischen Leckagen in Maschinen, Antrieben und allgemeinen mechanischen Strukturen mithilfe eines rotierenden linearen Arrays mit digitalen Ultraschallmikrofonen in Kombination mit einem Ultraschallsender. Das rotierende Array scannt das von dem Ultraschallsender erzeugte einfallende Schallfeld auf einem kreisförmigen Bereich. In einer typischen Messanordnung wird der Ultraschallsender in einem Hohlraum (z.B. Maschinengehäuse, Getriebegehäuse) platziert und erzeugt ein homogenes Schallfeld bei 40 kHz. Das rotierende lineare Array wird außerhalb des Hohlraums betrieben und erfasst den durch kleine Leckagen entweichenden Schall. Während die reduzierte Hardwarekomplexität die Entwicklung einer leichten, handgehaltenen akustischen Kamera ermöglicht, erfordert der algorithmische Teil des Messsystems besondere Aufmerksamkeit. Tatsächlich können etablierte Methoden der Schallbildgebung wie Beamforming und Nahfeld-Holographie nicht auf Signale angewendet werden, die von bewegten Mikrofonen erzeugt werden. Die vorgeschlagene Methode zur Berechnung eines akustischen Bildes unter Verwendung der beschriebenen Messanordnung basiert auf der

Kompensation der Doppler-Verzerrungen der sich bewegenden Mikrofonsignale und der Auswertung der Kohärenz der resultierenden Signale mit einem unbeweglichen Referenzmikrofon für jeden Punkt im akustischen Bild. Die Einrichtung und Methodik wird für Leckage- und Dichtheitstests von Maschinenkomponenten und -strukturen im Kontext der Qualitätskontrolle evaluiert. Der entsprechende Fehlerbehebungsprozess von der Bewertung und Quantifizierung der Situation bis zur Behebung der Ursache wird aus Benutzersicht beschrieben.

1. Introduction

This paper addresses the topic of leakage visualization in machines and drives based on a transmitter-receiver setup where the transmitter is a speaker operating in the ultrasound domain and the receiver is a measurement instrument comprising a multitude of ultrasound microphones.

An overview of existing technologies using such a transmitter-receiver setup is given in section “State of the Art” where the foundation for motivating a receiver design based on a rotating linear microphone array is laid.

In section “Sensor Concept”, the authors describe the hardware related properties of the sensor and the special characteristics of acoustic data captured with the proposed sensor.

Section “Acoustic Image Computation” explains in detail how the acoustic signals captured by the sensor are processed to generate heatmaps showing the spatial position and strength of leakages.

In section “Applications”, actual measurement results from machine enclosures are depicted and analyzed.

2. State of the Art

The ultrasound microphone is a widely accepted sensor device for detecting leakages in industrial infrastructure, e.g. compressed air lines, gas pipelines, pressure vessels. A crack, fissure or porosity in the structure causes the gas to escape and produces a stationary bandlimited sound in the ultrasound frequency domain. The acoustical footprint of the leakage depends on parameters such as defect geometry, pressure differential and gas type but early indications of a leakage can be typically detected in the range of 30-40kHz [1]. To enable humans to search for a leakage, the captured acoustical signal is downconverted to the audible frequency band. When the microphone gets closer to the leakage, the perceived loudness of the downconverted hissing sound increases

When performing leakage detection for machines and drives such as a door, window, trunk or bulkhead, the sound escaping through seals, gaskets, grommets and other imperfections has to be generated. For doing so, an ultrasound transmitter is put inside the cavity or cabin of interest. This device typically comprises a multitude of loudspeakers emitting sound in an omnidirectional fashion at multiple distinct frequencies at about 40kHz, thus creating a homogenous sound pressure field at the positions where leakages shall be checked.

Instead of logging the corresponding sound pressure levels along the paths of interest, it is common practice to rely on cues from loudness variations in the downconverted acoustical signal when searching for dominant leakages. Since the loudness may only vary within a certain dynamic range, it is required to first dial in on an expected loudness level. Having to focus on loudness variations over a longer period of time may lead to fatigue and lack of concentration.

Ultrasound imaging has, thus, become an attractive alternative to surface bound probing with an ultrasound microphone because visualizing leakages from a distance allows capturing a larger area at once, gives consistent quantification across that area and does not distort the sound pressure field caused by the presence of the measurement device.

Ultrasound imaging devices are typically implemented as two-dimensional microphone arrays with up to about 130 ultrasound microphones distributed over a circular area with a diameter of less than 15cm and a camera to overlay the acoustical heatmap and the optical image of the measurement scene. The imaging performance of ultrasound imaging devices is mostly governed by two contributors, namely the diameter of the microphone array and the number of microphones distributed over that area. The array diameter predominantly sets the spatial resolution. The larger the array diameter, the higher the spatial resolution is, see section "Sensor Concept" for a detailed explanation. The number of microphones influences the dynamic range of the resulting acoustic image, i.e. the maximum difference in loudness level that can be resolved. Also, a higher count of distributed microphones directly translates into a lower minimum detectable sound pressure level due to an improved signal-to-noise ratio.

Since ultrasound leakages in machinery applications are typically measured at a distance of 0.75 to 1.5 meters, the signal-to-noise ratio and, thus, the number of microphones becomes essential. Also, spatial resolution at the excited frequency of the ultrasound transmitter is essential, see section "Sensor Concept" for a detailed explanation.

While ultrasound imaging devices enable a fast measurement and analysis, it shall still be noted that – at the time of this publication - the weight of available handheld devices is close to or above the recommended maximum weight of 2.3kg for handheld equipment per standard MIL-HDBK-759C [2]. Using such equipment for an extended period of time may pose the risk of tiring of the hand-arm-system.

These performance and ergonomics criteria have led the authors to propose a new sensor concept targeting at high spatial resolution and dynamic range, low minimum detectable sound pressure level and comfortable use.

3. Sensor Concept

The proposed sensor concept is motivated by the underlying physics describing the spatial resolution and dynamic range of a sound imaging system. For simplicity, we consider a sensor with a linear, continuously distributed sensing capability with aperture length L . The corresponding normalized, horizontal directivity pattern D is given by

$$D(\lambda, \theta) = \text{sinc} \left(\frac{L}{\lambda} \cos \theta \right) \quad (1)$$

where θ is the angle of arrival of an incident sound wave and $\lambda = c/f$ is the wavelength, c is the speed of sound in air and f is the sound frequency [4] [5] [6]. The shape of the directivity function is depicted in Figure 1. In this configuration, the distributed sensor is most sensitive for sound waves coming in at zero degree and its sensitivity degrades for waves approaching at other angles.

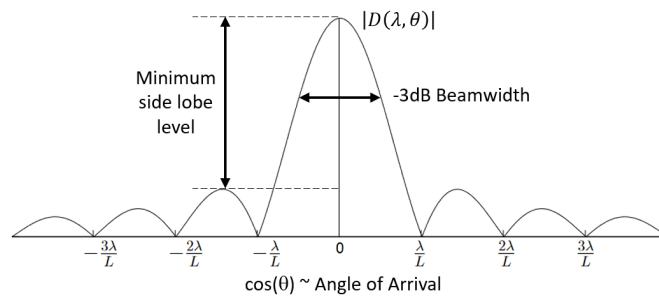


Figure 1: Normalized, horizontal directivity pattern D for a continuous linear array with aperture length L evaluated at wavelength λ

The spatial resolution of a sound imaging system is typically quantified by the -3dB beamwidth of the main lobe. An improved spatial resolution can therefore be achieved in two ways: (i) increasing the aperture length L or (ii) increasing the frequency of the sound event. Option (i) essentially translates into an increased size of the sensor which, as we will see later on, requires a higher count of distributed microphones and, thus, impacts the hardware complexity. Option (ii) may potentially be an available parameter in applications where the excitation frequency of the ultrasound transmitter can be controlled. Yet, it shall be considered that the higher the excitation frequency is, the more difficult it becomes to implement an ultrasound transmitter with both omnidirectional characteristics and sufficient sound power.

The side lobes in Figure 1 play a special role for real arrays with a finite number of discrete microphones. In fact, the side lobe level quantifies the dynamic range of a sound imaging system. If, for instance, the side lobe level at a certain frequency is 10dB below the main lobe level and assuming that all involved sound sources can be spatially resolved, then the imaging system is still able to localize secondary sources with a pressure level less than 10dB below the most dominant source. The dynamic range can be improved by increasing the number of distributed microphones which, again, impacts the hardware complexity.

In order to get a better impression of the actual numbers that the above formulae suggest, we consider two leaks having a distance between each other in the range of

about $d_1 = 10\text{cm}$. Resolving leakages measured at a distance of about $d_2 = 75\text{cm}$ ideally requires the main lobe to have an opening angle of less than $\theta_{max} = \left(\frac{d_1/2}{d_2}\right) = 0.13\text{rad} = 7.63^\circ$. When detecting leakages at 40kHz in air, this translates into a minimum array diameter of $L_{min} = \lambda/\sin \theta_{max} = 4.1\text{cm}$ with $\lambda = 343\text{ms}^{-1}/40.000\text{Hz}$, see Figure 1 and equation (1).

Considering the typical landing pattern of a digital MEMS microphone which is in the range of 4mm by 6mm, the hardware implementation of an array with a high count of microphones for optimum dynamic range can easily become a realization problem.

Based on these insights and trade-offs, the authors propose a sensor concept which enables high spatial resolution and high dynamic range while targeting minimum array size, weight and complexity of the associated sensor hardware.

3.1 Hardware implementation

The centerpiece of the sensor concept is a rotating linear array with five distributed microphones which pivots about a non-moving reference microphone. The trajectory of the remaining moving microphones is described by concentric circles. A magnetic rotary encoder which is co-axially aligned with the rotation axis of the array, measures the angular position with respect to the spatially constrained axis of rotation, see Figure 2.

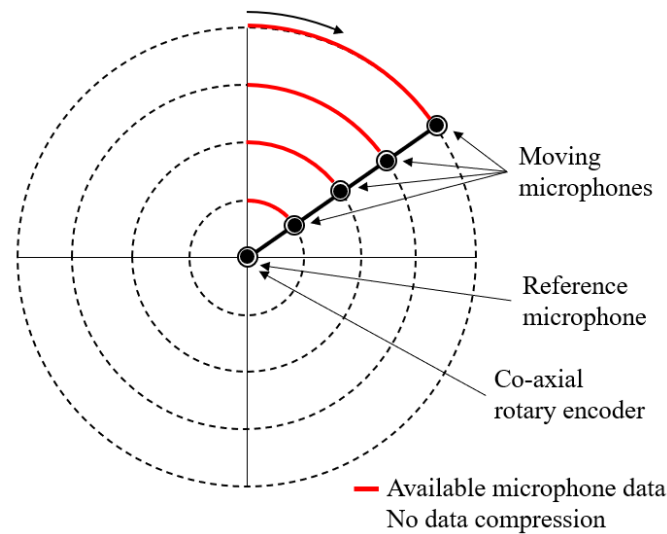


Figure 2: Rotating linear array comprising five microphones pivoting about the reference microphone. The trajectory of the moving microphones is described by concentric circles

The microphones are based on digital MEMS technology and the corresponding signals are acquired over a common signal path using the time division multiplexing (TDM) method. This method enables the straightforward implementation of a microphone multiplexing scheme for data compression and emulation of arbitrary, even non-implementable two-dimensional array geometries. For instance, the data acquisition can be configured such that the reference microphone along with a second channel which periodically switches between the moving microphones, are recorded, see Figure 3.

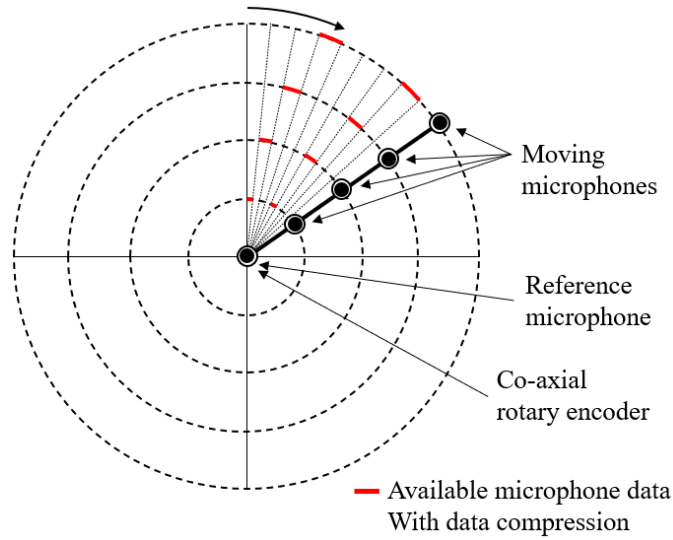


Figure 3: Multiplexing of the moving microphones enables data compression and emulation of arbitrary two-dimensional array geometries

It is well known that the directivity pattern of the array and the corresponding position of microphones can be optimized to meet certain performance criteria, e.g. the minimum side lobe level at specific frequencies. While two-dimensional arrays with discrete microphone positions require a complete hardware reconfiguration in terms of repositioning the microphones, the rotating linear array merely requires a software reconfiguration to acquire the data at different positions.

Also, the implementation of large arrays with a diameter of more than one meter does not increase the hardware complexity. In fact, the number of microphones distributed along the linear array can stay the same since the fine spatial sampling along the concentric circles guarantees adherence to the spatial sampling theorem [3] [4].

The rotating linear array is a self-powered system and uses wireless technology for data transmission of the audio and rotary encoder data to a processing unit.

3.2 Properties of signals acquired by moving microphones

In order to better understand the characteristics of a signal acquired by a moving microphone, we consider a point source with harmonic excitation signal $u(t)$ at the frequency f_0

$$u(t) = \text{Re}\{e^{i2\pi f_0 t}\}. \quad (2)$$

Assuming that the corresponding sound wave is independent from the distance to the source and the rotational speed f_{rot} of the moving microphone is constant, the audio signal $y_1(t)$ captured by the moving microphone is given by

$$y_1(t) = \text{Re}\left\{e^{i2\pi f_0 t} e^{-i2\pi f_0 \frac{d_1(t)}{c}}\right\} \quad (3)$$

where $d_1(t)$ is the time-varying distance between the sound source and the position of the moving microphone along its circular trajectory with radius R , see Figure 4.

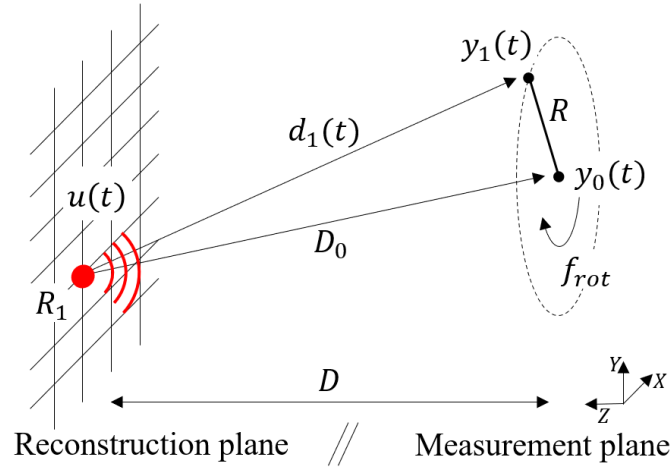


Figure 4: Notations used for describing the setup comprising a point source in the reconstruction plane and a reference microphone and a moving microphone located in the measurement plane

We further denote the constant distance between the sound source at reconstruction point R_1 and the stationary reference microphone by D_0 , the corresponding audio signal by $y_0(t)$

$$y_0(t) = \text{Re} \left\{ e^{i2\pi f_0 t} e^{-i2\pi f_0 \frac{D_0}{c}} \right\} \quad (4)$$

and the distance between the parallel reconstruction and measurement planes by D . The origin of the Cartesian coordinate system with point representation given by (X, Y, Z) is at the position of the reference microphone and the XY -plane is the measurement plane. Considering the parameters

$$f_0 = 1\text{kHz}, f_{rot} = 1\text{Hz}, R = 1\text{m}, D = 3\text{m}, D_0 = (-0.1\text{m}, -0.1\text{m}, D), \quad (5)$$

we get the following result for the time-varying distance $d_1(t)$ and the short-time Fourier transformation of the audio signal $y_1(t)$, see Figure 5 and Figure 6.

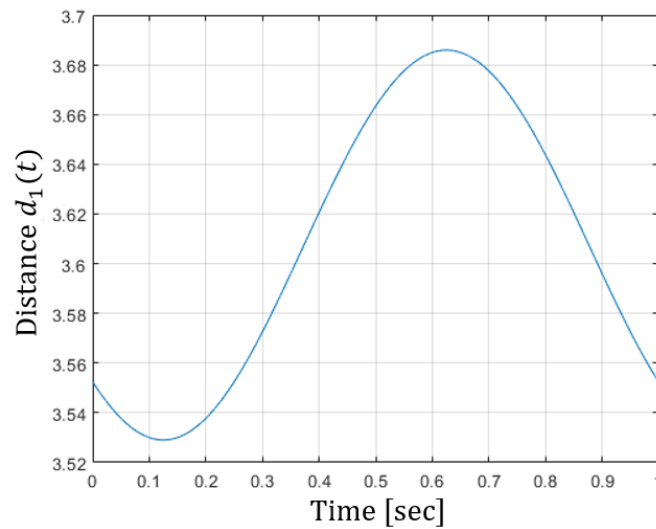


Figure 5: The time-varying distance between the sound source and the position of the moving microphone along its circular trajectory.

As expected, the short-time Fourier transformation of the moving microphone signal $y_1(t)$ is a Doppler-shifted version of the original source signal $u(t)$.

4. Acoustic Image Computation

The measurement setup depicted in Figure 4 along with the basic observations on the signal properties of the moving microphone and reference microphone signals now enable us to derive an algorithm for the computation of a map describing the distribution of sound sources in the reconstruction plane.

4.1 The case of perfect Doppler shift compensation

As a first step, we map the signal $y_1(t)$ of the moving microphone to the spatial position of the reference microphone. This transformation involves backpropagating $y_1(t)$ to the point of the sound source in the reconstruction plane using the time-varying distance $d_1(t)$ and then forward propagating the signal to the reference microphone position using the constant distance D_0 .

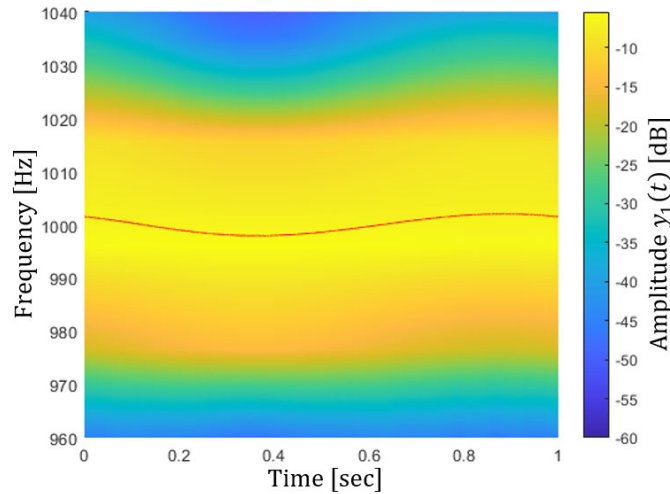


Figure 6: The short-time Fourier transformation of the moving microphone signal for the time-varying distance $d_1(t)$ depicted in Figure 5.

The resulting signal $\underline{y}_1(t)$

$$\underline{y}_1(t) = y_1(t + d_1(t) - D_0) = \text{Re} \left\{ e^{i2\pi f_0 t} e^{-i2\pi f_0 \frac{(d_1(t) - d_1(t) + D_0)}{c}} \right\} = y_0(t) \quad (6)$$

has the obvious property that the Doppler shift previously induced in $y_1(t)$ is fully compensated and is identical to the signal captured at the position of the reference microphone.

4.2 The general case

We now consider the transformation for a point R_2 in the reconstruction plane which is at a constant distance \underline{D}_0 from the reference microphone position and away from the point source, see Figure 7.

An additional Doppler shift is induced in the transformed signal $\underline{y}_1(t)$ given by

$$\underline{y}_1(t) = y_1(t + \underline{d}_1(t) - \underline{D}_0) = \text{Re} \left\{ e^{i2\pi f_0 t} e^{-i2\pi f_0 \frac{(d_1(t) - \underline{d}_1(t) + \underline{D}_0)}{c}} \right\}. \quad (7)$$

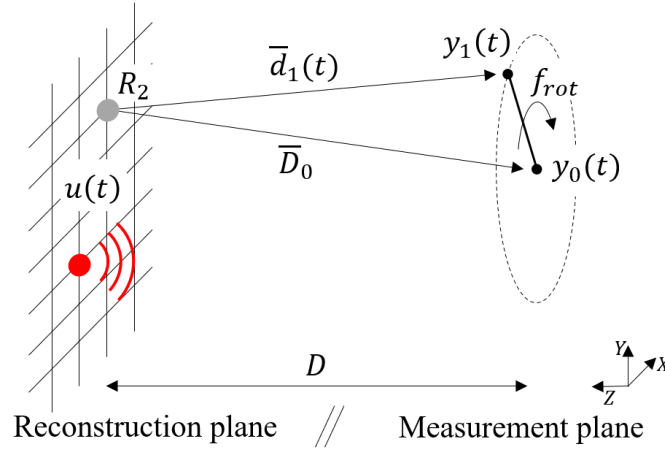


Figure 7: Notations used for describing the setup when mapping the moving microphone signal $y_1(t)$ to the reference microphone position via the point R_2 in the reconstruction plane.

Now, we apply the coherence function $C_{\underline{y}_1 y_0}(f)$ as a frequency-dependent measure of statistical similarity of the transformed signal $\underline{y}_1(t)$ and the signal $y_0(t)$ captured the reference microphone position,

$$C_{\underline{y}_1 y_0}(f) = \frac{|S_{\underline{y}_1 y_0}(f)|^2}{S_{\underline{y}_1 \underline{y}_1}(f) S_{y_0 y_0}(f)} \quad (8)$$

where $S_{\underline{y}_1 y_0}(f)$ is the cross-spectral density of the signals $\underline{y}_1(t)$ and $y_0(t)$ and $S_{\underline{y}_1 \underline{y}_1}(f)$ and $S_{y_0 y_0}(f)$ are the power spectral density functions of $\underline{y}_1(t)$ and $y_0(t)$, respectively [6]. The coherence function varies in the interval $0 \leq C_{\underline{y}_1 y_0}(f) \leq 1$. We get a high coherence value at a specific frequency f for points in the reconstruction plane where a sound source is actually located, and a low coherence value for points where there is no or little sound radiation.

We can now use this metric to produce a heatmap representing the distribution of sound sources over the entire reconstruction plane. Considering the parameters from Equation (5) and a point source at the spatial position $(-0.1m, -0.1m, -D)$, we get the color-coded representation of the coherence function $C_{\underline{y}_1 y_0}(f)$ evaluated at $f = 1kHz$ depicted in Figure 8. With this special set of parameters, the resulting heatmap is also

referred to as point spread function (PSF) which is used to quantify the performance of an imaging system in terms of spatial resolution and dynamic range [3].

4.3 Comparison with fixed arrangement of microphones

In order to appreciate the image quality achieved with one moving microphone only, we can compute the coherence function for a hardware setup with a fixed spatial arrangement of microphones equally spaced along the trajectory of the moving microphone. Figure 9 depicts the result for 12, 24 and 96 microphones.

It is readily visible that the coherence function for the arrangement of 96 microphones approaches the result from the moving microphone. Using 12 microphones only leads to the well-known artifact of grating lobes caused by spatially undersampling the incident sound field [4].

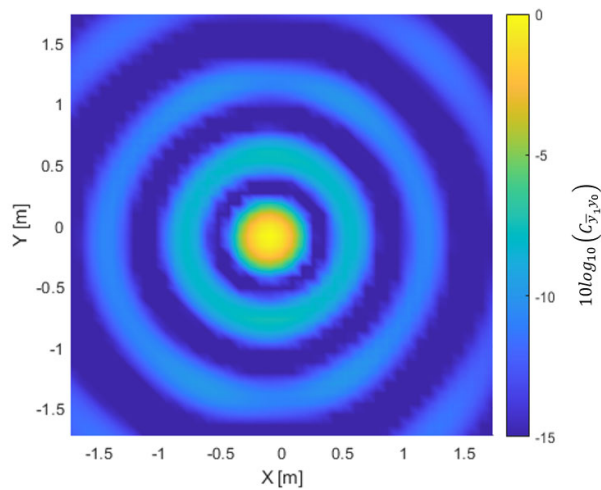


Figure 8: Logarithmic representation of the coherence function $C_{y_1, y_0}(f)$ evaluated at $f = 1\text{kHz}$.

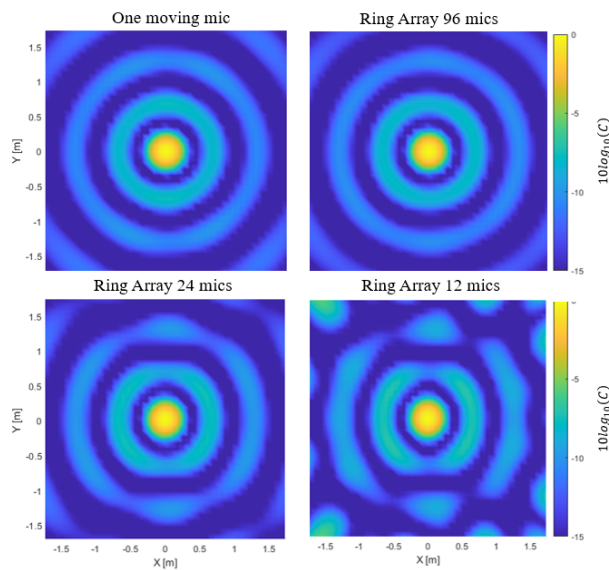


Figure 9: Coherence function $C_{y_1, y_0}(f)$ for fixed spatial arrangement of 12m, 24 and 96 microphones evaluated versus one moving microphone.

4.4 Multiple distributed sound sources

Before we evaluate the capabilities of the proposed sensor concept in real world applications, we finish this section by computing the distribution of multiple sound sources of equal strength emitting a tone at 1kHz and located at positions $P_1 = (-1m, 0, D)$, $P_2 = (0, 0, D)$, $P_3 = (1m, 1m, D)$ in the reconstruction plane, see Figure 10.

We shall note that the artifacts surrounding the three sound sources are coming from the mutual, positive interference of the point spread functions at the three spatial positions, thus, degrading the useable dynamic range.

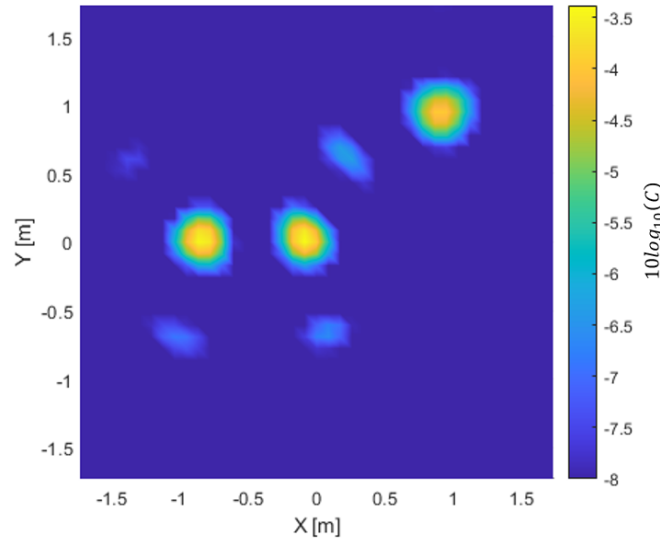


Figure 10: Coherence function $C_{y_1 y_0}(f)$ for multiple sound sources emitting a tone at 1kHz and located at positions $P_1 = (-1m, 0, D)$, $P_2 = (0, 0, D)$, $P_3 = (1m, 1m, D)$ in the reconstruction plane.

5. Applications

The proposed sensor concept is now applied to leakage and tightness testing of a machine enclosure of a medical device in a quality control context.

5.1 Measurement setup

The measurement setup comprises the following devices:

- a rotating sensor with a total of eight microphones sampled at 130kHz and equally distributed over a length of 6cm with one reference microphone at the center of rotation and seven microphones moving along circular trajectories on a disc with a maximum diameter of 12cm,
- an omnidirectional ultrasound loudspeaker (manufacturer: SDT, model: T-Sonic9) placed inside the machine enclosure and generating ultrasound at 39,9kHz and 40,1kHz at a stable sound pressure level of 113dB measured at a distance of 1m under free field conditions,

- a mobile device (model: Samsung A71) for capturing the audio as well as rotary encoder data and sending the data to
- a high-performance laptop (model: Dell precision 7550) for computing the acoustic images.

The sensor is positioned at a distance of 2m away from the device. The sensor rotates at a speed of two revolutions per second producing twelve acoustic images per second. The incident sound field is spatially sampled by the moving multiplexed microphone at 180 sectors per revolution, also see Figure 3. The optical image is taken with a horizontal field of view of 69,5°.

5.2 Measurement process

For the measurement scenario depicted in Figure 11 on the left, we see a dominant leak at the vertical gap at 64,5dB with a dynamic range of 8dB. When applying additional insulation material, the sound pressure level drops by 6dB and the dominant sound emissions come from underneath the device which is considered to be the nominal footprint.

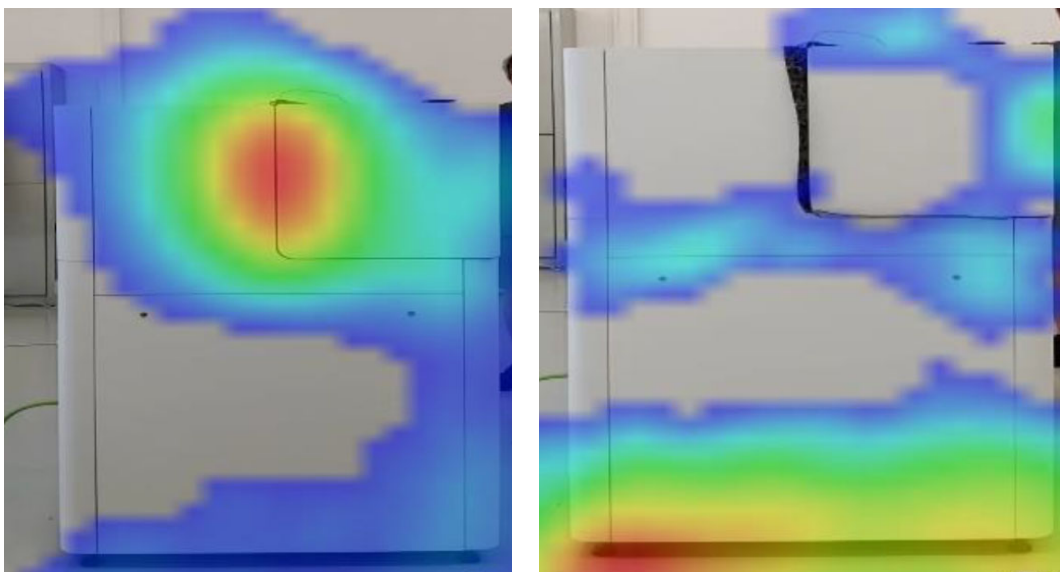


Figure 11: Leakage at the vertical gap between the lid and the enclosure at 64,5dB with a dynamic range of 8dB (left). When applying additional insulation material to the lid, the maximum sound pressure level of the acoustic image is reduced to 58,8dB (right).

As part of a rigorous, data based quality control scheme, each device can be tested end of line and assessed in terms of pass-fail criteria with respect to tightness of critical structures. Reasonable criteria can be the maximum allowable sound pressure level in a certain region of interest or quantified deviations from an expected distribution of leakages with associated pressure levels. Any deviation with respect to these criteria can be an indication of a faulty assembly and, thus, lead to excessive noise emissions from inside the machine and violation of regulatory noise limits.

6. Summary/Conclusions

This contribution addressed the topic of leakage visualization in machinery structures based on a new sensor concept which involves a rotating sensor with multiple ultrasound microphones scanning a circular area. The underlying measurement method is derived and its performance properties are described. A measurement setup comprising the above mentioned sensor, an ultrasound transmitter, a mobile device and high-performance laptop is used to produce acoustic images for quality control in a quality control context.

7. References

- [1] A. Pregelj, M. Drab, „Leak Detection Methods and Defining the Sizes of Leaks“, The 4th International Conference of Slovenian Society for Nondestructive Testing "Application of Contemporary Nondestructive Testing in Engineering" 24 - 25 April 1997, Ljubljana, Slovenia.
- [2] Human Factors Guidance for the Use of Handheld, Portable, and Wearable Computing Devices https://hf.tc.faa.gov/publications/2005-human-factors-guidance-for-the-use-of-handheld/full_text.pdf
- [3] M. Brandstein, D. Ward: Microphone Arrays, Springer, 2001.
- [4] S. Haykin: Array Signal Processing. Prentice-Hall, 1985.
- [5] L. J. Ziomek: Fundamentals of Acoustic Field Theory and Space-Time Signal Processing. CRC Press, 1995.
- [6] Shin. K, Hammond. J.: Fundamentals of signal processing for sound and vibration engineers. John Wiley & Sons, 2008.

Auswirkung von fertigungsbedingten Exzentrizitäten in elektrischen Maschinen auf akustische und elektrische Größen

Thomas Windisch, Sonja Wolf, Matthias Pohl, Martin Burkhardt

<http://dx.doi.org/10.25673/103517>

Kurzfassung

Fertigungsbedingte Exzentrizitäten in elektrischen Maschinen wirken sich nachteilig auf die Produktqualität des E-Antriebs aus, insbesondere auf Geräuschentwicklung, Performance und Lebensdauer. Das gilt sowohl für kleinere BLDC Hilfsantriebe und Nebenaggregate am 12 V Bordnetz, wie auch für den Hauptfahrantrieb am Hochvoltnetz in Elektrofahrzeugen.

Man ist bestrebt, im Rahmen von End-of-Line-Tests herkömmliche Prüfprozeduren abzulösen, die sich ausschließlich auf vibro-akustische Parameter stützen, denn diese verlangen aufwendige und störungsfreie Prüfumgebungen. Elektrische Größen hingegen sind als Indikatoren robust, sie sind unabhängig vom Prüfumfeld, und werden im Rahmen der Leistungsprüfung häufig ohnehin ermittelt.

Das Ziel der vorliegenden Untersuchung ist es, die Auswirkungen einer stufenlos einstellbaren, statischen Rotorexzentrizität an einem 2-poligen 3-Phasen-Demonstrator-Motor (BLDC-Motor) mittels elektrischer Größen fassbar zu machen und mit den herkömmlichen vibroakustischen Methoden abzugleichen.

Zunächst wurden zur theoretischen Betrachtung eine Systemsimulation aus Regelmotormodell, Stromrichtermodell und elektromagnetischem Finite-Elemente-Modell des BLDC-Motors in Dreieckschaltung aufgebaut und die theoretische Auswirkung einer statischen Rotorexzentrizität auf die Messgrößen Strom und Spannung bestimmt. Dieser Ansatz weicht wesentlich vom Stand der Technik ab, in dem mit idealisierten Strömen gerechnet wird.

Der experimentelle Abgleich erfolgte an einem eigens ausgelegten und gefertigten Motorprüfling. Neben den drei Phasenströmen und dem Rotorwinkel wurden auch Beschleunigung, Schalldruck und Drehzahl erfasst. Als Analysen wurden zunächst Clarke- und Park-Transformation der Phasenströme herangezogen. Anschließend wurden arbeitsspielbezogene Orbit-Plots sowie Ordnungsspektren von akustischen und elektrischen Größen ausgewertet. Am Beispielmotor konnte theoretisch und experimentell ermittelt werden, wie sich eine statische Exzentrizität auf die entstehenden Signale des Zuleiter- und Phasenstroms auswirkt und wie diese mit Blick auf einen EOL-Test messtechnisch bestimmt werden muss.

1. Einleitung

Vibroakustische Auswirkungen von fertigungsbedingten Exzentrizitäten in elektrischen Maschinen lassen sich mit klassischer NVH-Sensorik in störungsfreien Prüfumgebungen detektieren. Aus ökonomischer Sicht ist es jedoch wünschenswert, nichtinvasiv und prüffeldunabhängig vorzugehen. Die Idee ist deshalb nicht neu, einen Zusammenhang von elektrischen Größen und Exzentrizität zu betrachten. Elektrische Größen sind als Indikatoren robust und unabhängig vom Prüfumfeld.

Speziell bei End-of-Line-Tests (EoL) könnten aufwendige herkömmliche Prüfprozeduren durch eine geeignete Auswertung elektrischer Größen (transformierte Ströme oder Leistungen) vereinfacht oder sogar abgelöst werden.

Das Ziel der vorliegenden Untersuchung ist es, die Auswirkungen einer stufenlos einstellbaren, statischen Rotorexzentrizität an einem 2-poligen 3-Phasen-Demonstrator-Motor (BLDC-Motor) mittels elektrischer Größen fassbar zu machen und mit den herkömmlichen vibroakustischen Methoden abzugleichen.

Bürstenlose Gleichstrommaschinen (auch Brushless-DC oder EC-Motoren genannt) werden bevorzugt in Anwendungen mit kleinerer Leistung und geringer Spannung eingesetzt. Sie zeichnen sich durch einen robusten und kostengünstigen Aufbau aus, benötigen jedoch eine elektronische Steuerung über einen Wechselrichter. Dieser ruft je nach verwendetem Pulsverfahren ebenfalls Stromharmonische hervor, die in einem umfassenden Systemansatz mit untersucht werden können. Zur experimentellen Verifikation kann ein Prüfaufbau verwendet werden, in dem eine Rotorexzentrizität durch eine mechanische Verstellung bewusst hervorgerufen wird. In dieser Arbeit wird simulativ und experimentell nachgewiesen, dass eine statische Exzentrizität zu einer Erhöhung spezifischer Stromharmonischer führt, die zur Detektion herangezogen werden können.

2. Rotorexzentrizitäten

Bei rotierenden Systemen wie elektrischen Drehfeldmaschinen mit radialer Flussrichtung nehmen Rotorexzentrizitäten Einfluss auf die Rotordynamik und demzufolge auch auf das elektromagnetische sowie das akustische Verhalten. Dabei ist zu unterscheiden zwischen statischer und dynamischer Exzentrizität, siehe Bild 1, denn die magnetischen Kräfte zwischen Rotor und Stator sind stark abhängig von der Luftspaltlänge [1]. In der Praxis können ebenso Kombinationen (gemischte Exzentrizitäten) auftreten.

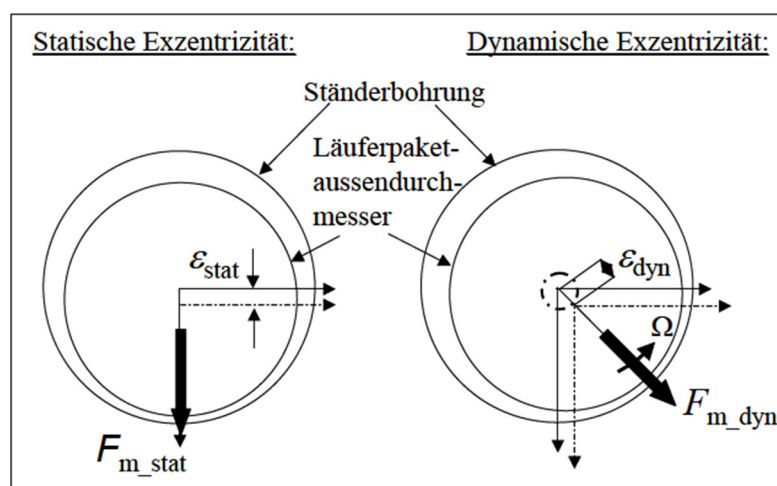


Bild 1: Zur Definition von statischer und dynamischer Exzentrizität [1]

2.1 Dynamische Exzentrizität

Bei einer dynamischen Exzentrizität laufen der kleinste Luftspalt und somit auch die magnetische Kraft mit Rotorfrequenz um. Das führt zu einer zusätzlichen Kraftanregung in radialer Richtung. Dynamische Exzentrizitäten haben mehrere Ursachen, die überlagert sind und in Summe eine elastische Auslenkung der Welle und somit eine dynamische Auflagerreaktionskraft zur Folge haben: Rotorverkrümmung (Wellenschlag, bspw. aus thermischem Verzug oder zu hoher Last) und Massenexzentrizität (Unwucht bspw. aus Materialinhomogenitäten, unsymmetrischer Magnetanordnung bzw. Achsversatz von Läuferpaketinnen- und außendurchmesser) bewirken eine fliehkraftbedingte Auslenkung. Radial-magnetische Feldexzentrizität (unsymmetrisches Drehfeld bspw. aus Wicklungsunsymmetrie, unsymmetrischer Bestromung/Induktion) verstärkt den radial-magnetischen Zug bzw. Druck [1].

Durch die Motorgeometrie ohnehin bedingte Rotorschwingungen werden so verstärkt, und in deren Folge auch die Luftspalt-Oberfelder. Diese bewirken wiederum eine Spannungsinduktion in die Ständerwicklungen, und rufen dadurch zusätzliche Stromüberschwingungen hervor.

2.2 Statische Exzentrizität

Aus einer statischen Exzentrizität resultiert eine zusätzliche statische Kraftanregung, die an der Stelle des kleinsten Luftspaltes am größten ist. Statische Exzentrizität entsteht aufgrund von statischem Durchhang des horizontal gelagerten Rotors und/oder Koaxialitätsabweichungen der Zentrierungen (Lagergehäuse, Lagerschild, Ständergehäuse). Sie hat eine, verstärkte radial-magnetische Zug-/Druckkraft in Richtung Exzentrizität zur Folge [1].

Die zusätzliche Kraftanregung wird in den Auflagerpunkt und ein evtl. angeschlossenes Untersetzungsgetriebe eingeleitet und führt u.a. zu vibroakustischen Auffälligkeiten.

Dynamische Exzentrizitäten finden in der Literatur bereits vielfach Beachtung. In der vorliegenden Arbeit soll der Fokus auf der statischen Exzentrizität liegen.

Die qualitative Auswertung von überschwingungsbehafteten Clarke- und Park-transformierten Strömen für End-of-Line-Testing oder Zustandsüberwachungen elektrischer Maschinen anstelle der Analyse von NVH-Größen wird hier als alternativer Ansatz untersucht.

3. Systemsimulation von Maschine, Wechselrichter und Regelung

Um zunächst die theoretisch zu erwartenden Auswirkungen einer statischen Exzentrizität zu berechnen, wurde ein Simulationsmodell aufgebaut. Da man in der Praxis bestrebt ist, die in den Statorströmen der Maschine enthaltenen Oberschwingungen zu bewerten, musste es ein spannungseingprägtes Modell sein. Um auch den Einfluss des Umrichters und der Steuerung abzudecken, wurde ein Co-Simulationsansatz gewählt [2]. Ein Vorteil des Modells liegt in der großen Variabilität, denn die Analysen können recht einfach mit unterschiedlichen Modulationsverfahren oder Pulsfrequenzen wiederholt werden.

3.1 Modellaufbau

Der BLDC-Motor wurde in Ansys® Maxwell modelliert. Leider reicht zur Berechnung ein Polausschnitt nicht aus, da sich eine statische Exzentrizität als Verschiebung des gesamten Rotors bemerkbar macht.

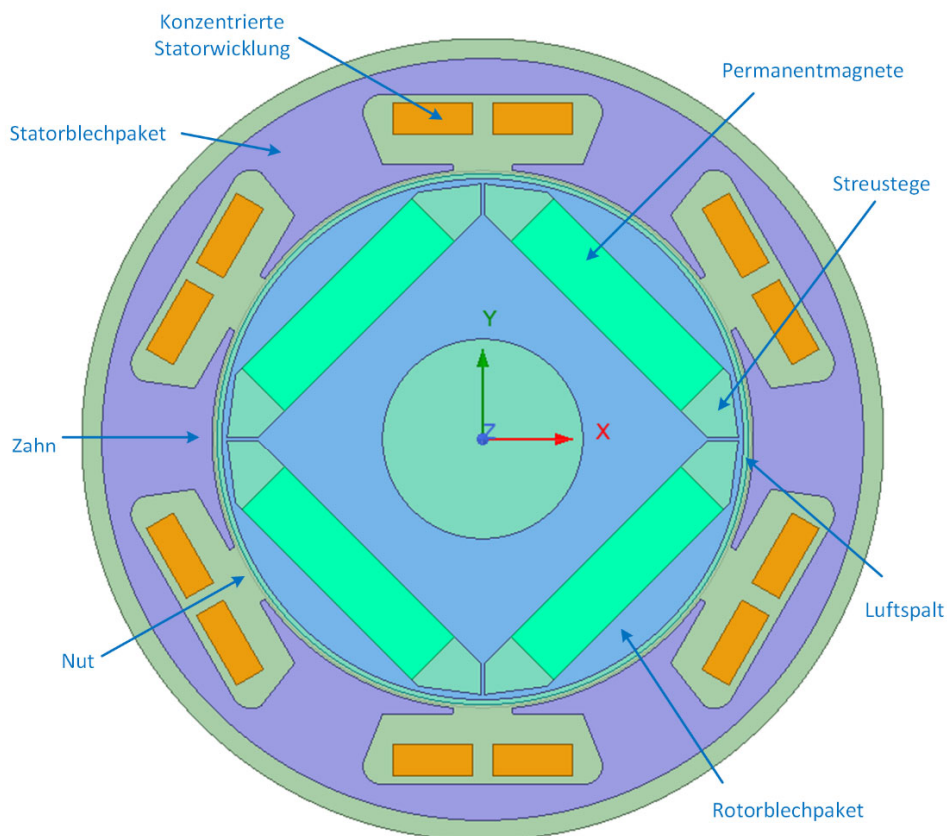


Bild 2: Aufbau des 2D-Finite-Elemente-Modells des BLDC-Motors (Ansys® Maxwell)

Bild 2 zeigt das Vollmodell und seine Komponenten. Die konzentrierte Statorwicklung könnte nun in einem klassischen Ansatz mit einem beliebigen Statorstrom versorgt werden. Dabei würde man aber den realen Aufbau, der u.a. eine Dreieckschaltung der Wicklung bedingt, vereinfachen. Realitätsnäher ist ein spannungsgeführter Simulationsansatz, in dem die Maschinenanschlüsse mit korrekter Verschaltung nach außen

geführt und mit Spannung von einem Wechselrichter versorgt werden. Auch der Einfluss der nicht-sinusförmigen Gegenspannung vom Rotor (Back-EMF) wird somit beachtet.

Die Kopplung des FE-Modells zur Schaltungssimulation geschieht via transienten Link zu Ansys® Simplorer, siehe Bild 3. Dabei wird der Rotor der Maschine im FE-Modell mit jedem Zeitschritt einen kleinen Winkelschritt gedreht. Alle sechs Anschlusspunkte der dreiphasigen Statorwicklung sind nach außen geführt und zu einem Dreieck verschaltet. Der Wechselrichter selbst ist als B6-Brücke mit idealen Schaltern und antiparallelen Dioden modelliert. Die idealen Schalter bilden die Transistoren (z.B. MOSFETs) ab, die in einer realen Ansteuerelektronik vorhanden sind.

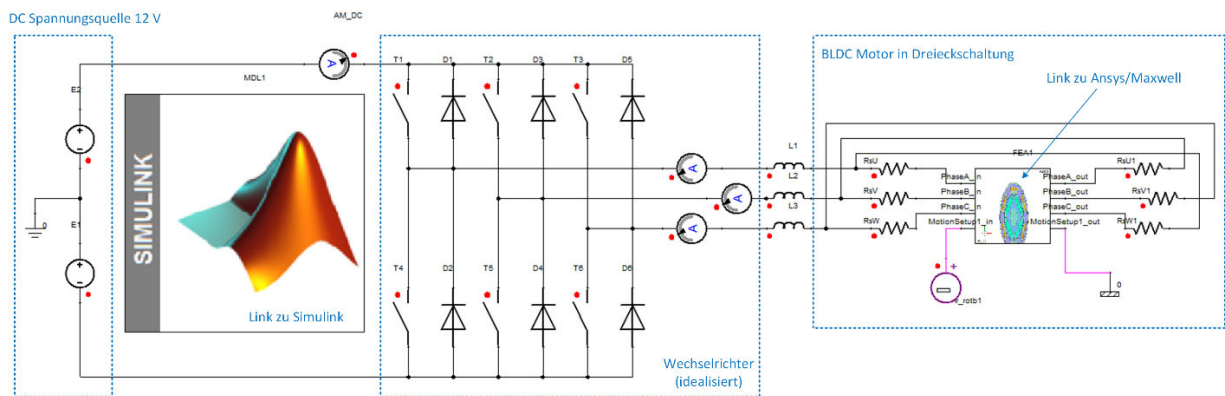


Bild 3: Aufbau der Schaltungssimulation für den BLDC-Motor (Ansys® Simplorer)

Jeder Transistor bekommt ein Gate-Signal vom Modulationsverfahren der Steuerung. Dieser Aufbau ist völlig universell und könnte auch bei einem HV-Antrieb mit IGBT oder SiC-Umrichter in einem Elektrofahrzeug zum Einsatz kommen, wobei die Eingangsgleichspannung statt hier 12 V dann eben 400 oder 800 V wäre.

Bild 4 zeigt die Steuerung des BLDC-Motors per Spannungsvorgabe. Die PWM-Ansteuersignale des Wechselrichters werden per Raumzeigermodulation ermittelt und an die Schaltungssimulation gegeben. Diese ermittelt die Ströme im Zuleiter am

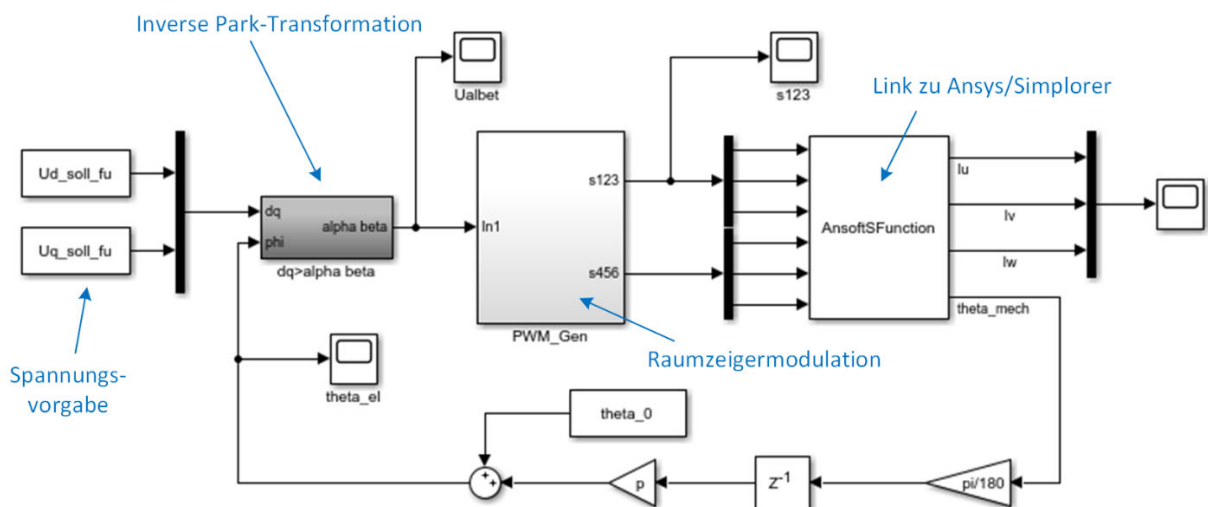


Bild 4: Steuerung des BLDC-Motors (Matlab® Simulink)

Ausgang des Wechselrichters, die zur Bewertung herangezogen werden. Die vorgegebenen Spannungen müssen zur aktuellen Drehzahl und den gewünschten Strömen passen, um unnötig lange Rechenzeiten durch ein transientes Einschwingen des Stroms zu vermeiden. Aus diesem Grund werden sie mittels Zeigerbild der Maschine vorherberechnet.

3.2 Simulationsresultate

Zur Bewertung welche Ordnungen in der Back-EMF der Maschine im Falle einer Exzentrizität zusätzlich auftreten, reicht eine Spannungsmessung im Leerlauf der Maschine aus. Dazu wird der Rotor des Elektromagnetikmodells gedreht und die induzierte Spannung über eine mechanische Umdrehung ausgewertet.

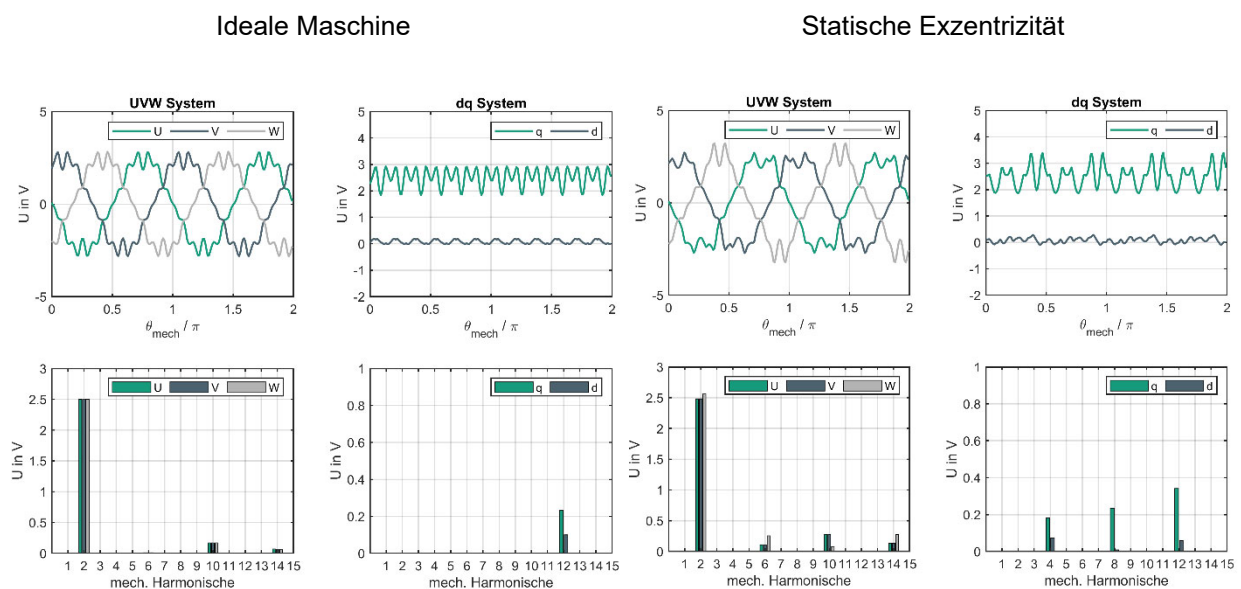


Bild 5: Resultat der simulierten induzierten Gegenspannung (Back-EMF) bei der idealen Maschine und bei statischer Exzentrizität

Bild 5 zeigt das Resultat im Vergleich zwischen idealer und exzentrischer Maschine mit 90% veränderter Luftspaltweite. Im statorfesten System unterscheiden sich die Spannungen der drei Phasen je nach Ausrichtung des Rotors. Es entsteht eine zusätzliche 6. Harmonische bezogen auf eine mechanische Umdrehung. In rotorfesten dq-Koordinaten entspricht das einer mechanischen 4. und 8. Harmonischen, deren Amplitude vor allem in der q-Komponente erhöht ist. Diese niederfrequenten Harmonischen in der induzierten Spannung werden auch bei aktivem Betrieb des Motors Stromharmonische hervorrufen, die entsprechend im Strommesssignal nachweisbar sind.

Im Folgenden wurde daher die Systemsimulation genutzt, um einen fiktiven Lastfall ($I_{d,soll} = 0, I_{q,soll} = 12 \text{ A}$) der Maschine mit und ohne Exzentrizitätseinfluss zu simulieren. Die Auswertung soll zeigen, ob ein Unterschied im Amplitudenspektrum der messbaren Ströme vorliegt. Dabei muss man bedingt durch die Dreieckschaltung zwischen den Phasenströmen, die durch die Wicklung fließen, und den Strömen im Zuleiter, die am Ausgang des Wechselrichters gemessen werden können, unterscheiden. Es

wurde eine Pulsfrequenz von $f_p = 20 \text{ kHz}$ und eine Drehzahl des Motors von $n_{mech} = 12.000 \text{ min}^{-1}$ gewählt. Das Auftreten von Stromharmonischen wird jedoch auch vom gewählten Modulationsverfahren beeinflusst, weshalb die Ergebnisse für Raumzeiger- und Blockmodulation gezeigt werden.

Bild 6 zeigt das Simulationsresultat für die dreiphasigen Ströme in Zuleiter und Wicklung für beide Fälle. Laut Theorie sind bei der idealen Maschine die Amplituden der Grundschiwingung in den Zuleitern um $\sqrt{3}$ höher, und es existiert eine Phasenverschiebung zwischen Zuleiter und Strang um 30° . In den Strangströmen tritt eine elektrische 3. Harmonische auf (6. mechanische), die nicht in den Zuleitern zu finden ist; auch das entspricht der Theorie eines dreiphasigen Systems. Im rechten Teil der Abbildung ist zum Vergleich der Fall der Maschine mit statischer Exzentrizität zu sehen. Die 6. Harmonische ist verändert und nun auch im Zuleiter zu erkennen. Jedoch ist diese Betrachtung im statorfesten Koordinatensystem nicht zielführend, da der genaue Ort der Rotorverschiebung gegenüber der Wicklung einen Einfluss ausübt.

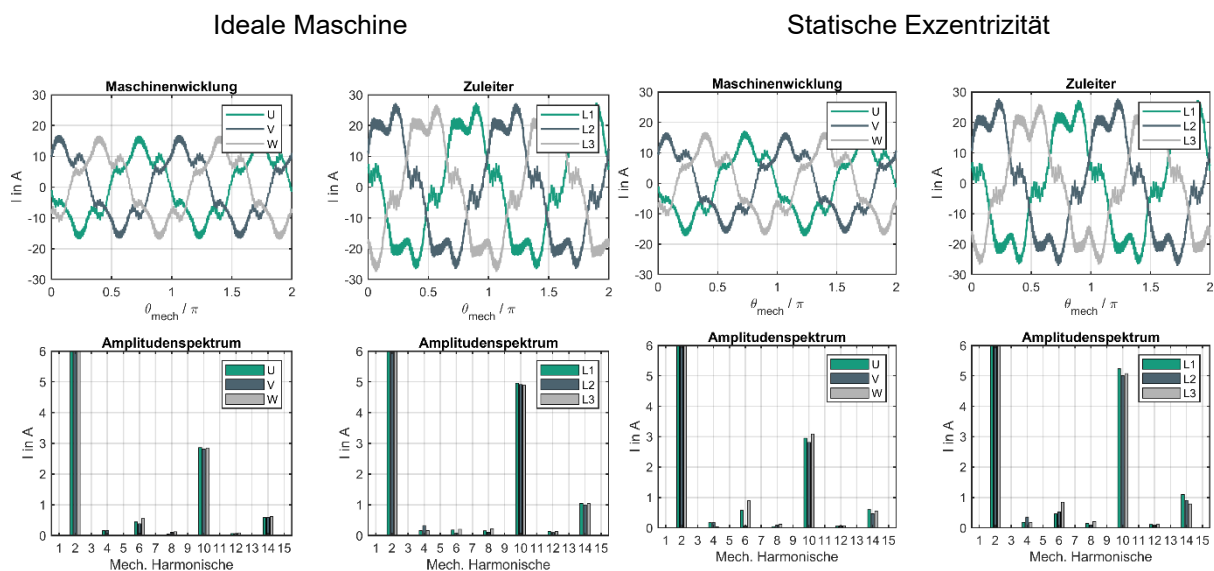


Bild 6: Resultat der Systemsimulation mit Raumzeigermodulation bei der idealen Maschine und bei statischer Exzentrizität im statorfesten Koordinatensystem

Bild 7 zeigt das Simulationsresultat für beide Fälle, wenn die Ströme per Park-Transformation ins rotorfeste Koordinatensystem transformiert werden. Dabei fällt auf, dass im Falle der exzentrischen Maschine zusätzliche 4. und 8. mechanische Harmonische entstehen, die vor allem in den Zuleiterströmen messbar sind.

In BLDC-Antrieben mit kleinerer Leistung wird jedoch aus Kostengründen in der Elektronik oft keine echte Raumzeigermodulation umgesetzt, sondern die einfachere Blockmodulation gewählt. Dies kann unter Umständen auch einen Einfluss auf die Oberschwingungen der Ströme und damit auf die Messbarkeit der Exzentrizität in den Statorströmen haben. Deshalb wurde auch dieser Fall per Systemsimulation untersucht und im Amplitudenspektrum ausgewertet.

Bild 8 zeigt das Resultat. Geradzahlige Harmonische sind bereits bei der idealen Maschine vorhanden. 4. und 8. mechanische Harmonische sind jedoch auch hier bei statischer Exzentrizität vor allem in den Zuleitergrößen leicht erhöht.

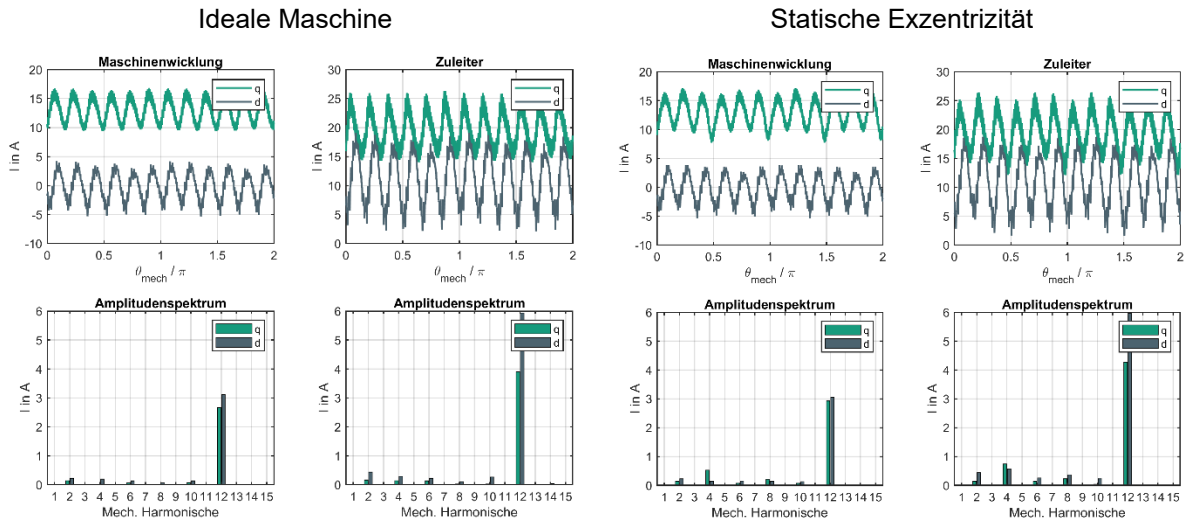


Bild 7: Resultat der Systemsimulation mit Raumveigermodulation bei der idealen Maschine und bei statischer Exzentrizität im rotorfesten Koordinatensystem

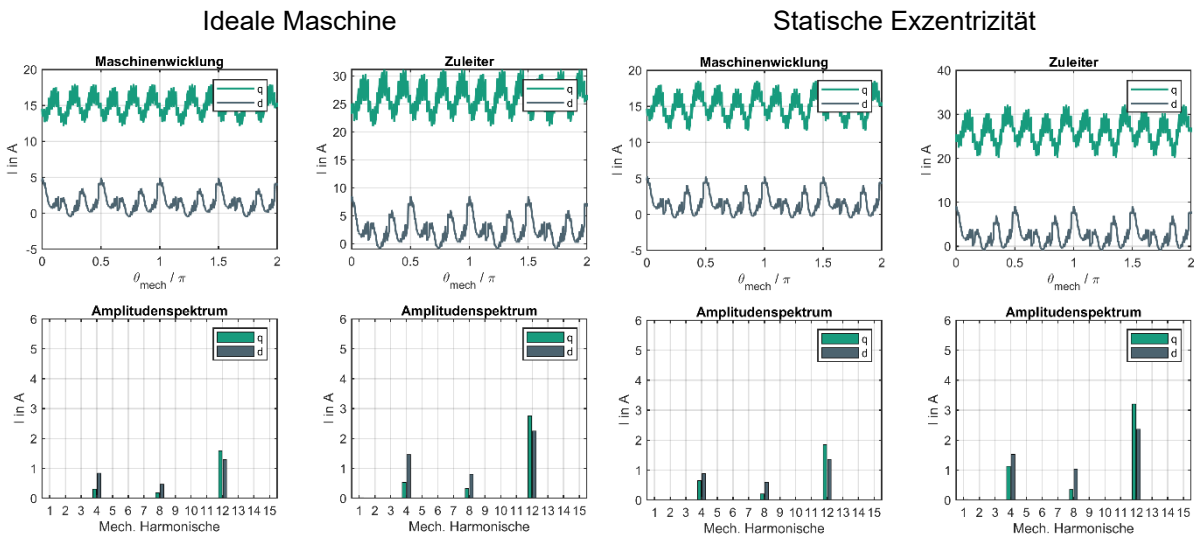


Bild 8: Resultat der Systemsimulation mit Blockmodulation bei der idealen Maschine und bei statischer Exzentrizität im rotorfesten Koordinatensystem

4. Experimentelle Ergebnisse am Versuchsmotor

Mit einer eigens konstruierten Versuchsvorrichtung werden im Folgenden die Simulationsergebnisse mit der realen Messung verifiziert. Vorrangig ist dabei die Frage nach der Sensitivität der Ströme als Indikatoren für eine eventuell vorhandene Rotorexzentrität. Beschleunigungen auf Stator und Rotor wurden als klassische Indikatorgrößen mit erfasst und dienen zum Vergleich mit den elektrischen Messungen. Ebenfalls können Analysen aus der NVH-Praxis mit den Simulationsergebnissen abgeglichen werden.

4.1 Prüfbjekt

Als Prüfbjekt dient ein 4-poliger BLCD-Versuchsmotor, der in eine von der Firma Arames speziell angefertigte Prüfvorrichtung integriert ist (Bild 9).

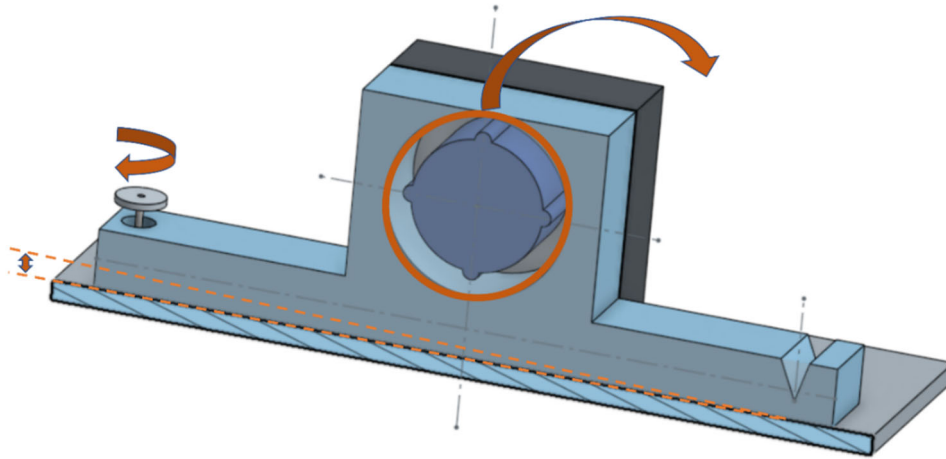


Bild 9: Prinzipskizze der Prüfvorrichtung: Über eine Einkerbung mittels Rändelschraube verkippbare Statorachse

Der Rotor hat über zwei Auflagerböcke eine feste Verbindung mit einer Bodenplatte. Der Stator kann über eine Rändelschraube stufenlos gegen den Rotor verkippt werden. In der Elektronik ist ein Ansteuerungsverfahren für die Bestromung des BLDC-Motors in Dreieckschaltung hinterlegt, was die Transistoren der Leistungsendstufe per Blockmodulation ansteuert.

Auf Rotor und Stator ist je ein triaxialer ICP-Beschleunigungsaufnehmer angebracht. Weiterhin ist ein ICP-Messmikrofon über dem Motor positioniert (Bild 10). Ein optischer Drehzahlsensor detektiert eine markierte Schaufel des mitrotierenden Lüfterrades. Strom und Spannung werden direkt an einen Poweranalyzer angeschlossen.

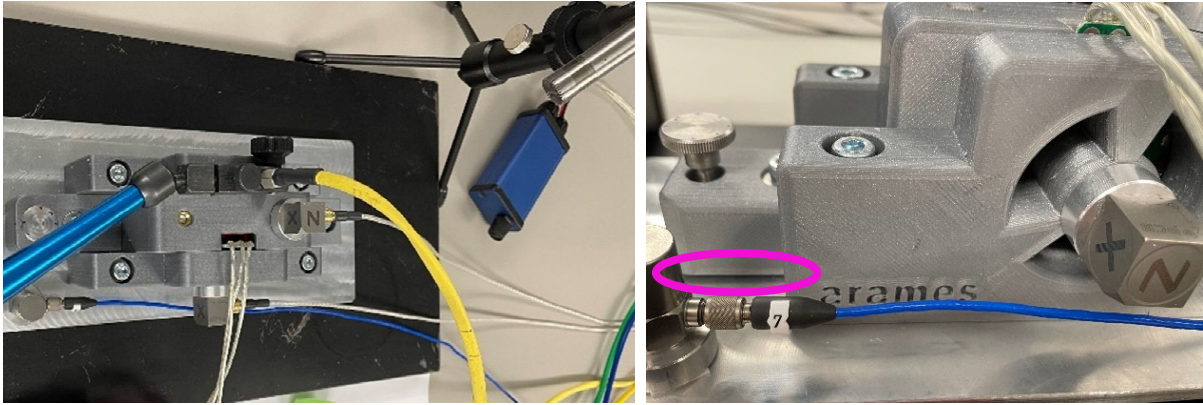


Bild 10: (links) Beschleunigungsaufnehmer auf Stator und Rotor, Messmikrofon, Drehzahlsensor, Strom- und Spannungsabgriff, (rechts) Anordnung mit maximaler Statorverkipfung

4.2 Datenerhebung

Für eine ganzheitliche Betrachtung, welche elektrische und vibroakustische Größen vereint, wurden die Daten messgeräteübergreifend zeitsynchron erfasst (Bild 11). Hierbei wurden ein PAK-MKII und ein Dewetron Poweranalyzer (PA8) über einen PTP-Switch (PTP V2 1588) synchronisiert.

Das Mecalc-MKII erfasste die Beschleunigungen der triaxialen ICP-Aufnehmer und den Schalldruck des ICP-Elektretmikrofons mit einer Abtastrate von 51,2 kHz. Die Drehzahlen wurden mit dem optischem Pulsgeber über eine Reflektormarke auf 12 ns genau bestimmt.

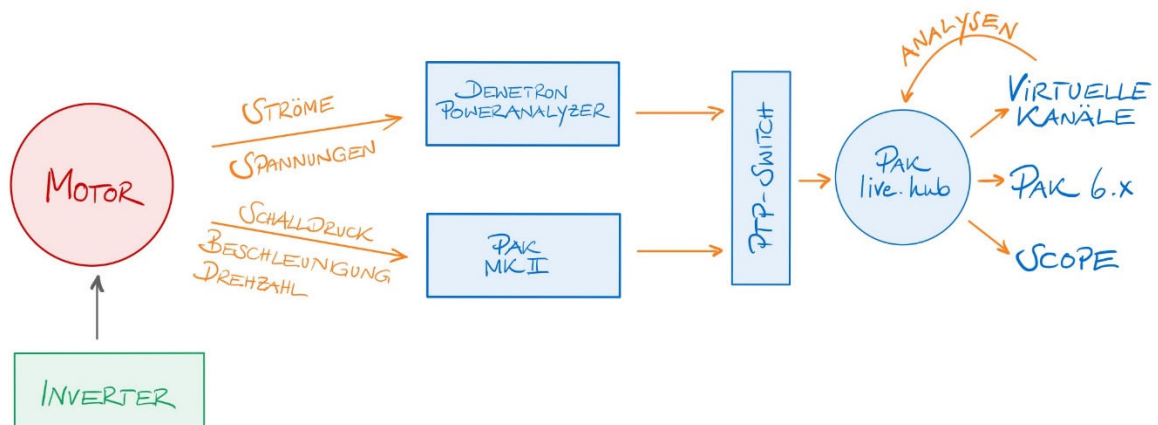


Bild 11: Messgeräteübergreifende zeitsynchrone Messdatenerfassung via PTP-Switch sowie Datenverfügbarkeit via PAKliv.hub-Datenstreaming

Der Poweranalyzer der Firma Dewetron erlaubt Abtastraten bis zu 10 MHz. Aus den mit 2 MHz abgetasteten Zuleiterströmen und -spannungen wurden diverse Leistungsgrößen online berechnet und zur Verfügung gestellt.

In den ‚PAK Virtual Channels‘, einer Art Online-Rechenkanäle, wurden im Zeitbereich weitere analyserelevante Größen, wie bspw. der Rotorlagewinkel und die Clarke- und Park-transformierten Ströme berechnet.

Die von der Nulllage aus über der Zeit anwachsende Rotorexzentrizität wurde mit einer Rändelschraube in 45°-Schritten per Hand eingestellt und die Exzentrizitätsstufen mit 0 bis 6 benannt.

4.3 Datenkonditionierung

Das vorliegende dreiphasige Bestromungssystem (i_a, i_b, i_c) des Drehstrommotors ist als Bezugssystem zu komplex, um es mit vibroakustischen Größen in Zusammenhang zu bringen. Für Analysezwecke wurde daher das Drei-Phasen-Drehstromsystem in Zweiphasen-Orthogonalsysteme überführt (Bild 12).

Der rotierenden Raumzeiger des Drehfeldes kann statorfest mit der Clarke-Transformation oder auch rotorfest mit der Park-Transformation dargestellt werden.

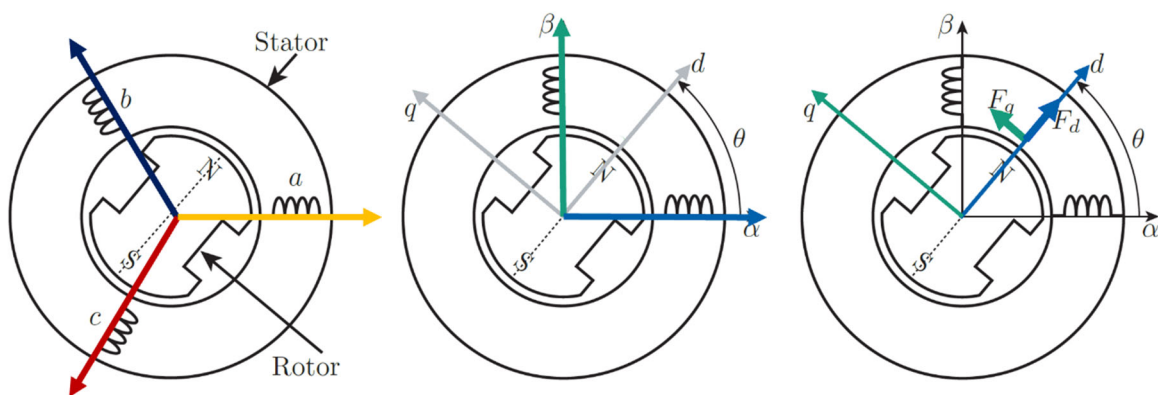


Bild 12: (Links) Dreiphasiges Drehfeld-System, (Mitte) Statorfestes Orthogonalsystem (Clarke-Transformation), (Rechts) Rotorfestes Orthogonalsystem (Park-Transformation) [5]

Mit der Clarke-Transformation, sprich der orthogonalen Darstellung des umlaufenden Drehfeldes im statorfesten System:

$$\begin{bmatrix} i_\alpha \\ i_\beta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & -\frac{1}{2} & -\frac{1}{2} \\ 0 & \frac{\sqrt{3}}{2} & -\frac{\sqrt{3}}{2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i_a \\ i_b \\ i_c \end{bmatrix}$$

lassen sich Deformationen des Stroms über eine Orbit-Darstellung der arbeitsspielbezogenen Zeitrohdaten visualisieren. Durch Extraktion einzelner Ordnungen von i_α und i_β im Zeitbereich, kann deren Reaktion auf eine Änderung der Exzentrizität visualisiert werden.

Um eine Korrelation der NVH-Größen, wie Schalldruck und Beschleunigung zur ursächlichen Kraftanregung der Ströme herzustellen, werden die Ströme mit Hilfe der Park-Transformation in das rotorfeste System überführt:

$$\begin{bmatrix} I_d \\ I_q \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \theta & \sin \theta \\ -\sin \theta & \cos \theta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i_\alpha \\ i_\beta \end{bmatrix}$$

Die Oberschwingungen, also die höherharmonischen Ordnungen von I_d , stehen in guter Näherung direkt mit der Radialkraftanregung und somit der radialen Beschleunigung auf dem Statorgehäuse im Bezug.

Die dem Strom I_q aufgeprägten Ordnungen können mit der Tangentialkraft und noch entscheidender mit der Ungleichförmigkeit des Motordrehmoments in Beziehung gebracht werden.

Es lässt sich ein direkter Vergleich der einzelnen Ordnungen von NVH-Größen und den Park-transformierten Strömen anstellen.

4.4 Datenanalyse

Für die spektrale Analyse vibroakustischer Größen kommen vornehmlich Ordnungsspektren zum Einsatz, die mittels digitalem Ordertracking gerechnet werden. Zur qualitativen Erfassung einer Exzentrizität sollen aber auch arbeitsspielbezogene Orbitplots Anwendung finden.

Bild 13 zeigt sowohl 3D-Ordnungsspektren der Clarke-transformierten Ströme i_α und i_β als auch daraus abgeleitete 2D-Ordnungsspektren für die Exzentrizitätsstufen 0 und 6 im farblichen Vergleich. Da die Ordnungsanalyse hier auf eine mechanische Umdrehung bezogen ist, treten die Ordnungen aufgrund der Polpaarzahl 2 als Zweifache der elektrischen Ordnungen auf.

Neben der moderaten Amplitudenänderung der Strom-Grundordnung (2. mechanische Ordnung) ist ein merklicher Amplitudenanstieg für die 6. mechanische Ordnung (3. elektrische Ordnung) und ihrer Harmonischen zu erkennen, ganz in Übereinstimmung mit den Simulationsergebnissen.

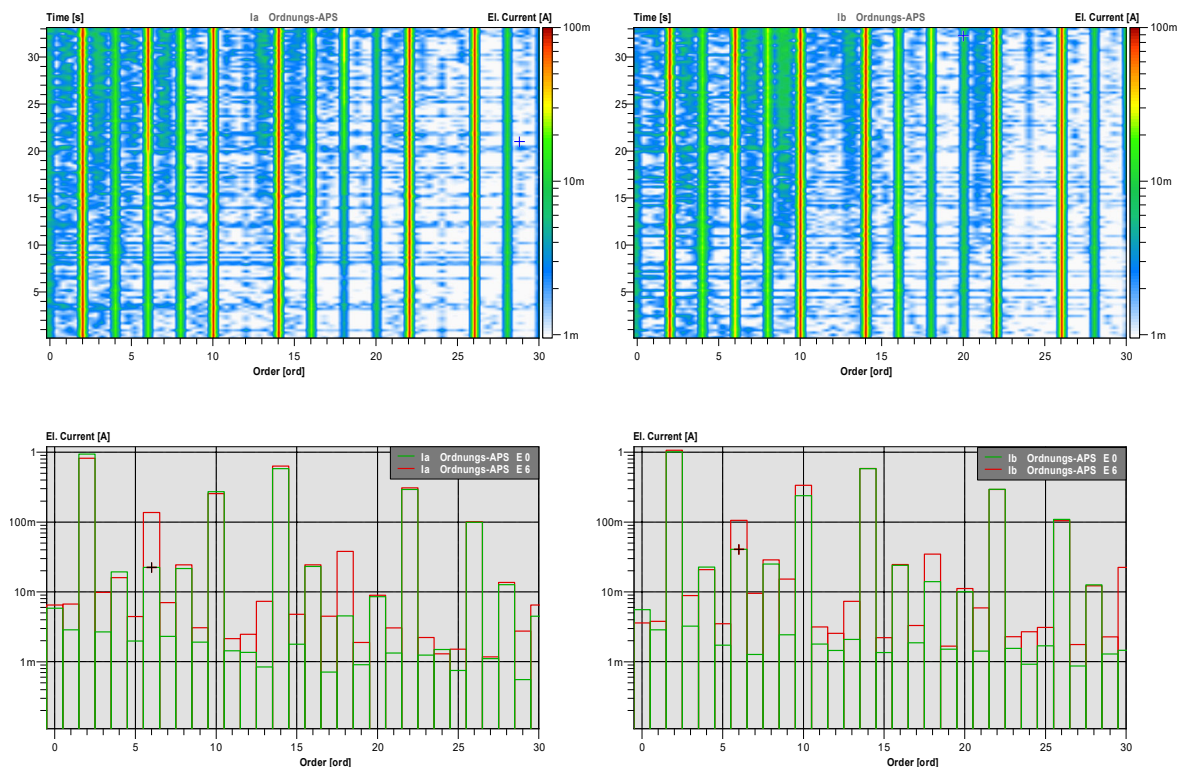


Bild 13: (Oben) 3D-Ordnungsspektrum für i_α , i_β ,
(Unten) 2D-Ordnungsspektrum für i_α , i_β der Exzentrizitätsstufen 0 (grün) und 6 (rot) im Vergleich

Bild 14 zeigt entsprechend 3D-Ordnungsspektren der Park-transformierten Ströme I_d und I_q und analog die daraus abgeleiteten 2D-Ordnungsspektren für die Exzentrizitätsstufen 0 und 6 im farblichen Vergleich. Die Ordnungsanalyse ist hier ebenso auf ein mechanisches Arbeitsspiel bezogen, d.h. die mechanischen Ordnungen treten als Zweifache der elektrischen Ordnungen auf.

Ein merklicher Amplitudenanstieg ist für die 4. mechanische Ordnung (2. elektrische Ordnung) und ihrer Harmonischen zu sehen. Dies ist auch in den Spektren des Schalldrucks und der Beschleunigung wiederzufinden.

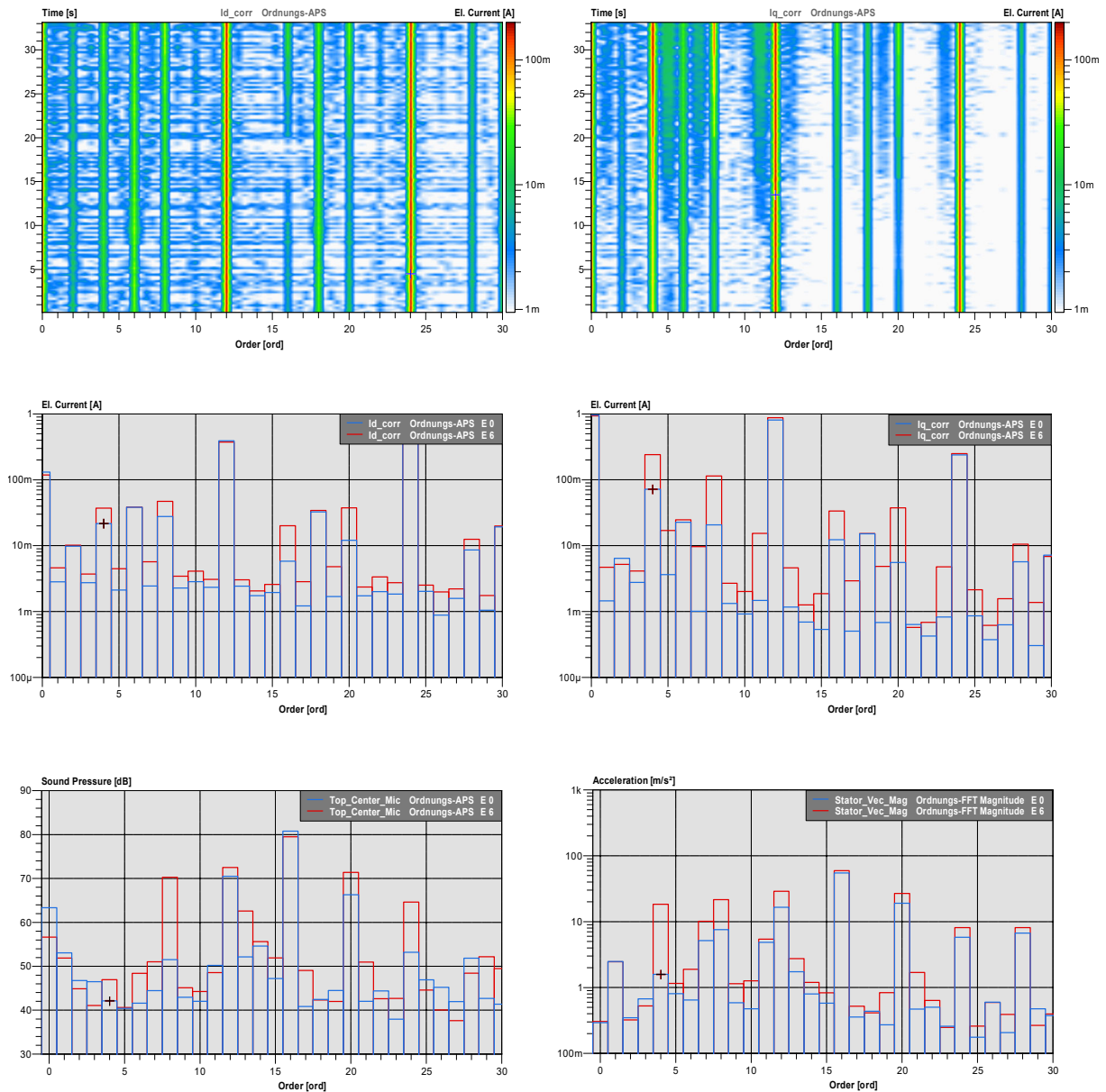


Bild 14: (Oben) 3D-Ordnungsspektrum für I_d , I_q ,
(Mitte) 2D-Ordnungsspektrum für I_d , I_q der Exzentrizitätsstufen 0 (blau) und 6 (rot) im Vergleich
(Unten) 2D-Ordnungsspektrum für L_p , a_v der Exzentrizitätsstufen 0 (blau) und 6 (rot) im Vergleich

Einzelordnungen orthogonaler Messgrößen können mit Blick auf eine Orbit-Darstellung schon während der Messung im Zeitbereich mittels Kalman-Filter extrahiert und anschließend in den Winkelbereich für eine mechanische Umdrehung überführt werden. Dies erfolgte für die 6. mechanische Ordnung der Clarke-transformierten Ströme i_α und i_β , für die 4. mechanische Ordnung der Park-transformierten Ströme I_d und I_q und für die 4. mechanische Ordnung der Rotor-Beschleunigungen in radialer und tangentialer Richtung a_x und a_z .

Bild 15 zeigt in der ersten Zeile (Oben) die Orbit-Darstellung der Einzelordnungen von i_α vs. i_β , I_d vs. I_q und a_x vs. a_z für die Exzentrizitätsstufen 0 bis 6 im farblichen Vergleich. Zu erkennen ist eine Vergrößerung der großen aber teils auch kleinen Ellipsen-Halbachse mit steigender Exzentrizität. In der zweiten Zeile (Mitte) ist der ansteigende Amplitudenverlauf der Einzelordnungen mit zunehmender Exzentrizität veranschaulicht. In der dritten Zeile (Unten) stellt die Exzentrizitätsstufen über der Zeit dar, für die die Arbeitsspiele der Orbitplots ausgeschnitten wurden.

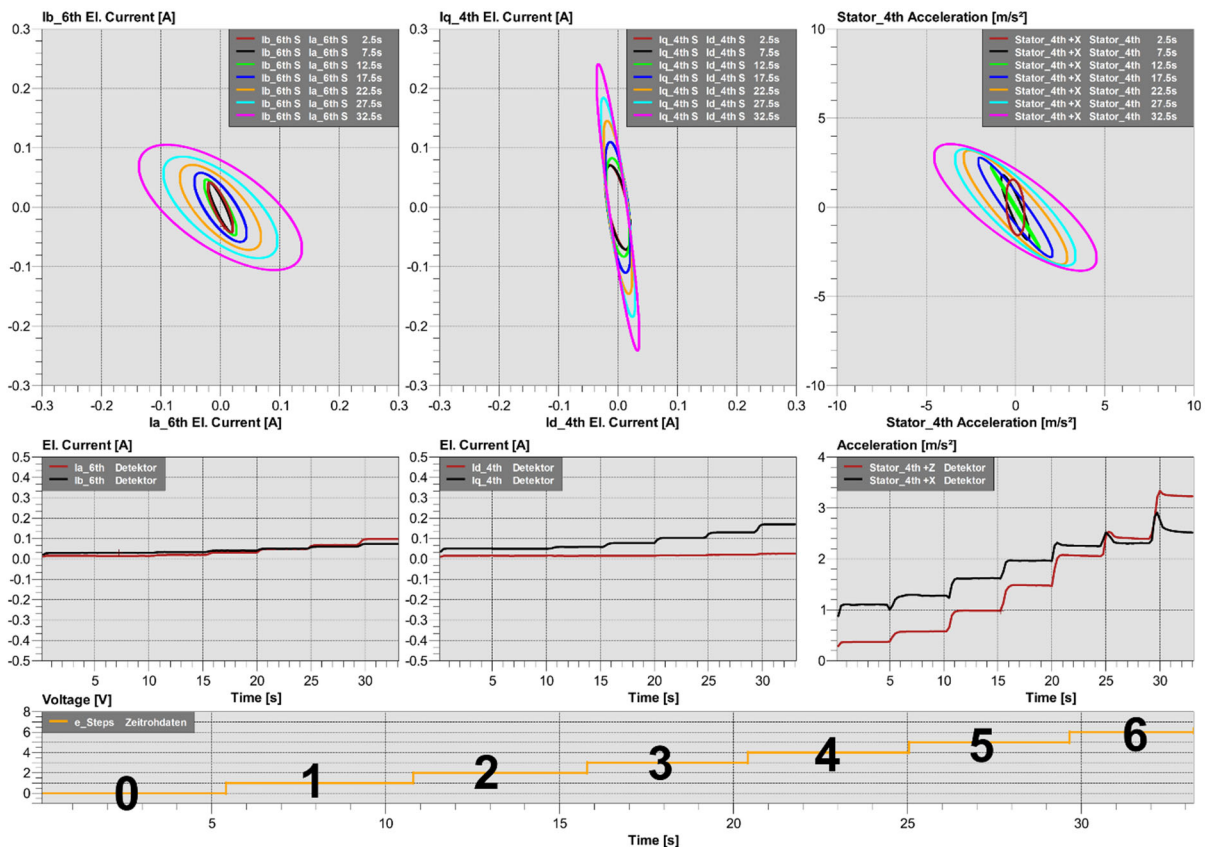


Bild 15: (Oben) Orbitplots für die 6. Ordnung in i_α , i_β sowie die 4. Ordnung in I_d , I_q bzw. a_x , a_z , (Mitte) Amplitudenverlauf der 6. Ordnung in i_α , i_β sowie der 4. Ordnung in I_d , I_q bzw. a_x , a_z , (Unten) Exzentrizitätsstufen-Hochlauf 0 bis 6 über der Zeit

Aus allen Analysen wird deutlich, dass sich eine statische Exzentrizitätssteigerung auf die Amplituden sowohl der NVH-Messgrößen, als auch der elektrischen Größen auswirkt. Elektrische Größen sind demnach als Indikatoren für statische Exzentrizität geeignet.

5. Fazit und Ausblick

Die vorliegende Arbeit zeigt, dass elektrische Ströme als robuste, nichtinvasive und prüffeldunabhängige Indikatoren für statische Rotorexzentritäten in elektrischen Maschinen genutzt werden können. Gerade EoL-Tests und Zustandsüberwachungen könnten effizienter erfolgen, da sowohl auf klassische NVH-Sensorik als auch auf störungsfreie Prüfumgebungen verzichtet werden könnte. Wenn möglich, kann ein einfacher Auslaufversuch mit Auswertung der induzierten Spannung bereits Aufschluss über vorhandene Exzentritäten geben.

Um das Verfahren in einer realen Produktionsüberwachung einsetzen zu können, sind jedoch weitere Untersuchungen nötig. Wichtig wären Validierungsmessungen unter Last. Im Prüfaufbau konnte lediglich der lastfreie Zustand gemessen werden. Die Simulation zeigte für den Lastfall einen Zusammenhang zwischen Exzentrität und den relevanten Stromharmonischen.

Darüber hinaus könnte man prüfen, wie sich die Blindleistung unter Last verhält. Im lastfreien Fall konnte ein deutlicher Blindleistungsanstieg mit wachsender Exzentrität festgestellt werden.

Für eine dynamische Exzentrität zeigen die Simulationsergebnisse ebenfalls eine Änderung der Stromharmonischen. Mit einem geeigneten Prüfaufbau sollten auch hier Validierungsmessungen erfolgen.

Danksagung

Unser besonderer Dank gilt Dr. Dejan Arsić für die Anregung des Themas [6] und das Erwirken der Prüflings-Finanzierung.

Andreas Schneider sei herzlich gedankt für seine Begeisterung und Findigkeit, einen geeigneten Prüfling auszudenken und anzufertigen.

Literatur

- [1] U. Werner: "Rotordynamische Analysen einer Läuferexzentrität in einer Drehfeldmaschine", VDE/VDI-Conference: Elektrisch-Mechanische Antriebssysteme, 2004
- [2] C. Schulte, J. Böcker: "Co-Simulation of an Electric Traction Drive", IEEE International Electric Machines & Drives Conference, 2013
- [3] J. F. Gieras, C. Wang, J. C. Lai: Noise of Polyphase Electric Motors, Taylor and Francis, 2006
- [4] N. P. Quang, J.A. Dittrich: Vector control of three-phase AC machines / System Development in the Practice, Springer, 2008
- [5] D. Schubert, R. Henneberger, S. Hecker, S. Sentpali, S. Marburg: "Active Noise Cancellation in Passenger Cars using the Electrical Power Steering Motor", IEEE Conference on Control Technology and Applications (CCTA), 2017
- [6] U. Khaliq, G. Xu, Z. Xining, L. Fei, S. Ahmad, Xun, Z. Jin: "A novel detection method for diagnosis of rotor eccentricity in three-phase induction motor", Measurement Science and technology, 2021

3D-Laser-Doppler-Vibrometrie zur experimentellen Modalanalyse von elektrischen Maschinen

Marius Franck, Dennis Berft, Jochen Schell, Kay Hameyer

<http://dx.doi.org/10.25673/103518>

Abstract

The precise modeling of the structural dynamic behavior of electrical machines is relevant for the analysis of the noise behavior. According to the state of the art, it is not possible to predict the mechanical damping of an electrical machine. Therefore, damping parameters from experimental modal analysis are often used to represent the damping [1], [2].

Due to the structure of electrical machines, a high number of modes in the audible frequency range results and thus a correspondingly high number of measuring points is required for the unambiguous reconstruction of the vibration modes from an experimental modal analysis [4]. In [3], therefore, an experimental modal analysis of a complete electrical machine is performed for the first time. This measurement is done on a robot-assisted 3D laser Doppler vibrometer testbench. This experimental setup allows a spatial scanning of the machine up to the FE mesh discretization and thus a reconstruction of the vibration modes in the higher frequency range (e.g., > 5 kHz). In [3] challenges with the excitation of the structure using a shaker are discussed and a method to prepare the transfer functions for curve fitting algorithms is described.

In this paper, an improved experimental setup is presented with which the signal-to-noise ratio is sufficient for a reliable damping estimation. The results of a damping estimation with two different curve fitting methods are presented. Furthermore, a strategy for dealing with structural dynamic nonlinear behaviors is described.

Kurzfassung

Die Modellierung des strukturdynamischen Verhaltens von elektrischen Maschinen ist für die Analyse des Geräuschverhaltens wichtig. Nach dem Stand der Technik ist es nicht möglich die mechanische Dämpfung einer elektrischen Maschine präzise vorherzusagen. Zur Abbildung der Dämpfung werden deshalb häufig Dämpfungsparameter aus der experimentellen Modalanalyse genutzt [1], [2].

Aufgrund des Aufbaus von elektrischen Maschinen ergibt sich eine hohe Modenanzahl im hörbaren Frequenzbereich und damit, zur eindeutigen Rekonstruktion der Schwingungsformen aus einer experimentellen Modalanalyse, eine entsprechend hohe benötigte Messpunktzahl [4]. In [3] wird deshalb erstmalig eine experimentelle Modalanalyse einer vollständigen elektrischen Maschine auf einem robotergestützten 3D-Laser-Doppler-Vibrometrie-Prüfstand durchgeführt. Dieser Versuchsaufbau ermöglicht eine räumliche Abtastung der Maschine bis hin zur FE-Netz-Diskretisierung und damit eine Rekonstruktion der Schwingungsformen im höheren Frequenzbereich (> 5 kHz). In [3] wird weiter auf Herausforderungen bei der Messung insbesondere bei der Anregung der Struktur mit einem Shaker eingegangen und ein Verfahren zur Aufbereitung der Übertragungsfunktionen beschrieben.

In diesem Beitrag wird ein verbesserter Versuchsaufbau vorgestellt, mit dem der Signal-Rausch-Abstand für eine zuverlässige Dämpfungsschätzung ausreichend ist. Es werden Ergebnisse der Dämpfungsberechnung mit zwei verschiedenen Curvefitting Verfahren vorgestellt. Weiter wird eine Strategie zum Umgang mit strukturdynamischem nichtlinearem Verhalten beschrieben.

1. Einleitung

Die präzise Modellierung des strukturdynamischen Verhaltens von elektrischen Maschinen ist für die Analyse des Geräuschverhaltens relevant. Nach dem Stand der Technik ist es nicht möglich die mechanische Dämpfung einer elektrischen Maschine vorherzusagen. Zur Abbildung der Dämpfung werden deshalb häufig Dämpfungsparameter aus der experimentellen Modalanalyse genutzt [1], [2].

Aufgrund des Aufbaus von elektrischen Maschinen ergibt sich eine hohe Modenzahl im hörbaren Frequenzbereich und damit, zur eindeutigen Rekonstruktion der Schwingungsformen aus einer experimentellen Modalanalyse, eine entsprechend hohe benötigte Messpunktdichte [4]. In [3] wird deshalb erstmalig eine experimentelle Modalanalyse einer vollständigen elektrischen Maschine auf einem robotergestützten 3D-Laser-Doppler-Vibrometrie-Prüfstand durchgeführt. Dieser Versuchsaufbau ermöglicht eine räumliche Abtastung der Maschine bis auf das Niveau der FE-Netz-Diskretisierung und damit eine Rekonstruktion der Schwingungsformen im höheren Frequenzbereich (> 5 kHz). In [3] wird weiter auf Herausforderungen bei der Messung insbesondere bei der Anregung der Struktur mit einem Shaker eingegangen und ein Verfahren zur Aufbereitung der Übertragungsfunktionen beschrieben. Mit dem vorgestellten Versuchsaufbau ist der Signal-Rausch-Abstand ohne weitere Aufbereitung nicht ausreichend für eine zuverlässige Dämpfungsschätzung. Es wird weiter gezeigt, dass die Modellierung der Fügestellen eine wesentliche Rolle für die untersuchte Maschine spielt.

In diesem Beitrag wird ein verbesserter Versuchsaufbau vorgestellt, mit dem der Signal-Rausch-Abstand ausreichend ist. Dazu werden zum einen ein 3D-Laser-Doppler-Vibrometer mit der neuen QTec[®]-Technologie und zum anderen zur Anregung ein automatischer Modalhammer genutzt. Um den Energieeintrag mit diesem Hammer im höheren Frequenzbereich zu verbessern, werden die Anregungspunkte durch kleine Stahlplatten lokal versteift. Es wird eine Untersuchung der Struktur bei verschiedenen Kraftanregungsamplituden durchgeführt und es werden die Ergebnisse insbesondere im Hinblick auf das sich ergebende nichtlineare Verhalten analysiert. Weiter werden Ergebnisse der Dämpfungsberechnung mit zwei verschiedenen Curvefitting-Verfahren, der „Partial Rational Fraction Polynomial“-Methode [5] und der „Poly-Least-Square-Complex-Frequency“-Methode [6], vorgestellt. Im Vergleich zu [3] wird eine angepasste Linearisierungsstrategie zur Modellierung des nichtlinearen Fügestellenproblems vorgeschlagen, es werden Modellkorrelationen mit den Messergebnissen durchgeführt und die Ergebnisse diskutiert.

2. Modellierung des strukturdynamischen Verhaltens von elektrischen Maschinen

Die Wahl des Berechnungsverfahrens für strukturdynamische Modellierung hängt von der Größe, Komplexität, d.h. z.B. der Anzahl der Komponenten, und dem zu betrachtenden Frequenzbereich des Systems ab.

In dieser Arbeit wird das Eigenschwingverhalten einer elektrischen Maschine im hörbaren Frequenzbereich untersucht und die Finite-Elemente-Methode (FEM) in ANSYS Mechanical als Berechnungsumgebung verwendet. Es wird ein linearer Modellansatz gewählt für den die Theorie der Modalanalyse nach [7] anwendbar ist.

Lineare Werkstoffmodelle werden für die Einzelkomponenten der Maschine genutzt. Zur Modellierung der Blechpakete und des Wicklungssystems werden analytische Homogenisierungsverfahren, wie z.B. in [8] beschrieben, genutzt.

Alle mechanischen Verbindungen außer der Schraubverbindungen werden mit Verbundkontakten modelliert. Zur Abbildung der Schraubverbindungen wird eine nichtlineare statische mechanische Analyse mit Vorspannkräften und reibungsbehafteten Kontaktbereichen durchgeführt. Im Anschluss wird eine Linearisierung im Arbeitspunkt angewendet.

Die Ergebnisse der Modellkorrelation mit der Messung aus [3] zeigen, dass bei einer Modellierung der Schraubverbindung mit Verbundkontakten die Steifigkeiten überschätzt, für die beschriebene Linearisierung des Kontaktstatus die Steifigkeiten hingegen unterschätzt werden. Es ergeben sich Eigenfrequenzabweichungen von z.T. > 40 %.

Deshalb werden in dieser Arbeit bei der Linearisierung des Kontaktstatus neben den „haftenden“ Kontaktbereichen auch die „gleitenden“ Kontaktbereiche mit aktiver Kontaktsteifigkeit in normaler und tangentialer Richtung der anschließenden Modalanalyse übergeben. Die Wälzlager werden analog zu [3] durch Feder-Dämpfer-Elemente beschrieben.

3. Robotergestützte 3D-Laser-Doppler-Vibrometrie

Die Laser-Doppler-Vibrometrie ist ein optisches Messverfahren zur Bestimmung der Schwingungen von Oberflächen. Dieses Verfahren bietet gegenüber herkömmlichen Beschleunigungssensoren unter anderem die Vorteile der Rückwirkungsfreiheit und keine prinzipbedingten Amplitudenabweichungen aufgrund von Eigenresonanzen der Sensorik.

In Abbildung 1 ist der Aufbau eines Laser-Doppler-Vibrometers dargestellt. Bei diesem

Verfahren wird aus einem reflektierten Laserstrahl die Bewegungsgeschwindigkeit der Oberfläche bestimmt. Die Oberflächengeschwindigkeit des schwingenden Bauteils verändert dabei die optische Frequenz des Lichts. Diese Frequenzänderung ist proportional zur Oberflächengeschwindigkeit und wird durch ein Interferometer gemessen (vgl. Abbildung 1).

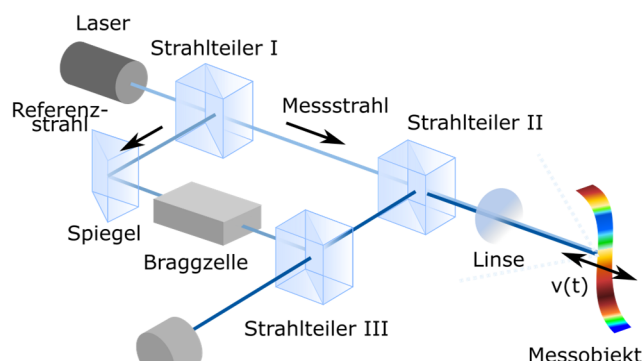


Abbildung 1: Schematischer Aufbau eines Laser-Doppler-Vibrometers [3].

Um die Schwingungen an verschiedenen Punkten einer Struktur zu analysieren, wird der Laserstrahl mit motorisch verstellbaren Spiegeln in horizontaler und vertikaler Richtung bewegt.

Da elektrische Maschinen meist zylinderförmige und somit gekrümmte Oberflächen besitzen, ist eine 1D-Vermessung der Bewegung nicht ausreichend. Um die dreidimensionale Bewegung zu bestimmen, werden drei 1D-Scanning-Laser-Doppler-Vibrometer kombiniert. Das Verfahren eignet sich damit zur Vermessung der Oberflächenschwingungen von elektrischen Maschinen und kann automatisiert durch ein 3D-Scanning-Laser-Doppler-Vibrometer auf einem Industrieroboter durchgeführt werden.

Für die Vibrometer-Messung ist stets ein optischer Zugang zu jedem der Messpunkte notwendig. Außerdem muss der Einfallswinkel der Laserstrahlen nicht zu flach sein, um gute Rückstreuungseigenschaften gewährleisten zu können. Das bedeutet für eine vollflächige Abtastung der Maschine, dass die Messung für verschiedene Positionen des Roboters durchgeführt werden muss.

4. Versuchsdurchführung und Verbesserung des Signal-Rausch Abstands

In Abbildung 2 ist der Versuchsaufbau zur experimentellen Modalanalyse im sogenannten RoboVib-Testzentrum der Firma Polytec dargestellt. Die untersuchte Maschine wird wie in [3] mit Federn orthogonal zur ersten Schwingungsform elastisch aufgehängt. Die Federsteifigkeit wird dabei so gewählt, dass die Eigenfrequenz der Aufhängung ausreichend weit von der ersten zu erwartenden Eigenfrequenz der Maschine entfernt liegt. Dadurch kann der Einfluss der Aufhängung insbesondere auf das Dämpfungsverhalten der Maschine auf ein Minimum reduziert werden.



Abbildung 2: Versuchsaufbau zur experimentellen Modalanalyse im RoboVib-Testzentrum.

Um den Signal-Rausch-Abstand im Vergleich zu den Messungen aus [3] zu verbessern, wird der Industrieroboter mit einem 3D-Laser-Doppler-Vibrometer mit QTec®-Technologie ausgerüstet. Es werden die ursprünglichen 17 Positionen des Roboters aus [3] für die Messung genutzt. Durch die Form der Maschine mit entsprechender

gekrümmter Oberfläche treten selbst bei 17 Roboterposition noch große Einfallswinkel ($\sim 45^\circ$) der Laserstrahlen auf. Bei den eingesetzten Vibrometern mit QTec®-Technologie sind mehrere optische Detektoren verbaut, sodass die Intensitätsschwankungen des rückgestreuten Lichts bei technischen Oberflächen, durch den sogenannten Speckle-Effekt, verringert werden können. Dadurch können die Rückstreuungseigenschaften bei großen Einfallswinkeln verbessert und somit der Signal-Rausch-Abstand damit insgesamt deutlich vergrößert werden.

Zur Anregung in der experimentellen Modalanalyse wird anstelle eines Shakers [3] der automatische Modalhammer SAM3 der Firma NV-Tech verwendet. Damit sollen die strukturdynamischen Wechselwirkungen aufgrund von Resonanzen des Systems aus Shaker und Maschine vermieden werden [3]. Als Anregungspunkte werden die mit dem erweiterten Optimal-Driving-Point-Kriterium [4] identifizierten zwei Punkte in radialer und axialer Richtung der Maschine aus [3] weiterverwendet.

Bei der Verwendung eines Modalhammers ist für einen wiederholbaren Energieeintrag im höheren Frequenzbereich wichtig, die Kontaktzeit des Hammers gering zu halten und plastische Verformungen des Körpers zu vermeiden [4]. Da das Gehäuse der untersuchten Maschine aus einer Aluminiumlegierung besteht, treten beim Aufprall des Hammers plastische Verformungen auf.

Um diese zu minimieren, werden an den Anregungspunkten zwei dünne Stahlplättchen mit dem aushärtenden Klebstoff HBM X60 befestigt. In Abbildung 3 ist das Kraftspektrum des Hammers bei Anregung mit und ohne Verstärkung des Anregungspunkts dargestellt. Als Anregungspunkt dient dabei der Punkt in radialer Richtung der Maschine (vgl. Abbildung 2). Durch die Verstärkung kann zum einen der Maximalwert der Kraft gesteigert werden, zum anderen der spektrale Kraftanteil > 5 kHz deutlich erhöht werden. Der spektrale Kraftabfall um eine Dekade kann damit von ca. 7,5 kHz auf ca. 10 kHz verschoben werden.

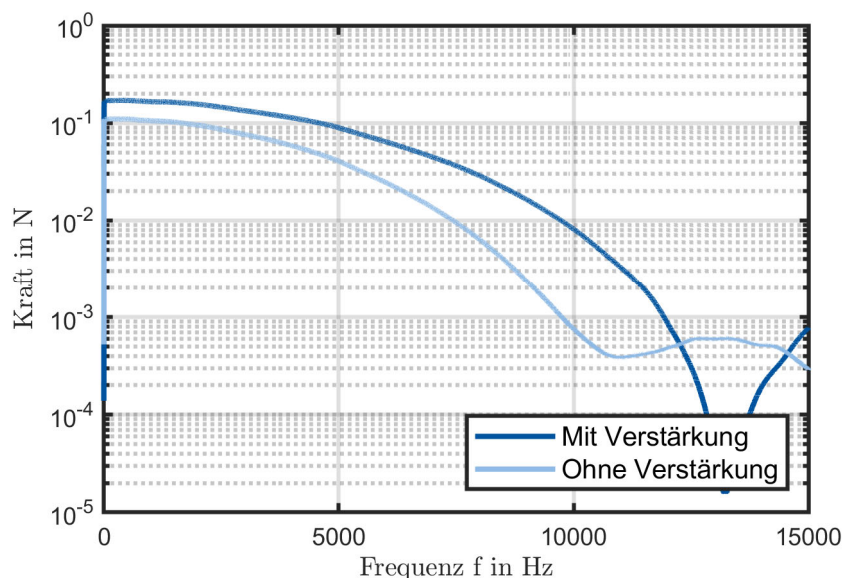


Abbildung 3: Vergleich des Kraftspektrums bei Verstärkung des Anregungspunkts durch eine kleine Stahlplatte.

Aufgrund der weich abgestimmten Aufhängung der Maschine mit Federn, tritt eine schwach gedämpfte niederfrequente Schwingung der Maschine nach dem Aufprall des

Hammers auf. Zur Reduktion von Leakage-Effekten bei der Berechnung der Transferfunktionen werden eine Fensterung der Kraft- und Antwortsignale und ein Hochpassfilter eingesetzt.

In Abbildung 4 ist der Vergleich einer Übertragungsfunktion für einen ausgewählten Messpunkt zwischen ursprünglichem Messaufbau [3] und dem zuvor beschriebenen angepassten Aufbau dargestellt. Der Signal-Rausch-Abstand kann deutlich vergrößert werden. Weiter ist eine Auswertung für Frequenzen oberhalb von 8 kHz möglich. Zur Definition der Messpunkte dient das in [3] beschriebene Oberflächennetz des ursprünglichen FE-Modells der Maschine mit ungefähr 9000 Knoten. Die Messung wird für zwei Anregungspositionen des Hammers in radialer und axialer Richtung der Maschine wiederholt. Dabei können bei axialer Anregung Übertragungsfunktionen an 5000 Punkten und bei radialer Anregung Übertragungsfunktionen an 5200 Punkten optimal ermittelt werden. Die Übertragungsfunktionen werden jeweils über vier Schläge gemittelt.

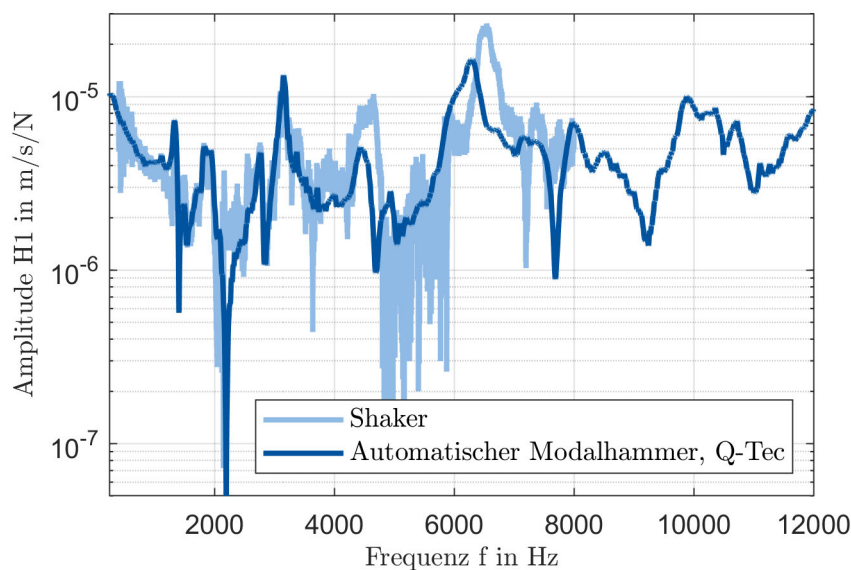


Abbildung 4: Vergleich einer Übertragungsfunktion zwischen dem ursprünglichen Versuchsaufbau aus [3] und dem angepassten Versuchsaufbau.

5. Untersuchung verschiedener Anregungskraftamplituden

Infolge des komplizierten Aufbaus der untersuchten elektrischen Maschine mit sehr vielen Fügstellen, Schraubverbindungen, Harz- und Kunststoff-Verbindungen ist die Erwartungshaltung, dass strukturdynamisches nichtlineares Verhalten auftreten wird. Dieses kann nach der Theorie der linearen Modalanalyse nicht abgebildet werden.

Um den Einfluss des nichtlinearen Verhaltens der realen Maschine zu analysieren, werden für einen Messpunkt Übertragungsfunktionen mit verschiedenen Kraftamplituden des Hammers gemessen. Ein Vergleich der resultierenden Übertragungsfunktionen für vier verschiedene Kraftamplituden ist in Abbildung 5 als Übersicht und in Abbildung 6 für einen ausgewählten Frequenzbereich im Detail dargestellt.

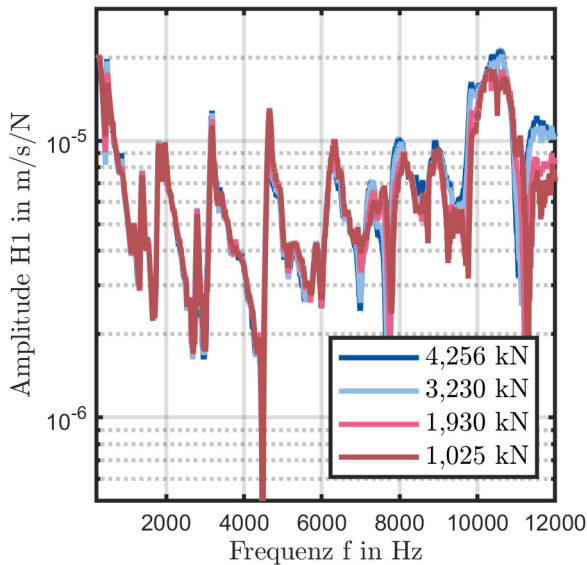


Abbildung 5: Vergleich des Übertragungsverhaltens für verschiedene Kraftamplituden.

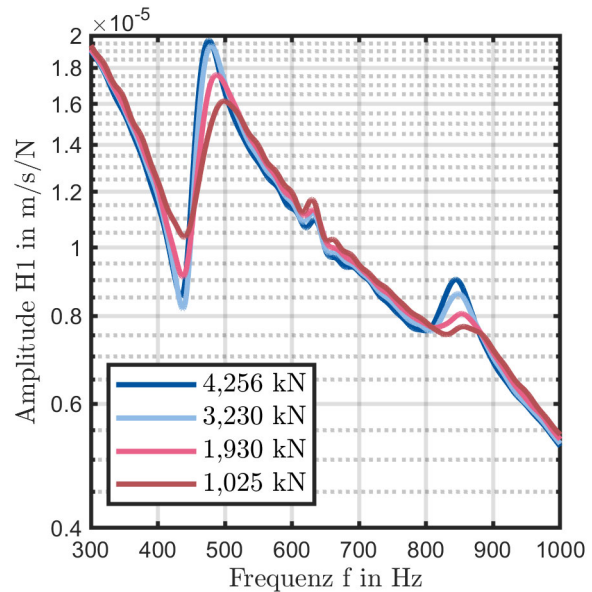


Abbildung 6: Vergleich des Übertragungsverhaltens für einen ausgewählten Frequenzbereich.

Bei Variation der Kraftamplitude verändern sich sowohl die Lage der Eigenfrequenzen als auch die wirksame Dämpfung. In der Detailansicht in Abbildung 6 kann beispielsweise beobachtet werden, dass für die Eigenfrequenzen im Bereich von 500 Hz und 850 Hz bei steigender Kraftamplitude die wirksame Steifigkeit und Dämpfung der Struktur abnimmt. Eine andere Beobachtung kann für die Eigenfrequenz bei ca. 620 Hz gemacht werden. Dort nimmt die wirksame Steifigkeit bei steigender Kraftamplitude ab, die Dämpfung nimmt jedoch zu. Eine mögliche Ursache für dieses nichtlineare Verhalten wird im Folgenden diskutiert.

Bei den zugehörigen Schwingungsformen für die beschriebenen Eigenfrequenzen handelt es sich um die ersten Biegeschwingungsformen des Rotors der Maschine. Der Rotor der Maschine ist mit Permanentmagneten bestückt und in einer Fest-Loslagerung mit Rillenkugellagern konstruiert. Aufgrund von Fertigungsabweichungen kann u.a. eine Exzentrizität des Rotors gegenüber dem Stator auftreten, was zu einer Vorspannung der Lagerung aufgrund der magnetischen Kräfte führt. Die Steifigkeit der Wälzlager ist wiederum abhängig von Kraft und der Vorspannung innerhalb der Lagerung. Wegen vorhandenem Lagerspiel und einer nichtlinearen Hertzchen Pressung der Wälzkörper ergibt sich ein nichtlinearer Zusammenhang zwischen Kraft und Verformung der Lagerung und damit ein nichtlineares Steifigkeitskennfeld. Zusammen mit der magnetischen Kraftwechselwirkung folgt damit ein nichtlineares Systemverhalten. Um die Theorie der linearen Modalanalyse trotz des beobachteten nichtlinearen Verhaltens anwenden zu können, wird eine Linearisierung innerhalb der Messung für eine konstante Kraftamplitude durchgeführt. Damit dies möglich wird, ist es im Versuch besonders wichtig, die Randbedingungen und die anregende Kraft konstant zu halten. Durch den hier vorgeschlagenen Versuchsaufbau kann eine wiederholgenaue konstante Kraftamplitude mit dem automatisierten Modalhammer bei gleichzeitiger minimaler Beeinflussung der Struktur durch die Aufhängung gewährleistet werden.

6. Ergebnisse der Dämpfungsschätzung und Modellkorrelation

Als Ergebnis der experimentellen Modalanalyse erhält man Übertragungsfunktionsmatrizen für die entsprechenden Mess- und Anregungspunktkombinationen. Für eine Korrelation mit Berechnungsergebnissen des strukturdynamischen Modells der elektrischen Maschine werden im ersten Schritt die modalen Parameter mit zwei verschiedenen Curvefitting-Verfahren approximiert.

Es wird dazu zunächst ein Verfahren, welches auf der „Rotational Fraction Polynomial (RFP)“-Methode [5] basiert, innerhalb der Analysesoftware ME'scope der Firma Vibrant angewendet. Dabei handelt es sich um ein direktes Verfahren, welches die modalen Parameter auf Basis einer quadratischen Fehlerminimierung über alle Übertragungsfunktionen bestimmt [5]. Ein Vorteil der Methode ist, dass eine Anwendung auf die gesamte Anzahl aller gemessenen Übertragungsfunktionen jeweils frequenzintervallweise möglich ist. Ein Nachteil ist, dass die Modellordnung durch eine sogenannte Modeindikator-Funktion im ersten Schritt bestimmt werden muss.

Als weiteres Verfahren wird die „Poly-Least-Square-Complex-Frequency“-Methode [6] innerhalb der Analysesoftware Artemis Suite der Firma HEAD acoustics GmbH angewendet. Es werden ebenfalls die modalen Parameter auf Basis einer quadratischen Fehlerminimierung über alle Übertragungsfunktionen bestimmt, jedoch wird dies iterativ durch schrittweise Erhöhung der Modellordnung durchgeführt. Ob eine Polstelle als stabil bewertet wird, wird an vorher definierten Stabilitätskriterien, der maximalen Eigenfrequenz- und Dämpfungsabweichungen, entschieden. Ein Vorteil der Methode ist also, dass die Modellordnung zuvor nicht bestimmt werden muss. Ein Nachteil ist, dass das Verfahren innerhalb der Software in der Version 14.1 nur auf eine begrenzte Anzahl an Übertragungsfunktionen stabil anwendbar ist. Um dieses Verfahren dennoch auf die Messdaten anwenden zu können, werden ca. 140 Messpunkte auf Basis der in [4] entwickelten modellgestützten Verfahren zur optimalen Messpunktverteilung ausgewählt.

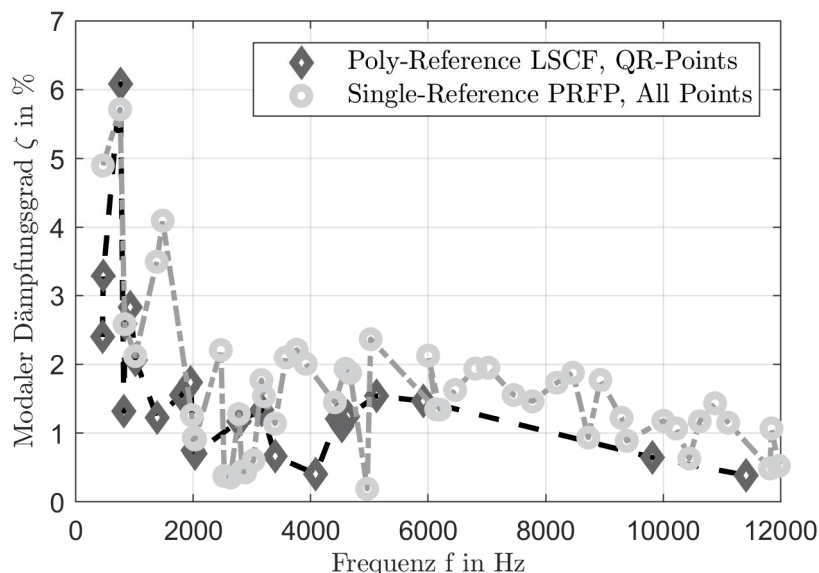


Abbildung 7: Ergebnis der Eigenfrequenz- und Dämpfungsschätzung für zwei Curvefitting-Algorithmen.

In Abbildung 7 ist als Ergebnis der beiden Methoden der modale Dämpfungsgrad über der Eigenfrequenz dargestellt. Zum besseren visuellen Vergleich sind gestrichelte Linien zwischen Eigenfrequenzen eingezeichnet, obwohl ein modaler Dämpfungsgrad nur an einer Eigenfrequenz definiert ist. Bei der Berechnung mit der Poly-LSCF-Methode werden die Übertragungsfunktionen der 140 Messpunkte in den drei Raumrichtungen für beide Anregungspunkte genutzt. Bei der RFP-Methode werden alle 5200 Messpunkte in den drei Raumrichtungen nur für den Anregungspunkt in radialer Richtung genutzt. Insgesamt können mit der RFP Methode 50 Eigenfrequenzen, mit der Poly-LSCF-Methode 23 Eigenfrequenzen approximiert werden.

Die approximierten Dämpfungsparameter liegen größtenteils auf einem ähnlichen Niveau, wobei es z.B. im höheren Frequenzbereich (> 5 kHz) deutlichere Abweichungen gibt.

Im nächsten Schritt der Modellkorrelation werden die bestimmten Eigenvektoren mit denen des FE-Modells über das Modal-Assurance-Kriterium [9] verglichen. In Abbildung 8 sind die berechnete MAC-Matrix für das Ergebnis des Multi-Reference-Curvefitting mit der Poly-LSCF-Methode und in Abbildung 9 die MAC-Matrix für das Ergebnis des Single-Reference-Curvefitting mit der RFP-Methode dargestellt. MAC-Werte nahe eins deuten eine Korrelation der Eigenformen in Modell und Messung an. Betrachtet man die beiden Ergebnisse, können manche Schwingungsformen der Messung mit dem Modell korreliert werden.

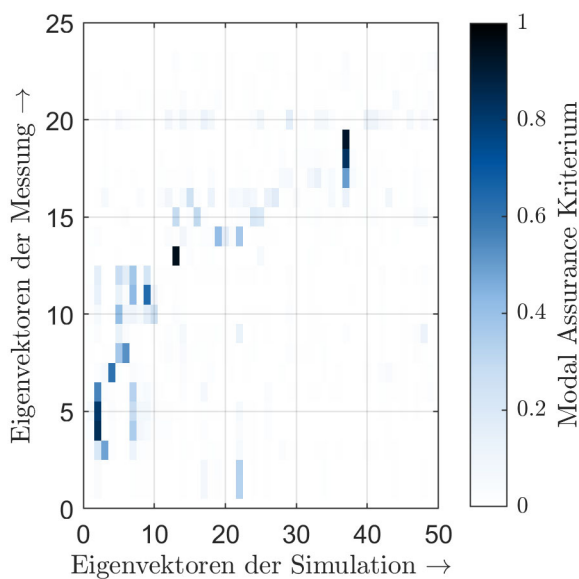


Abbildung 8: MAC-Matrix für das Ergebnis des Multi-Reference-Curvefitting mit der Poly-LSCF-Methode.

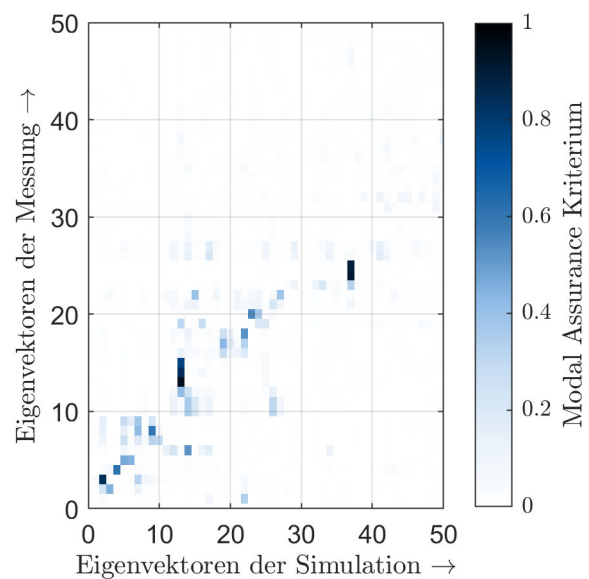


Abbildung 9: MAC-Matrix für das Ergebnis des Single-Reference-Curvefitting mit der RFP-Methode.

In Abbildung 8 fällt auf, dass z.B. der Eigenvektor mit der Nummer zwei im Modell eine Korrelation mit den Eigenvektoren vier, fünf und sechs der Messung mit jeweils verschiedener Eigenfrequenz andeutet. Bei den zugehörigen Eigenvektoren handelt es sich um eine der zuvor beschriebenen Biegeschwingungsformen des Rotors bei einer Frequenz im Bereich von 850 Hz (vgl. Abbildung 6). Vergleicht man hingegen die Korrelation für das Ergebnis des Single-Reference-Curvefitting in Abbildung 9, dann wird für denselben Eigenvektor im Modell nur ein passender Eigenvektor in der Messung mit hohem MAC-Wert gefunden.

Das zuvor beschriebene Verhalten deutet auf einen weiteren Effekt aufgrund von nicht-linearem Verhalten hin. Es werden bei Anregung an unterschiedlichen Orten bei der modalen Parameterapproximation gleiche Schwingungsformen bei deutlich unterschiedlichen Frequenzen gefunden. Dies deutet an, dass sich das Steifigkeits- und Dämpfungsverhalten bei Veränderung der Position der anregenden Kraft verändert. Um dennoch einen Eigenfrequenzvergleich auf Basis der MAC-Korrelation mit dem linearisierten Modell durchzuführen, wird als Strategie zur Linearisierung der Messergebnisse deshalb nur das Ergebnis des Single-Reference-Curvefitting aus Abbildung 9 verwendet.

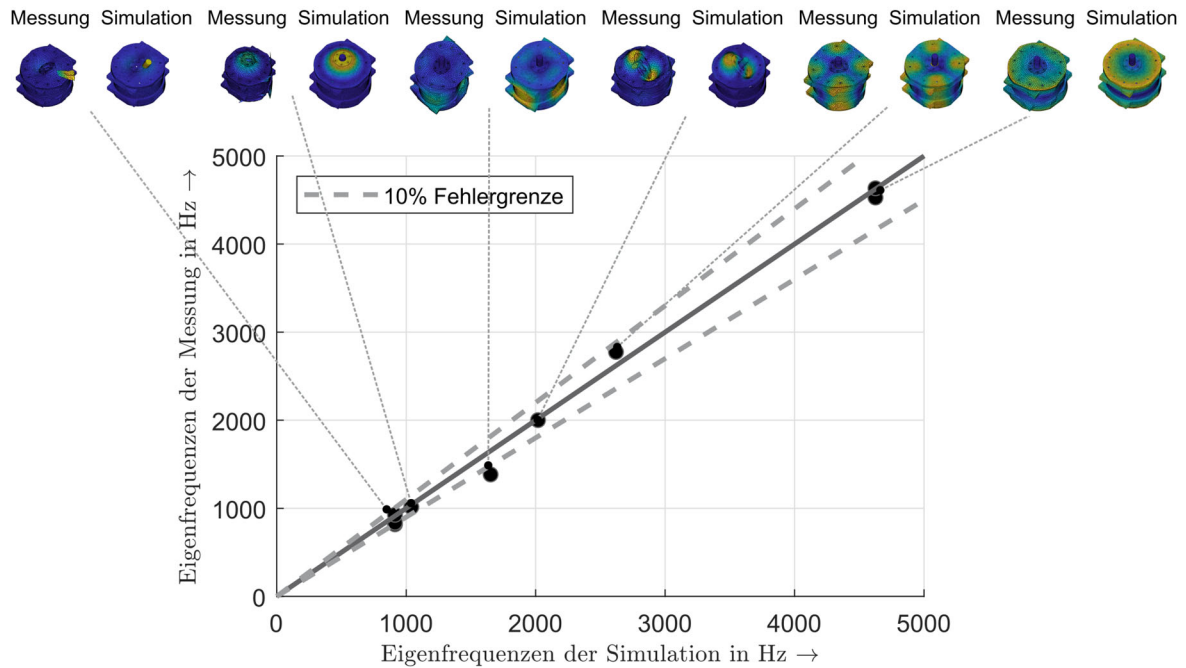


Abbildung 10: Korrelation der Eigenfrequenzen und Eigenvektoren der RFP-Methode in Messung und Modell für MAC-Werte größer 0,6.

In Abbildung 10 ist der Eigenfrequenzvergleich zwischen Messung und Modell für MAC-Werte größer 0,6 dargestellt. Zusätzlich sind die korrelierten Eigenvektoren aus Messung und Berechnung dargestellt. Die Abweichung zwischen der Messung und dem hier vorgeschlagenen Modell liegen unterhalb 10 %. Die Abweichung liegt damit deutlich unterhalb der Abweichung mit den Modellen und Messergebnissen aus [3]. Das bedeutet, dass die hier vorgeschlagene Linearisierung der Kontaktsteifigkeiten das Verhalten der Schraubverbindungen in der Messung besser annähern. Weiter führt der angepasste Versuchsaufbau mit größerem Signal-Rausch-Abstand und die beschriebene Strategie zur Linearisierung der Messergebnisse zu einer Verbesserung der Korrelation.

7. Zusammenfassung

In dieser Arbeit wird ein verbesserter Versuchsaufbau zur experimentellen Modalanalyse einer elektrischen Maschine mit einem robotergestützten 3D-Laser-Doppler-Vibrometer vorgestellt.

Zur Verbesserung des Signal-Rausch-Abstands in der Messung werden dazu Laser-Doppler-Vibrometer mit der QTec[®]-Technologie eingesetzt. Um die Wechselwirkung der Maschine mit einem Shaker zu vermeiden, wird ein automatischer Modalhammer zur Anregung der Struktur eingesetzt. Um den Energieeintrag des Hammers im höheren Frequenzbereich zu verbessern, werden die Anregungspunkte durch dünne Stahlplättchen lokal versteift.

Im Vergleich zu den Ergebnissen aus [3] kann der Signal-Rausch-Abstand verbessert und der auswertbare Frequenzbereich noch weiter gesteigert werden. Eine Untersuchung des Übertragungsverhaltens der elektrischen Maschine bei Variation der Anregungskraft zeigt deutliches nichtlineares Verhalten der Struktur auf. Es werden erste Erklärungsansätze für dieses Verhalten für beispielhafte Schwingungsformen gegeben. Es werden beispielsweise für die ersten Rotorbiegeformen das nichtlineare Steifigkeitsverhalten der Wälzlager und die elektromagnetische Kraftwechselwirkung der permanent Magneten im Rotor mit dem Stator als mögliche Ursachen identifiziert.

Es werden Strategien beschrieben, wie eine Linearisierung der Messergebnisse durchgeführt wird, um die Ergebnisse trotzdem mit einer numerischen Modalanalyse korrelieren zu können.

Zur modalen Parameterbestimmung werden zwei verschiedene Curvefitting-Verfahren die Poly-LSCF und die RFP-Methode angewendet. Bei der Poly-LSCF-Methode handelt es sich um ein Multi-Referenz-Verfahren bei dem die Übertragungsfunktionen mehrerer Anregungspunkte genutzt werden. Bei der RFP-Methode werden hingegen nur die Übertragungsfunktionen eines Anregungspunktes zur Approximation verwendet.

Es werden anschließend Modelkorrelationen mit dem Modal Assurance Kriterium durchgeführt. Aufgrund des zum Teil nichtlinearen Verhaltens der untersuchten Maschine werden als Strategie der Linearisierung nur die Ergebnisse des Single-Referenz-Curvefitting zur Eigenfrequenzkorrelation verwendet. Wie in [3] beschrieben wird, spielt die Modellierung der Schraubverbindungen der Maschine eine entscheidende Rolle für die Lage der Eigenfrequenzen. Es wird deshalb ein weiterer Ansatz zur Linearisierung des Kontaktstatus vorgestellt. Mit dieser Modellierung ergeben sich schließlich Eigenfrequenzabweichungen zwischen Messung und Modell von unter 10 %.

Literatur

- [1] Humbert L, Pellerey P, Cristaudo S: „Electromagnetic and Structural Coupled Simulation to Investigate NVH Behavior of an Electrical Automotive Powertrain“, *SAE International Journal of Alternative Powertrains*, vol. 2, pp. 395–404, 2012.
- [2] Jaeger M, Drichel P, Schröder M, Berroth J, Jacobs G, Hameyer K: „Die Kopplung elektrotechnischer und strukturdynamischer Domänen zu einem NVH-Systemmodell eines elektrischen Antriebsstrangs“, *e&i Elektrotechnik und Informationstechnik*, Bd. 137, Nr. 4, S. 258–265, 2020.
- [3] Franck M, Berft D, Hameyer K: „Robotergestützte 3D-Laser-Doppler-Vibrometrie zur experimentellen Modalanalyse von elektrischen Maschinen“, *e&i Elektrotechnik und Informationstechnik*, Bd. 140, S. 1–9, 2023.
- [4] Franck M, Mönninghoff M, Butterweck D, Hameyer K: „Methodik zur Bestimmung von optimalen Messpunkten bei der strukturdynamischen Vermessung elektrischer Maschinen“, *e&i Elektrotechnik und Informationstechnik*, Bd. 138, S. 431–437, 2021.
- [5] Richardson M, Formenti D: „Parameter Estimation From Frequency Response Measurements Using Rotational Fraction Polynomials“, *IMAC International Modal Analysis Convergence I*, vol. 1, 1982.
- [6] Guillaume P, Verboven P, Vanlanduit, S, Van Der Auweraer H, Peeters B: „A Poly-Reference Implementation of the Least-Squares Complex Frequency-Domain Estimator“, *IMAC International Modal Analysis Convergence XXI*, vol. 21, pp. 183-192, 2003.
- [7] Ewins D: *Modal Testing: Theory, Practice and Application*, 2nd Edition, England: Research Studies Press, 2000.
- [8] Franck M, Jaeger M, Groschup B, Hameyer K: „Strukturdynamische Werkstoffdämpfung von Blechpaketen elektrischer Maschinen“, *e&i Elektrotechnik und Informationstechnik*, Bd. 139, S. 167–175, 2022.
- [9] Allemang, R: „The Modal Assurance Criterion – Twenty Years of Use and Abuse“, *Sound and Vibration*, vol. 37, no. 8, pp. 14–23, 2003.

Untersuchung der mechanischen und akustischen Emissionen eines elektrischen Gleitboots

Christian Daniel, Fabian Duvigneau, Andreas Zörnig, Elmar Woschke

<http://dx.doi.org/10.25673/103519>

Abstract

The paper shows the occurring vibrations of an electric drive in a boat. The drive motor was developed within the framework of research project at the OVGU and belongs to the family of motors with air gap winding [1]. First of all, the electric drive is considered separately from the boat on a motor test bench. Here, mechanical vibrations and acoustic emissions are measured. Various optimizations to the motor design were also investigated on this test rig, which then led to lower sound radiation in defined frequency ranges. Suitable variants were selected in advance using numerical simulation models [4]. Finally, the electric drive with propeller shaft in the boat is investigated. It is shown how the dominant vibration frequencies change and which vibration components are particularly transmitted or damped by the hull.

The coupling between electromagnetic and mechanical systems, limited to the drive train, is mapped and investigated by means of a holistic simulation [2,3]. However, since this method cannot be applied efficiently for the entire boat, this contribution is limited to the analysis of the measurement results, which were generated in the course of elaborate measurement campaigns.

Kurzfassung

Der Beitrag zeigt die auftretenden Schwingungen eines elektrischen Antriebs in einem Gleitboot. Der Antriebsmotor wurde im Rahmen von Forschungsprojekten an der OVGU entwickelt und gehört zu der Familie der Motoren mit Luftspaltwicklung [1]. Zunächst wird der elektrische Antrieb losgelöst vom Boot auf einem Motorprüfstand betrachtet. Hier werden mechanische Schwingungen und akustische Emissionen gemessen. An diesem Prüfstand wurden auch verschiedene Optimierungen am Motordesign untersucht, welche dann zu einer geringeren Schallabstrahlung in definierten Frequenzbereichen führten. Die Auswahl geeigneter Varianten erfolgte im Vorfeld mittels numerischer Simulationsmodelle [4]. Abschließend wird der elektrische Antrieb mit Schiffswelle im Boot untersucht. Dabei wird gezeigt, wie sich die dominanten Schwingfrequenzen ändern und welche Schwingungsanteile durch den Rumpf besonders weitergeleitet oder gedämpft werden.

Die Kopplung zwischen elektromagnetischem und mechanischem Systemen wird, beschränkt auf den Antriebsstrang, mittels einer ganzheitlichen Simulation abgebildet und untersucht [2,3]. Da diese Methode aber für das gesamte Boot nicht effizient anwendbar ist, beschränkt sich dieser Beitrag auf die Analyse der Messergebnisse, welche im Rahmen aufwändiger Messkampagnen generiert wurden.

1. Elektrischer Direktantrieb für Boote

Der betrachtete Motor ist ein permanenterregter Synchronmotor mit Luftspaltwicklung und außenliegendem Rotor. Der Stator liegt innen und ist am hinteren Deckel nach außen geführt. Dieser Teil dient der Befestigung und der Führung der elektrischen Phasenkabel und des Kühlwassers – Bild-1.

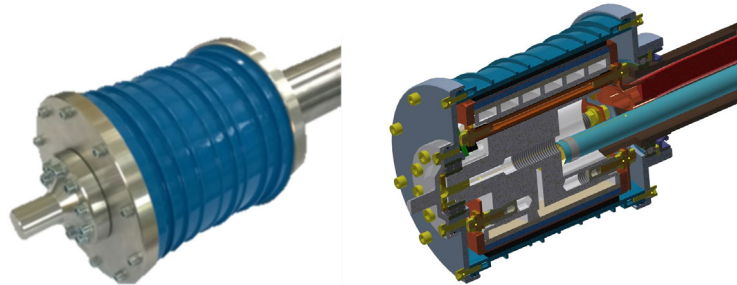


Bild 1: Bootsmotor

Durch die verwendete Bauform eines Außenläufers, kann bezogen auf den Gesamtdurchmesser ein hohes Drehmoment erzeugt werden. So kann auf ein Getriebe verzichtet und die Propellerwelle direkt angetrieben werden, was Kosten reduziert und die Schwingungsanregung infolge der Verzahnung vermeidet. Außerdem entfallen die Verluste im Getriebe, sodass der Gesamtwirkungsgrad günstiger ausfällt.

1.1 Schwingungsmessungen auf dem Lastprüfstand

Zur isolierten Betrachtung der Schwingungsanregung durch den Motor selbst werden die ersten Untersuchungen am Antriebsprüfstand (Bild-2) durchgeführt, wobei der Bootsmotor gegen eine Lastmaschine arbeitet. Drehzahl und Drehmoment können so frei eingestellt werden. Neben den typischen Messgrößen eines Motorprüfstandes, wie Phasenströme, Spannung, Drehzahl und Drehmoment werden auch mechanische Kenngrößen erfasst. So werden direkt am Stator die Beschleunigung, am Rotor die Auslenkung und der Schalldruck gemessen.

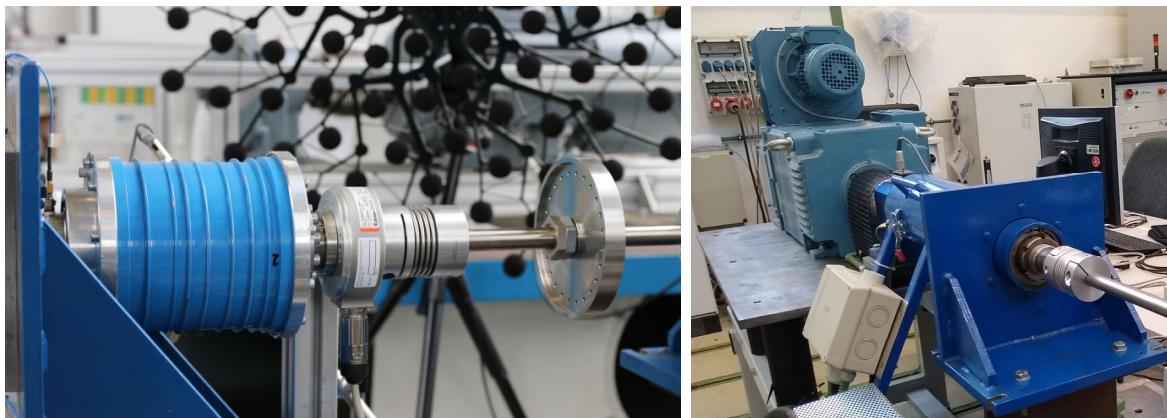


Bild 2: Bootsmotor auf Lastprüfstand (links: Bootsmotor, rechts: Lastmaschine)

Diese Daten werden auf einer Zeitbasis mit einem AD-Wandler aufgenommen, was es erlaubt, die Wechselwirkungen zwischen elektrischen und mechanischen Größen detailliert zu untersuchen sowie zur Validierung der Simulationsmodelle [2-3] zu verwenden. Zusätzlich wird am Prüfstand eine akustische Kamera, bestehend aus einem Mikrophon-Array (Bild-2 links im Hintergrund), verwendet. Dieses Gerät wird später ebenfalls für die Analyse des Bootes als Gesamtsystem verwendet.

1.2 Phasenstrom und mechanische Schwingungen

Die Ursache von hochfrequenten Schwingungen an einer elektrischen Maschine ist die elektrische Kommutierung, also das wechselseitige Ein- und Ausschalten der Phasenströme in den Wicklungen. Beim Bootsmotor mit Luftspaltwicklung wird ein PWM Controller (HST350 von Fa. HERSI) eingesetzt der eine Schaltfrequenz von 20kHz verwendet. In Bild-3 ist der zeitliche Verlauf der Phasenströme für verschiedene Drehzahlen ersichtlich. Die Regelung des Controllers ist strombasiert, sodass mittels pulsweiten Modulation (PWM) mit einer Grundfrequenz von 20kHz ein mittlerer Strom eingestellt werden kann. Über die Pulsweite kann so der Mittelwert während eines Schaltzyklus beeinflusst werden. Die Folge der PWM Regelung ist eine hochfrequente Welligkeit im Strom, während eine Phase aktiviert ist – vgl. Bild-3.

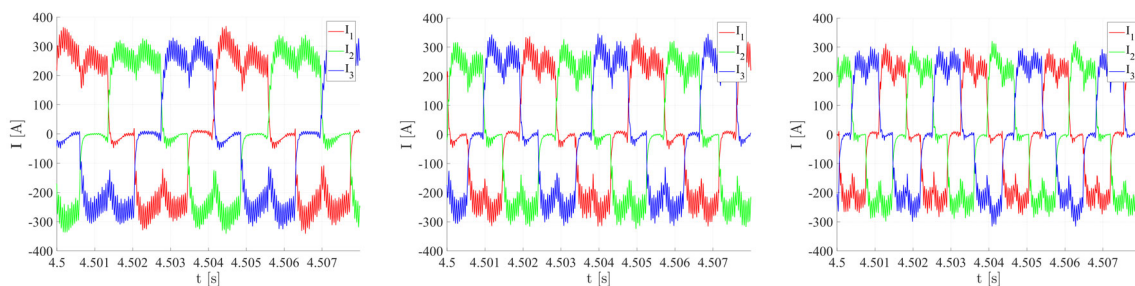


Bild 3: Phasenströme bei verschiedenen Drehzahlen (links:1000/ Mitte:1500/ rechts:2000 rpm)

Die PWM Frequenz in den Phasenströmen lässt sich sehr deutlich im Spektrogramm der Ströme darstellen – vgl. Bild-4. Die Schaltfrequenz ist nahezu unabhängig von der Drehzahl präsent. Bei 2000 rpm ist eine Splittung der Schaltfrequenz erkennbar. Vielfache der Drehzahl und der Polpaarzahl sind im Bereich von 0-10kHz deutlich sichtbar.

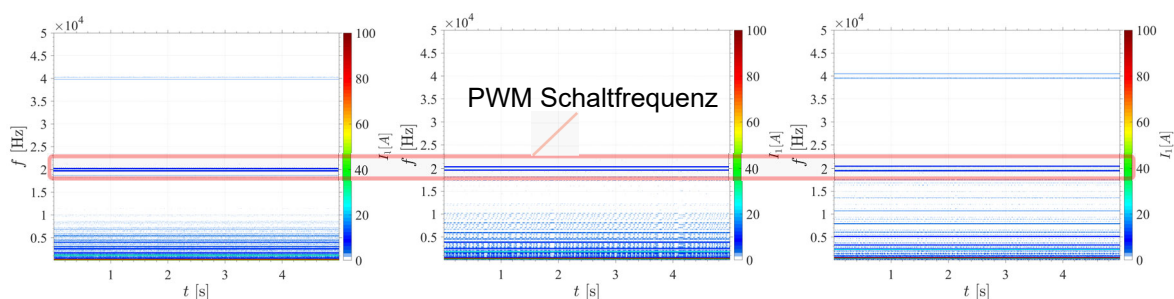


Bild 4: Phasenströme-Spektrogramm bei verschiedenen Drehzahlen (links:1000/ Mitte:1500/ rechts:2000 rpm)

Die Phasenströme erzeugen ein elektromagnetisches Feld, welches Permanentmagnete im Rotor anziehen und abstoßen soll. Diese Einleitung von Kräften regt die mechanische Struktur des Rotors und dann durch die Lager auch den Stator zu Schwingungen an. In Bild-5 sind die Beschleunigungen am Stator im Spektrogramm ausgewertet. Die Schaltfrequenz von 20kHz ist auch hier sehr dominant, wobei die Doppelte bei 40kHz ebenfalls präsent ist.

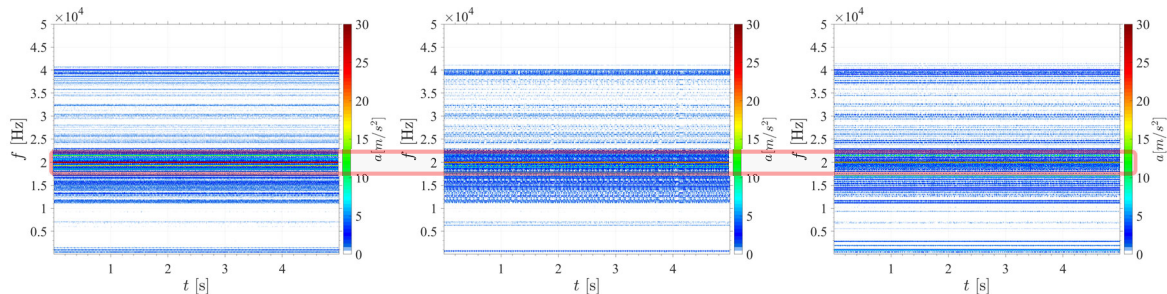


Bild 5: Beschleunigung am Stator bei verschiedenen Drehzahlen (links:1000/ Mitte:1500/ rechts:2000 rpm)

1.3 Schallemission am Prüfstand

Für die auditive Wahrnehmung des Bootsmotors ist der emittierte Schall relevant. Daher wird am Prüfstand in unmittelbarer Nähe des Motors der Schalldruck erfasst - Bild-2 links - Mikrofonarray im Hintergrund. Bild-6 zeigt den spektralen Inhalt des Schalldrucks, wobei die Schaltfrequenz von 20kHz auch hier grundsätzlich enthalten ist, die dominanten Frequenzen aber bei 9,2kHz und 17kHz liegen. Im niederfrequenten Bereich kleiner 1kHz sind Vielfache von Drehzahl und Polpaaren ersichtlich.

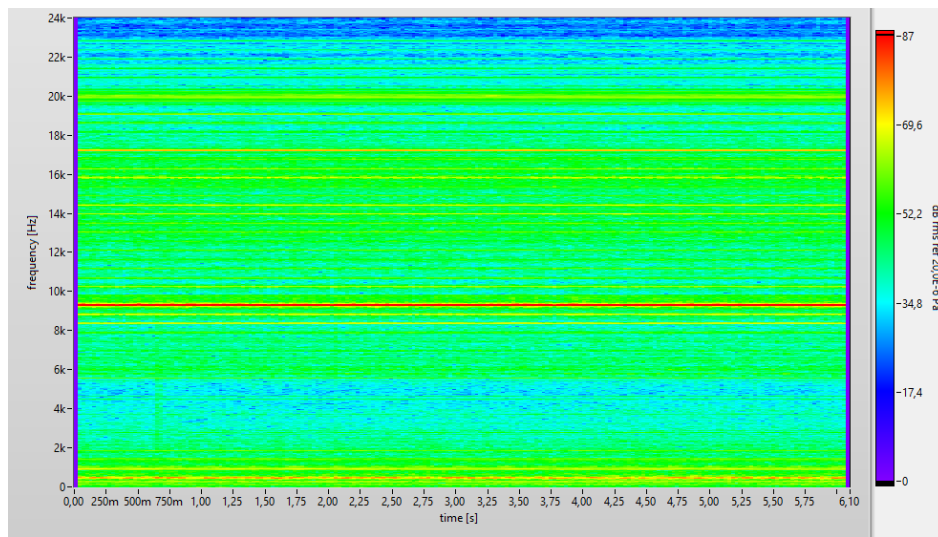


Bild 6: Schalldruck bei 2000 rpm am Prüfstand

Dieses Ergebnis überrascht, da am Stator ein anderes Schwingungssignal vorliegt. Da der Rotor den größten Teil der schallabstrahlenden Fläche ausmacht, handelt es sich hier um angeregte Struktureigenfrequenzen.

2. Elektrisches Gleitboot

Der Bootsmotor wurde speziell für den Antrieb eines elektrischen Gleitboots entwickelt, welches im Rahmen eines ZIM-Projekts von regionalen Firmen und Forschungsstellen konzipiert und entwickelt wurde. Als elektrisches Gleitboot mit zwei getrennt steuerbaren Antriebsmotoren soll der E-Gleiter eine wendige Alternative für den Bootsverkehr auf Gewässern sein, auf denen ein Verbrennungsmotor aus umweltschutzgründen nicht erlaubt ist.

2.1 Einbausituation des Motors im Boot

Der Rumpf des E-Gleiters ist eine Kombination aus V-Rumpf und Trimaran. In den Aussparungen zwischen den V-Kielen ist ein Tunnel ausgeformt, um jeweils ein Luftpolster unter dem Rumpf aufzubauen. In den äußeren Kielen ist der Antrieb vorgesehen, der Bauraum in der Mitte wird für die Traktionsbatterie und für das Steuerpult benötigt. Bild 7 links zeigt den virtuellen Prototypen, noch mit einer Traktionsbatterie unter dem Steuerpult und rechts der abgeschlossene Prototyp des Gleitboots mit den Batteriemodulen vorne zentral im Rumpf untergebracht. Im finalen Prototyp wurde bei der Batterie auf ein modulares System von AENTRON zurückgegriffen, da hier mehrere 48V Module beliebig kombiniert werden können, was gerade in der Erprobungsphase von Vorteil ist, da Masse und Kapazität verändert werden können. Der Bauraum fiel dadurch etwas größer aus, weil die Module noch untereinander verbunden werden müssen.



Bild 7: E-Gleiter mit zwei Antriebsmotoren

In Bild-8 ist der linke Kiel mit dem linken Antriebsmotor zu sehen. Der Stator wird über eine Klemmverbindung direkt mit dem Rumpf verbunden. Diese sehr steife Anbindung sorgt für eine direkte Anregung des Rumpfs. Der Fokus lag hier auf einer platzsparenden und einfachen Anbindung des Motors an den Rumpf und nicht auf schwingungsisolierenden oder vibroakustischen Gesichtspunkten.

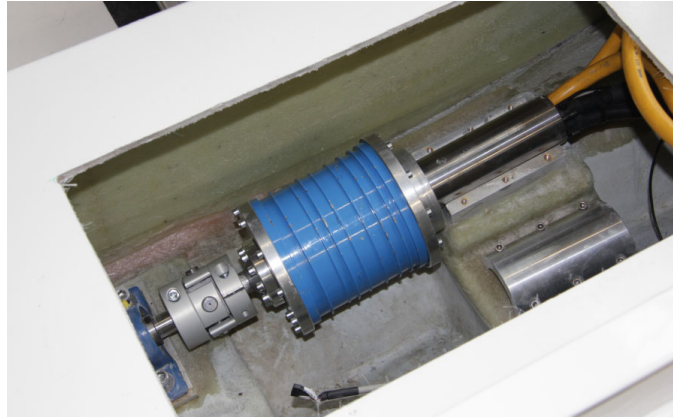


Bild 8: Anbindung des Motor im E-Gleiter

2.2 Vibroakustisches Verhalten im Boot

Die Bestimmung der Schallabstrahlung am Gesamtsystem erfolgt im Trockenen, d.h. das Boot befindet sich auf einem Ständer und hat keinen Kontakt zum Wasser. Die Beeinflussung der Rumpfschwingungen durch den Kontakt mit dem Wasser ist nicht unerheblich, gleichzeitig ist eine Messung im Wasser sehr aufwändig und nur schwer deterministisch durchführbar. Der Messaufbau ist in Bild-9 dargestellt.



Bild 9: Messung mit akustischer Kamera am E-Gleiter im „Trockendock“

Die Messung von hinten zeigt zahlreiche Frequenzen zwischen 0 und 20kHz. Dominant sind die niederfrequenten Schwingungen bis 1kHz, welche auf die Motordrehzahl und deren Vielfache (1x, 2x, 3x) zurückzuführen sind – vgl. Bild-10.

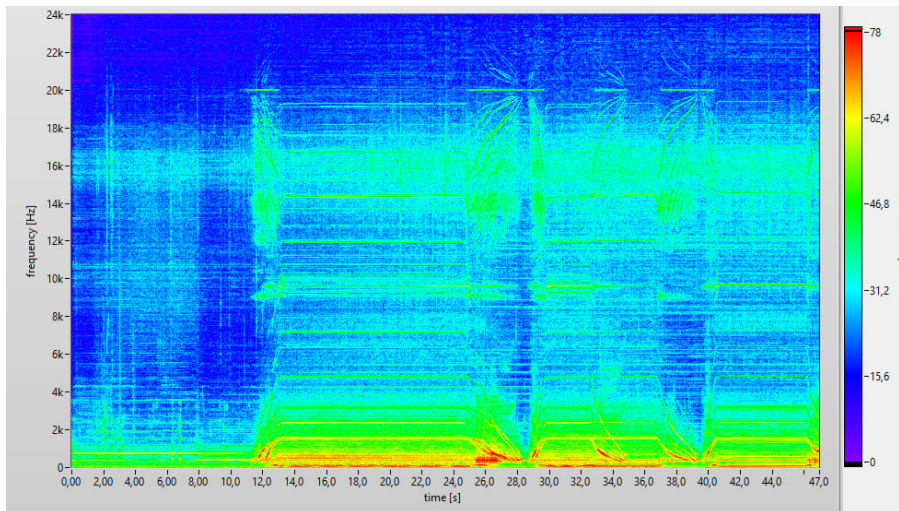


Bild 10: Schalldruck-Spektrogramm der akustischen Kamera am E-Gleiter von hinten

Weiterhin wurde auch von der Seite gemessen, der Frequenzinhalt ist ähnlich, nur die Frequenz bei 16kHz ist dominanter als bei der Messung von hinten – vgl. Bild-11.

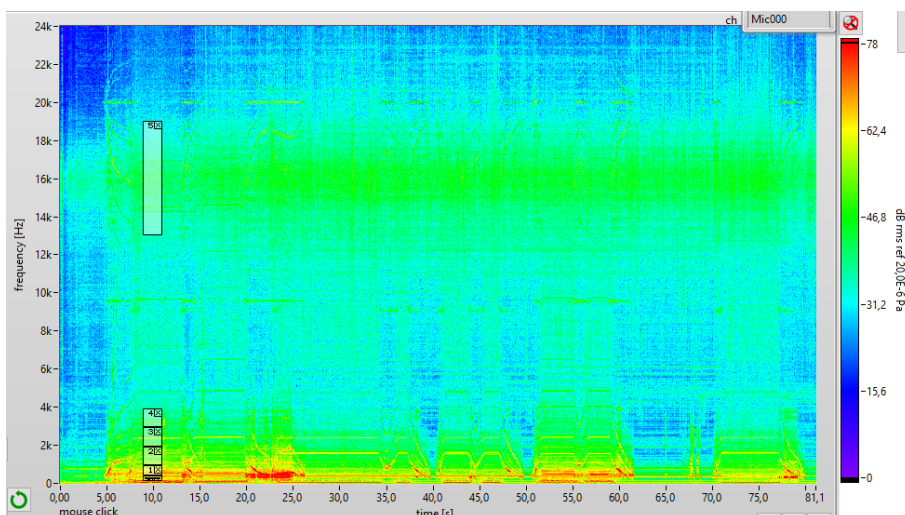


Bild 11: Schalldruck-Spektrogramm der akustischen Kamera am E-Gleiter von der Seite

Eine Separation von verschiedenen Frequenzbändern ermöglicht eine genaue Lokalisierung der einzelnen Schallquellen (wie beispielsweise die beiden Motoren, die Kühlwasserpumpe, die Schiffsschrauben sowie spezielle Rumpffregionen), siehe Bild-12. Im niederfrequenten Bereich ergibt sich im Bugbereich ein Hotspot, der in der Nähe der Anschraubpunkte der Motoren liegt. Hier werden 1- bis 3-fachen Anteile der Motordrehzahl direkt über den Rumpf weitergeleitet und über eine große Fläche abgestrahlt. Der hohe Frequenzbereich hingegen ist nur an der Schiffsschraube sichtbar (vgl. Bild-12 rechts), welche direkt an den Motor gekoppelt ist. Biege- und Torsionsschwingungen vom Motor können hier direkt über die Schiffswelle übertragen werden und zeigen ebenfalls die am Einzelprüfstand beobachteten Eigenfrequenzen. Infolge der starken Dämpfung der GFK Teile des Rumpfes sind die Amplituden der resultierenden Schwingungen im hohen Frequenzbereich allerdings signifikant geringer als am Einzelprüfstand.

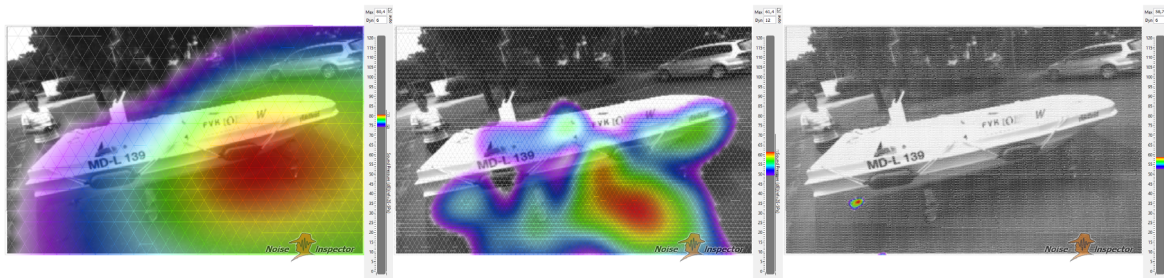


Bild 12: Schalldruck der akustischen Kamera am E-Gleiter von der Seite (links:0.5-1kHz/ mitte:2-3kHz/ rechts:13-19kHz)

3. Akustische Optimierung des Motors

Bei den Prüfstandversuchen wurden neben den Formvarianten die in [2,3] entwickelt wurden, auch passive Dämpferstrukturen auf die Außenfläche des Rotors aufgebracht. Bild-13 zeigt drei exemplarische Varianten die experimentell untersucht worden sind.

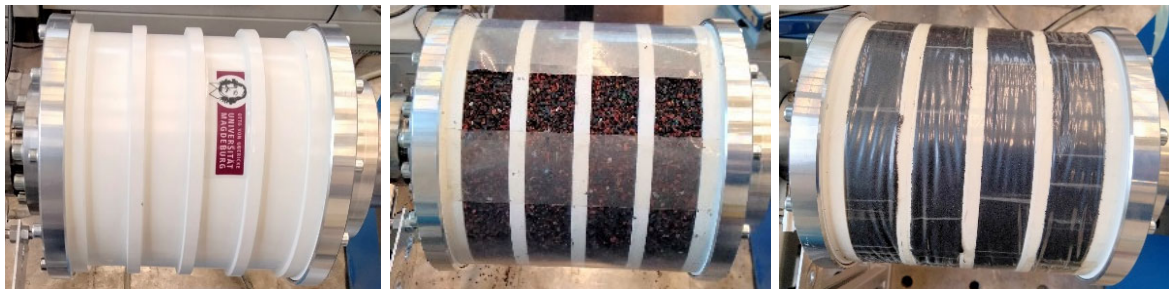


Bild 13: Varianten der Rotorgestaltung (links: exemplarische Designversion/ Mitte: Partikeldämpfer/ rechts: Schaum)

Die Variante mit dem Partikeldämpfer und dem Schaum wurden noch von einer Manschette aus Kunststoff umhüllt, damit sich die Materialien nicht durch die Zentrifugalkraft vom Rotor lösen.

Bild-14 zeigt den Schalldruck aller Varianten im Vergleich, wobei die Variante mit dem Partikeldämpfer die Schwingung bei 9.2 kHz am besten reduziert. Die Schwingung bei 1kHz kann durch diese Varianten nicht signifikant beeinflusst werden, da diese von externen Prüfstandsteilen emittiert wurden.

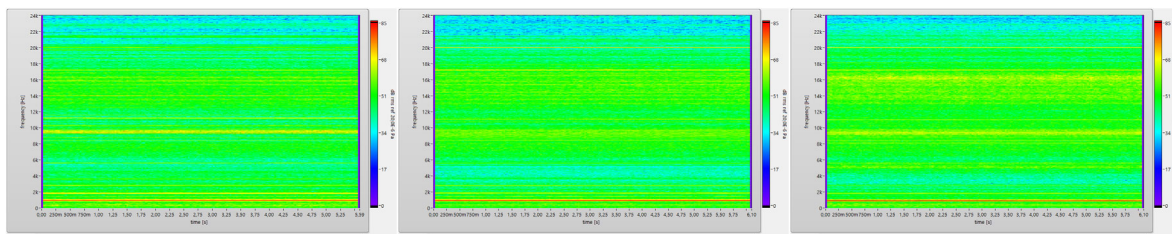


Bild 14: Spektrogramm des Schalldrucks der Varianten (links: ohne passive Maßnahme/ Mitte: Partikeldämpfer/ rechts: Schaum)

4. Zusammenfassung

Der Beitrag zeigt typische Charakteristika der Schwingungsanregung von elektrischen Maschinen. Besonders bei der aufgeführten Bauform mit einem Außenläufer und einem Controller mit PWM Stromreglung ist die Anregung mechanischer Schwingungen sehr präsent. Ohne geeignete Maßnahmen der Schwingungsreduktion oder der Schwingungsisolierung zur Bootsstruktur ist ein unauffälliger leiser Betrieb nicht möglich. Die Messungen des Antriebs auf dem Motorprüfstand liefert wichtige Zusammenhänge die bei der Entstehung der Schwingungsanregung helfen, jedoch ist eine Übertragung auf das Gesamtsystem nicht ohne weiteres möglich. Die Übertragungsstrecke vom Anbindungspunkt des Motors nach außen auf die schallabstrahlenden Flächen hat einen wesentlichen Einfluss auf die tatsächlichen akustischen Emissionen des Gesamtsystems mit elektrischem Antrieb.

Literatur

- [1] F. Duvigneau, S. Koch, C. Daniel, E. Woschke, U. Gabbert. Vibration Analysis of an Electric Wheel Hub Motor at Stationary Operating Points. In: Cavalca K., Weber H. (eds) Proceedings of the 10th International Conference on Rotor Dynamics - IFToMM. IFToMM 2018. Mechanisms and Machine Science, vol 63. Springer, Cham, pp.51-64, 2019, Online ISBN: 978-3-319-99272-3, Print ISBN: 978-3-319-99271-6, DOI: 10.1007/978-3-319-99272-3_4.
- [2] S. Koch, F. Duvigneau, E. Woschke. A coupled rotor dynamic simulation of an electric drive train to investigate the acoustic behavior. eForum Acusticum 2020, Dec 2020, Lyon, France. pp.2945-2950, ff10.48465/fa.2020.0371ff. fihal-03229461f
- [3] S. Koch, F. Duvigneau, E. Woschke. A simulation of an electric machine considering the coupling of rotor- and electrodynamics. PAMM – Proceedings in Applied Mathematics and Mechanics, Volume 20, Issue 1, 2021, pp. 1-3. <https://doi.org/10.1002/pamm.202000080>
- [4] F. Duvigneau, S. Koch, C. Daniel, E. Woschke, D. Juhre. Acoustic analysis of an electric engine complementing to a coupled rotor- and electrodynamic simulation of an electric drive train. Proceedings of the FISITA 2021 World Congress, Prague, 13–17 September 2021.

NVH-Simulationen subjektiv erlebbar machen – der Weg vom virtuellen Antriebsstrang zur realen Beurteilungsfahrt

Subjective Experience of NVH Simulations - From Virtual Powertrain to Real Assessment Drive

Sebastian Lucas, Oleg Rogalski, Matthias Hoffmann, Dirk Bordiehn

<http://dx.doi.org/10.25673/103516>

Kurzfassung

Im klassischen Entwicklungsprozess ist die Perzeption der Antriebsstrangakustik im Fahrzeuginnenraum erst bewertbar, wenn physische Prototypen verfügbar sind. Um bereits in frühen Entwicklungsstadien (wenn die ersten CAE-basierte Daten zur Verfügung stehen) eine realitätsnahe Auralisation der NVH-Simulation zu ermöglichen, bedarf es eines neuen Ansatzes zwischen messtechnischen Methoden und simulativen Berechnungsverfahren. Unter Kenntnis typischer Übertragungsfunktionen und der Antriebsstrangakustik bestimmter Fahrzeugklassen kann das Fahrzeuginnengeräusch auch aus Berechnungsdaten vorhergesagt werden. Dazu wird eine hybride Methode verwendet, bei der die Berechnungsergebnisse einem messtechnisch erfassten Signal überlagert und mittels Resynthese für eine Beurteilung im Fahrsimulator aufbereitet werden.

Dieser Ansatz ermöglicht frühzeitige virtuelle Testfahrten im stationären NVH-Simulator sowie auch im mobilen Akustik-Fahrsimulator unter realen Fahrbedingungen. Die realen Beurteilungsfahrten (also die direkte Perzeption des berechneten NVH-Verhaltens) tragen zusätzlich zu den in Diagrammen oder als Einzelwert dargestellten Ergebnissen sehr viel dazu bei, fundierte Entscheidungen über akustische Entwicklungsziele zu treffen. Weiterhin ermöglicht dieser Ansatz die frühzeitige Modifikation von Bauteilen und/oder -gruppen sowohl auf Aggregate- wie auch auf Fahrzeugebene, noch bevor erste prototypische Teile in Hardware aufgebaut werden. Dies wirkt sich im Produktentstehungsprozess deutlich positiv auf Entwicklungszeiten und -kosten aus.

Um die intern validierte Vorgehensweise beispielhaft vorzustellen, wird hier die aktuelle Methodik der NVH-Berechnung sowie die Integration der Daten in die Fahrsimulator-Architektur dargestellt. Im Ergebnis ist festzuhalten, dass dieser hybride Ansatz eine gute Grundlage für die reale Beurteilung von simulativ ermittelten Berechnungsergebnissen darstellt und seine Weiterentwicklung eine wichtige Lücke zwischen Simulation und Perzeption schließt.

1. Motivation

Traditionell müssen alle akustisch relevanten Schritte im Fahrzeugentwicklungsprozess perceptiv bewertet und durch Messungen dokumentiert werden, was nur möglich ist, wenn physische Prototypen vorhanden sind. Die für den Aufbau von Prototypen benötigten Hardware-Ressourcen werden aufgrund des steigenden Kostendrucks und der stärkeren Digitalisierung im Entwicklungsprozess zukünftig nicht mehr zur Verfügung stehen.

Um diesen Herausforderungen zu begegnen, setzt Volkswagen NVH-Simulatoren ein, um bei virtuellen Testfahrten unterschiedliche technische Lösungen oder Baustände zu vergleichen. So können Entwickler unabhängig von der Verfügbarkeit von Prototypen die akustischen Auswirkungen bestimmter Baustände bzw. Lösungen in realen Fahrsituationen erleben.

Mit Hilfe der Binauraler Transfer Pfad Analyse (BTPA) ist es möglich, das Innengeräusch einer Kombination aus Fahrzeug und Antriebsstrang zu erleben, bevor der Antrieb bzw. das (prototypische) Fahrzeug physisch vorhanden ist. Da alle in diesem Modell enthaltenen Übertragungswege auch modifizierbar sind, können sie auch genutzt werden, um die akustische Relevanz bestimmter Bauteilmodifikationen zu überprüfen. Auf Prüfständen gemessene bzw. in FEM-Umgebungen simulierte Antriebsstränge liefern (Mess-)Daten, die in dieses BTPA-Modell integriert werden können, um darauf basierend das Innengeräusch vorherzusagen. Die Verwendung dieser prognostizierten Fahrzeuginnengeräusche in einem NVH-Simulator ermöglichen virtuelle Testfahrten mit unterschiedlichen technischen Lösungen oder Bauständen bereits ab der frühen Entwicklungsphase. Dadurch wird die Bewertung der Relevanz im realen Fahrbetrieb gegenüber der Darstellung in technischen Diagrammen deutlich verbessert, was für Manager wertvolle Vorteile bei der Entscheidung für die beste Lösung bringt.

2. CAE-basierte NHV-Simulation

2.1 Einleitung

Das große Ziel der Simulation ist es, eine gute NVH-Prognosegüte zu erzeugen. Ein bedeutender Vorteil dabei ist, dass eine hohe Vielfalt an Verbesserungsvorschlägen zeitnah modelliert werden und miteinander verglichen werden können. Designvorschläge entstehen dabei vorrangig mit der Hilfe der klassischen Konstruktion. Einfache Strukturen können aber auch mit den FEM-Präprozessoren entworfen werden. Dabei dient die Berechnung nicht ausschließlich der Nachrechnung. Die Verwendung von zielgerechter numerischer Form- oder Topologieoptimierung gibt vor allem in der frühen Phase der Entwicklung die Richtung für die Strukturgestaltung vor.

Die Lösung der Bewegungsgleichung findet im modalen Raum statt. Modale Frequenzanalysen werden verwendet, um das benötigte Übertragungsverhalten zu berechnen. Da nur der eingeschwingene Zustand im Frequenzbereich betrachtet werden kann, sind dynamische, zeitvariante und damit nichtlineare Effekte nur bedingt oder gar nicht abbildbar. Die Eigenschaften der FEM-Modelle werden mit Hilfe der Prüfstandmessungen angepasst, damit wichtige Frequenzbereiche - wie z. B. der

Bereich der Motorraugigkeit - besser vorhergesagt werden können. Das bedeutet, dass im Laufe eines Produktentwicklungsprozesses eine Validierung eines Aggregats erforderlich ist, damit wiederum die genauere Ergebnisqualität im NVH-Simulator davon profitieren kann.

2.2 NVH-Prozess

Die Abfolge verschiedener und zahlreicher Arbeitsunter Schritte und die Verwaltung großer Datenmengen erfordert eine Prozessautomatisierung, um unter anderem Fehlerhäufigkeiten zu minimieren. Deshalb wurde ein NVH-Prozess im Laufe der Zeit entwickelt, der skriptbasiert die Simulation im hohen Maße unterstützt. Die Leistungsfähigkeit der Berechnung kann so maximiert werden. Das erlaubt eine gute Reproduzierbarkeit und Übersicht der berechneten Varianten.

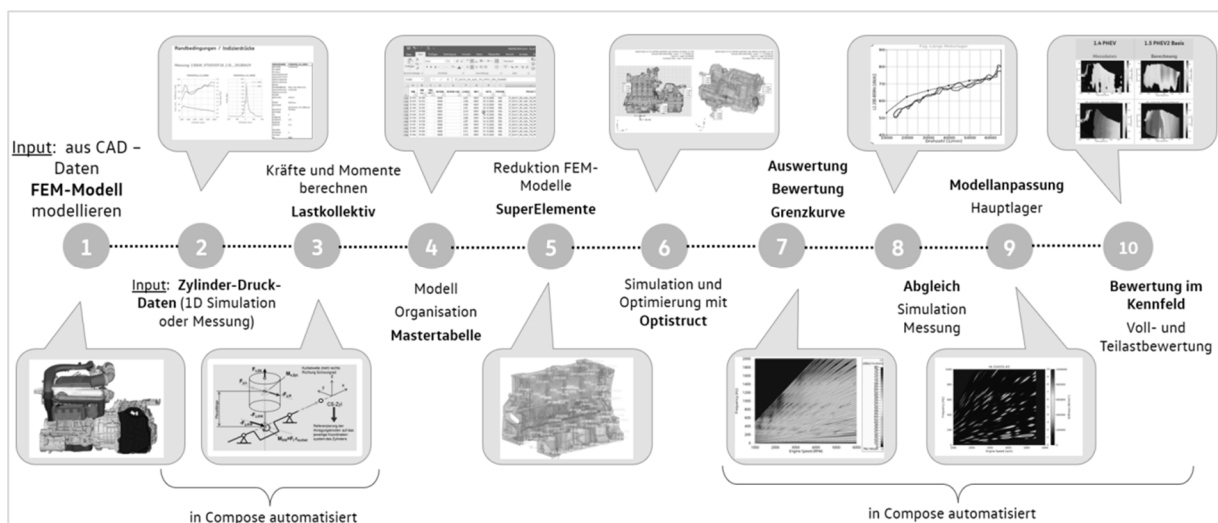


Bild 1: Allgemeine NVH Prozessschritte

Die Eingangsgrößen für die Simulation sind geometrische Informationen, Materialdaten und Lastkollektive. Die Geometrie wird vernetzt, wobei Module entstehen, die wiederum mit Federelementen bestimmter Freiheitsgrade miteinander verbunden werden. Die sogenannten Module werden entsprechend modal reduziert. Damit entstehen nur an bestimmten benötigten Koppelpunkten binäre Daten mit Steifigkeits-, Dämpfungs- und Massenmatrizen. Diese werden auch als Superelemente bezeichnet.

Vorhergehende MKS-Simulationen oder Motorenprüfstandsmessungen liefern Zylinderdruckdaten. Neben den mittleren induzierten Zylinderdrücken und Abmessungen des Kolbentriebs werden zudem auch die oszillierenden und rotierenden Massen benötigt, um die Berechnung der Kinematik und Kinetik des Kurbeltriebs durchzuführen. Die Kurbeltriebskinematik wird verwendet, um die Schnittlasten für die Kurbelwelle und den Brennraum im Zeitbereich zu berechnen. Mit der Fast-Fourier-Transformation (FFT) wird der Zeitbereich schließlich in den Frequenzbereich umgewandelt. Die resultierenden Spektren beinhalten Kräfte und Momente in Form von Betrag und Phase.

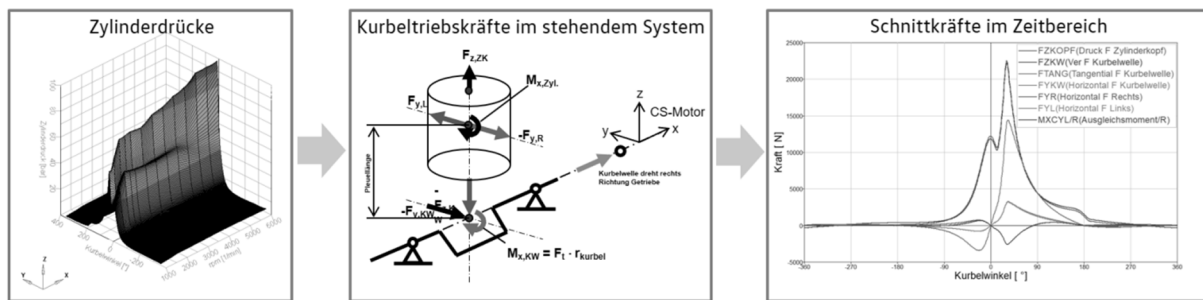


Bild 2: Berechnung der Schnittkräfte im Zeitbereich

Obwohl die Rotation der drehenden Bauteile im Frequenzbereich nicht simuliert werden kann, werden zwei Effekte dennoch einkalkuliert. Zu einem ist das der Kreisel-effekt. Für Bauteile wie den Pleumassenschwinger mit einer höheren Massenträgheit ist die Berücksichtigung im Modell wichtig, da die Moden sich drehzahlabhängig im Gesamtsystem stärker verschieben können. Dies ist darauf zurückzuführen, dass der Drehimpuls mit steigender Drehzahl die Kippwirkung versteift.

Auch die Unwuchten werden berücksichtigt. Beim 3-Zylinder werden beispielsweise Unwuchten integriert, um einen Massenausgleich zu erzeugen. In den FEM-Rechnungen wird die Abbildung der Unwuchten mit punktuellen Kräftepaaren für bestimmte Motorordnungen berücksichtigt. Nur so kann eine gute Ergebnisgüte im Vibrationsbereich erzielt werden und somit eine gute Vorhersage für Körperschall aber auch Spannungsresultate getroffen werden.

Die numerische Berechnung und die Optimierung werden mit der Software *Optistruct* von *Altair* realisiert. Die Lastfälle werden in Drehzahlschnitten aufgebaut. Für jeden Drehzahlpunkt wird folglich eine modale Frequenzanalyse gerechnet. Die Frequenzstützstellen sind dabei die Motorordnungen. Die Berechnung im modalen Raum erfolgt relativ schnell in wenigen Minuten. Mit einer einzelnen Simulation wird ein Hochlauf gerechnet. Das bedeutet, dass eine eingeplante Drehmoment-Drehzahlkennlinie aus dem Kennfeld dabei aufgelöst wird. Standardgemäß wird die Vollast für eine bestimmte Getriebegangstellung bewertet.

Speziell für den INS-Simulator wird das M-n-Kennfeld für die ausgewählten Gaspedalstellungen simuliert. Neben der Vollast werden hier mehrere Teillastkennlinien gerechnet, die für die Abbildung des gesamten Last-Kennfeldes notwendig sind.

2.3 Unterteilung und Bewertung der Frequenzbereiche

Die Berechnung des Körperschalls gilt hier für die akustischen Bereiche Vibration und Rauigkeit (Vibration und Harshness „VH“). Zum Bewerten der Vibration reichen einzelne Motorordnungen aus. Beim 4-Zylinder Motor ist das z. B. die zweite Motorordnung (Bild 3).

Um die Bereiche der Motorrauigkeit und die der Motorvibration bewerten zu können, werden Richtkurven/Grenzkurven von der Abteilung für physikalische Erprobung erzeugt. Aus zahlreichen Messungen am Prüfstand oder im Fahrzeug ergeben sich somit Richtkurven, die für die darauffolgende Entwicklung als Auslegungskriterium dienen. Somit wird eine Anforderungsbasis für die akustische Entwicklung gelegt.

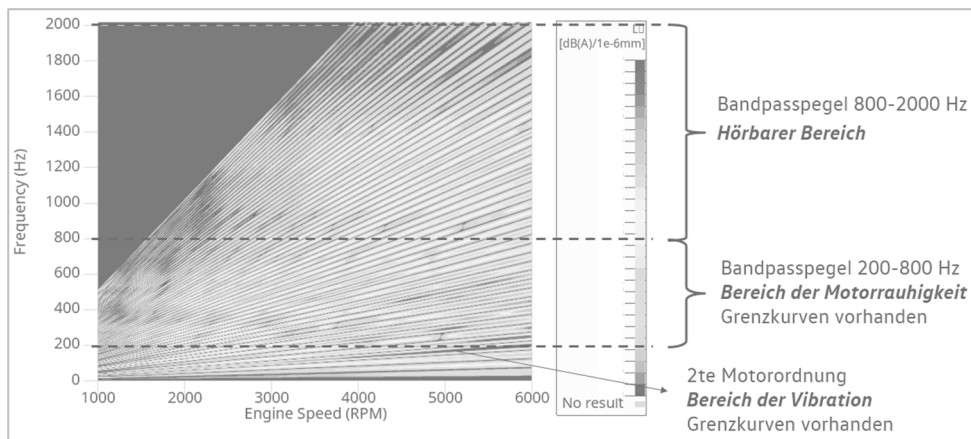


Bild 3: Bewertungsbereiche des Körperschalls für Verbrennungskraftmaschinen

Die berechneten Schwingwege an den jeweiligen Lagerstellen werden in einem 2-D Diagramm geplottet. Der Vergleich der Simulation mit den Richtkurven zeigt mögliche Schwachpunkte auf. Daraufhin können gezielt Strukturen und somit das Schwingungsverhalten optimiert werden, bis die Richtkurven eingehalten werden.

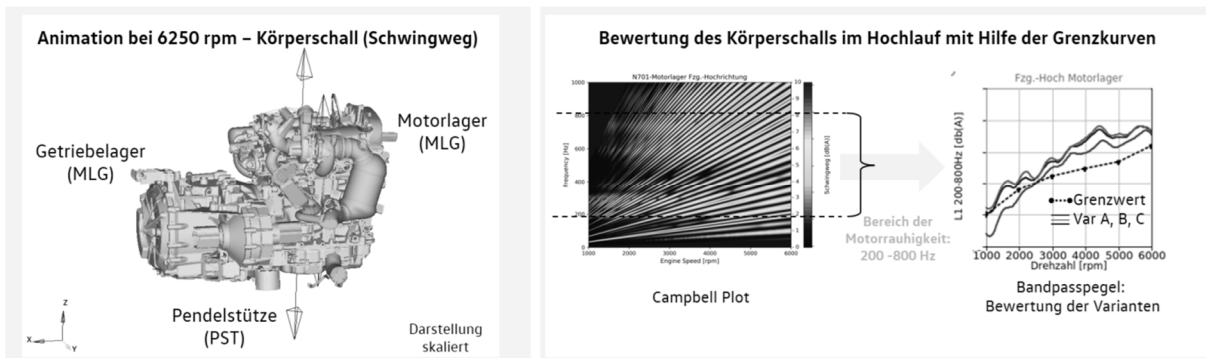


Bild 4: Bewertung des Körperschalls für VKM's unter Verwendung der Grenzkurven

Der Körperschall wird an den Aggregatlagerpositionen berechnet und als Beschleunigung an den NHV-Simulator übergeben (Bild 4). In Summe werden die Daten der drei Übergangsstellen Motor-, Getriebe- und Pendelstützlager übergeben, da das Aggregat dort mit dem Fahrzeug verbunden und der Hauptanteil an Körperschall dort eingeleitet wird.

3. Erlebbarkeit im NVH Simulator

3.1 Einleitung

Der NVH-Simulator ist keine neue Technologie, er ist seit langem im Einsatz und wurde kontinuierlich verbessert [1-3]. Die Notwendigkeit der Anwendung dieser Technologie ist allerdings aktueller denn je. Mit steigendem wirtschaftlichen Druck werden hardwarebasierte Prototypen immer stärker reduziert und die Entwicklungsprozesse immer weiter verkürzt. Um dieser Entwicklung gerecht zu werden, kommen die NHV-Simulatoren zum Einsatz, um Schall und Vibration möglichst früh in einem virtuellen Prototypen zu erleben. Sie werden für viele Anwendungen wie Benchmarking, Zielwertdefinition und zur Unterstützung von Entscheidungsprozessen verwendet.

Ein NVH-Simulator ist eine je nach Anwendung, Fokus und Budget skalierbare Lösung. Angefangen beim Desktop-Simulator mit kalibrierter und hörgerechter Kopfhörerwiedergabe, einem Monitor für eine grundlegende Visualisierung und Pedalen für die Interaktion, kann man dieses System fast beliebig skalieren. Der nächste Schritt ist ein Simulator mit festem Sockel und zusätzlichen Sitz- und Lenkradvibrationen. Es kann ein vereinfachter Sitz-Aufbau oder eine komplette Fahrzeugkabine verwendet werden. Auch eine Integration in einen Gesamtfahrzeugsimulator als Subsystem ist möglich. Jedes weitere Hinzufügen von Kontext, Aussehen und Perzeption erhöht die User-Experience und Akzeptanz des Simulator-Systems [4]. In diesen Systemen werden die binauralen Geräusche und Vibrationen des Antriebsstrangs, Reifen-/Fahrbahngeräusche und Windgeräusche interaktiv wiedergegeben. Die Probanden können im Simulator nahezu frei in alltäglichen Fahrdynamiksituationen fahren und währenddessen den Sound und die Vibrationen so erleben, als wären sie in einem echten Auto. So können sie alle für sie wichtigen Betriebsbedingungen beurteilen.

Im statischen Einsatz werden die Fahrparameter wie z. B. Geschwindigkeit, Drehzahl und Last den NVH-Simulatoren mit Hilfe von Fahrdynamikmodell bzw. externer Softwarelösungen über eine Schnittstelle kontinuierlich zur Verfügung gestellt. Im mobilen Einsatz ist dies nicht erforderlich, da die tatsächlichen Fahrparameter über den CAN-Bus übertragen werden. Der Ton wird über Noise-Cancelling-Kopfhörer (ANC) wiedergegeben. Die Testperson fährt ein reales Auto und hört sich ein virtuelles Auto an. Dieser Ansatz bietet natürlicherweise das beste Fahrerlebnis, da man alle realen Fahrdynamikeinflüsse abbildet. Zu beachten ist, dass hier die Vibrationen nicht verändert werden können, also sollten sich Demonstrator und virtuelles Fahrzeug möglichst ähnlich verhalten.

3.2 Methodik

Grundlegender Bestandteil des Simulationskonzeptes bei VW ist die binaurale Transferpfadanalyse (BTPA). Ziel der BTPA ist es, die Beiträge von Luftschall und Vibration für jeden Pfad separat zu quantifizieren, sowie zusätzlich die Quelle und das Übertragungsverhalten zu charakterisieren (Bild 5). Sie ist ein sehr hilfreiches Werkzeug innerhalb des gesamten Produktentwicklungsprozesses, da mit ihrer Hilfe bereits in der frühen Konzept- und Designphase das Übertragungsverhalten bzw. die akustischen Eigenschaften des Fahrzeugs untersucht werden können.

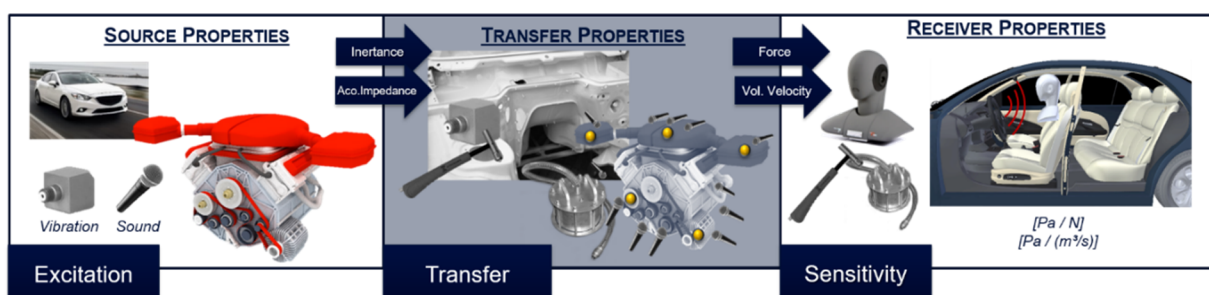


Bild 5: Eigenschaften von Transferpfaden [5]

Auch im weiteren Produktentwicklungsprozess ist die detaillierte Kenntnis des Anregungs- und Übertragungsverhaltens sehr hilfreich, um den Optimierungsprozess zu unterstützen. Dieses Konzept kann so erweitert werden, dass am Prüfstand vermessene Antriebsstränge oder auch Simulationsdaten erlebbar werden. Die

Entwicklung und Anwendung der BTPA wurde in zahlreichen Quellen beschrieben [5-13]. In Abbildung 6 ist beispielhaft ein möglicher Modellbaum der einzelnen BTPA-Pfade dargestellt, wie er typischerweise bei den Transferpfadanalysen von Fahrzeugen mit Verbrennungsmotor vorliegt.

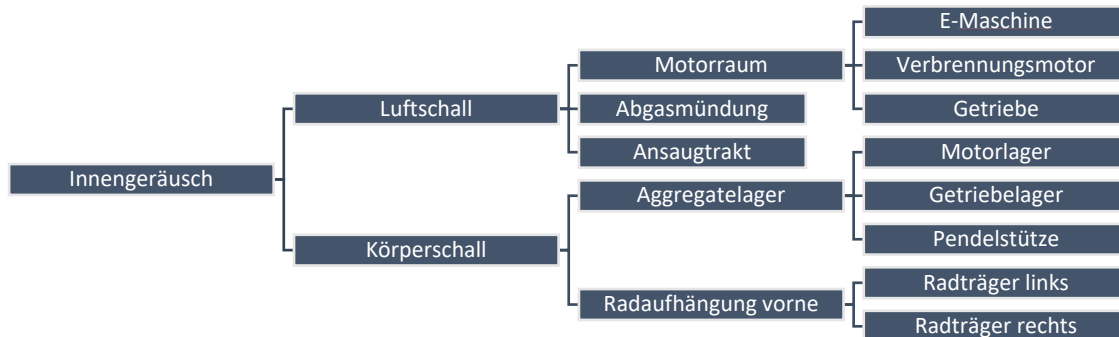
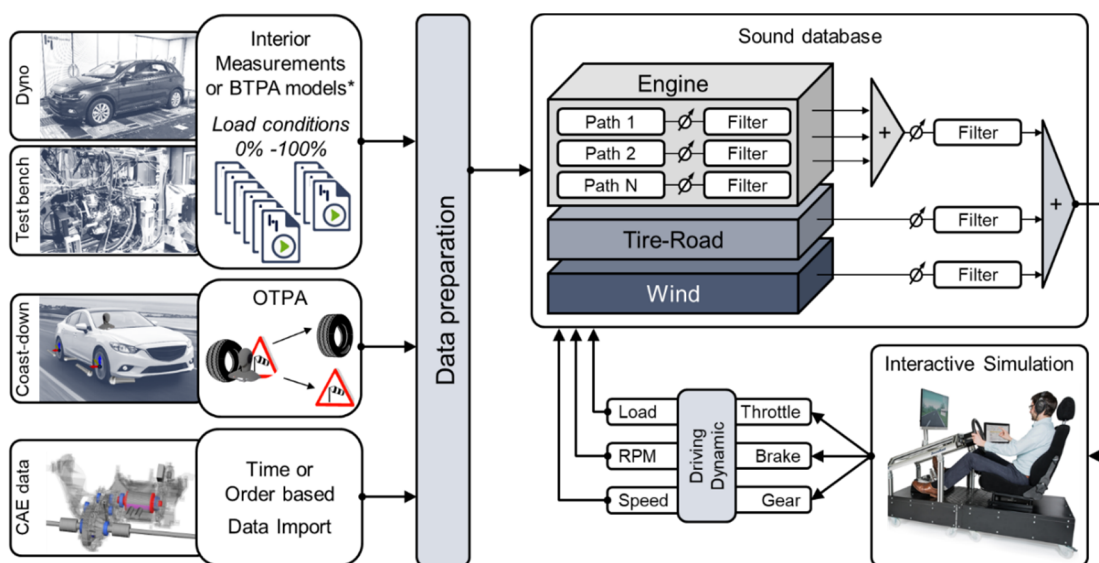


Bild 6: Beispiel BTPA-Pfade Modellbaum für das Innengeräusch

Die Anteile von Wind- und Reifenabrollgeräusch am Innengeräusch werden mittels eines Ausrollversuchs auf einer realen Straße ermittelt. Auf einer Teststrecke wird das Fahrzeug auf Höchstgeschwindigkeit beschleunigt und anschließend lässt man es (möglichst ohne Motorlauf oder zumindest im Leerlauf) bis in den Stand ausrollen. Das Innengeräusch wird mit dem OSPA-Verfahren in Reifenfahrbahngeräusche und Windgeräusche getrennt [14], welche im Simulator separat verarbeitet werden.

Bei Volkswagen werden diese BTPA-Datensätze in verschiedenen Simulator-konzepten verwendet. Der Nutzer fährt das virtuelle Fahrzeug entweder in einem statischen oder mobilen Simulator in einer interaktiven Simulation, welche auf Technik bzw. Software der Firmen *VI-grade*, *HEAD acoustics* und *IPG Automotive* basieren. Passend zur Fahrdynamik werden die entsprechenden Antriebsstrang-, Reifen-/Fahrbahn- und Windgeräusche wiedergegeben (Bild 7). Diese wählt der Fahrer aus einer Sounddatenbank verschiedener Antriebsstränge, Fahrbahnbeläge und Windgeräusche. Während der Fahrt kann der Nutzer Schallquellen ein- und ausschalten, den Pegel verändern oder die Geräusche mit Filtern manipulieren [5].



* BTPA models also allows the use of FRFs derived by CAE

Bild 7: schematisches Konzept der NVH Simulatoren am Bsp. eines statischen Simulators [5]

3.3 CAE-basierte NVH-Daten erlebbar machen

Für die perzeptive Darbietung von CAE-Simulationsdaten im Simulator wird aktuell ein hybrider Ansatz genutzt. Basierend auf den messtechnisch erfassten BTPA-Modellen und den simulativ ermittelten Ordnungspegeln des Antriebsstrangs wird eine sogenannte Resynthese durchgeführt (Bild 8).

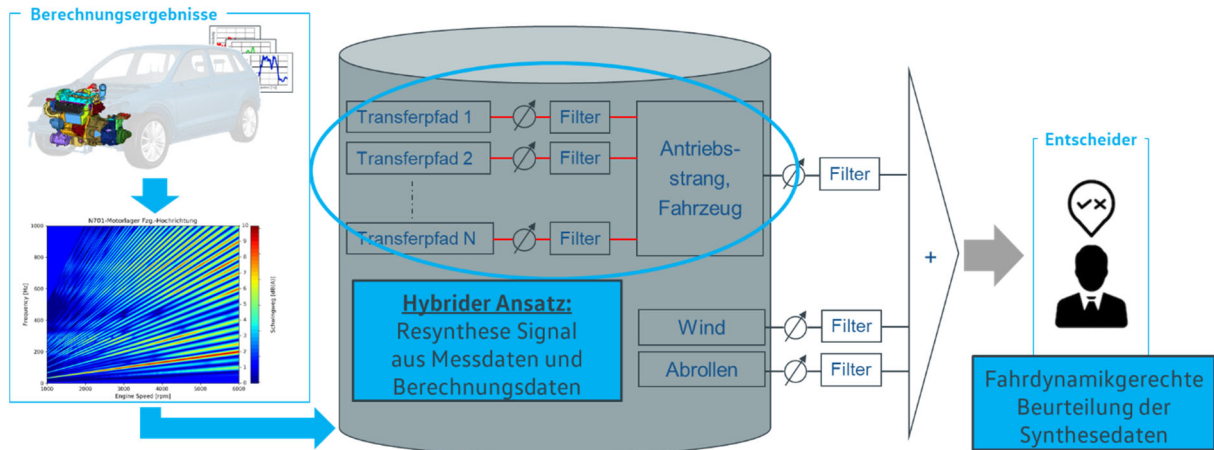


Bild 8: Hybrider Ansatz zur Wiedergabe von CAE-Daten im NVH-Simulator

Dazu werden die Daten mittels analytischer Verfahren, wie der FFT, analysiert, im Frequenzbereich miteinander kombiniert und anschließend wieder in den Audibereich transformiert. Die Kombination findet statt, indem die Ordnungen aus den gemessenen Ausgangsmessungen des Datensatzes extrahiert und pegel- sowie phasenrichtig durch die Daten der Simulation ersetzt werden. Die so erzeugten hybriden Daten werden im Folgenden mit Hilfe der in der TPA ermittelten Übertragungsfunktionen hinsichtlich ihres Innengeräuschanteils weiterverarbeitet und zur Prognose des gesamten Innengeräusches kombiniert (Bild 9).

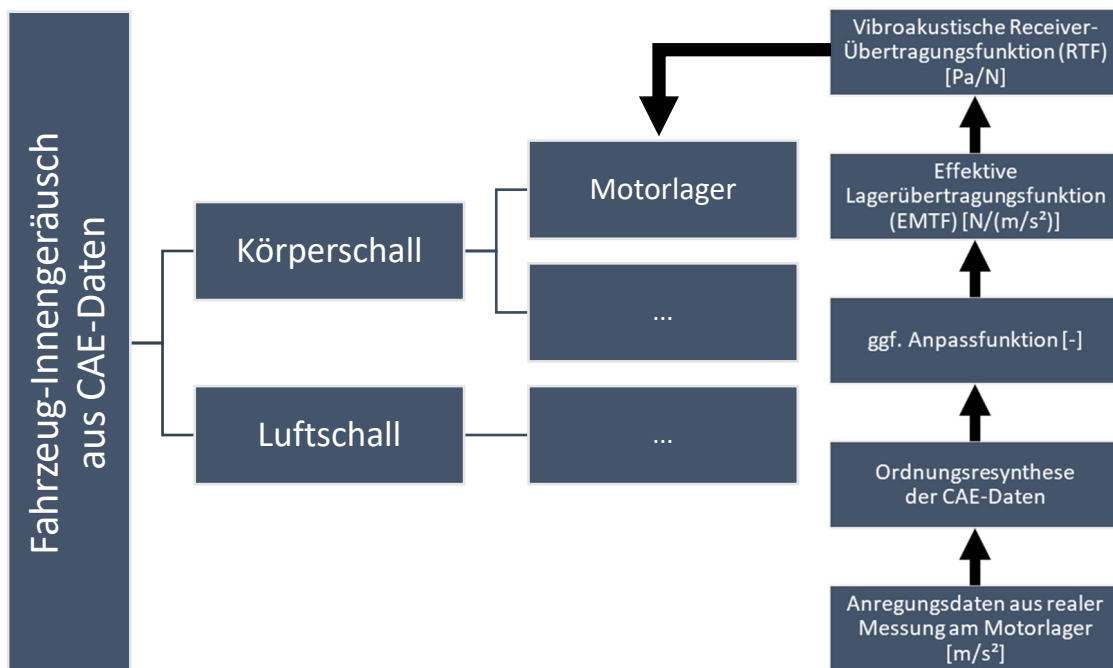


Bild 9: Schema des BPTA-Modells zur Prognose des Innengeräusches von CAE-Daten

4. Vorteile im Entwicklungsprozess

4.1 Praktische Anwendung

Der NVH-Simulator wird bei Volkswagen zum direkten Erleben und Vergleichen unterschiedlicher technischer Lösungen/Bauständen in Echtzeit verwendet. Durch seine Möglichkeit der Einbindung von Antriebsprüfstands- und Simulationsdaten in die Innenraumgeräuschprädiktion mittels Binauraler Transfer Pfad Analyse (BTPA) ermöglicht er (bereits in frühen Entwicklungsphasen) perzeptive Akustikbeurteilung von Fahrzeug-Antriebs-Kombinationen und Bauzuständen in einer variablen Simulatorumgebung. Neben den Antriebsstranggeräuschen werden auch das Reifen-/Fahrbahngeräusch und das Windgeräusch in das Gesamtfahrzeugakustikmodell integriert, um auch Maskierungseffekte zu berücksichtigen. Alle diese Innengeräuschanteile können bei Bedarf in der Simulatorumgebung weiter modifiziert werden.

Beispielhaft kann die subjektive Bewertung der akustischen Folgen von konstruktiven/strukturellen Änderungen an einem Aggregat genannt werden. Die Auswirkungen auf das NVH-Verhalten wurden mittels CAE-Simulation bestimmt. Mit dem hier vorgeschlagenen Verfahren wurde aus diesen Daten in Kombination mit einem Transferpfadmodell eines typischen Fahrzeugs das Fahrzeuginnengeräusch simuliert. Das resultierende Innengeräusch wurde bei Testfahrten im mobilen Akustik-Simulator dargestellt und konnte von allen Teilnehmern in Echtzeit durch einfaches Umschalten wahrgenommen werden. Dies war ohne die Erstellung eines prototypischen Hardwareaufbaues in einem sehr frühen Entwicklungsstadium möglich und führte zu erheblichen Auswirkungen und Kostenersparnissen im Entscheidungsprozess.

Zusätzlich zum mobilen Betrieb wird das Simulatorsystem auch stationär am Arbeitsplatz und für weitere bei Volkswagen betriebene Fahrsimulatoren verwendet. Die Einsatzfälle sind sich in ihrer Anwendung sehr ähnlich und auch hier wird die Bewertbarkeit von Mess- und Simulationsdaten deutlich verbessert. Auch bei rein digitalen Fahrzeugbewertungen und Abnahmeprozessen wie dem „Digital Customer Check“ bei Volkswagen kommt das NVH-Simulatorsystem zum Einsatz. Durch die zu Optik und Bewegung passende Darbietung von Vibrationen und Sound wird das Fahrerlebnis deutlich verbessert, was zu einer realistischeren Wahrnehmung der dargestellten Gesamtfahrzeugsimulation und damit zu einer höheren Akzeptanz führt. Auf Basis dieser verbesserten Erlebbarkeit wird die Entscheidungsfindung nachhaltig erleichtert.

4.2 Vorteile bei der NVH-Entwicklung

Mit Hilfe des NVH-Simulators ist es möglich, eine exakte und adaptive Vorhersage der Auswirkungen unterschiedlicher Bauzustände des Fahrzeugs auf die Akustik durchzuführen, ohne einen physischen Prototyp berücksichtigen zu müssen. Dies führt zu monetären Einsparungen bei Hardware und Prototypenaufbau, sowie Verbesserung der Aussagesicherheit zum Konzept des Antriebsaggregates und seiner Fahrzeugintegration. Weitere Einsparpotenziale ergeben sich aus der Nutzung gemeinsamer Daten mit anderen von Volkswagen betriebenen Fahrsimulatoren.

Durch die Einbindung von Antriebsstrangprüfstands- und CAE-Simulationsdaten in die Simulatorumgebung wird man in die Lage versetzt, die Fahrzeugakustik bereits in sehr

frühen Entwicklungsstadien in einer realen Fahrzeugumgebung perceptiv zu bewerten. Dies hat einen deutlichen Effekt für den Gesamtprozess. Durch frühzeitige subjektive Beurteilungen und den direkten Vergleich verschiedener technischer Lösungen kann man die Akustikentwicklung zielsicher in die optimale Richtung lenken. Lösungen, die im Fahrzeug wenig erfolgversprechend erscheinen, können frühzeitig abgebrochen werden und die Notwendigkeit von nachgewiesenen positiven Maßnahmen kann bekräftigt werden. Dies führt auch zu einer deutlichen Verbesserung in der späten Entwicklungsphase, da relevante Komponenten bereits identifiziert werden und somit die Notwendigkeit zur Fehlersuche reduziert wird. Diese Vorteile bringen natürlich auch eine Kostenersparnis über den gesamten Entwicklungsprozess mit sich.

Ein ebenfalls nicht zu vernachlässigender Vorteil beim mobilen Betrieb in einem Versuchsträger ist das Problem der Simulatorkrankheit. Eine Vielzahl von Menschen verträgt die Benutzung eines Fahrsimulators nur eingeschränkt, da die Sinnesindrücke beim Fahren in einem Simulator dazu führen können, dass sich der Anwender unwohl fühlt. Dies ist auf fehlende bzw. nicht ausgeprägte Komponenten wie z. B. Längs- und Querschleunigungen, Sichtfeld etc. zurückzuführen. Im mobilen Betrieb sind diese in einer realen Ausprägung vorhanden, was dazu führt, dass es nahezu keine Beschwerden gibt. Damit wird die Bewertbarkeit einer breiteren Masse von Anwendern zugänglich gemacht.

5. Zusammenfassung und Ausblick

Der immer kürzer werdende Produktzyklus von Fahrzeugen erfordert neue Entwicklungsansätze, um effizient und kostendeckend zu bleiben. Im NVH-Bereich, wie in vielen anderen Disziplinen auch, tritt daher das Entwickeln mit virtuellen Methoden und Prototypen zunehmend in den Vordergrund, um diese Anforderungen zu erfüllen und kostspielige physische Prototypen zu vermeiden. Die Kombination von CAE-basierter Akustiksimulation und der Binauralen Transfer Pfad Analyse (BTPA) ist ein Puzzleteil für das virtuelle Prototyping. Durch die Messung und detaillierte Modellierung des Fahrzeugmodells und die Simulation des aktuellen Entwicklungsstands des Antriebsstrangs können die Innengeräusche und -vibrationen auralisiert und präzise vorhergesagt werden. Die Vorgehensweise und Vorteile dieser Methode wurden in diesem Beitrag dargestellt.

Zur Bewertung der Relevanz von Modifikation an den akustischen Quellen für das Fahrzeuginnengeräusch ist es neben der spektralen Analyse von Daten immer auch vorteilhaft, diese perceptiv erleben zu können. Die bei Volkswagen eingesetzten NVH- und Akustik-Simulatoren erfüllen genau diese Anforderung. Mit ihrer Hilfe kann das virtuelle Fahrzeug während einer virtuellen Testfahrt gefahren werden, um so aktuelle Entwicklungsrichtungen auch für Nicht-NVH-Experten möglichst realitätsnah in einem frühen Entwicklungsstadium erlebbar zu machen und Entscheidungen treffen zu können. Damit sind unterschiedliche Entwicklungen oder Entwicklungsstufen während einer einzigen Testfahrt in Echtzeit ohne prototypische Hardwareaufbauten durch einfaches Umschalten wahrnehmbar. Volkswagen setzt den hier vorgestellten Virtual-Prototyping-Ansatz erfolgreich für verschiedene Anwendungen ein. Durch die gemeinsame Nutzung der Fahrzeugmodelle und Daten in verschiedenen Fachabteilungen werden weitere Kapazitäten gespart und Entscheidungsprozesse vereinfacht.

Der hier vorgestellte Prozess des virtuellen Prototypings ist in vielfältiger Weise adaptierbar und erweiterbar. Stark im Fokus der zukünftigen Entwicklung steht auch hier die konsequente Weiterentwicklung des Ansatzes für Elektro- und Hybridfahrzeuge. Hier gibt es eine Vielzahl weiterer elektromagnetisch geprägter akustischer Phänomene und auch Übertragungspfade, die es zu erfassen gilt. Der Anwendungsbereich kann hier ebenfalls auf aktives Sounddesign im Innenraum wie auch im Außenbereich (AVAS) sowie auch HMI-Themen erweitert werden.

Literatur

- [1] Genuit, K., Bray, W.: "A Virtual Car: Prediction of Sound and Vibration in an Interactive Simulation Environment", SAE 2001, Traverse City, MI, USA
- [2] Genuit, K., Bray, W. R.: "Prediction of Sound and Vibration in a Virtual Automobile", Sound & Vibration Magazin, Ausgabe Juli 2002, USA
- [3] Philippen, B.: "Driving Sound Simulator – a Universal Tool in the Development Process", Fortschritte der Akustik DAGA 2019
- [4] Merchel, S., Altinsoy, E., Leppin, A.: „Multisensorische Interaktion im Fahrzeug: Audio-Taktile Intensitäts-wahrnehmung“, Fortschritte der Akustik DAGA 2010
- [5] Lucas, S., Hoffmann, M., Bauer, D., Jürgens, F., Philippen, B.: "From Test Rig to Road – Experience Virtual Vehicle Acoustics on Powertrain Test Bench BTPA", Motor- und Aggregate-Akustik 11. Magdeburg Symposium 2021
- [6] Maarten V. van der Seijs, Dennis de Klerk, Daniel J. Rixen: "General framework for transfer path analysis: History, theory and classification of techniques", Mechanical Systems and Signal Processing, Volumes 68–69, 2016, Pages 217-244, ISSN 0888-3270
- [7] Genuit, K. and Poggenburg, J.: "The Design of Vehicle Interior Noise Using Binaural Transfer Path Analysis," SAE Technical Paper 1999-01-1808, 1999
- [8] Sottek, R. and Philippen, B.: "An Unusual Way to Improve TPA for Strongly-Coupled Systems," SAE Int. J. Passeng. Cars - Mech. Syst. 6(2):1325-1333, 2013
- [9] Genuit, K., Philippen, B.: „Die Bedeutung der Transferpfadanalyse und Auralisation für die weiteren Entwicklungen innerhalb der Fahrzeugakustik“, HdT Essen, 5. Tagung Fahrzeugakustik, 9. - 10. Juni 2015
- [10] Jürgens, F., Nettelbeck, C., & Sellerbeck, P.: „Can I trust my TPA results?“, Proceedings of the ICA 2019 and EAA Euroregio: 23rd International Congress on Acoustics, integrating 4th EAA Euroregio 2019: 9-13 September 2019, Aachen
- [11] Wernsen, M., Van der Seijs, M. & Klerk, D.: "An indicator sensor criterion for in-situ characterisation of source vibrations.", Conference: 35th International Modal Analysis Conference (IMAC XXXV), At Los Angeles (2017)
- [12] Anisovich, S., Sottek, R. & Wegerhoff, M.: "Analysis of a vibrating structure as an airborne sound source by means of matrix inversion.", Proceedings of the ICA 2019 and EAA Euroregio: 23rd International Congress on Acoustics, integrating 4th EAA Euroregio 2019: 9-13 September 2019, Aachen
- [13] Wegerhoff M., Sottek R., Brücher H.: „Eine Brückentechnologie zur Kombination von Versuch und Simulation mittels In-situ-TPA“ Fortschritte der Akustik DAGA 2020
- [14] R. Sottek and B. Philippen, "Tire-Road Noise Analysis of On-Road Measurements under Dynamic Driving Conditions," SAE International Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems, vol. 5, 2012, pp. 1116–1123

Pedestrians' time-to-collision estimation and road crossing judgments differ between electric and conventional vehicles

Daniel Oberfeld-Twistel, Thirsa Huisman, Marlene Wessels

<http://dx.doi.org/10.25673/103503>

Abstract

Pedestrians can only safely cross the road before an approaching vehicle if the time remaining until the vehicle arrives at their position (time-to-collision, TTC) is longer than the time needed to cross. In real traffic, the sound of a vehicle provides important information about its motion. Using a virtual reality (VR) system that combines physically plausible acoustic simulations of approaching vehicles with visual VR simulations, we investigated if the sound differences between electric (EVs) and conventional vehicles (ICEVs) result in differences in the perception and behavior of pedestrians. In this paper, we present an overview of our results. 1) When vehicles approaching with a constant velocity are presented with the same TTC, participants estimate longer TTCs for softer compared to louder vehicles both in an auditory-only and an audiovisual condition. This indicates potential risks associated with quieter vehicles. 2) When the sound of an accelerating conventional vehicle is presented, this largely removes the inadequate consideration of acceleration (first-order estimation pattern, resulting in overestimated TTCs) observed in visual-only TTC estimation. 3) For accelerating EVs with and without AVAS, the benefit provided by the car sound is significantly reduced compared to ICEVs. 4) Compatible with these TTC estimation results, the collision probability in road-crossing decisions when interacting with accelerating vehicles increases significantly with the acceleration level for EVs with and without AVAS, but remains low for ICEVs. Taken together, auditory information is relevant for pedestrians, particularly so when the approaching vehicle accelerates. Our data indicate potential risks associated with EVs, and raise interesting questions concerning the design of acoustic vehicle alerting systems.

1. Introduction

Auditory perception and cognition are highly important for safe mobility, which requires the ability to avoid potentially dangerous collisions with objects in the environment. A pedestrian crossing a street must avoid being hit by an approaching vehicle. In such a situation, our sense of hearing provides important information. For example, we can auditorily detect a vehicle approaching us from outside our field of view. The acoustic detection of vehicles was investigated in a number of studies [e.g., 1,2,3] and some of these data are the basis for the current legal requirements for auditory vehicle alerting system (AVAS) technologies [4,5]. However, other aspects of auditory perception and cognition related to safe mobility are less well understood, because previous research in these areas focused on visual perception or presented auditory stimuli that were impoverished compared to the rich and dynamic sound field generated by an approaching vehicle in a real traffic scenario. To cross the road safely in front of an ap-

proaching vehicle, the time remaining until the vehicle arrives at the pedestrian's position (*time-to-collision*, *TTC*) must be longer than the time required to cross. Thus, pedestrians need to estimate the *TTC* as accurately as possible to adjust their crossing behavior. In real traffic, the sound of a vehicle provides important information about its motion. Here, we present key results from a recent series of experiments on *TTC estimation* and *street-crossing decisions* based on only auditory (A-only), only visual (V-only), or combined auditory and visual information (AV). The experimental conditions included constant-speed and accelerating approaches, and we studied pedestrians' perception and behavior in interaction with internal-combustion engine vehicles (ICEVs) and electric vehicles (EVs). The experiments were conducted using a novel simulation system that we describe next.

2. Interactive audio-visual virtual-reality simulation of approaching vehicles

When a vehicle approaches a pedestrian standing at the curb, a) the acoustic intensity increases dynamically as the car comes closer (due to spherical spreading and air absorption), b) the azimuthal position of the vehicle varies (because the vehicle is not on a direct collision course with the pedestrian), resulting in dynamic changes in interaural time and level differences (ITD and ILD), c) the auditory source width increases because from the pedestrian's perspective, the angle between, e.g., the left and right front tires is larger when the car is closer to their position, and d) the sound spectrum changes due to air absorption, dynamic comb-filter effects resulting from interference between direct and reflected sound, and Doppler frequency shifts (although the latter are generally small unless the vehicle is already rather close to the pedestrian). All of these dynamic acoustic changes potentially provide cues to the arrival time of the vehicle [6]. In addition to these motion-related effects, the vehicle sound varies depending on travel speed, engine type, rotational engine speed, engine load, etc. [7]. However, most previous studies on auditory or audiovisual *TTC* estimation and street-crossing decisions did not present realistic acoustic stimuli providing the full range of these auditory cues. To overcome these limitations, we designed and implemented a novel interactive audio-visual simulation system, described in detail in [8]. Because realistic simulation of tire, powertrain and aerodynamic noise in dynamic driving situations with changing speed, acceleration, and engine load is a formidable challenge, we opted for a source-based approach. The acoustic source signals are recordings made with microphones attached to the chassis of real vehicles (conventional and electric) while these were driving at defined constant speeds or at defined positive acceleration rates on a dry asphalt surface. The vehicles were two small passenger car models of the manufacturer Kia Motors. The ICEV was a gasoline-powered Kia Rio 1.0 T-GDI (2019, 1.0 l, 88 kW, 3 cylinders) with manual transmission. The tires on the ICEV were Continental summer tires (ContiSportContact 5, 205/45 R17). The EV was a Kia e-Niro (2019, 150 kW) with Michelin summer tires (Primacy 3, 215/55 R17). The EV was equipped with an AVAS that could be active at speeds between 0.5 km/h and 28 km/h, but could also be deactivated. The sound generated by the AVAS was compatible with the requirements described in UNECE R138 [4]. We made recordings of the EV with both active and inactive AVAS. During the acoustic recordings, the trajectory of the vehicle was measured with highly precise GPS position tracking, so that at each time point in the audio signals, the position, speed, and acceleration of the vehicle is known. In the experiments, the motion of the sound sources in space is simulated using the

acoustic VR simulation software TASCAR [9], which provides a physically plausible interactive simulation of the dynamic spatial sound field, with dynamic processing of the geometry of the acoustic scene and acoustic modeling of the sound transmission from the sources to the receiver, and renders the scene using sound field synthesis. This simulation approach creates realistic vehicle sounds and provides all relevant monaural and binaural distance and motion cues such as such as dynamic changes in intensity, ITD and ILD, and frequency spectrum. In our current implementation, the simulated scenes are rendered on 40 Genelec 8020DPM loudspeakers plus Genelec 7360 APM subwoofer, arranged in an upper and a lower ring in a large acoustically treated space (see Figure 1, left). The direct sound of the vehicle is rendered on 32 loudspeakers positioned at ear-height and the subwoofer via 2D Higher-Order Ambisonics (15th order) [10,11]. The reflected sound is rendered on the complete array, using 3D VBAP [12]. The auditory VR simulations can be combined with three-dimensional visual VR simulations presented stereoscopically on a head-mounted display with head-tracking (see Figure 1, right). The system provides interactive simulations because listeners can actively explore the simulated auditory and visual scene with head movements. Vehicles can be presented at arbitrary approach angles and distances, making it possible to present, e.g., exactly the same vehicle sound at different TTCs. Thus, the system can be used to conduct highly controlled VR experiments with a higher degree of realism compared to previous studies in this area, without challenging the participants' safety.

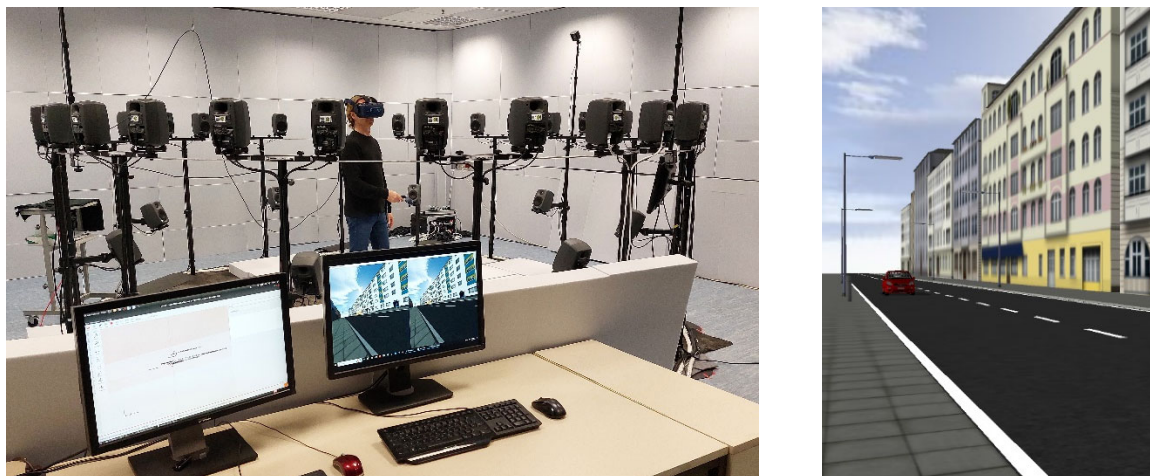


Figure 1: First author wearing the head-mounted display in the loudspeaker array. The upper ring contains 32 loudspeakers positioned at approximately ear height. The lower ring contains 8 loudspeakers angled up towards the participant. The subwoofer is not visible in the picture. A screenshot of the visual scene is shown in the right panel.

3. The effect of intensity on pedestrians' TTC estimation and road crossing decisions

Previous research from our lab showed an "*intensity-arrival effect*" [13,14]. At identical actual TTC, participants judged *softer* approaching sound sources to arrive *later* than louder sound sources. The intensity-arrival effect might indicate increased risks posed by quiet vehicles like electric cars: pedestrians might overestimate the TTC of a quiet electric car relative to a louder conventional vehicle with the same actual TTC, which

in turn could result in risky road crossing decisions for an EV. However, the two previous experiments presented simple and somewhat artificial stimuli, which were impoverished compared to a real approaching vehicle that generates a dynamic spatial sound field, including sound from different sources (tire noise, powertrain noise, aerodynamic noise at higher speeds), as well as sound reflections from the ground surface, with variations in the vehicle sound depending on travel speed, rotational engine speed, or engine load. In **Exp. 1**, published in [8], we therefore investigated how vehicle loudness affects TTC estimation when highly realistic auditory or audiovisual simulations of the approaching vehicle are provided, using the simulation system described above. An internal-combustion engine vehicle (ICEV) and a loudness-matched electric vehicle (EV; AVAS not active) were approaching the participant standing at the curb of a simulated two-lane road in an urban setting, at different constant speeds (10, 30, 50 km/h). An auditory-only and an audio-visual condition were presented. The vehicle loudness levels were varied by 10 dB, independent of the other factors. In our experiments, we use a *prediction-motion task* [15], which is one of the best established procedures for research on TTC estimation. The simulated car approaches the participant for some seconds, and is then "occluded", i.e., it is no longer audible and disappears from the visual display. Participants press a response button to indicate the point in time at which the approaching vehicle would arrive at their position, had it continued to approach them with the same constant speed after it disappeared. The estimated TTC is defined as the time between the disappearance of the vehicle and the participant's button press. The TTC at "occlusion" was varied between 2.0 s and 5.0 s to present a range of TTCs relevant in daily street-crossing situations. Consistent with an intensity-arrival effect, participants estimated significantly *longer* TTCs when the cars were presented at the *lower* loudness level. This effect, while considerably stronger in the audio-only condition, persisted in the audio-visual condition, confirming that auditory information is used in TTC estimation even when full visual information is available [13,14]. There was no significant difference between the mean estimated TTCs for the ICEV and the loudness-matched EV, indicating that the sound quality differences between the vehicle types did not have a substantial effect on TTC estimation vehicles approaching at a constant speed.

In Exp. 1, the loudness level varied from trial to trial. Although this situation corresponds to an everyday street-crossing situation where the different approaching vehicles also vary in loudness, the trial-by-trial level variation might have directed the attention to the differences in loudness and might thus have amplified the effect of loudness on TTC estimation. To investigate if not only the loudness difference between trials, but also the "absolute" loudness of an approaching vehicle affects TTC estimation, we varied the vehicle loudness level in a blockwise fashion in **Exp. 2**. In an auditory-only condition, an ICEV approached at different constant velocities (10, 30, 50 km/h). The TTC at occlusion was varied between 1.25 and 5.0 s. Two different loudness levels were generated by presenting the car either at its original sound level as recorded on the test track, or at a loudness level increased by 10 dB. In experimental blocks 1 and 2, the same loudness level was presented on each trial of a given block, followed by a third block where the loudness level varied from trial to trial. Half of the participants started with the block presenting the higher loudness level and the other half started with the lower loudness level.

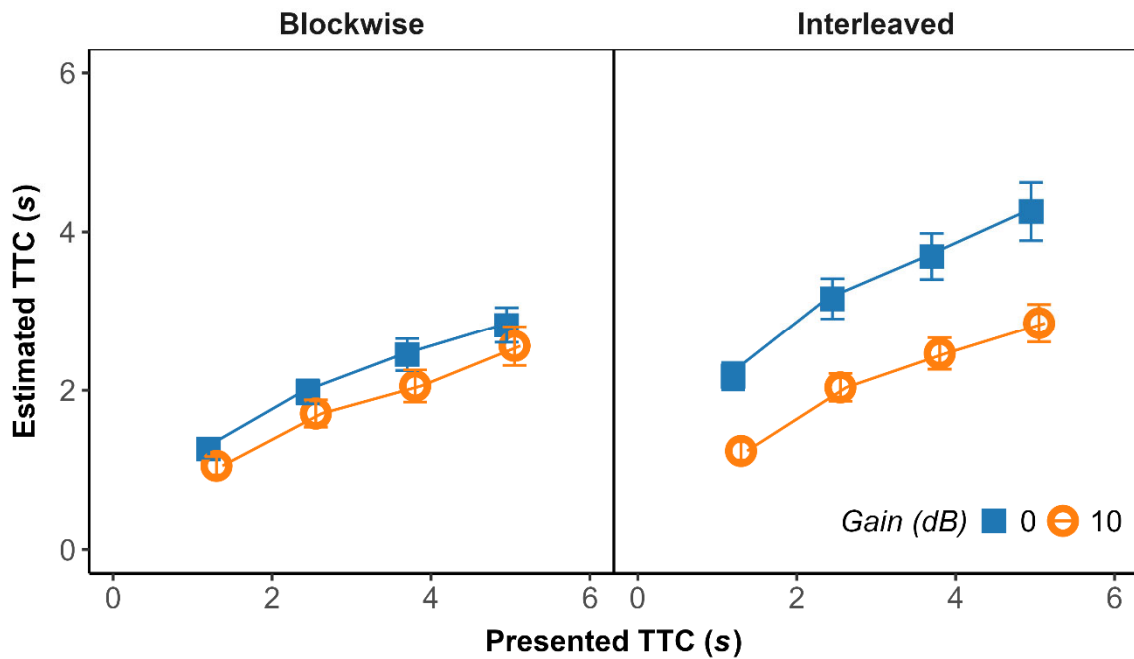


Figure 2: Exp. 2. Mean estimated TTC as a function of the presented TTC. Blue squares: audio gain 0 dB (lower loudness level). Orange circles: gain 10 dB (higher loudness level). Left panel: only one loudness level presented per experimental block. Right panel: loudness levels randomly interleaved within the experimental block. Error bars show ± 1 standard error of the mean (SEM) across the 22 participants.

As shown in the left panel of Fig. 2, in the blockwise condition, the estimated TTCs were significantly shorter in blocks presenting the higher loudness level than in blocks presenting the lower loudness level. Thus, the effect of vehicle loudness on TTC estimation is not limited to conditions where the sound level varies from trial to trial. However, the effect of loudness level was much stronger in the third block, where the two loudness levels were interleaved (right panel in Fig. 2).

Having established the effect of vehicle loudness on TTC estimation, **Exp. 3** investigated the effect of loudness on *road-crossing decisions*. An ICEV was presented, travelling at different constant velocities (30, 50 and 60 km/h). Two loudness levels differing by 10 dB were presented in an interleaved fashion. The experiment comprised both an auditory-only and an audio-visual condition to match Exp. 1. As in the TTC experiments, a vehicle approached for some seconds, and was then occluded. Participants were asked to indicate whether or not they would have crossed the road in front of the approaching vehicle at the moment of occlusion (positive or negative crossing decision, respectively). We measured the probability of a positive decision (“gap acceptance”) across a range of TTCs at occlusion. If lower loudness results in longer estimated TTCs, as demonstrated by the above experiments, then at a given TTC at occlusion participants will think that they have more time available to cross the street in front of the vehicle when it’s sound is softer and will thus make a positive crossing decision in a higher proportion of trials than for a louder vehicle. Compatible with this result, Fig. 3 shows that the probability (p_{coll}) that a positive crossing decision would have resulted in a collision’ with the approaching vehicle because the TTC at occlusion was shorter than the time needed to cross the road was significantly higher for softer than for louder vehicles, both in the A-only and the AV condition. In the auditory-only

condition, the effect of loudness was rather extreme, with p_{coll} close to zero in interaction with the louder vehicles but high collision probabilities for the quieter vehicles. The results of Exp. 3 confirm our hypothesis that quieter vehicles might cause riskier crossing decisions, even when full visual information is available.

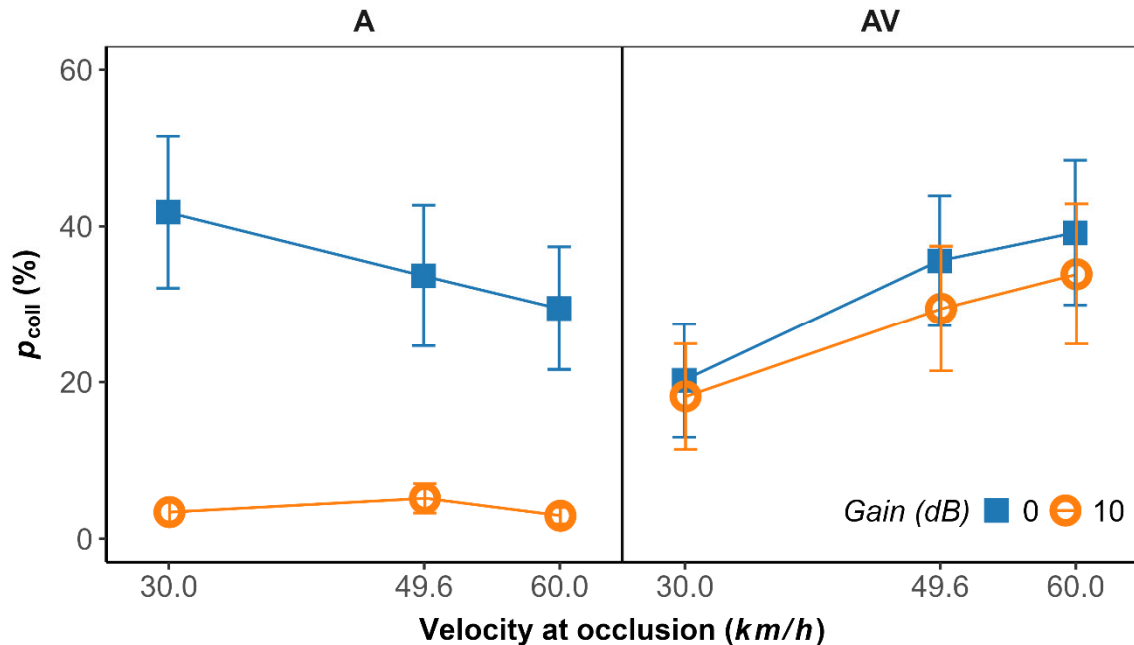


Figure 3: Exp. 3. Mean collision probability (p_{coll}) as a function of the velocity at occlusion. Blue squares: audio gain 0 dB (lower loudness level). Orange circles: gain 10 dB (higher loudness level). Left panel: auditory-only condition. Right panel: audiovisual condition. Error bars show ± 1 SEM across the 13 participants.

4. Auditory information improves TTC estimation and street-crossing decisions for accelerating vehicles

Vehicles often accelerate while they are approaching a pedestrian (e.g., when a vehicle pulls out of a parking space and heads toward the exit of the parking lot). The literature on *visual* TTC estimation consistently shows that humans have difficulty to account for the acceleration of an object [e.g., 16,17]. Instead, they estimate the TTC of an accelerating object as if it was moving at constant velocity. For positive acceleration rates, this so-called *first-order TTC estimation* results in an overestimated TTC, because the increase in velocity between the moment of estimation and the arrival of the object is ignored. However, when a vehicle accelerates, the resulting dynamic changes in the powertrain noise provide salient acoustic cues for acceleration. Can pedestrians use this auditory information to account for the acceleration?

In **Exp. 4**, published in [18], we compared TTC estimations for an ICEV approaching at either a constant speed ($a = 0$) or accelerating during the approach ($a = 2 \text{ m/s}^2$) between a visual-only and an audio-visual condition. We used the same prediction-motion task as in the experiments described above. Participants pressed a response button to indicate the point in time at which the approaching vehicle would arrive at

their position, had it continued to approach them with the same acceleration after it disappeared. In the visual-only condition, the TTC estimations showed a clear first-order pattern: with increasing presented TTC, participants increasingly overestimated the TTC, compatible with the literature on visual TTC estimation. However, if the sound of the accelerating ICEV was presented in addition to the visual information, this largely removed the first-order pattern, so that on average the estimated TTC was close to the veridical value. This result was compatible with our expectation that the salient acoustic signature of the ICEV sound during states of acceleration should help pedestrians to factor the acceleration into their TTC estimations.

Does this benefit provided by the vehicle sound also apply to electric vehicles? In **Exp. 5**, published in [19], we obtained TTC estimations for an accelerating ICEV and for an accelerating EV with or without activated AVAS, with acceleration rates between 0.4 and 2.6 m/s². At a given simulated TTC at occlusion, the mean estimated TTC increased significantly with the acceleration rate for the EV without AVAS, thus exhibiting a first-order pattern and indicating insufficient consideration of the acceleration. The increase in estimated TTC with the acceleration rate was still significant when the AVAS was activated on the EV, but was somewhat reduced compared to the condition without AVAS. In contrast, for the ICEV, the estimated TTC showed no significant effect of the acceleration rate, indicating that as in Exp. 4, participants were able to use the information about acceleration communicated by the vehicle sound.

In Exp. 5, the acceleration rates and speeds at occlusion of the accelerating electric and conventional vehicles were not identical because they exactly corresponded to the vehicles' motion during the recordings made for our simulation system on a test track. These manual drives showed deviations from the intended velocity profiles in conditions with acceleration, particularly so for the ICEV with manual transmission. In **Exp. 6**, we therefore presented the recorded sounds of the ICEV and of the EV with and without AVAS, but the motion of the sound source simulated in the virtual scene corresponded exactly to an initial phase of 2.0 s with a constant speed of 10 km/h, followed by an acceleration phase of 3.0 s with exactly $a = 2.0$ m/s². Thus, the motion was *identical* for all vehicle types. Also, we included a constant-speed approach matched to the speed at occlusion of the accelerating vehicle ($v_{occ} = 31.6$ km/h; note that at this speed the AVAS was not activated), and additionally presented a visual-only condition. Figure 4 plots the mean estimated TTC as a function of the distance between vehicle and participant at occlusion (D_{occ}). As a reference, the actual TTC is shown by the dotted lines. If participants use a first-order estimation strategy in the sense of $TTC_{est} = D_{occ}/v_{occ}$ for accelerating vehicles, then the function relating estimated TTC and D_{occ} would be identical in the constant speed (blue lines) and the acceleration condition (orange lines). The results show that in the visual-only condition (right panel) and for the EV without activated AVAS (muted loudspeaker symbols in the middle panel), this was indeed the case, compatible with a first-order TTC estimation strategy. In contrast, for the ICEV (left panel), the functions relating estimated TTC and distance at occlusion differed between $a = 0$ and $a = 2.0$ m/s², and on average the estimated TTC for the accelerating approaches was closer to the veridical value than for the EVs. For the accelerating EV with activated AVAS, the estimated TTCs lay again in between the pattern for the EV without AVAS and the ICEV, as in Exp. 5. The results thus confirm that the sound of an ICEV helps participants better to account for acceleration than the sound of an EV.

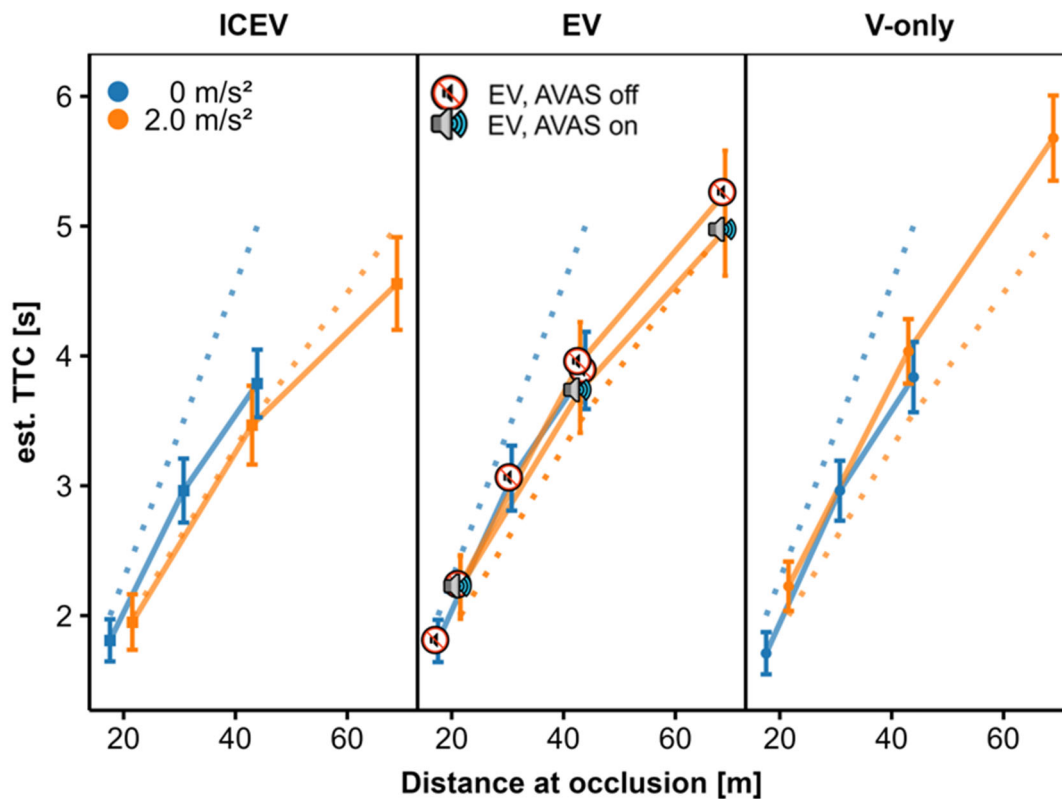


Figure 4: Exp. 6. Mean estimated TTC (solid lines) as a function of the distance between vehicle and observer at occlusion. Blue symbols: constant-speed approaches. Orange symbols: accelerating approaches ($a = 2 \text{ m/s}^2$). Dotted lines show the actual TTC in the constant-speed (blue) and acceleration condition (orange). Left panel: audiovisually presented ICEV. Middle panel: audiovisually presented EV. Loudspeaker symbols indicate whether the AVAS was activated or not. Right panel: visual-only presentation. Error bars show ± 1 SEM across the 15 participants.

Although the simulated motion was identical for the three vehicle types in Exp. 6, the recorded sound of the ICEV contained an audible (manual) gear shift, while the sound of the EVs did not. Due to the selected presentation duration, the sound of the ICEV ended shortly after the gear shift in Exp. 6, so that the final 500 ms of the sound corresponded to a phase where the ICEV increased its acceleration rate again from less than 2 m/s^2 to over 2 m/s^2 . In contrast, the acceleration rate of the EVs was nearly constant across the entire presented acceleration phase. Did the higher acceleration rate signaled during the final part of the ICEV sound contribute to the better consideration of acceleration during TTC estimation for this vehicle type? To answer this question, **Exp. 7** used the same approach as Exp. 6, i.e., presenting recordings of the three vehicle types but simulating identical motion (i.e., acceleration rate and speed at occlusion). However, in this experiment we extended the presentation duration for all vehicle types, so that after the gear shift, the ICEV was presented for one additional second during which the acceleration rate remained close to 2.0 m/s^2 , just as for the EVs. Put differently, we made sure that the final 1 s of the presented sound corresponded to an acceleration rate of $\sim 2.0 \text{ m/s}^2$ for all vehicle types. The left panel of Figure 5 shows that in the V-only condition (orange symbols), the mean estimated TTCs were close to the gray dashed line representing first-order TTC estimation. In contrast, the mean estimated TTCs for the ICEV (green symbols) were close to the

black solid line representing veridical TTC estimation. The mean estimated TTCs for the EVs (blue lines) showed a first-order pattern because the amount of overestimation increased with the presented TTC, but less so than in the V-only condition. With activated AVAS (active loudspeaker symbols), the mean estimations were closer to the veridical value than without AVAS (muted loudspeaker symbols), but were still less accurate than for the ICEV. The results are similar to the patterns observed in our previous experiments and thus show that the differences in the estimated TTCs for an accelerating ICEV compared to accelerating EVs were not due to the fact that the ICEV sound signaled a higher acceleration rate at the end of the presentation than the EV sounds.

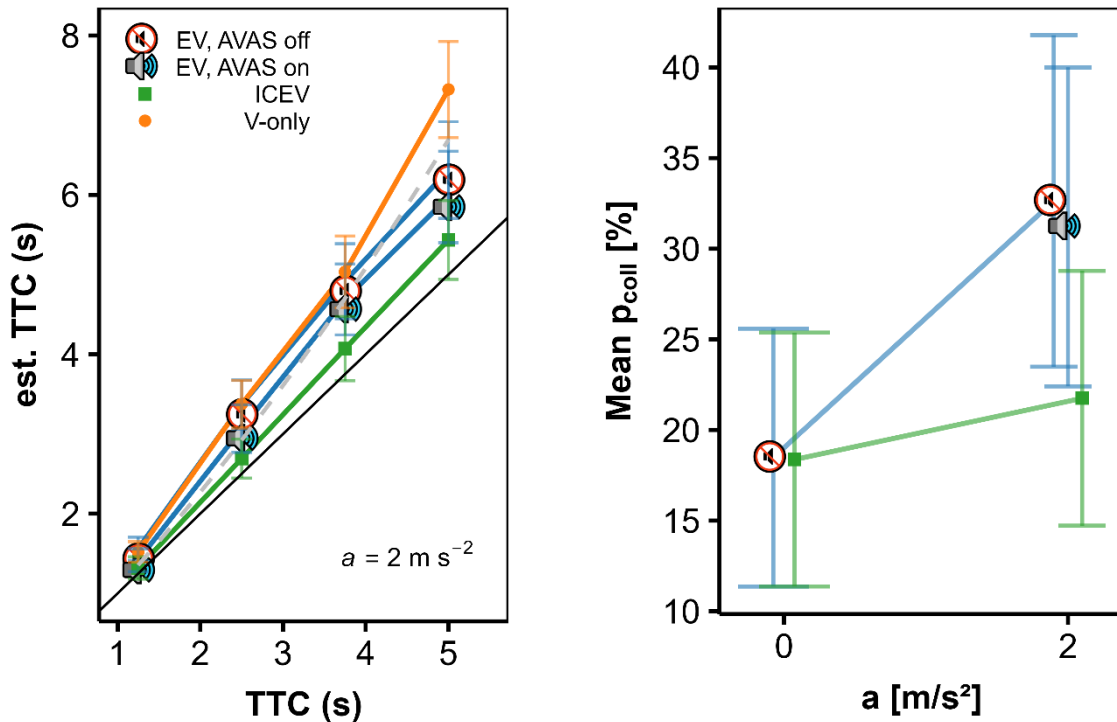


Figure 5: Left panel: Exp. 7. Mean estimated TTC as a function of presented TTC and vehicle type. The dashed gray line corresponds to first-order estimation. The solid black line represents the actual TTC. Orange symbols: visual-only condition. Green symbols: audiovisually presented ICEV. Blue symbols: audiovisually presented EV. Loudspeaker symbols indicate whether the AVAS was activated or not. Right panel: Exp. 9s. Mean collision probability p_{coll} as a function of acceleration and vehicle type. Same color code as in left panel. Colors and symbols indicate vehicle type and error bars show ± 1 SEM across the 24 (Exp. 6) and 15 (Exp. 7) participants, respectively.

In the final three experiments of this series, we measured street-crossing decisions in interaction with accelerating vehicles. We expected the decisions to reflect the pattern observed for TTC estimation. For instance, because Exp. 4-7 showed that participants *overestimate* the TTC for accelerating EVs, we expected *riskier* street-crossing decisions for EVs than when the sound of an accelerating ICEV is available.

In **Exp. 8**, published in [20], audiovisual simulations of an ICEV and an EV with or without activated AVAS were presented. We presented acceleration rates between 0.4 and 2.6 m/s² as well as constant-speed approaches. For the ICEV, the probability that a positive crossing decision would have resulted in a collision with the approaching vehicle because the TTC at occlusion was shorter than the time needed to cross the road did not increase with the acceleration rate but remained at a relatively low value,

similar to the average p_{coll} for the constant-speed approaches. In interaction with the EV, however, p_{coll} was on average higher than in interaction with the ICEV and increased significantly with the acceleration rate. With activated AVAS, the mean p_{coll} was slightly lower than without AVAS, but the increase of p_{coll} with the acceleration rate was observed for both EV variants. This pattern is compatible with the TTC estimation results described above.

Because the simulations in Exp. 8 presented the actual vehicle trajectories driven on the test track, so that the acceleration rates differed somewhat between the ICEV and the EVs (as in Exp. 5), in **Exp. 9**, we used the same experimental design as in Exp. 6 and compared approaches with $a = 2.0 \text{ m/s}^2$ to constant-speed approaches with matched $v_{\text{occ}} = 31.6 \text{ km/h}$, simulating again exactly the same motion for the three vehicle types in an audiovisual condition. The right panel of Figure 5 shows the average collision probability p_{coll} , computed as in Exp. 3. As expected based on the TTC estimation data, p_{coll} was similar between the constant-speed and the acceleration condition for the ICEV (green line in the right panel of Fig 5). In contrast, for the EV with and without activated AVAS (loudspeaker symbols), p_{coll} was significantly higher when the vehicle accelerated, compared to the constant-speed condition.

In **Exp. 10**, we investigated street-crossing decisions in interaction with an ICEV that either approached at a constant speed or accelerated with $a = 2 \text{ m/s}^2$. We compared an auditory-only and an audiovisual condition, and additionally investigated how vehicle loudness affects crossing decisions when the vehicle accelerates, with the same 10-dB gain variation as in Exp. 3. The presentation duration was relatively long, as in Exp. 7, to ensure that the final 1 s of the sound of the accelerating vehicle corresponded to a constant acceleration of $a \sim 2 \text{ m/s}^2$.

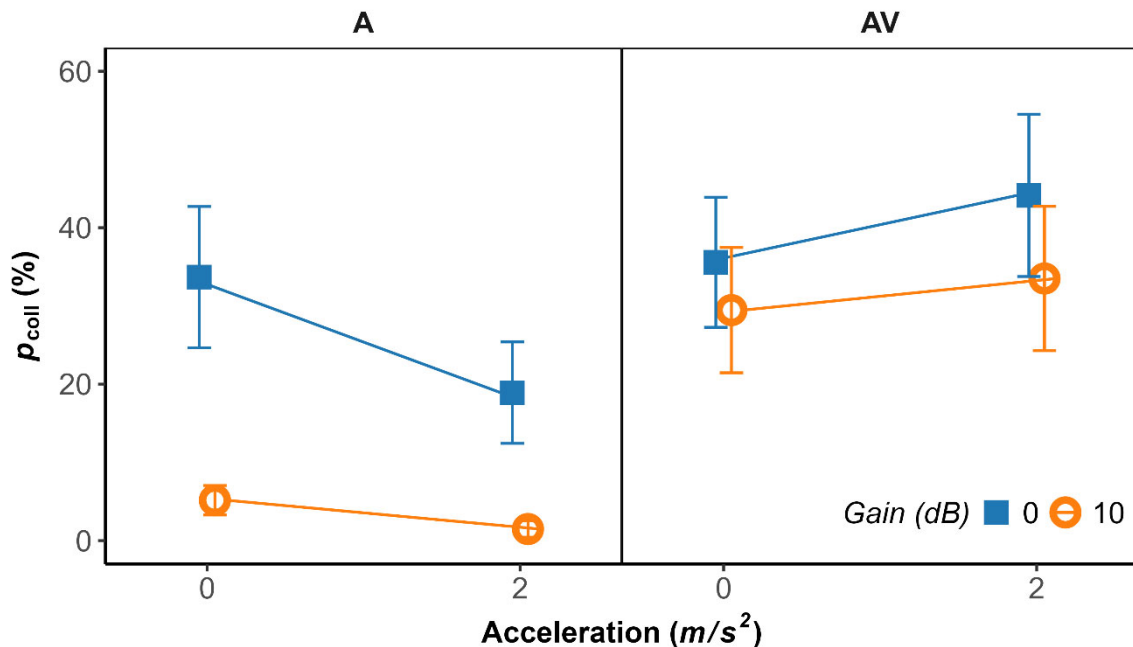


Figure 6: Exp. 10. Mean collision probability (p_{coll}) as a function of the acceleration rate. Blue squares: audio gain 0 dB (lower loudness level). Orange circles: gain 10 dB (higher loudness level). Left panel: auditory-only condition. Right panel: audiovisual condition. Error bars show $\pm 1 \text{ SEM}$ across the 13 participants.

As shown in Fig 6, we again observed a strong effect of vehicle loudness, particularly so in the A-only condition (left panel). The average collision probability was significantly higher in the quieter (blue symbols) than in the louder condition (orange symbols). Somewhat surprising, in the A-only condition, p_{coll} was even lower in interaction with the accelerating vehicle than for the vehicle approaching at constant speed. This observation might indicate a particularly strong consideration of vehicle loudness when the gain is varied from trial to trial (the sound is louder when a vehicle accelerates), but additional data are necessary to confirm this hypothesis. In the AV condition, there was a small, non-significant increase in the average p_{coll} at $a = 2 \text{ m/s}^2$ compared to $a = 0$. Taken together, the results confirm that the collision risk does not increase substantially due to acceleration when the sound of an ICEV is available. Also surprising, p_{coll} was on average higher in the audiovisual than in the A-only condition. This finding might be related to a more cautious decision strategy adopted when the cars were only audible, but not visible.

Taken together, the results of this series of experiments clearly show that the vehicle sound is important for pedestrians to account for the acceleration of an approaching vehicle, evident in TTC estimations and street-crossing decisions. However, this audiovisual benefit is reduced for EVs compared to ICEVs, even with activated AVAS.

5. Discussion and summary

The work program described briefly in this paper highlights the importance of acoustic information and auditory perception for the safe mobility of pedestrians and other road-users in interaction with motorized vehicles. Using a system providing more realistic auditory simulations of approaching vehicles than in previous studies, we studied time-to-collision estimation and road-crossing decisions. Our data clearly indicate that in traffic scenarios, auditory perception is not only relevant for the acoustic detection of vehicles, as it is already widely accepted, but that auditory information is also highly important for TTC estimation and road crossing decisions. The first series of experiments showed that at identical actual TTC, participants judged *quieter* vehicles to arrive *later* than louder vehicles, and that riskier road crossing decisions were made for quieter compared to louder vehicles, even when full visual information about the motion of the approaching car was available. The second series of experiments consistently indicated that the vehicle sound provides important information about acceleration that is not available in the visual domain. Only when the sound of an ICEV saliently signaled that the vehicle was positively accelerating as it approached them were participants able to make relatively accurate TTC estimations and safe road crossing decisions. However, for electric vehicles, this benefit provided by the car sound was significantly reduced compared to ICEVs, even when an AVAS compatible with UNECE R138 was active. Taken together, in street-crossing situations, pedestrians use auditory information for judging the motion of an approaching vehicle, particularly during acceleration, and even when the vehicle is in full view.

Our simulation system enables us to study auditory and audiovisual perception in street-crossing scenarios in controlled VR experiments, but with a considerably higher degree of realism than in previous studies in this area, and based on acoustic modeling of moving sound sources. By using recordings of real vehicles, we maximize the realism of the vehicle sounds. However, a limitation of this source-based approach is that in our experiments, we can only use the vehicle recordings available in our database. We're hoping that realistic simulations of the exterior sound produced by ICEVs

and EVs in dynamic driving situations (with changes in speed, acceleration, and engine load) will become available in the future, so that we can extend our studies to other car types, AVAS designs, acceleration levels and speeds, etc.

Our results raise a number of theoretical and practical questions, and our aim is to answer at least some of them during the continuation of our work program.

1) Even for constant-speed approaches, it is not yet clear which of the potential auditory cues discussed in the Introduction are used during TTC estimation and street-crossing decisions, how these cues are weighted relative to each other, and how they are combined with visual cues in an audiovisual condition. Measuring the importance of different potential cues requires to activate or deactivate some of the cues, or to shift cues against each other [e.g., 13]. Such experimental manipulations are only possible in virtual environments. Even in a simulated environment, it is challenging to, e.g., decorrelate the time-to-collision signaled by the dynamic increase in acoustic intensity from the TTC signaled by the dynamic change in source width, because both are by default linked to the simulated distance. We were already able to implement a subset of the required conditions in our simulation system and will conduct a series of experiments using this technology.

2) It remains to be investigated which auditory cues participants use for detecting the acceleration of a vehicle or for judging its acceleration rate. Which role do the potential different (psycho-) acoustic cues (e.g., intensity/loudness, frequency spectrum/pitch, modulation spectrum/roughness) play in this context? Identifying the relevant cues and their relative weights could be helpful for designing new AVAS concepts that are better suited for communicating an EVs state of acceleration to other road users.

3) Related to the preceding aspect, why did the sound of the EV (even with activated AVAS) presented in our experiments fail to enable our participants to make as accurate TTC estimations and safe crossing decisions as the ICEV sound did? One factor contributing to this finding could be that participants failed to detect that the EVs were accelerating, at least on a subset of trials. In fact, Exp. 3 in [20] showed that the probability of detecting that a vehicle accelerates based on only visual information was between 70 and 80% at an acceleration rate of 2 m/s^2 , which is above the guessing rate but still far from perfect. If, however, the vehicle sound was presented in addition to the visual information, the detection probability increased to more than 90% for an ICEV, to slightly less than 90% for our EV with activated AVAS, but to only about 80% for the EV without AVAS. However, it is likely that not only a binary classification into constant speed versus accelerating is needed for accurate TTC judgments and crossing decisions, but that a more quantitative judgment of the acceleration rate provides an additional benefit. Additional experiments are required to test this hypothesis.

4) As a complement to the previous aspect, the exact mechanisms underlying the benefit provided by the sound of the accelerating ICEV also remain to be identified, as discussed in [18]. For instance, does the acoustic acceleration signal direct the attention to acceleration-related motion cues, or does it trigger a “correction” of an initial first-order TTC estimation?

5) How could AVAS designs be improved so that they communicate acceleration as effectively as an ICEV? A clear limitation of our experiments is that we studied only one AVAS variant so far, even though the increase in pitch caused by increases in travel speed was already rather salient in the car model we studied compared to the minimum requirements described in UNECE R138. Could the auditory perception of acceleration be improved by making the speed-related change in pitch – that indirectly signals acceleration - even more salient? Would it help to add more direct acceleration-related sound quality changes? Could it be beneficial to have the AVAS activated up

to higher speeds than it is currently required? We will conduct experiments to gain insight into these questions. In our simulation system, new AVAS sounds can be added to the recorded sound of the EV without AVAS simply by defining the AVAS loudspeakers as additional sound sources in the acoustic simulation. Ultimately, this design problem taps into the conflicting aims of reducing traffic noise while still maintaining pedestrian safety.

Acknowledgements

This work was supported by funding from Unfallforschung der Versicherer (udv.de) and Deutsche Forschungsgemeinschaft (www.dfg.de; OB 346/8-1; priority program AUDICTIVE - SPP2236: *Auditory Cognition in Interactive Virtual Environments*), granted to Daniel Oberfeld-Twistel.

References

- [1] Altinsoy E, Landgraf J, Rosenkranz R, Lachmann M, Hagen K, et al. (2015) Wahrnehmung und Bewertung von Fahrzeugaußengeräuschen durch Fußgänger in verschiedenen Verkehrssituationen und unterschiedlichen Betriebszuständen. *FAT Schriftenreihe: Berichte der Bundesanstalt für Straßenwesen*.
- [2] Poveda-Martinez P, Peral-Orts R, Campillo-Davo N, Nescolarde-Selva J, Lloret-Climent M, et al. (2017) Study of the effectiveness of electric vehicle warning sounds depending on the urban environment. *Applied Acoustics* 116: 317-328. doi:10.1016/j.apacoust.2016.10.003
- [3] Emerson RW, Kim DS, Naghshineh K, Pliskow J, Myers K (2013) Detection of quiet vehicles by blind pedestrians. *Journal of Transportation Engineering* 139: 50-56. doi:10.1061/(asce)te.1943-5436.0000478
- [4] UNECE R138 (2017) *Regulation No 138 of the Economic Commission for Europe of the United Nations (UNECE) — Uniform provisions concerning the approval of Quiet Road Transport Vehicles with regard to their reduced audibility*.
- [5] NHTSA 141 (2018) *Federal Motor Vehicle Safety Standard No. 141: Minimum Sound Requirements for Hybrid and Electric Vehicles*.
- [6] Jenison RL (1997) On acoustic information for motion. *Ecological Psychology* 9: 131-151. doi:10.1207/s15326969eco0902_2
- [7] Zeller P, editor (2018) *Handbuch Fahrzeugakustik*: Springer.
- [8] Oberfeld D, Wessels M, Büttner D (2022) Overestimated time-to-collision for quiet vehicles: Evidence from a study using a novel audiovisual virtual-reality system for traffic scenarios. *Accident Analysis & Prevention* 175: 106778. doi:10.1016/j.aap.2022.106778
- [9] Grimm G, Luberadzka J, Hohmann V (2019) A toolbox for rendering virtual acoustic environments in the context of audiology. *Acta Acustica United with Acustica* 105: 566-578. doi:10.3813/aaa.919337
- [10] Daniel J (2000) *Représentation de champs acoustiques, application à la transmission et à la reproduction de scènes sonores complexes dans un contexte multimédia*: Université Pierre et Marie Curie (Paris VI).

- [11] Gerzon MA (1985) Ambisonics in multichannel broadcasting and video. *Journal of the Audio Engineering Society* 33: 859-871
- [12] Pulkki V (1997) Virtual sound source positioning using vector base amplitude panning. *Journal of the Audio Engineering Society* 45: 456-466
- [13] DeLucia PR, Preddy D, Oberfeld D (2016) Audiovisual integration of time-to-contact information for approaching objects. *Multisensory Research* 29: 365–395. doi:10.1163/22134808-00002520
- [14] Keshavarz B, Campos JL, DeLucia PR, Oberfeld D (2017) Estimating the relative weights of visual and auditory tau versus heuristic-based cues for time-to-contact judgments in realistic, familiar scenes by older and younger adults. *Attention Perception & Psychophysics* 79: 929-944. doi:10.3758/s13414-016-1270-9
- [15] Schiff W, Detwiler ML (1979) Information used in judging impending collision. *Perception* 8: 647-658. doi:10.1068/p080647
- [16] Lee DN, Young DS, Reddish PE, Lough S, Clayton TMH (1983) Visual timing in hitting an accelerating ball. *Quarterly Journal of Experimental Psychology Section a-Human Experimental Psychology* 35: 333-346. doi:10.1080/14640748308402138
- [17] Benguigui N, Ripoll H, Broderick MP (2003) Time-to-contact estimation of accelerated stimuli is based on first-order information. *Journal of Experimental Psychology: Human Perception and Performance* 29: 1083-1101. doi:10.1037/0096-1523.29.6.1083
- [18] Wessels M, Zähme C, Oberfeld D (2022) Auditory information improves time-to-collision estimation for accelerating vehicles. *Current Psychology*. doi:10.1007/s12144-022-03375-6
- [19] Wessels M, Kröling S, Oberfeld D (2022) Audiovisual time-to-collision estimation for accelerating vehicles: The acoustic signature of electric vehicles impairs pedestrians' judgments. *Transportation Research Part F: Traffic Psychology and Behaviour* 91: 191-212. doi:10.1016/j.trf.2022.09.023
- [20] Oberfeld D, Wessels M, Kröling S (2021) Risiko hohe Beschleunigung? Straßenquerungsverhalten von Fußgänger:innen in Interaktion mit E-Fahrzeugen (mit und ohne AVAS) im Vergleich zu Verbrennern. Berlin: Gesamtverband der Deutschen Versicherungswirtschaft e.V. <https://www.udv.de/resource/blob/84078/22741be085f0aa88579fe0c7362867c6/76-risiko-hohe-beschleunigung-d-data.pdf>

AVAS im Straßenverkehr – Untersuchungen zur Wirkung und Bewertung aktueller AVAS-Implementierungen

AVAS in road traffic - Studies on the effect and evaluation of current AVAS implementations

André Fiebig, Christian Hittmann, Wael Yahya

<http://dx.doi.org/10.25673/103511>

Abstract

Sales of hybrid and electric vehicles are steadily increasing due to current technological, social and political developments. With regard to the interior and exterior noise of vehicles with electric drives, considerable efforts have been made in recent years to reflect customer preferences as best as possible and to implement suitable vehicle noises. While the interior noise must convey driving dynamics acoustically and avoid disturbing noises, which are becoming increasingly critical due to the elimination of the combustion engine, the focus in the design of exterior noise is on AVAS (Acoustic Vehicle Alerting System), which can be individually designed by manufacturers within the range of legal requirements and thus can convey brand characteristics. Based on an online survey and a listening experiment, different AVAS implementations were evaluated and the meaning of AVAS was explored in more detail. Basically, an online survey showed that AVAS is considered by many to be essential for increasing pedestrian safety and would also be taken into account in potential purchases. In many cases, the respondents described situations in which electric vehicles were not heard due to the lack of AVAS, which promoted the general rather positive attitude of the respondents to the necessity of AVAS. However, the majority of respondents still believe that there will be an increase in noise pollution. Here, especially the louder and more tonal AVAS signals were rated as less pleasant. To investigate the effect of AVAS in road traffic situations near intersections, a measurement campaign was performed and the resulting scenarios, which were also recorded analogously with combustion engine motor vehicles, were evaluated in a listening experiment with regard to loudness, annoyance and conspicuousness. It was found that the scenarios with purely electric vehicle traffic were on average about 5 dB quieter. However, the reduction in annoyance compared to scenarios with internal combustion engine vehicles corresponds exclusively to the reduction in loudness or sound pressure level. An additional increase or decrease in annoyance due to AVAS beyond the change in loudness could not be observed. Thus, it can be assumed that the determination of the increase disturbance effect of road traffic noise near intersections might be relevant for electric vehicles as well in accordance with RLS-19.

Kurzfassung

Der Absatz von Hybrid- und Elektrofahrzeugen nimmt aufgrund aktueller technologischer, sozialer und politischer Entwicklungen stetig zu. Bezüglich des Innen- und Au-

ßengeräusches von Fahrzeugen mit Elektroantrieb wurden in den letzten Jahren erhebliche Anstrengungen unternommen, Kundenpräferenzen bestmöglich abzubilden und geeignete Fahrzeuggeräusche umzusetzen. Gilt es beim Innengeräusch akustisch Fahrdynamik zu vermitteln sowie Störgeräusche zu vermeiden, die aufgrund des Wegfalls des Verbrennungsmotors zunehmend kritisch sind, liegt der Fokus bei der Gestaltung des Außengeräusches auf AVAS (Acoustic Vehicle Alerting System), dass von Herstellern trotz gesetzlicher Vorgaben individuell gestaltet werden und damit Markenkennwerte vermitteln kann. Auf Basis einer Online-Umfrage und eines Hörexperimentes wurden verschiedene AVAS-Implementierungen evaluiert und die Bedeutung von AVAS näher exploriert. Grundsätzlich zeigte sich in einer Online-Befragung, dass AVAS von vielen als wesentlich zur Erhöhung der Fußgängersicherheit eingeschätzt wird sowie auch beim potenziellen Kauf berücksichtigt würde. Dabei wurden vielfach Situationen von den Befragten geschildert, in denen aufgrund vom fehlendem AVAS-Elektrofahrzeuge überhört wurden, wodurch die generelle eher positive Einstellung der Befragten zur Notwendigkeit von AVAS gefördert wurde. Dennoch geht die Mehrheit der Befragten von einer erhöhten Lärmbelastung aus. Hierbei wurden vor allem die lautereren und tonaleren AVAS-Signale als weniger angenehm eingeschätzt. Zur Untersuchung der Wirkung von AVAS in Straßenverkehrssituationen im Bereich von Kreuzungen wurde eine Messkampagne umgesetzt und die resultierenden Szenarien, die analog ebenfalls mit Kraftfahrzeugen mit Verbrennungsmotor aufgezeichnet wurden, in einem Hörexperiment hinsichtlich der Lautheit, Lästigkeit und Auffälligkeit bewertet. Es zeigte sich, dass die Szenarien mit reinem Elektrofahrzeugverkehr im Mittel ca. 5 dB leiser waren. Die Verringerung der Lästigkeit im Vergleich zu Szenarien mit Kraftfahrzeugen mit Verbrennungsmotor entspricht jedoch nahezu ausschließlich der Reduktion der Lautheit bzw. des Schalldruckpegels. Eine zusätzliche Erhöhung oder auch Verringerung der Lästigkeit durch AVAS-Geräusche über die Veränderung der Lautstärke des Verkehrsgeräusches hinaus, konnte nicht beobachtet werden. Dadurch kann angenommen werden, dass bei der Ermittlung der Störwirkung von Straßenverkehrsgeräuschen auch bei Elektrofahrzeugen von einem Kreuzungszuschlag ausgegangen werden muss, vergleichbar mit der aktuellen Regelung in der RLS-19.

1. Elektrofahrzeuge und AVAS – Eine Einleitung

Hybridelektrofahrzeuge (HEV) und vollelektrische Fahrzeuge (EV) werden aufgrund ökologischer Motive, technologischer Entwicklungen, steigender Kraftstoffpreise fossiler Brennstoffe und gesetzlicher Vorschriften und Normen wie den europäischen Emissionsnormen für neue Personenkraftwagen zur Verringerung der Kohlendioxid-Emissionen immer beliebter. Öffentliche Kaufanreize fördern zusätzlich den Verkauf von Elektrofahrzeugen. Aktuelle Verkaufszahlen und Prognosen deuten darauf hin, dass die jährlichen Verkäufe von Elektrofahrzeugen in den kommenden Jahren deutlich steigen werden und damit auch der Anteil der Elektrofahrzeuge an der Gesamtflotte. Obwohl das genaue Wachstum des EV-Marktes nicht genau vorhergesagt werden kann, da dies auch von politischen Entscheidungen kurzfristig massiv beeinflusst wird, gibt es jedoch keine Vorhersagen, die den steigenden Marktanteil von Elektrofahrzeugen in Frage stellen würden. Weltweit gab es im Jahr 2021 über 17 Millionen Elektrofahrzeuge, über sechs Millionen Fahrzeuge mehr als noch im Vorjahr [1]. Damit machen Elektrofahrzeuge (Batterie-Elektrofahrzeugen (BEV) und Plug-In-Hybrid (PHEV)) in Deutschland im Jahr 2023 einen Anteil am Bestand der Personenkraftwagen von knapp 4% aus [2]. Die Zahl an Neuzulassungen von Elektroautos (rein elektrisch und

Plug-In-Hybrid) in Deutschland stieg von knapp 100.000 im Jahr 2019 auf über 800.000 Neuzulassungen im Jahr 2022.

Da die Antriebstechnologie der Elektrofahrzeuge zu geringeren Geräuschemissionen führt, erhofft man sich mit der zunehmenden Verdrängung des Verbrennungsmotors (Internal Combustion Engine (ICE)) auch eine merkliche Reduzierung von belästigenden Straßenverkehrsgeräuschen. Straßenverkehrslärm ist nach wie vor größte Geräuschquelle für Lärmbelästigung. So leben beispielsweise mehr als 100 Millionen Menschen in Europa in Gebieten, in denen die Belastung durch Straßenverkehrslärm als gesundheitsschädlich gilt [3]. Darüber hinaus schätzt die Weltgesundheitsorganisation, dass allein in Westeuropa derzeit jedes Jahr über eine Million gesunde Lebensjahre durch Straßenverkehrslärm verloren gehen [4].

Mit dem Aufkommen von Elektrofahrzeugen waren Hoffnungen für eine Reduktion des Straßenverkehrslärms um einige dB zumindest für niedrige Geschwindigkeiten verbunden, was ein erhebliches Potenzial zur Verringerung der gesundheitlichen Beeinträchtigungen bedeuten würde [5]. Ein noch größeres Potenzial zur Lärminderung besteht sogar noch in Gebieten mit einer großen Anzahl an motorisierten Zweikraftfahrzeugen. In diesen Gebieten könnte mit dem Austausch von motorisierten Zweikraftfahrzeugen durch Elektroräder die Lärmbelästigung erheblich reduziert werden (vgl. [6]).

Mit dem Aufkommen von Elektrofahrzeugen wuchs gleichzeitig vor allem bei Blinden- und Sehbehindertenverbänden die Sorge, dass Elektrofahrzeuge eine erhöhte Gefahr für Fußgänger darstellen könnten, insbesondere für diejenigen vulnerablen Gruppen, die verstärkt auf das Gehör angewiesen sind [7]. So hat sich die Europäische Blindenunion (EBU) dafür eingesetzt, dass alle "geräuschlosen" Autos mit einem obligatorischen Geräusch ausgestattet werden [8]. Studien, die die Gefahr von Elektrofahrzeugen für Sehbehinderte untersuchten und auf der Analyse von Unfallstatistiken basierten, deuteten auf ein höheres Kollisionsrisiko hin [9], wurden jedoch methodisch häufig kritisiert [10]. Dies führte unmittelbar zu politischen Aktivitäten und nachfolgend Maßnahmen, um Regelungen zur Hörbarkeit von Elektrofahrzeugen aufzustellen und zu verabschieden. Insbesondere Blindenverbände wiesen darauf hin, dass sehbehinderte Fußgänger akustische Signale benötigen, um sich sicher im Verkehr bewegen zu können [8]. Studien zur Wirkung von künstlich erzeugten Geräuschen bei Elektrofahrzeugen zeigten erwartungsgemäß, dass Fahrzeuge mit zusätzlichen Geräuschen bereits in größerer Entfernung mittels Hörsinn erkannt werden können [11]. Dies führte dazu, dass Mindestanforderungen zur Hörbarkeit von Elektrofahrzeugen durch Verwendung von Alarmsignalen einschließlich der Definition notwendiger akustischer Merkmale gesetzlich verankert wurde. Dennoch gibt es bis heute eine Debatte darüber, wie Fußgängerschutz und Verkehrslärmvermeidung bestmöglich in Einklang gebracht werden können [12].

2. Elektrofahrzeuge und AVAS – Aktuelle Regelungen

In der EU-Verordnung Nr. 540/2014 wird AVAS als ein System für Straßenverkehrsfahrzeuge mit Elektro-Hybrid- oder reinem Elektroantrieb definiert, das mittels eines Schallzeichens Fußgängerinnen und Fußgänger sowie andere Verkehrsteilnehmende auf die Anwesenheit des Fahrzeuges aufmerksam macht [13]. Insbesondere bei niedrigen Geschwindigkeiten bis rund 30 km/h würden die Schallemissionen eines Kraftfahrzeuges von den Antriebsgeräuschen dominiert, die bei Elektrofahrzeugen wegfielen. Daher würden bedeutende akustische Signalquellen für blinde und sehbehinderte

Verkehrsteilnehmende sowie Radfahrende weggefallen. Aus diesem Grund wären akustische Fahrzeug-Warnsysteme (AVAS) einzusetzen, wobei die allgemeine Geräuschbelastung für die Umwelt zu berücksichtigen sei. Daher müssen seit Juli 2021 Hersteller in allen neuen Hybrid- und reinen Elektrofahrzeugen ein AVAS einbauen, die die Anforderungen des Anhangs VIII bzw. der UNECE R 138 erfüllen [14]. Demzufolge muss im Elektromodus vom Anfahren bis mindestens zu einer Geschwindigkeit von 20 km/h sowie beim Rückwärtsfahren automatisch ein Schallzeichen erzeugt werden. Dabei muss AVAS jederzeit aktiv sein und darf nicht ausgeschaltet oder pausiert werden. Das Warngeräusch soll mit dem Geräusch eines Verbrennungsmotors der gleichen Klasse vergleichbar sein, dessen Schalldruckpegel jedoch bei gleichen Bedingungen nicht überschreiten. Die detaillierten akustischen Anforderungen wurden im Oktober 2016 in der UNECE R 138 und in der dazugehörigen Änderung UNECE R 138.01 (2017) definiert.

Ein AVAS müsste nicht betrieben werden, wenn die Gesamtpegelanforderungen (siehe Tab. 3) mit einer Toleranz von $+3 \text{ dB(A)}$ eingehalten würden. Die Genehmigungsprüfung erfolgt bei Konstantfahrt mit 10 km/h und 20 km/h , wobei ein Gesamtschalldruckpegel erreicht sowie mindestens zwei Terzbänderpegel überschritten werden müssen (siehe Tab. 1). Mindestens eines dieser Terzbänder muss unterhalb der Terz mit einer Mittenfrequenz von 1600 Hz liegen oder dieser entsprechen.

Tabelle 1: Anforderungen an den Mindestschalldruckpegel über Terzbänder bei AVAS

Terzband (Mittenfrequenz) in Hz	Mindestpegel in dB(A) bei konstant 10 km/h	Mindestpegel in dB(A) bei konstant 20 km/h
160	45	50
200	44	49
250	43	48
315	44	49
400	45	50
500	45	50
630	46	51
800	46	51
1000	46	51
1250	46	51
1600	44	49
2000	42	47
2500	39	44
3150	36	41
4000	34	39
5000	31	36

Ferner müsse eine Frequenzverschiebung über die Veränderung der Geschwindigkeit informieren. Ein vom Fahrzeug abgegebener Ton müsse sich mit mindestens durchschnittlich $0,8 \%$ in seiner Frequenz pro km/h proportional zur Geschwindigkeit verändern. Diese Veränderung muss bei Vorwärtsfahrt im Geschwindigkeitsbereich von 5 km/h bis 20 km/h erfolgen. Bei mehreren Frequenzverschiebungen muss nur eine Frequenzverschiebung zwingend die genannte Anforderung erfüllen. Im Stand ist es nach der UNECE R 138 nicht verpflichtend ein Warnsignal abzugeben. Ein Gesamtschalldruckpegel von 75 dB(A) in Abstand von 2 m darf generell nicht überschritten werden. Die verschiedenen Anforderungen an AVAS variieren weltweit. Tabelle 2 und 3 verdeutlichen wesentliche Unterschiede zwischen der europäischen und der amerikanischen Regelung [15] von akustischen Warnsignalen zur verbesserten Hörbarkeit

von Elektrofahrzeugen. Sind die Anforderungen an die geforderten Mindestgesamtpiegel verhältnismäßig vergleichbar (Tab. 3), so werden verschiedene Aspekte der Auslegung von AVAS in den Regelungen doch unterschiedlich ausgeführt, siehe Tab. 2 [16].

Tabelle 2: Vergleich der europäischen u. US-amerikanischen Vorschriften über AVAS-Anforderungen [16]

	Europa (UNECE-138.01)	USA (FMVSS Nr. 141)	
Geschwindigkeitsbereich (vorwärts)	bis 20 km/h (± 1 km/h)	bis 30 km/h (+2 km/h)	
Rückwärtsfahrt	bis 6 km/h (± 2 km/h)	0 km/h (stationär)	
Mindestterzpegel	verpflichtend	verpflichtend	
Frequenzbereich für Mindestterzpegel	2 Terzbänder im Bereich von 160 Hz - 5000 Hz	4 nicht benachbarte Terzbänder, die mindestens 9 Terzbänder umfassen (315 Hz - 5000 Hz)	2 nicht benachbarte Terzbänder (315 Hz - 3150 Hz)
Standgeräusch	nicht verpflichtend	verpflichtend	
Frequenzverschiebung	verpflichtend	nicht verpflichtend	

Der unterschiedliche Geschwindigkeitsbereich, die Anforderungen an ein zusätzliches Standgeräusch sowie die Forderung nach einer Frequenzverschiebung eines Tons verdeutlichen die unterschiedlichen Spezifikationen. Beispielsweise wird in der amerikanischen Regelung anstelle der Frequenzverschiebung eine relative Pegeländerung von +3 dB verlangt, um die Beschleunigung und Verlangsamung beim Übergang von einem relevanten Betriebszustand zum nächsten akustisch zu signalisieren, d.h. eine Pegelzunahme von +3 dB bei einer Geschwindigkeitszunahme von 10 km/h.

Tabelle 3: Vergleich der europäischen und US-amerikanischen Mindestanforderungen an AVAS bezüglich der Gesamtschalldruckpegel [16]

	Europe (UNECE-138.01)	USA (FMVSS Nr. 141) (Zweiband-Methode)
Konstantfahrt mit 10 km/h	50 dB(A)	51 dB(A)
Konstantfahrt mit 20 km/h	56 dB(A)	57 dB(A)
Konstantfahrt mit 30 km/h	-	62 dB(A)
Rückwärtsfahrt	47 dB(A)	48 dB(A)

Die Automobilhersteller können grundsätzlich individuelle AVAS-Auslegungen vornehmen, solange die gesetzlichen Anforderungen erfüllt sind. So sollen der breite Frequenzbereich und die flexible Auswahl möglicher Terzbänder den Herstellern die Flexibilität geben, Warngeräusche zu entwickeln, die für ihre Kunden akzeptabel sind [15].

3. AVAS – Befragung zur allgemeinen Akzeptanz

Im Rahmen einer Pilot-Online-Umfrage wurde die aktuelle Relevanz von AVAS thematisiert. Hierzu wurde die webbasierte Applikation Sosci-Survey verwendet (<https://www.socisurvey.de>) und eine Befragung im Zeitraum von Januar bis Februar 2023 durchgeführt, an der 54 Personen (22 Frauen, 32 Männer) teilnahmen [17]. Die Mehrheit der Teilnehmenden (88 %) kam aus dem Großraum Berlin. Im Rahmen der Befragung sollten die Teilnehmenden AVAS-Signale bewerten, die Notwendigkeit von

AVAS zur verbesserten Hörbarkeit einschätzen sowie die Relevanz der AVAS-Auslegung für Kaufentscheidungen einordnen. Für die perzeptive Bewertung auf dem Markt gängiger AVAS-Signale wurden in ruhiger Umgebung Vorbeifahrtgeräusche von fünf Elektrofahrzeugmodellen unterschiedlicher Hersteller für Schrittgeschwindigkeit, Konstantfahrt bei 10 km/h sowie bei 15 km/h mit einem Abstand von 2 m zur Fahrbahn binaural mittels eines SQuadriga I (HEAD acoustics) aufgezeichnet. Obwohl die Mehrheit der Teilnehmenden (94 %) kein Elektrofahrzeug besaß, gaben 54 % an, bereits Fahrerfahrungen mit Elektrofahrzeugen zu besitzen. Ferner konnten über 70% ein oder mehrere Hersteller sowie konkrete Modelle von Elektrofahrzeugen nennen (siehe Bild 1), wobei der Hersteller Tesla am häufigsten genannt wurde, was den Verkaufszahlen in Deutschland neben VW und Renault entspricht [18]. Dabei wurden am häufigsten die Modelle Tesla Model S und Tesla Model 3 sowie Renault Zoe und VW ID.3 genannt.

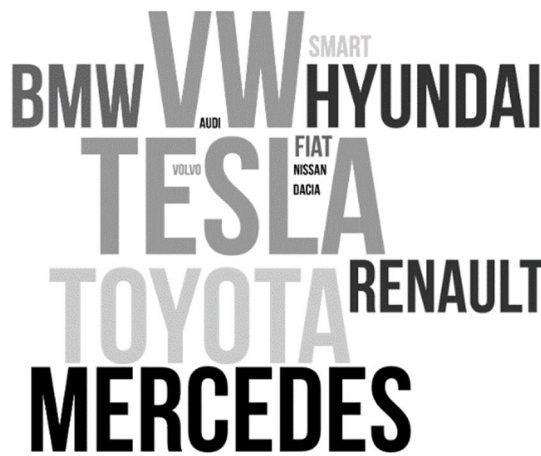


Bild 1: Wortwolke von den am häufigsten in der Umfrage genannten Automobilherstellern von Elektrofahrzeugen

Betrachtet man gesondert Personen, die in der Befragung angaben, eine Sehschwäche zu besitzen, wurde von dieser Personengruppe häufiger AVAS im Straßenverkehr bzw. Alltag wahrgenommen (siehe Bild 2). Ein Unterschied bei der Bewertung der Aussage, ob AVAS-Geräusche bei Elektrofahrzeugen ein Überhören der Fahrzeuge im Verkehr unmöglich machen und Unfälle effektiv vermieden werden, bestand bei der Gruppierung nach Sehschwäche jedoch nicht.

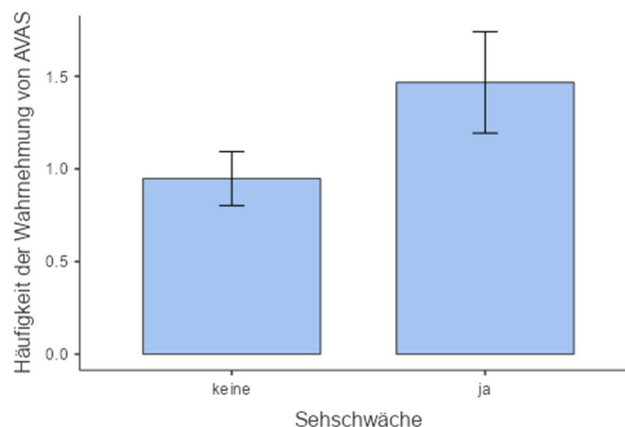


Bild 2: Häufigkeit der Wahrnehmung von AVAS im Straßenverkehr (mittels einer 5-stufigen Ratingskala ermittelt) in Abhängigkeit der Angabe zum Vorhandensein einer Sehschwäche

Bild 3 verdeutlicht, dass die Auslegung des AVAS-Signals im Innenraum eines Fahrzeugs für die Mehrheit der Befragten beim Kauf eines Elektrofahrzeugs eine Rolle spielen würde. Dies lässt darauf schließen, dass Lautstärke und Geräuschcharakter des Fußgängerwarnsystems durchaus auch relevant für Kaufinteressenten sind. Bei der Aussage, dass „durch AVAS-Geräusche bei Elektrofahrzeugen ein Überhören der Fahrzeuge im Verkehr unmöglich und Unfälle effektiv vermieden werden“ antwortete nur eine Person mit „trifft nicht zu“. Auf einer 5-stufigen Skala zur Zustimmung der Aussage, die von „trifft nicht zu“ bis „trifft vollkommen zu“ reichte, wurde im Mittel mit dem Wert 3.1 eine deutliche Zustimmung beobachtet. Dabei geht jedoch gleichermaßen die Mehrheit der Befragten davon aus, dass damit auch eine gewisse Erhöhung der Lärmbelastigung bedingt wird (siehe Bild 4).

INWIEFERN WÜRDEN BEIM ERWERB EINES ELEKTROFAHRZEUGES FÜR SIE AVAS DIE KAUFENTSCHEIDUNG BEEINFLUSSEN?

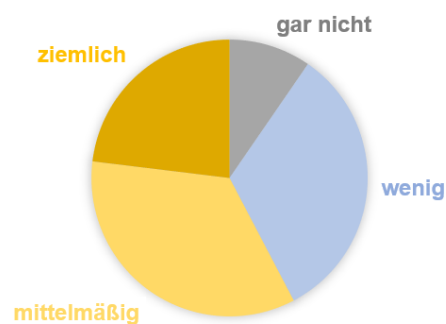


Bild 3: Verteilung der Antworten auf die Frage, ob AVAS einen Einfluss auf die Kaufentscheidung hätte

INWIEFERN STIMMEN SIE DER AUSSAGE ZU, DASS AVAS BEI ELEKTROFAHRZEUGEN ZU ERHÖHTER LÄRMBELÄSTIGUNG FÜHRT?

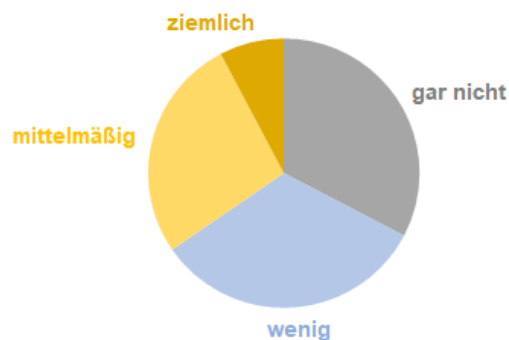


Bild 4: Verteilung der Antworten auf die Frage, ob AVAS allgemein zur Erhöhung der Lärmbelastigung beiträgt

Jedoch berichteten viele Teilnehmende, dass Sie bereits Elektrofahrzeuge in der Vergangenheit im Straßenverkehr überhört hatten und schilderten per freier Texteingabe die Situationen, in denen dieses „Überhören“ auftrat. Bild 5 zeigt häufig genannte Begriffe in den Freitextangaben der Teilnehmenden. Vielfach wurden Elektrofahrzeuge beim Überqueren von Straßen bei langsamer Fahrt überhört. Auch der Ampel- und Parkplatzkontext wurde als Situation, in der ein Elektrofahrzeug häufiger überhört wurde, genannt. Vielfach sei bei den betreffenden Elektrofahrzeugen kein AVAS vorhanden gewesen, was eine Erkennung erschwerte hätte.

Da erst seit Sommer 2021 der Einbau von AVAS verbindlich für Neuzulassungen erforderlich ist, können im Bestand vielfach noch Elektrofahrzeuge ohne AVAS im Straßenverkehr angetroffen werden. Insgesamt nahmen bislang erst 64 % der Befragten AVAS im Straßenverkehr bzw. Alltag bewusst wahr. Bild 6 verdeutlicht die Bewertungen der Kriterien *Auffälligkeit* und der *Angenehmheit* für am Markt befindliche AVAS-Signale von fünf verschiedenen Automobilherstellern, die im Online-Experiment dargeboten und bewertet wurden. Die Lautstärke sollte initial so gewählt werden, dass das Beispielgeräusch der Lautstärke einer typischen Vorbeifahrt entspräche. Die Lautstärke dürfte nach der erfolgten Einstellung laut Instruktion nicht mehr geändert werden.



Bild 5: Wortwolke bezüglich der freien Erläuterungen von Situationen, in denen Elektrofahrzeuge überhört wurden

Es zeigte sich dabei ein Zusammenhang zwischen der bewerteten *Auffälligkeit* und der *Angenehmheit*. Die Einzelbewertungen korrelierten dabei hochsignifikant miteinander mit $r = -0.24$. D.h. mit höherer *Auffälligkeit* sinkt die bewertete *Angenehmheit*. Jedoch fällt dieser korrelative Zusammenhang insgesamt nur schwach aus.

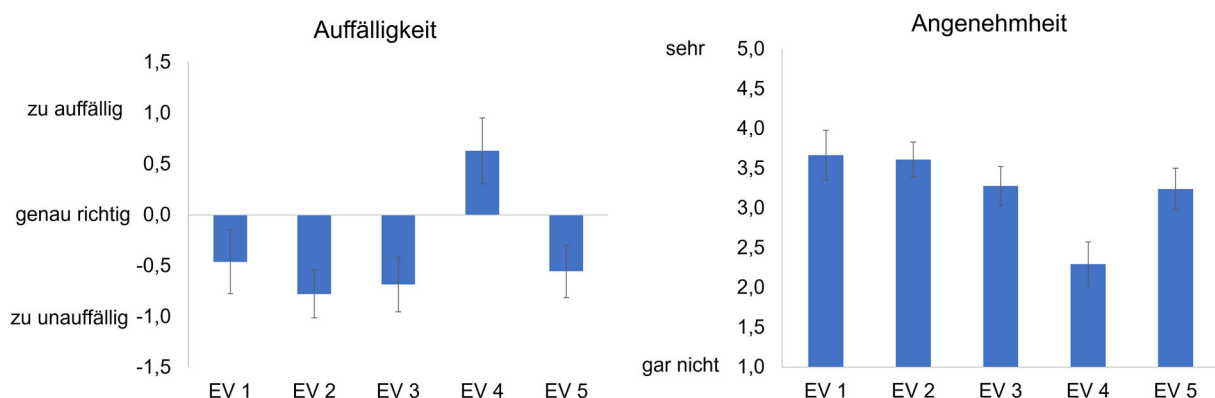


Bild 6: Bewertungen (arithmetisches Mittel und 95% Konfidenzintervall) bezüglich der Auffälligkeit (Just Right Scale) und der Angenehmheit (unipolar) von verschiedenen AVAS-Signalen für Konstantfahrt mit 10 km/h

Interessanterweise bestand zwischen der Bewertung der *Vertrautheit* des jeweiligen AVAS-Signals mit der *Angenehmheit* oder *Auffälligkeit* kein korrelativer Zusammenhang. Beispielsweise wurde die *Vertrautheit* von EV 5 am geringsten eingeschätzt, obwohl das Signal als relativ unauffällig und angenehm eingeschätzt wurde.

Tabelle 4 zeigt für einige ausgewählte akustische Parameter die jeweiligen Ausprägungen für die 5 betrachteten Fahrzeuge mit AVAS für eine Konstantfahrt mit 10 km/h. Deutlich ist zu erkennen, dass EV 4 mit AVAS markant am lautesten war und die größte Tonalität aufwies.

Tabelle 4: Ausgewählte akustische Ausprägungen der AVAS-Signale für Konstantfahrt mit 10 km/h

	EV 1	EV 2	EV 3	EV 4	EV 5
Schalldruckpegel L_{A5} in dB(A)	57.3	62.2	60.4	73.8	55.3
Lautheit (ISO 532-1) N_5 in sone [19]	10.3	12.5	12.7	21.0	9.8
Tonalität (ECMA 418-2) T_{ave} in tu _{HMS} [20]	0.23	0.20	0.18	1.4	0.55

Dies führte bezüglich der Bewertungen der *Angenehmheit* und *Auffälligkeit* zu deutlichen Abwertungen durch die Befragten. Zusätzlich zeigt Bild 7 auf Basis der Tonalitätsanalyse nach ECMA 418-2 [20], dass die Auslegung von AVAS aufgrund der Gestaltungsfreiheiten bezüglich des Frequenzbereiches und des Charakters des AVAS-Signals unterschiedlich bezüglich der Prominenz von tonalen Komponenten ausfällt, die auch noch zusätzlich deutlich in der Frequenz variieren. Grundsätzlich ist es laut gesetzlichen Vorgaben nicht zwingend erforderlich, dass ein oder mehrere prominente Töne vorhanden sein müssen, lediglich für die Berücksichtigung der Anforderung der Frequenzverschiebung ist eine gewisse Ausprägung einer Geräuschkomponente zur Erkennung der Verschiebung bei einer Geschwindigkeitszunahme erforderlich. Auch wird in der UNECE R 138 nicht definiert, welche Signaleigenschaften ein „Ton“, der in seiner Frequenz variiert, um eine Geschwindigkeitsveränderung anzuzeigen, besitzen muss. Hinsichtlich der *Angenehmheit* ist zu erkennen, dass nicht das leiseste (EV 5), sondern das unauffälligste AVAS mit geringer Tonalität (EV 1) gemäß ECMA 418-2 [20] am angenehmsten bewertet wurde.

Da in einem Online-Experiment die Wiedergabelautstärke nicht kontrolliert werden kann und per Instruktion eine Vorbeifahrt auf eine plausible Lautstärke eingestellt werden sollte, können die Versuchsergebnisse nur als bedingt belastbar angesehen werden. Die Probanden wurden angehalten, die Wiedergabelautstärke während der Versuchsteilnahme konstant zu halten, so dass zumindest relative Unterschiede zwischen den AVAS-Signalen erhalten und interpretierbar sind. Es ist jedoch bekannt und vielfach belegt, dass Hörversuche in Form von Online-Experimenten aussagekräftige Ergebnisse erzeugen können [vgl. 21].

4. AVAS – Experiment zur Bewertung des Außengeräusches

Wie in Bild 5 dargestellt, wurde häufiger der Kreuzungsbereich angegeben, bei dem Elektrofahrzeuge überhört würden und daher sollte vor allem in diesem Bereich AVAS eine verbesserte Hörbarkeit der Fahrzeuge ermöglichen. In der RLS 19 [22] wird diese Verkehrssituation aus Sicht der Lärmbewertung gesondert betrachtet. Die erhöhte Störwirkung von lichtzeichengeregelten Kreuzungen und Einmündungen so-

wie von Kreisverkehren wird im Emissionspegel durch die Knotenpunktkorrektur berücksichtigt, die im Wesentlichen durch das Anfahren und Bremsen bzw. durch spezifische psychoakustische Ausprägungen verursacht wird (vgl. [23]). Dabei wird ein Maximalwert der Knotenpunktkorrektur K_{KT} von 3 dB bei lichtzeichengeregelten Knotenpunkten vergeben und von 2 dB bei Kreisverkehren.

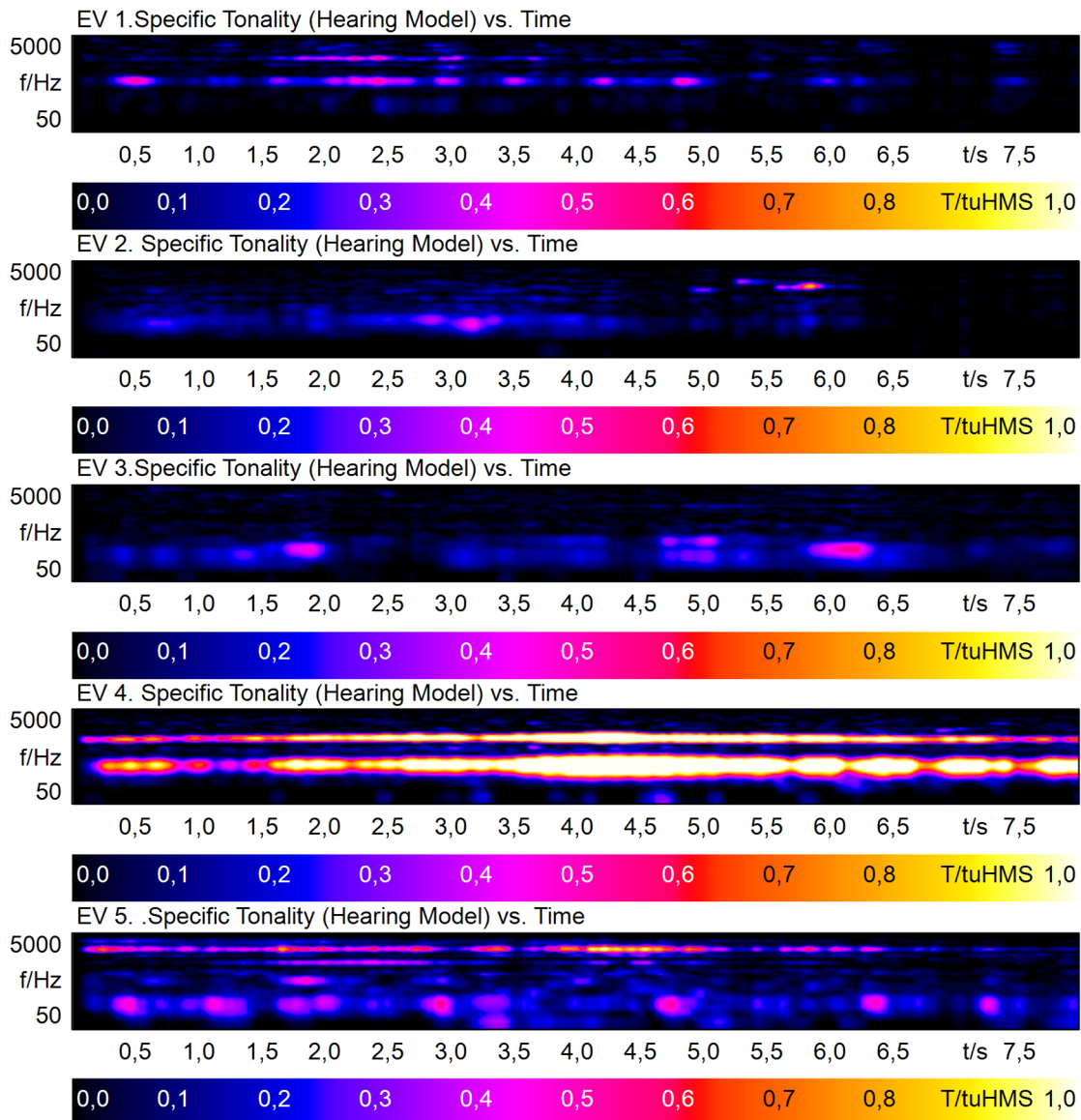


Bild 7: Tonalität nach ECMA 418-2 [20] der Vorbeifahrten der Elektrofahrzeuge für die Bedingung Konstantfahrt mit 10 km/h. Von oben nach unten: EV 1 bis EV 5

Jedoch ist bei einer zunehmenden Durchdringung von Elektrofahrzeugen im Fahrzeugbestand unklar, ob nach wie vor aufgrund von Anfahren und Abbremsen eine erhöhte Störwirkung vorliegt, die durch den (berechneten) Mittelungspegel nicht adäquat angezeigt wird. Zwar entfällt bei Beschleunigungsvorgängen bei Elektrofahrzeugen der auffällige Geräuschbeitrag des Verbrennungsmotors, jedoch kommt zusätzlich AVAS zur verbesserten Hörbarkeit von Elektrofahrzeugen akustisch dazu.

Zur Untersuchung der Störwirkung im Kreuzungsbereich wurden verschiedene Verkehrsszenarien für eine Bewertung in einen Hörversuch gemessen [24]. Dabei wurden bis zu drei Fahrzeuge mit Verbrennungsmotor sowie bis zu drei Elektrofahrzeuge, die

mit AVAS ausgestattet waren, in dem jeweiligen Kreuzungsszenario (Anhalten, Abbiegen, konstante Fahrt) betrachtet. Die Messungen wurden binaural mit einem SQuadriga I (HEAD acoustics) sowie mit einem Schallpegelmesser XL2 (NTI audio) in einem Abstand von 7.50 m zur Straße bzw. zum Kreuzungsschnittpunkt durchgeführt. Die Szenarien wurden für die Darbietung im Hörversuch auf jeweils 30 s geschnitten und mittels eines Kopfhörers (Sennheiser HD 650) dargeboten. Die Wiedergabelautstärke wurde im Vorfeld der Hörversuchsdurchführung mittels eines Kunstkopfmesssystems HMS III (HEAD acoustics) überprüft. Insgesamt wurden den Probanden im Hörversuch 26 Signale präsentiert. Zur Bewertung der Verkehrsgeräusche wurden multiple Ratingskalen verwendet. Die Signale wurden hinsichtlich ihrer Lautheit, Lästigkeit, Tonhaltigkeit, Schärfe und Auffälligkeit auf 11-stufigen unipolaren Skalen, die von 'gar nicht' (1) bis 'extrem' (11) reichten, bewertet. Insgesamt nahmen 31 Personen am Hörversuch teil.

Bild 8 zeigt die Unterschiede in der psychoakustischen Lautheit nach DIN 45631/A1 [25] zwischen den erstellten Verkehrsgeräuschen, die ausschließlich mit Elektrofahrzeugen bzw. Kraftfahrzeugen mit Verbrennungsmotor (ICE) erzeugt wurden. Grundsätzlich ist ein systematischer Unterschied zwischen der resultieren Lautheit nach Antriebsart festzustellen. Trotz AVAS sind im Mittel die Szenarien mit Elektrofahrzeugen im Vergleich zu den ICE-Szenarien um 30% leiser. Diese Beobachtung ist analog zu der Analyse des Schalldruckpegels (z.B. L_{Aeq}), bei dem ein mittlerer Pegelunterschied von 5.4 dB beobachtet wurde.

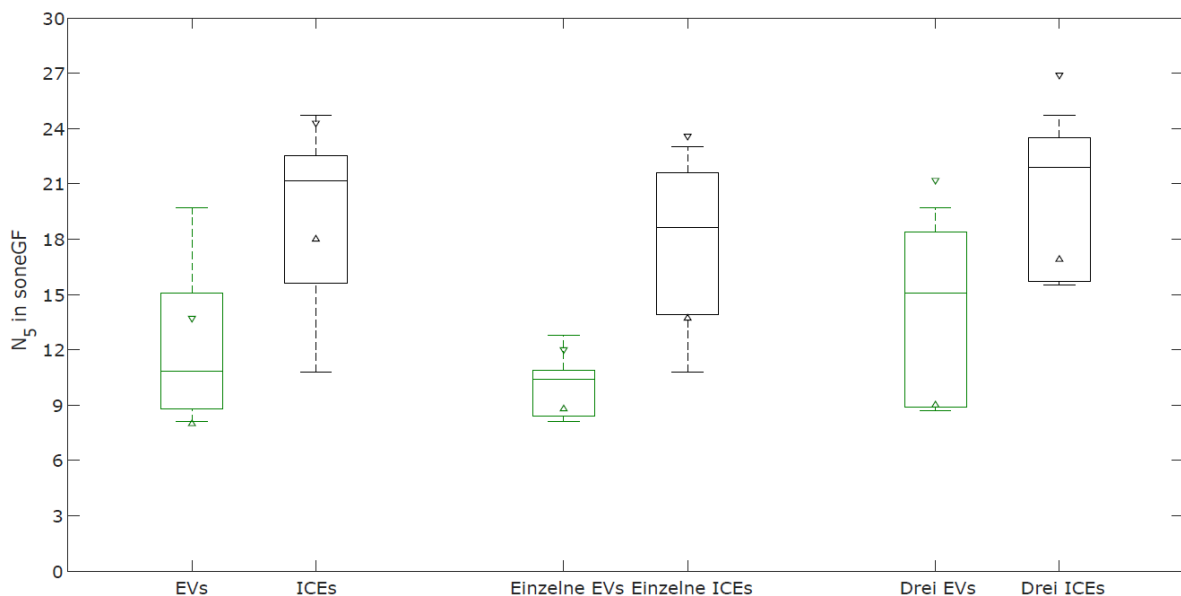


Bild 8: Vergleich der ermittelten Lautheitswerte N_5 nach DIN 45631/A1 [25] getrennt nach Elektrofahrzeug- und Verbrennungsmotorszenarien. Links: Alle Signale, Mitte: Nur Szenarien mit einem einzelnen Fahrzeug; rechts: Nur Szenarien mit jeweils 3 Fahrzeugen

Tabelle 5: Korrelative Zusammenhänge (Bestimmtheitsmaß R^2) zwischen ausgewählten akustischen Größen und Hörversuchsbewertungen der Items 'laut', 'lästig' und 'auffällig'. Statistisch signifikante Korrelationen sind mit einem Sternchen gekennzeichnet.

	laut	lästig	auffällig
Schalldruckpegel L_{A5} in dB(A)	0.86*	0.77*	0.85*
Lautheit (DIN 45631/A1) N_5 in sone [26]	0.87*	0.78*	0.83*
Schärfe (DIN 45692) S_{ave} in acum [27]	0.29	0.35	0.37
Tonalität (ECMA 418-2) T_{ave} in tuHMS [20]	0.08	0.06	0.09

Bild 9 verdeutlicht, dass zwar die Szenarien mit Elektrofahrzeugen im Mittel leiser sind, jedoch einen ähnlichen (linearen) Zusammenhang mit den Lästigkeitsurteilen wie die Verkehrsgeräusche mit ICE-Fahrzeugen aufweisen. Wird eine lineare Regressionsgerade für beide Datensätze separat ermittelt, liegen diese nahezu übereinander. D.h., dass offensichtlich auf Basis der Hörversuchsdaten kein Versatz (Bonus oder Malus) in den Urteilen in Abhängigkeit der Antriebsart beobachtet werden kann.

Die Bewertung der Lästigkeit folgt der Lautheit, wodurch Vorbeifahrtgeräusche von Elektrofahrzeugen scheinbar aufgrund von AVAS nicht per se angenehmer sind. Dadurch wird deutlich, dass durch AVAS vermutlich nach wie vor von einem Kreuzungszuschlag im Vergleich zu Konstantfahrten mit höherer Geschwindigkeit ausgegangen werden muss analog zur aktuellen Regelung der RLS 19. Hierbei könnte die Korrektur, der in der RLS 19 bisher angenommenen Größenordnung entsprechen. D.h. Elektrofahrzeuge mit AVAS werden im Bereich von Kreuzungen nicht systematisch angenehmer empfunden bzw. bewertet, wobei natürlich bei der Lärmbewertung der verringerte Mittelungspegel berücksichtigt werden muss.

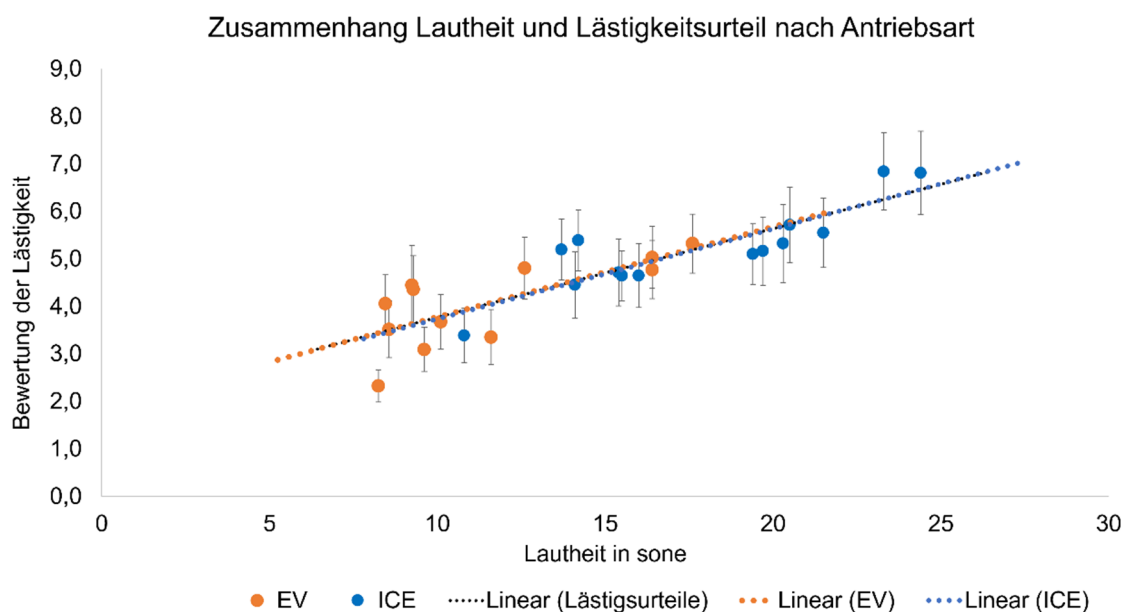


Bild 9: Lästigkeitsurteile (arithmetische Mittelwerte und 95% Konfidenzintervall) über Lautheitswerte nach DIN 45631/A1 [25] in sone der EV und ICE-Szenarien sowie lineare Regressionsgeraden

5. Fazit

Das Thema AVAS polarisiert. Seh- und Blindenverbände fordern einen noch stärkeren Schutz der Sehbehinderten durch eine Erweiterung der gesetzlich vorgeschriebenen akustischen Anforderungen an AVAS. Gleichzeitig äußern sich Behörden ob der Erhöhung der Lärmbelastigung kritisch und sehen dies als eine wenig nachhaltige Lösung des Fußgängerschutzes an.

Im Rahmen einer Online-Umfrage wurde beobachtet, dass die Mehrheit der befragten Personen von einer Erhöhung der Sicherheit durch AVAS ausgehen und daher AVAS-Implementierungen nicht per se ablehnen. Zwei Drittel der Befragten haben AVAS im Alltag bereits wahrgenommen, wobei Personen mit Sehschwäche häufiger angaben, diese Geräusche schon bewusst wahrgenommen zu haben. Ferner zeigte sich, dass für viele Befragten durchaus die herstellerbezogene Auslegung von AVAS in die Kaufentscheidung einfließen würde. Die Bewertungen einzelner AVAS-Signale zeigten erwartungsgemäß, dass die lautereren und tonhaltigeren AVAS-Geräusche als weniger angenehm bewertet wurden. Ferner wurde in einem Laborhörversuch die Wirkung von AVAS in Straßenverkehrssituationen im Bereich von Kreuzungen näher untersucht. Auf Basis einer Messkampagne, bei der verschiedene Verkehrsszenarien mit jeweils drei Fahrzeugen (EV vs. ICE) nachgestellt wurden, zeigte sich, dass die Szenarien mit reinen Elektrofahrzeugverkehr im Mittel ca. 5 dB bzw. nach DIN 45631/A1 um ca. 30% leiser ausfielen. Die resultierende Verringerung der Lästigkeit im Hörversuch bei Vergleich zu Szenarien mit Kraftfahrzeugen mit Verbrennungsmotor folgte der Reduktion der Lautheit bzw. des Schalldruckpegels. Eine zusätzliche Verringerung der Lästigkeit durch AVAS-Geräusche über die Veränderung der Lautstärke hinaus konnte nicht beobachtet werden. Dadurch erscheint ebenfalls eine Erhöhung der Störwirkung bei Straßenverkehrsgeräuschen in Kreuzungsnähe im Vergleich zum Verkehr mit konstantem Verkehrsfluss auch bei Elektrofahrzeugen vorzuliegen.

Literatur

- [1] ZSW. (2022). Anzahl von Elektroautos weltweit von 2012 bis 2021. Statista. Statista GmbH. Zugriff: 22. Mai 2023. <https://de.statista.com/statistik/daten/studie/168350/umfrage/bestandsentwicklung-von-elektrofahrzeugen/>
- [2] KBA. (2023). Anteil der Elektroautos am Bestand der Personenkraftwagen in Deutschland von 2013 bis 2023. Statista. Statista GmbH. Zugriff: 22. Mai 2023. <https://de.statista.com/statistik/daten/studie/784986/umfrage/marktanteil-von-elektrofahrzeugen-in-deutschland/>
- [3] EEA (2020). Environmental noise in Europe — 2020. European Environment Agency. EEA Report No 22/2019, Copenhagen, Denmark
- [4] WHO (2018). Environmental noise guidelines for the European region. World Health Organization, WHO Regional Office for Europe, Copenhagen, Denmark
- [5] Campello-Vicente, H., Peral-Orts, R., Campillo-Davo, N., Velasco-Sanchez, E. (2017). The effect of electric vehicles on urban noise maps. Applied Acoustics, 116, 59-64. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2016.09.018>
- [6] Fiebig, A., Marla, P., Sottek, R. (2012). Noise of electric and combustion-powered scooters and resulting annoyance. Euronoise 2012, Prag, Czech Republic, European Acoustics Association, 2012

- [7] Pierce, B. (2007). A Report on the Quiet Car Emergency. The Media Weigh in, Braille Monitor, Vol. 50, Nr. 7, 2007
- [8] EBU (2019). Silent cars and AVAS. Questions and answers. European Blind Union
- [9] Hanna, R. (2009). Incidence of Pedestrian and Bicyclist Crashes by Hybrid Electric Passenger Vehicles. Technical Report DOT HS 811-204, National Highway Traffic Safety Administration, US Department of Transportation, Washington, DC
- [10] Sandberg, U., Goubert, L., Mioduszewski, P. (2010). Are vehicles driven in electric mode so quiet that they need acoustic warning signals. Proceedings of ICA 2010, 20th International Congress on Acoustics, Sydney, Australia
- [11] Kim, D. S., Emerson, R. W., Naghshineh, K., Pliskow, J., Myers, K. (2012). Impact of adding artificially generated alert sound to hybrid electric vehicles on their detectability by pedestrians who are blind. Journal of Rehabilitation Research and Development 49(3), 381–393
- [12] Boenke, D., Nass, J., Haas, R., Hubbes, S., Lehming, B. (2021). Lärmtechnische Bewertung des Acoustic Vehicle Alerting System (AVAS), Umweltbundesamt, 122/2021, Dessau-Roßlau
- [13] European Union (2014). Regulation (EU) No 540/2014 of the European Parliament and of the Council of 16 April 2014 on the sound level of motor vehicles and of replacement silencing systems, and amending Directive 2007/46/EC and repealing Directive 70/157/EEC. Official Journal of the European Union, 158
- [14] UNECE (2017). Regulation No. 138 of the Economic Commission for Europe of the United Nations (UNECE) — Uniform provisions concerning the approval of Quiet Road Transport Vehicles with regard to their reduced audibility. Economic Commission for Europe of the United Nations, Revision 1
- [15] FMVSS (2016). Minimum Sound Requirements for Hybrid and Electric Vehicles. Federal Motor Vehicle Safety Standard Nr. 141, Vol. 81, 240, Docket No. NHTSA–2016–0125
- [16] Fiebig, A. (2020). Electric vehicles get alert signals to be heard by pedestrians: Benefits and drawbacks, Acoustics Today, Winter 2020, Vol. 16 (4), 20-28, <https://doi.org/10.1121/AT.2020.16.4.20>
- [17] Yahya, W. (2023). AVAS – Einschätzung der Wirksamkeit und aktuelle Akzeptanz von AVAS-Systemen, Bachelorarbeit, TU Berlin
- [18] KBA. (2022). Anzahl der Personenkraftwagen mit Elektroantrieb in Deutschland nach Marken in den Jahren 2020 bis 2022. Statista. Statista GmbH. Zugriff: 22. Mai 2023. <https://de.statista.com/statistik/daten/studie/694193/umfrage/personenkraftwagen-mit-elektroantrieb-in-deutschland-nach-marken/>
- [19] ISO 532-1 (2017). Acoustics — Methods for calculating loudness — Part 1: Zwicker method. International Organization of Standardization, Genf
- [20] ECMA 418-2 (2020). Psychoacoustic metrics for ITT equipment. Part 2 (Models based on human perception), ECMA International, Genf
- [21] Wycisk, Y., Sander, K., Manca, B., Kopiez, B., Bergner, J., Platz, F., Preihs, S., Peissig, J. (2023). Audio-Experimente im Internet: Kontrolle über die Abhörsituation mittels des Headphone and Loudspeaker Tests (HALT), DAGA 2023, Hamburg

- [22] RLS-19 (2019). Richtlinien für den Lärmschutz an Straßen. Forschungsgesellschaft für Straßen- und Verkehrswesen, Nr. 052, ISBN: 978-3-86446-256-6, 2019
- [23] Fiebig, A., Papenfus, T. (2010). Untersuchungen zur akustischen Störwirkung von Kreuzungspunkten im Rahmen der Überarbeitung der RLS-90, DAGA 2010, Tagungsband, Berlin
- [24] Hittmann, C. (2023). Untersuchungen zur Veränderung des Straßenverkehrsgereäusches aufgrund von AVAS, Masterarbeit, TU Berlin
- [25] DIN 45631/A1 (2010). Berechnung des Lautstärkepegels und der Lautheit aus dem Geräuschspektrum – Verfahren nach E. Zwicker – Anhang 1: Berechnung der Lautheit zeitvarianter Geräusche, Deutsches Institut für Normung, Berlin
- [26] DIN 45692 (2009). Messtechnische Simulation der Hörempfindung Schärfe. Deutsche Institut für Normung, Berlin

Einflussfaktoren bei der Wahrnehmung von tonalen Komponenten im Fahrzeuginnenraum

Factors influencing the perception of tonal components in the vehicle interior

Jesko L. Verhey, Jan Hots

<http://dx.doi.org/10.25673/103512>

Abstract

The increasing electrification of cars changes the acoustic challenges in the vehicle interior. On the one hand, the sounds of auxiliaries become more prominent, since in cars with electric drives they are no longer masked by the sound of a combustion engine. On the other hand, the quality of the noise emitted by the powertrain changes. For electric drives, the perception of tonal components is key to the psychoacoustic characterisation of the vehicle sound. An important sensation in this context is the magnitude of tonal content, sometimes also referred to as tonalness or tonality. This study presents factors, which influence this sensation. Among others, it is shown how level and number of tonal components affect the magnitude of tonal content, how this sensation changes with age and hearing impairment and how it relates to the pleasantness of a sound.

Kurzfassung

Mit der zunehmenden Elektrifizierung von Fahrzeugen ändern sich auch die akustischen Herausforderungen für den Fahrzeuginnenraum. Zum einen gewinnt die Akustik von Nebenaggregaten an Bedeutung, da das verdeckende Verbrennergeräusch bei elektrischen Antrieben entfällt. Zum anderen ändert sich die Qualität des Antriebsgeräuschs. So tritt die Wahrnehmung von tonalen Anteilen in den Mittelpunkt der psychoakustischen Charakterisierung der Fahrzeuggeräusche. Eine zentrale Empfindungsgröße ist hierbei die Tonhaltigkeit des Signals, d.h. die Wahrnehmung der Stärke des tonalen Anteils. Im vorliegenden Beitrag wird vorgestellt, welche Faktoren einen Einfluss auf diese Empfindung haben. So wird z.B. gezeigt, wie die Anzahl der Komponenten und deren Pegel die Tonhaltigkeit beeinflusst, wie die Tonhaltigkeit sich mit Alter und Schwerhörigkeit ändert und wie die Tonhaltigkeit mit der Angenehmheit der Geräusche zusammenhängt.

1. Einleitung

Die über die letzten Jahrzehnte durch die Europäische Union (EU) sukzessive verschärften Anforderungen an die Abgase führen zu einer zunehmenden Elektrifizierung der Fahrzeuge. Viele Fahrzeughersteller haben bereits angekündigt, dass sie in den nächsten Jahren nur noch Fahrzeuge mit rein elektrischen Antrieben anbieten wollen

[1]. Durch den Wegfall des Verbrennungsmotors ändert sich auch das Antriebsgeräusch im Fahrzeuginneren. Dieses hat einen Einfluss auf die psychoakustischen Empfindungen, die zur Beschreibung des Höreindrucks im Fahrzeuginneren von Bedeutung sind. Größen wie z.B. Wummern, Brummen und Dröhnen, die für das nieder-tourige Fahren mit einem Verbrennerfahrzeug wichtig sind [2,3], spielen so gut wie keine Rolle bei der Beschreibung des Klangcharakters des Antriebsstrangs eines elektrischen Fahrzeugs. Andere Empfindungen nehmen in Ihrer Bedeutung zu. Eine wesentliche Empfindung für die elektrische Antriebsart ist die Tonhaltigkeit. Diese wurde auch schon bei Verbrennerfahrzeugen genutzt, z.B. im Zusammenhang mit dem Pfeifen eines Turboladers, jedoch ist ihre Bedeutung bei Elektrofahrzeugen deutlich höher.

Die Tonhaltigkeit beschreibt die Wahrnehmung der Stärke des tonalen Anteils eines Signals. In der DIN 45681 [4] ist die Tonhaltigkeit in Deutschland standardisiert. Die Bestimmung der Tonhaltigkeit erfolgt auf Basis des Spektrums. Zunächst werden alle tonalen Komponenten im Geräusch identifiziert und danach ihre Hörbarkeit bestimmt, indem ihr Pegel mit der Mithörschwelle an der Frequenz verglichen wird. Ob eine Komponente als Ton klassifiziert wird hängt von der spektralen Breite der Komponente ab. Die maximal zulässige Bandbreite ist frequenzabhängig angegeben. Deren Werte wurden aus Messungen zur Ausgeprägtheit der Tonhöhe (englisch „pitch strength“, siehe [5]) abgeleitet. Die Komponente mit dem höchsten Pegel über der Mithörschwelle bestimmt die Tonhaltigkeit.

Der vorliegende Beitrag beschreibt unter anderem, wie die Anzahl der tonalen Komponenten die Tonhaltigkeit verändert. Diese Größe wird in der bisherigen Norm nicht als möglicher Einflussfaktor berücksichtigt. Ihr Einfluss auf die Tonhaltigkeit ist Inhalt des folgenden Abschnitts 2.

Ein weiterer Aspekt, der in diesem Beitrag beleuchtet werden soll, ist die Frage, wie die zunehmende Alterung unserer Gesellschaft auch einen Einfluss auf die Wahrnehmung hat. Laut dem statistischen Bundesamt waren im Jahr 2021 18,4 % der Bevölkerung in Deutschland mindestens 65 Jahre alt [6]. Sachsen-Anhalt ist dabei Spitzenreiter mit 27,6 % der Bevölkerung dieses Bundeslandes [7]. Ähnlich häufig sind ältere Menschen in vielen Mitgliedsstaaten der EU [8]. Es ist davon auszugehen, dass dieser Prozentsatz noch zunimmt. Für Deutschland wird zum Beispiel erwartet, dass im Jahr 2050 der Anteil der über Sechzigjährigen auf ein Viertel der Gesamtbevölkerung ansteigt [9].

Mit zunehmendem Alter wird das Hören schlechter. Der Hörverlust ist insbesondere bei hohen Frequenzen [10] sichtbar. So ist die mittlere Hörschwelle von Fünfzigjährigen bei 8 kHz schon mehr als 20 dB über den Bezugsschwellen für junge Normalhörende, d.h. sie haben für diese Frequenz eine beginnende Schwerhörigkeit. Die Dezibelwerte relativ zu diesen Bezugsschwellen werden in dB HL (Hearing Level) angegeben. Gablenz et al. (2020) zeigten in ihrer Kohorte von 3105 Personen, dass über 30 % der männlichen Übersechzigjährigen eine mittlere Hörschwelle mindestens 20 dB HL hatten, 5 % hatten eine Schwelle von 35 dB HL oder mehr [11]. Für die Übersechzigjährigen stiegen die Werte auf 45 % bzw. 15 % an. Bei über achtzigjährigen Männern waren es sogar weniger als 20 %, die eine mittlere Hörschwelle von unter 20 dB HL hatten und mehr als 12 % hatten mittlere Hörschwellen von 50 dB HL oder schlechter. Bei Frauen waren die Prozentsätze etwas geringer.

Unabhängig vom Alter ist Schwerhörigkeit ein weltweites Problem. Die WHO schätzt, dass im Jahr 2050 2,5 Milliarden Menschen schwerhörig sind [12]. Für den Bereich des Sounddesigns im Fahrzeugbereich sollte dieser Umstand nicht unterschätzt werden. Die Wahrscheinlichkeit, dass die Zielgruppe für den Kauf von Fahrzeugen eine

Schwerhörigkeit aufweist, ist zumindest relativ hoch und wird in Zukunft wahrscheinlich noch steigen. Schon in den Jahren 2012 bis 2021 lag das mittlere Alter von Käufern eines Neuwagens laut Krafftfahrtbundesamt immer über 52 Jahre [13]. Der Einfluss der Schwerhörigkeit auf die Tonhaltigkeit wird in Abschnitt 3 betrachtet.

Bei den elektrifizierten Antrieben treten tonale Aspekte insbesondere bei nichtstationären Fahrsituationen auf. Dieses bedeutet, dass die tonalen Komponenten im Allgemeinen keine konstante Frequenz haben und auch im Pegel schwanken können. Die Besonderheit der Tonhaltigkeit im Fahrzeuginneren wird in Abschnitt 4 beschrieben.

Die Tonhaltigkeit wird im Bereich der Bewertung von Umweltschallen als ein Kriterium genutzt, um die Lärmwirkung zu charakterisieren. Eine hohe Tonhaltigkeit wird hier mit einer erhöhten Lästigkeit, d.h. einer geringeren Angenehmheit verbunden. In der DIN 45681 [4] wird die erhöhte Lästigkeit bei Signalen mit hörbaren tonalen Komponenten dadurch berücksichtigt, dass aus der Tonhaltigkeit ein Pegelzuschlag abgeleitet wird, d.h. ein Pegel, der zum gemessenen Pegel addiert wird. Im Abschnitt 5 dieses Beitrags wird der Zusammenhang Tonhaltigkeit und Angenehmheit näher betrachtet. Die Ergebnisse werden im abschließenden Abschnitt 6 nochmal kurz zusammengefasst.

2. Einfluss von Pegel und Anzahl der Komponenten auf die Tonhaltigkeit

Nach der DIN 45681 [4] wird die Tonhaltigkeit von der tonalen Komponente mit dem höchsten perceptiven Signalrauschverhältnis in der Frequenzgruppen an der Tonfrequenz bestimmt. Doch wie ist die Tonhaltigkeit, wenn alle Komponenten den gleichen Pegel über der Mithörschwelle aufweisen? Dieser Frage wurde auf dem Motor- und Aggregate-Akustik Symposium 2018 nachgegangen [14]. Dort wurde gezeigt, dass bei gleichem Pegel über der Mithörschwelle der Komponenten die Tonhaltigkeit mit der Anzahl der tonalen Komponenten zunimmt. Ohne explizite Bestimmung der Mithörschwellen der Tonkomponenten wurde dieses bereits durch Vormann und Koautoren [15] gezeigt. In einer aktuellen Studie [16] konnten die Daten von [14] bestätigt werden. Hier wurde untersucht, wie die Tonhaltigkeit für Geräusche mit ein, zwei oder vier tonalen Komponenten von der Anzahl der Komponenten abhängt. Dazu wurde der Pegel von einem 700-Hz Ton so eingestellt, dass die Tonhaltigkeit mit der einer tonalen Komponente die aus entweder ebenfalls einem 700-Hz Ton, einem Zweitonkomplex mit Frequenzen von 350 und 700 Hz oder einem Viertonkomplex mit Frequenzen von 175, 350, 700 und 1400 Hz bestand. Der Pegel dieser tonalen Komponente betrug 8 oder 6 dB oberhalb der individuellen Mithörschwelle. Für beide Pegel zeigte sich ein signifikanter Anstieg der Tonhaltigkeit mit der Anzahl der tonalen Komponenten. Ein Geräusch mit vier Komponenten ist z.B. gleich tonhaltig wie ein Geräusch mit nur einer Komponente, wenn diese Komponente einen etwa 5 dB höheren Pegel als die Komponenten im Tonkomplex hat. Der Pegel oberhalb der Mithörschwelle der Komponenten hatte dabei keinen signifikanten Einfluss auf die Ergebnisse.

3. Tonhaltigkeit und Schwerhörigkeit

Wie in der Einleitung erwähnt, ist davon auszugehen, dass viele potentielle Kunden nicht mehr normalhörend sind. Um den möglichen Einfluss der Schwerhörigkeit auf die

Tonhaltigkeit zu untersuchen, wurden in [16] Messungen zur Tonhaltigkeit an einer Gruppe mit einer moderaten Innenohrschwerhörigkeit durchgeführt und die Ergebnisse mit denen einer normalhörenden Kontrollgruppe verglichen. Statistisch zeigten sich keine signifikanten Unterschiede der Eingestellten Pegelunterschiede bei gleicher Tonhaltigkeit für die untersuchten Pegel oberhalb der individuellen Mithörschwelle. Bei gleicher Hörbarkeit der sinusförmigen tonalen Komponenten hat eine Innenohrschwerhörigkeit somit keinen Einfluss auf die Tonhaltigkeit. Allerdings zeigte sich ein signifikanter Unterschied in den Mithörschwellen der tonalen Komponenten zwischen den beiden Gruppen. Die Schwerhörenden benötigten jedoch einen im Mittel 5 dB höheren Pegel der tonalen Komponente um diese im Rauschen detektieren zu können. Da die DIN 45681 [4] auf Daten von Normalhörenden aufbaut überschätzt die Norm die Tonhaltigkeit für schwerhörende Versuchspersonen für eine einzelne Komponente. Für eine realistische Vorhersage der Tonhaltigkeit bei schwerhörenden Versuchspersonen muss nur die geänderte Mithörschwelle berücksichtigt werden. Für Tonkomplexe ist wie im vorherigen Abschnitt erwähnt eine Korrektur vorzusehen, die sich aber nicht von der für Normalhörende unterscheidet.

Im Geräuschspektrum ist eine tonale Komponente nicht immer als scharfe Linie zu erkennen, sondern hat eine gewisse spektrale Breite. Um in diesen Fällen zu entscheiden, ob es sich um eine tonale Komponente handelt, gibt die Norm eine frequenzabhängige maximal zulässige Bandbreite für eine tonal klingende Komponente an (siehe [4] Abschnitt 5.3.4). Diese Bandbreite ergibt sich aus Messungen zur Ausgeprägtheit der Tonhöhe von Bandpassrauschen. Generell nimmt bei fester Mittenfrequenz die Ausgeprägtheit der Tonhöhe mit zunehmender Bandbreite ab und bei fester Bandbreite mit abnehmender Mittenfrequenz zu. Die zugrundeliegenden Daten finden sich in Abb. 5.29 in [5]. In [17] wurde der Einfluss der Bandbreite von Rauschsignalen auf die Ausgeprägtheit der Tonhöhe für schwerhörende Versuchspersonen untersucht und mit Daten von Normalhörenden verglichen. Hier zeigte sich zum einen, dass für die untersuchten Bandbreiten der Dynamikbereich der Ausgeprägtheit der Tonhöhe der schwerhörenden Versuchspersonen reduziert war. Zum anderen gaben die schwerhörenden Versuchspersonen bei mittlerer Bandbreite eine signifikant geringere Ausgeprägtheit der Tonhöhe an als die normalhörenden Versuchspersonen.

4. Die besondere Herausforderung bei Fahrzeuginnengeräuschen

Die Herausforderung bei der Bestimmung der Tonhaltigkeit von Innengeräuschen von Fahrzeugen mit elektrifizierten Antrieben ist, dass die tonalen Komponenten häufig bei dynamischen Fahrzuständen wie beim Hochlauf oder beim Ausrollen hörbar auftreten. In diesen dynamischen Zuständen ändern sich die Frequenzen der tonalen Anteile. Auch der Pegel kann über die Zeit variieren, z.B., wenn die Momentanfrequenz der tonalen Komponente einen Frequenzbereich überschreitet, in dem sich eine Strukturresonanzfrequenz des Fahrzeugs befindet. Doleschal und Koautoren [18] haben mithilfe von künstlichen Geräuschen den Einfluss verschiedener Signalparameter untersucht. Die künstlichen Signale waren an reale Fahrzeuginnengeräusche angelehnt und simulierten einen Hochlauf, ein Ausrollen und ein Hochlauf unter Vollast. Die betrachteten Parameter waren der Pegel und die Anzahl der tonalen Komponenten sowie der Einfluss von zeitlichen Pegelschwankungen. Alle betrachteten Parameter hatten einen Einfluss auf die Tonhaltigkeit. Die Tonhaltigkeit steigt (i) mit dem Pegel des to-

nalen Anteils, (ii) durch Hinzufügen eines Obertons, (iii) mit Zunahme der Pegelschwankungsfrequenz und (iv) mit Zunahme der Modulationstiefe. Wesentliche Aspekte der Daten konnten u.a. durch den ECMA 74 Standard [19] vorhergesagt werden. In [20] wurde untersucht, wie das Hinzufügen von Subharmonischen der hörbaren tonalen Komponente die Tonhaltigkeit beeinflusst. Das Hinzufügen von Subharmonischen wurde in [21] und [22] zur Verbesserung der Geräuschqualität von Fahrzeuginnengeräuschen bei elektrifizierten Antrieben vorgeschlagen. Wie aus den Messungen mit stationären Geräuschen (siehe Abschnitt 2) und dem Ergebnis von [18] bzgl. des Hinzufügens eines Obertons (s.o.) zu erwarten war, steigt die Tonhaltigkeit der Geräusche auch durch das Hinzufügen der Subharmonischen an.

5. Zusammenhang zwischen Tonhaltigkeit und Angenehmheit

Das wesentliche Ziel der DIN 45681 [4] ist es, eine Möglichkeit zu bieten, die höhere Lästigkeit von Geräuschen mit hörbaren tonalen Komponenten bei der Lärmbewertung zu berücksichtigen. Um diese höhere Lästigkeit von Geräuschen, die tonale Komponenten enthalten, zu quantifizieren, werden Tonzuschläge für Signale mit hörbaren tonalen Komponenten vergeben [4]. Diese Tonzuschläge werden auf den gemessenen Pegel des Geräusches addiert. Im Umkehrschluss bedeutet dies, dass ein Geräusch ohne die tonalen Komponenten einen um diesen Tonzuschlag höheren Pegel haben darf, um eine gleiche Lästigkeit zu erzielen.

Der Frage der erhöhten Lästigkeit bzw. Angenehmheit von Geräuschen mit tonalen Komponenten wurde in [23] experimentell nachgegangen. In dieser Studie wurde der Pegelunterschied bei gleicher Angenehmheit zwischen einem Rauschen mit und einem Rauschen ohne tonale Komponente untersucht. Als Rauschsignal diente ein gleichmäßig anregendes Rauschen, als tonale Komponenten wurden Reintöne mit Frequenzen von 350, 700 und 1400 Hz verwendet. Die Messung wurde bei einem Referenzrauschpegel von 60 dB SPL und Tonpegeln von 5, 10 und 15 dB oberhalb der individuellen Mithörschwelle durchgeführt. Für die 1400-Hz Töne stimmen die gemessenen Pegelunterschiede bei gleicher Angenehmheit im Mittel mit den durch die Norm vergebenen Tonzuschlägen überein. Die Ergebnisse der tieferen Tonfrequenzen liegen leicht darunter. Diese Frequenzabhängigkeit wird durch die Norm nicht abgedeckt. Unter Berücksichtigung der Standardabweichung der Ergebnisse liefern die Tonzuschläge für die mittlere gemessene Frequenz eine gute Abschätzung der Angenehmheit und damit auch der Lästigkeit. Für höhere Frequenzen wird die durch die tonalen Komponenten verursachte Reduktion der Angenehmheit durch die Norm eher unterschätzt.

Wie im vorherigem Abschnitt 5 beschrieben wurde bereits von [21] und [22] der Ansatz verfolgt, für Fahrzeuginnengeräusche die Geräuschqualität durch das Hinzufügen von Subharmonischen zu verbessern. In [20] wurde daher neben der Tonhaltigkeit für verschiedene Arten von hinzugefügten Subharmonischen auch die Angenehmheit der Geräusche bestimmt. Die Addition von Subharmonischen führte bei einer Art zu einer signifikanten Verbesserung der Angenehmheit und das, obwohl die Tonhaltigkeit ebenfalls zunahm. Dieses Ergebnis stellt die generelle Annahme der DIN 45681 [4] einer Erhöhung der Lästigkeit bei Erhöhung der Tonhaltigkeit in Frage. Es ist allerdings möglich, dass bei der Angenehmheitsbewertung eine bisher nicht beachtete Empfindungsgröße, die Tonhöhe, eine Rolle spielt. Schon für Einzeltöne wurde in [23] gezeigt, dass eine gewisse Frequenzabhängigkeit (für den Ton also die Tonhöhe) mit einer erhöhten Lästigkeit zu höheren Frequenzen in der Norm nicht berücksichtigt wird.

Für die Signale in [20] wird die Tonhöhe durch Addition der Subharmonischen reduziert. Angenommen, dass tiefere Töne eher angenehm sind als hohe Töne, wäre die Erhöhung der Angenehmheit auf die Reduktion der Tonhöhe zurückzuführen.

6. Zusammenfassung

Dieser Beitrag fasst verschiedene Aspekte der Tonhaltigkeit zusammen. So hängt die Tonhaltigkeit von vielen Signalparametern ab, die nicht ausreichend in der entsprechenden DIN 45681 berücksichtigt werden. Auch eine Schwerhörigkeit kann die Tonhaltigkeit beeinflussen. Es wurde darüber hinaus gezeigt, dass nicht immer ein direkter Zusammenhang zwischen Tonhaltigkeit und Lästigkeit/Angenehmheit bestehen muss. Die eigenen Daten deuten darauf hin, dass für die Bestimmung der Angenehmheit auch die Tonhöhe des tonalen Anteils eine Rolle spielen könnte.

Literatur

- [1] Allgemeiner Deutscher Automobil-Club e.V. (2022) Ausstieg Verbrennungsmotor: Wann wird welcher Hersteller elektrisch? Abgerufen auf <https://www.adac.de/rund-ums-fahrzeug/autokatalog/marken-modelle/auto/ausstieg-verbrennungsmotor/>, am 07.06.2023
- [2] Doleschal F, Badel GT, Verhey JL (2022) Rumbling, humming, booming – Perception of vehicle interior noise at low engine speeds, *Applied Acoustics* 197. <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2022.108915>
- [3] Doleschal F, Verhey JL (2023) Modeling the perceptions of Rumbling, humming and booming in the context of vehicle interior sounds, *Applied Acoustics* 210. <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.20223.109441>
- [4] DIN 45681 (2005) Akustik – Bestimmung der Tonhaltigkeit von Geräuschen und Ermittlung eines Tonzuschlages für die Beurteilung von Geräuschmissionen, Berlin, Germany: Beuth.
- [5] Fastl H, Zwicker E (2007) *Psychoacoustics - Facts and Models*, Berlin Heidelberg, Germany: Springer, 2007. <https://doi.org/10.1007/978-3-540-68888-4>
- [6] Statistisches Bundesamt (2022) Population of Germany as of December 31, 2021, by age group, abgerufen auf <https://www.statista.com/statistics/454349/population-by-age-group-germany/> am 30.05.2022
- [7] Statistisches Bundesamt (2022) Share of the population in Germany aged 65 years and older in 2021, by federal state, abgerufen auf <https://www.statista.com/statistics/1127858/population-aged-65-years-and-older-by-federal-state-germany/> am 30.05.2023
- [8] Statistisches Amt der europäischen Union (2020) Elderly population across EU regions, abgerufen auf <https://ec.europa.eu/eurostat/web/products-eurostat-news/-/ddn-20200402-1> am 30.05.2023

- [9] Statistisches Bundesamt (2022) Older people in Germany and the EU, abgerufen auf <https://www.bmfsfj.de/resource/blob/113952/83dbe067b083c7e8475309a88da89721/aeltere-menschen-in-deutschland-und-in-der-eu-englisch-data.pdf> am 30.05.2023
- [10] DIN EN ISO 7029 (2017) Akustik – Statistische Verteilung von Hörschwellen in Bezug auf das Alter und das Geschlecht (ISO 7029:2017); Deutsche Fassung EN ISO 7029:2017, Berlin, Germany: Beuth.
- [11] von Gablenz P, Hoffmann E, Holube I (2020) Gender-specific hearing loss in German adults aged 18 to 84 years compared to US-American and current European studies, PLOS ONE 15(4): e0231632. <https://doi.org/10.1371/journal.pone.0231632>
- [12] World Health Organization (2023) Deafness and hearing loss, abgerufen auf <https://www.who.int/news-room/fact-sheets/detail/deafness-and-hearing-loss> am 30.05.2023
- [13] Kraftfahrt-Bundesamt (2022) Durchschnittsalter der privaten Halter bei Neuzulassungen von Personenkraftwagen in Deutschland von 2000 bis 2021, abgerufen auf <https://de.statista.com/statistik/daten/studie/215576/umfrage/durchschnittsalter-von-neuwagenkaeufnern/> am 30.05.2023
- [14] Badel GT, Hots J, Verhey JL (2018) Wahrnehmung von Tönen im Geräusch, X. Symposium Motor- und Aggregate-Akustik, Magdeburg, Germany, ISBN 978-3-944722-72-6, pp. 50-61, Otto-von-Guericke-Universität, IMS-EMA, Magdeburg.
- [15] Vormann M, Verhey JL, Mellert V, Schick A (2000) Ein adaptives Verfahren zur Bestimmung der subjektiven Tonhaltigkeit, Fortschritte der Akustik - DAGA 2000, Oldenburg, Germany, pp. 304–5, Dega e.V., Berlin.
- [16] Hots J, Ashraf Vaghefi S, Verhey JL (2022) The effect of sensorineural hearing loss on suprathreshold perception of tonal components in noise, JASA Express Lett 1 August 2022; 2(8): 084401. <https://doi.org/10.1121/10.0013352>
- [17] Horbach M, Verhey JL, Hots J (2018) On the pitch strength of bandpass noise in normal-hearing and hearing-impaired listeners, Trends in Hearing 22. <https://doi.org/10.1177/2331216518787067>
- [18] Doleschal F, Rottengruber H, Verhey JL (2021) Influence parameters on the perceived magnitude of tonal content of electric vehicle interior sounds, Applied Acoustics 181. doi.org/10.1016/j.apacoust.2021.108155
- [19] Ecma International, “Standard ECMA-74 - Measurement of Airborne Noise emitted by Information Technology and Telecommunications Equipment, 17th Edition / December 2019,” Ecma International, Geneva, Switzerland, 2019.

- [20] Doleschal F, Verhey JL (2022) Pleasantness and magnitude of tonal content of electric vehicle interior sounds containing subharmonics, *Applied Acoustics* 185 <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2021.108442>
- [21] Gwak DY, Yoon K, Seong Y, Lee S. (2014) Application of subharmonics for active sound design of electric vehicles, *J Acoust Soc Am* 2014;136(6): EL391–397. <https://doi.org/10.1121/1.4898742>
- [22] Sun Y, Yongji Z, Yifei H, Zhufang Y (2018) The reseach of improving the sound quality of electric vehicles by using subharmonics, *Proceedings of InterNoise/ASME NCAD Noise Control and Acoustics Division Conference - 2018: presented at InterNoise/ASME 2018, August 26-29, 2018, Chicago, Illinois,pp. 1468-1475, 2018.*
- [23] Hots J, Verhey JL (2015) *Experimentelle Erfassung von Tonzuschlägen*, DAGA 2015, Nürnberg, Germany, ISBN: 978-3-939296-08-9, pp. 906-908, Dega e.V., Berlin.

Proven sustainable light-weight solutions that efficiently attenuate vehicle noise

Carola Meini, David Koch

<http://dx.doi.org/10.25673/103513>

Abstract

Automobiles should be as quiet as possible, so noise emissions need to be minimized and controlled. Polyolefin foams are ideal for efficient noise absorption and sound deadening systems in vehicles and play an important role to reduce the overall weight of cars.

The paper describes acoustic noise control concepts and exemplifies how polyolefin foam solutions can address vehicle noise challenges.

Kurzfassung

Autos sollen heutzutage möglichst lautlos sein. Damit dies gelingt, müssen Lärmemissionen minimiert und kontrolliert werden. Mit Polyolefin-Schaumstoffen lässt sich eine effiziente Geräuschabsorption und -dämmung in Fahrzeugen perfekt umsetzen und sie spielen gleichzeitig eine wichtige Rolle das Gesamtgewicht des Fahrzeugs zu reduzieren.

In diesem Artikel werden Konzepte vorgestellt, wie Geräusche vermindert werden können und es wird an Beispielen veranschaulicht, wie Polyolefin-Schaumstoffe dazu beitragen können, die akustischen Herausforderungen in Automobilen zu meistern.

1. Introduction

Although there are many noise sources in automotive vehicles, the three dominant sources have typically been the drive train, the tires/suspension and the wind. With the electrification of vehicle propulsion some acoustic design requirements are changing. Although electric vehicles are almost always considerably quieter, the interior noise is marked by high-frequency noise components which can be subjectively perceived as annoying and unpleasant. Moreover, disturbing noise is no longer masked by combustion engine noise [1].

Improved acoustic comfort within automotive vehicles whilst at the same time reducing weight is becoming an increasingly important demand - not only for combustion engine vehicles, but even more importantly for electric vehicles.

This paper summarizes acoustic noise control concepts in automotive vehicles that can be addressed with polyolefin foam solutions, which can contribute positively to light weight design concepts compared to solid materials.

2. Automotive noise control concepts

2.1 Sound absorption materials

Sound absorption materials reduce the acoustic energy of a sound wave as the wave passes through the material. The sound energy incident (I_i) is partially absorbed by the material (I_a) and the remaining sound energy is reflected (I_r) as illustrated in Figure 1.

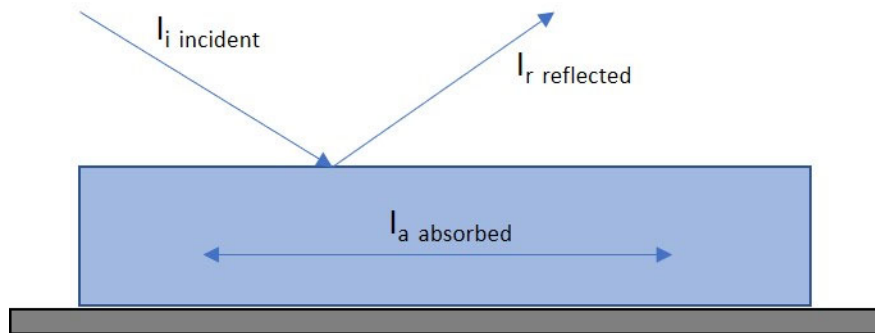


Figure 1: Noise incident on an absorption material

The sound absorption coefficient α is defined as:

$$\alpha = \frac{\text{Acoustic energy absorbed by a surface } (I_a = I_i - I_r)}{\text{Acoustic energy incident on the surface } (I_i)} \quad (1)$$

The absorption coefficient can have values between 0 and 1. Zero (0), means no sound absorption, and 1 means that 100% of the sound incident on a surface was absorbed by that surface.

In the case of porous absorbers, the material has to be porous, fibrous or open-cell, in order to have good sound absorption performance. Sound waves propagate into the material, and lose energy by viscous dissipation. This way, the amount of airborne energy that is reflected back into the enclosed space is reduced.

Closed-cell foams can be micro-perforated to achieve absorbing characteristics. The absorbing effect is attained when sound waves penetrate the perforated, partially open foam cells. These sound waves are then converted into kinetic energy (Helmholtz resonance effect) and, by friction, into heat energy (dissipation). Thanks to the combination of both effects a broad frequency spectrum is covered [2,3].

The sound absorption characteristics of a material are a function of frequency. As a rule of thumb, the material thickness should be a quarter of the wavelength of the sound wave to be effective. Therefore, material thickness is an important determinant of absorption performance [4]. Figure 2 shows the α -cabin measurements that were performed on a micro-perforated ALVEOCEL polypropylene foam and it illustrates how the absorption behavior can be tuned over the frequency range by choosing a different foam thickness.

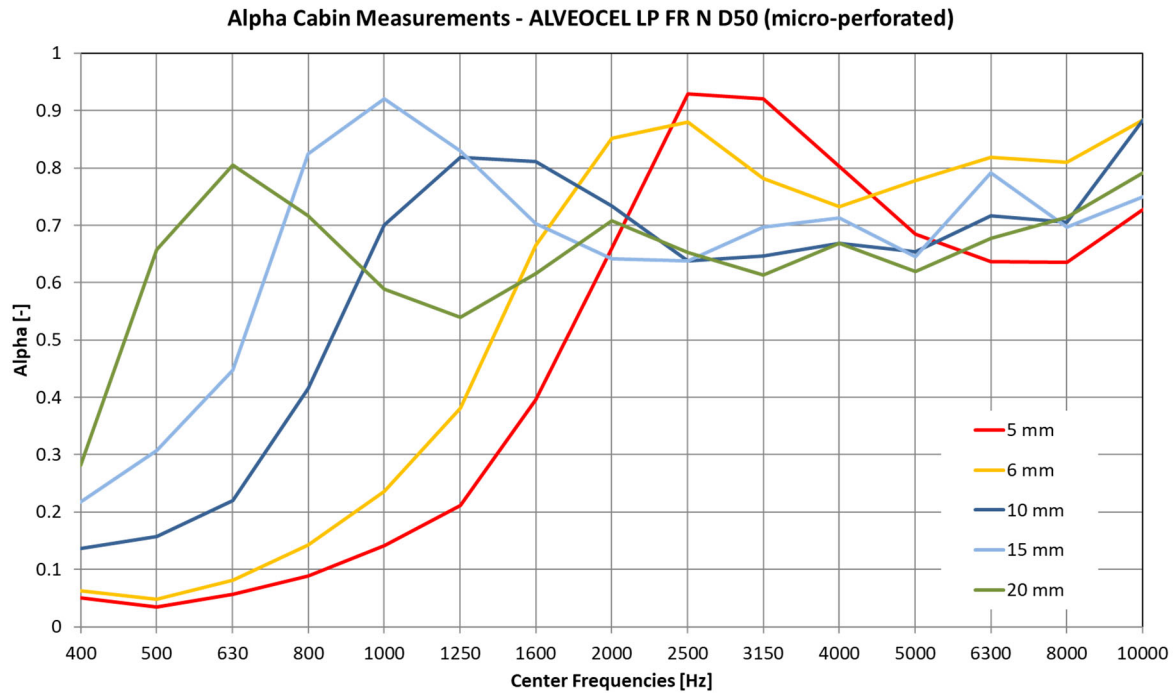


Figure 2: Sound absorption as function of foam thickness

Space under the bonnet is typically limited, so flat absorbers and box absorbers are in demand. While flat absorbers (see Figure 3) consist of multiple layers of micro-perforated polypropylene (PP) foam, PP foam sheets can also be thermo-formed with a box pattern (see Figure 4) where box shapes absorb a range of sound frequencies depending on their depth, volume and membrane thickness.



Figure 3: Flat absorber (micro-perforated)

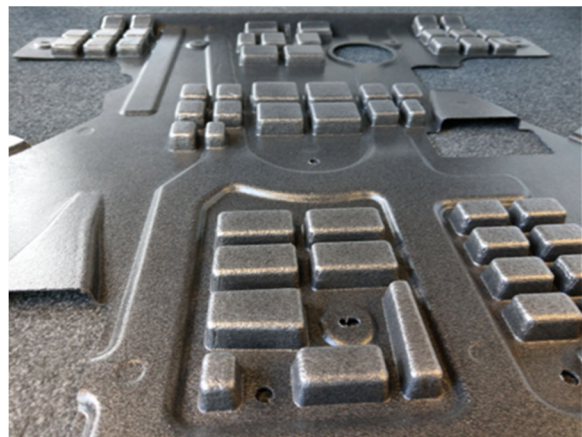


Figure 4: Box absorber

Both technologies provide excellent acoustic efficiency, covering a broad frequency range. They meet all requirements for absorber materials in cars in a perfect way: broad frequency range of 1 to 10 kHz, long-term temperature resistance up to 140°C, resistance to hydrolysis, negligible moisture absorption and resistance to virtually all automotive fluids.

Absorption materials are most effective when placed over a large reflective surface. In this configuration the noise passes through the material twice, resulting in twice the absorption than if it only passed through once [4].

2.2 Sound barrier materials

A barrier is a material, which reduces sound energy as the sound wave is transmitted through the material as illustrated in Figure 5.

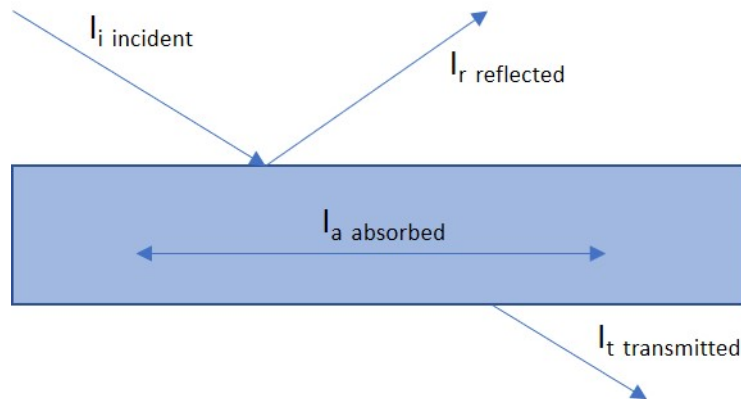


Figure 5: Noise incident on a barrier material

The measure of a material's effectiveness as a barrier is Transmission Loss (TL), which is measured in decibels as:

$$TL = 10 \log_{10} \frac{\text{Incident sound intensity } (I_i)}{\text{Transmitted sound intensity } (I_t)} \quad (2)$$

Transmission loss is principally determined by the mass of the material. A doubling of the mass increases the transmission loss by 6 dB for most frequencies. The material should be impervious with respect to air, holes in the barrier reduce its performance [4].

Structural materials, such as the metals used to build automotive vehicles, can serve as sound barriers, but these stiff materials also support structural resonances within the audible frequency range of 20 Hz to 20 kHz and can add to the total noise problem. Limp mass barrier materials, such as flexible, weighted sheets, will not support resonances in the audible range and are generally added to the sheet metal shell of the vehicle passenger compartment as they block the sound waves and thus reduce the amount of sound, which is transmitted from sound sources such as the engine, transmission, suspension or tires [5].

Heavy-layer filled polyolefin foams with an area weight up to 1600 g/m² show acoustic insulation performance similar to that of heavy foils while offering potential weight reduction and better forming behaviour. Figure 6 shows a comparison of the transmission

loss performance of ALVEOLEN filled foams with different thicknesses compared to a 1.6 kg/m² heavy foil. Additionally, the performance of a standard foam has been included and it can be seen that filled foams serve much better as a barrier material.

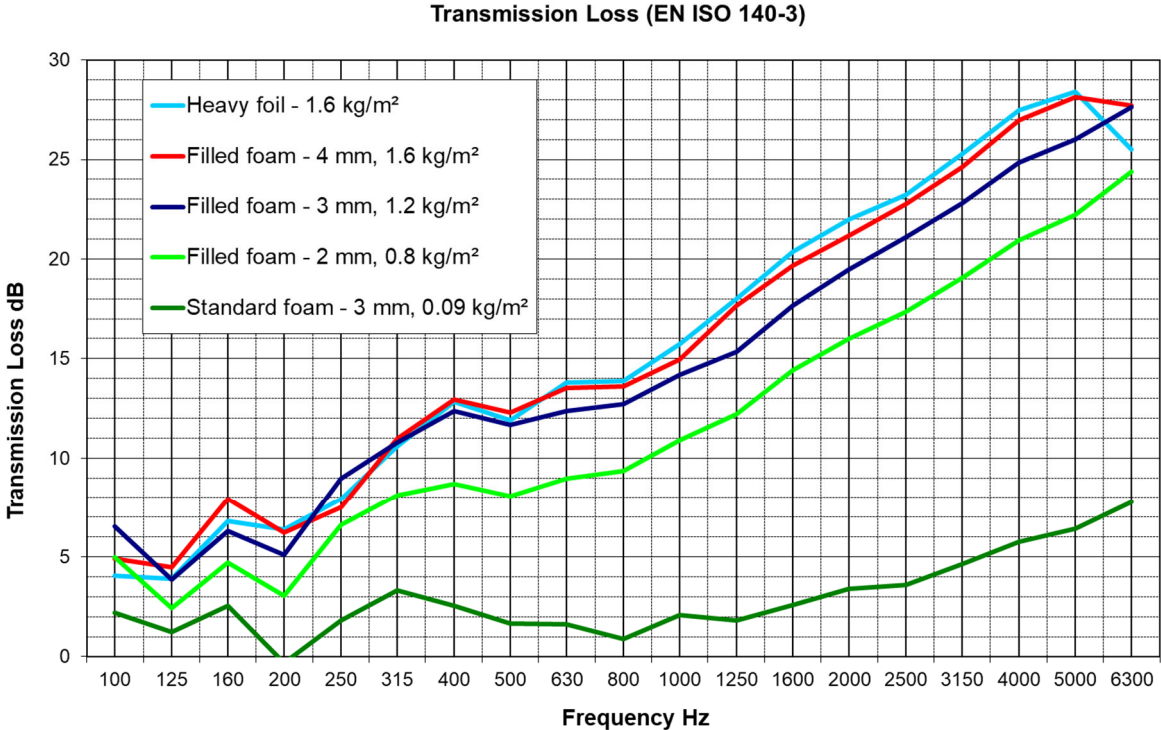


Figure 6: Transmission loss comparison of ALVEOLEN filled foams with a heavy foil

Filled polyolefin foams exhibit exceptional design freedom and can easily reproduce even complex geometries (e.g. undercuts) in thermo-forming processes. These foams can also be laminated with a very soft material to form a mass/spring system for an enhanced insulation effect.

Figure 7 and 8 show examples where heavy-layer foams are used in the car: as door inserts or as plugs to close off cavities in the car to reduce the amount of sound that can enter into the car.



Figure 7: Door insert / water shield

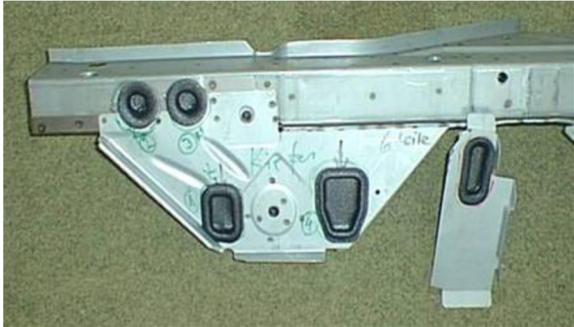


Figure 8: Plugs

2.3 Special case - Air ducts

The HVAC (Heating, ventilation and air conditioning) ductwork can direct noise from the engine compartment through the vents into the passenger compartment. Additionally, noise is also generated by the HVAC system itself - for example by the fan, the ducts or the louvers. Noises originating from the HVAC system become even more evident in electric vehicles as they are not masked by the constant rumble of an internal combustion engine.

This creates some challenges for engineers specializing in acoustics, who need to find new technologies and strategies for noise reduction in electric vehicles. ALVEOLEN foam material was developed specifically for use in a vacuum twin-sheet thermoforming process in which two layers of foam are simultaneously formed and welded into a lightweight and flexible air duct.

Tests have shown that foam air ducts reduce the mechanical noise of the system transmitted through the ducting up to 5-10 dB compared to solid ducts (see Figure 9). The data also shows that the sound pressure can be further reduced with an interlayer insert in the foam air duct as shown in Figure 10 (right picture). With foam air ducts there is also less rattle and squeak noise from the ducting touching other components.

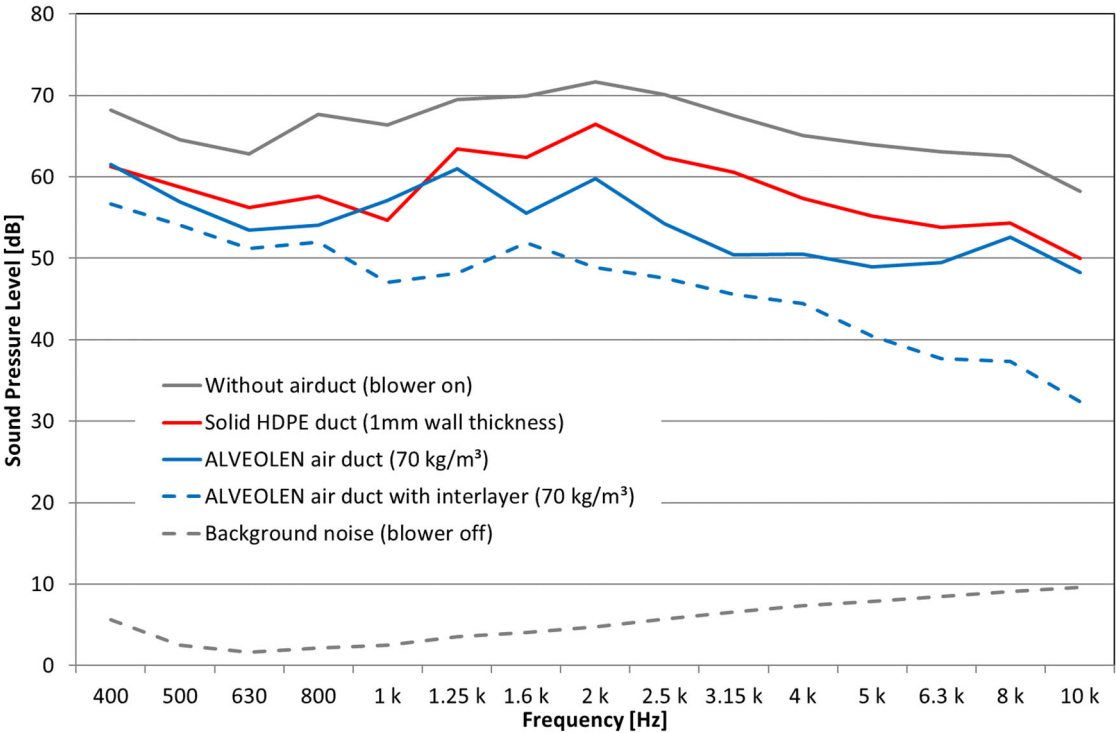


Figure 9: Sound pressure reduction for ALVEOLEN air ducts versus solid HDPE duct



Figure 10: Solid HDPE duct (left), ALVEOLEN foam duct (middle) and ALVEOLEN foam duct with interlayer insert (right)

Using foam as a duct material offers many additional benefits over solid plastic materials that are traditionally used for automobile air ducts. The excellent thermal insulation of foam improves the response time of the climate control system, saves heating/cooling energy, and minimizes problems with condensation. Foam materials reduce the car's weight and they are more flexible than rigid materials. The ducts can be squeezed and bent without being damaged during assembly. This allows foam ducts to be designed in longer pieces than solid ducts – which makes for fewer parts, easier mounting, and cost efficiency.

3. Environmental advantages

Foams from Sekisui Alveo not alone offer a range of environmental advantages based on their technical features, such as light weighting or energy saving.

Beyond that, Sekisui Alveo choose the "ISCC PLUS Mass balance approach" to support the accelerated transition to Bioeconomy and Circular economy along the entire supply chain. Products produced from bio-circular feedstock do not differ from the polymers produced from conventional feedstock and can be used for all applications. Also, to produce polyolefin foams - without needing requalification or recertification by customers.

4. Summary

Lightweight construction and acoustics are becoming increasingly important for optimizing efficiency and comfort in vehicles. Sekisui Alveo has developed various solutions with its foamed ALVEOCEL and ALVEOLEN materials to mitigate vehicle noise.

ALVEOCEL polypropylene foams serve as sound absorbing materials in flat absorbers or box absorbers and filled ALVEOLEN foams function well as barrier materials. Beyond that, ALVEOLEN foams are also used in twin-sheet formed air ducts to reduce sound pressure.

Compared to solid materials foams help to reduce the overall weight of cars and they improve energy-efficiency based on their excellent thermal insulation properties. The possibility to reproduce even complex geometries in thermo-forming processes or to use them as flat parts in the case of micro-perforated foams makes them an ideal choice for applications in the vehicles where space is limited.

Literature

- [1] "Electric vehicle sound design - Just wishful thinking?" - G. Eisele, P. Genender, K. Wolff; VKA Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen, RWTH Aachen University, Aachen, Deutschland
- [2] Marmonier SA
- [3] "Lightweight construction potential and acoustic performance of polyolefin foams" - S. Glanzmann, J. Wissel; FSK lecture, 2016
- [4] "Application of Noise Control and Heat Insulation Materials" - American Acoustical Products
- [5] "Vehicle Noise Demands Tough Solutions" - Aearo Company, Indianapolis, IN 46268, 2002

Noise and vibration reduction with vibroacoustic metamaterials on a cover for power electronics of an electric powertrain

Sebastian Rieß, Marvin Droste, A. Erraji, J. Córdor López, Karsten Finger, Heiko Atzrodt

<http://dx.doi.org/10.25673/103514>

Abstract

Vibroacoustic metamaterials are a promising technology for broadband noise and vibration reduction, that can induce a stop band for vibrations in the frequency domain. Within the stop band no elastic wave propagation is possible. Individually designed for the target structure, vibroacoustic metamaterials can be integrated neutrally in terms of weight and package. Therefore, they are especially suited for the use in the automotive industry where light weight structures are employed, which are more prone to vibrations. In the presented work the integration of a vibroacoustic metamaterial into a cover of power electronics of an electric powertrain is investigated. Therefore, a cover with integrated vibroacoustic metamaterial is numerically designed and experimentally tested in terms of acoustics and structural dynamics. The vibroacoustic metamaterial is integrated by cutting an array of resonators into the cover. For damping and sealing of the cover, the slots are filled in one configuration with silicone. In another configuration the cover is equipped with a PVC foil. For performance evaluation the developed covers with vibroacoustic metamaterial are benchmarked against an add-on vibroacoustic metamaterial approach commonly used in literature as well as against state-of-the-art measures for noise and vibration reduction like alubutyl and bitumen-layers, larger wall thicknesses and sandwiched steel sheets with an integrated damping layer. The developed covers for the power electronics of an electric car with integrated vibroacoustic metamaterial feature amplitude reductions of more than 30 dB for structural vibrations and more than 10 dB for the radiated sound power within the stop band region compared to the reference cover.

Kurzfassung

Vibroakustische Metamaterialien sind eine vielversprechende Technologie zur breitbandigen Reduktion von Vibrationen und Lärm. Sie sind in der Lage Stoppbänder im Frequenzbereich auszubilden. Innerhalb solcher Stoppbänder ist keine elastische Wellenausbreitung möglich. Genau abgestimmt auf die Zielstruktur,

lassen sich vibroakustische Metamaterialien gewichts- und bauraumneutral in Bauteile integrieren und eignen sich daher im Besonderen für den Einsatz in der Automobilindustrie, wo schwingungsanfällige Leichtbaustrukturen eingesetzt werden. In der vorliegenden Arbeit wird die Integration vibroakustischer Metamaterialien an einem Deckel der Leistungselektronik eines elektrischen Antriebsstrangs untersucht. Dazu wird ein Deckel mit integriertem vibroakustischen Metamaterial numerisch ausgelegt und experimentell hinsichtlich Akustik und Strukturmechanik bewertet. Das vibroakustische Metamaterial wird durch das Hineinschneiden eines Arrays verteilter Resonatoren in den Deckel integriert. Um Dämpfung hinzuzufügen und um den Deckel abzudichten, werden in einer Deckel-Konfiguration die bestehenden Schlitzlöcher mit Silikon gefüllt. In einer weiteren Konfiguration wird der Deckel mit einer PVC-Folie beklebt. Für die Bewertung der Performance hinsichtlich Schwingungs- und Schallreduktion werden die entwickelten Deckel mit vibroakustischem Metamaterial mit einem in der Literatur üblichen add-on vibroakustischen Metamaterials sowie mit Maßnahmen nach dem aktuellen Stand der Technik zur Geräusch- und Schwingungsreduktion wie Alubutyl- und Bitumenschichten, einer Wandstärkenvergrößerung und Sandwich-Blechen mit integrierter Dämpfungsschicht verglichen. Die entwickelten Deckel für die Leistungselektronik eines Elektrofahrzeugs mit integriertem vibroakustischen Metamaterial weisen im Vergleich zum Referenzdeckel Amplitudenreduktionen für Strukturschwingungen von mehr als 30 dB und für die abgestrahlte Schallleistung von mehr als 10 dB im Stoppbandbereich auf.

1. Introduction

The decarbonization of the automotive industry shifts the development of individual mobility towards battery electrified vehicles to fulfill the determined consumption targets. Consequently, automotive manufacturers integrate light weight structures into the electric vehicle to enlarge the driving range and to reduce the CO₂ emissions of their fleet. From the functional perspective like Noise Vibration Harshness (NVH) the insertion of light weight concepts, which are more prone to vibration, leads to additional challenges during development. At the same time, NVH requirements of electric vehicles are becoming increasingly important due to the missing acoustic masking effects emitted by internal combustion engines. Furthermore, one of the most important quality criteria perceived by the customer is indicated by the overall interior noise level. The main emitting noise source is identified by the electric drive unit, which is composed of the electric motor, the transmission, and the power electronics [1] (see Figure 1). The latter is shielded by a thin-walled steel cover, which is striking in terms of its acoustics due to its flat geometrical shape. The corresponding emerging frequency range is commonly between 400 to 1500 Hz. To increase NVH performance heavy weighted countermeasures like damping layers are applied to reduce the radiated noise of the cover. In this context, vibroacoustic metamaterials (VAMM) are a promising light weight technology for noise and

vibration reduction. Moreover, VAMM can play a major role during NVH development.

In the scope of the presented work, multiple cover configurations with an integrated VAMM are designed and benchmarked in terms of structural dynamic behavior and acoustic emission to conventional measures. Additionally, an add-on VAMM as commonly known from literature is designed and benchmarked against the cover with integrated VAMM. Conventional measures under investigation are the enlargement of the cover's thickness, a bitumen and alubutyl layer and the manufacturing of the cover from a sandwich sheet metal called bondal®.

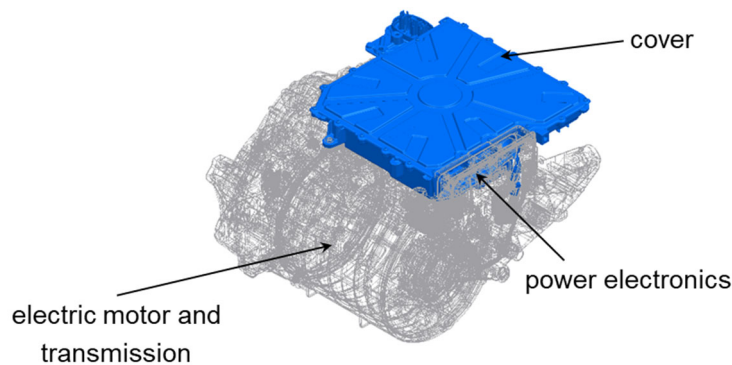


Figure 1: Electric drive unit with power electronics of an electric vehicle.

2. Vibroacoustic Metamaterials

Vibroacoustic metamaterials with local resonators are a novel technology for noise and vibration reduction, which are particularly promising for the use with light weight structures, such as they are used in the automotive industry. VAMMs induce a stop band for elastic waves in the frequency domain, where almost no wave propagation is possible. They consist of an array of distributed mechanical resonators, which are all tuned to the same resonance frequency (see Figure 2 (a)). They are placed at a distance smaller than half the wavelength of the vibration that is targeted. The resonator itself consists of a mass, spring, and damping element. The mechanical resonator and a part of the target structure form a unit cell. Applying the Bloch's Theorem [2], the stop band behavior of an infinite, periodic VAMM can be predicted by calculating the dispersion curve of a single unit cell. Figure 2 (b) shows an example of a dispersion curve, where the gap indicates the stop band. The starting frequency of the stop band is given by the resonance frequency of the resonator. The width depends on the oscillating mass and damping. A schematic representation of the stop band in the frequency domain is shown in Figure 2 (c). Further information about the fundamentals of VAMM can be found in [3]. For an overview on different VAMM designs and configurations the reader is referred to [4].

The application of VAMM to automotive parts has been investigated in various works. VAMM have been evaluated for the use in vehicle doors [5–7], the firewall [8], the roof [9] and the rear wheel arche [10]. VAMM are often produced using 3D-printing,

but also large-scale production processes have been investigated like punching and bending [5–7] or thermoforming [11]. The use of VAMM for noise and vibration reduction on covers for power electronics in electric vehicles has been investigated by the authors in [4] in a preliminary study.

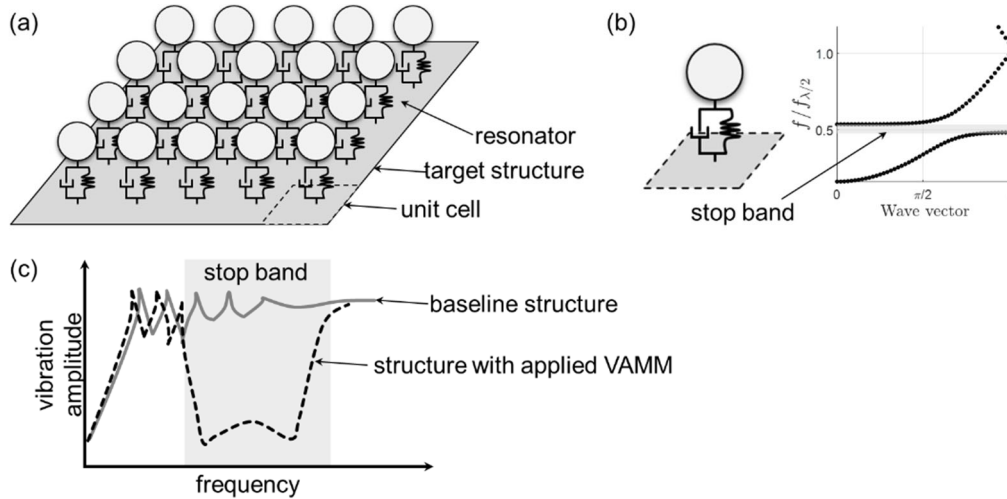


Figure 2: (a) VAMM consisting of an array of distributed resonators, (b) predicted stop band in the dispersion curve and (c) stop band in the frequency-domain.

3. Numerical design of the VAMM

For the comparison of standard measures for noise and vibration reduction on the forementioned cover, two different VAMM approaches have been numerically designed and built. To save weight and fulfill package requirements, an integrated VAMM approach has been developed, where no additional mass is added. This approach is tested in combination with different damping mechanisms. In another approach, a so-called add-on VAMM has been developed, where the resonators are made from elastomer pillars with an additional mass. This approach was chosen since it is common in academic studies. For all VAMM configurations, the frequency range between 400 to 1500 Hz is targeted. The wavelength at 400 Hz of the 2 mm thick steel cover is approx. 224 mm, so the size of the unit cells should be below 112 mm.

3.1 Integrated VAMM

For the integrated VAMM approach a concept already tested for a circular saw blade in [12] was used. The resonators are cut into the cover forming flaps, which are free to oscillate. The developed unit cell, in its first eigenmode is shown in Figure 3 (a). To predict the stop band behavior of the periodic VAMM compound the dispersion curve is investigated for 2D wave propagation. Applying the Bloch's Theorem, the wave propagation in the periodic VAMM compound can be predicted by a single unit cell.

For an undamped system, a stop band can be identified as a frequency region where no free wave propagation is possible. As can be seen in Figure 3 (b) a stop band is obtained in the frequency range of 400 to 600 Hz. The cover with the integrated 44 resonators is shown in Figure 3 (c).

To widen the stop band, damping may be added. The effect of different damping mechanisms, namely the integration of a viscoelastic material (silicone) into the slots as well as the attachment of a polymeric film onto the cover have not been evaluated numerically, but within experiments, as described in the following sections. Despite the damping effect, these measures are necessary to seal the cover.

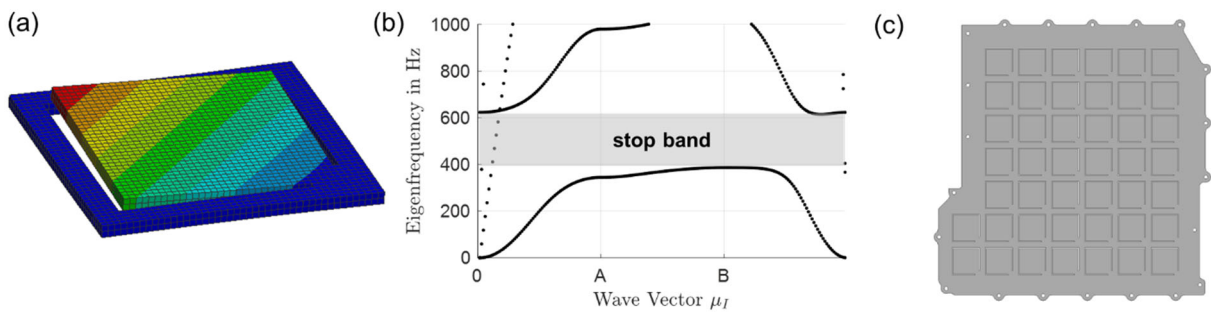


Figure 3: (a) Unit cell of the integrated VAMM in its first eigenmode. (b) Dispersion curve of the unit cell with predicted stop band. (c) Cover with integrated resonators.

3.2 Add-on VAMM

Since in literature most VAMM are built as add-on VAMM with attached resonators to the host structure an add-on VAMM configuration for comparison was elaborated for the cover as well. For that elastomer cylinders with an attached cylindrical mass element have been designed. The unit cell of size 50 mm x 50 mm in its first eigenmode can be seen in Figure 4 (a). The mass element weights 8.1 g adding a weight of approx. 24% (together with the weight of the elastomer pillars) of the host structure. For the elastomer a polyurethane rubber with a shore hardness of A50 was chosen.

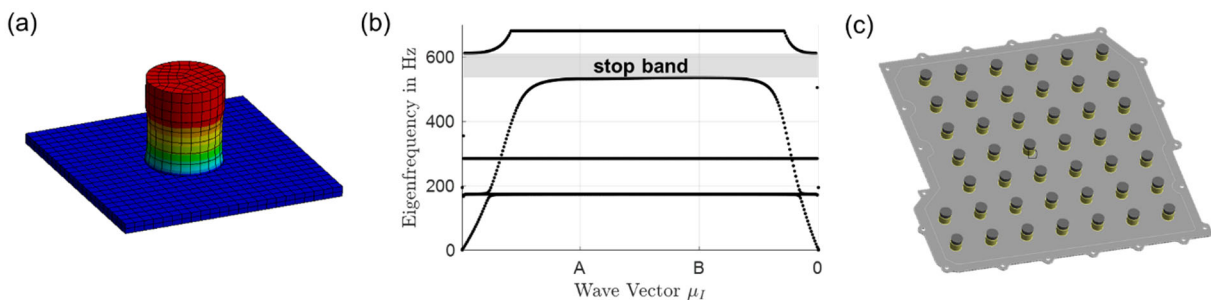


Figure 4: (a) Unit cell of the add-on VAMM in its first eigenmode. (b) Dispersion curve of the unit cell with predicted stop band. (c) Cover with applied resonators.

Figure 4 (b) shows the dispersion curve of the unit cell with a stop band in the frequency range from approx. 530 to 610 Hz. Due to the large, expected damping of the polyurethane rubber, which is not accounted for in the unit cell modelling, the expected stop band range is likely to start well before that and expand beyond the upper calculated stop band frequency. The effect is investigated experimentally in the following sections.

4. Cover demonstrators

In total nine cover configurations have been investigated. They are summarized in Table 1 together with their mass in relation to the reference cover without any measure.

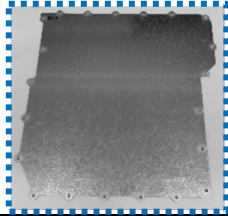
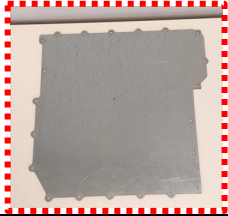
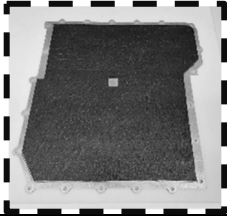
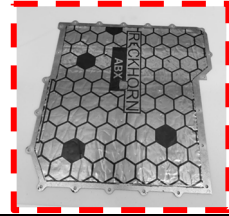
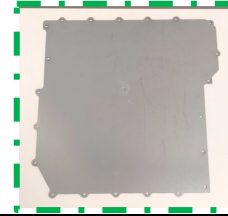
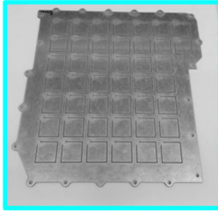
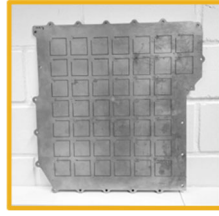

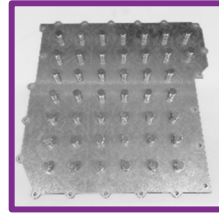
The reference cover with a thickness of 2 mm is the first cover which serves as a reference (1). Another reference cover with a thickness of 3 mm was chosen to investigate the influence of the increase in mass by 50% (2).

To compare the results of the VAMM covers with state-of-the-art measures for vibration reduction, one cover was equipped with a 2.5 mm thick bitumen layer (3) and another one with a 2 mm thick alubutyl layer (4). The bitumen adds 27% and the alubutyl 19% mass in relation to the 2 mm reference cover. Another state-of-the-art measure is the use of sandwich steel sheet metal with an integrated damping layer. So, another cover (5) was built from bondal® CB40, which consist of two 1 mm steel layers and a 0.04 mm damping layer.

As numerically designed in section 3.1, covers with integrated VAMM have been built. To incorporate the slots, a water jet cutting machine was used. In total three covers have been manufactured this way. The first cover remained without any additional damping measure (6), while the slots of the second one were filled with silicon (7) and the third one was equipped with a PVC foil (8) with a thickness of 0.11 mm (3M Wrap Film 2080). All those configurations weigh about 2-3% less than the 2 mm reference cover.

In the last configuration 44 elastomer pillars were added to a cover forming an add-on VAMM as numerically designed in section 3.2. The resonators are attached using a double-sided adhesive tape commonly used in the automotive industry. The mass elements are manufactured using a water jet cutting machine and have been attached to the elastomer pillars with the same double sided adhesive tape. The weight is increased by approx. 24% in relation to the 2 mm reference cover.

Table 1: Cover configurations under investigation.

1) reference cover (2 mm)	2) reference cover (3 mm)	3) bitumen	4) alubutyl	5) bondal® CB40
				
baseline	+50% mass	+27% mass	+19% mass	-2% mass
6) integrated VAMM	7) integrated VAMM + silicone	8) integrated VAMM + PVC foil	9) add-on VAMM	
				
-3% mass	-3% mass	-3% mass	+24% mass	

5. Experimental investigation of the structural dynamic behavior

Structural dynamic measurements in terms of acceleration have been carried out on the cover configurations as described in section 4. The experimental setup is shown in Figure 5. The covers are suspended with elastic bands to ensure a free velocity boundary condition. The excitation is done using an electrodynamic shaker which is connected to the center of the cover with a piezoelectric force sensor. The sensor is used to measure the introduced dynamic force to calculate the acceleration. A bandlimited random noise (< 2000 Hz) signal was chosen for excitation. The surface velocities resulting from the excitation are measured with a laser doppler vibrometer in 20 points, as indicated in Figure 5 (red).

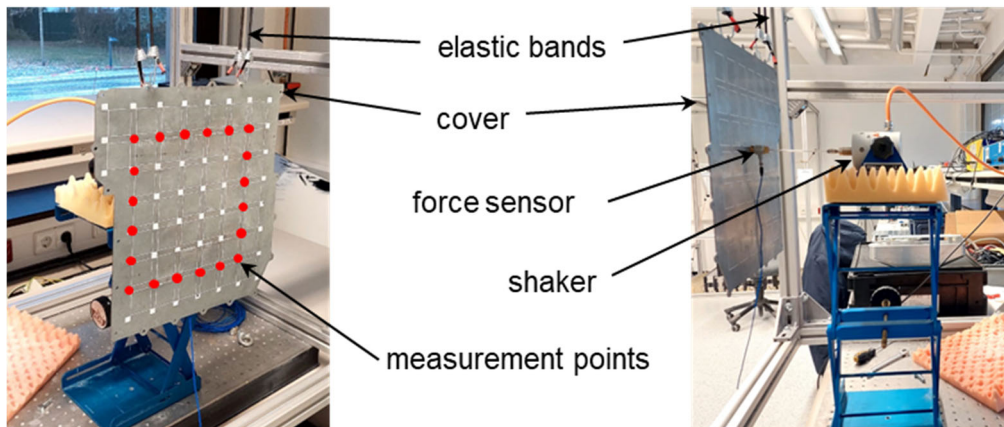


Figure 5: *Experimental setup of the structural dynamic measurements.*

The obtained measurement results as transfer function (TFF) in terms of accelerance, averaged over the 20 measurement points, are depicted in Figure 6 (a) for the VAMM configurations and (b) for the standard measures. In both scopes the TFFs are compared to the ones of the reference cover of thickness of 2 mm. Increasing the thickness of the cover to 3 mm leads to a reduction in amplitudes due to the increase in mass. Especially in the higher frequency range (above 1500 Hz) an amplitude reduction of up to 20 dB can be obtained. Before that, the amplitudes are comparable to the reference cover. Adding alubutyl or bitumen to the cover leads to a broadband amplitude reduction of about 30 dB. Due to the larger added mass of the bitumen layer the amplitudes above approx. 1000 Hz are reduced to a larger extend compared to the alubutyl configuration. The cover made from bondal® sheet metal performs comparably to the cover that is equipped with bitumen but is lighter by approx. 23 %. The large damping effect of bondal® likely is due to the placement of the damping material right in the neutral axis of the cover. Here, the shear deformation is largest taking full advantage of the damping capabilities of the damping layer.

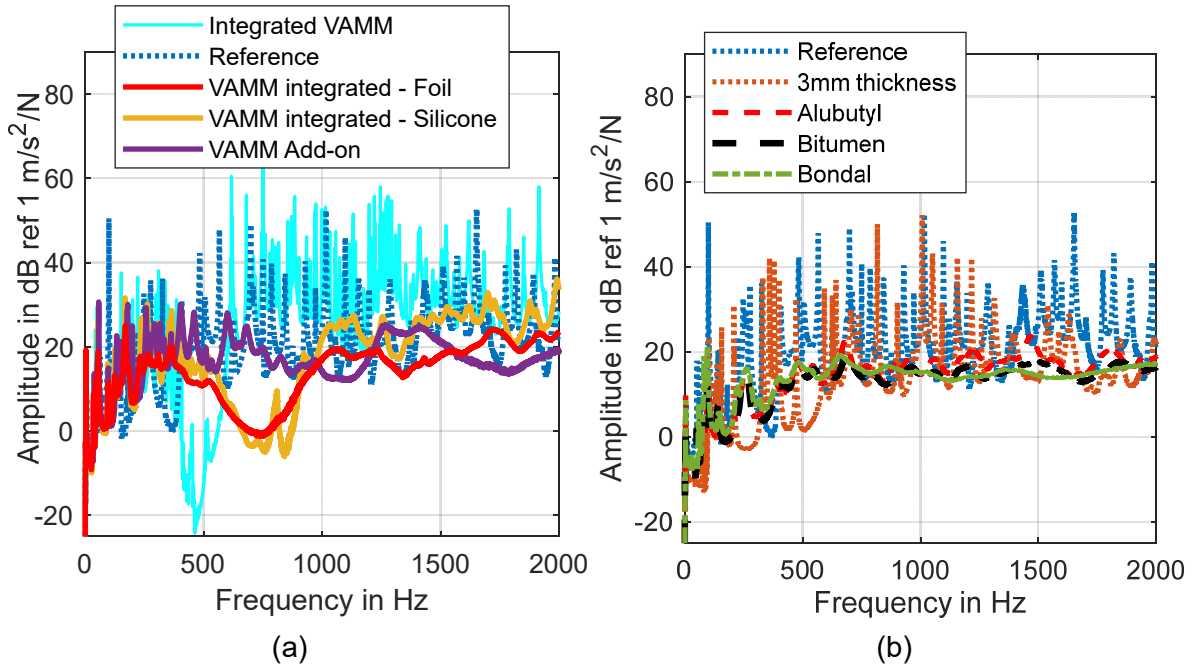


Figure 6: Transfer functions in terms of acceleration. (a) Reference cover and VAMM variants. (b) Reference cover, cover with thickness $d = 3$ mm and covers with damping materials.

Looking at the VAMM configurations in Figure 6 (a), larger amplitude reductions than with the standard measures can be achieved within the stop band frequency range. The cover with integrated VAMM without any damping measure behaves accordingly to the numeric simulations. The stop band starts at approx. 400 Hz and reaches until 600 Hz. The amplitude reduction within this range compared to the reference cover is larger than 60 dB. Before and after the stop band, larger amplitudes occur compared to the reference cover. This is due to the weakening of the cover by inserting the slots. By adding a damping medium this disadvantage can be compensated, as can be seen for the cover configurations with integrated VAMM and added damping in terms of silicone and the PVC foil. The stop band shifts to larger frequencies (approx. 450 – 1000 Hz) due to the stiffening effect of the foil and the silicone, but especially after the stop band the amplitudes are largely reduced. Especially the configuration with PVC film performs comparable to the reference covers with standard damping approaches. But compared to the covers with alubutyl and bitumen it is 18% and 23% lighter and features an amplitude reduction of approx. 15 dB in the stop band region. Compared to the cover made from bondal® sheet metal, the weight is almost the same, but within the stop band region an amplitude reduction by about 15 dB is achieved with the VAMM approach.

The add-on VAMM made from an array of elastomer pillars is characterized by large damping due to the material chosen. The stop band starts at approx. 600 Hz as predicted by the numeric simulations but extends over a larger frequency range as predicted (until 1250 Hz). This is due to the damping, which was neglected in the simulations.

6. Experimental investigation of the acoustical behavior

To investigate the acoustic behavior of the cover, the radiated noise is determined by performing an intensity probe test according to DIN EN ISO 9614-2 [13]. The scanning method from [13] is chosen and a cuboidal measurement area is selected, as shown in Figure 7. The covers are under free-free conditions and are excited by an electrodynamic shaker. The electrodynamic shaker is mounted at the center of the cover and the applied dynamic acceleration and dynamic force are measured with a piezoelectric mechanical impedance sensor. Encapsulation of the electrodynamic shaker reduces extraneous noise so that only the power radiated from the cover is measured. The experiments are performed in a semi-anechoic chamber (class 1).

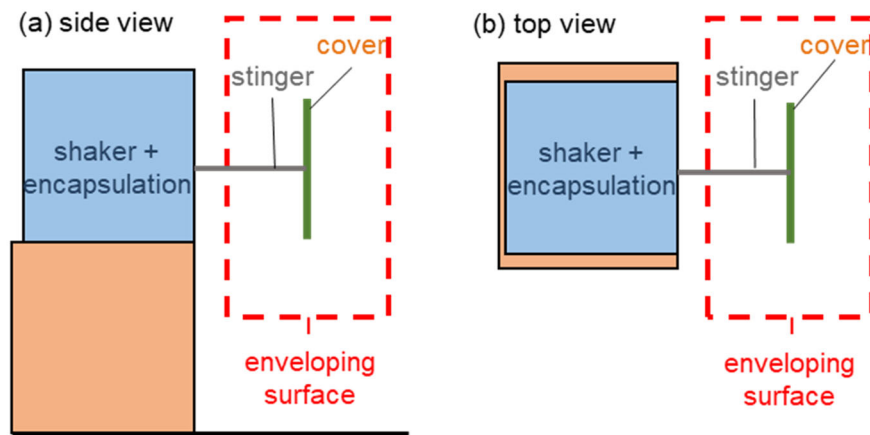


Figure 7: Sketch of measurement setup. (a) Side view and (b) top view of sound intensity measurements.

Figure 8 depicts the actual measurement setup for the covers. A cuboidal measurement area of $A = 5.53 \text{ m}^2$ is chosen. A white noise excites the covers with a frequency range of $100 \text{ Hz} \leq f \leq 2 \text{ kHz}$. The root mean squared accelerations of the white noise at the excitation point amount to $a_{\text{in}} = 2 \text{ m/s}^2$. To ensure valid calculated sound intensities for the whole frequency range, a sound intensity probe containing two microphones with a constant distance of $d = 12 \text{ mm}$ is used.

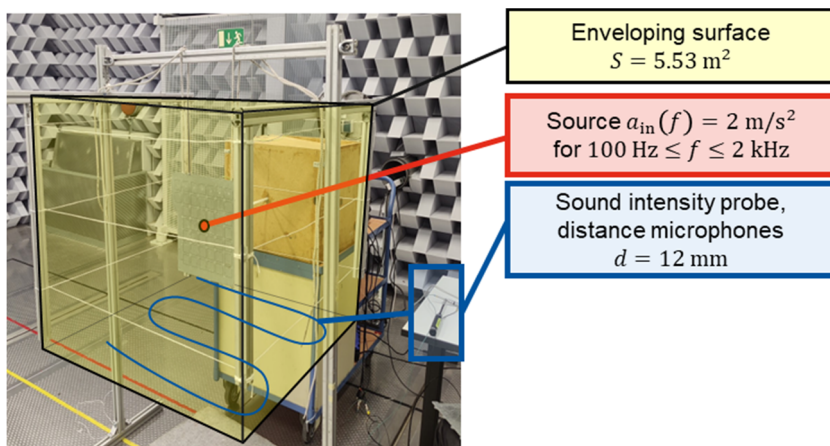


Figure 8: Measurement setup of the cover for sound intensity measurements.

The excitation force is different for each cover variant. To account for this in the description of the radiated sound power, the frequency spectrum of the excitation power P_{in} is calculated by multiplying the excitation force F_{in} and the particle velocity v_{in} at the excitation point [14] as shown in Equation (1).

$$P_{input} = \frac{1}{2} \cdot Re(F_{in} \cdot v_{in}^*) \quad (1)$$

The resulting spectra of the excitation powers for each cover variant are shown in Figure 9. The cover configuration with integrated VAMM without a damping measure was omitted from the study, since the structural dynamic measurements have shown, that the amplitudes before and after the stop band are much higher than the reference.

The excitation power of the VAMM variants decreases in the frequency range above the stop band region as shown in Figure 9 (a). The excitation power of the reference cover and the cover with thickness $d = 3$ mm varies greatly due to resonances and antiresonances. In addition, uncertainties in the peak positions may lead to discrepancies in the calculation of the ratio between excitation and radiated power due to not perfectly aligned peaks. For these reasons, third octave band values are chosen for the evaluation of the radiated efficiencies for each cover.

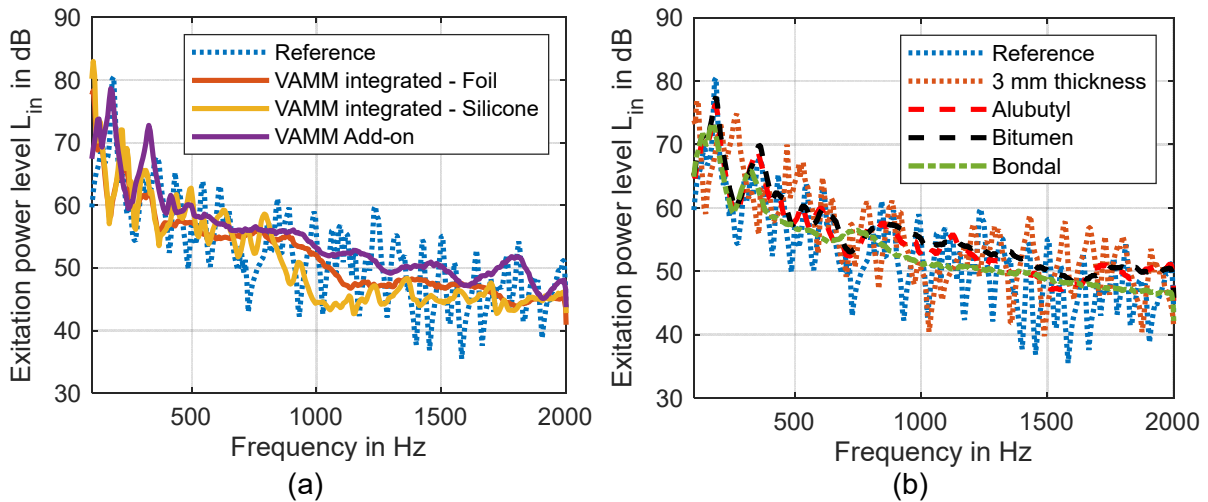


Figure 9: Spectra of excitation power levels at the excitation point of the covers with constant root mean squared dynamic acceleration at the excitation point. (a) Reference cover and VAMM variants. (b) Reference cover, cover with thickness $d = 3$ mm and covers with damping materials.

The VAMM variants have similar influences on the radiated sound power level (SWL) of the cover as shown in Figure 10. When excited with spectrally constant acceleration, the SWL of the VAMM variants is reduced in the frequency ranges of the stop bands as well as in the frequency range above the stop bands. Above the stop band, the radiated sound power of the integrated VAMM variants is further reduced, similar to the reduction of the excitation powers for these variants (Figure 10 (a)). The damping materials lead to a reduction of the radiated sound power in the

whole frequency range of $100 \text{ Hz} \leq f \leq 2 \text{ kHz}$.

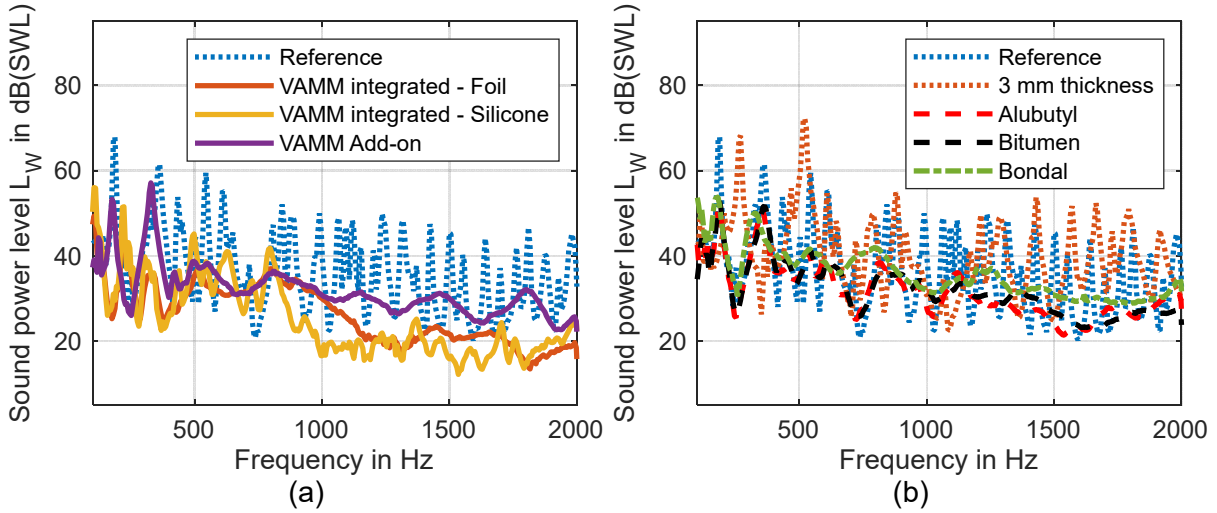


Figure 10: Spectra of radiated sound power levels of the covers with constant root mean squared dynamic acceleration at the excitation point. (a) Reference cover and VAMM variants. (b) Reference cover, cover with thickness $d = 3 \text{ mm}$ and covers with damping materials.

To compare the spectral reduction in radiated power of VAMM variants independent on the excitation power, the radiated sound power of the cover variant $P_{W,\text{variant}}$ is divided by the power at the excitation point of the cover variant P_{in} . The resulting radiation efficiency of the corresponding variant is compared with the radiation efficiency of the reference cover. Subsequently, the resulting difference of the radiation efficiencies ΔL_W is determined according to Equation (2).

$$\Delta L_W = 10 \log_{10} \frac{P_{W,\text{variant}}}{P_{\text{in},\text{variant}}} - 10 \log_{10} \frac{P_{W,\text{reference}}}{P_{\text{in},\text{reference}}} \quad (2)$$

Figure 11 depicts frequency dependent reductions of the radiation efficiency of the different cover variants. The radiation efficiency is reduced by $\Delta L_W \approx -10 \text{ dB}$ on average in the frequency ranges of the respective stop bands. The largest reduction of $\Delta L_W \approx -17 \text{ dB}$ is achieved in the third octave band with $f_{\text{mid}} = 400 \text{ Hz}$. Below the stop band, the average difference is $\Delta L_W \approx 0 \text{ dB}$, with variations for each third octave band most likely due to frequency shifts. Above the stop band, the radiated sound power levels of the VAMM configurations are slightly lower than the ones of the reference cover, which is most likely due to the added damping. Compared to that, the covers with damping materials as well as the cover with the additional thickness have a reduction of $\Delta L_W \approx 6 \text{ dB}$ in most frequency ranges.

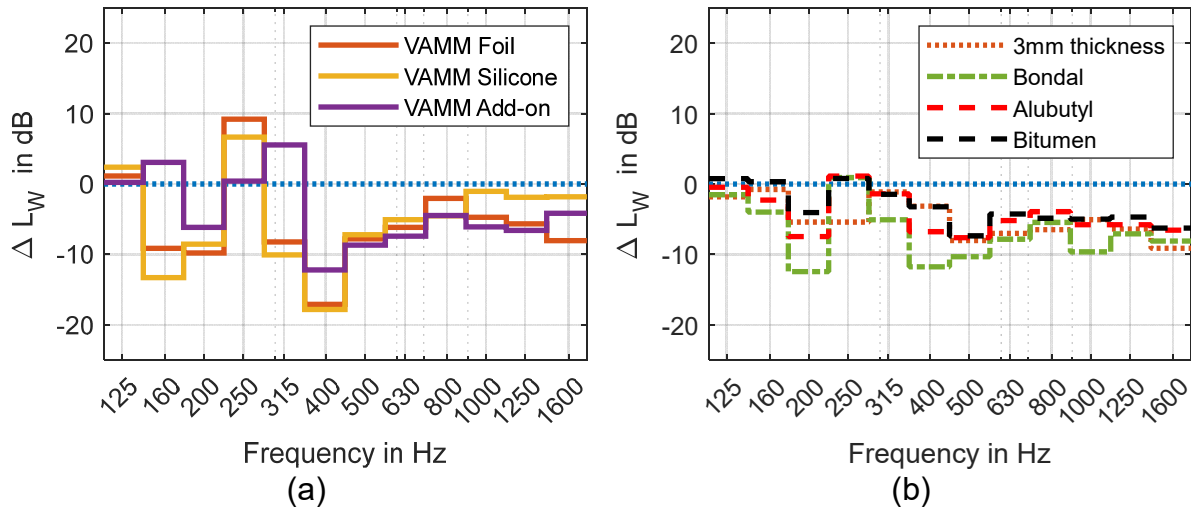


Figure 11: One-third octave spectra of difference between radiated sound power levels of the cover variants and the reference cover. (a) VAMM variants (b) Cover with thickness $d = 3$ mm and covers with damping materials.

7. Conclusion and outlook

In the presented work nine different configurations of a cover for power electronics of an electric drive unit have been built and tested. In total five different VAMM variants have been compared to a reference cover and to four different state-of-the-art measures for noise and vibration reduction, namely the enlargement of the wall-thickness, the addition of a bitumen and an alubutyl-layer as well as the use of sandwich sheet metal with an integrated damping layer (bondal®). VAMM configurations in terms of integrated VAMM in combination with different damping techniques and an add-on VAMM have been numerically designed and built.

All configurations have been tested in terms of the structural dynamic behavior and the radiated sound power. The integrated VAMM variants with additional damping (slots filled with silicone, attached PVC foil) feature a large amplitude reduction of about 15 dB in the stop band region in terms of acceleration compared to the standard measures (bitumen, alubutyl, bondal®). Above the stop band region, they perform comparably well as the standard measures. Below the stop band region amplitudes are higher than the standard measures. The same can be said for the radiated sound power. Within the stop band an amplitude reduction of approx. 10 dB compared to the standard measures bitumen and alubutyl and a reduction of 6 dB in comparison to the bondal® cover can be reached. Above the stop band the behavior is comparable.

In conclusion, the integrated VAMM covers with additional damping perform comparable to the standard measures like bitumen and alubutyl while being approx. 23% and 18% lighter and featuring a large amplitude reduction within the stop band of approx. 15 dB for vibrations and 10 dB for radiated sound power. While being as light as the bondal® cover, the integrated VAMM variants feature the advantage of a

large amplitude reduction within the stop band region.

As indicated by the measurement results integrated VAMMs are especially well suited to reduce components weight compared to bitumen and alubutyl or enhance the performance compared to bondal® sheet metal. Particularly they are beneficial to cut out bandlimited excitations with their stop band functionality, overcoming the performance of all the standard measures.

Further works will focus on integrating multiple stop bands into the cover with an integrated VAMM configuration and the investigation of covers within a vehicle.

8. References

- [1] Lieske, D., Landes, D., and Fischer, J.: Optimization of the Powertrain Noise for the Electric Vehicle Mercedes-Benz EQC. *ATZ Worldwide*, vol. 122, no. 3, pp. 56–61, 2020.
- [2] Bloch, F.: Über die Quantenmechanik der Elektronen in Kristallgittern. *Zeitschrift für Physik*, vol. 52, pp. 555–600, 1929.
- [3] Claeys, C.: Design and Analysis of Resonant Metamaterials for Acoustic Insulation. Dissertation KU Leuven, 2014.
- [4] Rieß, S., Droste, M., Atzrodt, H., Appel, N., Córdor López, J., Finger, K., Erraji, A., Troge, J.: Vibroacoustic metamaterials for noise and vibration reduction in the automotive industry: Aachen Acoustics Colloquium 2022, Aachen, Germany, 2022.
- [5] Riess, S., Droste, M., Manushyna, D., Melzer, S., Druwe, T., Georgi, T., Atzrodt, H.: Vibroacoustic Metamaterials for enhanced acoustic Behavior of Vehicle Doors: 15th International Congress on Artificial Materials for Novel Wave Phenomena – Metamaterials, pp. X-374–X-376, 2021.
- [6] Droste, M., Manushyna, D., Rieß, S., Atzrodt, H., Druwe, T., Melzer, S., Troge, J., Struß, A., Lühring, A., Clausen, J.: Application of vibroacoustic metamaterials in a vehicle door: DAGA 2022 - 48. Jahrestagung für Akustik, pp. 233–235, 2022.
- [7] Droste, M., Manushyna, D., Rieß, S., Atzrodt, H., Druwe, T., Melzer, S., Struß, A., Lühring, A.: Design and validation of production-suited vibroacoustic metamaterials for application in a vehicle door: DAGA 2021 - 47. Jahrestagung für Akustik, pp. 132–135, 2021.
- [8] Chang, K.-J., Jung, J., Kim, H.-G., Choi, D. R., Wang, S.: An Application of Acoustic Metamaterial for Reducing Noise Transfer through Car Body Panels. SAE Technical Paper 2018-01-1566, 2018.
- [9] Wan, Q., Shao, R.: A hybrid phononic crystal for roof application. *The Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 142, no. 5, pp. 2988–2995, 2017.
- [10] Sangiuliano, L., Reff, B., Palandri, J., Wolf-Monheim, F., Pluymers, B., Deckers, E., Desmet, W., Claeys, C.: Low frequency tyre noise mitigation in a vehicle using metal 3D printed resonant metamaterials. *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 179, 2022.
- [11] Melo Filho, N. de, Claeys, C., Deckers, E., Desmet, W.: Realisation of a thermoformed vibro-acoustic metamaterial for increased STL in acoustic resonance driven environments. *Applied Acoustics*, vol. 156, pp. 78–82, 2019.

- [12] Riess, S., Droste, M., and Atzrodt, H.: Noise Reduction of circular Saw Blades using Vibroacoustic Metamaterial: Sixteenth International Congress on Artificial Materials for Novel Wave Phenomena – Metamaterials, pp. X-362–X-364, 2022.
- [13] DIN EN ISO 9614-2:1996-12. Akustik - Bestimmung der Schalleistungspegel von Geräuschquellen aus Schallintensitätsmessungen - Teil 2: Messung mit kontinuierlicher Abtastung (ISO 9614-2:1996).
- [14] Karger, M.: Fluid-Struktur-Wechselwirkung in der Energie-Finite-Elemente-Methode. Dissertation, Technische Universität Hamburg-Harburg, 2017.

Experimentelle Konzeptstudien zur Anwendbarkeit akustischer schwarzer Löcher und Metamaterialien

Niklas Thoma, Fabian Duvigneau, Daniel Juhre, Michael Trenner, Elmar Woschke

<http://dx.doi.org/10.25673/103515>

Abstract

Increasing demands are being placed on dynamic systems, particularly with regard to durability and comfort. At the same time, the need to conserve resources and the associated idea of lightweight construction require minimal masses, at least for moving systems, as well as resource-saving manufacturing.

Conventional methods of vibration reduction usually use different stiffening and damping concepts to reduce broadband excitations, although a high additional mass must often be introduced for low frequency ranges in order to achieve adequate amplitude reduction.

This has led to further developments in recent years, often based on acoustic metamaterials and acoustic black holes.

In this paper, these novel concepts are compared to conventional damping concepts within the framework of fundamental studies in order to be able to assess the potentials with regard to the improvement of the aggregate acoustics of individual components of a computer tomograph. For this purpose, both experimental and numerical tools are used.

The long-term goal is to develop an acoustically optimised housing for large medical devices using these new damping concepts and, if the implementation is successful, to investigate the transferability to other applications.

Kurzfassung

An dynamische Systeme werden insbesondere mit Hinblick auf Haltbarkeit und Komfort steigende Anforderungen gestellt. Gleichzeitig bedingt die Notwendigkeit der Ressourcenschonung und der damit einhergehende Leichtbaugedanke minimale Massen, zumindest für bewegte Systeme, sowie eine ressourcenschonende Herstellung.

Herkömmliche Methoden der Schwingungsreduktion verwenden in der Regel unterschiedliche Versteifungs- und Dämpfungskonzepte, um breitbandige Anregungen zu reduzieren, wobei allerdings für niedrige Frequenzbereiche oft eine hohe zusätzliche Masse eingebracht werden muss, um eine adäquate Amplitudenreduktion zu erreichen.

Als Resultat kam es in den letzten Jahren zu entsprechenden Weiterentwicklungen, die häufig auf akustischen Metamaterialien sowie akustischen schwarzen Löchern basieren.

In diesem Beitrag werden diese neuartigen Konzepte im Rahmen von grundlegenden Studien den herkömmlichen Dämpfungskonzepten gegenübergestellt, um die Potentiale mit Hinblick auf die Verbesserung der Aggregateakustik von Einzelkomponenten

eines Computertomographen abschätzen zu können. Dazu wird sowohl auf experimentelle als auch numerische Werkzeuge zurückgegriffen.

Fernziel ist es, ein akustisch optimiertes Gehäuse für medizinische Großgeräte unter Anwendung dieser neuartigen Dämpfungskonzepte zu entwickeln und bei erfolgreicher Implementierung die Übertragbarkeit auf weitere Anwendungsfälle zu untersuchen.

1. Motivation

Die Anforderungen der Nutzer:innen an das NVH-Verhalten (Noise, Vibration & Harshness) der von ihnen genutzten Maschinen und Geräte nehmen in allen Branchen stetig zu. Gleichzeitig gewinnen der Nachhaltigkeitsgedanke und ein gesteigertes Umweltbewusstsein bei der Produktentwicklung an Bedeutung [1]. Ein gemeinsames Ziel dieser Forschungsfelder ist es, auftretende Schwingungen breitbandig mit minimalem Materialaufwand, geringer Zusatzmasse und geringem Platzbedarf effektiv zu vermeiden. Werden zusätzlich wirtschaftliche Aspekte und die Ausfallsicherheit schwingungsdämpfender Systeme berücksichtigt, stoßen herkömmliche, etablierte Dämpfungskonzepte an ihre Grenzen.

Aus diesem Grund werden in der Forschung verstärkt neuartige passive Dämpfungskonzepte untersucht, die hinsichtlich der genannten Eigenschaften ein großes Potenzial aufweisen. Zwei dieser Dämpfungskonzepte, akustische Metamaterialien und akustische schwarze Löcher, stehen aufgrund ihrer guten Dämpfungseigenschaften bei gleichzeitig geringem Materialaufwand in der Herstellung und geringen Zusatzmassen im Fokus der Forschung. Im Rahmen dieses Beitrages werden Konzeptstudien durchgeführt, welche Potentiale diese Dämpfungskonzepte aufweisen und erste Untersuchungen angestellt, inwieweit diese Konzepte mit Hilfe numerischer Methoden in den virtuellen Produktentwicklungsprozess integriert werden können.

2. Akustische schwarze Löcher

2.1 Grundlagen akustischer schwarze Löcher

Der Begriff akustische schwarze Löcher (ASL) beschreibt eine passive Technik zur Schwingungsberuhigung. Er beschreibt den Effekt, der in einer dünnwandigen Struktur auftritt, wenn die Plattendicke in Abhängigkeit von der Plattenlänge mit ausreichender Gleichmäßigkeit nach einem Potenzgesetz abnimmt. Die daraus resultierende lokale Steifigkeitsabnahme führt zu einer gleichmäßigen Reduzierung der Wellengeschwindigkeit. Wird ein ideales ASL-System mit einer Struktur, deren Dicke Null erreicht, betrachtet, so ist an dieser Stelle auch die Wellengeschwindigkeit Null, so dass keine Reflexion auftritt und sich die Energie in diesem Punkt akkumuliert und durch Dämpfungseffekte dissipiert werden kann. Der ASL-Effekt wurde erstmals 1946 von Pekeris [2] im Zusammenhang mit der Reflexion von Wellen in Flüssigkeiten entdeckt und 1988 von Mirinov [3] auf die Wellenausbreitung in Platten mit kontinuierlich abnehmender Dicke übertragen.

Für ein ideales ASL bestimmt sich die Wellengeschwindigkeit $c_f(x)$ in Richtung der ASL-Spitze nach Mironov [3] aus dem Elastizitätsmodul E , der Dichte des Plattenmaterials ρ und der Funktion der Plattendicke $h(x)$ zu:

$$c_f(x) = \left(\frac{E h^2(x)}{12 * \rho_P} \right)^{1/4} \omega^{1/2} \quad (1)$$

Aus Gleichung (1) geht hervor, dass bei einer Plattendicke h die gegen Null geht, die Wellengeschwindigkeit ebenfalls gegen Null strebt. Mit der von Mironov definierten Bedingung, dass die Abnahme der Plattendicke im Vergleich zur Wellenlängenordnung klein sein muss, ergibt sich die Bedingung der ausreichenden Gleichmäßigkeit der Abnahme der Plattendicke mit der Wellenzahl k :

$$\frac{1}{k^2} \frac{dk}{dx} \ll 1 \quad (2)$$

Diese Bedingung ist für die Gleichung (1) erfüllt, wenn die Abnahme der Plattendicke mit einem Potenzgesetz der Form:

$$h(x) = ax^m \quad (3)$$

mit $m \geq 2$ beschrieben werden kann.

Da in realen Systemen fertigungsbedingt nie eine Dicke von Null erreicht wird, muss in diesem Fall die Endstärke der ASL-Geometrie h_t (siehe Abbildung 1) für die Berechnung der Plattendicke berücksichtigt werden:

$$h(x) = ax^m + h_t \quad (4)$$

Abhängig von der Endstärke der Geometrie ändert sich der Reflexionsfaktor, weshalb in realen ASL-Systemen für Materialien mit geringer Materialdämpfung ein Dämpfungspatch zur Dissipation der an der ASL-Geometrie auftretenden Schwingungsenergie verwendet wird.

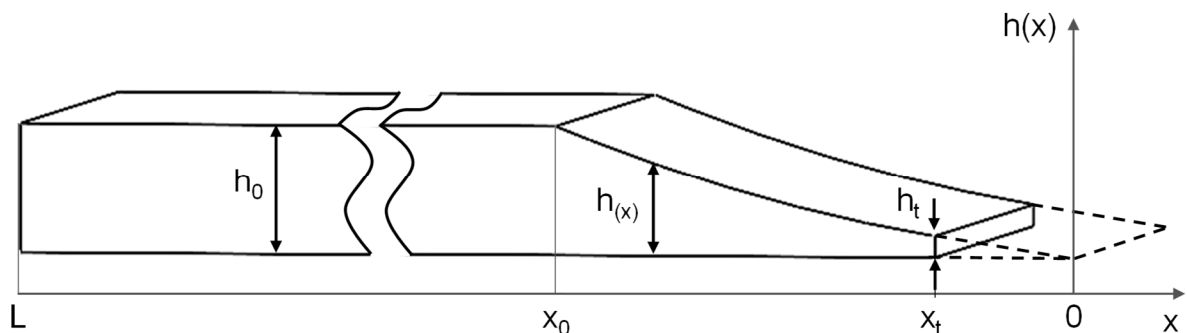


Abbildung 1: Geometrie einer Platte mit ASL-Geometrie und fertigungsbedingter Kürzung bei h_t

Im Rahmen dieses Beitrages wird für den Anwendungsfall der Schwingungsoptimierung von Gehäusen aus glasfaserverstärktem Kohlenstoff (GFK) das Dämpfungsverhalten verschiedener GFK-Probekörper mit ASL-Geometrie untersucht. Aus den Experimenten von Bowyer et al. [4,5] geht hervor, dass der ASL-Effekt auch bei GFK

angewendet werden kann und sich die hohen Verlustfaktoren der Faser-Matrix-Materialkombination positiv auf die Dämpfungseigenschaften auswirken. Ziel der nachfolgend vorgestellten Studie ist es, diese Erkenntnisse auf Basis von Balkenversuchen zu bestätigen und das verwendete Simulationsmodell für komplexe Geometrien zu validieren.

2.2 Experimentelles Vorgehen

Bei der experimentellen Vorgehensweise steht die Vergleichbarkeit der verschiedenen Probekörper im Vordergrund, um Aussagen über die Wirksamkeit der ASL-Geometrien hinsichtlich der Schwingungsberuhigung treffen zu können. Aus diesem Grund werden die für die Untersuchungen verwendeten Balkenprofile mit den Abmessungen 360 x 50 mm aus einer GFK-Platte gefertigt und die ASL-Profile sowie die lineare Referenzgeometrie mit Hilfe einer CNC-Maschine erzeugt. Neben einem Referenzbalken ohne Geometrie Anpassung werden drei ASL-Profile mit unterschiedlichen ASL-Längen sowie ein linear auslaufendes Balkenprofil der Länge 50 mm, dargestellt in Abbildung 2, untersucht. Mit Hilfe der automatisierten Fertigung konnten lediglich Enddicken zwischen 0,2 und 0,3 mm erreicht werden, da die Profile sonst in Faserrichtung ausfransen. Die erreichte Dicke unterscheidet sich deutlich von den angestrebten 0,1 mm.

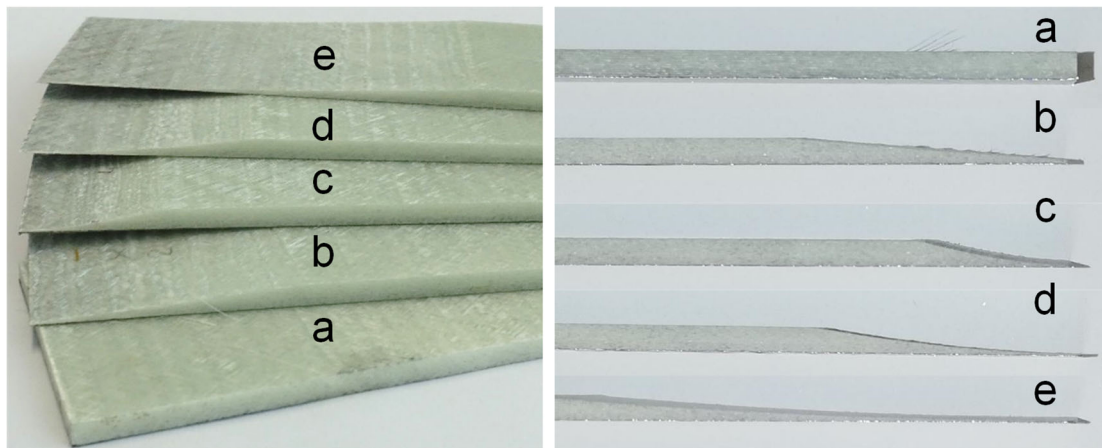


Abbildung 2: Balkenprofile aus GFK, a) Referenzgeometrie, b) 50 mm lineares Profil, c) 30 mm ASL-Profil, d) 50 mm ASL-Profil, e) 100 mm ASL-Profil

Der für die Durchführung der Experimente verwendete Versuchsaufbau ist in Abbildung 3 zu sehen. Um eine gleichmäßige Einspannung aller Probekörper zu gewährleisten, wird über vier Spannschrauben mittels Drehmomentenschlüssel ein Drehmoment von 10 Nm auf den Probenhalter aufgebracht.

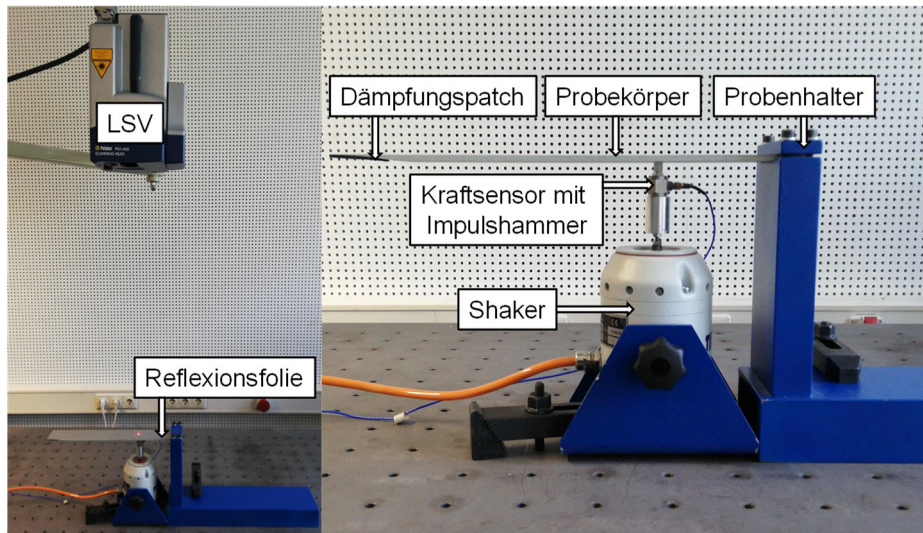


Abbildung 3: Versuchsaufbau zur Ermittlung der Schwingungsamplituden über eine definierte Fläche

Mit Hilfe eines elektrodynamischen Schwingerregers der Firma TIRA werden die Balkenprofile über einen Impulshammerkopf mit einem Halbsinussignal angeregt. Die Anregungsposition ist durch die definierte Position des Schwingerregers zum Probenhalter für alle Experimente identisch, um die Vergleichbarkeit der Experimente zu gewährleisten. Als Referenzgröße der Anregung wird die Erregerkraft mit einem Kraftsensor der Firma PCB (208C02) als Bezugsgröße für die Auswertung erfasst. Mit Hilfe eines senkrecht zur Messfläche positionierten Laser-Scanning-Vibrometers (LSV) der Firma Polytec (PSV-400) werden die Oberflächengeschwindigkeiten auf der Referenzfläche in Normalenrichtung berührungslos gemessen. Als Messbereich wird ein von Geometrieänderungen des Trägers unbeeinflusster Bereich der Größe 30 x 179 mm gewählt. Auf diesem werden 45 Messpunkte in einem Raster von 3 x 15 äquidistant verteilt. Zur Verbesserung des Rauschsignals werden pro Messpunkt 6 komplexe Mittelungen durchgeführt. Die Bestimmung der Geschwindigkeitsamplitude erfolgt über die gesamte Messfläche, zur Reduzierung von Messfehlern wird eine frequenzbezogene Mittelung über alle Messpunkte durchgeführt. Der untersuchte Frequenzbereich umfasst die Frequenzen von 1 bis 3.000 Hz mit einer Auflösung von 781,25 mHz und ist durch die Anregung mit einem Impulssignal begrenzt. Um die Signalqualität des LSV zu verbessern, wird auf die Messfläche eine Reflexionsfolie aufgebracht.

Als Referenz für die Auswertung der Schwingungsamplituden dient das einfache Balkenprofil (Abbildung 2a). Wie in Abbildung 4 zu erkennen ist, verschieben sich die Eigenfrequenzen durch die Veränderung der Trägergeometrie im Vergleich zum Referenzträger teilweise erheblich in Richtung tieferer Frequenzen. Besonders deutlich wird dies beim ASL-Profil mit einer Länge von 100 mm (ASL-Profil 100), da die Biegesteifigkeit des Probekörpers in Dickenrichtung durch die Geometrieanpassung deutlich reduziert wurde.

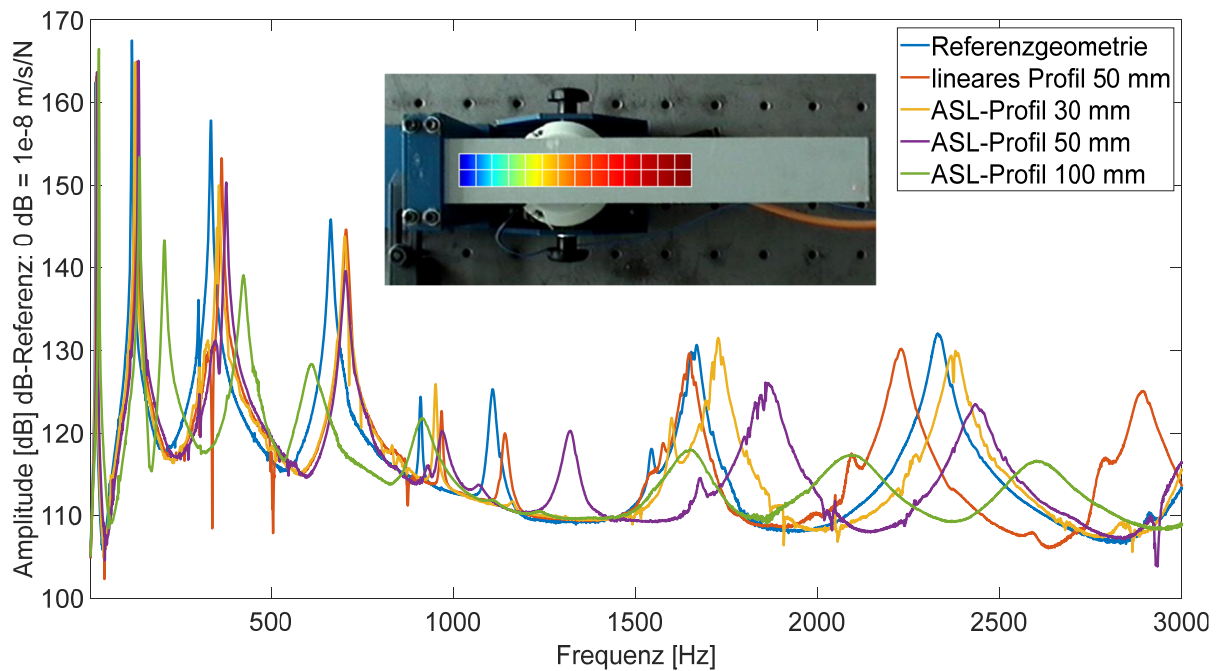


Abbildung 4: Vergleich der experimentell ermittelten Frequenzspektren der gemittelten Oberflächengeschwindigkeiten in Dickenrichtung der Platte ohne zusätzliches Dämpfungsmaterial

Für den Frequenzbereich bis 100 Hz, in dem die erste Eigenfrequenz liegt, ist kein dämpfender Einfluss der Geometrieanspassungen festzustellen. Das Profil ASL 100 (grün) weist mit 166,5 dB sogar die höchste gemittelte Geschwindigkeitsamplitude für die erste Eigenfrequenz auf. Die Ergebnisse zeigen jedoch deutlich, dass die Wirkung der ASL-Profile mit steigender Frequenz signifikant zunimmt. Allgemein ist festzustellen, dass die Profile mit längeren ASL-Geometrien bereits bei niedrigeren Frequenzen eine deutlich bessere Dämpfungswirkung erzielen. Das entspricht der Erwartungshaltung, dass für Frequenzen deren Wellenlängen in der Ausgangsgeometrie deutlich größer sind als die ASL-Länge, der ASL-Effekt nicht auftreten kann. Das ASL-Profil 100 erreicht bei der zweiten Eigenfrequenz bereits eine Pegelminderung in Höhe von 14,3 dB im Vergleich zu dem einfachen Balkenprofil (blau). Besonders eindrucksvoll zeigt sich die Wirkung des ASL-Profils 50 (lila), wenn es mit dem linearen Profil der Länge 50 mm (gelb) verglichen wird. Die beiden Balken unterscheiden sich im Volumen um nur 2,43 %, allerdings hat das ASL-Profil 50 im Frequenzbereich um 2400 Hz eine um 6,37 dB geringere Amplitude der Oberflächengeschwindigkeit. Der zusätzlich am freien Ende der Balken aufgebraute selbstklebende Dämpfungspatch aus 0,5 mm imprägniertem Schaum mit einer Fläche von 1500 mm² hatte keine erhebliche Auswirkung auf die Messergebnisse und wird in diesem Beitrag daher nicht weiter ausgeführt. Der Einfluss von zusätzlich in das System eingebrachter Dämpfung muss mit Materialien, die bessere Eigenschaften für die Schwingungsdämpfung besitzen, wiederholt werden.

2.3 Aufbau und Validierung des Simulationsmodells

Das Simulationsmodell wird analog zum experimentellen Versuchsaufbau in ANSYS Workbench mit einer harmonischen Analyse aufgebaut. Wie in Abbildung 5 rechts zu sehen ist, erfolgt die Anregung mit 1 N, um vergleichbare Ergebnisse zu erhalten. Die

Schraubenvorspannkraft wird durch einen elastisch gelagerten Volumenkörper abgebildet. Neben der richtigen Anordnung des Lastfalls sind die Materialeigenschaften des GFK entscheidend, um eine gute Annäherung an das Experiment zu erreichen. Die Homogenisierung der Materialdaten erfolgt durch eine FE-Berechnung (siehe Abbildung 5 links) in Abhängigkeit des Faservolumenanteils, der Faserausrichtung und des für die Fertigung genutzten Lagenaufbaus des Komposits.

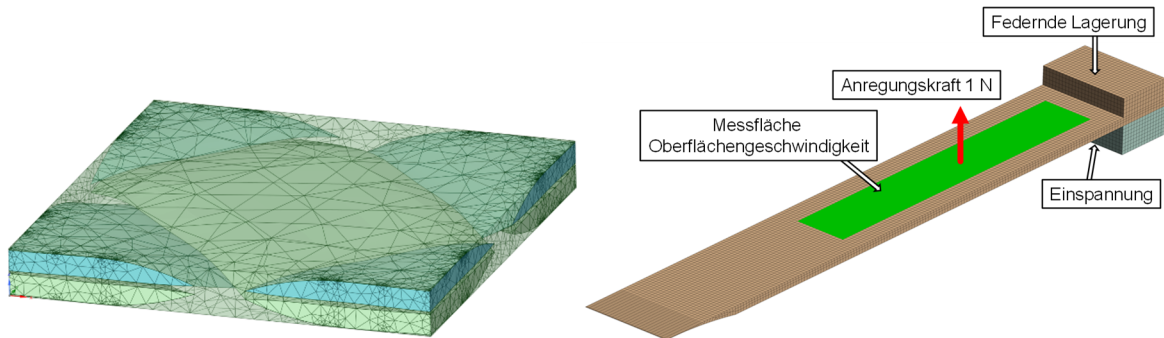


Abbildung 5: Links: FE-Modell für die Materialhomogenisierung von GFK, rechts: Simulationsmodell mit Randbedingungen und Auswerteposition

Mit Hilfe des Simulationsmodells ermitteln sich die in Abbildung 6 dargestellten Frequenzspektren für die untersuchten Balkenprofile. Es findet sich die grundsätzliche Tendenz einer besseren Wirkung langer ASL-Profile für niedrige Frequenzen wieder. Auch die Veränderung der Eigenfrequenzen durch die Anpassung der Geometrien kann durch das Simulationsmodell qualitativ gut wiedergegeben werden.

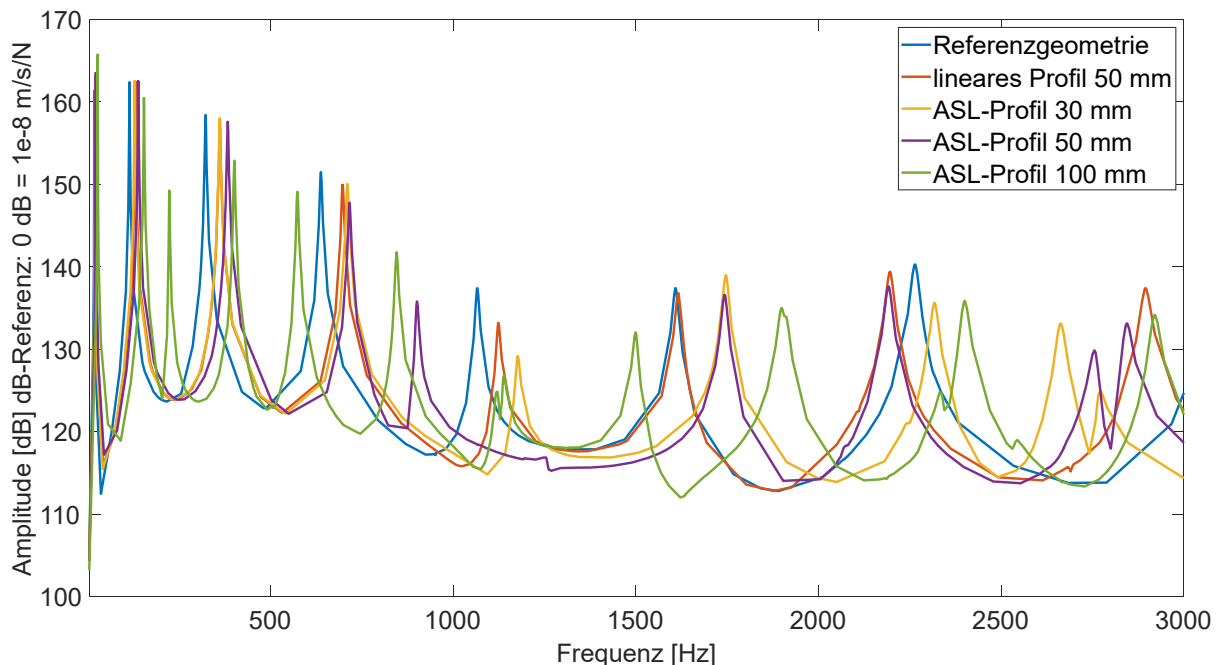


Abbildung 6: Vergleich der simulativ ermittelten Frequenzspektren der gemittelten Oberflächengeschwindigkeiten in Dickenrichtung der Platte

Werden die experimentellen Ergebnisse des Rechteckprofils und des ASL-Profiles 100 direkt mit den Simulationsergebnissen verglichen (Abbildung 7), so zeigen sich deutliche quantitative Unterschiede in den Amplituden und in der Lage der Eigenfrequenzen. Diese Abweichungen sind auf nicht realitätsgetreue Randbedingungen, Materialeigenschaften und Geometrien zurückzuführen. Die simulierte ideale Anpresskraft der Klemmverbindung basiert auf der Annahme, dass die Schrauben für alle Experimente eine identische Klemmkraft von insgesamt 33332 N erzeugen, was aufgrund der systematischen Abweichung des aufgebrachtten Drehmoments mit dem Drehmomentschlüssel von ca. $\pm 10\%$ und einer unbekanntenen Verlustkraft in den Gewinden nicht reproduzierbar sichergestellt werden kann. Darüber hinaus weicht die Geometrie der realen Probekörper von den für die Simulation und Fertigung verwendeten CAD-Modellen ab. Insbesondere sind die Enddicken der Profile bei den realen Bauteilen um den Faktor 2 bis 3 größer als in der Simulation angenommen. Wird zudem die Form der Maxima des ASL-Profiles 100 betrachtet, so wird deutlich, dass in der Realität Dämpfungseffekte auftreten, die durch die im Simulationsmodell als konstant angenommene Materialdämpfung nicht vollständig abgebildet werden können. Weiterhin ist zu beachten, dass bereits durch minimale Abweichungen der Lage der punktförmigen Anregung in Simulation und Experiment Eigenformen unterschiedlich gut angeregt werden, was sich stark auf die Amplituden auswirkt, insbesondere in der Nähe von Eigenfrequenzen.

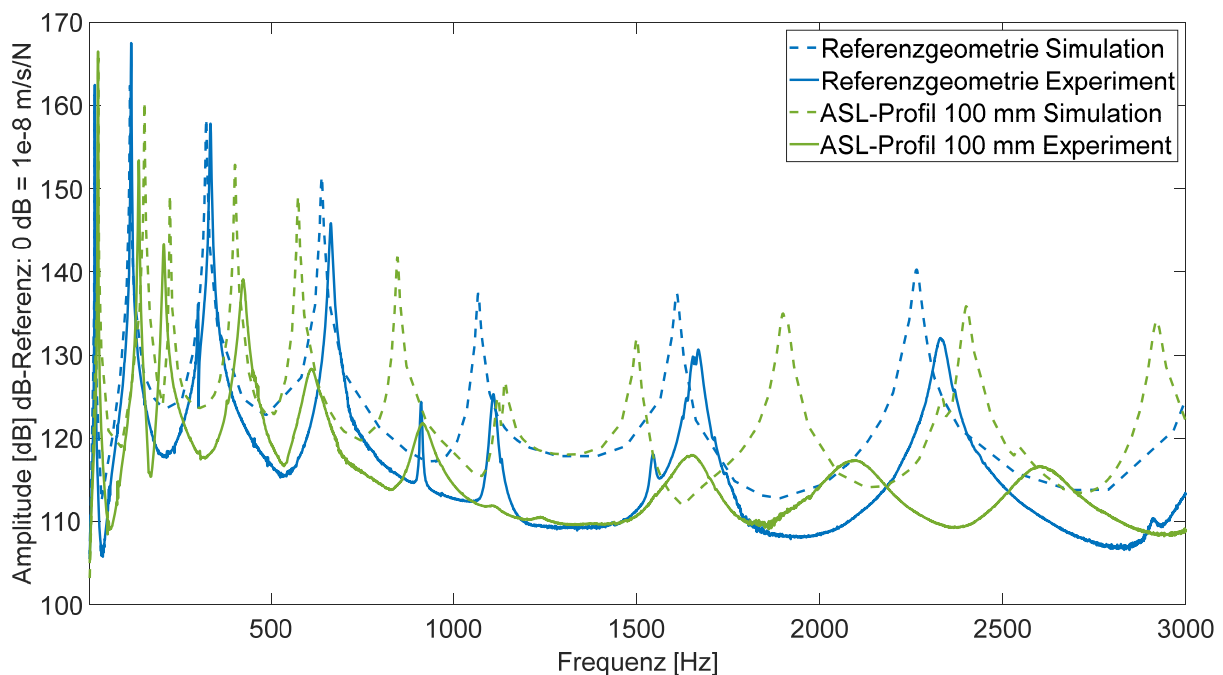


Abbildung 7: Vergleich der Frequenzspektren der gemittelten Oberflächengeschwindigkeiten in Dickenrichtung der Platte ohne zusätzliches Dämpfungsmaterial

Die Anpassung der genannten Parameter für eine bessere Übereinstimmung von Experiment und Simulation wird in Folgearbeiten durchgeführt.

3. Akustische Metamaterialien

3.1 Grundlagen akustische Metamaterialien

Der Begriff akustisches Metamaterial (AMM) beschreibt künstliche Strukturen die entwickelt wurden, um außergewöhnliche und meist frequenzabhängige Materialeigenschaften abzubilden [6]. Beispiele für diese besonderen Materialeigenschaften sind eine negative effektive Dichte [7] und ein negativer effektiver Kompressionsmodul [8]. Das Wirkprinzip basiert dabei auf der destruktiven Interferenz zwischen der Strukturschwingung in der zu bedämpfenden Struktur und der Schwingung des Resonators, einem schwingfähigen Feder-Masse System, sowie der lokalen Resonanz dieses Resonators. Durch diese Methode können Strukturschwingungen in einem Frequenzbereich beeinflusst werden, in dem die Wellenlänge der Schwingungen deutlich größer als die Größe des Resonators ist.

Durch die Ausnutzung dieser Effekte gelang es Ho et al. beispielsweise, eine breitbandige Strukturberuhigung einer Platte mithilfe von Kompositstrukturen zu erreichen [9]. Die Resonanzfrequenz des Resonators, die entscheidend für die Definition des beruhigbaren Frequenzbereichs ist, kann durch die Anpassung der Federsteifigkeit und der Masse des Schwingensystems abgestimmt werden (siehe Abbildung 8). In der Regel wird für jede zu beruhigende Frequenz mindestens ein Feder-Masse-Dämpfer-System eingesetzt.

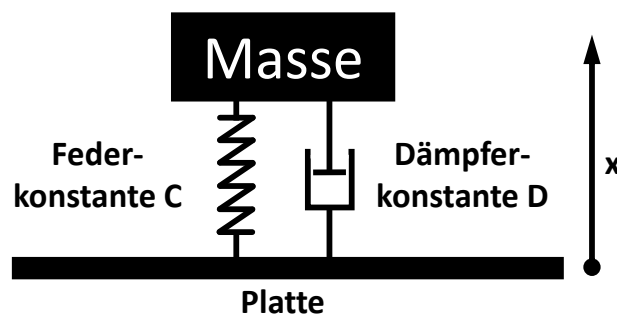


Abbildung 8: Schematische Darstellung eines Feder-Masse-Dämpfer-Systems, auf dem die Metamaterialien mit lokalem Resonanzeffekt basieren

In dieser Arbeit werden die bewährten Konzepte auf eine Struktur aus Polyurethanschaum (PU-Schaum) mit Stahleinschlüssen übertragen, um die frequenzabhängige Dämpfung und Federsteifigkeit der Schäume in Kombination mit den metallischen Einschlüssen für eine breitbandig wirkende Strukturberuhigung zu nutzen. Darüber hinaus wird mittels Experimenten und numerischen Berechnungen der Einfluss der Kugelpositionen im Schaum untersucht.

3.2 Experimentelles Vorgehen

Für die Experimente werden Schaum- und Metamaterialien hergestellt, wobei das Zweikomponentensystem FlexFoam-iT III der Firma KauPo verwendet wird. Die Herstellung erfolgt in einer Box mit den Maßen 290 mm x 184 mm x 40 mm, die auf der linken Seite in Abbildung 9 zu sehen ist. Für die Herstellung der Metamaterialien werden in diesen Schaum metallische Resonatoren an der gewünschten Position eingebettet. Hierfür werden Metallstäbe verwendet, wie auf der rechten Seite von Abbildung 9 dargestellt.



Abbildung 9: Links: Box für die Herstellung der Schaumplatten, mittig: Zweikomponentensystem FlexFoam-iT III, rechts: Anordnung der metallischen Einschlüsse

Als Basis für die Probekörper wird eine quadratische Aluminiumplatte mit einer Kantenlänge von 290 mm und einer Dicke von 4,5 mm verwendet (Abbildung 10 rechts). Sie dient als Trägerplatte für die zu vergleichenden Schäume und Metamaterialien (Abbildung 10 rechts oben) und kann auf Grund ihres homogenen Materials und der definierten Geometrie leicht in einem Simulationsmodell abgebildet werden. Die Lagerung erfolgt über Polymerschnüre und kann daher im Simulationsmodell als freie Lagerung abgebildet werden.

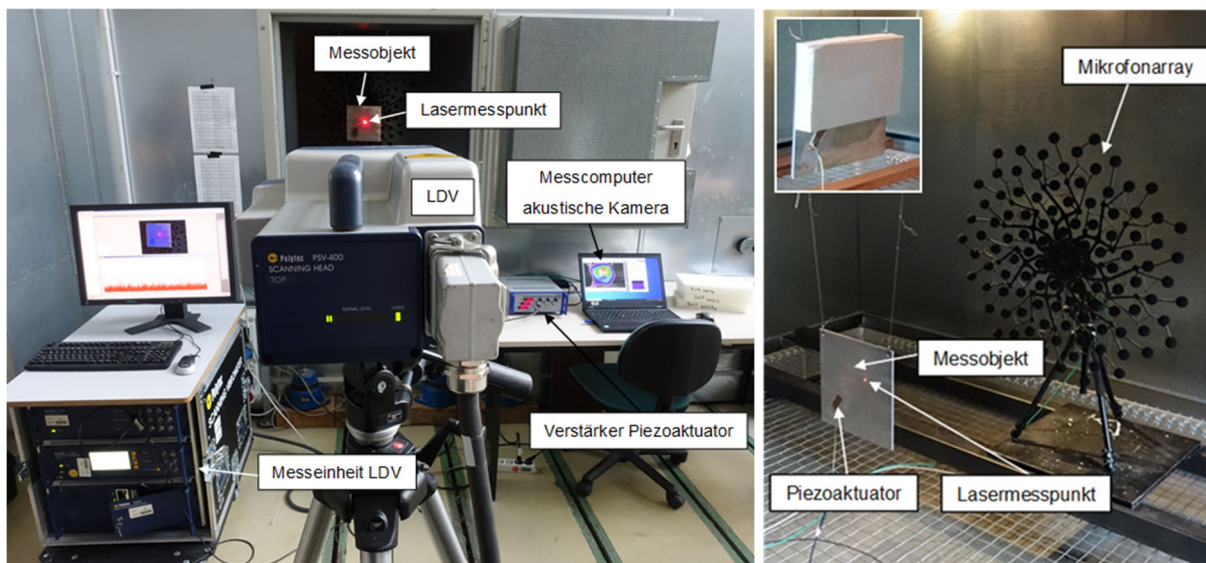


Abbildung 10: Versuchsaufbau im Freifeldraum zur vibroakustischen Analyse

Der für die Messdatenerfassung genutzte Versuchsaufbau ist in Abbildung 10 dargestellt. Um die Oberflächengeschwindigkeiten in Normalenrichtung zu messen, wird das Laser-Scanning-Vibrometer von Polytec eingesetzt. Um sicherzustellen, dass bei jeder Messung die gleiche Energiemenge in das System eingebracht wird, wird ein Piezoaktuator an der Trägerplatte aus Aluminium angebracht, um den Probekörper anzuregen. Diese Form der Anregung hat im Vergleich mit einer Impulsanregung den Vorteil, dass ein höherer Frequenzbereich angeregt werden kann. Neben den Oberflächengeschwindigkeiten wird unter Verwendung eines Mikrofonarrays die Schallabstrahlung der Platte-Dämpfer-Systeme im Freifeldraum untersucht. Es hat sich jedoch gezeigt,

dass der Piezoaktuator und die Plattenaufhängung im verwendeten Versuchsaufbau nicht quantifizierbare Störgeräusche erzeugen. Daher können keine systematischen Aussagen zur Wirkung der Schaum- und Metamaterialien auf Basis der akustischen Messungen getroffen werden. Der Fokus liegt in diesem Beitrag daher auf den Ergebnissen der Schwingungsmessung.

3.3 Aufbau und Validierung des Simulationsmodells

Das Simulationsmodell wird mit der Software ANSYS Workbench aufgebaut, wobei die Aluminiumplatte mit einer dem Versuchsaufbau entsprechenden Anregung modelliert wird. Anschließend werden die Einflüsse des Piezoaktuators und der für die Aufhängung genutzten Bohrungen in der Platte auf das numerische Modell untersucht und Konvergenzanalysen durchgeführt, um die Validität der Ergebnisse sicherzustellen. Nach der Bestätigung der Vergleichbarkeit von Simulation und Experiment für dieses einfache Beispiel wird mithilfe von experimentellen Daten der Aluminiumplatte mit PU-Schaum eine inverse Materialparameteridentifikation durchgeführt, um die Materialparameter des Schaummaterials zu bestimmen. Dabei hat sich gezeigt, dass die frequenzabhängigen Eigenschaften des Schaums nicht mit einem allgemeinen Materialmodell beschrieben werden können und daher durch diskrete Werte für Dämpfung und Steifigkeit und deren Interpolation angenähert werden müssen. Durch dieses Parameterfitting wird eine gute Übereinstimmung der Oberflächengeschwindigkeiten zwischen Simulation und Experiment erreicht, siehe Abbildung 11.

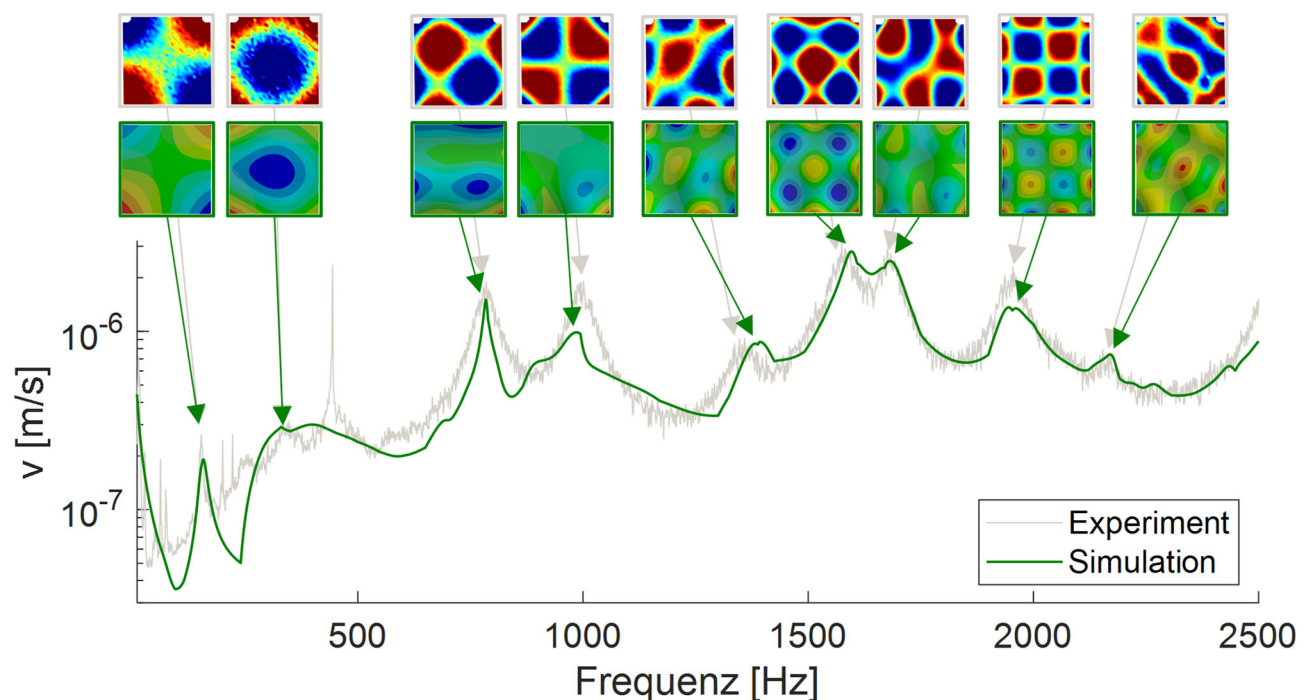


Abbildung 11: Vergleich des numerischen und experimentellen Frequenzganges der Oberflächenbeschleunigung der Aluminiumplatte mit PU-Schaum

Werden die angepassten Materialparameter des PU-Schaums auf das Simulationsmodell des Metamaterials übertragen werden, so zeigt sich auch hier eine gute Übereinstimmung hinsichtlich der Höhe der Eigenfrequenzen und des qualitativen Verlaufs

des Frequenzganges der Oberflächengeschwindigkeiten zwischen Simulation und Experiment (siehe Abbildung 12).

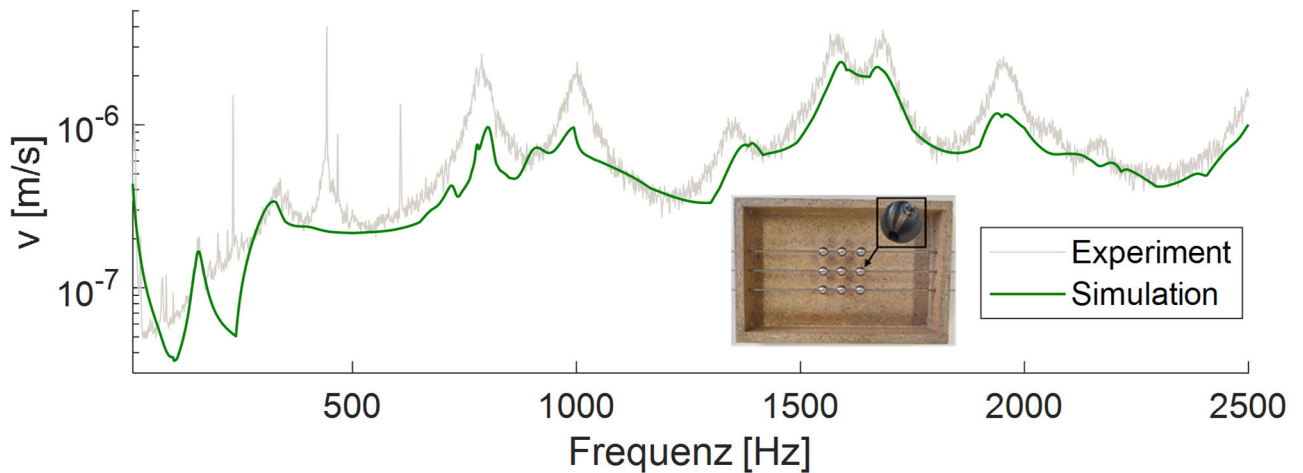


Abbildung 12: Vergleich des numerischen und experimentellen Frequenzganges der Oberflächengeschwindigkeit der Aluminiumplatte mit Metamaterial aus PU-Schaum und einer 3x3 Anordnung von Metallkugeln

3.4 Optimierung der Kugelpositionen

Mit Hilfe des validierten Simulationsmodells wird eine Optimierung des Metamaterials hinsichtlich der Positionierung und des Volumens der metallischen Einschlüsse durchgeführt. Das Hauptaugenmerk für diese Optimierung liegt auf dem akustischen Verhalten der Metamaterialien, weswegen die äquivalente abgestrahlte Schalleistung (Equivalent Radiated Power ERP) im Abstand von 1 m zur untersuchten Plattenoberfläche als Optimierungsgröße ausgewählt wird, um Rechenleistung im Gegensatz zu einer vollständigen Simulation inklusive des umgebenden Fluids zu sparen. Der ERP berechnet sich aus der Schallgeschwindigkeit c , der Dichte des angrenzenden Mediums ρ und der Strukturgeschwindigkeit v_n in Normalenrichtung auf der zur Auswertung gewählten Oberfläche:

$$P_{ERP} = \frac{1}{2} c \rho \iint \hat{v}_n^2 dA \quad (5)$$

Das Hauptziel dieser Optimierung besteht darin, für den untersuchten Spezialfall, der Aluminiumplatte mit Metamaterial, den ERP zu minimieren und daraus grundlegende Prinzipien für das Design von Metamaterialien abzuleiten. Diese Voruntersuchungen berücksichtigen jedoch keine herstellungstechnisch limitierenden Faktoren, wie z.B. die Positionierung der Einschlüsse im Schaum. Es ist auch zu beachten, dass die Verteilung der Einschlüsse aufgrund der Geometrie des Schaums (Abbildung 10, oben rechts) nicht über die gesamte Plattenfläche möglich ist. Weitere Einschränkungen ergeben sich aus dem komplexen Simulationsmodell mit nichtlinearen, frequenzabhängigen Materialparametern und einem komplexen Vernetzungsprozess. Die Berechnung des Simulationsmodells ist sehr rechenintensiv, weswegen zunächst beispielhafte Optimierungen für ausgewählte Frequenzbereiche durchgeführt wurden.

Als Optimierungsalgorithmus wurde ein evolutionärer Algorithmus gewählt, wobei aufgrund der langen Rechenzeiten nur eine begrenzte Anzahl von Generationen (für die folgenden Modellversuche 1000 Generationen) erzeugt werden. Für die Auswertung muss daher beachtet werden, dass in manchen Fällen das globale Optimum nicht gefunden wird. Im Rahmen der Optimierungen werden verschiedene Designvariablen des Metamaterials, wie die Kugelposition in der Ebene, der Abstand der Kugeln von der Platte und der Kugelradius variiert, um unterschiedliche Konfigurationen zu erhalten. Die Ergebnisse werden hinsichtlich der besten Pegelreduktion und des besten Verhältnisses von Schwingungsreduktion und Zusatzmasse ausgewertet. Die Konfigurationen mit dem besten Verhältnis V zwischen Pegelreduzierung und Zusatzmasse werden aus dem Verhältnis der maximalen Pegel $\hat{P}_{ERPL_{AMM}}$ und der Masse \hat{m}_{AMM} des AMM in Bezug auf den Referenzschaum ermittelt:

$$V = \frac{\hat{P}_{ERPL_{AMM}}}{\hat{m}_{AMM}} \quad (6)$$

Für jeden untersuchten Frequenzbereich werden vier Optimierungsvarianten betrachtet. Neben einer frei im Schaum positionierten Kugel werden 20 frei positionierte Kugeln untersucht. Um die hohe Anzahl an Freiheitsgraden dieser Konstellation (vier pro Kugel) zu reduzieren, werden zusätzlich noch Berechnungen mit Mustern äquidistant verteilter Kugeln durchgeführt. Die Verteilung der Muster („Pattern“) erfolgt in Schaumdickenrichtung übereinander mit einem oder drei Mustern, die entsprechend eine oder drei voneinander unabhängig modifizierbare Kugelschichten bilden.

Der erste untersuchte Frequenzbereich umfasst die Frequenzen von 100 bis 200 Hz und enthält die erste Eigenfrequenz der Platte. Da die Energieabsorption eines Feder-Masse-Dämpfer-Systems von der maximalen Geschwindigkeit abhängt, kann aufgrund der symmetrischen Eigenform und der durch die Schaumgeometrie bedingten Positionsbeschränkung davon ausgegangen werden, dass die Einschlüsse in symmetrischer Ausführung in den oberen Ecken der Platte bei den Geschwindigkeitsmaxima liegen. Wie Abbildung 13 rechts zeigt, stimmen die optimalen Kugelpositionen mit den erwarteten Einschlusspositionen am oberen Plattenrand überein. Mit der Konstellation der besten Dämpfung (Abbildung 13 rechts unten) kann eine Reduktion des ERP mit einem Pattern aus 10 Metallkugeln um 10,6 dB mit einer zusätzlichen Masse von nur 3,7 % der Masse der Aluminiumplatte mit Schaum erreicht werden.

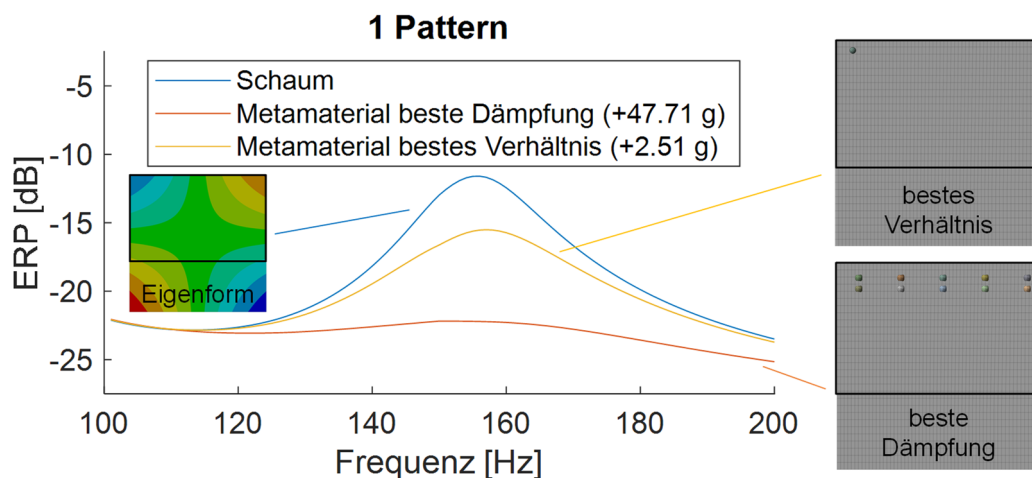


Abbildung 13: Optimierung des Metamaterials für den Frequenzbereich zwischen 100 und 200 Hz

Aufgrund der anfänglichen Vermutung, dass zwei Kugeln in den Ecken des Modells ein noch besseres Dämpfungsverhalten aufweisen, wurde dieses Modell manuell aufgebaut und untersucht. Mit einer Gesamtzusatzmasse von nur 1,7 % kann eine Pegelminderung von ca. 8 dB erreicht werden. Dass diese Konfiguration bei der Optimierung nicht gefunden wurde, liegt an der begrenzten Anzahl der Generationen, die keine vollständige Abbildung der Optimierungshyperfläche und damit der möglichen Lösungen zulässt. Weiterhin hat sich bei der manuellen Positionierung der Kugeln im Simulationsmodell gezeigt, dass der Abstand der Einschlüsse im Schaumstoff zur Platte einen deutlichen Einfluss auf die Pegelreduktion hat, da die Federkonstante der Feder-Masse-Dämpfer-Systeme stark von dieser Größe beeinflusst wird.

Der zweite untersuchte Frequenzbereich enthält zwei Eigenfrequenzen im Bereich von 650 bis 1000 Hz. Durch die Überlagerung der Positionen der maximalen Oberflächengeschwindigkeiten ist in diesem Frequenzbereich keine manuell optimierte Positionierung der Einschlüsse mehr möglich, was das Potential des numerischen Verfahrens unterstreicht.

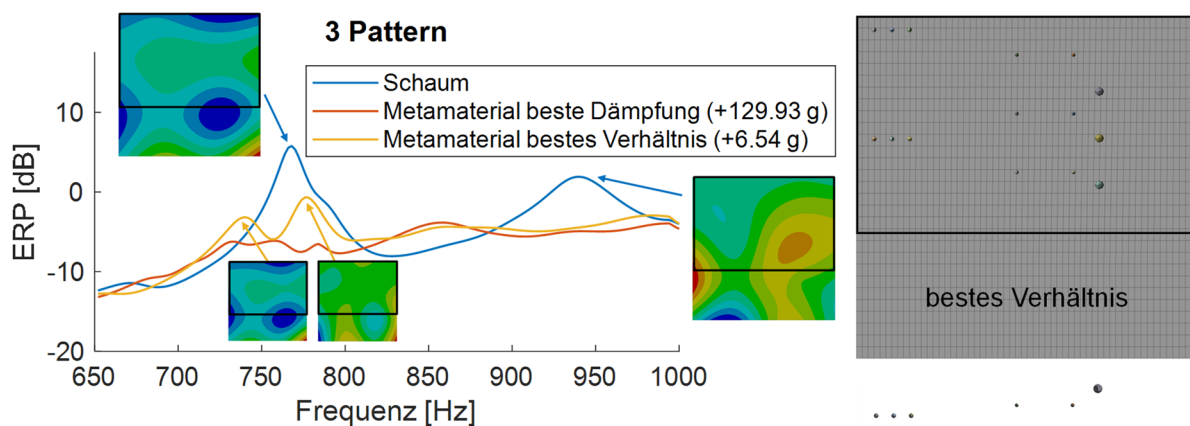


Abbildung 14: Optimierung mit unterschiedlichen Kugelmustern für den Frequenzbereich zwischen 650 und 1000 Hz, rechts: Draufsicht und Seitenansicht der Kugelpositionen im AMM

Für die Eigenfrequenz bei 750 Hz kann für die Konstellation mit dem besten Verhältnis ein typisches Tilgungsverhalten mit Aufspaltung der Eigenfrequenz ermittelt werden (siehe Abbildung 14), das zu einer Pegelminderung von ca. 6,4 dB bei einer Zusatzmasse von 0,51 % im Vergleich zur Platte nur mit Schaum führt. Der Unterschied zu einem abgestimmten Tilger liegt in der ebenfalls deutlichen Pegelreduktion der zweiten betrachteten Eigenfrequenz.

Die Berechnungsergebnisse zeigen deutlich, dass die Positionierung der Einschlüsse in einem AMM einen erheblichen Einfluss auf dessen Dämpfungsleistung hat. Für ein optimales AMM-Design ist zu beachten, dass die maximale Masse an den Positionen der maximalen Oberflächengeschwindigkeiten positioniert werden sollte, die mit den Schwingungsmaxima der Eigenformen zusammenfallen. Durch eine freie Positionierung der Einschlüsse kann im Vergleich zu einer periodischen Anordnung der Einschlüsse für einen definierten Frequenzbereich mit einer sehr geringen zusätzlichen Masse eine deutlich höhere Dämpfung erreicht werden. Festzuhalten ist ebenfalls, dass die Dämpfungswirkung gegenüber einem Schaum ohne Einschlüsse trotz teilweise minimaler Zusatzmassen deutlich erhöht werden kann. Dies unterstreicht das

Potential akustischer Metamaterialien. Die Ergebnisse der numerischen Optimierung werden in Folgearbeiten experimentell validiert und weiter vertieft.

4. Fazit und Ausblick

In der vorliegenden Arbeit konnte das Potential der Konzepte der akustischen schwarzen Löcher sowie der Metamaterialien zur Reduktion von Festkörperschwingungen und der damit verbundenen Reduktion des abgestrahlten Luftschalls aufgezeigt werden. Aufgrund der geringen zusätzlichen Baugröße und Masse der Dämpfungsmaßnahmen eröffnen sich vielfältige Einsatzmöglichkeiten für unterschiedliche Szenarien, sowohl für statische als auch für dynamische Anwendungen. Durch Variation der Geometrien und Materialien kann das Dämpfungsverhalten der akustischen Metamaterialien und akustischen schwarzen Löcher an die Bedämpfung definierter Anregungen und Frequenzbereiche angepasst werden. Diese Gestaltungsfreiheit ermöglicht den Einsatz der Dämpfungsmaßnahmen sowohl bei der Produktentwicklung neuer Geräte als auch bei der Nachrüstung bereits im Einsatz befindlicher Geräte unter Kenntnis ihrer Schwingungseigenschaften.

Die in dieser Arbeit angewandten Konzepte zur Auslegung und Dimensionierung von Dämpfungssystemen müssen durch Versuche mit komplexen, realitätsnahen Geometrien ergänzt werden, um die Übertragbarkeit der Methodik sicherzustellen. Sowohl bei den Metamaterialien als auch bei den akustischen schwarzen Löchern hat sich die Herstellung als ein Hauptproblem herausgestellt. Um die Dämpfungskonzepte in der Industrie zu etablieren, müssen kostengünstige und skalierbare Fertigungsprozesse entwickelt und erprobt werden.

5. Danksagung

Die Autoren bedanken sich für die Förderung der Arbeiten im Rahmen des Projektes „COCOON – aCOustiC Optimized hOusiNg“, das vom Bundesministerium für Wirtschaft und Klimaschutz (BMWK) aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages gefördert wird. Darüber hinaus möchten wir unseren Projektpartnern vom Modell und Formenbau Sachsen-Anhalt GmbH (MFSA) für die gute Zusammenarbeit danken.

Literatur

- [1] Eisele, G., Kauth, M., Steffens, C., Glusk, P., Automotive megatrends and their impact on NVH. In: Bargende, M., Reuss, HC., Wagner, A., Wiedemann, J. (eds) 19. Internationales Stuttgarter Symposium. Proceedings. Springer Vieweg, Wiesbaden. (2019)
- [2] Pekeris C. L., Theory of Propagation of Sound in a Half-Space of Variable Sound Velocity under Conditions of Formation of a Shadow Zone. J Acoust Soc Am 1 October 1946; 18 (2): 295–315. <https://doi.org/10.1121/1.1916366>
- [3] Mironov, M. A., Propagation of a flexural wave in a plate whose thickness decreases smoothly to zero in a finite interval. Soviet Physics Acoustics-USSR, 34(3), 318-319 (1988)

- [4] Bowyer E. P., Krylov V. V., Experimental investigation of damping flexural vibrations in glass fibre composite plates containing one- and two-dimensional acoustic black holes. *Composite Structures*, Volume 107, 406-415 (2014). <https://doi.org/10.1016/j.compstruct.2013.08.011>.
- [5] Bowyer E. P., Krylov V. V., Slots of Power-Law Profile as Acoustic Black Holes for Flexural Waves in Metallic and Composite Plates. *Structures*, Volume 6, 48-58 (2016). <https://doi.org/10.1016/j.istruc.2016.02.002>.
- [6] Langfeldt F., Kemsies H., Gleine W., von Estorff O., Perforated membrane-type acoustic metamaterials. *Physics Letters A*, Volume 381, Issue 16, 1457-1462 (2017). <https://doi.org/10.1016/j.physleta.2017.02.036>.
- [7] Zhengyou Liu et al., Locally Resonant Sonic Materials. *Science* 289, 1734-1736 (2000). <https://doi.org/10.1126/science.289.5485.1734>
- [8] Fang N., Xi D., Xu J. et al. Ultrasonic metamaterials with negative modulus. *Nature Mater* 5, 452–456 (2006). <https://doi.org/10.1038/nmat1644>
- [9] Kin Ming Ho, Chun Kwong Cheng, Z. Yang, X. X. Zhang, Ping Sheng; Broadband locally resonant sonic shields. *Appl. Phys. Lett.* 29 December 2003; 83 (26): 5566–5568. <https://doi.org/10.1063/1.1637152>