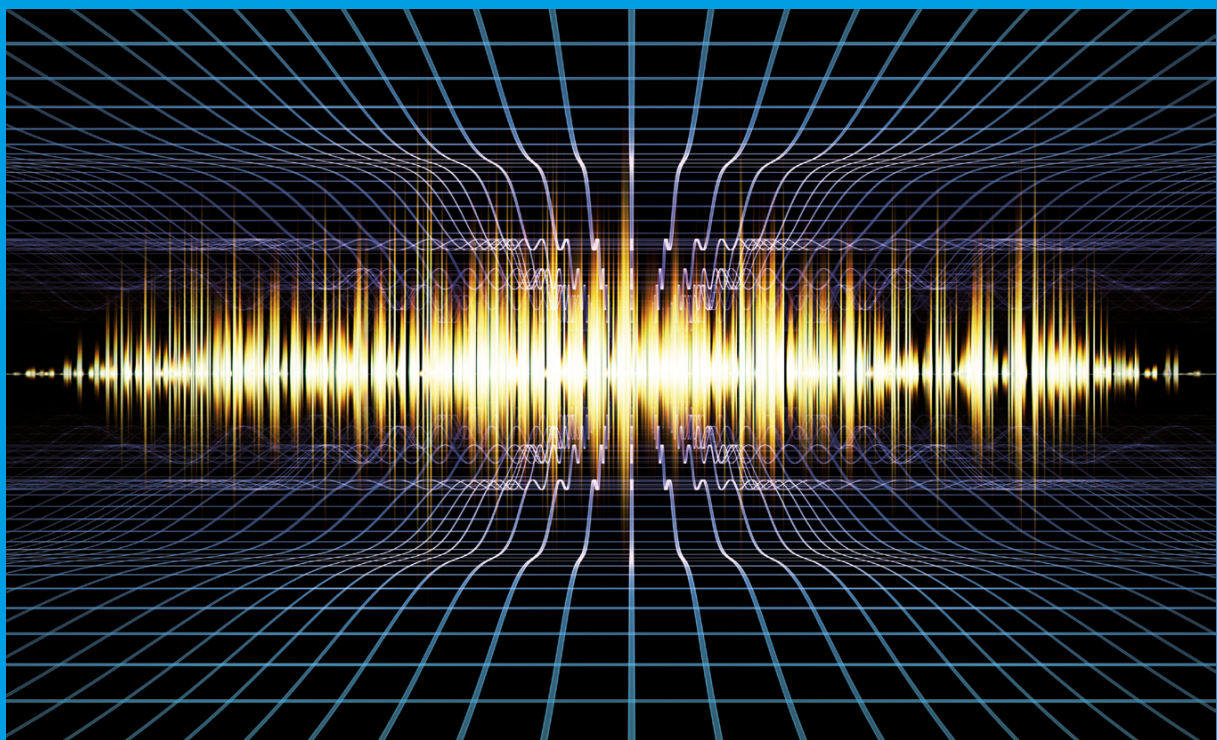


Hermann Rottengruber  
Tommy Luft  
Sebastian Schneider (Hrsg.)  
und 31 Mitautoren

# Motor- und Aggregate-Akustik

11. Magdeburger Symposium  
Tagungsband



Hermann Rottengruber  
Tommy Luft  
Sebastian Schneider (Hrsg.)  
und 31 Mitautoren

Motor- und  
Aggregate-Akustik



# Motor- und Aggregate-Akustik

11. Magdeburger Symposium  
Tagungsband

Prof. Dr.-Ing. Hermann Rottengruber  
Dr.-Ing. Tommy Luft  
M. Sc. Sebastian Schneider (Hrsg.)  
und 31 Mitautoren

DOI 10.25673/36611

ISBN 978-3-948749-02-6

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

© 2021 bei Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, IMS-EMA.  
Universitätsplatz 2, 39106 Magdeburg

Alle Rechte vorbehalten.

Printed in Germany

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

## Vorwort

---

Aufgrund der COVID-19-Pandemie mussten wir auch das auf März 2021 verschobene 11. SYMPOSIUM MOTOR- UND AGGREGATEAKUSTIK leider absagen. Dennoch haben wir es durch die Mithilfe der Autoren geschafft, ein Tagungsband mit aktuellen Beiträgen aus Industrie und Forschung zusammenzustellen.

Durch die zunehmende Dynamik bei der Weiterentwicklung von Fahrzeugantrieben von konventionellen Verbrennungsmotoren hin zu Hybrid- und alleinigen Elektroantrieben, die Fortschritte beim Downsizing von Verbrennungsmotoren und dem Leichtbau, neue Prüfverfahren und Grenzwerte zur Reduzierung der Geräusch- und Abgasemissionen gewinnt die Akustik weiter an Bedeutung. Daneben spielt das Geräusch- und Schwingungsverhalten eine wesentliche Rolle bei der Kaufentscheidung eines Fahrzeuges. Dies stellt die Fahrzeugakustik immer wieder vor neue Herausforderungen und macht sie zu einem Entwicklungsschwerpunkt.

Dieser Band enthält eine Auswahl der geplanten Beiträge des 11. Magdeburger Akustik-Symposiums und gibt einen Überblick über aktuelle Themen der Fahrzeug- und Antriebsakustik. Im Fokus steht dabei die Betrachtung zukünftiger NVH-Entwicklungen, die angewandte Psychoakustik, die Simulation komplexer akustischer Systeme und neue Messverfahren.

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

Mein Dank gilt den Mitarbeitern des Instituts für Mobile Systeme, Lehrstuhl Energiewandlungssysteme für mobile Anwendungen (EMA) für die engagierte Arbeit und für die Unterstützung im Lektorat.

Nehmen Sie sich wieder die Zeit für ein spannendes Fachbuch!

Hermann Rottengruber  
Herausgeber

# Inhaltsverzeichnis

---

<b>1</b>	<b>Tire acoustics on the test bench: laser vibrometric validation measurement on the rotating wheel</b>	<b>1</b>
	Dennis Berft, Eugen Biegler, Jörg Sauer, Jochen Schell, Polytec GmbH	
<b>2</b>	<b>Evaluation der Empfindungsgröße "Dröhnen" im Fahrzeuginnenraum</b>	<b>7</b>
	Florian Doleschal, Gloria-T. Badel, Jesko L. Verhey	
<b>3</b>	<b>From Test Rig to Road – Experience Virtual Vehicle Acoustics on Powertrain Test Bench BTPA</b>	<b>16</b>
	Sebastian Lucas, Matthias Hoffmann, Dominik Bauer, Frank Jürgens, Bernd Philippen	
<b>4</b>	<b>Akustische Optimierung von mechatronischen Direkteinspritzsystemen und Analyse der Auswirkungen auf die Robustheit im Systembetrieb</b>	<b>32</b>
	Christian Mühlbauer, Hans-Peter Rabl, Hermann Rottengruber	
<b>5</b>	<b>Untersuchung unterschiedlicher Modellierungstiefen im Rahmen einer ganzheitlichen Simulationsmethodik zur akustischen Bewertung von Antriebsaggregaten</b>	<b>52</b>
	Steffen Nitzschke, Fabian Duvigneau, Christian Daniel, Daniel Juhre, Elmar Woschke	
<b>6</b>	<b>Tickergeräuschanalyse an einem Otto-DI-Motor mittels empirischer Bewertungsformel</b>	<b>65</b>
	Sebastian Schneider, Christian Mühlbauer, Christopher Sittl, Hermann Rottengruber, Hans-Peter Rabl, Marcus Wagner, Jesko Verhey	
<b>7</b>	<b>Messung von Verlustfaktoren und Biegesteifigkeiten von Stäben nach dem neu entwickelten Biegewellen-Verfahren</b>	<b>87</b>
	Elmar Schröder, Ulrich Simon	
<b>8</b>	<b>Effektive Modellierung und Simulation von zeitabhängiger Hörschallabstrahlung bei transienter Wellenausbreitung auf Oberflächen</b>	<b>97</b>
	Michael Simon, Ulrike Steinmann	
<b>9</b>	<b>Megatrends in the automotive industry and the consequences for NVH</b>	<b>118</b>
	Christoph Steffens, Georg Eisele, Michael Kauth	





# **Tire acoustics on the test bench: laser vibrometric validation measurement on the rotating wheel**

---

Dennis Berft, Eugen Biegler, Jörg Sauer, Jochen Schell, Polytec GmbH

## **Abstract**

In the automotive sector, optimization in terms of noise emissions is becoming increasingly important for both the driver's cab and the surrounding environment.

Laser Doppler vibrometry, which has long been used in a wide variety of applications, enables with the Xtra Polytec Scanning Vibrometers to precisely study the vibration behavior of tires, which are significantly involved in the generation of disturbing noises. Measurement results obtained allow comparison with previous simulations, making the vibrometer an important validation tool for tire acoustics.

First, the importance of tire acoustics testing is described. A laboratory setup, including a roller test bench, demonstrates the use of the Xtra 3D Polytec Scanning Vibrometer in tire acoustics and shows how it is possible to reveal the source of tire rolling noise. Finally, the measurement results are presented using frequency spectra and visualized with the help of three-dimensional deflection shapes.

## **Kurzfassung**

Im Automobilbereich gewinnen Optimierungen hinsichtlich Geräuschemissionen sowohl für die Fahrerkabine als auch für die Umgebung immer mehr an Bedeutung.

Laser-Doppler-Vibrometrie, die längst in verschiedensten Anwendungsgebieten eingesetzt wird, ermöglicht mit den Xtra 3D Polytec Scanning Vibrometern ein genaues Studieren des Schwingverhaltens von Reifen, die maßgeblich an der Entstehung von störenden Geräuschen beteiligt sind. Gewonnene Messergebnisse ermöglichen einen Abgleich zu vorangegangenen Simulationen, wodurch das Vibrometer auch für die Reifenakustik zu einem wichtigen Validierungstool geworden ist.

Zunächst wird die Bedeutung von reifenakustischen Untersuchungen beschrieben. Ein Laboraufbau, der einen Rollenprüfstand beinhaltet, zeigt anschließend den Einsatz des Xtra 3D Polytec Scanning Vibrometers in der Reifenakustik und wie es möglich ist die Quelle der Abrollgeräusche von Reifen aufzudecken. Die Messergebnisse werden abschließend anhand von Frequenzspektren dargestellt und mittels dreidimensionaler Betriebsschwingformen visualisiert.

## **1. Introduction**

For a wide range of driving conditions, rolling tires stimulate a significant amount of passenger car noise (NVH) within and external to the passenger cabin. This rolling tire noise must be addressed for three important reasons:

- Road noise from rotating tires reduces the driving experience and disturbs neighborhoods along the roadway.
- New regulations limiting tire noise are expected in many countries concerned with urban area noise.
- With no internal combustion engine noise, the exceptional quiet of electric cars can be ruined by tire-generated noise.

Consequently, to limit the amount of tire noise, a better understanding of the dynamic mechanism producing the noise is critical and, for that understanding, the precise measurement of the vibration behavior of the rotating tire surface is mandatory. Classical measurements that use simple microphones to quantify the noise amplitudes inside and outside of a car provide almost no insight into the precise physical origins of the noise. Even accelerometers placed at critical locations can't give the spatial and frequency resolution needed for accurate characterization. Basically, classical NVH measurements and methods are not helpful to solve this problem.

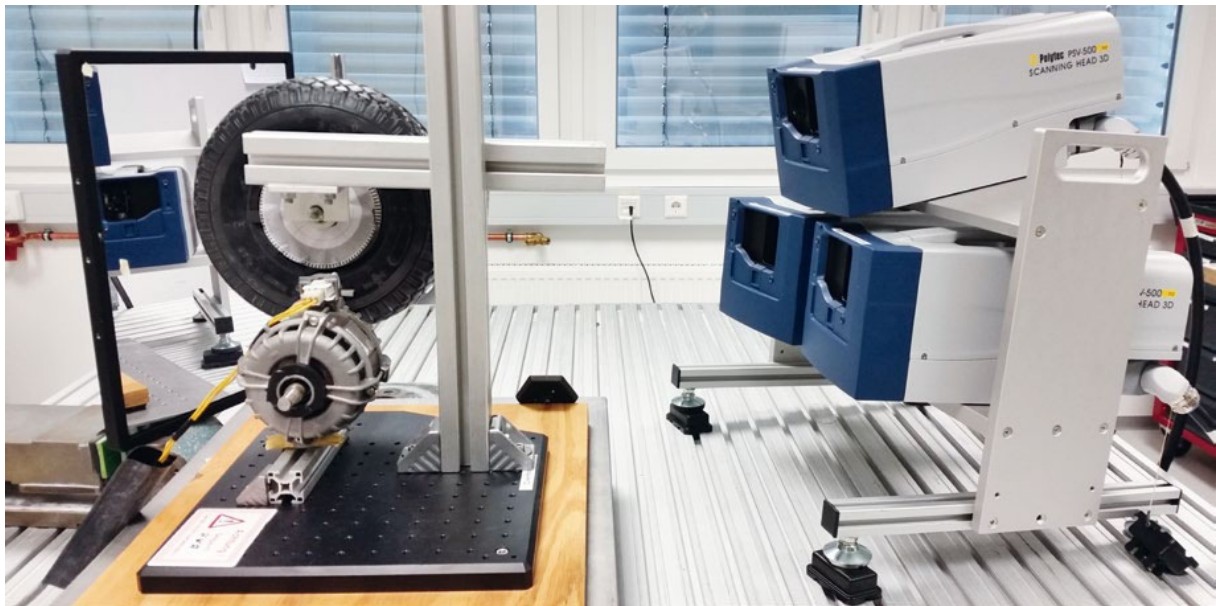
## **2. 3D Scanning Vibrometry as measurement solution**

For modal testing on tires, the full-field or Scanning Vibrometry is the ideal choice. And in this application the upgrade option with the Xtra optical sensitivity shows its full potential, allowing measurements directly on black rubber without the need of surface preparation. For measurements of tires under rotating conditions, the Xtra Polytec Scanning Vibrometers enabled the capturing of the rolling behavior with rotational speed equivalent to a driving speed of about 100 km/h.

Polytec developed the Xtra Vibrometer using an infrared laser source to facilitate measuring on uncooperative surfaces. The Xtra Vibrometer is still eye safe (class II), has a visible pilot laser and has extra sensitivity as well as a 2.5x increase in maximum velocity up to 30 m/s. Now, the Scanning Vibrometer with this optional Xtra technology can measure deflection shapes of rotating tires much more simply, giving faster and more accurate insight into the origin of tire noise.

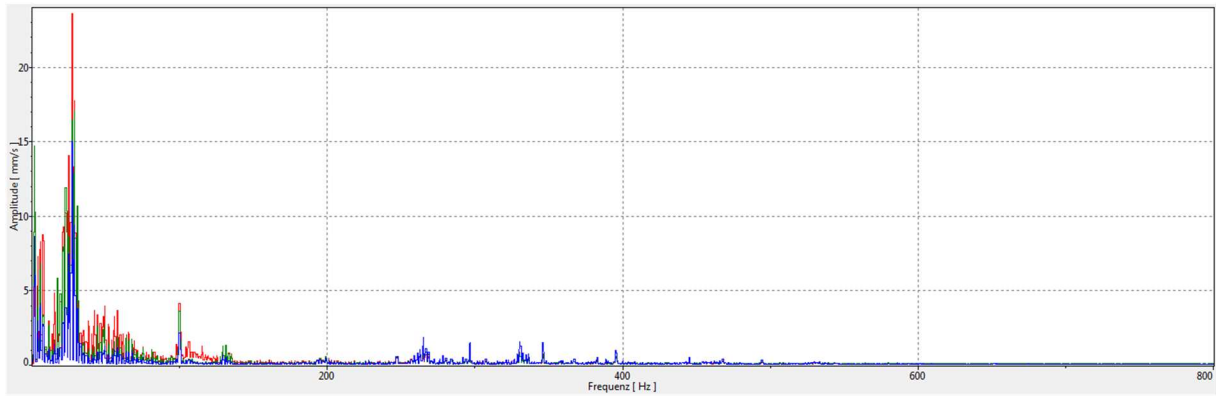
### 3. Test setup

A laboratory version of a roller test bench was built to verify the ability of the new Xtra 3D Vibrometer system to improve and simplify the capture of data on a real rolling tire (Fig. 1). The rudimentary test fixture consisted of a small 25 cm diameter tire rolling on top of the drive shaft of an electric motor. The Xtra 3D Scanning Vibrometer had its three heads mounted into a common frame and placed on the lab table near the test bench. This common frame simplified the repositioning of the heads when covering different portions of the tire. A large mirror was also used to access different portions of the tire without movement of the common frame.

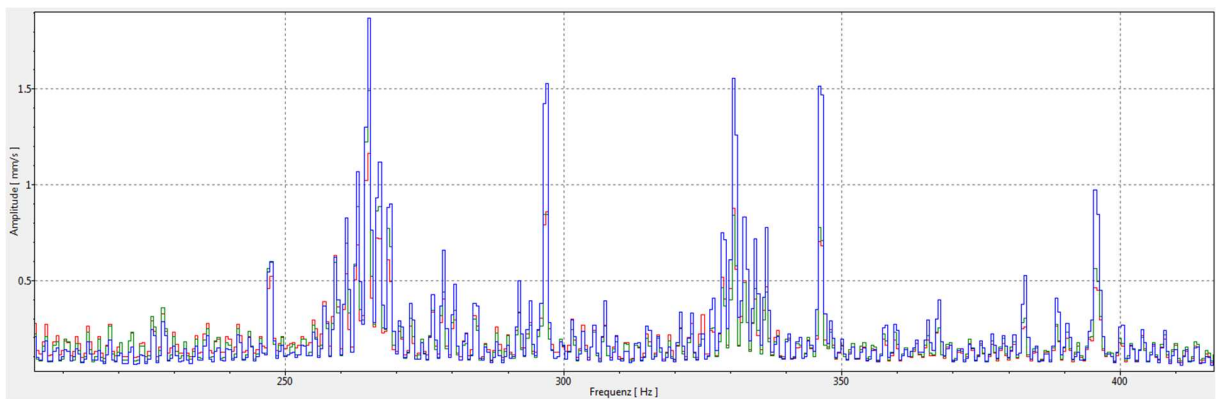


**Figure 1:** *Laboratory Setup: The three Vibrometer Sensor Heads are mounted to a common frame (right side). The roller test bench is to the left with the tire on top and the motor on the bottom. The mirror on the far left is used to simplify the repositioning of the vibrometer scan pattern.*

With this simple measurement setup, similar results were achieved when compared to those obtained with a real car tire on a commercial roller test bench. In Fig. 2, the averaged spectrum over all points along the three directions (see the three different colors) is shown. In Fig. 3, an expanded scale shows the details of the spectrum from 200 Hz to 400 Hz. A comb-like feature is easily distinguished in the spectrum. This feature is also observed in real roller test bench studies using the Xtra Scanning Vibrometers. The peaks in this comb feature occur at multiples of the rotation speed of the tire. For tires with a tread pattern, this can be explained by the periodic contact of the treads (and the air pockets in-between) with the road surface. Clearly, using this measurement setup allows the effect of tread design on the structural resonances of the tire to be seen at different speeds and under different loading conditions.



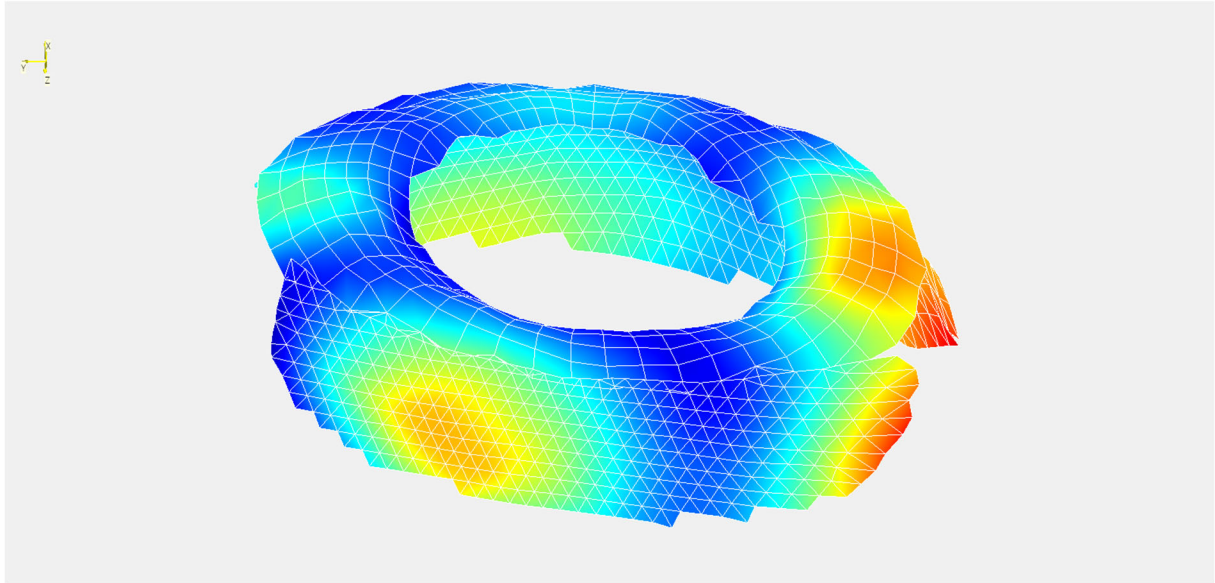
**Figure 2:** Complete spectrum averaged over all points. Orthogonal vibrations x, y and z, are represented as separate colors



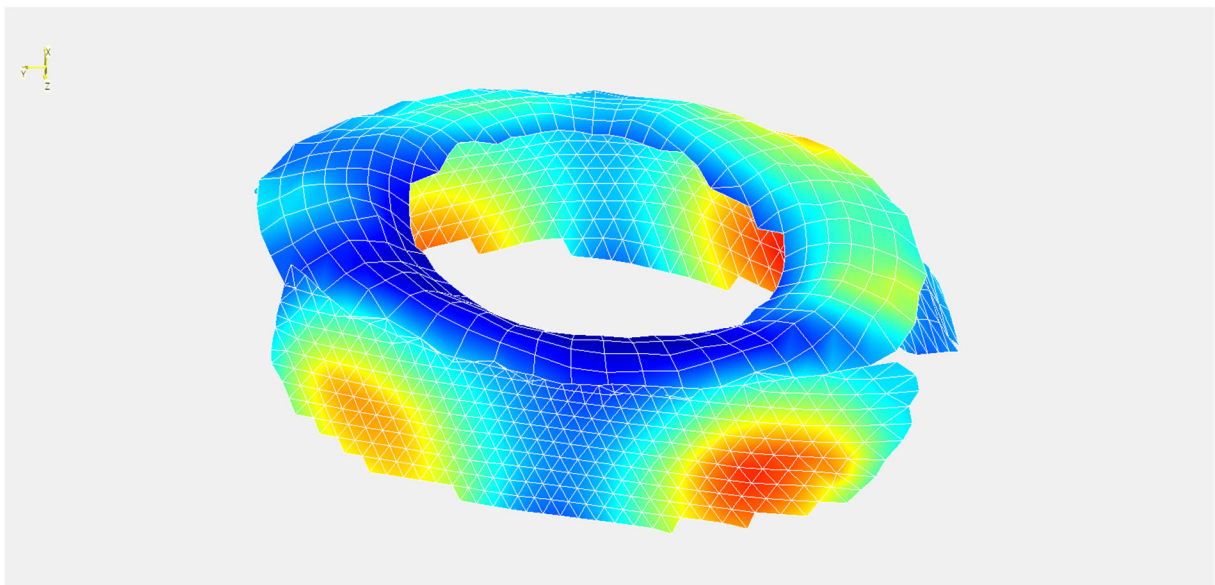
**Figure 3:** Detailed spectrum from Figure 2 shown centered around 300 Hz

#### 4. Simplified capturing of deflection shapes

With the Xtra Sensor Heads, a much larger area of the rolling surface can be measured. When the first measurement is completed, the heads are repositioned to capture the second rolling surface. The second position is known relative to the first position by using reference points with known position coordinates detected by a built-in distance sensor. In this way, the results of each surface measurement can be stitched together, leading to only one complete deflection shape and one animation. Using this stitching technique allows even the side wall measurement, facilitated by the mirror, to be included. By extending this technique, the tire can be covered quickly with relatively large surface portions measured with the Xtra Vibrometer Sensor Heads and stitched together. The Xtra option permits an excellent signal-to-noise ratio (SNR) despite the fast rotating black tire surface and the larger measurement areas. Some typical deflection shapes are shown in Fig. 4 and 5, respectively at 396 and 468 Hz. The typical pattern of several maxima on the rolling surface can be clearly observed. Very similar results are obtained in commercial tire test stands.



**Figure 4:** Measured deflection shapes at 396 Hz



**Figure 5:** Measured deflection shape at 468 Hz

#### **4. Conclusion**

In conclusion, the optional infrared sensing technology for 3D Scanning Vibrometers has clearly captured the spectral patterns and deflection shapes of the fast-moving rolling surfaces, yielding important information on the vibration behavior of the tire surface which is at the origin of the emitted noise. These precise results combined with numerical simulations of tires will allow the refinement of FE models and the control and minimization of rolling tire noise through the design of better tires.

## Literature

- [1] C. Boston, C. Hoever, D. Baptista, T. Mechnig, C. Staniewicz and J. Dehnert: Influence of Vehicle Boundary Conditions on the NVH Performance of a Tire, 2020
- [2] L. E. Drain: The Laser Doppler Technique, Wiley, 1980
- [3] Andrew C. Lewin: Non-contact surface vibration analysis using a monomode fiber optic interferometer" SCI. Instrum., Vol, 18 ,1985
- [4] Andrew C. Lewin: Introduction to interferometric Measurement Systems, 1988
- [5] B. Stoffregen, A. Felske: Scanning Laser Doppler Analysis System, SAE paper, series 850327, 1985.
- [6] M. Johansmann and J. Sauer: A new tool for three- dimensional non-contact vibration measurements in automotive applications, SAE Paper No. 2005-26-052, 2005

# Evaluation der Empfindungsgröße "Dröhnen" im Fahrzeuginnenraum

---

Florian Doleschal, Gloria-T. Badel, Jesko L. Verhey

## Abstract

To perceptually characterize the sound in a vehicle interior, more than one perceptual aspect has to be considered. This study focusses on the basic sensation of "booming". To get a detailed characterization of the booming, it is necessary that a sufficient number of stimuli in a dynamic range as wide as possible are rated. To achieve this goal, real sounds recorded in a vehicle interior were manipulated through spectro-temporal changes. The listeners rated these sounds with respect to booming and pleasantness in a categorical scaling experiment and, for a subset of sounds, also in a paired comparison experiment. To ensure that the sensation booming has the same meaning for all listeners, a synthetic introductory sound is presented before the start of the experiment. The experimental data provide insights into the weighting of individual frequency bands and the influence of the modulations frequencies on booming, and can serve as a basis for future modelling of this basic sensation as well as on the impact of this sensation on pleasantness.

## Kurzfassung

Zur perzeptiven Charakterisierung von Fahrzeuginnengeräuschen müssen mehrere Empfindungsgrößen herangezogen werden. Der vorliegende Beitrag betrachtet die Empfindungsgröße „Dröhnen“. Um eine detailliertere Charakterisierung des Dröhnens zu erreichen, sind Hörversuche mit einer ausreichenden Anzahl an Stimuli in einem möglichst großen Dynamikbereich unerlässlich. Daher wurden für den Versuch reale Fahrzeuginnengeräusche mithilfe spektro-temporaler Manipulationen verändert. Die Versuchspersonen beurteilten die Geräusche bzgl. des Dröhnens und der Angenehmheit mithilfe der Methode der kategorialen Skalierung und, für eine Unterauswahl der Geräusche auch mit der Methode des vollständigen Paarvergleichs. Um ein übereinstimmendes Verständnis der zu bewertenden Größe bei den Versuchspersonen zu gewährleisten, wurde ein synthetisches Einführungsgeräusch präsentiert. Die Versuchsergebnisse erlauben Rückschlüsse auf die Gewichtung einzelner Frequenzbänder, sowie auf den Einfluss der Modulationsfrequenzen auf die Empfindung Dröhnen, und bilden die Grundlage für eine zukünftige modellhafte Beschreibung dieser Empfindungsgröße und den Einfluss dieser Empfindungsgröße auf die Angenehmheit.

## 1. Einleitung

Die Beurteilung des Fahrzeuginnengeräuschs hängt von einer Vielzahl von unterschiedlichen Einflussgrößen ab. Einen großen Einfluss hat die Empfindung „Dröhnen“, die insbesondere bei hohen Lastzuständen auftritt [1] und die eher als wenig angenehm bewertet wird. Aus diesem Grund ist eine hohe Priorität bei der Entwicklung von neuen Fahrzeugmodellen, dass das Innengeräusch möglichst nicht als dröhnend empfunden wird.

Ziel dieser Studie war daher ein vertiefendes Verständnis der Empfindungsgröße „Dröhnen“ und ihren Einfluss auf die Angenehmheit des Schalls. Die Empfindungsgröße „Dröhnen“ besitzt im Gegensatz zu den anverwandten Größen „Wummern“ und „Brummen“ die Besonderheit, dass sie durch eine Interaktion tieffrequenter Grundtöne und höherfrequenter Obertöne hervorgerufen wird [2]. Eine wesentliche Voraussetzung bestand darin, ein gemeinsames Verständnis dieser Empfindung bei den Versuchspersonen zu erreichen. Hierzu wurde zunächst ein Vorversuch mit Experten auf dem Gebiet der Fahrzeugakustik durchgeführt. Die Ergebnisse des Vorversuchs bildeten dann die Grundlage für die Einführung synthetischer Einführungsgeräusche für die Nichtexperten auf dem Gebiet der Fahrzeugakustik, wodurch ein gemeinsames Verständnis erreicht werden konnte [3]. Diese wurde auch in den Messungen der vorliegenden Studie verwendet.

Es wurden Hörversuche mit Nichtexperten durchgeführt, bei denen diese sowohl die Stärke des Dröhnens, als auch die Angenehmheit der Geräusche bewerteten. Um den Dynamikbereich der zu untersuchenden Größe „Dröhnen“ zu erweitern und eine ausreichende Anzahl von Stimuli für die anschließende Modellentwicklung zu generieren, wurden gezielte spektro-temporale Geräuschmanipulationen durchgeführt und die resultierenden Geräusche als Stimuli in einem folgenden Hörversuch bewertet. Dabei wurde bereits in einer vorherigen Studie gezeigt, dass die gezielte Veränderung der Empfindung „Wummern“ durch die Manipulation tieffrequenter tonaler Komponenten sowie deren Seitenbänder möglich ist [4]. Im Rahmen der vorliegenden Studie soll gezeigt werden, ob auch die gezielte Manipulation der Signale zur entsprechenden Änderung bezüglich der Empfindungsgröße „Dröhnen“ führt und zudem, welchen Einfluss die entsprechenden Manipulationen auf die Angenehmheit haben.

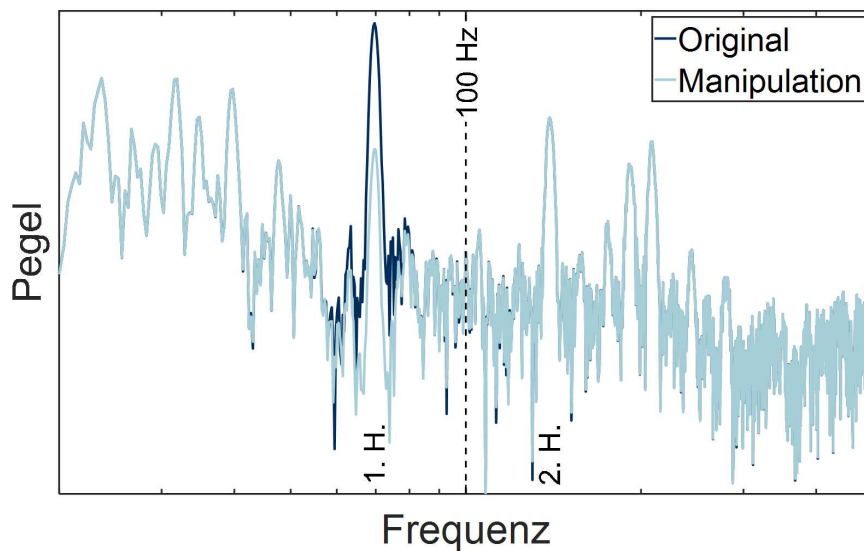
## 2. Experimente

### 2.1 Stimuli

Für die Geräuschmanipulation wurden insgesamt fünf Originalaufnahmen mit einer Dauer von jeweils drei Sekunden ausgewählt, die zur Erweiterung des Dynamikbereichs der Empfindungsgröße „Dröhnen“ als besonders geeignet erschienen. Grundsätzlich wurden drei verschiedene Varianten der Manipulation durchgeführt: Bei der ersten Variante wurde eine dominante tieffrequente Grundtonkomponente ausgewählt und der Pegel dieser Tonkomponente sowie aller Obertöne in einem Frequenzbereich bis 1 kHz angehoben bzw. abgesenkt. Bei der zweiten Variante wurde die Anhebung



bzw. Absenkung nur für eine dominante tieffrequente Tonkomponente durchgeführt, während bei der dritten Variante die Pegelvariation für die ersten beiden Harmonischen durchgeführt wurde. Bei allen drei Varianten betrug die Frequenz der Grundtonkomponente weniger als 100 Hz. Die Geräuschmanipulationen wurden mit Hilfe des Sound Engineering Tools der ArtemiS Suite 9.0 durchgeführt. Abbildung 1 zeigt exemplarisch eine Originalaufnahme (dunkelblau) und eine Manipulation des Originalsignals entsprechend der dritten Variante, bei welcher der Pegel der ersten Harmonischen um 20 dB abgesenkt wurde (Variation hellblau, Original dunkelblau).



**Abbildung 1:** Spektrum einer Originalaufnahme und eines manipulierten Geräuschs, bei dem der Pegel der 1. Harmonischen einer dominanten tieffrequenten Tonkomponente um 20 dB reduziert wurde.

Die Absenkung bzw. Anhebung des Pegels erfolgte hierbei in Stufen. Um die Abstufungen der Pegelvariationen zu ermitteln wurde eine Pilotstudie durchgeführt. Die Stufen wurden so gewählt, dass einerseits die Unterschiede zwischen den präsentierten Geräuschvarianten wahrnehmbar waren und andererseits (im Falle von Pegelerhöhungen) der Gesamtpegel des Geräuschs nicht zu hoch wird. Es wurden dann die fünf Originalaufnahmen sowie 25 Geräuschmanipulationen für das folgende Experiment verwendet. Alle Geräusche wurden mit kosinusförmigen Ein- und Ausschaltflanken mit einer Dauer von jeweils 50 ms versehen.

## 2.2 Versuchspersonen

An dem Experiment nahmen insgesamt 35 normalhörende Versuchspersonen teil, denen keine Hörstörungen bekannt waren und deren audiometrisch bestimmte Ruheschwellen im Frequenzbereich zwischen 125 Hz und 8 kHz einen Pegel von 20 dB HL nicht überschritten. 14 Personen hatten bereits häufiger als fünfmal an psychoakustischen Experimenten teilgenommen, wobei kein Teilnehmer über Expertenwissen im Bereich Fahrzeugakustik verfügte. 30 Personen besaßen einen Führerschein.

## 2.3 Ablauf

### 2.3.1 Einführung

Vor dem Versuch wurde ein synthetisches Einführungsgeräusch dargeboten, um den Versuchspersonen die Empfindungsgröße „Dröhnen“ näherzubringen. Dröhnende Geräusche weisen häufig folgende Merkmale auf:

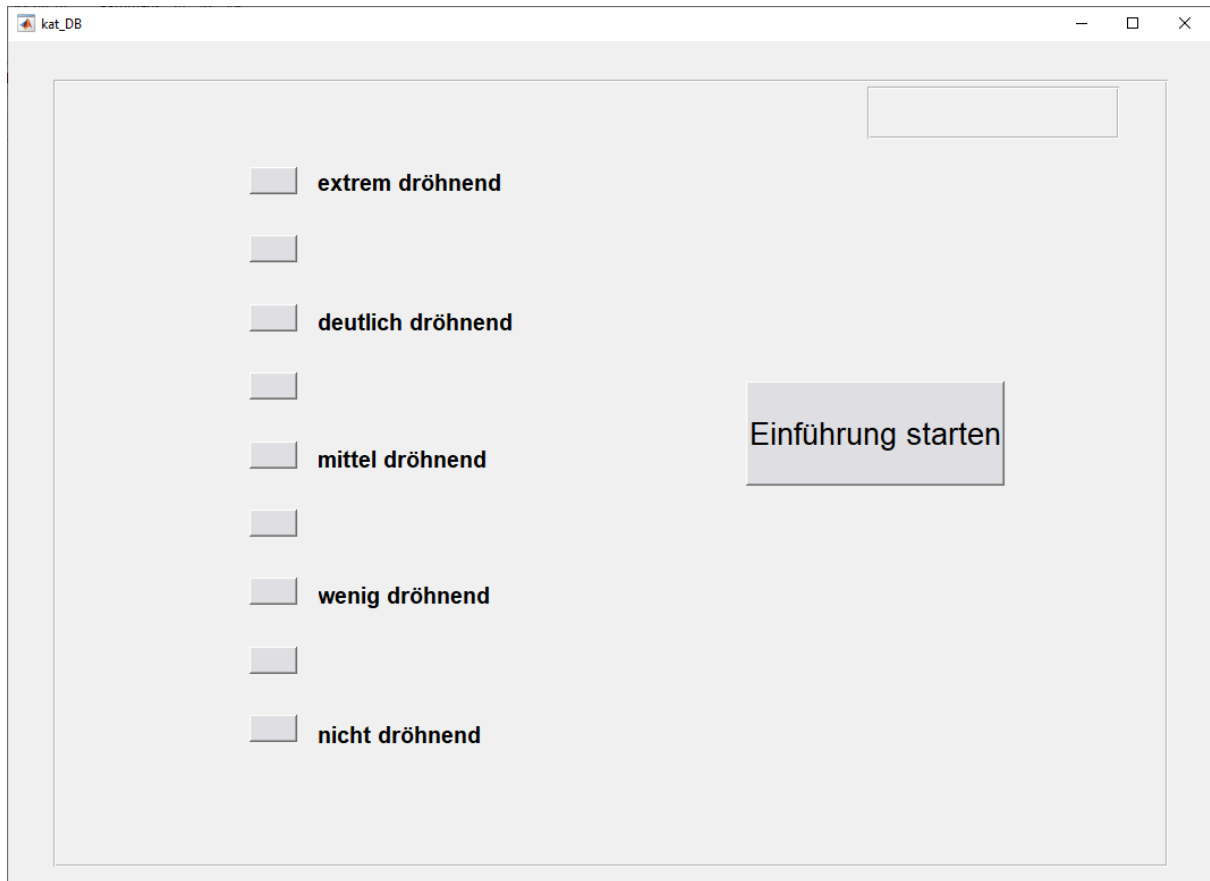
- Hörbare Motorordnung mit einer Frequenz von unter 100 Hz
- Höherfrequente Motorordnungen im Bereich bis ca. 1 kHz
- Hörbare Einhüllendenschwankungen durch spektral eng benachbarte Ordnungen

Bei der Komposition eines synthetischen Einführungsgeräuschs wurden die genannten Merkmale berücksichtigt. Dabei steigt die Ausprägung der Empfindungsgröße über die Zeitdauer des Geräusches bis zur Signalmitte hin an und fällt anschließend wieder ab. Zusätzlich zu dem genannten synthetischen Einführungsgeräusch wurden zwei reale Fahrzeuginnengeräusche dargeboten, die durch eine Expertengruppe als stark bzw. kaum dröhnend bewertet worden sind. Beide Geräusche wurden ausschließlich zur Einführung genutzt und während des Experiments nicht bewertet (siehe [3]).

### 2.3.2 Kategoriale Bewertung

Nach der Präsentation des Einführungsgeräusches wurden zunächst alle im Folgenden zu bewertenden Geräusche nacheinander dargeboten, um den Versuchspersonen die Dynamik der zu bewertenden Empfindungsgröße „Dröhnen“ sowie der Angenehmheit näherzubringen. Anschließend wurde jeweils ein zufällig ausgewähltes Geräusch vorgespielt, wobei die Versuchsperson die Stärke der Empfindung „Dröhnen“ oder die Angenehmheit des Geräusches auf einer neunstufigen Skala bewerten sollte. Diese besaß die mit Bezeichnungen versehenen Kategorien „nicht dröhnend“, „wenig dröhnend“, „mittel dröhnend“, „deutlich dröhnend“ sowie „extrem dröhnend“, wobei die Möglichkeit für die Versuchsperson bestand, die Empfindung mittels einer Zwischenkategorie abzustufen (siehe Abbildung 2). Die Bezeichnungen der Kategorien orientieren sich an denen der kategorialen Lautheitsskalierung [5]. Die Versuchsperson konnte die Entscheidung bis zur Bestätigung bzw. dem Fortfahren mit dem nächsten Geräusch korrigieren, das wiederholte Abspielen der Geräusche war jedoch nicht möglich.

Insgesamt wurden alle Geräusche bzgl. der Empfindungsgröße „Dröhnen“ sowie der „Angenehmheit“ jeweils drei Mal bewertet und anschließend die arithmetischen Mittelwerte sowie die intraindividuellen Standardfehler jeder einzelnen Versuchsperson für jedes einzelne Geräusch berechnet. Aus den Mittelwerten aller 35 Versuchspersonen wurde ein Gesamtmittelwert sowie die interindividuelle Standardabweichung bestimmt.



**Abbildung 2:** Antwortoberfläche zur kategorialen Bewertung der Empfindungsgröße "Dröhnen".

### 2.3.3 Vollständiger Paarvergleich

Aus den 30 Geräuschen wurden 15 Geräusche ausgewählt, bei denen die Empfindungsgröße „Dröhnen“ mittels eines vollständigen Paarvergleichs bewertet wurde. Die Auswahl der Geräusche erfolgte anhand folgender Kriterien:

- Alle Originalgeräusche sowie jeweils zwei Variationen je Originalgeräusch sind in der Unterauswahl enthalten
- Die Stärke des Dröhnens sollte sich zwischen den Geräuschen deutlich unterscheiden
- Die Unterauswahl sollte einen möglichst großen Dynamikumfang der Empfindungsgröße „Dröhnen“ abdecken

Während eines Durchgangs wurden jeweils solange zwei Geräusche nacheinander mit einer Pause von 500 ms zwischen den Geräuschen vorgespielt, bis jedes Geräusch mit jedem anderen verglichen wurde. Die Aufgabe der Versuchsperson bestand nach jedem Geräuschpaar darin, das stärker dröhnende Geräusch auszuwählen. Die Versuchsperson musste sich für eines der Geräusche entscheiden, auch wenn sie die Geräusche als gleich stark dröhnend empfand. Die Paarvergleiche wurden aufgrund des hohen Zeitaufwands ausschließlich für die Größe „Dröhnen“ durchgeführt, wobei zwei Durchläufe des gesamten Paarvergleichs durchgeführt wurden.

Aus den Ergebnissen des Paarvergleichs wurde anschließend mit Hilfe einer iterativen Prozedur [6] eine Verhältnisskala nach Bradley, Terry und Luce (BTL-Skala) [7, 8] abgeschätzt. Diese Skala ermöglicht, die relative Stärke des Dröhnens von Geräuschen im Vergleich zu den anderen Geräuschen zu bewerten. Der Korrelationskoeffizient zwischen den logarithmierten BTL-Skalenwerten und den Gesamtmittelwerten der kategorialen Bewertung zeigt darüber hinaus, inwieweit die Versuchsergebnisse beider Verfahren übereinstimmen.

## **2.4 Aufbau**

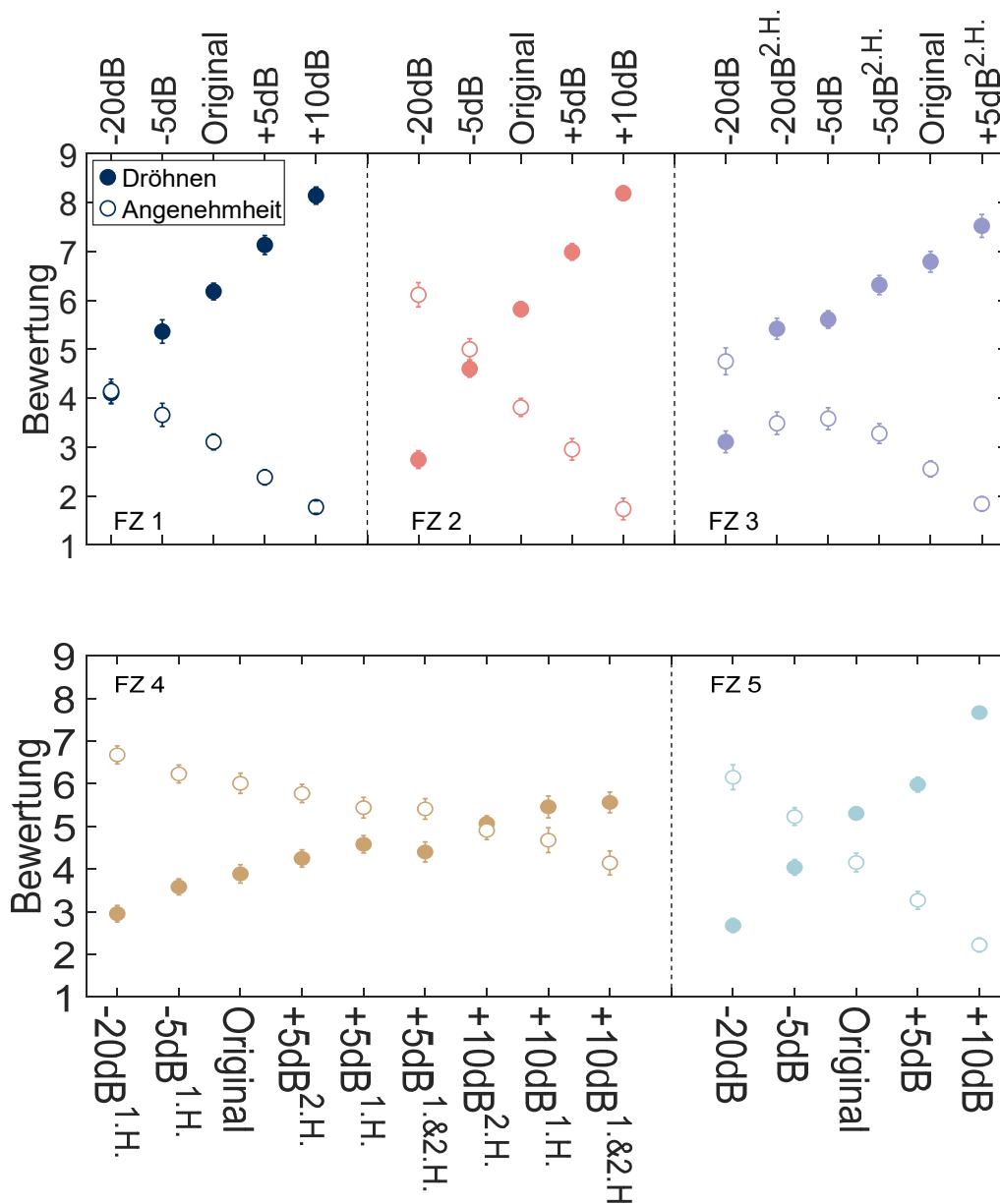
Die Versuchspersonen befanden sich während des Experiments in einer doppelwandigen, schallisolierten Kabine mit Luftaustauscher. Die Stimuli wurden über ein MATLAB-basiertes Programm eingelesen, mit Hilfe der Soundkarte RME Fireface UC D/A-konvertiert und diotisch über den Kopfhörer Sennheiser HD 650 wiedergegeben. Die Antworten der Probanden erfolgten bei der kategorialen Skalierung über einen Touchscreen und beim vollständigen Paarvergleich über einen angeschlossenen Nummernblock durch Drücken der Tasten „1“ bzw. „2“ zur Auswahl des jeweils stärker dröhnenden Geräuschs.

## **3. Ergebnisse**

### **3.1 Kategoriale Bewertung**

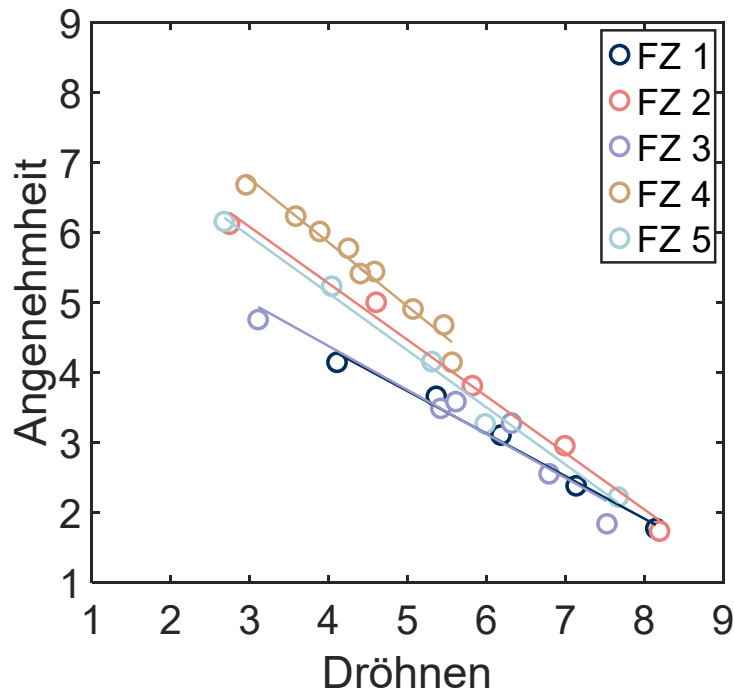
Abbildung 3 zeigt die Mittelwerte über die 35 normalhörenden Versuchspersonen und die interindividuellen Standardfehler für die Empfindungsgröße „Dröhnen“ sowie die Angenehmheit für die fünf betrachteten Originalgeräusche (FZ 1 bis FZ 5) und ihre Manipulationen. Die Ergebnisse sind entsprechend der Bewertung des Dröhnens (gefüllte Symbole) von links nach rechts aufsteigend sortiert. Die Kategorien sind als Zahlenwerte von 1 („nicht dröhnend“) bis 9 („extrem dröhnend“) dargestellt, wobei die Schrittweite für die Stufen eins betrug. Über alle drei Arten der Manipulation hinweg zeigte sich, dass die Anhebung bzw. Absenkung der Pegel die erwartete Auswirkung auf die Empfindung des Dröhnens hatte.

Den stärksten Einfluss hatte dabei die Pegelvariation aller Harmonischen (Bezeichnung ohne Suffix), gefolgt von der Variation der ersten beiden Harmonischen (1. & 2. H). Für FZ 4, bei dem sowohl der Pegel der ersten Harmonischen, als auch der der zweiten Harmonischen getrennt voneinander variiert wurden, zeigte sich, dass die ausschließliche Pegelvariation der 1. Harmonischen (1. H.) einen größeren Einfluss auf die Empfindung „Dröhnen“, als die ausschließliche Pegelvariation der 2. Harmonischen (2. H.) hat.



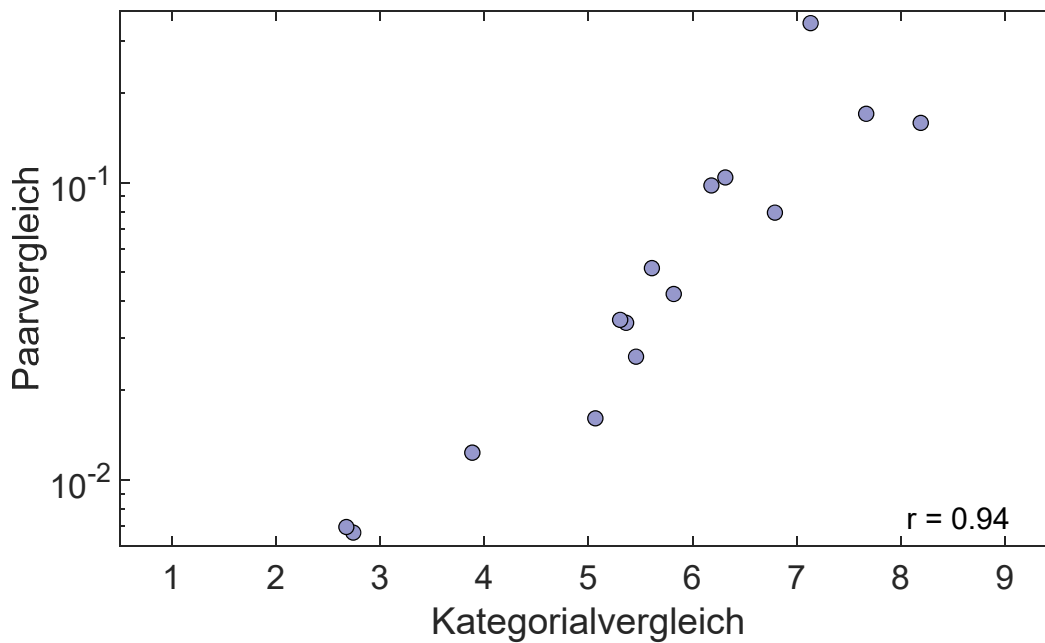
**Abbildung 3:** Mittelwerte und interindividuelle Standardfehler der kategorialen Bewertung bezüglich der Empfindungsgröße "Dröhnen" (gefüllte Symbole) und der Angenehmheit (offene Symbole). Die Art der Manipulation ist auf der Abszisse kodiert. Der Pegel gibt i. A. die Pegeländerung aller Harmonischen im Frequenzbereich bis 1 kHz einer dominanten tieffrequenten Grundtonkomponente an, während die Suffixe 1. H., 2. H. sowie 1. & 2. H. die Pegelvariation der 1., der 2. bzw. beider Harmonischen angeben.

Die Ergebnisse zeigen zudem, dass zwischen den beiden Größen ein deutlicher negativer Zusammenhang besteht (siehe Abbildung 4). Der Zusammenhang ist für jedes Fahrzeuggeräusch und seine Variationen nahezu linear (siehe Ausgleichsgeraden), allerdings ist die Steigung nicht für alle Fahrzeuggeräusche genau gleich. Es zeigt sich, dass die Größe „Dröhnen“, sowie die Angenehmheit jedes Geräusches jeweils einen ähnlichen Dynamikumfang aufweisen: So lässt sich am Beispiel des FZ 4 zeigen, dass bei einer geringeren Variation der Größe „Dröhnen“ auch die Angenehmheit weniger variiert.



**Abbildung 4:** Zusammenhang der Empfindungsgröße „Dröhnen“ und der Angenehmheit auf Basis der kategorialen Bewertungen.

### 3.2 Vollständiger Paarvergleich



**Abbildung 5:** Vergleich der Ergebnisse der kategorialen Bewertung und des Paarvergleichs

Die mit der Methode des Paarvergleichs erhaltenen Bewertungen sind in Abbildung 5 im Vergleich zu den Daten aus dem Kategorialvergleich aufgetragen. Es zeigt sich eine hohe Korrelation, d.h., dass beide Methoden sehr ähnliche Ergebnisse liefern.

## 4. Zusammenfassung

Die vorgestellten Hörversuche mit normalhörenden Versuchspersonen zeigen, dass die Pegelvariation der Harmonischen einer dominanten Grundtonkomponente die Stärke der Empfindung „Dröhnen“ gezielt beeinflussen kann und der Dynamikbereich der Empfindung gegenüber dem der Originalgeräusche deutlich erweitert werden kann. Dabei wurde festgestellt, dass die Pegelvariation aller Harmonischen im Frequenzbereich bis 1 kHz einen deutlich größeren Einfluss auf die Empfindung des Dröhrens hat als die Variation des Pegels von nur der ersten bzw. den ersten beiden Harmonischen. Beim Vergleich der Empfindung „Dröhnen“ mit der Angenehmheit konnte für alle fünf Originalgeräusche ein annähernd linearer Zusammenhang festgestellt werden. Zudem decken die Größen „Dröhnen“ und die Angenehmheit für alle fünf Geräusche einen ähnlichen Dynamikbereich ab. Insgesamt konnten durch die Geräuschmanipulationen sowohl der Dynamikumfang der Empfindungsgröße „Dröhnen“, als auch die Anzahl der Stimuli deutlich vergrößert werden, um eine Grundlage für eine modellhafte Beschreibung der Empfindungsgröße „Dröhnen“ zu schaffen. Auch erlauben die Daten, den Zusammenhang der Empfindungsgröße mit der Angenehmheit zu charakterisieren.

## Literaturverzeichnis

- [1] K. Engel, B. Snitil, K. Wolff, R. Handel, J. Krüger, F. Gauterin, M. Helfer und O. Brass, „Wesentliche Geräuschquellen im Fahrzeug und deren Charakterisierung,“ in *Sound-Engineering im Automobilbereich*, Berlin Heidelberg, Springer, 2010, pp. 205-316.
- [2] U. Biebel und G. Langner, „Evidence for interactions across frequency channels in the inferior colliculus of awake chinchilla,“ *Hearing Research* 169, pp. 151-168.
- [3] F. Doleschal, G.-T. Badel und J. L. Verhey, „Dröhnen im Fahrzeuginneren,“ *Fortschritte der Akustik - DAGA 2020*, pp. 298-300, 2020.
- [4] G.-T. Badel, F. Doleschal und J. L. Verhey, „Spekro-temporale Geräuschmanipulationen als Grundlage zur Erforschung der Empfindungsgröße Wummern,“ *Fortschritte der Akustik - DAGA 2020*, pp. 313-314, 2020.
- [5] T. Brand und V. Hohmann, „An adaptive procedure for categorical loudness scaling,“ *The Journal of the Acoustical Society of America* 112, pp. 1597-1604, 2002.
- [6] F. Wickelmaier und C. Schmid, „A Matlab function to estimate choice model parameters from paired-comparison data,“ *Behavior Research Methods, Instruments, & Computers* 36, pp. 29-40, 2004.
- [7] R. D. Luce, *Individual choice behavior: A theoretical analysis*, Mineola, New York, USA: Dover Publications, 2005.
- [8] R. A. Bradley und T. M. E., „Rank Analysis of Incomplete Block Designs: I. The Method of Paired Comparisons,“ *Biometrika*, pp. 324-345, 1952.

# From Test Rig to Road – Experience Virtual Vehicle Acoustics on Powertrain Test Bench BTPA

---

Sebastian Lucas, Matthias Hoffmann, Dominik Bauer, Frank Jürgens, Bernd Philippen

## Abstract

In conventional vehicle development processes, the vehicle interior noise only becomes audible when physical prototypes are available. An alternative approach is required to enable a realistic auralization in the early stages of development, even before prototypes are available. In contrast to the traditional approach, the vehicle interior sound can also be predicted from the powertrain test bench by using typical transfer functions from specific vehicle classes.

This approach also facilitates modifications at vehicle and engine level at an early stage. Furthermore, engineers can take a virtual test drive and experience vehicle sounds in a mobile NVH simulator under real driving conditions. This virtual test drive facilitates decisions on acoustic development targets, as listening and feeling is more meaningful than looking at diagrams or single values.

In order to prove the proposed methodology, the identical powertrain was tested on a test bench and in the real vehicle using Binaural Transfer Path Analysis (BTPA). The results clearly show that the powertrain tested on the test bench can be virtually installed in a vehicle to predict the interior noise.

## 1. Motivation

Traditionally, all acoustically relevant stages during the vehicle development process must be assessed perceptively and documented by measurements, which is only possible if physical prototypes are available. The hardware resources required for setting up prototypes will no longer be accessible in the future due to increasing cost pressure and greater digitalization during the development process.

In order to meet these challenges, Volkswagen is using NVH simulators to compare different technical solutions or construction stages during virtual test drives. In this way, developers can experience the acoustic consequences of certain solutions in real driving situations, regardless of the availability of prototypes.

It is possible to experience the interior noise of a vehicle/powertrain combination before the engine is physically installed into the (prototype) vehicle. Engines and complete powertrains measured on test benches provide measurement data that can be integrated into a vehicle TPA model to predict the interior noise. Since the model includes all transfer paths, it can be modified to check the relevance of certain modifications,



such as the isolation of mounts or the airborne isolation of the cabin. Using an additional NVH simulator to display the predicted interior sound allows virtual test drives. This significantly improves the rating of relevance in real driving conditions compared to the presentation in technical diagrams, resulting in valuable advantages for managers in deciding on the best solution.

## 2. Binaural Transfer Path Analysis (BTPA)

### 2.1 General introduction

The Transfer Path Analysis (TPA) is a very helpful tool within the entire product development process, especially with regard to achieving defined sound quality objectives. Starting in the early concept and design phase, knowledge of the source-transfer-receiver properties effectively helps to avoid unwanted problems. Even in the following prototype phases up to the SOP, detailed knowledge of the excitation and transfer behavior is very helpful to support the optimization process.

The starting situation for all typical TPA projects is that the object under examination (like the powertrain in a vehicle) is a coupled system with at least one source (like engine and gearbox). The goal of the TPA is to quantify the contributions of noise and vibration for each path separately as well as to additionally characterize the source and the transfer behavior (see Figure 1). This information helps to find a suitable optimization.

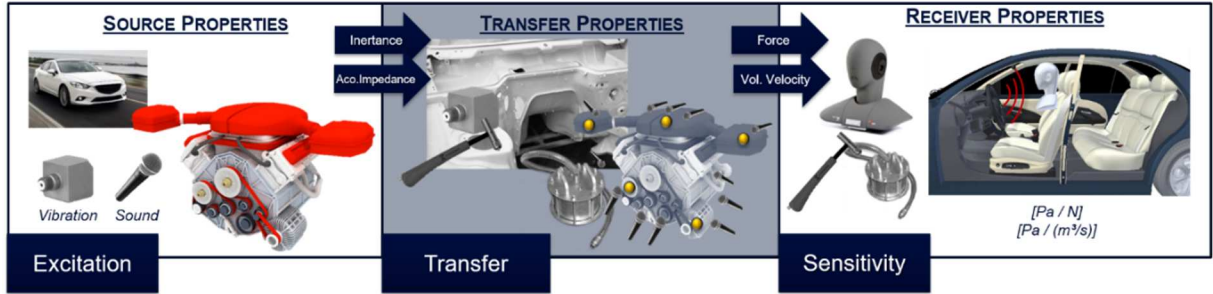


Figure 1: Properties of a transfer path

When using experimental TPA to accomplish this task, it is necessary to measure frequency response functions (FRF) in addition to the operational data. Unfortunately, this leads to a rather large effort and a time-consuming procedure. At this point, a decision has to be made which type of TPA – classical TPA or in-situ TPA – is chosen.

The classical TPA involves so-called interface forces, which are derived from the operational data of the coupled system (powertrain connected to vehicle) and from the FRF data of the decoupled system (powertrain disconnected from vehicle). As a result, the transfer functions only represent the receiver (e.g. vehicle). In contrast, the interface forces are characteristics of the assembled system of source and receiver (vehicle and powertrain) and therefore are not transferable to other receivers. Accordingly, these interface forces reflect forces within the interface and are identical to the forces as measured by a force transducer.

The in-situ TPA deals with equivalent forces, derived from operational data and from FRF data in coupled condition (powertrain connected to vehicle). This means that the

transfer functions represent the entire assembly (vehicle and powertrain). In contrast, the forces now only represent the source (e.g. powertrain). Consequently, they are independent of the receiving structure and thus can be transferred to other receivers, too. The equivalent forces are those ones that act on the source and therefore cannot be measured by a force transducer. A more detailed explanation of both types of TPA including their submethods can be found in [1].

For a typical powertrain investigation in a vehicle, both options are suitable in most cases. For powertrain investigations on a test bench, the application of classical TPA is limited. As long as the source is mounted very softly on the receiver (dynamically decoupled), both methods are suitable. However, the effectiveness of the mounting will reflect the frequency-dependent transition between a fully dynamically decoupled system and a dynamically coupled system. When using classical TPA on a test bench, this is a significant limitation. In case of a dynamically coupled system (powertrain and test bench), the interface forces of the classical TPA should be influenced by the interaction of source and receiver and thus include the undesirable characteristics of the test bench.

The investigation presented in this article deals with the virtual exchange of the powertrain from a test bench into a vehicle and focuses on a frequency range from approximately 30 Hz to approximately 2 kHz. Without previous knowledge of both systems the choice of the in-situ TPA is a safe and good decision for this specific task. In detail, the Binaural Transfer Path Analysis (BTPA) as a special kind of in-situ TPA is chosen. It was developed in the 1990s and has the great advantage that this method works in the time domain. The synchronous measurement of all sensors required for the TPA (FRF and operational measurements) allows the binaural playback of all TPA results in an aurally equivalent way [2]. Over the last decades, this method has been successively refined and enhanced in order to be state of the art [3] [4].

Once the effort of measuring the individual transfer functions is completed, the resulting TPA model can be used to analyze and determine relevant transfer paths with respect to all possible noise patterns in the time and frequency domain. Regardless of the analysis method or a specific validation strategy, the user will always get results for each noise pattern to be examined. However, in order to be able to trust these results and, in particular, to know their limitations, the measured data and the calculated models must be comprehensively analyzed and validated. There is no general checklist that guarantees correct results in every case and for all systems under consideration. However, the analysis of some key points in a structured procedure will provide valuable support for the correct interpretation of the TPA results. It is not discussed here how a TPA model can be validated, but detailed information can be found in [5].

## **2.2 BTPA of a powertrain in a vehicle**

The subject of this investigation is a front-wheel drive car in the B-segment with a 3-cylinder transverse engine and a manual transmission. With regard to structure-borne noise, the vehicle was equipped in such a way that the transfer paths of the powertrain mounts, the paths of the front suspension and the exhaust suspension could be determined. For the airborne noise, several paths from the engine compartment and the

intake and exhaust orifice were investigated. An overview of the transfer path model is shown in Figure 2.

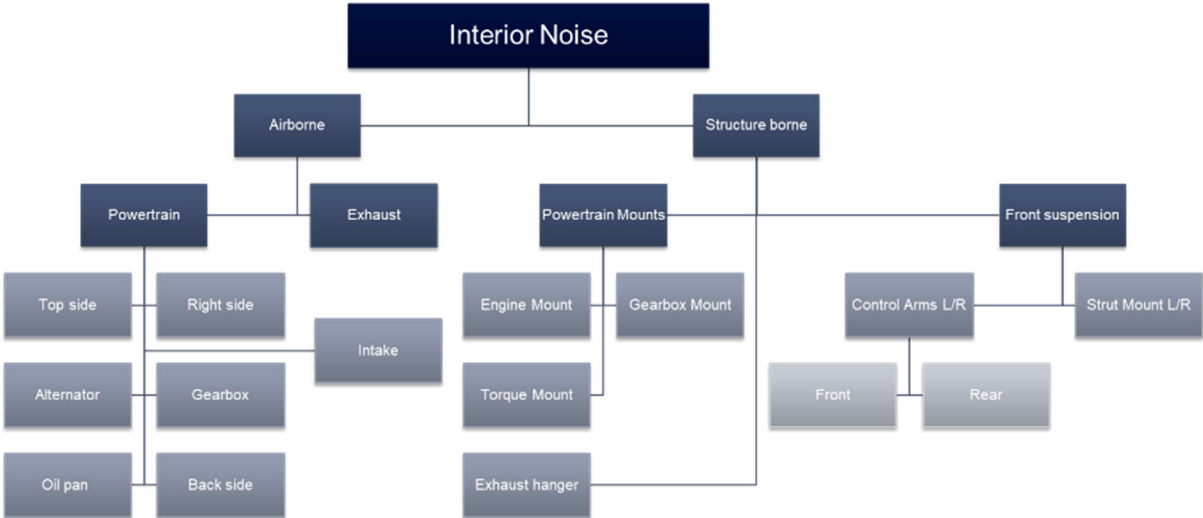


Figure 2: Transfer paths of vehicle model

Before starting the FRF measurements, the vehicle has to be equipped with accelerometers and microphones. The determination of suitable sensor positions for the structure-borne paths is comparatively easy, since the source and the connection to the receiver is clearly visible as attachment points. Furthermore, “the best position” and the required number of sensors are discussed in detail in the literature as in [6].

With the airborne paths the determination of sensor positions is more difficult, since the source locations (sound radiating surfaces) are not directly visible. In general, there are two ways to solve this problem. The first possibility is to choose the source positions according to best knowledge and experience. A more scientific approach is to examine the powertrain using a sound velocity probe and to analyze the distribution of the hotspots within the relevant frequency range. Especially if the size of the source strength (volume velocity) is of interest, the second approach is recommended. Depending on the focused frequency range, the number of possible sources varies. For very low frequencies the entire engine compartment can be modelled as one source. At higher frequencies, the number of possible source locations increases linearly to the wavelength.

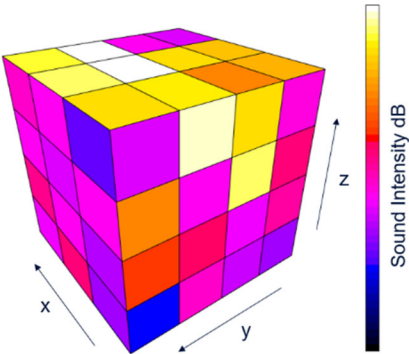


Figure 3: Averaged airborne scan of powertrain for identification of source positions

Figure 3 shows the averaged airborne scan of the investigated powertrain. The required recordings were made under operational conditions. A total of six different source locations were selected. Based on these locations, the microphones, which are required for the TPA, can be placed in the near field of the identified sources. Particularly when measurements are made in the engine compartment of modern vehicles, the accessible space and the possibilities for microphone installation are limited, which must be taken into account when selecting the source locations as well as when interpreting the subsequent results (keyword: limitation of resolution). The number of microphones as well as the number of source locations required for a powertrain investigation is usually not fixed. If the number is too high, numerical problems can occur during the matrix inversion, if the number is too low, important paths can be missed. A strategy how to deal with this kind of problem is discussed in detail in [7].

The FRFs are determined either by the excitation of the coupled system (in-situ) by an impact hammer on the chassis side of each transfer path or by the excitation of a volume velocity source at the previously determined source locations and the simultaneous measurement of the system responses at all sensors. Following the FRF measurements and the operational measurements, the BTPA model was set up. In a first step, the “Inverse Force Determination” (IFD) and the “Inverse QSource Determination” (IQD) model was compiled to estimate the structure-borne and airborne sound components of the powertrain.

The principle structure of the individual transfer paths is shown in Figure 1. In the structure-borne case the Inertance Matrix (IN; unit  $(m/s^2)/N$ ) and in the airborne case the Acoustic Impedance Matrix (AI; unit  $Pa/(m^3/s)$ ) are directly determined from the FRF measurements. By inverting the IN matrix and the AI matrix, the Apparent Mass Matrix (AM; unit  $N/(m/s^2)$ ) and the Acoustic Admittance Matrix (AA; unit  $(m^3/s)/Pa$ ) are calculated. Within these matrices, the crosstalk between the individual transfer paths is described in the non-diagonal elements. In the time domain TPA, the forces and volume velocities acting in operational condition are determined by filtering the recorded operational acceleration or sound pressure with the impulse responses of the AM matrix or the AA matrix respectively. If a receiver, such as a dummy head in the vehicle cabin or an accelerometer at the seat rail, is recorded simultaneously during FRF measurements, the vibro-acoustic receiver transfer function (RTF; unit  $Pa/N$  or  $(m/s^2)/N$ ) can also be determined. Finally, the interior noise share of each transfer path is calculated by filtering the previously determined forces and volume velocities during operation by the impulse response of the RTF ( $Pa/Q$ ). The sum of all transfer paths should be comparable with the measured interior noise during operation. Details of the procedure can be found in [3].

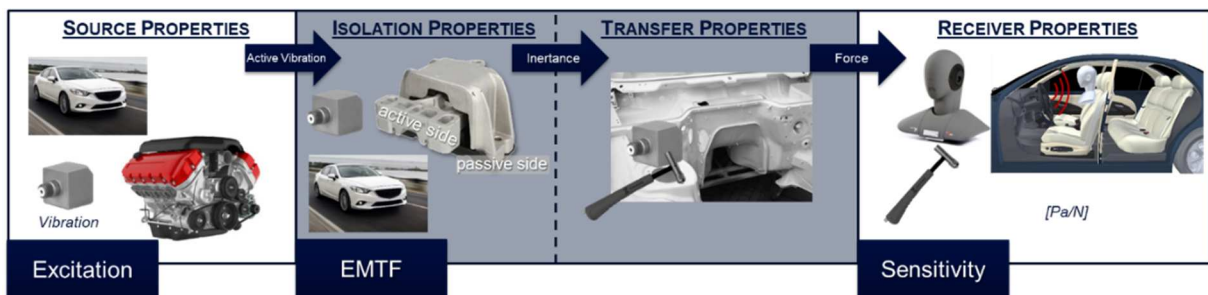


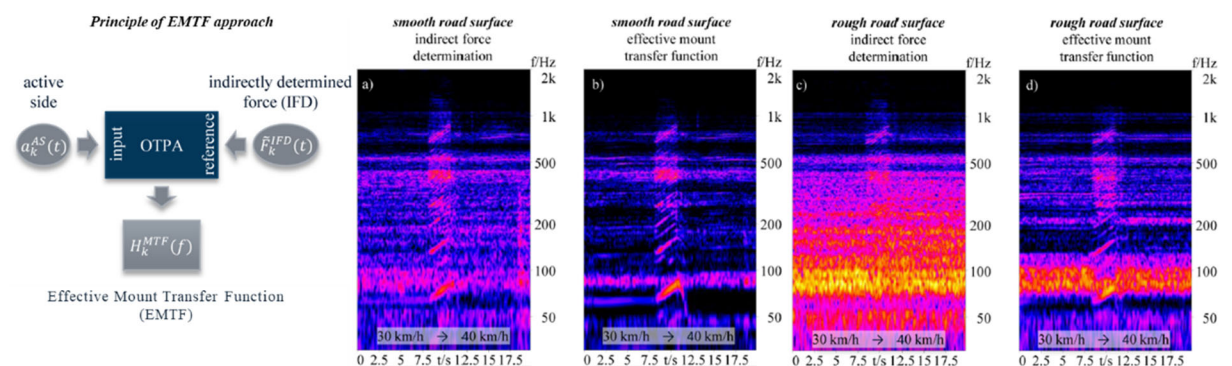
Figure 4: Principle of EMTF-based transfer path

If the source is attached to the receiver by means of an intermediate rubber mount, the approach of the Effective Mount Transfer Function (EMTF) can be used to obtain information on the isolation of the mount and improve the quality of the forces and the subsequent synthesis of the interior noise share. The principle transfer path is shown in Figure 4.

From a physical point of view, the isolation of a mount depends on the specific load condition due to the non-linearities of the rubber and on the specific impedance of the receiver structure to which it is attached. Due to the non-linearities, the isolation cannot be determined by impact or shaker measurements. Consequently, the mount needs to be linearized within the specific load condition, which means that the transfer function has to be determined from operational measurements.

The EMTF approach starts exactly at this point. In addition to the sensors introduced so far (chassis side sensors), the vibration on the active/source side (in front of the rubber mount from the perspective of the powertrain) is now also measured under operation. Using the vibrations on the active side as input and the previously determined IFD forces as reference (or output) for an Operational Transfer Path Analysis (OTPA), the EMTF can be calculated. For example, in powertrain mounts the IFD forces could be disturbed by noise transmitted by the tire-road interaction (or tire-roller dyno interaction), which can be measured on almost all accelerometers on the chassis side. But the powertrain is not the source of the noise from the tire-road interaction. Consequently, the IFD forces of the engine have to be corrected. Now the power of the OTPA comes in handy as a very useful tool to separate incoherent sources to determine only the coherent parts of the IFD forces to the active side of the vibration. Due to the isolation of the rubber mount, the tire-road interaction is almost non-existent on the active side of the engine. Consequently, the resulting EMTF force is the force on the chassis side attributable to the origin of the underlying transfer path (engine or powertrain) and the EMTF reflects the effectiveness of the rubber mount in the specific load condition as well as in the specific installation setup (resistance of the receiver structure).

Summarizing, the EMTF force can be calculated by filtering the operation-related active side vibration by the impulse response of the EMTF transfer function. More details as well as the underlying assumptions are discussed in [3]. In addition, Figure 5 shows exemplary comparisons as clear examples for better understanding.



**Figure 5: Principle of EMTF and exemplary comparisons of engine noise share by use of IFD approach and EMTF approach [3]**

The previously described procedures of IQD and IFD with subsequent EMTF modelling were applied to the investigated vehicle. Since the focus of this investigation is a virtual test drive of the vehicle, several load conditions were measured and individually modelled in order to reflect the complete operating map from the engine perspective. The result of a high load condition is shown in Figure 6.

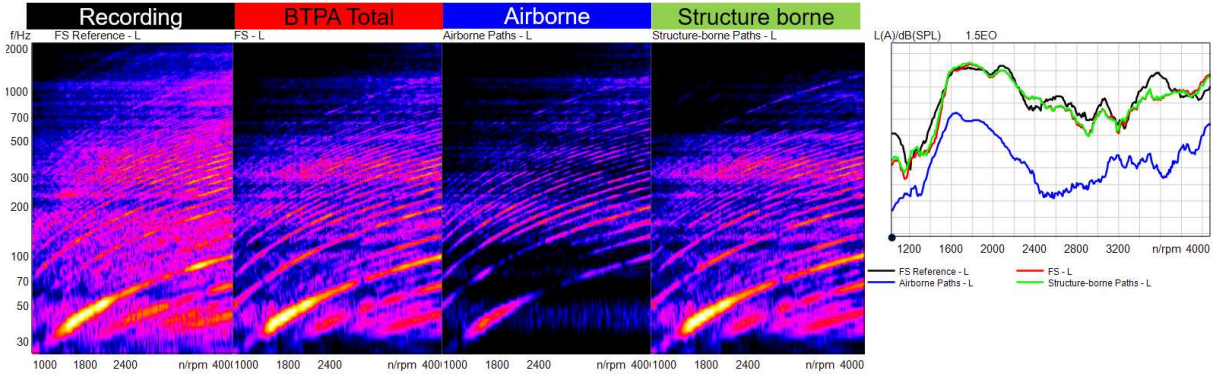


Figure 6: Overview of BTPA results for the vehicle in spectrograms (left) and firing order (right)

The comparison of the recorded interior noise with the overall result of the BTPA shows a good agreement. The BTPA model reflects the relevant noise patterns such as booming, roughness, currishness, whine noise and rattling noises. Based on these results, not only the auralization of the individual transfer paths can be used for further processing, but the weak points of the vehicle can be identified, as well: It can be traced at which load condition the path becomes weak and the cause can be found. Then the analysis of the root cause of the specific transfer path shows whether the problem is source-related or path-related. An example of the latter is briefly described below.

One of the paths that includes a rubber mount is a major contributor to the main order booming around 60 Hz at low engine speeds. The root cause analysis has shown that the mount isolation is the problem. Now the mount isolation functions are analyzed for all load conditions against the measured torque in order to find the critical point (because the mount supports the torque). As shown in Figure 7, up to 40% of the engine load (marked in red) the isolation was good enough to reduce the vibrations on the chassis side (the lower the curve in right diagram the better the isolation). Above this critical point, the mount couples strongly to the structure while supporting the torque during operation. As a result, the isolation performance is weak from an NVH point of view.

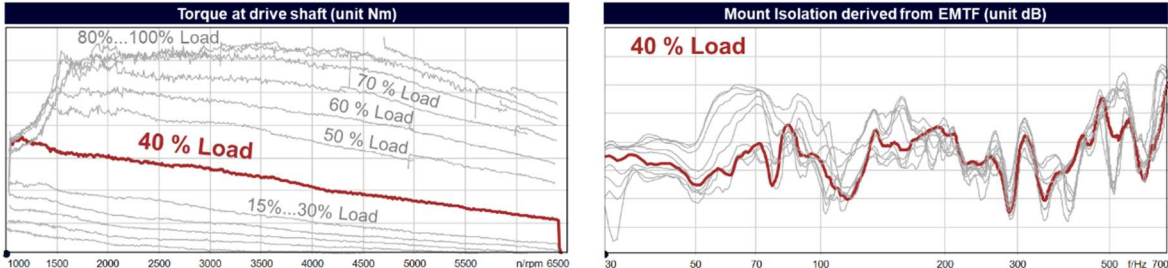


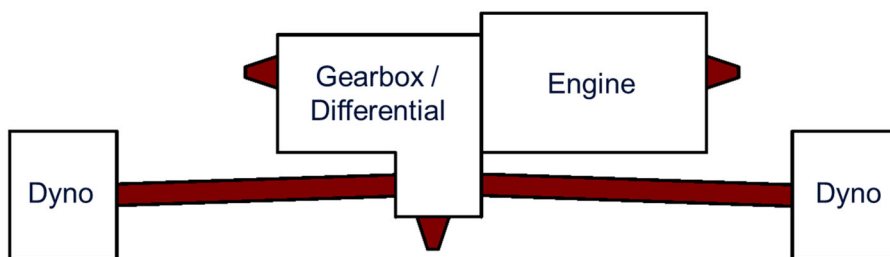
Figure 7: Tracking of weak points along the different load conditions

The front suspension also showed a significant noise contribution, especially for the booming pattern. Considering that the powertrain will be virtually replaced by the one from the test bench later on, one of main noise contributors will be missing in the interior noise prediction from the test bench. In order to still take this noise component into account, an alternative approach was applied. From the powertrain point of view, it can be seen that the origin of the transfer path of the front suspension is the transfer via the drive shafts. The drive shafts are also accessible on the powertrain test bench.

Hence, by measuring the operating torque of the drive shafts including its fluctuation, the booming contribution of the front suspension could be included in the sound prediction from the test bench. Now the sensitivity from torque fluctuations to the sound pressure in the interior (or vibrations at seat rail) is needed to auralize the booming noise of the front suspension caused by torsional irregularities. This sensitivity is measured on the vehicle by exciting the wheel hub with a known torque and recording the response of the vehicle inside the cabin (unit Pa/Nm). By filtering the operational torque fluctuation with the torque sensitivity function, the related sound contribution can be synthesized.

### 2.3 BTPA of a powertrain on a test bench

As mentioned before, the available transfer paths at the test bench are limited in comparison to the vehicle and are shown in Figure 8. In the structure-borne case, the three powertrain mounts as well as the drive shafts (represented by the transferred torque), which are marked in red, are taken into account. In the airborne case, all paths are considered in comparison to the vehicle with the exception of the intake and exhaust orifice transfer paths.



*Figure 8: Principle setup of powertrain test bench*

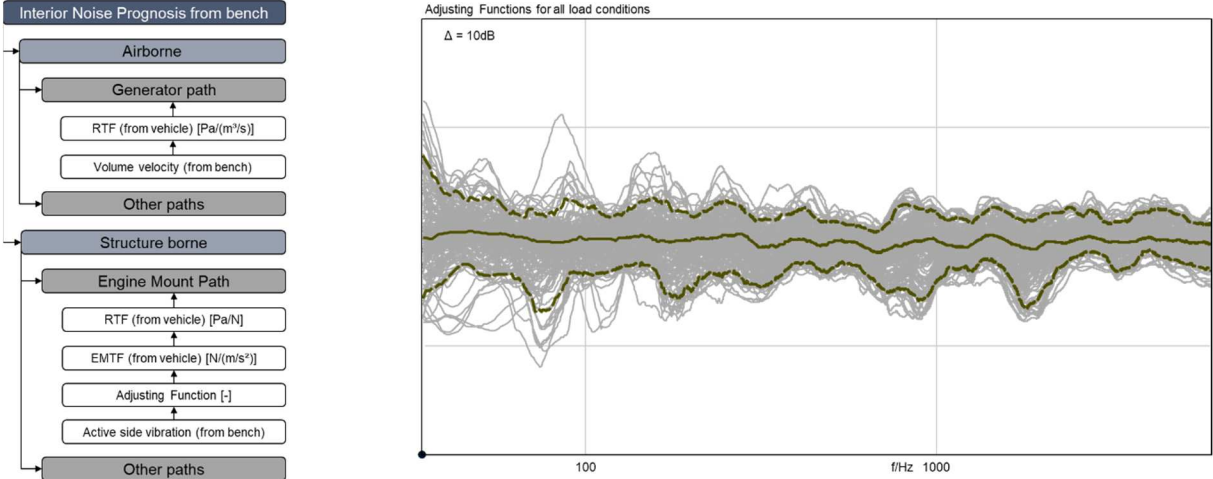
In general, there are at least three options for how TPA can be performed on the test bench. As discussed previously, the classical TPA is one of the options, but it has too many limitations for this investigation. The second approach is almost identical to the in-situ TPA, called the “blocked force approach”, and assumes that the test bench is ideally stiff and does not influence the powertrain itself. However, even this approach has its limitation when the virtual implantation of the powertrain is aligned from the test bench to the vehicle. The overall impedance of the test bench should be comparable to that of the vehicle when the transfer of passive side forces (forces at the output of the mount) is focused. The transfer of active side forces (one at the input of the mount) could be performed by most test benches as the rubber mount usually isolates the powertrain well from the bench over a wide frequency range. Then the relation of active side forces to passive side forces is required to replace the powertrain, which increases the effort of the investigation.

Alternatively, there is a third approach, which has been used for this investigation and which makes this situation easier to manage. It is called the “Adjusting Function Approach” (AFA) and continues the basic idea of the EMTF procedure. When applying the EMTF approach, the synthesis starts with the vibration on the active side, while the EMTF explains the mount behavior. By filtering both, the passive side force is determined. On the test bench, only the active side vibration must now be measured during operation at the same position as in the vehicle. The measurement of FRF data on the test bench is not needed for the structure-borne paths. For the airborne paths, the FRFs have to be measured again, because the environment and thus the relation has changed and consequently also the relations within the AI matrix have changed. For the measurement of the new airborne FRFs, the same source locations are used as in the vehicle.

In summary, the operational active side vibrations, the drive shaft torque and the sound pressure in near field of the source locations must be measured on the test bench. Additionally, the airborne FRFs have to be recorded in order to obtain the test bench-related AI matrix.

**2.4 Virtual implantation of powertrain from test bench into vehicle**

For the virtual implantation of the powertrain, the transfer path sources are exchanged in the vehicle-specific BTPA model. For the airborne case these are the operational volume velocities derived from test bench. The procedure of calculating the volume velocities based on operating sound pressure in the near field is the same as in the vehicle. Within the BTPA model, the volume velocities can be exchanged directly for those derived in the vehicle, as they are source variables.



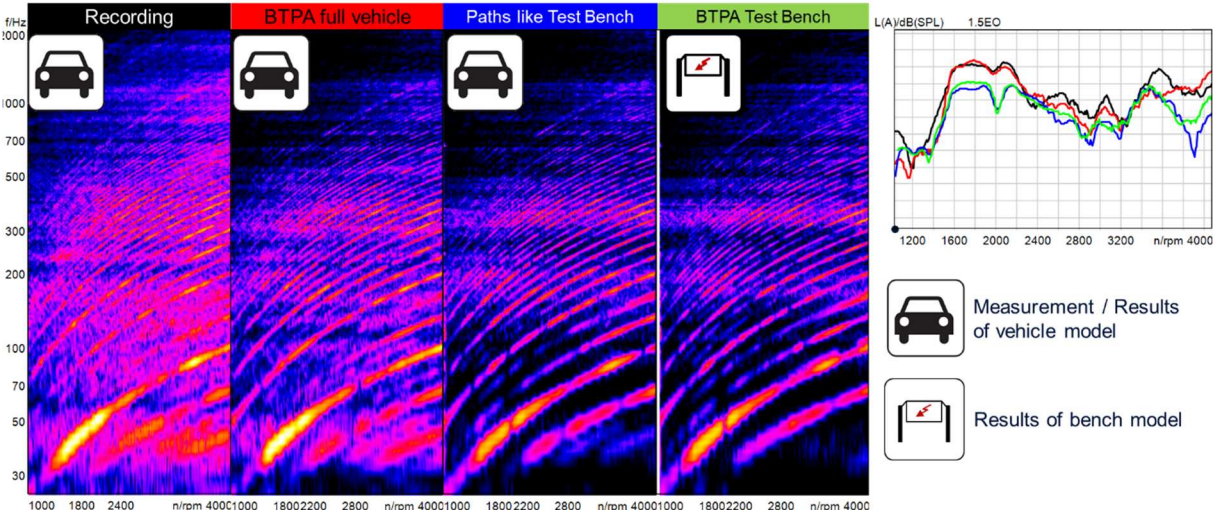
**Figure 9:** Schematic of BPTA model for interior noise prediction from test bench (left) and adjustment functions from test bench to vehicle (right)

For the structure-borne case, the accelerations on the active side as well as the torque of the drive shaft need to be exchanged and adjusted, as they are no source variables. Now the AFA approach lives up to its name. In order to simulate excitation signals as measured in the vehicle, the difference between the acceleration of the active side in



the vehicle and the acceleration of the active side on the test bench is calculated (i.e. the difference spectra) and used as a filter within the BTPA model. Figure 9 shows the BTPA model for the interior noise prognosis from the bench (left schematic) and the derived adjusting functions (right diagram).

Figure 10 shows the comparison of the recorded interior noise (first diagram) with the overall result of the BTPA in the vehicle (second diagram) as well as the results of the BTPA vehicle model, which includes only the paths available on the test bench (third diagram) and the result of the interior noise prediction from test bench (fourth diagram). In general, the comparison shows a very good agreement. The BTPA models reflect the relevant noise pattern well. Due to the fact that some transfer paths are still missing in the test bench model, the booming pattern is lower than in the full vehicle model or recording. The phase relation between all transfer paths referring to the main order booming at 2000 rpm is also well reflected. Listening to the AB comparison of the results (which is the most critical test) the same sound character was found. Consequently, the virtual implantation of the powertrain from test bench into the vehicle was successful. This procedure was applied in the same way for all BTPA models belonging to the different operating conditions.



**Figure 10:** Comparison of results of vehicle model and test bench model regarding recorded interior noise

The missing transfer paths in the above-mentioned test bench model (e.g., intake and exhaust orifice) could also be considered in the BTPA test bench model, but additional effort is required. Each time a path is not accessible in the conventional way at the test bench, it can be modelled based on the following two options. The first option is to measure the path on a separate component test bench and synchronize the measurements with the others. The second option is to use simulation results, such as order levels and phases. Transfer paths such as the intake or exhaust orifice noise can be simulated very well. The angle-based order levels can be re-synthesized to obtain time-based data according to the measured data and consequently be included in the BTPA test bench model.

### 3. Mobile NVH Simulator

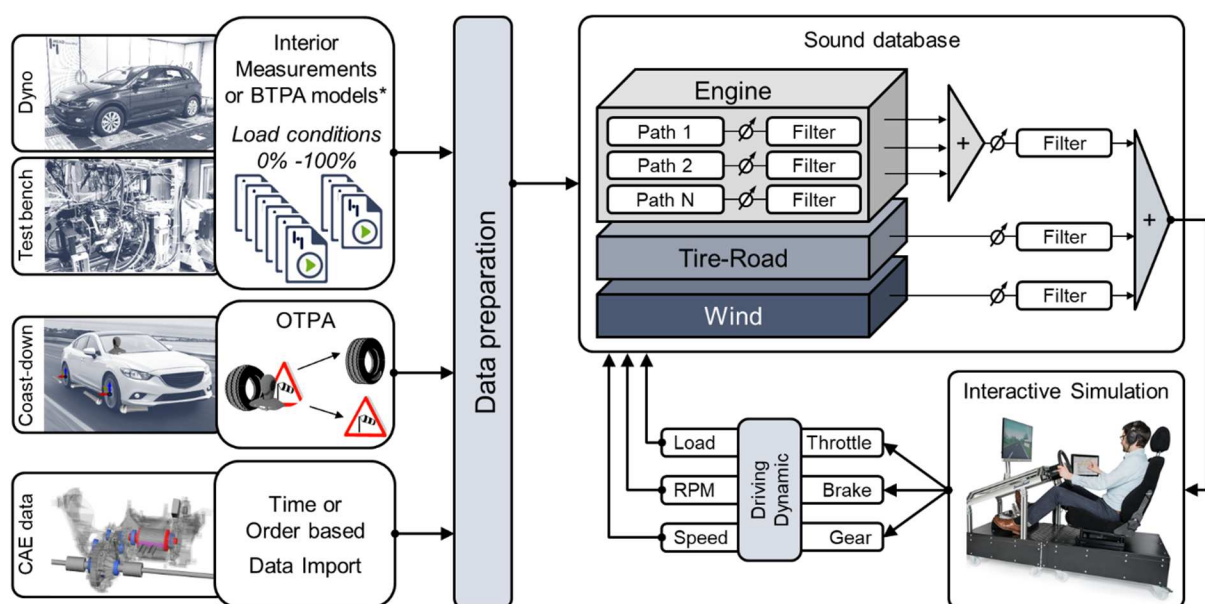
#### 3.1 General introduction

Sound quality and NVH performance can be more reliably judged and evaluated by listening rather than looking at diagrams or numbers. The BTPA in the time domain already allows listening to the results, but it is limited to the operating conditions selected for the BTPA. Typically, constant load run-ups are used over the entire RPM range. Engineers, managers, or even customers can experience the sound as if they were in a real car while driving an NVH Simulator. It is an interactive playback of binaural sounds and vibrations of the powertrain, tire road noise and wind noise. The test persons drive the car as they are used to driving it: sporty or careful, early or late shifting. They can listen to the operating conditions that are important to them. Furthermore, the interactive playback of vehicle interior noise leads to better feedback than normal listening tests, as it is close to field studies but still has fully controllable conditions.

The NVH simulator is not a new technology, it has been in use for 20 years and has been continuously improved [8-10]. It is more relevant than ever. Prototypes are being reduced, and the goal is to experience sound and vibration as early as possible in a virtual prototype. The NVH simulator is used for many applications such as benchmarking, target sound definition and decision support.

#### 3.2 Simulation Concept

In an interactive simulation, the user drives the virtual vehicle with gear lever, throttle and brake pedal. A driving dynamic model of the vehicle calculates the resulting operating condition consisting of rpm, load and speed. The corresponding powertrain, tire-road and wind noise are played back (Figure 11). The driver selects different engines, road surfaces and wind noises from a sound database. While driving, the user can switch sound sources on and off, change the level and manipulate the sounds using filters.

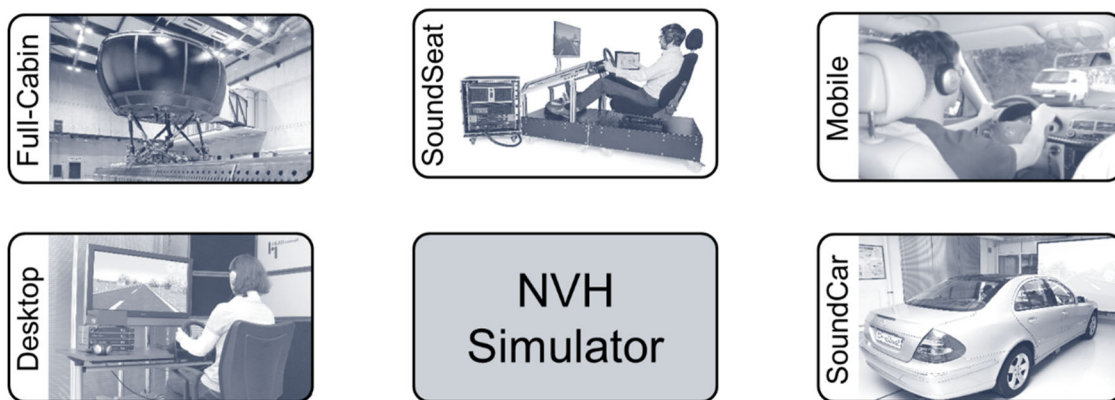


\* BTPA models also allows the use of FRFs derived by CAE

Figure 11: Schematic of NVH Simulator concept

The simulation concept can be extended by Binaural Transfer Path Analysis, so that a powertrain measured on a test bench can be experienced. In addition, BTPA breaks down unwanted noise components into responsible sound components that can be individually auralized and manipulated. Is it a structure-borne or airborne phenomenon? What if the contribution of the left engine mount is reduced? Different powertrain variants can also be quickly compared in an NVH simulator.

An NVH simulator is a scalable solution depending on the application, focus and budget (Figure 12). The entry level is a desktop simulator with calibrated and aurally accurate headphone playback, a monitor to visualize the road and pedals for interaction. A basic visualization is required for speed perception. It is recommended to use a straight road, because the driver should concentrate on the sound and not on driving and staying on the road in a virtual world.



**Figure 12:** An NVH simulator is a scalable solution

The next step is a simulator with a fixed base and additional seat and steering wheel vibrations. What you hear and feel is what you judge. The perceived acoustic quality is linked to the vibrations [11]. A sporty car without vibrations may be lifeless, but the comfort of a luxury car can be destroyed by inappropriate vibrations. A simplified setup (SoundSeat) or a complete vehicle cabin (SoundCar) can be used. By adding the context, look and feel of a real vehicle, a greater immersion in the vehicle is achieved.

The NVH simulator can be integrated as a sub-system into a complete vehicle simulator with a movable platform, which may have a different focus than NVH. The vehicle simulator includes the visualization of the virtual world, the vehicle dynamics model and the vehicle control system. The NVH simulator continuously receives the driving parameters such as speed, rpm and load via a software interface and generates the corresponding sounds.

This paper focuses on a mobile NVH simulator where the system is built into a real car. The test person drives a real car and listens to a virtual car. In this case, a driving model of the vehicle is not necessary, since the actual driving parameters are transmitted via CAN bus. The sound is played back via noise cancelling headphones (ANC). This provides the best driving experience: a real car in the real world. For example, a new generation of engines can be experienced using a previous vehicle as host for the mobile NVH simulator without the need for physical installation. It should be considered

that the vibrations cannot be changed here, so the host and the virtual vehicle should behave similarly. Simulator sickness is not an issue in a mobile NVH simulator, which makes it attractive.

### **3.3 Dataset generation**

An NVH simulator requires datasets for powertrain noise, tire road noise and wind noise. Binaural recordings with an artificial head or binaural headsets are used to achieve an aurally accurate playback. If the simulator hardware supports vibration playback, the accelerations at the steering wheel and seat rail are also recorded.

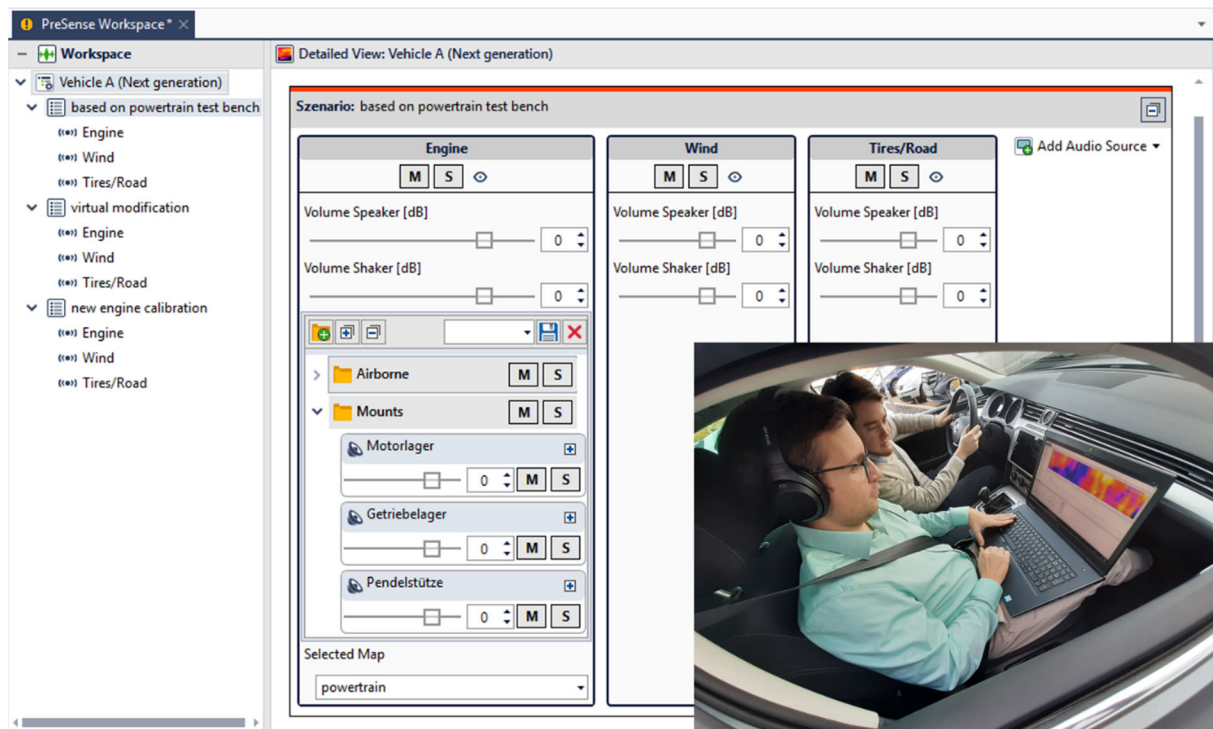
For powertrain noise run-ups on a chassis dynamometer for all load conditions from 0% to 100%, throttle valves in several stages are used. In a pre-processing step, either binaural interior noise recordings or BTPA synthesis results are processed to an engine dataset. The BTPA provides the sound components caused by the transfer paths and the corresponding sources in the driver's seat. In the case of the BTPA, sound components are selected that cover the noise phenomena of interest.

An authentic tire road noise cannot be measured on a dynamometer. Instead, measurements are made on a real road at idle speed. On a test track, the car is accelerated to maximum speed and the engine is switched off or at least put into neutral. At the same time, the interior noise and the signals from additional sensors on the tires, microphones on the tire inlets and outlets as well as triaxial accelerometers on the wheel hubs are recorded. The interior noise is separated into tire road noise and wind noise using the OTPA method [12] before the data is processed for the simulator. CAE data can be used during the simulation (e.g., tracking filters) or in pre-processing steps (time or order based data, FRFs in BTPA model).

### **3.4 Added value of an NVH Simulator**

BTPA is used to identify potential sound quality problems. Based on test bench data, this can be done at an early stage of development to predict the NVH performance without having to install the engine in a car. Furthermore, BTPA allows for root cause analysis.

The added value of an NVH simulator is that the BTPA results can be experienced in a virtual test drive (see Figure 13). It is easier to explain this to colleagues and management when they can hear the results. It may not be easy, for example, to explain Figure 7 to non-NVH experts in particular, but it is impressive to show how a booming noise depends on load and rpm while driving a virtual car. Furthermore, it helps to find a solution for noise issues together. The BTPA method has identified which paths contribute most. In the NVH simulator a what-if analysis can be performed using interactive filters to modify path contributions.



**Figure 13:** Everyone can experience BTPA results in a mobile NVH simulator: Compare different scenarios, change level and apply filters to sound shares during a test drive.

## 4. Benefit for development process

### 4.1 Practical use of BTPA and NVH Simulator

The Binaural Transfer Path Analysis (BTPA) interior noise prediction from the powertrain test bench enables the perceptive evaluation of the vehicle's acoustic properties in the simulator environment. In addition to powertrain noise, the tire road noise and the wind noise are integrated into an overall vehicle acoustic model that also takes masking effects into account. All interior noise shares such as engine, wind and tire noise can be modified if required.

One example is the subjective evaluation of the acoustical consequences of changes in the combustion process. In this case, all variations of the combustion process were measured on a powertrain test bench. The method proposed here was used to simulate the vehicle interior noise from these data in combination with a transfer path model of a typical vehicle. The resulting interior noise was displayed in a mobile NVH simulator during test drives and evaluated by NVH specialists. This was possible without the creation of a dedicated prototype at a very early stage of development and led to significant effects in the decision-making process.

In addition to mobile operation, the NVH simulator system is also used stationary as a desktop simulator and in full-cabin driving simulators of other development departments at Volkswagen. Their applications are very similar and the assessability of test bench measurements and simulations has been significantly improved. The NVH simulator system is also used in purely digital vehicle evaluations and acceptance processes such as the "Digital Customer Check" at Volkswagen. By displaying vibrations and sound as well as optics and motion, the driving experience has been significantly

improved. This leads to a more realistic perception and evaluation of the presented overall vehicle simulation. On the basis of this improved experience, confidence in simulator studies is increased and the decision-making process is facilitated.

## **4.2 Advantages for the NVH development process**

With the help of the NVH simulator, it is possible to perform an accurate and adaptive acoustic simulation of different construction states of the vehicle without having to consider a physical prototype. This leads to monetary savings in hardware and prototype construction. Further saving potential results from the use of shared data with other driving simulators operated by Volkswagen.

The integration of powertrain test bench and simulation data leads to the possibility of perceptibly evaluating vehicle acoustics in a real vehicle environment at very early stages of development. This has a significant impact on the overall process. The early perception-oriented evaluation and the direct comparison of different technical solutions are used to steer the acoustic development in the right direction. Less promising solutions in the vehicle can be rejected at an early stage and the need for proven successful solutions can be confirmed. This also leads to a significant improvement in the late development phase, since relevant components are already identified, thus reducing the need for trouble-shooting. Of course, these advantages also lead to cost savings throughout the entire development process.

## **5. Conclusion and outlook**

The ever-shorter product cycle of vehicles requires new development approaches in order to remain efficient and cost-covering. The principles of frontloading seem to be a common practice to meet these requirements. In the field of automotive NVH, virtual prototyping is the desired process to meet these requirements and avoid the need for costly physical prototypes. The Binaural Transfer Path Analysis (BTPA) is one piece of the puzzle for virtual prototyping. It describes the characteristics of a complete vehicle and those of the source (e.g. powertrain) in detail. By measuring and modeling the previous vehicle model and the actual development status of the powertrain on a test bench, the interior noise and vibration can be auralized and predicted in an accurate way. The accuracy and benefits of this approach were impressively demonstrated in this study.

The second piece of the puzzle is the experience of these interior sound and vibration prognoses. It is difficult to evaluate the relevance of a source change by analyzing spectrograms and FRFs alone. In order to be able to assess current development directions and to make decisions in an early developmental state, it must be perceived as close as possible to a real experience, especially for non-NVH experts. The NVH simulator enables exactly this requirement. By means of its interactive interface, the virtual vehicle (e.g. represented by BTPA models) can be driven during a virtual test drive. In this way, different developments or stages of development are perceivable during a single test drive by switching the engines with just one click. Volkswagen successfully uses the virtual prototyping approach presented here for various applications.

Capacities are saved by sharing the virtual vehicles in different development groups and decision processes are simplified.

The presented approaches are adaptable and extendable in various ways. A further enhancement of the procedure would be the extension to characterize rubber mounts on the powertrain test bench itself, instead of using its properties derived from vehicle measurements. Furthermore, generalized BTPA models that reflect specific vehicle classes could be particularly useful for virtual prototyping when no previous vehicle exists (starting from scratch). Even this problem could be solved by using first results from CAE simulation. The proposed process of virtual prototyping can be generally applied to electric and hybrid vehicles. The scope of application can be extended by considering specific requirements of electrified powertrains such as energy management and active sound design.

## Literature

- [1] 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.
- [2] Genuit, K. and Poggenburg, J., "The Design of Vehicle Interior Noise Using Binaural Transfer Path Analysis," SAE Technical Paper 1999-01-1808, 1999.
- [3] 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.
- [4] 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
- [5] 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.
- [6] 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).
- [7] 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.
- [8] Genuit, K., Bray, W.: A Virtual Car: Prediction of Sound and Vibration in an Interactive Simulation Environment, SAE 2001, Traverse City, MI, USA
- [9] Genuit, K., Bray, W. R.: "Prediction of Sound and Vibration in a Virtual Automobile", *Sound & Vibration Magazin*, Ausgabe Juli 2002, USA
- [10] Philippen, B.: Driving Sound Simulator – a Universal Tool in the Development Process, *Fortschritte der Akustik DAGA 2019*
- [11] Merchel, S., Altinsoy, E., Leppin, A. Multisensorische Interaktion im Fahrzeug: Audio-Taktile Intensitäts-wahrnehmung, *Fortschritte der Akustik DAGA 2010*
- [12] 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

# **Akustische Optimierung von mechatronischen Direkteinspritzsystemen und Analyse der Auswirkungen auf die Robustheit im Systembetrieb**

---

Christian Mühlbauer, Hans-Peter Rabl, Hermann Rottengruber

## **Abstract**

The tightening of the emission legislation and political and social demands for sustainable mobility are forcing the automotive industry to develop complex, high precision mechatronic drive systems. The increasing precision of mechatronic components generally leads to an increase in structural excitation and thus to a rise in noise. The so-called ticking of the fuel injection system has a rather low sound pressure level compared to the residual engine noise. Nevertheless, the impulsive and high frequency noise character leads to a decline concerning the perception of comfort and sound quality. In order to identify the sound quality of fuel injection systems as a frontloading measure, a system test bench has been developed which represents the structure-borne and airborne sound radiation of the stand-alone injection system in a close to series configuration.

In this paper, measures for the acoustic optimization of injection systems and their effects on the robustness of the system are discussed. The focus is on engine idling, since at this operating point the ticking of the injectors and the high-pressure pump can be perceived most clearly due to the low masking effects of other noise sources. For this purpose, the injection parameters were measured during full engine operation and transferred to the system test bench. By using a special development control unit, it was possible to modify the parameters, quantify their influence on the acoustic behavior and, based on this, define NVH optimized control strategies. For the robustness evaluation of the NVH optimized control strategies, key functions of the injection system were analyzed under varying boundary conditions in system operation on an injection rate test bench.

## **Kurzfassung**

Die Verschärfung der Abgasgesetzgebung sowie die politischen und gesellschaftlichen Forderungen an eine nachhaltige Mobilität zwingen die Automobilindustrie zur Entwicklung komplexer, hochpräziser mechatronischer Antriebssysteme. Die zunehmende Präzision der mechatronischen Komponenten führt dabei in der Regel zu einer Zunahme der Strukturanregung und damit zu einer Erhöhung der Störgeräusche. Das so genannte Tickern des Kraftstoffeinspritzsystems hat im Vergleich zum Restmotorgeräusch einen niedrigeren Schalldruckpegel. Dennoch führt der impulshaltige und hochfrequente Geräuschcharakter zu einem Mangel in der Komfort- und Qualitäts-



wahrnehmung. Um die Geräuschqualität von Kraftstoffeinspritzsystemen als Frontloading-Maßnahme zu identifizieren, wurde ein Systemprüfstand entwickelt, der die Körper- und Luftschallabstrahlung des Einspritzsystems in seriennaher Konfiguration abbildet.

In diesem Beitrag werden Maßnahmen zur akustischen Optimierung von Einspritzsystemen und deren Auswirkungen auf die Robustheit im Systembetrieb diskutiert. Der Fokus liegt dabei auf dem Motorleerlauf, da an diesem Betriebspunkt das Tickern der Injektoren und der Hochdruckpumpe durch den geringen Maskierungseffekt anderer Geräusche am deutlichsten wahrzunehmen ist. Dazu wurden die Einspritzparameter im Vollmotorbetrieb erfasst und auf den Systemprüfstand transferiert. Durch ein spezielles Entwicklungssteuergerät war es möglich, die Parameter zu modifizieren, deren Einfluss auf das akustische Verhalten zu quantifizieren und darauf aufbauend NVH-optimierte Ansteuerstrategien zu definieren. Zur Robustheitsbewertung der NVH-optimierten Ansteuerstrategien wurden Schlüsselfunktionen des Einspritzsystems unter variierenden Randbedingungen im Systembetrieb analysiert.

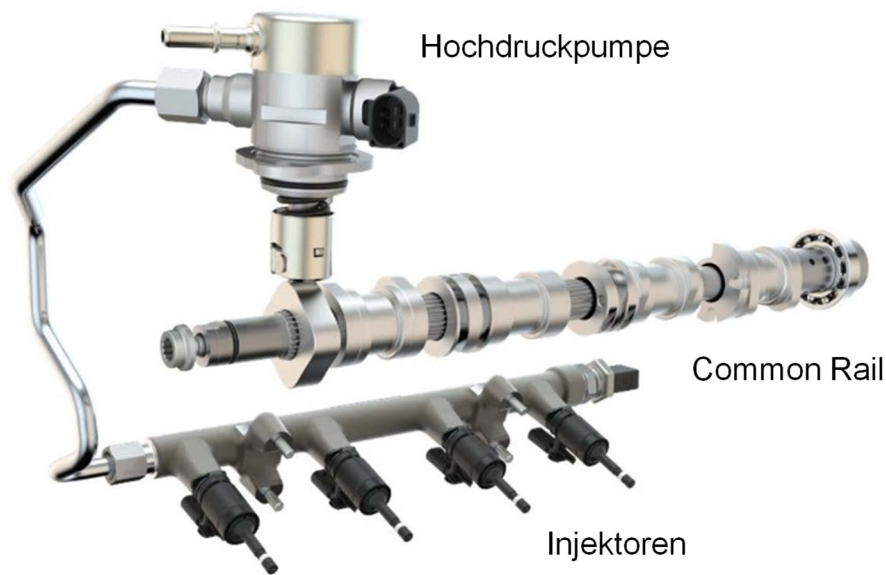
## 1. Einleitung

Neben der Erfüllung der gesetzlichen Anforderungen an das Außengeräusch von Kraftfahrzeugen werden zunehmend weitere Aspekte der Fahrzeuggeräusche diskutiert. Insbesondere die Automobilindustrie sieht sich mit erhöhten Kundenanforderungen konfrontiert. Infolge des demografischen Wandels wird bereits jeder zweite Neuwagen von der Altersgruppe "Ü50" gekauft [1]. Nach Zeller bevorzugt diese Gruppe mit einem eher aktiven jugendlichen Lebensstil Fahrzeuge, die dem Wunsch nach sozialer Anerkennung entsprechen. Damit stehen im Automobilbau die Trends der Individualisierung, Segmentierung und Emotionalisierung im Vordergrund.

Die wachsende Komplexität der Fahrzeuge hat den Wandel von rationalen zu emotionalen Kaufgründen zusätzlich beschleunigt. Marktforschungen bestätigen, dass selbstverständliche und nicht nachvollziehbare Technik als Kaufargument in den Hintergrund rückt und durch emotionale Anreize ersetzt wird. Fahrzeugeigenschaften, wie Design und Geräuschentwicklung, spielen als am unmittelbarsten wahrnehmbare Faktoren eine entscheidende Rolle. Wie beim Fahrzeugdesign sind auch die Anforderungen an die Qualität der Fahrzeugakustik durch den zunehmenden Wettbewerbsdruck deutlich gestiegen. Drei von vier Personen zwischen 35 und 44 Jahren halten zudem den Komfort für "sehr wichtig" oder "äußerst wichtig" [2]. Ein stetiger Anstieg der Nachfrage nach kundenorientierten Lösungen im Bereich Fahrzeug-NVH (Noise, Vibration, Harshness) ist daher die absehbare Konsequenz.

Um niedrige Emissionen und einen effizienten Kraftstoffverbrauch zu erreichen, setzen Automobilhersteller bei Ottomotoren seit einigen Jahren auf die Benzindirekteinspritzung (BDE), siehe Bild 1. Im Gegensatz zur Saugrohreinjection wird der Kraftstoff direkt in den Brennraum eingespritzt. In Kombination mit Turboaufladung und variabler Nockenwellenverstellung lässt sich mit der BDE der Kraftstoffverbrauch senken und das Drehmoment erhöhen [3]. Durch die zusätzlichen Freiheitsgrade hinsichtlich Einspritzzeitpunkt, Einspritzdruck und Anzahl der Einspritzungen können verschiedene Brennverfahren und Motorbetriebsstrategien realisiert werden. Dies ermöglicht ein schnelles Aufheizen der Abgasnachbehandlungssysteme nach dem Motorstart und

sorgt so für eine schnelle und effektive Konvertierungsrate des Drei-Wege-Katalysators [4].



**Bild 1:** Hauptkomponenten der Benzindirekteinspritzung [5]

Aufgrund des im Vergleich zur Saugrohreinspritzung höheren Kraftstoffdrucks erzeugt die BDE vor allem im Motorleerlauf ein subjektiv störendes Tickergeräusch [6]. In diesem Betriebsbereich ist die Maskierung durch andere Geräuschkomponenten, wie z. B. das direkte Verbrennungsgeräusch, gering. Obwohl es nicht immer vom Fahrer oder den Fahrgästen wahrgenommen wird, kann es von den Insassen leicht wahrgenommen werden, wenn sie an einem Objekt vorbeifahren, das das Geräusch reflektiert, wie z. B. eine Wand oder andere Fahrzeuge [7]. Darüber hinaus können Fußgänger oder Radfahrer, die sich in der Nähe des Fahrzeugs befinden, das Geräusch wahrnehmen und im ungünstigsten Fall darauf schließen, dass das Fahrzeug eine schlechte Qualität hat. Das Tickergeräusch wird zum einen durch mechanische Stöße der Injektoren und der Hochdruckpumpe und zum anderen durch hydraulische Kraftstoffdruckpulsationen im Hochdrucksystem verursacht [7]. Eine Erhöhung des Kraftstoffdrucks und schnellere Schaltzeiten der mechatronischen Komponenten führen zu höheren Tickergeräuschpegeln, die geeignete Gegenmaßnahmen erfordern [8].

## 2. Anforderungen

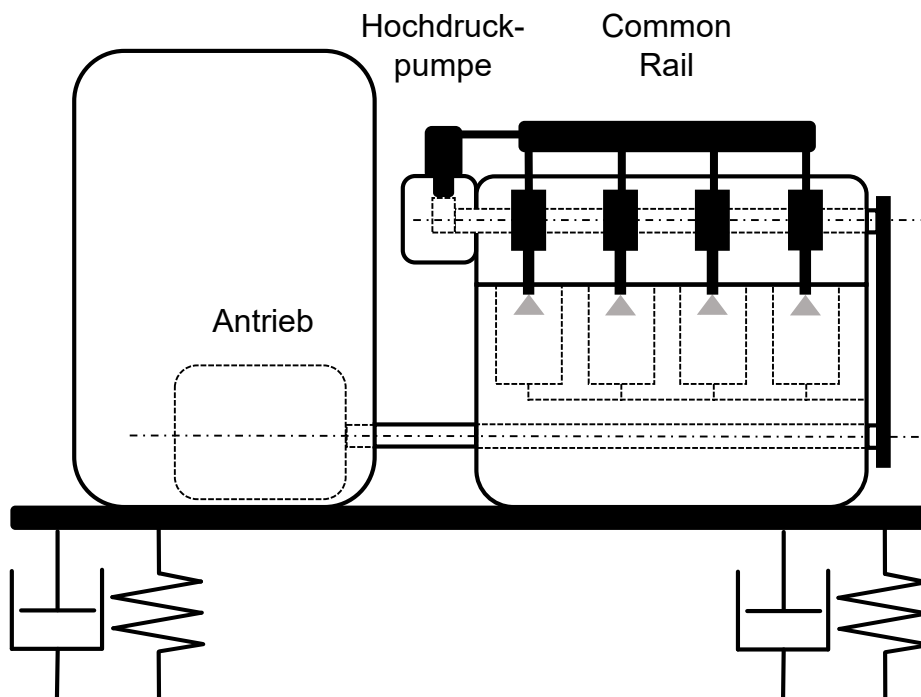
Das Geräuschverhalten einzelner Komponenten hängt nicht nur von deren Konstruktion und Funktion ab, sondern in hohem Maße auch von ihrer mechanischen Umgebungsstruktur. Der Körperschall wird über die periphere mechanische Struktur übertragen und zum Teil als hörbarer Luftschall abgestrahlt. Da sich der Körper- und Luftschall im Betrieb des Verbrennungsmotors mit anderen Geräuschkomponenten überlagert, ist eine differenzierte komponentenbezogene Geräuschmessung im Vollmotorbetrieb nicht möglich.

Diese Tatsache erfordert die Entwicklung eines Prüfstandes, der eine isolierte akustische Vermessung von Einspritzsystemen in einem seriennahen Systemverbund ermöglicht. Ziel der Entwicklung des NVH-Systemprüfstandes ist es daher, die vibroakustischen Eigenschaften der Einspritzsystemkomponenten (Injektoren, Hochdruckpumpe, Common Rail und Hochdruckleitungen) im Vollmotorbetrieb auf die Systemebene zu übertragen.

### 3. Experimenteller Aufbau

#### 3.1. NVH-Systemprüfstand

In den meisten Anwendungen für BDE-Motoren wird die Hochdruckpumpe über die Nockenwelle angetrieben. Am Systemprüfstand wird der Betrieb der Hochdruckpumpe durch eine regelbare Asynchronmaschine mit variablem Antrieb realisiert. Da diese Antriebsart einen tonalen Klangcharakter hat, muss sie akustisch gekapselt werden. Zu diesem Zweck wurde eine dreischichtige Schallschutzkapselung entwickelt, die auf die Dämmung der vorliegenden tonalen Geräusche optimiert ist. Bild 2 zeigt das Schema des NVH-Systemprüfstands.



**Bild 2:** Schema des NVH-Systemprüfstands

Beim Versuchsträger handelt es sich um einen Vierzylinder-Reihen-Ottomotor mit dem Serien-Einspritzsystem. Die Asynchronmaschine treibt die Kurbelwelle über eine Metallbalgkupplung an. Die Ein- und Auslassnockenwelle und somit die Hochdruckpumpe werden über den Zahnriemen angetrieben. Um Geräusche im Ventiltrieb zu vermeiden und gleichzeitig den Öldruck aufrecht zu erhalten, werden die Kipphebel und die Hydrostößel entfernt und durch Gewindestifte ersetzt. Der Kraftstoffkreislauf wird durch das Entfernen der Pleuelstangen und das Ersetzen der Kolben durch Kolbenattrappen und deren Abdichtung mit O-Ringen an den Zylinderlaufbahnen realisiert. Dadurch

werden zusätzlich die mechanischen Geräusche des Kurbeltriebs vermindert. Die Kolbenattrappen sind hohlgebohrt. So kann der Kraftstoff über ebenfalls hohlgebohrte Einschraubadapter vom Motorblock zurück in den Kraftstofftank fließen.

### **3.2. Einspritzratenprüfstand**

Um die Auswirkungen der NVH-Maßnahmen auf die Hauptfunktionen des Einspritzsystems, wie die eingespritzte Kraftstoffmasse und deren Streuung, zu analysieren, werden die Versuche zusätzlich auf einem Einspritzratenprüfstand durchgeführt. Als Messgerät zur Untersuchung der Einspritzcharakteristik wird ein hydraulischer Druckanstiegsanalysator eingesetzt. Der Messkopf besteht aus einer Kammer mit konstantem Volumen, die mit dem Prüfkraftstoff gefüllt wird. Der in der Kammer herrschende Druck wird durch einen hochauflösenden Drucksensor erfasst. Da Flüssigkeiten nahezu inkompressibel sind, bewirkt eine zusätzliche Einspritzung von Flüssigkeit in das zuvor gefüllte Volumen einen Druckanstieg. Dieser Effekt wird genutzt, um die Menge des eingespritzten Kraftstoffs zu messen.

Da Flüssigkeiten aber dennoch zu einem gewissen Grad kompressibel sind, wird auch dieser Faktor gemessen und bei der Berechnung der Einspritzmasse berücksichtigt. Zu diesem Zweck ist ein Ultraschallwandler installiert, der beim Start einer Messung einen Impuls in die Kammer abgibt und die Reflexion an der Membran aufzeichnet. Über die zurückgelegte Strecke kann die Schallgeschwindigkeit des Prüfmediums gemessen werden. Die Berechnung der Massenänderung ist abhängig vom Kammervolumen, der Druckänderung und der Schallgeschwindigkeit.

## **4. Steuerung und Instrumentierung**

Für die Steuerung und Regelung der Prüfstände ist ein echtzeitfähiger Controller in Kombination mit einem Field-Programmable Gate Array (FPGA) implementiert. Das Einspritzsystem wird durch ein Entwicklungssteuergerät betrieben, das mehrere Freiheitsgrade hinsichtlich Anzahl, Zeitpunkt, Dauer und Phasen der elektrischen Ansteuerung der mechatronischen Systemkomponenten ermöglicht. Die Erfassung der vibroakustischen (Messmikrofone und Beschleunigungssensoren) und elektrischen (Strom und Spannung der Ansteuersignale) Messgrößen des Einspritzsystems sowie die Messung der hoch- und niedrigaufgelösten Drehzahl des Antriebs wird mit einem Messsystem für multiphysikalische Anwendungen realisiert. Die Instrumentierung der Injektoren mit den Beschleunigungssensoren wird aufgrund der fehlenden Montagefläche in der Hauptanregungsachse durch geklebte Adapterteile realisiert. Der Beschleunigungssensor für das Mengensteuerventil der Hochdruckpumpe wird über einen Magnetsockel montiert.

Der Raildruck wird vom Entwicklungssteuergerät überwacht und über CAN-Bus an die Prüfstandstandsteuerung übertragen. Weiterhin werden zur Prüfstandüberwachung die Kraftstofftemperatur nach der elektrischen Vorförderpumpe, die Oberflächentemperatur des Mengensteuerventils der Hochdruckpumpe und die Lufttemperatur in der Schallschutzkapsel erfasst. Als Einspritzmedium wird EXXSOL D60 verwendet. Dieses aromatenfreie synthetische Testbenzin wird aus Sicherheitsgründen aufgrund seiner, im Vergleich zu Benzin, geringen Entflammbarkeit benötigt.

## 5. Vorverarbeitung der Messdaten

Um eine hohe Auflösung der Stromsteuersignale während der Ansteuerung der Injektoren und der Hochdruckpumpe zu gewährleisten, werden die Signale mit einer Abtastrate von 204,8 kHz aufgezeichnet. Ein Trigger löst den Start der Messung aus, sobald die Injektor-Ansteuerspannung des ersten Zylinders bei einer positiven Flanke einen Wert von 10 V erreicht. Dadurch ist eine bessere Vergleichbarkeit der Messdaten im Zeitbereich gewährleistet. Die Rohdaten werden mit einer Messdauer von 20 s aufgezeichnet und anschließend weiterverarbeitet. Für die Analyse im Zeitbereich werden die Mikrofonsignale mit einem Butterworth-Filter 4. Ordnung zwischen 100 Hz und 26 kHz bandpassgefiltert. Dadurch wird die Dämpfung im gewünschten Frequenzbereich von 150 Hz bis 20 kHz auf weniger als 0,5 dB reduziert. Die gewählte untere Frequenzgrenze von 150 Hz entspricht dabei der unteren Frequenzgrenze des reflexionsarmen Halbraums, in dem die Messungen durchgeführt werden.

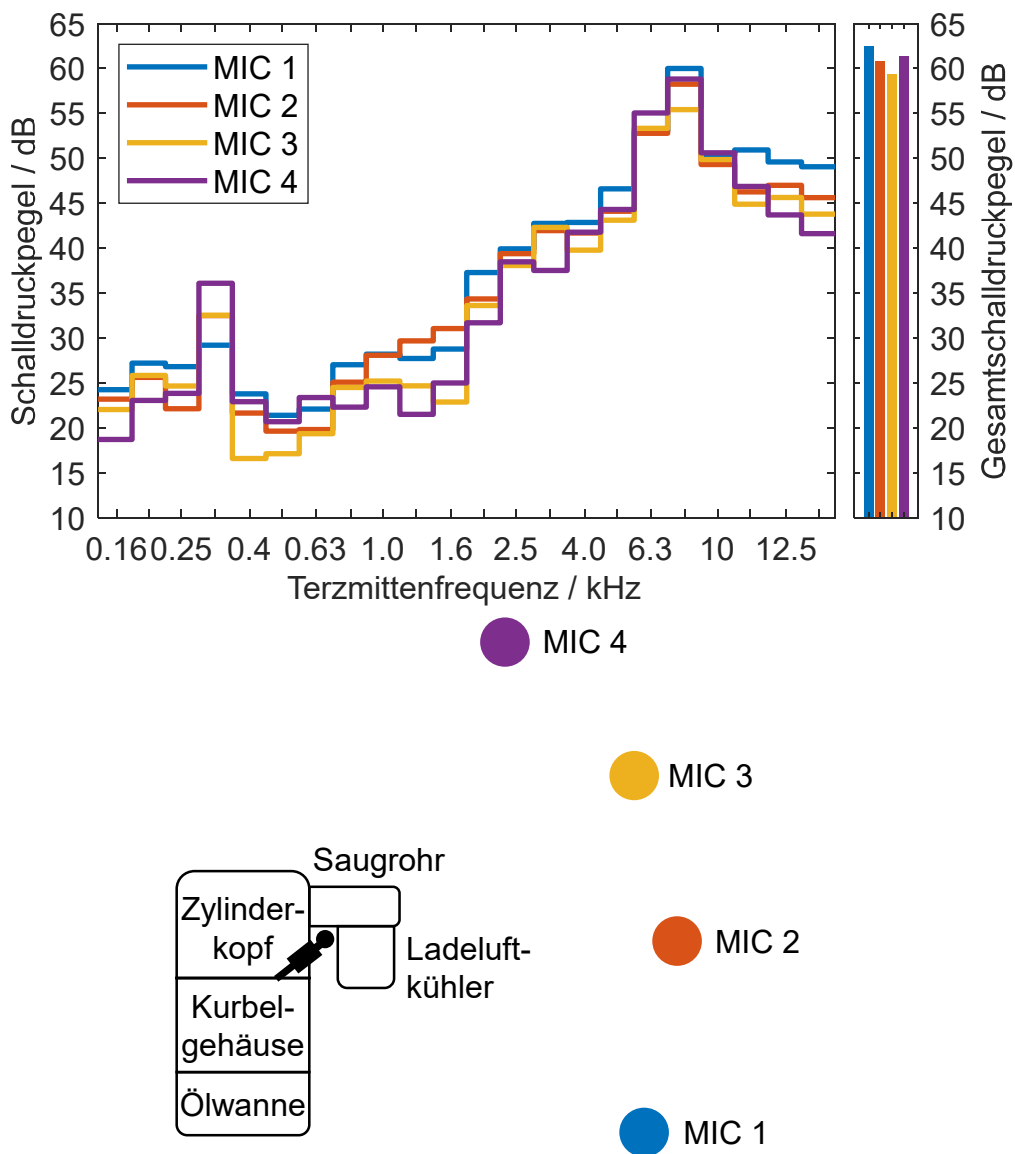
Um die akustische Analyse der mechatronischen Komponenten zu separieren, werden die Injektoren und die Hochdruckpumpe gegenphasig betrieben und durch zeitliche Fensterung getrennt. Die korrekte zeitliche Fensterung wird durch eine Spitzenwertanalyse in den Ansteuersignalen der Injektoren und der Hochdruckpumpe realisiert. Zusätzlich wird die Zeitverzögerung durch den hydraulischen Öffnungsverzug sowie die Körper- und Luftschalllaufzeit berücksichtigt.

Um die frequenzabhängige Schalldruckverteilung im Zeitbereich zu analysieren, werden kontinuierliche Wavelet-Transformationen durchgeführt. Die Wavelet-Analyse hat im Vergleich zur Kurzzeit-Fourier-Transformation eine nicht konstante Zeit- und Frequenzauflösung [9], [10], [11]. Diese liefert bei niedrigen Frequenzen eine hohe Frequenzauflösung und eine niedrige Zeitauflösung. Bei hohen Frequenzen wird die Zeitauflösung besser mit einer niedrigen Frequenzauflösung. Die Wavelet-Analyse ist wie die Kurzzeit-Fourier-Transformation an die Zeit-Frequenz-Unschärfe gebunden, jedoch entspricht die sich über Zeit und Frequenz ändernde Auflösung näherungsweise der Wahrnehmung des menschlichen Gehörs [12], [13]. Die kontinuierliche Wavelet-Transformation wird mit einem Morlet-Wavelet als Mutter-Wavelet und 10 Stimmen pro Oktave berechnet. Zu Vergleichszwecken verwendet die Wavelet-Analyse jeweils einzelne repräsentative Aussteuerzyklen. Das Zeitsignal wird zunächst zyklisch und komponentenspezifisch (Injektoren und Hochdruckpumpe) sortiert. Nach der Berechnung des komponentenspezifischen zyklischen Mittelwertes des Mikrofonsignals wird der Ansteuerzyklus mit der kleinsten Abweichung vom Mittelwert als repräsentativer Zyklus verwendet.

## 6. Positionierung der Messmikrofone

Der Luftschall wird mit  $\frac{1}{2}$ "-Kondensator-Messmikrofonen mit einem Messbereich von 3,5 Hz bis 20 kHz unter Freifeldbedingungen gemessen. Zur Bestimmung des Injektorgeräuschs wird die Messposition gewählt, bei der der Gesamtschalldruckpegel zwischen 150 Hz und 20 kHz am höchsten ist. Die seitliche Positionierung der Injektoren am Versuchsträger und die teilweise Verdeckung durch periphere Bauteile erfordern zusätzliche Messungen zur Bestimmung der Hauptabstrahlrichtung der Luftschallemission.

Dazu werden am Vollmotorprüfstand die Ansteuerprofile (Strom und Spannung) der Injektoren während des akustisch kritischen Motorleerlaufs ermittelt. Die gemessenen Parameter werden in das Entwicklungssteuergerät programmiert und die Injektoren des Systemprüfstandes im reflexionsarmen Halbfreifeldraum im Trockenlauf (Impulshammer-Methode) angesteuert. Als Trockenlauf wird im Rahmen dieser Arbeit der Betrieb der Injektoren bei Motor-Stillstand und somit ohne Kraftstoffeinspritzung bezeichnet. Nach der akustischen Vermessung der Motorseiten im Abstand von 1 m wird die endgültige Position des Messmikrofons iterativ in Schritten von 0,5 m für die Seite mit dem höchsten ermittelten Gesamtschalldruckpegel bestimmt. Bild 3 zeigt die Terzspektren der verschiedenen Mikrofonpositionen für die Messung des Injektorgereäuschs an der akustisch relevanten Ansaugseite des Motors.



**Bild 3:** Terzspektren des Injektorgereäuschs in Abhängigkeit der Mikrofonposition

Das Mikrofon MIC 1 misst mit 62,5 dB den höchsten Gesamtschalldruckpegel. Insbesondere für Terzmittenfrequenzen gleich oder höher als 2 kHz zeigt es die höchsten Terzpegel. Das liegt an der Verdeckung der seitlich positionierten Injektoren durch das

Saugrohr und den Ladeluftkühler. Folglich wird das hochfrequente Injektor-Tickergeschall durch den schallharten Boden reflektiert und so vor allem von Fußgängern und Radfahrern wahrgenommen. Alle weiteren Messungen zum Injektorgeräusch werden an der Mikrofonposition MIC 1 durchgeführt.

Die Messungen am Versuchsträger werden ohne Motorabdeckung am Zylinderkopf durchgeführt. Somit ist die Hochdruckpumpe nicht verdeckt und der Luftschall kann frei nach oben abstrahlen. Dies vereinfacht die Bestimmung der Messposition des Mikrofons für die Hochdruckpumpe, die senkrecht über der Hochdruckpumpe festgelegt wird. Aufgrund der Höhe des NVH-Systemprüfstandes und der begrenzten Höhe des reflexionsarmen Halbraums kann kein vertikaler Mikrofonabstand von 1 m realisiert werden. Daher wird der Luftschall der Hochdruckpumpe in einem Abstand von 0,5 m gemessen und anschließend auf einen Abstand von 1 m normalisiert, siehe Gleichung (1).

$$p_2 = p_1 \frac{r_1}{r_2} \quad (1)$$

## 7. Ansätze zur Geräuschreduzierung

### 7.1. Reduzierung des Ansteuerstroms

Um das Geräusch der mechatronischen Einspritzsystemkomponenten zu reduzieren, werden zwei verschiedene Ansätze untersucht. Ein Ansatz zielt auf die Minimierung des mechanischen Öffnungsprellens durch die Reduzierung des Ansteuerstroms. Die resultierende Kraft  $F_{res}$ , die den Anker in Richtung Eisenkern bewegt, wird nach Gleichung (2) berechnet.

$$F_{res} = F_{Mag} - F_{Rück} + F_{Dämpf} - F_{Fluid} \quad (2)$$

Dabei bezeichnet  $F_{Mag}$  die Magnetkraft,  $F_{Rück}$  die Kraft der Rückstellfeder,  $F_{Dämpf}$  die Kraft der Dämpfungsfeder und  $F_{Fluid}$  die resultierende Fluidkraft. Da die Kraft der Federn nicht direkt beeinflusst werden kann und die resultierende Fluidkraft vom gewünschten Kraftstoffdruck und von der effektiven Druckfläche abhängt, wird die Magnetkraft reduziert, um die resultierende Öffnungskraft zu verringern. Gleichung (3) beschreibt die Berechnung der Magnetkraft in Abhängigkeit der Spaltbreite zwischen Anker und Eisenkern unter der vereinfachten Annahme stationärer Bedingungen [14]. Der elektrische Ansteuerstrom wird  $I$  bezeichnet, die elektrische Induktivität  $L$  und der Spalt zwischen Anker und Eisenkern wird mit  $x_{Spalt}$  bezeichnet.

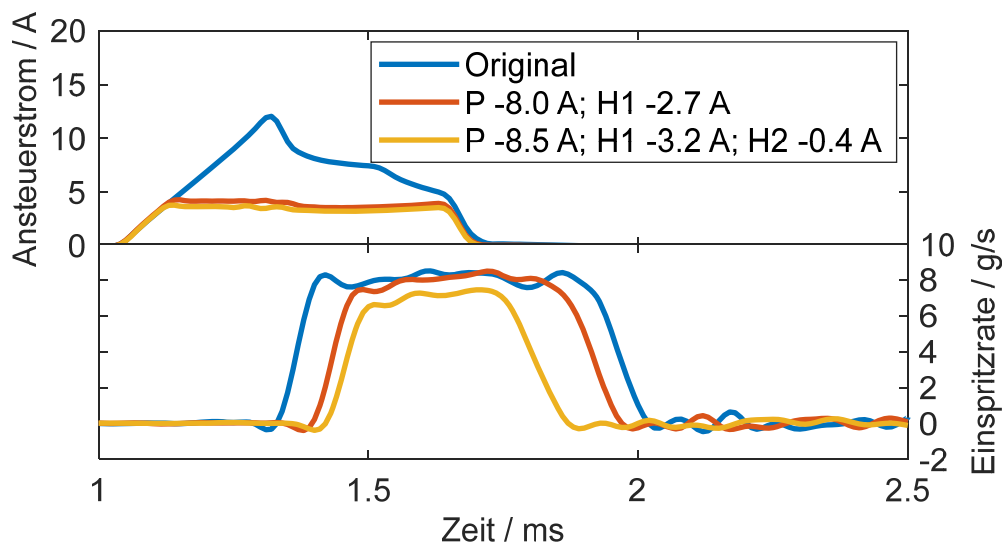
$$F_{Mag} = \frac{1}{2} I^2 \frac{dL}{dx_{Spalt}} \quad (3)$$

Zunächst wird die Peak-Phase des Stromprofils schrittweise reduziert. Wenn der Strom der Peak-Phase der nachfolgenden Hold-Phase entspricht, werden beide Phasen mit der gleichen Schrittgröße weiter abgesenkt. Für die zweite und somit letzte Hold-Phase wird das Vorgehen analog durchgeführt. Bei den Injektoren wird dieser Vorgang so lange wiederholt, bis die Magnetisierungsenergie nicht mehr ausreicht, um

die Ventalnadel im Vollhub zu öffnen. Beim Mengensteuerventil der Hochdruckpumpe wird das Verfahren abgebrochen, sobald das Mengensteuerventil nicht mehr vollständig schließt und somit der geforderte Raildruck nicht aufgebaut werden kann.

### 7.1.1. Injektoren

In Bild 4 ist die Reduzierung des Injektor-Ansteuerstroms und der damit verbundenen Einspritzraten bei einer Motordrehzahl von 860 1/min, einem Kraftstoffdruck von 155 bar und einer elektrischen Ansteuerdauer von 620  $\mu$ s dargestellt. Die Peak-Phase wird um bis zu 8,5 A (P), die erste Haltephase um bis zu 3,2 A (H1) und die zweite Haltephase um bis zu 0,4 A (H2) verringert.



**Bild 4:** Schrittweise Reduzierung des Injektor-Ansteuerstroms (oben) und die damit verbundenen Effekte auf die Einspritzrate (unten)

Im Vergleich zu den Ansteuerprofilen mit höherem Stromniveau wird bei diesem Ansteuerprofil die maximale Einspritzrate nicht erreicht. Das deutet auf einen Teilhubbetrieb der Injektoren hin. Der signifikante Anstieg der relativen Standardabweichung der eingespritzten Kraftstoffmasse in Tabelle 1 bestätigt diese Annahme.

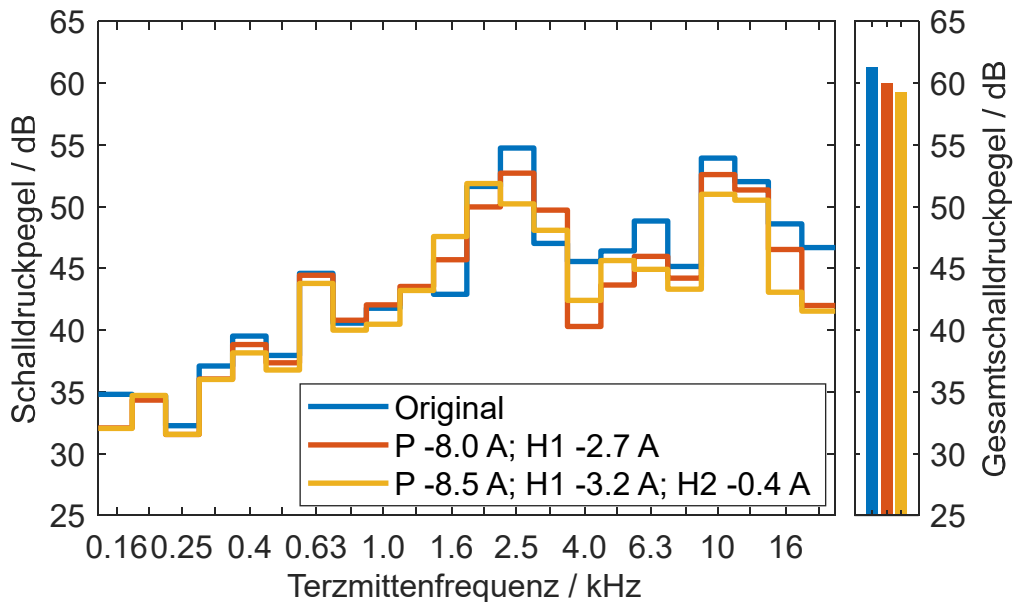
**Tabelle 1:** Mittelwert und relative Standardabweichung der eingespritzten Kraftstoffmasse über 100 Einspritzungen in Abhängigkeit des Ansteuerstroms

Ansteuerprofil	Mittelwert	Relative Standardabweichung
Original	4.81 mg	Basis
P -8.0 A; H1 -2.7 A	4.79 mg	+ 6 %
P -8.5 A; H1 -3.2 A; H2 -0.4 A	2.45 mg	+ 779 %

Aufgrund des fehlenden Öffnungsprellens zwischen Anker und Eisenkern zeigt die Ansteuerung mit dem maximal stromreduzierten Ansteuerprofil die geringste Geräuschentwicklung (siehe Bild 5). Insbesondere für hohe Terzmittenfrequenzen gleich oder höher als 2,5 kHz zeigt es die größten Effekte bei der Geräuschreduzierung. Dagegen zeigen die beiden Terzmittenfrequenzen 1,6 kHz und 3,15 kHz einen Anstieg des



Terzpegels im Vergleich zum ursprünglichen Stromprofil. Um einen ausgewogenen Kompromiss zwischen Geräusch und Präzision der Einspritzung zu erreichen, wird für die weitere Analyse das Ansteuerprofil mit einer Stromreduktion der Peak-Phase von 8,0 A und 2,7 A der ersten Hold-Phase gewählt. Dieses Ansteuerprofil zeigt eine vernachlässigbare Erhöhung der relativen Standardabweichung der eingespritzten Kraftstoffmasse und weist bei hohen Frequenzen dennoch eine zufriedenstellende Geräuschreduktion auf.

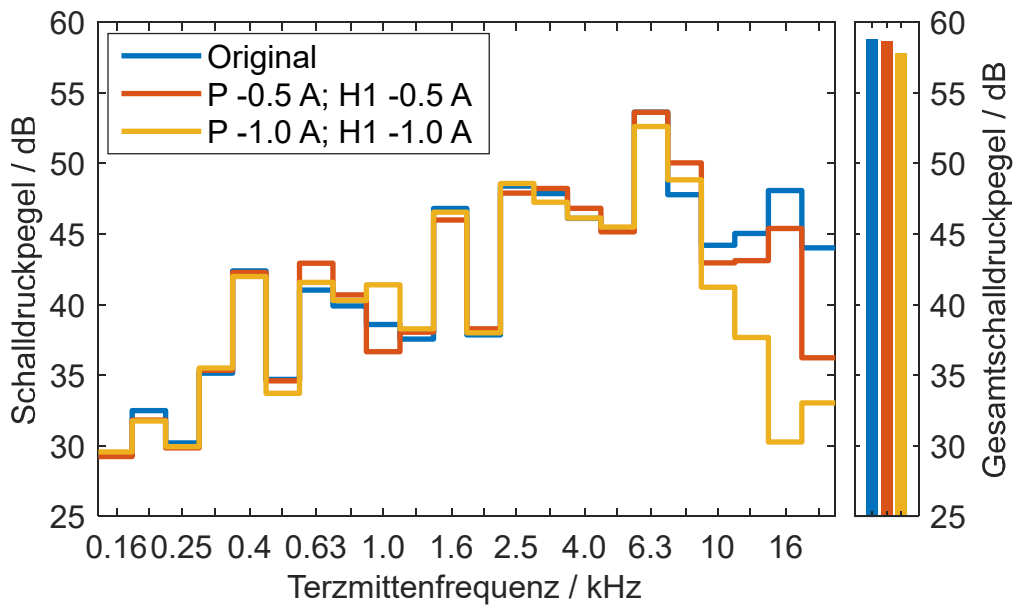


**Bild 5:** Terzspektrale des originalen und der stromreduzierten Injektor-Ansteuerprofile

### 7.1.2. Hochdruckpumpe

Die Reduzierung des Ansteuerstroms des Mengensteuerventils der Hochdruckpumpe erfolgt analog zu den Injektoren. Bei einer Stromreduktion der Peak- und ersten Hold-Phase größer als 1,0 A kann das Mengensteuerventil nicht mehr geschlossen werden. Somit wird der gewünschte Kraftstoffdruck nicht erreicht und das Einspritzsystem arbeitet lediglich mit dem Kraftstoffvorlaufdruck von 6 bar.

Bild 6 zeigt einen Vergleich der Terzspektrale des originalen und der stromreduzierten Ansteuerprofile. Das Ansteuerprofil mit einer Reduzierung der Peak- und ersten Hold-Phase um 1,0 A senkt den Gesamtschalldruckpegel um 1,0 dB. Insbesondere die hochfrequenten Terzen ab 6,3 kHz werden um bis zu 17,8 dB (16 kHz) abgesenkt. Die Terz mit einer Mittenfrequenz von 1,0 kHz zeigt hingegen eine Zunahme von 4,7 dB gegenüber dem originalen Stromprofil.



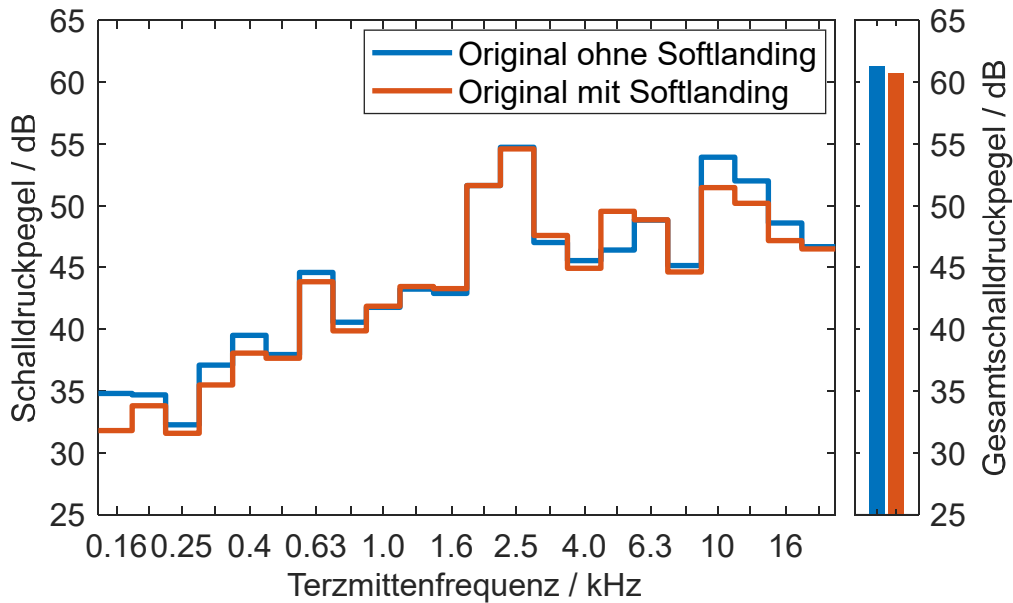
**Bild 6:** Terzspektren des originalen und der stromreduzierten Hochdruckpumpen-Ansteuerprofile

## 7.2. Softlanding

Ein weiterer Ansatz zur NVH-Optimierung liegt in der Minimierung des mechanischen Schließprellens durch einen zusätzlichen Stromimpuls im Anschluss an die Hauptsteuerung. Dadurch wird die Magnetkraft während des Schließvorgangs erhöht und die resultierende Kraft, die die Ventilschleppkraft zurück in ihren Dichtsitz drückt, reduziert. Die Separations- und Ansteuerzeit des Bremsimpulses wird experimentell auf dem NVH-Systemprüfstand ermittelt. Dazu werden die Parameter in Schritten von 10  $\mu$ s variiert, bis der Gesamtschalldruckpegel sein Minimum erreicht.

### 7.2.1. Injektoren

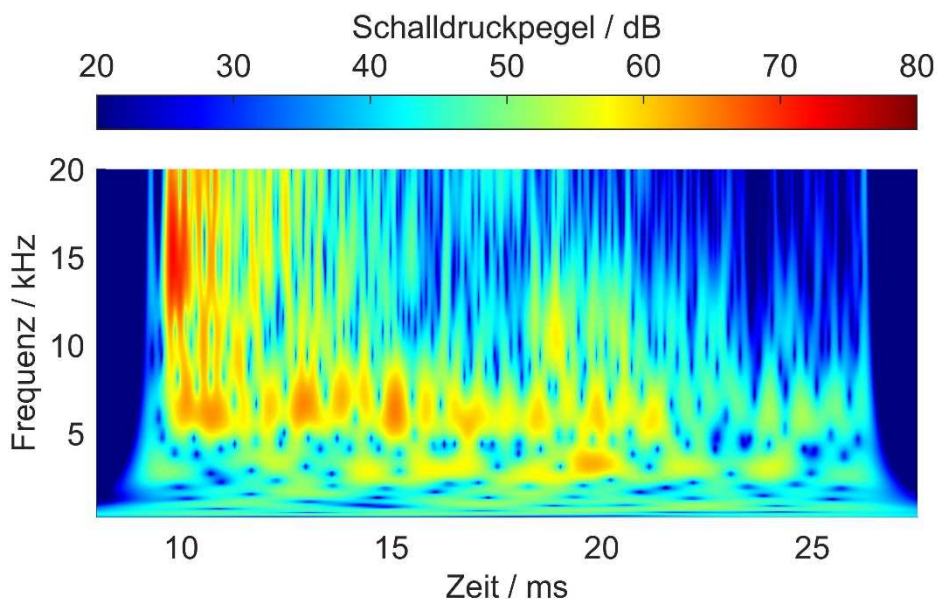
Bild 7 vergleicht die Terzspektren des originalen Ansteuerprofils ohne und mit Softlanding. Die Abnahme des Gesamtschalldruckpegels um 0,6 dB ist nicht signifikant. Die Terzen mit Mittenfrequenzen von 10 kHz bis 16 kHz zeigen die größte Pegelreduktion. Andererseits weist die Terz mit einer Mittenfrequenz von 5 kHz eine Zunahme von 3,1 dB auf. Weitere Messungen auf dem Einspritzratenprüfstand zeigen, dass sich die relative Standardabweichung durch die Applikation von Softlanding um 122 % erhöht.



**Bild 7:** Terzspektren des originalen Injektor-Ansteuerprofils mit und ohne Softlanding

### 7.2.2. Hochdruckpumpe

Die Zeitdaten des Beschleunigungssensors, der am Mengensteuerventil der Hochdruckpumpe montiert ist, indizieren ein geringes Prellen während des Schließvorgangs. Eine Wavelet-Analyse des Luftschalls (siehe Bild 8) bestätigt diese Annahme. Der Öffnungsvorgang (sichtbar bei 10 ms) zeigt ein starkes impulshaltiges und hochfrequenten Tickergeräusch zwischen 12 kHz und 20 kHz. Im Gegensatz dazu ist beim Schließvorgang bei ca. 20 ms nur eine geringe impulshaltige Geräuschemission mit einem geringen Frequenzanteil oberhalb von 8 kHz zu erkennen. Da der Schließvorgang des Mengensteuerventils bereits mit dem originalen Ansteuerprofil ein zufriedenstellendes NVH-Verhalten zeigt, wird bei der Hochdruckpumpe kein Softlanding appliziert.

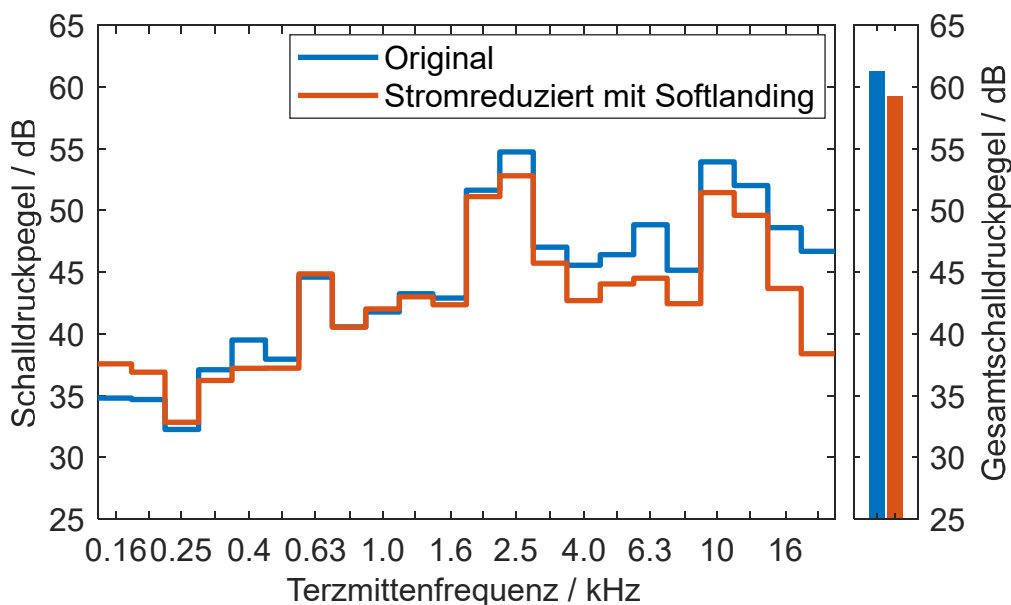


**Bild 8:** Wavelet-Analyse des Hochdruckpumpen-Geräuschs mit dem originalen Ansteuerprofil

### 7.3. Kombination von Stromreduzierung und Softlanding

Um das Tickergeräusch des Öffnungs- und Schließvorgangs der Injektoren zu reduzieren, werden beide Ansätze auf das Ansteuerprofil angewendet. Die Ansteuerzeit mit dem NVH-optimierten Profil wird im Vergleich zur originalen Ansteuerung an eine äquivalente eingespritzte Kraftstoffmasse angepasst. Dadurch wird ein möglicher Einfluss der eingespritzten Kraftstoffmasse auf das akustische Verhalten reduziert.

Bild 9 zeigt einen Vergleich des Gesamtschalldruckpegels und der Terzspektren des originalen und des stromreduzierten Ansteuerprofils mit Softlanding. Der Gesamtschalldruckpegel sinkt um 2,1 dB, die Terzpegel werden bei Mittenfrequenzen über 2 kHz kontinuierlich um bis zu 8,0 dB abgesenkt. Die relative Standardabweichung der eingespritzten Kraftstoffmasse erhöht sich um 52 % im Vergleich zur originalen Ansteuerung.



**Bild 9:** Terzspektren des originalen und des stromreduzierten Injektor-Ansteuerprofils mit Softlanding

Für die Bewertung der Geräuschqualität wird die lautheitsbasierte Impulshaltigkeit  $I_N$  nach Willemsen und Rao [15] berechnet. Das Modell basiert auf der Aufsummierung der Amplituden der impulsinduzierten Spitzen im Lautheitsverlauf über der Zeit, die nach DIN 45631/A1 [16] berechnet wird. Der in der Norm definierte Algorithmus liefert ein zeitabhängiges Lautheitssignal mit  $M$  Abtastwerten.

$$I_N = \frac{1}{M} \sum_{i=1}^{i=M} (N_i - N_{b,i}) \quad (4)$$

Die nicht impulshaltige Komponente  $N_{b,i}$  wird durch das 5 %-Perzentil der Lautheit (Lautheitswert, der in 95 % der Zeit für einen bestimmten Zeitblock überschritten wird) berechnet, das über einen gleitenden Zeitblock von einer Sekunde ermittelt wird. Beide Maßnahmen zusammen, Stromreduzierung und Softlanding, verringern das Impulshaltigkeitsmaß um 18 %.

## 8. Analyse der Auswirkungen auf die Robustheit

### 8.1. Exemplarstreuung

Die bisher durchgeführten Analysen auf dem Einspritzratenprüfstand wurden mit einem einzelnen Injektor durchgeführt. Aufgrund von Fertigungstoleranzen, mechanischem Verschleiß und Verkokung im Motorbetrieb kann das injektorspezifische Verhalten, wie z. B. der hydraulische Öffnungsverzug, der statische Durchfluss und der Schließvorgang, variieren. Um die mögliche Streuung des injektorspezifischen Verhaltens zu berücksichtigen, werden alle Injektoren innerhalb eines Satzes auf dem Einspritzratenprüfstand analysiert.

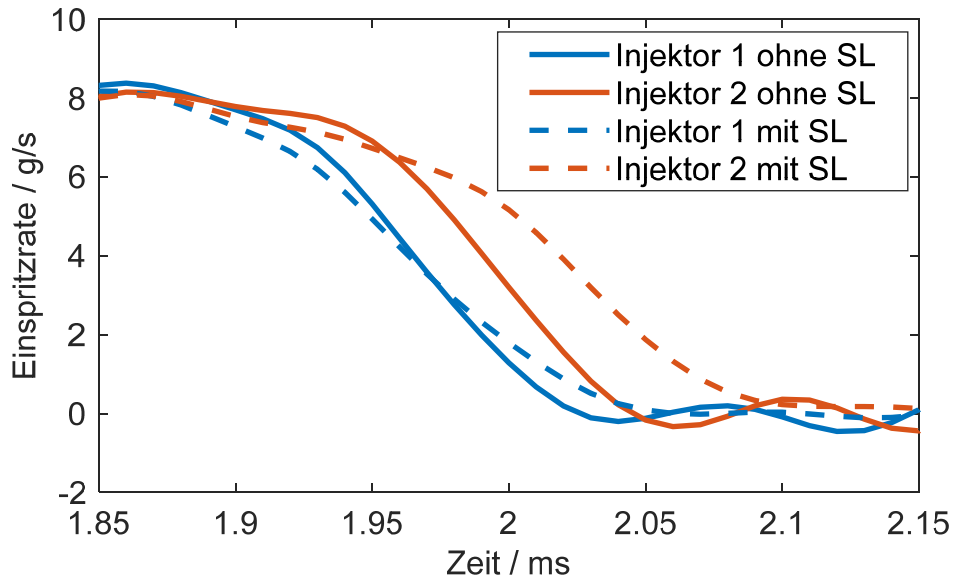
Im Rahmen dieser Arbeit wird der Einfluss der Injektorverkokung nicht bewertet. Deshalb werden die Injektoren vor der Untersuchung in einem Ultraschallbad gereinigt. Jeder Injektor wird auf dem Einspritzratenprüfstand mit dem originalen und dem NVH-optimierten Ansteuerprofil mit den jeweils gleichen Parametern gemessen. Die Wahl der Ansteuerdauer der verschiedenen Ansteuerprofile orientiert sich am Referenzinjektor mit der Vorgabe, einen konstanten Mittelwert der eingespritzten Kraftstoffmasse zu gewährleisten.

Tabelle 2 zeigt die maximale Abweichung der mittleren eingespritzten Kraftstoffmasse innerhalb eines Satzes mit vier Injektoren. Die Applikation von Softlanding erhöht die maximale Abweichung sowohl mit dem originalen Ansteuerprofil als auch mit dem stromreduzierten Ansteuerprofil innerhalb des Injektorsatzes deutlich.

**Tabelle 2:** Änderung der maximalen Abweichung der gemittelten eingespritzten Kraftstoffmasse innerhalb eines Injektorsatzes mit verschiedenen Ansteuerprofilen mit Bezug zur originalen Ansteuerung

Ansteuerprofil	Maximale Abweichung
Original	Basis
Original mit Softlanding	+ 233 %
Reduzierter Ansteuerstrom	- 1 %
Red. Ansteuerstrom mit Softlanding	+ 75 %

Bei Betrachtung der Einspritzrate von zwei Injektoren (Injektor 1 als Referenz) ohne die Applikation von Softlanding (SL) zeigt sich ein langsamerer Abbau der Restmagnetisierung für Injektor 2 während des Schließvorgangs (siehe Bild 10). Da die Einspritzung beider Injektoren synchron beginnt, kann der Einfluss unterschiedlicher Federkräfte ausgeschlossen werden (nicht in Bild 10 dargestellt). Die Anwendung von Softlanding verstärkt diesen Effekt der erhöhten Restmagnetisierung. Softlanding verlangsamt die Bewegung der Ventalnadel, hier indirekt als Einspritzrate dargestellt, des Referenzinjektors 1 bei nahezu konstantem Einspritzende. Im Gegensatz dazu hat der Injektor 2 mit dem angelegten Bremsimpuls ein deutlich verzögertes Einspritzende und nur eine geringe Verzögerung der Ventalnadelbewegung. Dies führt auch dazu, dass der Injektor 2 keine Verbesserung des Geräusches mit Softlanding aufweist.



**Bild 10:** Vergleich des Schließvorgangs von zwei Injektoren mit und ohne Softlanding (SL)

## 8.2. Versorgungsspannung

Im Fahrzeug wird das Motorsteuergerät von der Batterie und der Lichtmaschine mit elektrischer Energie versorgt. In den meisten Betriebszuständen des Fahrzeugs deckt die Lichtmaschine den Leistungsbedarf. Die Nennladespannung der Batterie beträgt dann ca. 13,8 V. Das Mengensteuerventil der Hochdruckpumpe arbeitet mit der Batteriespannung, während die Injektoren über einen DC/DC-Wandler mit einer Spannung von 65 V versorgt werden.

Eine Reihe von Betriebszuständen kann zu einer Entladung der Batterie auch über einen längeren Zeitraum führen, z. B. die intensive Nutzung von stationären Verbrauchern wie Infotainment oder Sitzheizung, aber auch Kurzstreckenfahrten mit hoher elektrischer Verbraucherlast bei niedrigen Temperaturen. Der Fahrzeugbetrieb muss daher auch bei niedriger Batteriespannung mit einer typischen unteren Prüfgrenze von 9 V [17] gewährleistet sein.

Aus diesem Grund wird der Einfluss einer niedrigen Versorgungsspannung auf das Einspritzsystem im Betrieb mit einer NVH-optimierten Ansteuerung analysiert. Dazu werden Versuche mit einer Versorgungsspannung von 12 V und 9 V durchgeführt und mit der Versorgungsspannung von 13,8 V verglichen.

In Tabelle 3 ist die Änderung der relativen Standardabweichung der eingespritzten Kraftstoffmasse mit den diskutierten Ansteuerprofilen im Vergleich zum originalen Ansteuerprofil mit einer Versorgungsspannung von 13,8 V dargestellt. Bei 9 V zeigt das originale Ansteuerprofil einen geringen Anstieg der relativen Standardabweichung von 21 %. In Kombination mit Softlanding sinkt die Standardabweichung der originalen Ansteuerung mit reduzierter Versorgungsspannung sogar von 122 % auf 84 %, im Vergleich zu 13,8 V.

**Table 3:** Änderung der relativen Standardabweichung der eingespritzten Kraftstoffmasse mit verschiedenen Ansteuerprofilen mit Bezug zum originalen Ansteuerprofil und einer Versorgungsspannung von 13,8 V

Ansteuerprofil / Versorgungsspannung	Relative Standardabweichung		
	13,8 V	12,0 V	9,0 V
Original	Basis	+ 7 %	+ 21 %
Original mit Softlanding	+ 122 %	+ 68 %	+ 84 %
Reduzierter Ansteuerstrom	+ 7 %	- 11 %	+ 94 %
Red. Ansteuerstrom mit Softlanding	+ 52 %	+ 17 %	+ 359 %

Im Gegensatz dazu erhöht die Ansteuerung mit einem stromreduzierten Profil, sowohl mit als auch ohne Softlanding, die Streuung deutlich. Die relative Standardabweichung erhöht sich mit dem applizierten Softlanding bei 9 V um 359 % im Vergleich zu 52 % bei 13,8 V. Die Auswertung der Messungen der stromreduzierten Einspritzrate zeigt ein fluktuierendes Einspritzende bei geringer Versorgungsspannung. Die Peak-Phase und die erste Hold-Phase werden mit dem 65 V-DC/DC-Wandler geregelt. Diese beiden Phasen werden durch eine Änderung der Versorgungsspannung nur geringfügig beeinflusst.

Die zweite (letzte) Hold-Phase wird mit der Batteriespannung gesteuert. Da die elektrische Gesamtenergie bei dem stromreduzierten Ansteuerprofil deutlich geringer ist, hat eine Änderung der Versorgungsspannung einen hohen Einfluss auf die Magnetkraft während der zweiten Hold-Phase. Die Magnetkraft bei 9 V reicht nicht aus, um die Ventilschleife während der zweiten Hold-Phase für jeden einzelnen Einspritzvorgang zuverlässig offen zu halten. Das beeinflusst den Schließvorgang und erhöht damit die Streuung.

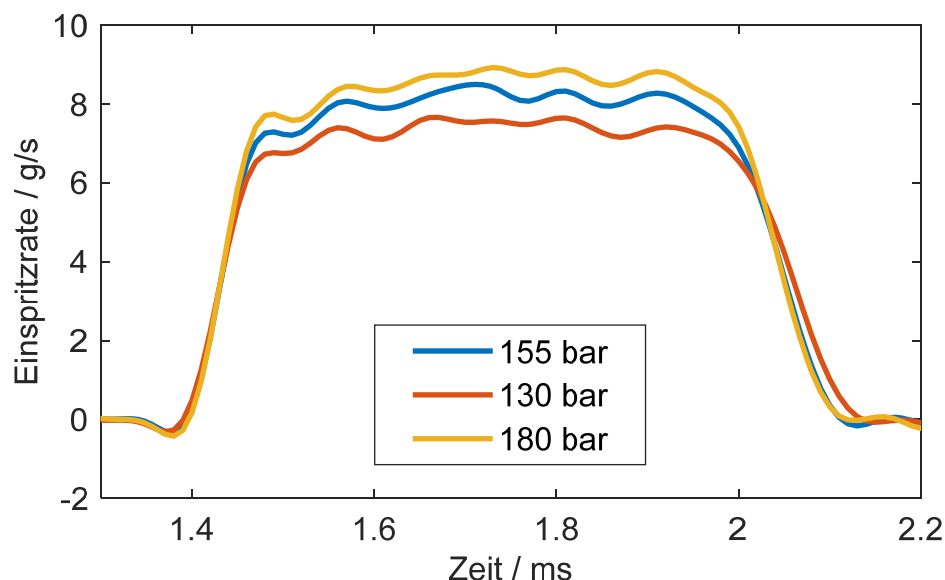
Die Applikation von Softlanding verstärkt diesen Effekt durch die fixe Separationszeit in der Ansteuerung. Dies führt auch zu einer geringeren Reduktion des Gesamtgeräuschs. Die Schalldruckpegelminderung sinkt von 2,1 dB (13,8 V) auf einen Wert von 0,6 dB (9 V). Die Hochdruckpumpe zeigt bei niedriger Versorgungsspannung keine Veränderung im Betrieb, weder in der Sollwertabweichung noch in der Standardabweichung.

### 8.3. Kraftstoffdruck

Am Motor wird das Einspritzsystem je nach Betriebspunkt mit unterschiedlichen Kraftstoffdrücken betrieben, um Aspekte wie Abgasemission und Kraftstoffverbrauch zu beeinflussen. Für einen bestimmten Druckbereich arbeiten die mechatronischen Komponenten des Einspritzsystems mit einem einzelnen Ansteuerprofil. Da die effektive Fluidkraft im Injektor aber mit steigendem Kraftstoffdruck zunimmt, muss auch der Strom der Peak-Phase erhöht werden, um ein zuverlässiges Öffnungsverhalten des Injektors zu gewährleisten. Daher werden mehrere Stromprofile über den gesamten Arbeitsbereich des Einspritzsystems benötigt.

Da das Stromniveau der Peak-Phase durch die NVH-optimierten Ansteuerprofile deutlich reduziert wurde, wird der Betrieb des Einspritzsystems für unterschiedliche Kraftstoffdrücke überprüft. Der Druckbereich wird in diesem Zusammenhang auf 50 bar definiert, d.h. das Einspritzsystem wird zusätzlich zum ursprünglichen Kraftstoffdruck von 155 bar auch bei 130 bar und 180 bar untersucht. Die Ansteuerdauer der Injektoren wird auf 620  $\mu\text{s}$  festgelegt.

Im Vergleich zur originalen Ansteuerung zeigt keine der NVH-optimierten Ansteuerungen signifikante Änderungen in der relativen Standardabweichung der eingespritzten Kraftstoffmasse bei variierendem Kraftstoffdruck. Hinsichtlich der Einspritzrate bleibt das Öffnungsverhalten des Injektors nahezu gleich (siehe Bild 11). Am Ende der Ansteuerung schließt der Injektor bei 130 bar etwas später. Dieser Effekt ist jedoch nicht spezifisch in Bezug auf das Ansteuerprofil und ist auch bei dem originalen Ansteuerprofil zu beobachten. Auch im Hinblick auf die Geräuschreduzierung ist der Einfluss des Kraftstoffdrucks gering. Die Schalldruckpegelminderung sinkt leicht von 2,1 dB (155 bar) auf 1,8 dB (130 bar) bzw. 1,7 dB (180 bar). Da der Kraftstoff erst verdichtet wird, sobald das Mengensteuerventil geschlossen ist, ist die Ansteuerung der Hochdruckpumpe unabhängig vom Kraftstoffdruck.



**Bild 11:** Vergleich der Einspritzraten mit dem stromreduzierten Ansteuerprofil und Softlanding und variierenden Kraftstoffdrücken

## 8.4. Ansteuerdauer

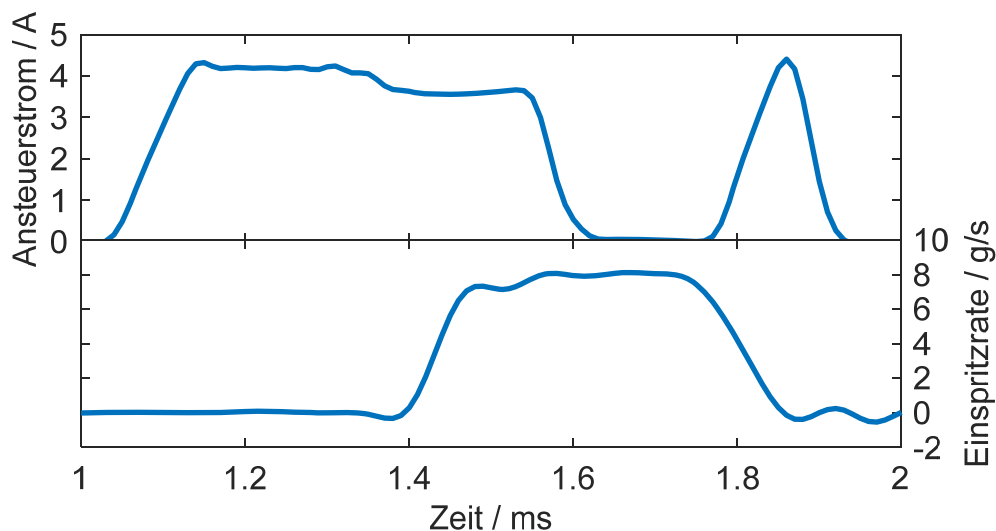
Mit dem Drehmomentbedarf des Motors durch die Nebenverbraucher variiert im Motorleerlauf der Kraftstoffverbrauch und damit die Einspritzdauer. Deshalb werden die NVH-optimierten Injektor-Ansteuerungen mit unterschiedlichen Ansteuerdauern analysiert. Die Dauer der Ansteuerung wird zwischen 420  $\mu\text{s}$  und 1020  $\mu\text{s}$  in Schritten von 200  $\mu\text{s}$  variiert. Um für jede untersuchte Ansteuerdauer eine konstante eingespritzte Kraftstoffmasse innerhalb der untersuchten Ansteuerprofile zu gewährleisten, wird die Ansteuerdauer mit Bezug auf die originale Ansteuerung angepasst.



Die Variation der Ansteuerdauer zeigt sowohl bei den originalen als auch bei den NVH-optimierten Profilen keine signifikante Veränderung der Streuung der eingespritzten Kraftstoffmasse. Bezüglich des akustischen Verhaltens weist nur die kürzeste Ansteuerdauer von 420  $\mu\text{s}$  auf Veränderungen hin. Die Verbesserung im Gesamtschalldruck reduziert sich von 2,1 dB (620  $\mu\text{s}$ ) auf 1,1 dB. Im Gegensatz zur ursprünglichen Ansteuerdauer von 620  $\mu\text{s}$  zeigen die Terzen mit den Mittenfrequenzen 2,5 kHz, 10 kHz und 12,5 kHz keine Pegelabnahme.

Die Auswertung der Einspritzrate und des Ansteuerstroms verdeutlicht einen schnelleren Schließvorgang des Injektors bei kürzerer Ansteuerdauer. Der hydraulische Schließverzug, d. h. der zeitliche Abstand zwischen Ansteuerende und Einspritzende, ist im Vergleich zu den längeren Ansteuerdauern ( $\geq 620 \mu\text{s}$ ) um etwa 20 % geringer. Bei der Variation der Ansteuerdauer werden die Parameter der Softlanding-Funktion nicht verändert. Im Zusammenhang mit dem geringeren hydraulischen Schließverzug führt dies zu einer zu hohen Separationszeit des Softlanding-Impulses.

Bild 12 zeigt die Hauptansteuerung und den nachfolgenden Softlanding-Impuls mit der zugehörigen Einspritzrate bei einer Ansteuerdauer von 420  $\mu\text{s}$ . Der Injektor ist bereits vollständig geschlossen, bevor der Softlanding-Impuls seinen maximalen Strom erreicht. Der verzögerte zweite Impuls führt somit zu einer geringen Bremswirkung der Ventilschließung und damit zu vernachlässigbaren Verbesserungen bei der Geräuschentwicklung.



**Bild 12:** Ansteuerstrom der stromreduzierten Ansteuerung mit Softlanding (oben) und zugehörige Einspritzrate (unten)

## 9. Zusammenfassung und Ausblick

Um das akustische Verhalten von BDE-Systemen zu analysieren und zu optimieren, wurde ein NVH-Systemprüfstand entwickelt, der eine komponentenspezifische, akustische Untersuchung ermöglicht. Der NVH-Systemprüfstand besteht im Wesentlichen aus einem geschleppten und unbefeuerten Motor mit deaktiviertem Antrieb der Kolben und Ventile. Das Einspritzsystem wird von einem Entwicklungssteuergerät angesteuert, das mehrere Freiheitsgrade in Bezug auf die Einspritzstrategie zulässt. Um die

Auswirkungen der NVH-Maßnahmen auf die Schlüsselfunktionen des Einspritzsystems, wie eingespritzte Kraftstoffmasse und deren Streuung, zu analysieren, wurden die Versuche zusätzlich auf einem Einspritzratenprüfstand durchgeführt.

Zur Reduzierung des Tickergeräuschs des Einspritzsystems wurden zwei Ansätze verfolgt. Zum einen eine Reduzierung des Ansteuerstroms, um das Öffnungsprellen zu verringern. Zum anderen die Applikation eines Softlanding-Impulses, um das Schließprellen zu verringern. Der Injektor zeigte die größten akustischen Vorteile bei der simultanen Anwendung beider Maßnahmen. Aufgrund des bereits geringen Schließprellens des Mengensteuerventils mit der originalen Ansteuerung war die Applikation von Softlanding für die Hochdruckpumpe nicht notwendig.

Die Auswirkungen der NVH-Maßnahmen wurden im Hinblick auf die Robustheit im Systembetrieb analysiert. Dazu wurden die Injektor-Exemplare, die Versorgungsspannung, der Kraftstoffdruck und die Ansteuerdauer variiert. Die Veränderungen wirken sich vor allem in Kombination mit Softlanding negativ aus. Die Erkennung des Einspritzendes durch eine Closed-Loop-Regelung könnte die Adaption der Softlanding-Parameter verbessern und damit die Robustheit der NVH-Maßnahmen unter variierenden Bedingungen optimieren.

## Literatur

- [1] Zeller, P., "Handbuch Fahrzeugakustik", Springer Fachmedien Wiesbaden, Wiesbaden, 2018, doi:[10.1007/978-3-658-18520-6](https://doi.org/10.1007/978-3-658-18520-6).
- [2] Köllner, C., "Autofahrer erwarten vor allem Komfort von ihrem Neuwagen", <https://www.springerprofessional.de>, zuletzt gesichtet im Okt. 2020.
- [3] Merker, G.P. and Teichmann, R.: "Grundlagen Verbrennungsmotoren", Springer Fachmedien Wiesbaden, Wiesbaden, 2018, doi:[10.1007/978-3-658-19212-9](https://doi.org/10.1007/978-3-658-19212-9).
- [4] Reif, K., "Ottomotor-Management", Springer Fachmedien Wiesbaden, Wiesbaden, 2014, doi:[10.1007/978-3-8348-2102-7](https://doi.org/10.1007/978-3-8348-2102-7).
- [5] Eichler, F., Demmelbauer-Ebner, W., Theobald, J., Stiebels, B. et al., "Der neue EA211 TSI@evo von Volkswagen", 37. *Internationales Wiener Motorensymposium*, 21, 2016.
- [6] Watanabe, A.; Hohkita, A.; Soma, M., Saeki, H. et al., "Noise Reduction in Gasoline DI Engines by Isolating the Fuel System", Proceedings of ISMA 2010, 2010, ISBN 9789073802872.
- [7] Spakowski, J.G.; Spegar, T.D.; Mancini, L., "Development of a Low-Noise High Pressure Fuel Pump for GDi Engine Applications", SAE Technical Paper 2013-01-0253, 2013, doi:[10.4271/2013-01-0253](https://doi.org/10.4271/2013-01-0253).
- [8] Govindswamy, K., "Analysis of Impulsive Powertrain Noise", <https://www.fev.com>, zuletzt gesichtet im Okt. 2020.
- [9] Mertins, A., "Signaltheorie", Springer, Wiesbaden, 2013, doi:[10.1007/978-3-8348-8109-0](https://doi.org/10.1007/978-3-8348-8109-0).
- [10] Alessio, S.M., "Digital Signal Processing and Spectral Analysis for Scientists", Signals and Communication Technology, Springer International Publishing, Cham, 2016, doi:[10.1007/978-3-319-25468-5](https://doi.org/10.1007/978-3-319-25468-5).

- [11] Giron-Sierra, J.M., "Digital Signal Processing with Matlab Examples", Volume 2, Signals and Communication Technology, Springer Singapore, Singapore, 2017, doi:[10.1007/978-981-10-2537-2](https://doi.org/10.1007/978-981-10-2537-2).
- [12] Yang, X., Wang, K., Shamma, S.A., "Auditory representations of acoustic signals", *IEEE Transactions on Information Theory*, 38, 2, 824–839, 1992, doi:[10.1109/18.119739](https://doi.org/10.1109/18.119739).
- [13] Solbach, L., Wöhrmann, R., Kliewer, J., "The Complex-Valued Continuous Wavelet Transform as a Preprocessor for Auditory Scene Analysis", *Computational Auditory Scene Analysis*, 273–291, 1998, doi:[10.1201/9781003064183](https://doi.org/10.1201/9781003064183).
- [14] Kallenbach, E., Eick, R., Ströhla, T., Feindt, K. et al., "Elektromagnete", Vieweg, Wiesbaden, 5. Auflage, 2018, doi:[10.1007/978-3-658-14788-4](https://doi.org/10.1007/978-3-658-14788-4).
- [15] Willemsen, A.M. und Rao, M.D., "Characterization of sound quality of impulsive sounds using loudness based metric", *Proceedings ICA 2010*, 2010.
- [16] DIN 45631/A1, "Berechnung des Lautstärkepegels und der Lautheit aus dem Geräuschspektrum - Verfahren nach E. Zwicker - Änderung 1: Berechnung der Lautheit zeitvarianter Geräusche", DIN Deutsches Institut für Normung e.V., Beuth Verlag, Berlin, 2010.
- [17] VW 8000, "Elektrische und elektronische Komponenten in Kraftfahrzeugen bis 3.5 t - Allgemeine Anforderungen, Prüfbedingungen und Prüfungen", Konzernnorm, 2013.

# Untersuchung unterschiedlicher Modellierungstiefen im Rahmen einer ganzheitlichen Simulationsmethodik zur akustischen Bewertung von Antriebsaggregaten

---

Steffen Nitzschke, Fabian Duvigneau, Christian Daniel, Daniel Juhre, Elmar Woschke

## Abstract

The paper deals with a holistic simulation chain for the prediction of acoustic emissions of a power unit based on a multibody simulation of the crank drive and a subsequent structural dynamics analysis of the cylinder crankcase. The focus is on determining the influence of the modelling depth in the multibody simulation model. This ranges from rigid pistons and liners to an elasto-hydro dynamic contact on a single representative piston/liner pairing and complete elasto-hydro dynamic contact on four cylinders. The differences in the results are discussed in the context of the computing time required.

## Kurzfassung

Der Beitrag thematisiert eine ganzheitliche Simulationskette zur Vorausberechnung akustischer Emissionen eines Aggregats auf Basis einer MKS<sup>1</sup>-Simulation des Kurbeltriebs sowie einer nachgeschalteten Strukturmechanikanalyse des Zylinderkurbelgehäuses. Im Mittelpunkt steht die Bestimmung des Einflusses der Modellierungstiefe im MKS-Modell. Diese reicht von einer Idealisierung der Kolben und Liner als starre Komponenten über den EHD<sup>2</sup>-Kontakt an einer repräsentativen Kolben/Liner Paarung bis hin zum vollständigen EHD Kontakt in allen vier Zylindern. Diskutiert werden die durch die verschiedenen Modellierungstiefen resultierenden Unterschiede akustisch relevanter Ergebnisgrößen im Kontext der aufzuwendenden Rechenzeit.

## 1. Einleitung

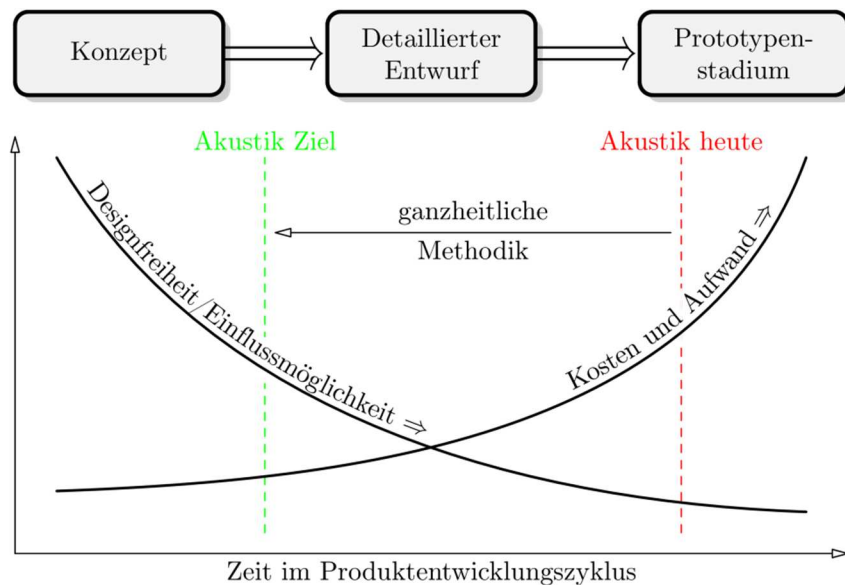
Heutzutage stehen im Entwicklungsprozess von Motoren verschiedene Zielgrößen im Fokus. Die Akustik wird zwar bereits als wichtiges Bewertungskriterium anerkannt, anhand dessen der Kunde über die Qualität des Motors bzw. des ganzen Fahrzeugs entscheidet, aber die Entwicklung von Verbesserungsmaßnahmen erfolgt weiterhin vorwiegend auf Basis experimenteller Untersuchungen. Folglich werden eventuelle akustische Probleme erst sehr spät im Entwicklungsprozess detektiert. Oft sind grundlegende konstruktive Veränderungen in diesem Stadium nicht mehr möglich. Dadurch

---

<sup>1</sup> Mehrkörpersystem

<sup>2</sup> Elasto-Hydro-Dynamik

kann die Problemursache nicht mehr behoben, sondern lediglich deren Wirkung bekämpft werden. Darüber hinaus wirken sich viele der modernen Entwicklungstrends, wie Leichtbaukonzepte, die vor allem verbrauchsorientiert bzw. auf ge-



**Bild 1:** Aktuelle Einordnung der Akustik im Produktentwicklungsprozess und Gewinnpotential durch angestrebte ganzheitliche Methodik, in Anlehnung an [14]

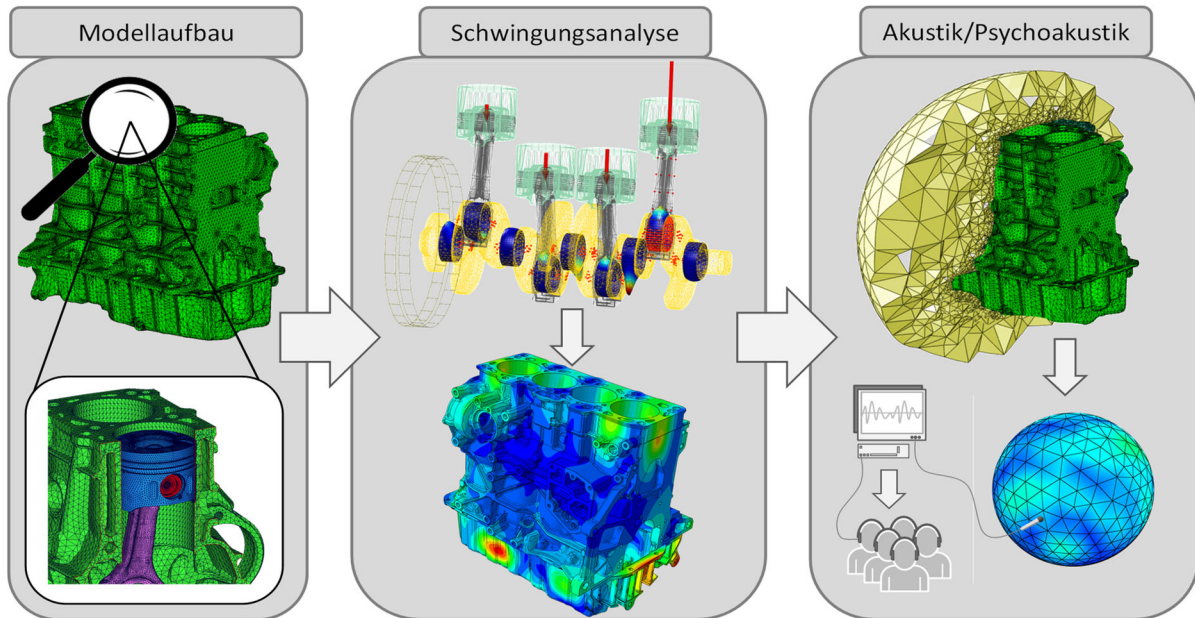
ringe Schadstoffemissionen fokussiert sind, negativ auf das akustische Verhalten aus und stellen die Entwicklungsingenieure vor enorme Herausforderungen. Leistungszuwachs, Verringerung von Lärm- und Schadstoffemissionen stellen konträre Ziele dar. Daher ist der Einsatz eines Softwarewerkzeugs, welches eine ganzheitliche Betrachtung des Themenkomplexes ermöglicht, notwendig [1, 3-6]. Dieser Ansatz zielt auf die gleichzeitige Einbeziehung der relevanten Auslegungskriterien Leistung, Leichtbau und Akustik moderner Fahrzeugkonzepte ab, die für die Einhaltung der Emissionsnormen (Schadstoff- und Lärmemission) und die Erfüllung der Kundenwünsche entscheidend sind. Durch die gemeinsame Betrachtung der drei Hauptkriterien können einerseits Synergieeffekte genutzt und andererseits negative Rückwirkungen der einzelnen Teilaspekte aufeinander identifiziert und somit vermieden werden. Damit können Entwicklungszeit und -kosten gespart werden, siehe Bild 1.

Eine ganzheitliche Simulationsmethodik ermöglicht es, Auswirkungen von Strukturmodifikationen (Steifigkeit, Massenverteilung) sowie tribologischen Systemparametern (Lagerspiele, Viskosität, Desachsierung und Füllungsgrad) unmittelbar auf die Anregungsmechanismen und die inneren Körperschallwege zurückzuführen und präventiv im Sinne einer akustischen Optimierung durch konstruktive und tribologische Maßnahmen zu bekämpfen [1].

Im Fokus dieses Beitrages steht der Vergleich unterschiedlicher Modellierungstiefen, um daraus Rückschlüsse und Handlungsempfehlungen abzuleiten, anhand derer entschieden werden kann, wann welcher Detaillierungsgrad erforderlich ist und in welchen Fällen einzelne Effekte zugunsten einer geringeren Rechenzeit vernachlässigt bzw. vereinfacht betrachtet werden können.

## 2. Ganzheitliche Simulationskette

Es gibt Veröffentlichungen, wie beispielsweise [7], die sich ausschließlich auf eine Schwingungs- und Akustikanalyse fokussieren, ohne zuvor eine Mehrkörpersimulation durchzuführen. Auf diesem Wege kann keine realistische Anregung berücksichtigt werden. Die Ansätze, die eine Mehrkörpersimulation beinhalten, unterscheiden sich stark in der Modellierungstiefe und den modellierten physikalischen Effekten.



**Bild 2:** Innovative Simulationsmethodik zur ganzheitlichen Betrachtung von Motoren bestehend aus Modellaufbau, Schwingungsanalyse (gekoppelte Mehrkörper-, Hydro- und Strukturdynamik-Simulation) und Akustik/Psychoakustik

Zunächst kann die Kurbeltriebdynamik unter Zuhilfenahme von Starrkörpern berechnet werden. Für realistischere Simulationsergebnisse sollten die Bestandteile des Kurbeltriebs allerdings als elastische Körper modelliert werden. In [17] wurde als erster Schritt in diese Richtung zumindest die Kurbelwelle mit elastischen Eigenschaften versehen. Während in [8] zusätzlich auch die Verformungen des Zylinderkurbelgehäuses bei der Berechnung der Kurbeltriebdynamik mit einbezogen wurden. Die nächste Evolutionsstufe beinhaltet die Berücksichtigung der Fluidodynamik und die daraus entstehenden Wechselwirkungen. Die Fluidodynamik bzw. die elasto-hydrodynamischen Interaktionen spielen zum einen in den hydrodynamischen Kurbelwellengrundlagern in der Lagergasse des ZKG<sup>3</sup> eine wichtige Rolle und sind zum anderen beim Ölfilm zwischen Kolben und Zylinder bzw. dem Liner von essentieller Bedeutung. In [12] und [10] wurden die elasto-hydrodynamischen Wechselwirkungen zwischen Kolben und Zylinderbuchse bereits mitberücksichtigt, allerdings wurden die Positionen, Geschwindigkeiten und Beschleunigungen der bewegten Komponenten des Kurbeltriebs wiederum nur mit Hilfe von starren Körpern berechnet. Ein gekoppelter Ansatz als nächster logischer Schritt ist in [9, 15, 16] dargestellt. Dabei werden die Probleme der Strukturmechanik und der Hydrodynamik gemeinsam und rückwirkungsbehaftet innerhalb der Mehrkörpersimulation gelöst.

<sup>3</sup> ZKG - Zylinderkurbelgehäuse

Die üblicherweise von den Autoren und anderen Gruppen verwendete ganzheitliche Simulationskette [6, 11] umfasst im Gegensatz dazu die Bereiche elasto-hydrodynamische Mehrkörpersimulation des Kurbeltriebs zur Abbildung der Kolbensekundärbewegung, FE-Schwingungsanalyse des Zylinder-Kurbelgehäuses sowie eine FE Akustiksimulation des umgebenden Luftraums, welche anschließend um eine psychoakustische Bewertung ergänzt werden kann [2, 5], siehe Bild 2.

Während die Kurbeltriebdynamik im Zeitbereich durch Zeitintegration der Bewegungsgleichung

$$\mathbb{M}_{MBS}\ddot{\mathbf{a}} + \mathbb{h}_{\omega}(q, \dot{q}, t) + \mathbb{h}_{el}(q, \dot{q}, t) = \mathbf{f}_{MBS}(q, \dot{q}, t) \quad \text{Gl. 1}$$

bestimmt wurde, erfolgte im Nachgang dessen die Behandlung der Strukturmechanik sowie der Schallabstrahlung bisher im Frequenzbereich

$$(-\Omega^2 \mathbb{M}_u + i\Omega \mathbb{D}_u + \mathbb{K}_u)\tilde{\mathbf{x}}(\omega) = \tilde{\mathbf{f}}_u, \quad \text{Gl. 2}$$

wobei ein vollständiges Arbeitsspiel betrachtet wurde. Deshalb mussten die im ersten Schritt berechneten Druckverläufe in den EHD-Kontakten zwischen Kolben und Liner unter Nutzung der FFT in den Frequenzbereich überführt werden.

Eine akustische Bewertung kann nun im interessierenden Frequenzbereich stattfinden. Allerdings geht der zeitliche Zusammenhang zu den verursachenden Ereignissen (z.B. schlagartiger Kontakt zwischen Kolben und Liner) verloren. Soll das akustische Verhalten aber gezielt bzgl. solcher verursachender Ereignisse verbessert werden, ist eine zeitliche Zuordnung notwendig.

## 2.1 Minimalbeispiel Frequenz- vs. Zeitbereich

Prinzipiell kann dies durch eine Rücktransformation in den Zeitbereich per inverser FFT erfolgen. Häufig wird vergessen, dass bei Bildung einer FFT das Spektrum auch negative Frequenzen umfasst ([18], S.227). Der vollständige Frequenzvektor erstreckt sich demnach von  $f = -F_s/2 \dots + F_s/2$ . Analog ist bei der Berechnung des komplexen Frequenzgangs nach Gl. 2 und der inversen FFT vorzugehen. Das verwendete FE Programm bietet diese Möglichkeit nicht, es wird lediglich der positive Teil des

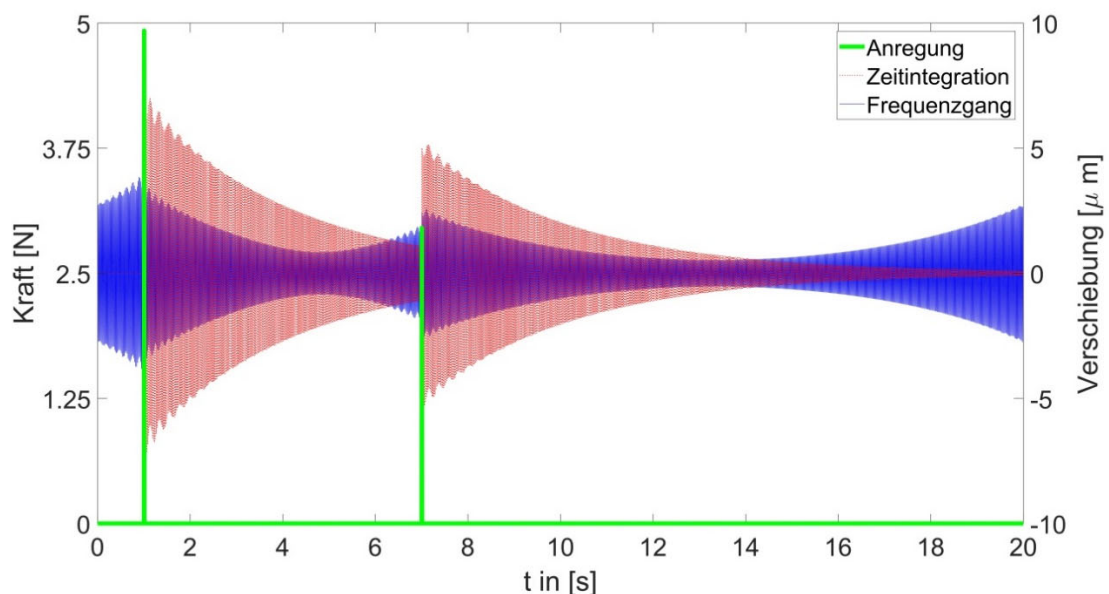
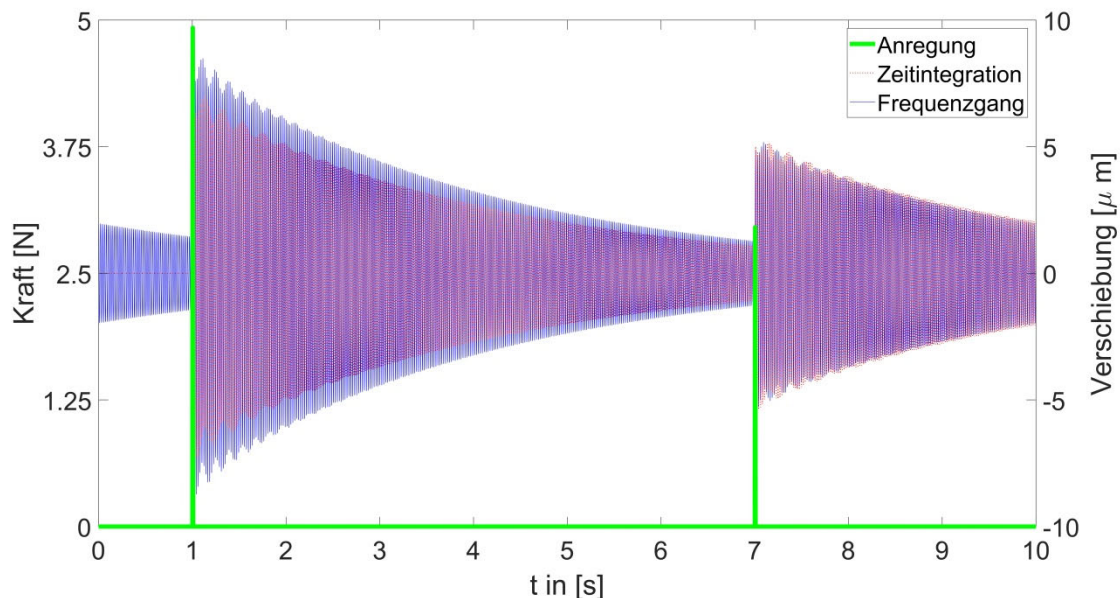


Bild 3: Kraftanregung und Verschiebungsantwort am freien Balkenende im Zeitbereich: Vergleich von Zeitintegration und inverser FFT eines komplexen gedämpften Frequenzgangs bei vernachlässigtem negativen Frequenzanteil.

Spektrums betrachtet, was bei gedämpften Systemen wegen des fehlenden Anteils  $i\Omega\mathbb{D}_u$  zu Problemen führt.

Die Auswirkungen dieser Vereinfachung werden im Folgenden an einem Testbeispiel aufgezeigt. Dazu wurde das FE-Modell eines Balkens einmal im Zeitbereich und einmal im Frequenzbereich berechnet, wobei als Anregung zwei Impulse unterschiedlicher Intensität und zu unterschiedlichen Zeiten aufgebracht wurden, siehe



**Bild 4:** Kraftanregung und Verschiebungsantwort am freien Balkenende im Zeitbereich: Vergleich von Zeitintegration und inverser FFT eines komplexen gedämpften Frequenzgangs bei Verletzung der Periodizität des Antwortsignals.

Bild 3. Die Anregung erfolgte in der Mitte des einseitig eingespannten Balkens und die Verschiebung am freien Balkenende wird für die Auswertung herangezogen.

Die Lösung im Frequenzbereich wurde einmal mit vollständigem Spektrum und einmal lediglich mit dem positiven Frequenzanteil berechnet, bevor die Rücktransformation in den Zeitbereich vorgenommen wurde. Die Zeitintegration der Bewegungsgleichungen des Balkens dient dabei als Referenz.

Wird der negative Teil des Spektrums vernachlässigt, ergibt sich Bild 3 mit drastischen Abweichungen zum erwarteten Zeitsignal. Zum einen treten Antwortschwingungen auf, bevor überhaupt der erste Anregungsimpuls stattgefunden hat, was dem Prinzip von Ursache und Wirkung widerspricht. Weiterhin entsprechen sowohl die Amplituden als auch das Abklingverhalten der Frequenzganglösung nicht der Zeitbereichslösung. Werden in Gl. 2 die positiven als auch die negativen Frequenzen berücksichtigt, stimmen die Resultate zwischen Berechnung im Zeit- und im Frequenzbereich natürlich überein – auf eine Darstellung wurde verzichtet.

Zusätzlich ist bei Anwendung von Gl. 2 zu berücksichtigen, dass es sich um die partikuläre Lösung handelt, Einschwingvorgänge also abgeklungen sein müssen. Ferner setzt die Rücktransformation per IFFT voraus, dass es sich um ein periodisches Antwortsignal handelt. Wird aber z.B. die Periodizität verletzt, d.h. stimmen Anfangs- und Endzustand der Antwort im betrachteten Intervall nicht überein (wurde hier durch Halbierung des betrachteten Intervalls erreicht), ergeben sich deutliche Abweichungen, vgl. Bild 4. Insbesondere treten auch hier Schwingungen auf, bevor der ursächliche Impuls wirkt.



## 2.2 Weiteres Vorgehen für Gesamtmodell

Für die Berechnung des ZKGs ergeben sich aus diesen Betrachtungen zwei mögliche Wege: Erstens die Rechnung unter Nutzung eines selbstgeschriebenen Programms mit vollständigem Spektrum durchführen oder zweitens auf die Berechnung im Frequenzraum verzichten, stattdessen eine Zeitintegration in einem kommerziellen FE-Programm durchführen und ggf. anschließend im Frequenzraum benötigte Ergebnisse durch eine FFT erstellen.

Da der erste Weg aufgrund der Modellgröße und dem damit verbundenen Rechenaufwand hier ausscheidet, wurde im Rahmen dieses Beitrags der zweite eingeschlagen. Anstelle von Gl. 2 wird daher

$$M_u \ddot{u} + D_u \dot{u} + K_u u = f_u \quad \text{Gl. 3}$$

durch Zeitintegration gelöst. Aus der Ruhelage heraus werden mehrere Arbeitsspiele berechnet, um eine periodische Lösung sicherzustellen. Das ursprüngliche Modell bestehend aus Zylinderkurbelgehäuse, Zylinderkopf und Ölwanne umfasst etwa 8,5 Millionen Freiheitsgrade; es wurde daher zur Verringerung des Rechenaufwands eine modale Reduktion vorgeschaltet. Unter Berücksichtigung aller Eigenfrequenzen bis 22kHz führt dies insgesamt auf 1153 Eigenformen. Für die anschließende Zeitintegration wurde ein expliziter Algorithmus mit einer festen Zeitschrittweite von 1e-6s verwendet.

## 3. Unterschiedliche Modelltiefen im MKS-Teil der Simulationskette

Die Abarbeitung der beschriebenen Simulationskette ist trotz Einsatz numerisch effizienter Methoden relativ aufwändig – je Lastfall fallen insgesamt einige Tage Rechenzeit an. Um in einem vertretbaren Rahmen zu bleiben, wurde innerhalb der MKS-Simulation der EHD-Kontakt vereinfachend auf *eine* Liner/Kolben Paarung des 4-Zylinder ZKGs beschränkt, wobei der Liner zudem als prismatischer Körper idealisiert ist. Der berechnete Druck im EHD-Kontakt sowie der Gasdruck im Zylinder 1 werden in diesem Fall phasengerecht auf die verbleibenden Zylinder 2-4 übertragen, was insgesamt die Anregung für die Strukturdynamik des ZKG bildet.

Es stellt sich die Frage, ob diese Vereinfachung zulässig ist. Daher wurde im Rahmen des vorliegenden Beitrags das MKS Modell auf eine vollständige 4-Zylinder Linerstruktur erweitert. Ferner wurden alle Liner/Kolben Paarungen als EHD-Kontakt berücksichtigt. Auf der anderen Seite ist auch die Möglichkeit weiterer Vereinfachungen und deren Auswirkung auf die Genauigkeit sowie die Rechenzeit analysiert worden. Der Aufwand für die anschließende Strukturdynamikberechnung bleibt dabei natürlich gleich; die Ergebnisse unterschieden sich aber wegen des unterschiedlichen Inputs. Die untersuchten Kombinationen sind in **Tabelle 1** mit der entsprechenden Anzahl der Freiheitsgrade und der Rechenzeit des MKS Modells aufgelistet. Innerhalb der beiden Modellgruppen a) „einzelner Liner“ (EL) und b) „alle Liner“ (AL) ist die Rechenzeit natürlich proportional zur Anzahl der Freiheitsgrade. Darüber hinaus zeigt der Vergleich der Rechnungen Nr. 3 und Nr. 4 bei ähnlicher Freiheitsgradanzahl deutlich unterschiedliche Rechenzeiten, woraus sich ableiten lässt, dass ein großer Teil des Rechenaufwands der Elastizität des Kolbens geschuldet ist.

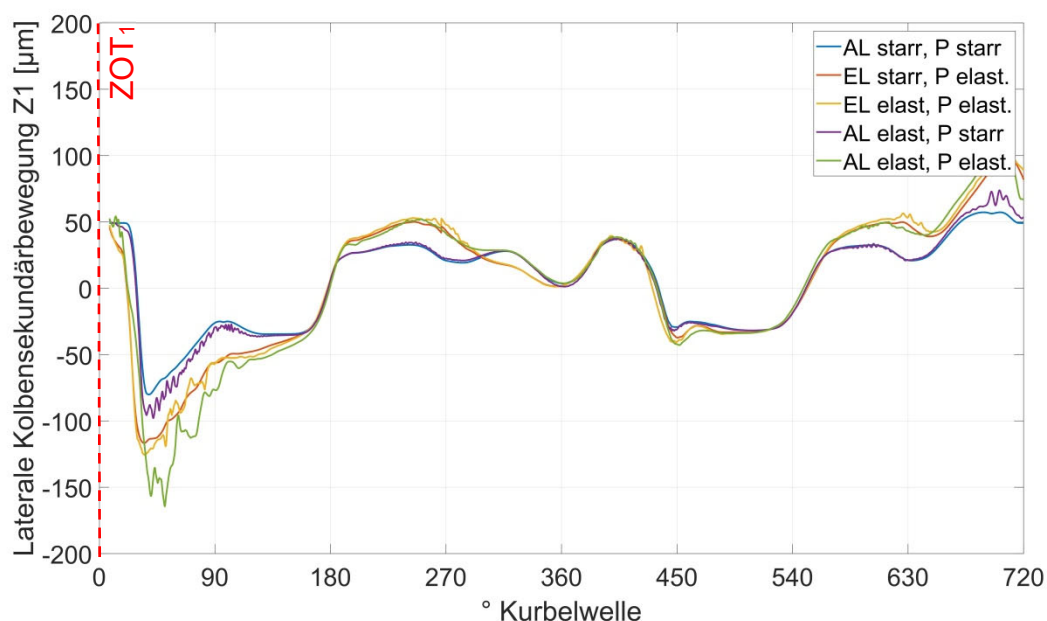
**Tabelle 1:** Untersuchte Modellierungsvarianten in der MKS Simulation. EL – Einzel-Liner, AL – Alle Liner.

Nr.	ID	Typ	Liner	Kolben	Freiheitsgrade	Rechenzeit [h]
1	3	AL	starr	starr	86	1.10
2	4	EL	starr	elastisch, Z1	128	6.09
3	1	EL	elastisch, Z1	elastisch, Z1	292	51.50
4	5	AL	elastisch, Z1-Z4	starr, Z1-Z4	280	7.75
5	2	AL	elastisch, Z1-Z4	elastisch, Z1-Z4	502	535.50

#### 4. Ergebnisse der Modellierungsvarianten im Vergleich

Die Modellierungstiefe wirkt sich zunächst auf die Kolbensekundärbewegung und auf den hydrodynamischen Druck des EHD-Kontaktes aus. Die laterale Kolbenbewegung des Zylinders 1 ist für alle in diesem Beitrag untersuchten Varianten in **Bild 5** dargestellt.

Über weite Strecken ergeben sich identische Kurvenverläufe, jedoch ist gerade der Einfluss der Kolbenelastizität deutlich zu erkennen. Demnach führt deren Vernachlässigung zu einer Unterschätzung der Kolbenbewegung (blau vs. orange & lila vs. grün). Die Linerelastizität hat auf den globalen Verlauf nur untergeordneten Einfluss, führt jedoch zu überlagerten Schwingungen im Bereich kurz nach ZOT<sub>1</sub><sup>4</sup> (lila vs. blau & gelb vs. orange).

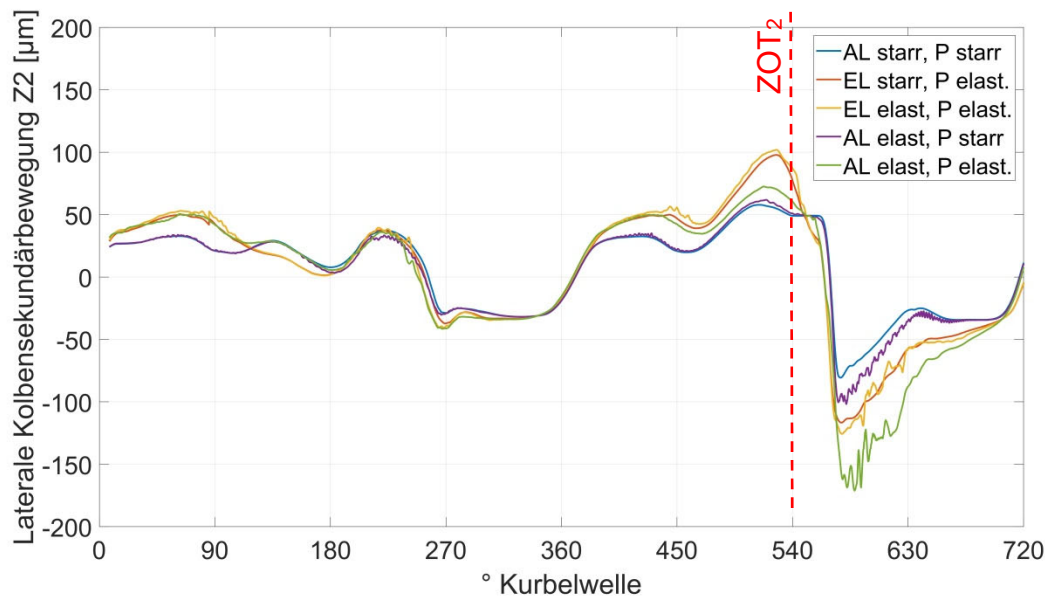


**Bild 5:** Unterschiedliche Ergebnisse der MKS-Berechnung am Bsp. der lateralen Kolbensekundärbewegung des **Zylinders 1**. AL – alle Liner Z1-Z4, EL – Einzel-Liner Z1, P – Piston.

<sup>4</sup> ZOT – oberer Totpunkt beim Zündvorgang eines 4-Takt Motors, im Gegensatz dazu: GWOT – oberer Totpunkt beim Gaswechsel

Auch der Vergleich zwischen vollständigem Liner (Z1-Z4, grün) und Single-Liner (Z1, gelb) zeigt im Wesentlichen nur kurz nach  $ZOT_1$  signifikante Unterschiede. Analoge Aussagen lassen sich für die Bewegung der anderen Kolben ableiten, beispielhaft seien die Ergebnisse für den Zylinder 2 in **Bild 6** dargestellt, wobei hier die Variante mit vollständigem Liner (Z1-Z4, grün) auch schon vor  $ZOT_2$  von der Lösung mit Single-Liner (Z1, gelb) beginnt abzuweichen.

Zur Bewertung des Einflusses der unterschiedlichen Modellierungstiefen auf die Lärmemission wurden in einem ersten Schritt die Schwinggeschwindigkeiten an der Oberfläche des ZKGs herangezogen. Dazu wurden mehrere Punkte auf dem ZKG gewählt, die aus akustischer Sicht dominante Strahler darstellen (größere Flächen



**Bild 6:** Unterschiedliche Ergebnisse der MKS-Berechnung am Bsp. der lateralen Kolbensekundär-bewegung des **Zylinders 2**. AL – alle Liner Z1-Z4, EL – Einzel-Liner Z1, P – Piston.

mit dünnwandiger Struktur). Die Auswirkungen waren dabei bei allen ausgewerteten Beobachtungspunkten vergleichbar, weshalb im Folgenden lediglich die Ergebnisse eines Punktes gezeigt werden (Zylinder 2, Druckseite).

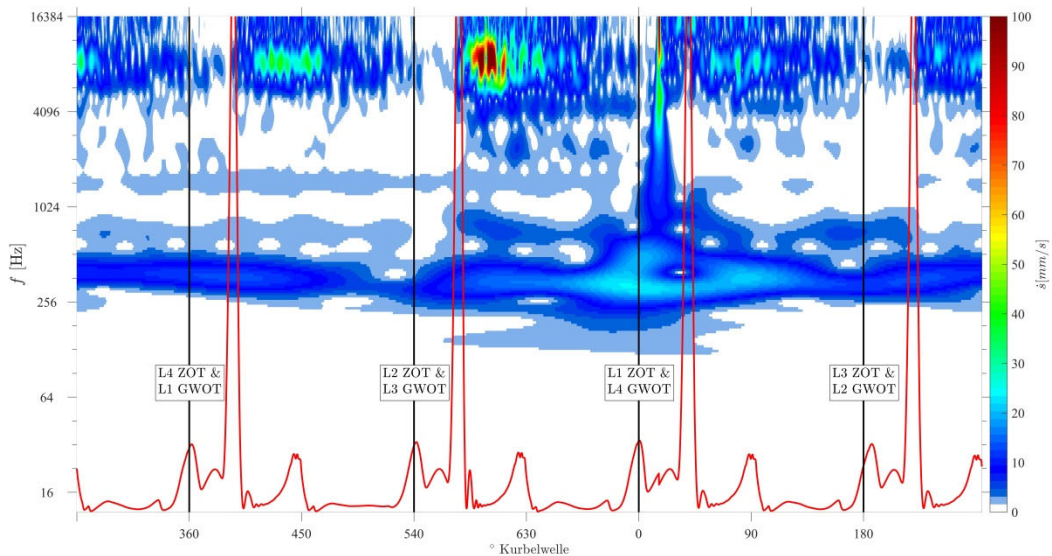
Da die Strukturodynamik entsprechend der Ausführungen in Abschnitt 2.2 im Zeitbereich berechnet wurde, ergibt sich hier die Möglichkeit die beteiligten Frequenzen über ein Arbeitsspiel aufzutragen. Dazu bietet sich zum einen die Einteilung des Zeitbereichs in mehrere Blöcke an, auf die dann jeweils eine Kurzzeit-FFT angewendet wird. Prinzipbedingt, siehe Abschnitt 2.1, muss das Signal in einem Block periodisch sein, was durch Fensterung erreicht werden kann, allerdings Amplitudenfehler verursacht. Alternativ kann für diesen Zweck auch eine Continuous Wavelet Transformation (CWT) [13] herangezogen werden, welche die genannten Nachteile nicht aufweist. Die erzielten Ergebnisse sind entsprechend basierend auf **Tabelle 1** in **Bild 7**, **Bild 8**, **Bild 9**, **Bild 10**, und **Bild 11** dargestellt, wobei zusätzlich die kinetische Energie der Kolben eingetragen wurde.

Generell sind bei allen Varianten zwei Frequenzbereiche erkennbar: zum einen existiert bei etwa 350 Hz ein konstant vorhandenes Band, dessen Amplitude im Verlauf des Arbeitsspiels variiert. Zudem treten im Bereich höherer Frequenzen (8 bis 10 kHz) jeweils nach dem Anlagewechsel des Kolbens nach ZOT große Amplituden auf. Naturgemäß sind dabei am gewählten Beobachtungspunkt (Zylinder 2, Druckseite) die

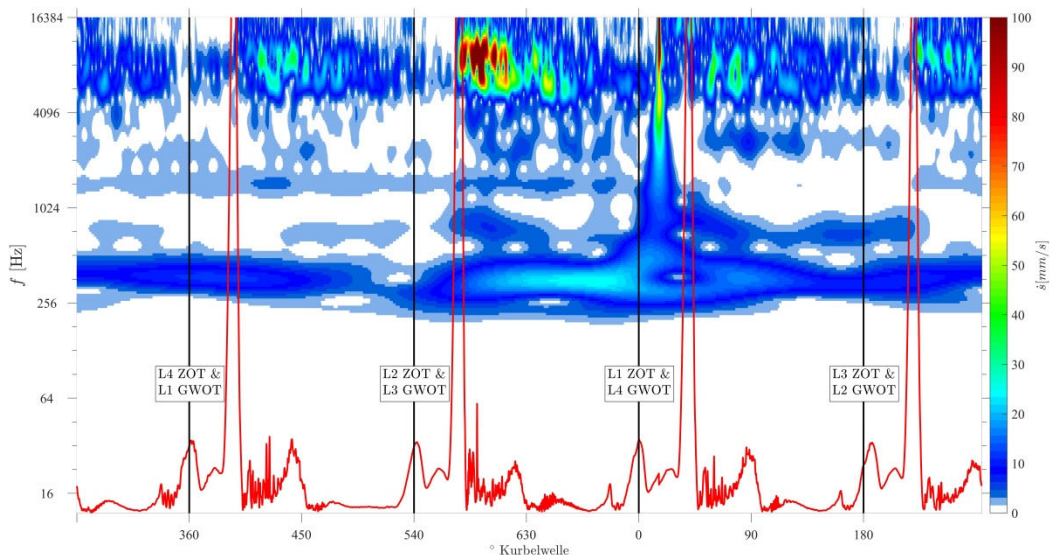
Amplituden nach ZOT des Zylinder 2 am größten, jedoch sind hier auch die Anlagewechsel der übrigen Kolben nach deren ZOT zu registrieren.

Der Vergleich von **Bild 7** und **Bild 8** zeigt wieder den Einfluss der Linerelastizität (alle Zylinder), der wie schon bei der Diskussion der Kolbensekundärbewegung gering ausfiel; lediglich zwischen 550° und 640° KW sind die Amplituden im Bereich von 8 bis 10 kHz infolge der Linerelastizität unwesentlich stärker ausgeprägt.

Demgegenüber werden diese Frequenzanteile bei Berücksichtigung der Kolbenelastizität und ideal starrem Liner zu Gunsten des niedrigen Frequenzbandes unterschätzt (**Bild 7** vs. **Bild 9**).



**Bild 7:** CWT der Oberflächengeschwindigkeit an der ZKG Oberfläche (Zylinder 2 Druckseite). Variante: AL starr, P starr (Nr.1 (ID 3), blaue Kurve in **Bild 5/Bild 6**). In rot: kinetische Energie der Kolben.

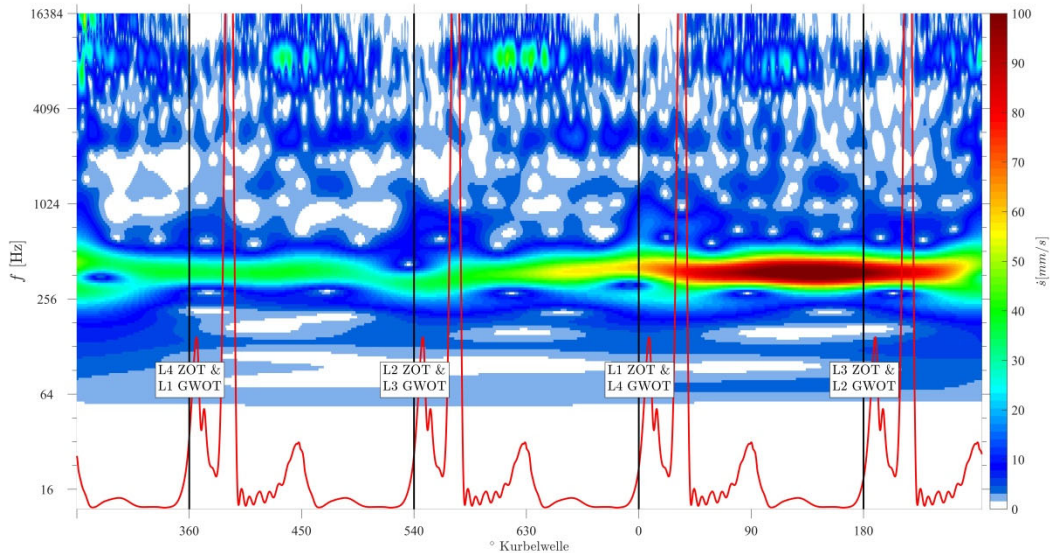


**Bild 8:** CWT der Oberflächengeschwindigkeit an der ZKG Oberfläche (Zylinder 2 Druckseite). Variante: AL elastisch, P starr (Nr.4 (ID 5), lila Kurve in **Bild 5/Bild 6**). In rot: kinetische Energie der Kolben.

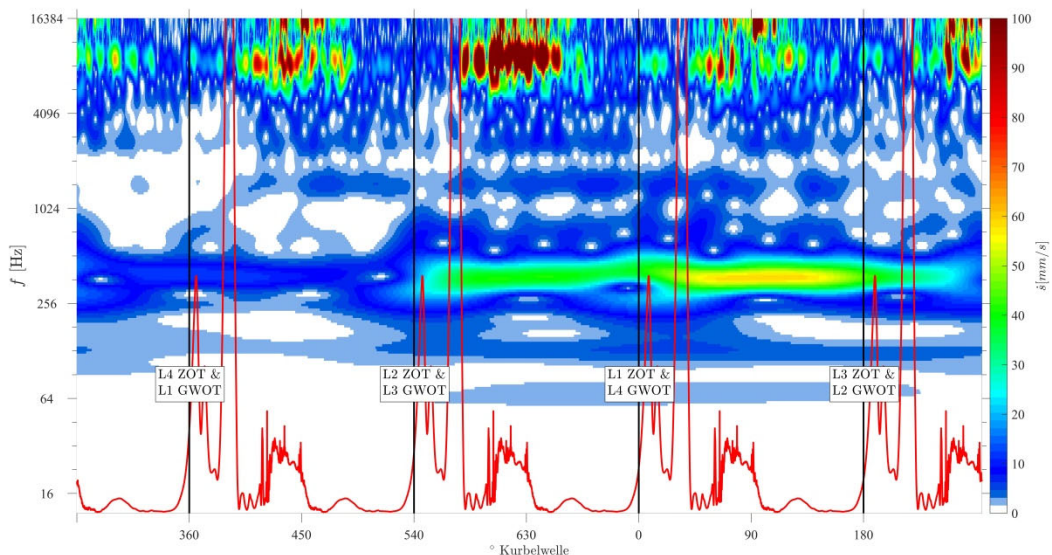
Die großen Amplituden im niedrigen Frequenzbereich sind hier eindeutig dem Anlagewechsel an Kolben/Zylinder 1 nach dessen ZOT zuzuordnen.

Wird nun der ideal prismatische elastische Einzelzylinder mit einem elastischen Kolben kombiniert, folgt **Bild 10**. Wie aus den vorherigen Aussagen zu erwarten, sind nun beide Frequenzbänder mit deutlichen Amplituden vertreten.

Die Berücksichtigung des vollständigen Liners (alle Zylinder), vgl. **Bild 11**, gleicht im Resultat prinzipiell dem vorherigen, wobei aber alle Amplituden höher ausfallen. Es tritt zusätzlich ein Band bei etwa 1500 Hz mit sehr schwachen Amplituden bei GWOT<sub>1</sub> bzw. ZOT<sub>4</sub> auf.



**Bild 9:** CWT der Oberflächengeschwindigkeit an der ZKG Oberfläche (Zylinder 2 Druckseite). Variante: EL starr, P elastisch (Nr.2 (ID 4), orange Kurve in **Bild 5/Bild 6**). In rot: kinetische Energie der Kolben.

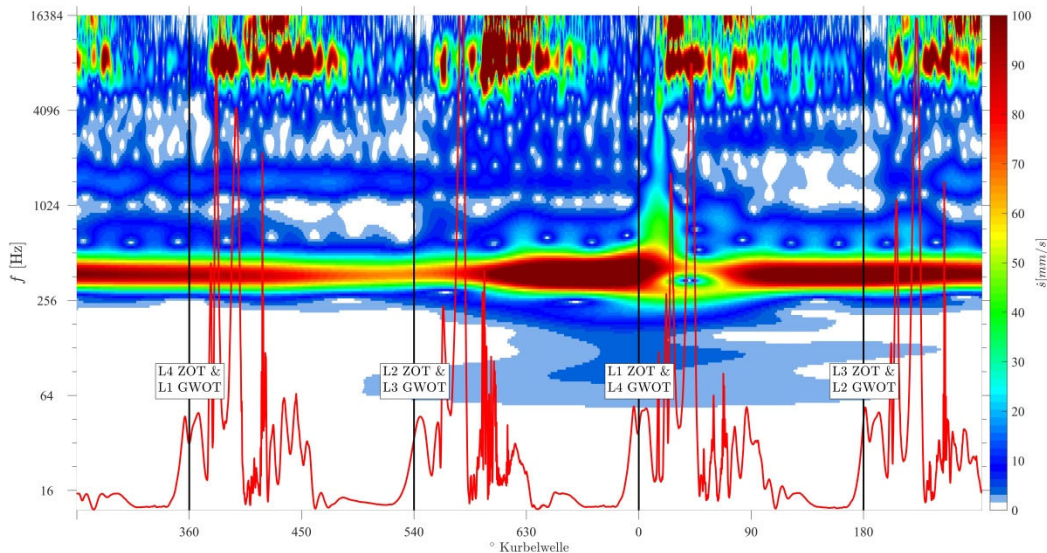


**Bild 10:** CWT der Oberflächengeschwindigkeit an der ZKG Oberfläche (Zylinder 2 Druckseite). Variante: EL elastisch, P elastisch (Nr.3 (ID 1), gelbe Kurve in **Bild 5/Bild 6**). In rot: kinetische Energie der Kolben.

Mit Hinblick auf die einleitend gestellte Forderung, akustische Fragestellungen früh im Produktentwicklungsprozess zu bearbeiten, vgl. Konzeptphase in **Bild 1**, kann aus den hier gewonnenen Ergebnissen eine Handlungsempfehlung abgeleitet werden. Da in diesem Stadium eine Vielzahl von Designvarianten zu berechnen ist,

muss der Rechenaufwand möglichst gering sein. Aus den vorherigen Betrachtungen ergibt sich, dass zumindest die Kolbenelastizität in jedem Fall zu berücksichtigen ist, um den Frequenzinhalt der Schallemission korrekt abzubilden.

Liegt später ein detaillierterer Entwurf vor, sind ergänzende Rechnungen mit zusätzlicher Elastizität sowie EHD-Kontakt an zumindest einem repräsentativen Liner notwendig, um verlässlichere Aussagen hinsichtlich der Amplituden der Schallemission



**Bild 11:** CWT der Oberflächengeschwindigkeit an der ZKG Oberfläche (Zylinder 2 Druckseite). Variante: AL elastisch, P elastisch (Nr.5 (ID 2), grüne Kurve in **Bild 5/Bild 6**). In rot: kinetische Energie der Pleuellager.

zu generieren, wobei für die abschließende Bewertung des finalen Designs eine Simulation mit EHD-Kontakt in allen Zylindern, elastischen Pleuellagern sowie der Berücksichtigung der gemeinsamen elastischen Linerstruktur zu empfehlen ist, da diese hinsichtlich der auftretenden Amplituden noch einmal deutlich genauere Ergebnisse liefert.

## 5. Zusammenfassung

In diesem Beitrag wurde der Einfluss der Modellierungstiefe des MKS-Modells eines Pleuellagertriebs auf die akustischen Emissionen untersucht. Ausgehend von einem ideal starren Modell wurden schrittweise die Elastizitäten von Pleuellagern und Liner an einem Zylinder eines Pleuellagermotors hinzugeschaltet. Abschließend wurde auch eine EHD-Berechnung mit allen elastischen Pleuellagern und gemeinsamer elastischer Linerstruktur durchgeführt. Die unterschiedlichen Resultate wurden zunächst anhand der lateralen Pleuellagerbewegung diskutiert. Durch die anschließende strukturdynamische Zeitintegration des ZKG wurden die Oberflächengeschwindigkeiten ermittelt. Durch eine CWT konnten der Frequenzinhalt dieser Schwingungen zeitlich aufgelöst über ein Pleuellager dargestellt werden. Der Vergleich der Modellierungsebenen lieferte zur MKS analoge Aussagen bzgl. der Oberflächengeschwindigkeit des ZKGs. Demnach ist, was das Auftreten dominanter Frequenzen angeht, das Modell mit dem EHD-Kontakt an einer Pleuellager/Liner Paarung hinreichend, allerdings werden die Amplituden unterschätzt. In jedem Fall sollten die Pleuellager als elastische Körper berücksichtigt werden. Die Simulation mit EHD-Kontakt in allen Zylindern, elastischen Pleuellagern

sowie der Berücksichtigung der gemeinsamen elastischen Linerstruktur liefert erwartungsgemäß die genauesten Ergebnisse, verursacht aber einen Aufwand, der im Rahmen von Variantenrechnungen nicht tragbar ist. Diesbezüglich scheint das Modell mit dem EHD-Kontakt an einer Kolben/Liner-Paarung als der beste Kompromiss zwischen Rechenaufwand und Genauigkeit. Aufbauend auf den hier präsentierten Ergebnissen können in weiteren Studien Parametervariationen (Desachsierung, Kolbenspiel, Kolbenfeingeometrie) durchgeführt werden, um anschließend bezüglich der unterschiedlichen Anwendungsbeispiele Handlungsempfehlungen für die notwendige Modellierungstiefe geben zu können.

## Danksagung

Die vorgestellten Ergebnisse entstanden im Rahmen des Projektes „Innovative Simulationsverfahren für die akustische Auslegung von Automobilen“, das mit Geldern des Europäischen Fonds für regionale Entwicklung (EFRE) und des Landes Sachsen-Anhalt gefördert wird. Die Autoren bedanken sich für die gewährte finanzielle Förderung.

## Literatur

- [1] F. Duvigneau. *Ganzheitliche simulationsbasierte Bewertung der Akustik von automobilen Antrieben*. PhD thesis, Otto-von-Guericke Universität Magdeburg, 2017.
- [2] F. Duvigneau and U. Gabbert. Advances in the holistic numerical simulation workflow to analyze the sound of combustion engines based on human auditory perception. In *Proceedings of the 22nd International Congress on Acoustics - ICA*, 2016.
- [3] F. Duvigneau, S. Nitzschke, J. Strackeljan, and U. Gabbert. Virtual engineering approach for the analysis of the acoustic behavior of an engine. In *The 22nd International Congress on Sound and Vibration*, Florence (Italy), 2015.
- [4] F. Duvigneau, S. Nitzschke, J. Strackeljan, and U. Gabbert. Ganzheitlicher Virtual Engineering Ansatz zur Schwingungs- und Akustiksimulation eines Verbrennungsmotors. In *SIRM 2015 11. Internationale Tagung Schwingungen in rotierenden Maschinen*, Magdeburg, 2015.
- [5] F. Duvigneau, S. Liefold, M. Höchstetter, J. Verhey, and U. Gabbert. Analysis of simulated engine sounds using a psychoacoustic model. *Journal of Sound and Vibration*, 366: 544–555, 2016.
- [6] F. Duvigneau, S. Nitzschke, E. Woschke, and U. Gabbert. A holistic approach for the vibration and acoustic analysis of combustion engines including hydrodynamic interactions. *Archive of Applied Mechanics*, 86 (11): 1887–1900, jul 2016. doi: [10.1007/s00419-016-1153-5](https://doi.org/10.1007/s00419-016-1153-5).
- [7] F. Gérard, M. Tournour, N. Masri, L. Cremers, M. Felice, and A. Selmane. Acoustic transfer vectors for numerical modeling of engine noise. *Sound and Vibration Magazine*, 2002.
- [8] M. Gustafsson, J. Jacqmot, and S. Caro. Experimental validation of an efficient procedure for large acoustic radiation problems. In *Proceedings of the ISMA 2010*, 2010.

- [9] Z. Junhong and H. Jun. Cae process to simulate and optimise engine noise and vibration. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 20: 1400–1409, 2006.
- [10] G. Knoll, H. Peeken, R. Lechtape-Grüter, and J. R. Lang. Computer-aided simulation of piston and piston ring dynamics. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 118: 880–886, 1996.
- [11] J. Lang, F. Duvigneau, G. Knoll, and U. Gabbert. MKS/EHD-gestützte Luft- und Körperschallanalyse des Kurbeltriebdesigns von Verbrennungsmotoren. In *9. Magdeburger Akustik-Symposium*, 2016.
- [12] J. R. Lang. *Kolben-Zylinder-Dynamik: finite Elemente Bewegungssimulation unter Berücksichtigung strukturdynamischer und elastohydrodynamischer Wechselwirkungen*. PhD thesis, RWTH Aachen, 1997.
- [13] J. M. Lilly and S. C. Olhede. Generalized morse wavelets as a superfamily of analytic wavelets. *IEEE Transactions on Signal Processing*, 60 (11): 6036–6041, nov 2012. doi: [10.1109/TSP.2012.2210890](https://doi.org/10.1109/TSP.2012.2210890).
- [14] S. Nitzschke. *Instationäres Verhalten schwimmbuchsenlagerter Rotoren unter Berücksichtigung masseerhaltender Kavitation*. PhD thesis, Otto-von-Guericke Universität Magdeburg, 2016.
- [15] G. Offner and H. Pribsch. *Multi-Body Dynamics: Monitoring and Simulation Techniques-II*, chapter Elastic body contact simulation for predicting piston slap induced noise in an IC engine, pages 191–206. Professional Engineering Publishing, London, 2000.
- [16] G. Offner, J. Krasser, O. Laback, and H. Pribsch. Simulation of multi-body dynamics and elastohydrodynamic excitation in engines especially considering piston-liner contact. *Journal of Multi-body Dynamics*, 215: 93–102, 2001.
- [17] D. Siano. CAE process to simulate and optimise engine noise and vibration. *Journal of Environmental Science and Engineering B 1*, pages 1146–1161, 2012.
- [18] S. W. Smith. *The Scientist and Engineer's Guide to Digital Signal Processing*. California Technical Publishing, San Diego, California, 1999. ISBN 0-9660176-6-8.



# **Tickergeräuschanalyse an einem Otto-DI-Motor mittels empirischer Bewertungsformel**

---

Sebastian Schneider, Christian Mühlbauer, Christopher Sittl, Hermann Rottengruber, Hans-Peter Rabl, Marcus Wagner, Jesko Verhey

## **Abstract**

When buying a car, the acoustic impression of quality of a vehicle drive train is becoming more and more relevant. The perceived sound quality of the engine unit plays a key role here. Due to the nature of individual background noises, that sound quality is negatively influenced. These noise components, which are perceived as unpleasant, need to be further reduced in the course of vehicle development with the identification and evaluation of disruptive noise components in the overall engine noise being a prerequisite for effective acoustics optimization. In particular, the pulsed ticker noise is classified as particularly annoying in Otto DI engines, which is why this article aims to analyze and evaluate the ticking noise components from the overall noise. For this purpose, an empirical formula was developed which can classify the ticking noise components in terms of their intensity. This is purely perception-based and consists of the impulsiveness, the loudness and the sharpness of the overall engine noise. As with other psychoacoustic evaluation scales, the rating was made from 1 (very ticking) to 10 (not ticking). The ticker noise evaluation formula was then verified on the basis of hearing tests with the help of a jury of experts. According to this, it can be predicted precisely in which engine map areas the ticker noise undermines the pleasantness of the overall engine noise.

## **Kurzfassung**

Beim Kauf eines Pkw wird der akustische Qualitätseindruck eines Fahrzeugantriebsstrangs stetig relevanter. Die wahrgenommene Geräuschqualität des Motoraggregates nimmt hierbei eine Schlüsselrolle ein. Aufgrund der Ausprägung einzelner Störgeräusche wird jene Geräuschqualität negativ beeinflusst. Diese als unangenehm empfundenen Geräuschkomponenten gilt es im Rahmen der Fahrzeugentwicklung weiter zu reduzieren, wobei die Identifikation und Bewertung störender Geräuschanteile am Motorgesamtgeräusch Voraussetzungen für eine effektive Akustikoptimierung sind. Vor allem das impulshafte Tickergeräusch wird bei Otto-DI-Motoren als besonders lästig eingestuft, weswegen dieser Beitrag darauf abzielt, die tickenden Geräuschanteile aus dem Gesamtgeräusch zu analysieren und zu bewerten. Hierzu wurde eine empirische Formel entwickelt, welche die tickenden Geräuschanteile in ihrer Intensität in Grenzen einstufen kann. Diese ist rein empfindungsbasiert und besteht aus der Impulshaftigkeit, der Lautheit sowie der Schärfe des Motorgesamtgeräusches. Wie auch bei anderen psychoakustischen Bewertungsskalen wurde die Beno-

tion von 1 (sehr tikernd) bis 10 (nicht tikernd) vorgenommen. Anhand von Hörversuchen mithilfe einer Expertenjury konnte die Tickergeräuschbewertungsformel anschließend verifiziert werden. Hiernach kann präzise ausgesagt werden, in welchen Motorkennfeldbereichen das Tickergeräusch die Angenehmheit des Motorgesamtgeräusches untergräbt.

## **1. Einleitung**

Die Anforderungen an moderne Verbrennungsmotoren werden durch immer strengere Gesetzgebungen und wachsenden Ansprüchen seitens des Kunden zunehmend höher. Neben Limitierungen bezüglich der Emissionen und des Kraftstoffverbrauchs, tritt der Fokus der Akustik eines Verbrennungsmotors stärker in den Vordergrund. Der aktuelle Trend sind leichtere, effizientere aber auch komplexere Aggregate, welche die akustischen Eigenschaften eines Fahrzeuges deutlich beeinflussen können. Besonders die Hochdruck-Direkteinspritzung besitzt einen erheblichen Einfluss auf das akustische Störverhalten von Diesel- als auch Ottomotoren. Das Gesamtgeräusch von Verbrennungsmotoren wird trotz Leistungssteigerung und Leichtbau aufgrund neuartiger Technologien immer leiser. Dadurch treten, als störend wahrnehmbare, Nebengeräusche zunehmend in den Vordergrund. Bekannte Teilstörgeräusche sind unter anderem das sogenannte Dieselnageln und das Tickergeräusch. Das Dieselnageln resultiert aus der Selbstzündung und dem daraus induzierten schnellen und starken Druckanstieg im Zylinder. Das Tickergeräusch wird durch das Hochdruck-Einspritzsystem verursacht und kann somit bei modernen Diesel- und Ottomotoren auftreten. Geräuschbewertungsmodelle sollen in der Entwicklung dabei helfen Gesamtmotorgeräusche und einzelne Geräuschkomponenten quantitativ und qualitativ zu bewerten, um relative Aussagen zu treffen, ob und wie unangenehm das Motorgeräusch erscheint. Im Rahmen dieses Beitrages soll anhand von Akustikmessungen und -auswertungen eine empirische Formel, welche die Intensität des Tickergeräusches sowohl für stationäre Betriebspunkte als auch dynamische Kennfeldmessungen bewerten soll, entwickelt werden.

## **2. Stand der Technik**

Die Bewertung der Geräuschqualität von Gesamtfahrzeugen und insbesondere von Verbrennungsmotoren nimmt einen zunehmend stärkeren Anteil im Entwicklungsprozess ein. Um den Bewertungsprozess stetig zu optimieren, müssen die Geräuschquellen verschiedener Störgeräusche unmittelbar definiert werden. Zusätzlich müssen die Bewertungsmodelle an die jeweils aktuellen und zukünftigen Motoren und deren innovativen Technologien angepasst werden.

### **2.1 Geräuschbewertungsmethoden**

Für die Einschätzung der Lästigkeit von verbrennungsmotorischen Geräuschen können einerseits Expertenmeinungen auf Basis von Hörversuchen und andererseits empirisch entwickelte Bewertungsformeln herangezogen werden. Eine in der Praxis etablierte Bewertungsformel für die Lästigkeit von Motorengeräuschen stellt der „AVL Annoyance Engine Index“ dar. Dabei wird der von einem Verbrennungsmotor abgestrahlte Luftschall mit einem Kunstkopf oder einem Mikrofon aufgenommen und zunächst die psychoakustischen Kenngrößen wie Lautheit, Schärfe, Impulshaftigkeit und Periodizität berechnet. Diese berechneten Grundgrößen werden zu einem einzahligen

Bewertungsindex zusammengefasst. Je höher der Index bewertet wird, desto unangenehmer wird das Geräusch empfunden. [9] Ein weiterer praktikabler Bewertungsindex ist der von Ford entwickelte „Diesel Knocking Index“, welcher das typische Dieselnageln bewertet. Dabei werden die Impulshaftigkeit und der Lautstärkepegel miteinander zu einem Einzahlwert kombiniert [1].

### **2.1.1 Subjektive Geräuschbewertungsmethoden**

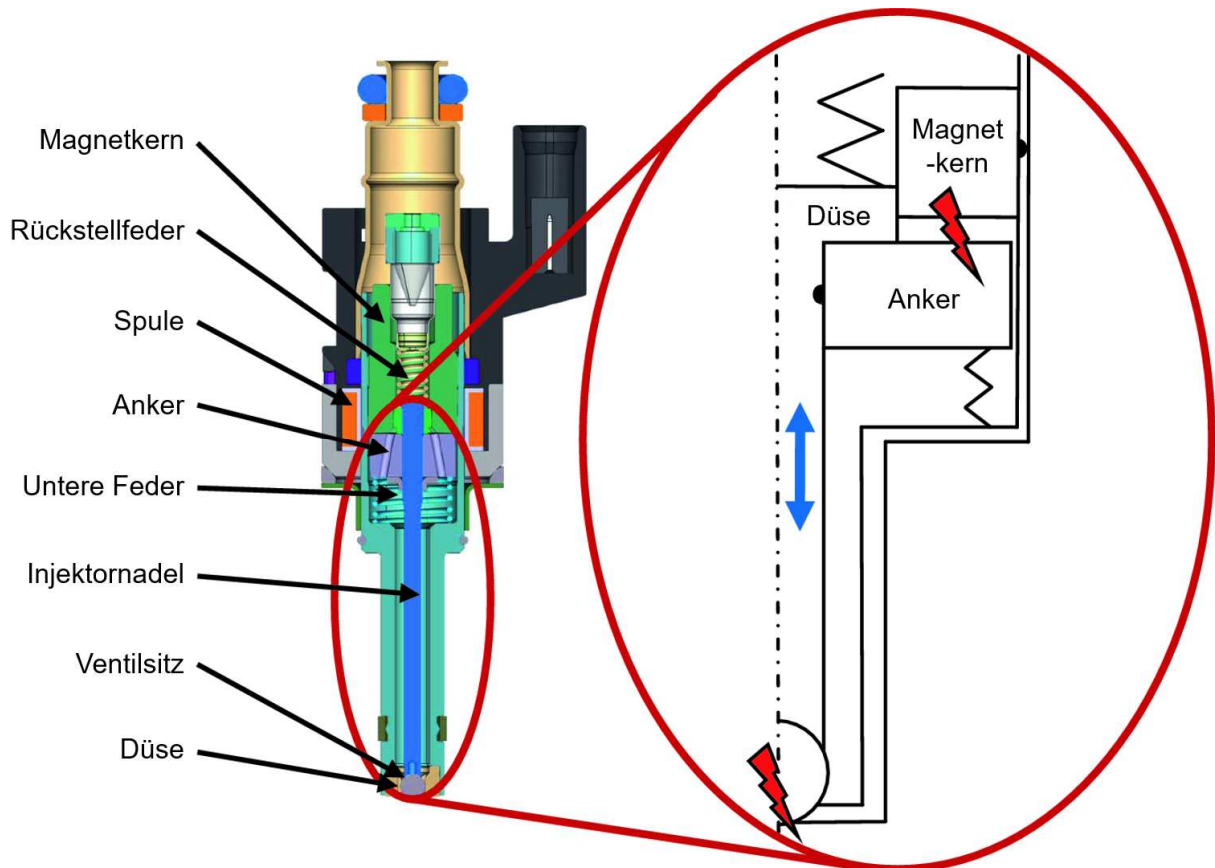
Zur Bewertung der Geräuschqualität im Entwicklungsprozess von Motoren und Fahrzeugen werden traditionell Subjektivbewertungen durch Experten- und Laienjury's durchgeführt. Diese haben den Nachteil, dass sie sehr zeitintensiv und durch den subjektiven Eindruck der bewertenden Personen gefärbt sind. Weiterhin können geringe Änderungen im tonalen Anteil nicht sicher erfasst werden, da das menschliche Gehör in bestimmten Frequenzbereichen und Tonhöhen seine physikalischen Grenzen erreicht [2].

### **2.1.2 Objektive Geräuschbewertungsmethoden**

Neben den subjektiven Geräuschbewertungsmethoden werden stetig objektive akustische Bewertungsmodelle entwickelt. Zur objektiven Benotung können dafür Verfahren auf Basis akustischer Analysen und Berechnungen genutzt werden. Schwierig hierbei ist die Differenzierung von mehreren gleichzeitig auftretenden impulsartigen Geräuschtypen. Typische impulsartige Geräuschtypen für einen Verbrennungsmotor sind Nageln, Tickern und Rasseln. Der Grund dafür liegt in der Querempfindlichkeit durch die sehr ähnliche Charakteristik der einzelnen Geräusche. Mithilfe moderner signalanalytischer Methoden und akustischen Berechnungsalgorithmen sind eine Trennung der Störgeräusche und eine darauffolgende Bewertung der Einzelgeräusche möglich [2]. Der größte Vorteil der subjektiven Geräuschbewertung durch Hinzunahme von Software ist die Verkürzung und Vereinfachung des gesamten Geräuschbewertungsprozesses in der Entwicklung und Analyse des Motors.

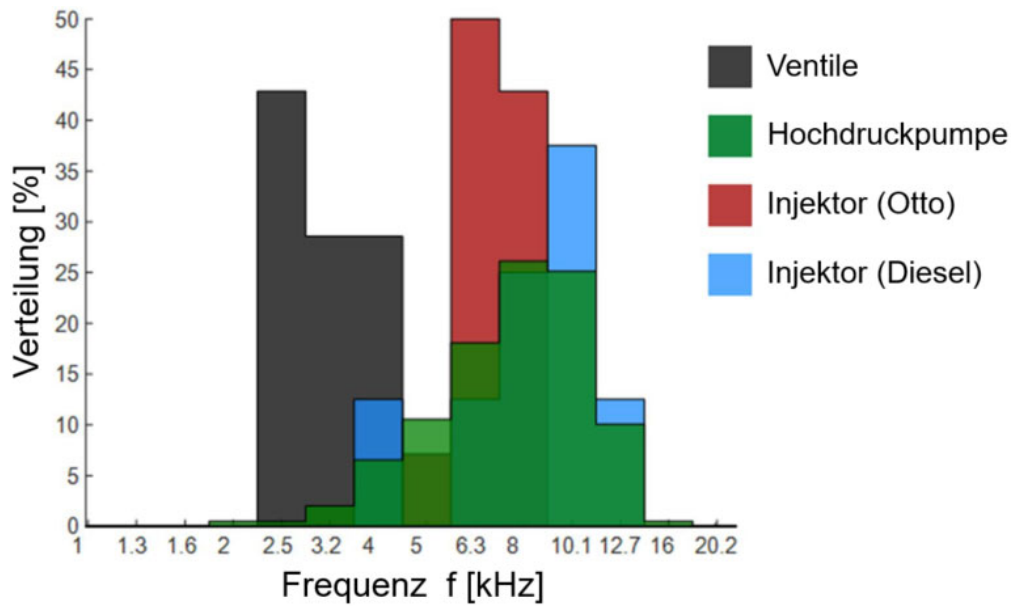
## **2.2 Entstehung des Tickergeräusches**

Das Tickergeräusch eines direkteinspritzenden Motors kann von verschiedenen Geräuschquellen ausgehen, unter anderem von der Hochdruckpumpe, dem Injektor und dem Ventiltrieb. Vorwiegend entsteht das Geräusch durch das Öffnen und Schließen von unterschiedlichen Ventilen, dabei kommt es zu einem Ventilstoß, welcher akustisch als Tickern wahrgenommen wird.



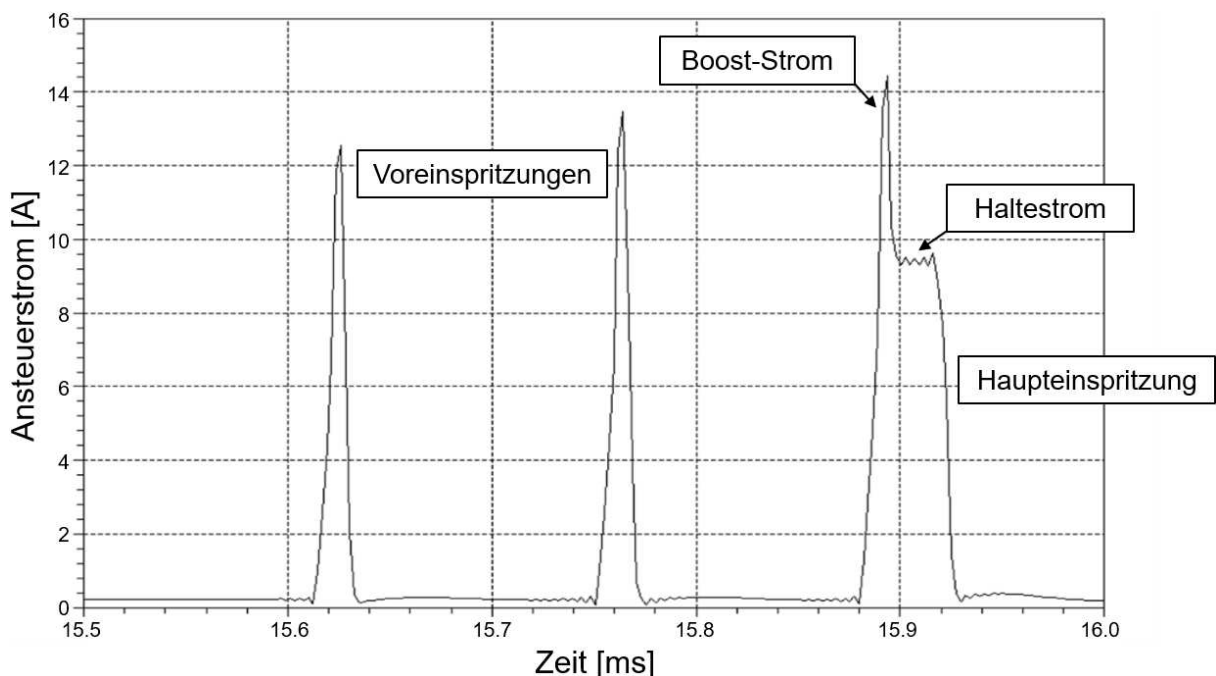
**Abbildung 1:** Geräuschquellen eines Magnetinjektors beim Öffnungs- und Schließvorgang [3]

Im Genaueren verdeutlicht Abbildung 1 hierbei die Orte der Tickergeräuschenstehung im Magnetventilinjektor. Zum einen wird jenes Tickergeräusch durch das Öffnungsprellen von Anker und Eisenkern, wobei der Anker auf den Magnetkern trifft, zum anderen durch den Schließsprall von der Injektornadel auf den Ventilsitz verursacht. Der größte Anteil des abgestrahlenden Geräusches ist hierbei auf das Zurückfallen der Injektordüsennadel in den Ventilsitz zurückzuführen. Auf die Verbrennungskraftmaschine bezogen, stammt das Tickergeräusch aus dem Hochdruckeinspritzsystem und kann demnach sowohl bei Dieselmotoren als auch bei modernen Ottomotoren auftreten. Abbildung 2 zeigt dabei die frequenzabhängige Verteilung der impulshaften Geräusche am Verbrennungsmotor.



**Abbildung 2:** Frequenzschwerpunkte impulsiver Geräusche [4]

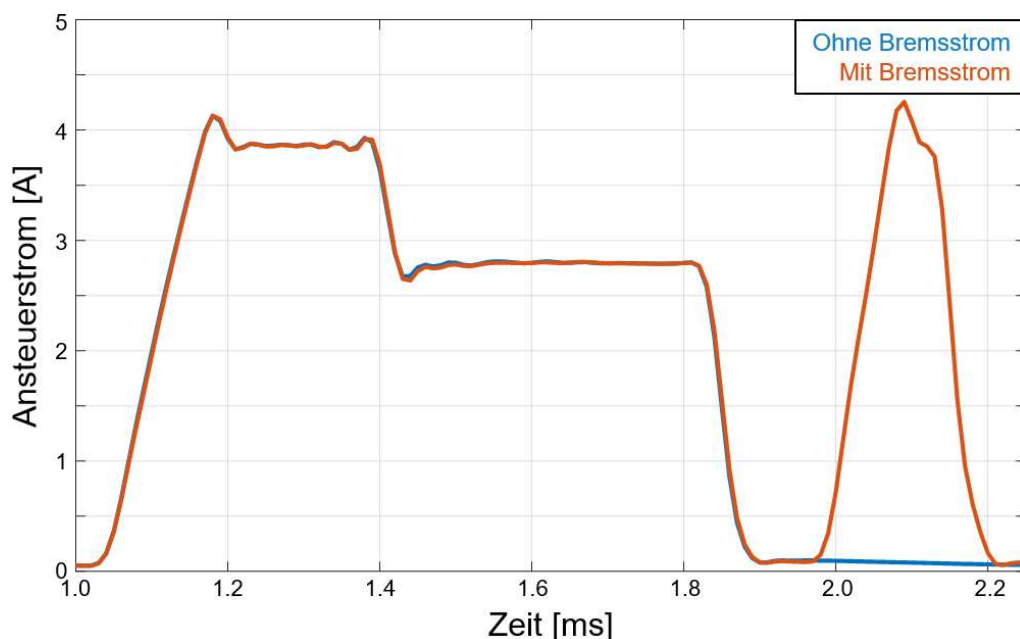
Es ist klar zu erkennen, dass sich die Ventile im Frequenzbereich deutlich von den Injektoren und der Hochdruckpumpe abgrenzen, wohingegen sich Letztere im Bereich von etwa 4 kHz bis 12 kHz weitläufig überlagern. Insgesamt ist diesbezüglich festzuhalten, dass die Injektoren das größte Störgeräuschpotential aufzeigen und deren akustische Untersuchung daher einen großen Teil dieser Arbeit einnehmen. Hierzu zeigt Abbildung 3 einen beispielhaften Verlauf einer Ansteuerung eines Magnetventilinjektors mit zwei Vor- und einer Haupteinspritzung.



**Abbildung 3:** Ansteuerstromverlauf eines Einspritzbildes mit zwei Voreinspritzungen und einer Haupteinspritzung

Bei schnell aufeinanderfolgenden Mehrfacheinspritzungen setzt sich das Geräusch in der Regel aus mehreren Einzelimpulsen zusammen. Dabei kommt es zu einer Impulsanregung, die zum einen direkt vom Injektor als Geräusch abgestrahlt wird und sich zum anderen über Körperschalltransferpfade auf die Motorstruktur ausbreitet. Bei einer Voreinspritzung fällt die beschriebene Impulsanregung am stärksten aus, da dort die Düsennadel lediglich vom Anker angezogen und nicht länger gehalten wird. Weiterhin erfolgt eine Übertragung des Schalls über den Kraftstoff und wird von den Kraftstoffleitungen abgestrahlt. Allgemein ist anzumerken, dass höhere Einspritzdrücke zu einer verstärkten Geräuschanregung führen [5].

In modernen Einspritzsystemen wird in manchen Anwendungen zur Reduzierung des Tickergeräusches ein sogenannter „Bremsstrom“ appliziert, siehe Abbildung 4, welcher die Düsennadel kurz vor dem Auftreffen auf den Ventilsitz abbremst und dadurch die kinetische Energie der Düsennadel verringert. Dies wird als Softlanding bezeichnet [6].



**Abbildung 4:** Ansteuerungsverlauf eines Einspritzbildes mit und ohne Bremsstrom (Softlanding der Düsennadel) [6]

Weiterhin kann der Einsatz von Magnetaktuatoren zu einer Minderung der Geräuschbelastung durch das Injektortickern führen. Grund dafür ist, dass durch bspw. schneller agierende Piezoaktuatoren die Struktur des Zylinderkopfes stärker zu Schwingungen angeregt wird. Eine weitere in der Praxis etablierte Möglichkeit der Tickergeräuschminderung ist der Einsatz von Motorabdeckungen (Topcover), welche das entstandene Tickergeräusch dämpfen [7, 2].

Für die Bereitstellung von hohen Kraftstoffdrücken, welche bei Dieselmotoren und direkteinspritzenden Ottomotoren notwendig sind, werden Hochdruckpumpen eingesetzt. Dafür wird über einen Nocken und einen Stößel, ein sogenannter Pumpenkolben bewegt, welcher einen bestimmten Druck in einer Druckkammer erzeugt. Die gewünschte Kraftstoffmenge wird über das Mengenregelventil gesteuert, dessen Hub im negativen und positiven Stellweg durch das Gehäuse des Aktuators begrenzt ist. Beim Auftreffen des Aktuators auf das Gehäuse wandert der entstandene Kraftimpuls über Flüssigkeitsschall und Körperschall durch das Kraftstoffrail und direkt zum Gehäuse. Das hervorgerufene Geräusch kann von seiner Charakteristik dem Tickern zugeordnet werden.

Ferner kommt es bei den Ladungswechselorganen, die Einlass- und Auslassventile, zu zwei signifikanten Stoßanregungen. Zum einen bedingt durch das Auftreffen des Schlepp- bzw. Kipphebels auf das Ventil bei der Öffnung und zum anderen durch das Auftreffen des jeweiligen Ventils in den Ventilsitz beim Schließen. Neben der Motordrehzahl beeinflusst auch die Ventilfunktionen und die Ventilmasse die Stärke des angeregten Impulses. Der dadurch induzierte Körperschall breitet sich bis zur Zylinderkopfoberfläche aus und wird dort als Luftschall abgegeben [4].

### 3. Prüfstandaufbau und Versuchsdurchführung

Zur Durchführung der Messkampagnen wurde der Prüfling auf dem Akustikprüfstand des Instituts für Mobile Systeme an der OvGU Magdeburg betrieben, welcher sich in einer speziellen Motorprüfstandkabine befindet. Die Prüfstandkammer ist mit schallabsorbierenden Wänden ausgekleidet, wobei das zentral platzierte Versuchsobjekt ausreichend Abstand zu den jeweiligen Wandflächen hat, um seriöse Schalldruckmessungen im Nah- bzw. Fernfeld durchführen zu können. Ferner wird eine E-Maschine sowohl als Anlasser als auch als Bremse zur Erzeugung der Motorlast verwendet. Diese ist über eine anderthalb Meter lange, schwingungsdämpfende Welle mit der Kurbelwelle des Motors verbunden und kann dauerhafte Lasten von bis zu 250 Nm bzw. kurzzeitige Lasten von bis zu 310 Nm zur Verfügung stellen. Die E-Maschine befindet sich aus akustischen Gründen im angrenzenden Raum, was wiederum die Länge der Prüfstandwelle erklärt. Der Versuchsmotor ist sowohl stirnseitig als auch druckseitig elastisch gelagert. Bei letzterer handelt es sich dabei um eine Drehmomentenstütze.

#### 3.1 Versuchsmotor

Für die nachfolgenden Untersuchungen wurde nunmehr ein Serien-4-Zylinder Ottomotor am Akustikprüfstand aufgebaut, siehe Abbildung 5. Die Nennparameter des Motors sind in der folgenden Tabelle dargestellt.

**Tabelle 1:** Nennparameter des Ottomotors

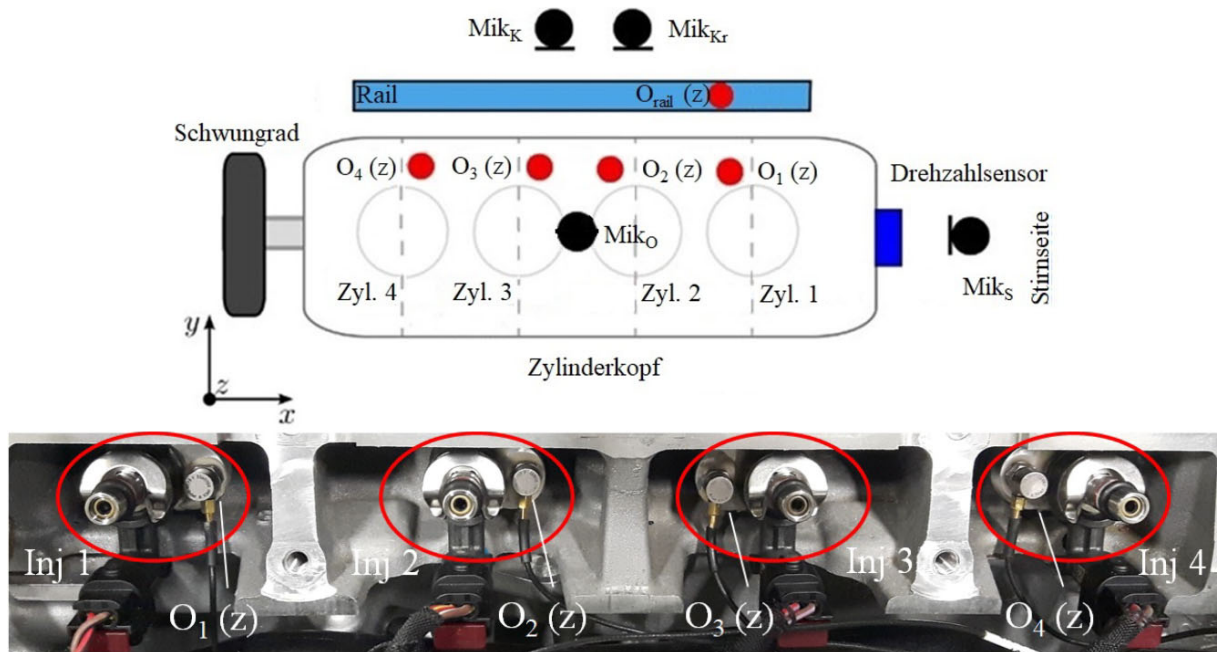
Typ	4-Zylinder Otto Reihenmotor
Einspritzverfahren	Common-Rail-System mit Magneteinspritzventilen
Hubraum	1498 cm <sup>3</sup>
Nenndrehzahl	5000 - 6000 min <sup>-1</sup>
Leistung	110 kW (150 PS)
Drehmoment	250 Nm (1500 - 3500 min <sup>-1</sup> )
Verdichtungsverhältnis	10,5:1
Zündfolge	1-3-4-2



**Abbildung 5:** Versuchsaufbau des Ottomotors am Akustikprüfstand

### 3.2 Messtechnik und Datenauswertung

Für die Untersuchungen am Ottomotor wurde eine Vielzahl an Beschleunigungssensoren verwendet. Hierbei sollte hauptsächlich das Einspritzsystemgeräusch analysiert werden, weswegen sich alle Sensoren im Bereich der Einspritzdüsen sowie der Hochdruckpumpe befinden. In Abbildung 6 sind die Körperschallmesspositionen schematisch (oben) sowie real (unten) dargestellt.



**Abbildung 6:** Übersicht der Positionierung von Körperschallsensoren (roter Punkt) und Mikrofone am Ottomotor



Für eine hinreichend präzise Wiedergabe des Ansteuerungsverhaltens jedes Injektors musste der jeweilige Beschleunigungsaufnehmer entsprechend in Einspritzrichtung angebracht werden. Was sich bei den Injektoren am Dieselmotor aufgrund der längeren Bauteilform und der relativ simplen Einbauart als einfach durchführbar erwies, siehe [8], erschien bei den wesentlich kompakteren Injektoren am Ottomotor als schwieriger. Bei Letzterem gibt es keine geeigneten Injektorspannpratzen zur Körperschallaufnahme, weswegen kleine sichelmondförmige Bauteile aus Aluminium gefräst wurden, deren Innendurchmesser mit dem Außendurchmesser der Injektoren übereinstimmen, sodass jene Bauteile seitlich auf den Freiflächen der Injektoren geklebt wurden. In Einspritzrichtung wurden die Körperschallsensoren letztlich auf die angeklebten Bauteile angebracht. Dies ergab die den Umständen entsprechend bestmögliche Korrelation zwischen Einspritzvorgang und Körperschallanregung. Ferner wurden alle relevanten Motorseiten im Fernfeld durch Mikrofone erfasst. Ebenso wurden wieder Strommesszangen zur Ansteuerstromabnahme sowie ein Inkrementalgeber zur Drehzahlabnahme verwendet und, wie auch die akustischen Eingangssignale, mit Hilfe eines MKII-Systems weiterverarbeitet.

### 3.3 Versuchsdurchführung

Zur Analyse des akustischen Verhaltens des Motors wurden verschiedene Messungen am Motorenprüfstand durchgeführt. Zu Beginn wurde ein statisches Kennfeld gefahren, indem die Drehzahl von 1000 bis 4000  $\text{min}^{-1}$  mit einer Schrittweite von 250  $\text{min}^{-1}$  variiert und der Lastbereich vom Schleppbetrieb bis maximal 250 Nm gesteigert wurde. Dabei wurde jeder einzelne Betriebspunkt eingestellt und 5 s lang gemessen. Während des Messvorganges sollte auf Lastschwankungen geachtet werden, um aussagekräftige akustische Aussagen zu treffen. Weiterhin wurden am Motorprüfstand dynamische Lasthochläufe bei Drehzahlen von 1000 bis 4000  $\text{min}^{-1}$  gefahren, welche jeweils 90 s lang andauerten. Mit Hilfe dieser Messreihen und der genutzten Auswertesoftware können im Folgenden Kennfelder für die relevanten akustischen Größen erstellt werden.

## 4. Psychoakustische Kenngrößen

Durch psychoakustische Parameter lassen sich Geräuschqualität und vor allem Geräuschangenehmheit tendenziell besser beschreiben, wobei speziell Gesichtspunkte wie Auftretenshäufigkeit, Intensität und Frequenzverteilung Berücksichtigung finden. Hinsichtlich der in dieser Arbeit vorliegenden Thematik nehmen die psychoakustischen Kenngrößen Impulshaftigkeit, Lautheit und Schärfe die wichtigsten Rollen ein.

### Lautheit

Die Lautheit  $N$  wird als psychoakustische Größe zur Bewertung der Lautheitsstärke definiert und mit der Einheit *sones* angegeben. Dabei entspricht die Lautheit  $N = 1$  sone einem 1 kHz-Ton mit einem Schalldruckpegel von  $L_p = 40$  dB. Die Bestimmung der Lautheit ergibt sich dabei aus der Summation der spezifischen Lautheiten  $N_s$

$$N = \int_{z=0}^{24 \text{ Bark}} N_s(z) dz \quad (1)$$

über die Einteilung von 24 Barkgruppen im hörspezifischen Frequenzbereich. Diese Frequenzgruppen sind vom menschlichen Gehör verwendete Frequenzbänder, welche aneinandergereiht die Tonheitsskala mit der Einheit *Bark* bilden. Die Bandbreite der Barkgruppen ist nichtlinear und steigt mit zunehmender Frequenz. Da es sich bei der Lautheit um eine Verhältnisskalierung handelt, bedeutet eine Verdopplung der Lautheit von 1 sone auf 2 sone dementsprechend eine Verdopplung der wahrgenommenen Lautstärke. Die Lautheit ist mit Hilfe des Lautstärkepegels, welcher ein psychoakustisches Vergleichsmaß ist und aus den Kurven gleicher Lautheit abgelesen werden kann, berechenbar. Die Verknüpfung zwischen der Lautheit und dem Lautstärkepegel  $L_N$  sind durch

$$L_N = 40 + 10 * \log_2 N \approx 40 + 33,3 * \lg N \quad (2)$$

beziehungsweise

$$\frac{L_N - 40}{10} = \log_2 N \quad (3)$$

mit

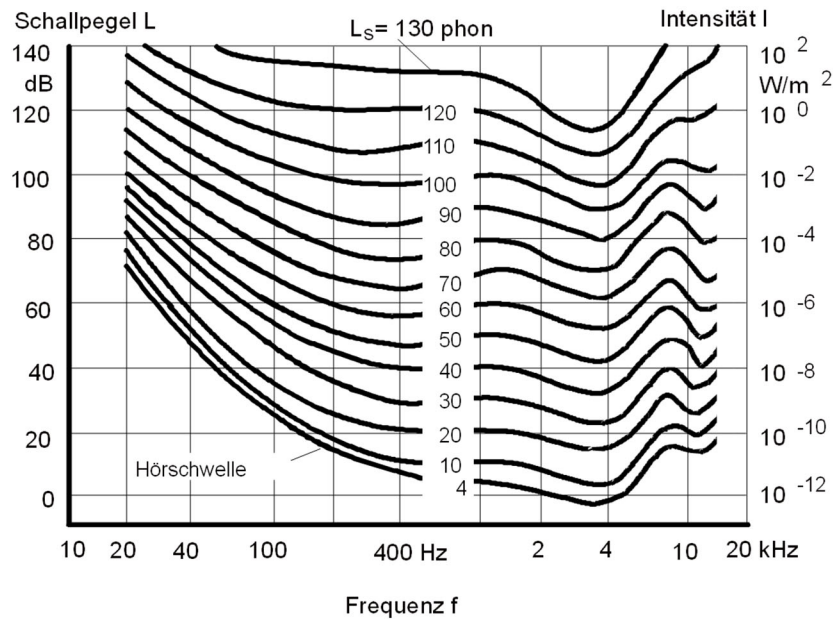
$$N = 2^{0,1*(L_N-40)} \quad (4)$$

gegeben [5, 1, 9].

**Tabelle 2:** Zusammenhang zwischen Lautheit  $N$  und Lautstärkepegel  $L_N$

Lautheit $N$ [sone]	Lautstärkepegel $L_N$ [phon]
32	90
16	80
8	70
4	60
2	50
1	40
1/2	32
1/4	25
1/8	19
1/16	14

Jede der in Tabelle 2 dargestellten Verdopplung der Lautheit entspricht auch eine Verdopplung der wahrgenommenen Lautstärke. Im Vergleich dazu bedeutet eine Erhöhung des Lautstärkepegels um 10 phon eine Verdopplung der empfundenen Lautstärke. Dies gilt ab einem Lautstärkepegel von 40 phon. In zahlreichen Laboruntersuchungen wurde festgestellt, dass die Intensität eines Schallereignisses für die Lautheitsempfindung eine wesentliche Rolle spielt, allein zur Ermittlung der Lautheit aber nicht ausreicht [9]. Der Einfluss der Frequenz wurde anhand der Kurven gleicher Lautstärke, siehe Abbildung 7 aufgezeigt.



**Abbildung 7:** Hörfeld mit Kurven gleicher Lautstärkepegel  $L_s$  für Sinustöne [10]

Da das menschliche Gehör nahe beieinanderliegende Frequenzen zusammenfasst, entstehen genannte Frequenzgruppen. Der Einfluss der spektralen Bandbreite wird erst dann für die Lautheit bedeutsam, wenn die Grenzen für eine Frequenzgruppe überschritten werden. Somit wirken breitbandige Geräusche bei gleichem Schalldruckpegel lauter als schmalbandige Geräuschereignisse [9, 11]. Des Weiteren haben temporale Verdeckungen, wie die Vor- und Nachverdeckung, sowie die spektrale Verdeckung einen Einfluss auf den Lautstärkeindruck. Darüber hinaus wird die subjektiv empfundene Lautstärke durch die zeitliche Dauer eines Geräusches beeinflusst. Je länger der Reiz auf das Gehör einwirkt, desto höher ist die Lautheit. Erst nach 200 ms wird eine endgültige Lautheit erreicht [9]. Letztendlich gibt die Lautheit eine direkte Aussage darüber, wie laut der Mensch den Schall empfindet. Aus der reinen Lautheit kann jedoch keine Schlussfolgerung gezogen werden, wie angenehm oder unangenehm ein Schallereignis wahrgenommen wird.

### Impulshaftigkeit

Die Impulshaftigkeit  $I$  ist eine Empfindungsgröße, die durch schnelle und große Schallpegelschwankungen entsteht. Sie wird zumeist mit dem Klang von Dieselmotoren assoziiert, tritt jedoch auch bei direkteinspritzenden Ottomotoren auf. Obwohl einige Versuchspersonen einen impulshaften Klang, beispielsweise eines Verbrennungsgeräusches, bevorzugen, werden impulshafte Geräusche oftmals als unangenehm wahrgenommen [12]. Die Impulshaftigkeit besitzt die Einheit  $iu$ . Die meisten Ansätze zur Bestimmung der empfundenen Impulshaftigkeit bauen meist auf den Kriterien

- Anzahl der Impulse,
- Statistische Verteilung der Impulse pro Zeiteinheit,
- Pegelunterschiede der Impulse pro Zeiteinheit und
- Statistische Verteilung der Pegelunterschiede der Impulse zum Grundgeräusch

auf [13]. Die Impulshaftigkeit spielt im Hinblick auf die innermotorischen Verbrennungen und den dadurch entstehenden Verbrennungsgeräuschen eine sehr bedeutende Rolle zur Bestimmung des Dieselnagelns oder Tickerns. Zur rechnerischen Untersuchung solcher Geräusche haben sich unterschiedliche Methoden zur Bestimmung der

Impulshaftigkeit hervorgeraten. So ergibt das Verhältnis zwischen Spitzenwert und Effektivwert eines Signalpegels den sogenannten Crest-Faktor  $c$ , welcher die Impulshaftigkeit relativ simpel umschreibt.

$$c = \frac{L_{max}}{L_{eff}} \quad (5)$$

mit  $c$ : Crest-Faktor  
 $L_{max}$ : Maximalpegel in dB  
 $L_{eff}$ : Effektivwert des Signalpegels in dB

Des Weiteren kann die Kurtosis  $k$  zur Beschreibung der Impulshaftigkeit verwendet werden, welche allerdings lediglich eine Maßzahl für die Steilheit einer empirischen Häufigkeitsverteilung darstellt [14]. Diese liefert grundlegend eine bessere Übereinstimmung als der Crest-Faktor, da die Pegeldifferenz zum Grundgeräusch berücksichtigt wird. Sie besteht aus der zeitlichen Signalamplitudenänderung über einer vorgegebenen Integrationszeit.

$$k = \frac{\frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} s(n)^4}{\left[\frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} s(n)^2\right]^2} \quad (6)$$

mit  $k$ : Kurtosis  
 $N$ : Anzahl der Abtastwerte  
 $s(n)$ : Signalwert des Abtastwertes  $n$

### Schärfe

Die Schärfe  $S$  ist im Gegensatz zur Rauigkeit ein geeignetes Maß zur Erfassung von Geräuschanteilen im hohen Frequenzbereich. Typische Geräusche mit einem hohen Schärfegrad sind beispielsweise Zisch-Laute oder das Pfeifen eines Turboladers. Die unterschiedlichen Berechnungsmethoden stellen meist das Pegelverhältnis zwischen tieffrequenten zu hochfrequenten Schallanteilen dar. Die Einheit *acum* ist eine linear abbildende Empfindungsgröße. Nach [15] dient ein Schmalbandrauschen bei 1 kHz und einem Schalldruckpegel von 60 dB als Referenzschall und entspricht somit 1 acum. Die Schärfe ist ein direkter Indikator für die Klangfarbe und hat somit einen starken Einfluss auf den Wohlklang eines Geräusches. Der Zahlenwert der Schärfe erhöht sich demnach, wenn der Anteil hoher Frequenzen im Amplitudenspektrum zunimmt. Dieser kann mit Hilfe der Gleichung

$$S = \frac{\int_{z=0Bark}^{z=24Bark} N'(z) * g(z) * z * dz}{\int_{z=0Bark}^{z=24Bark} N'(z) * dz} acum \quad (7)$$

mit

$$g(z) = 1 \text{ für } z \leq 15,8 \text{ Bark} \quad (8)$$

$$g(z) = 0,15 * e^{0,42(z-15,8)} + 0,85 \text{ für } z > 15,8 \text{ Bark} \quad (9)$$

mit  $N'$ : Spezifische Lautheit in sone/Bark  
 $z$ : Frequenzgruppe in Bark  
 $g(z)$ : Frequenzgruppenabhängiger Gewichtungsfaktor

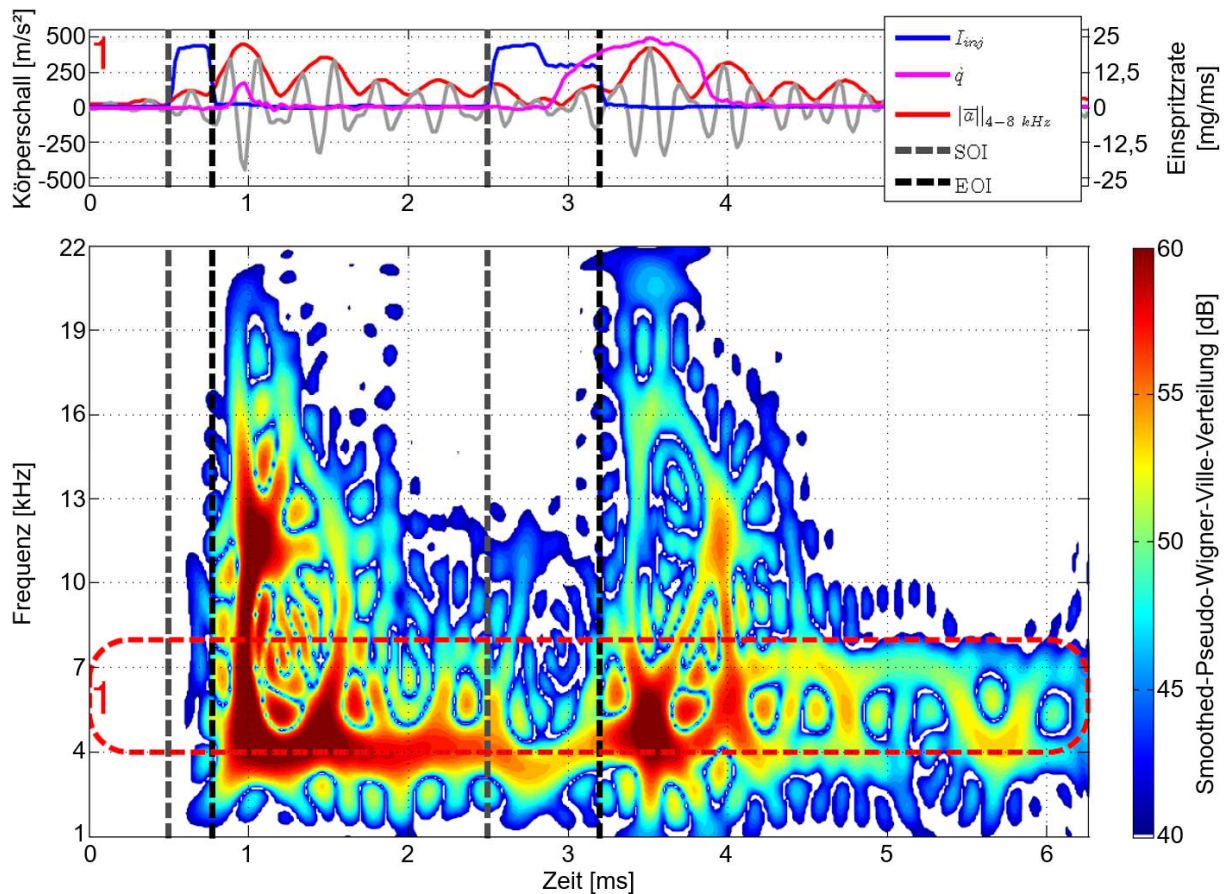
ermittelt werden.

## 5. Entwicklung einer Formel zur Bewertung des Tickergeräusches

Nunmehr gilt es zu beweisen, dass die Möglichkeit der Abbildung anderer Motorge-räuschphänomene, wie das Tickergeräusch, durch eine empirische Bewertungsformel basierend auf Empfindungsgrößen besteht. Hierzu wird zunächst das Geräuschverhalten der einzelnen Injektoren hinsichtlich deren Öffnungs- und Schließverhalten im Frequenzbereich analysiert, um diese vom Verbrennungsgeräusch differenzieren zu können. Mit der Hilfe von Körperschallsignalen kann hierbei ein direkter Vergleich an beiden Prüfständen erfolgen, da am Injektorprüfstand im Gegensatz zum Akustikmotorprüfstand keine aussagekräftigen Luftschallmessungen unter Freifeldbedingungen möglich sind. Im Anschluss wird überprüft, welche psychoakustischen Kenngrößen am geeignetsten für eine Bewertung der tikernden Geräuschanteile sind.

### 5.1 Frequenzbasierte Analyse des Injektoreinspritzverhaltens

Im Folgenden werden nun die, dem stationären Betrieb am Versuchsmotor nachempfundenen und am Injection Analyzer durchgeführten, Einspritzvorgänge anhand der Einspritzrate sowie des Körperschallsignals in einer speziellen Zeit-Frequenzanalyse, der Smoothed-Pseudo-Wigner-Ville-Verteilung, analysiert. Hierbei sind im oberen Bereich der Abbildung das gemessene Beschleunigungssignal (graue Linie), dessen Einhüllende (rote Linie), der Verlauf der Einspritzrate (pinke Linie), der Ansteuerstrom (blaue Linie) sowie die Beginne (SOI: *start of injection*, dunkel-grau, gestrichelt) und Enden (EOI: *end of injection*, schwarz, gestrichelt) der Einspritzungen dargestellt. Im unteren Bereich der Abbildungen wird die eigentliche Wigner-Ville-Verteilung gezeigt. Der gestrichelte, rote Bereich umfasst dabei jeweils den Bereich der Einhüllenden des Körperschallsignals.



**Abbildung 8:** Zeit-Frequenzanalyse des Körperschallsignals eines Injektors,  $f = 4 - 8$  kHz, unbefueller Betrieb am Injektorprüfstand

In Abbildung 8 ist die Wigner-Ville-Verteilung eines Einspritzvorganges, bestehend aus Vor- und Haupteinspritzung dargestellt. Hierfür wurden die Parameter der Messungen am Motorprüfstand im stationären Betrieb bei einer Drehzahl von  $1750 \text{ min}^{-1}$  und einer Last von  $100 \text{ Nm}$  folgendermaßen übernommen:

- Raildruck:  $p_{rail} = 865 \text{ bar}$
- Ansteuerdauer der Voreinspritzung:  $\Delta t_{PI} = 252 \text{ } \mu\text{s}$
- Ansteuerdauer der Haupteinspritzung:  $\Delta t_{MI} = 721 \text{ } \mu\text{s}$
- Abstand  $SOI_{PI}$  zu  $SOI_{MI} = 16 \text{ } ^\circ\text{KW}$

Wie in Abbildung 8 zu sehen, sind die höchsten Amplituden im gesamten Körperschallsignal zumeist im relativ niedrigen Frequenzbereich zu finden, wobei der Bereich der Voreinspritzung ein deutlich höheres Energieniveau besitzt als der Bereich der Haupteinspritzung. Dies ist daran zu erkennen, dass sich im Bereich nach  $EOI_{PI}$  die höchsten Pegel über einen größeren Zeit- und Frequenzbereich erstrecken. Des Weiteren sind die Reflektionen der Einspritzsignale im Körperschall weitestgehend in diesem Frequenzbereich zu detektieren. Dies ist ebenfalls in der Einhüllenden des gefilterten Rohsignals des Beschleunigungssensors, im oberen Teil der Abbildung 8, zu sehen, wonach den größten Amplituden (Bereich der Vor- und Haupteinspritzung) im Zeitsignal stetig kleiner werdende Amplituden folgen.

## 5.2 Empirische Tickergeräuschformel

Nachdem die Ursachen für das tickende Verhalten der Injektoren im Frequenzbereich ergründet wurde, soll nun die empirische Formel zur Bestimmung des Tickergeräuschanteils auf Basis empfindungsbasierter Größen entstehen. Hierbei werden die psychoakustischen Kenngrößen zunächst alleinstehend betrachtet. Ein tickendes Geräusch am Gesamtmotor wird prinzipiell als sehr impulshaft, jedoch weniger laut als ein nagelndes Geräusch wahrgenommen. Des Weiteren werden die Tickergeräusche anders als das Nagelgeräusch eher den höheren Frequenzbereichen zugeordnet.

### Lautheit

Die wahrgenommene Lautheit beim Ottomotor steigt in Abbildung 9 sowohl mit der Drehzahl als auch mit der Last relativ kontinuierlich an. Auffällig ist die Diskrepanz zwischen Drehmoment- und Drehzahleinfluss, wobei der Lautheitsverlauf besonders bei  $1750 \text{ min}^{-1}$  und  $2250 \text{ min}^{-1}$  diskontinuierlich erscheint. Des Weiteren sind die Schlepp-, Leerlast- sowie Teillastbetriebspunkte des Ottomotors im Vergleich zum Dieselmotor erwartungsgemäß als wesentlich weniger laut bewertet worden, wobei die jeweils höchsten Lautheitsbewertungen beider Motoren nahezu gleich sind. Auffällig ist außerdem, dass das mechanische Geräusch im Schleppbetrieb drehzahlunabhängig eine geringere Lautheit aufweist, als der Motorleerlauf.

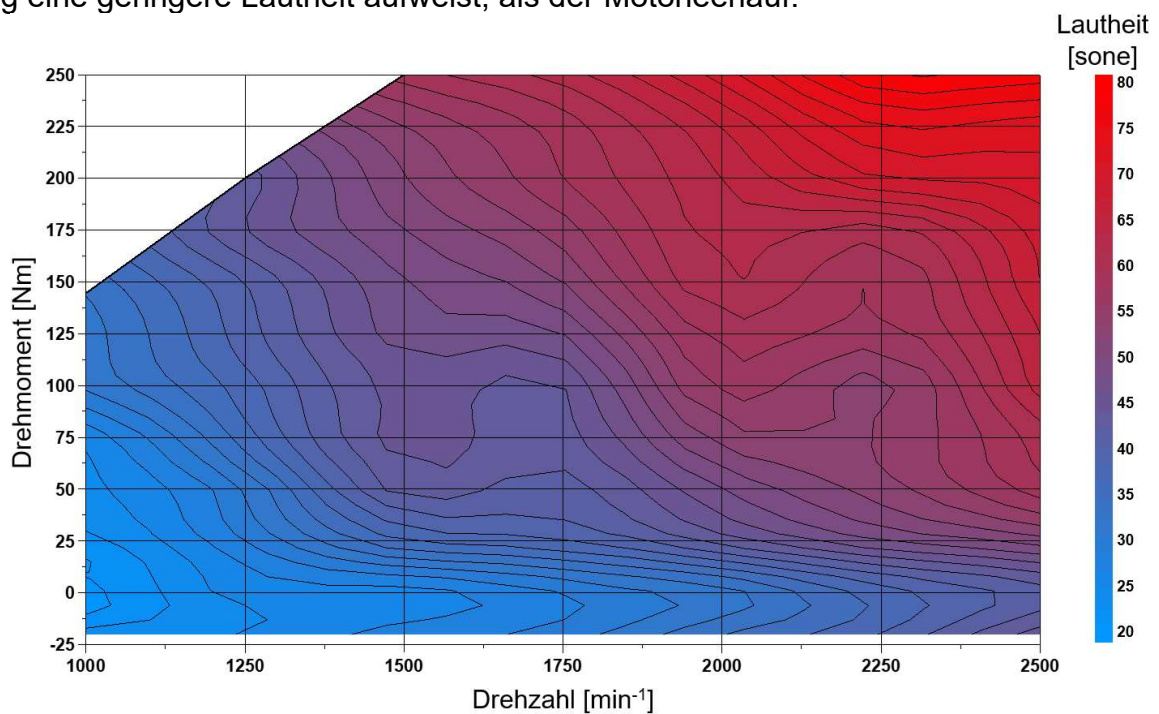
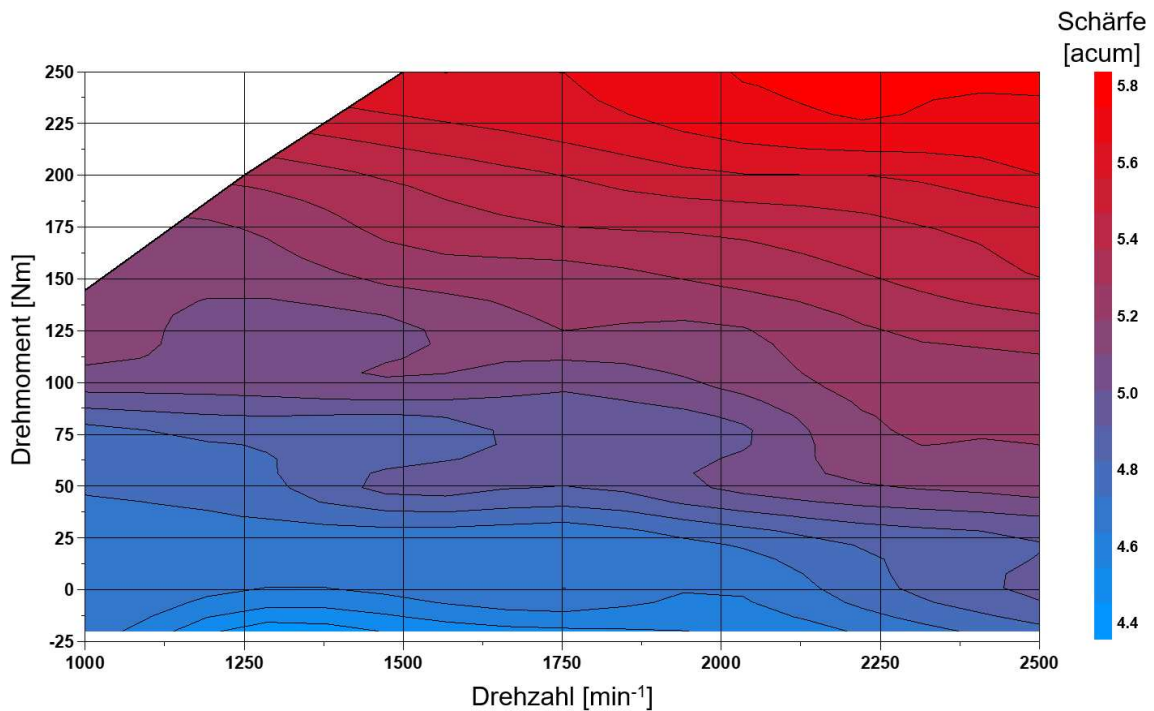


Abbildung 9: Lautheitsverteilung des Drehmoment-Drehzahl-Kennfelds

### Schärfe

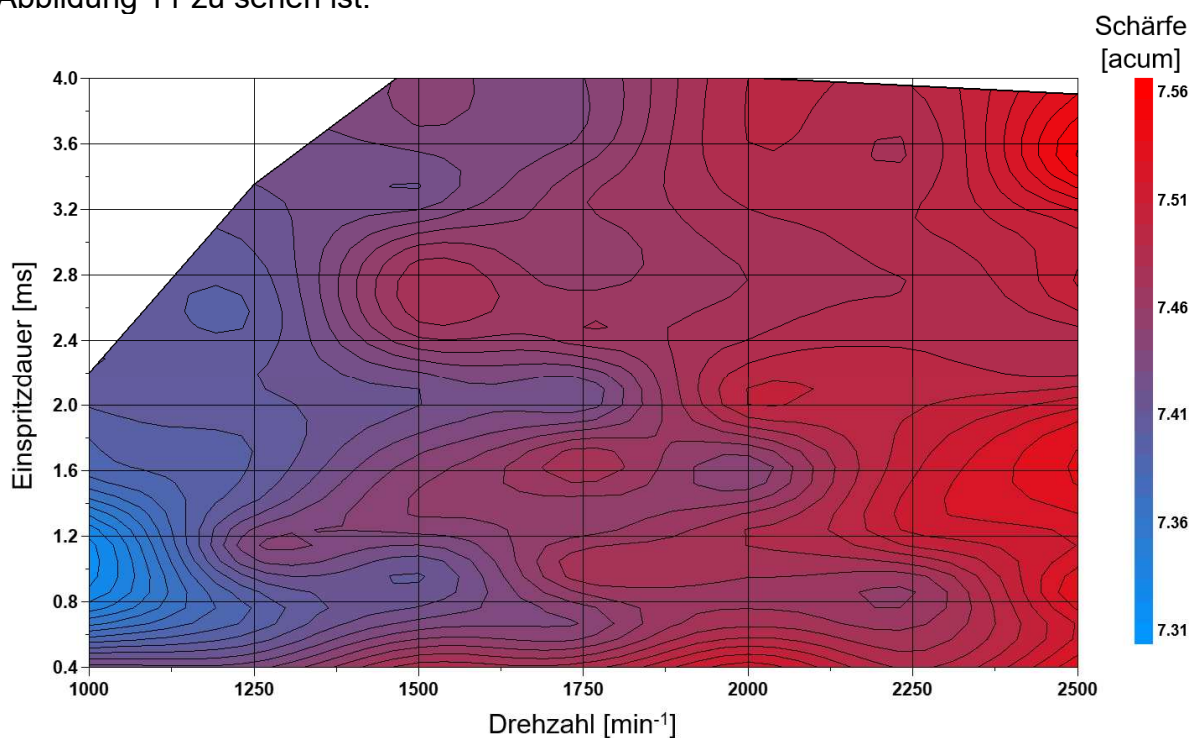
Ferner wird nun in den folgenden Abbildungen die Schärfebewertung betrachtet, wobei zunächst auf den Vollmotorbetrieb sowie im Anschluss auf den Injektorbetrieb ohne Motorlauf eingegangen wird. Verwendet wird die Schärfebewertung nach Aures [17].



**Abbildung 10:** Schärfeverteilung des Drehmoment-Drehzahl-Kennfelds

Hierbei ist in Abbildung 10 zu sehen, dass die Schärfe mit der Last einhergehend ansteigt, wohingegen die Drehzahl einen geringeren Einfluss aufweist.

Um die Schärfe gezielter anhand des Tickerns analysieren zu können, wurden Untersuchungen am Akustikprüfstand ohne Motorlauf angestrebt, bei welchen lediglich die Injektoren, nicht aber die Hochdruckpumpe betrieben werden konnten, weshalb es auch nicht möglich war Druck im Rail aufzubauen. So wurde lediglich die Einspritzdauer den realen Motorbetriebspunkten hinsichtlich der Drehzahl angepasst, was in Abbildung 11 zu sehen ist.

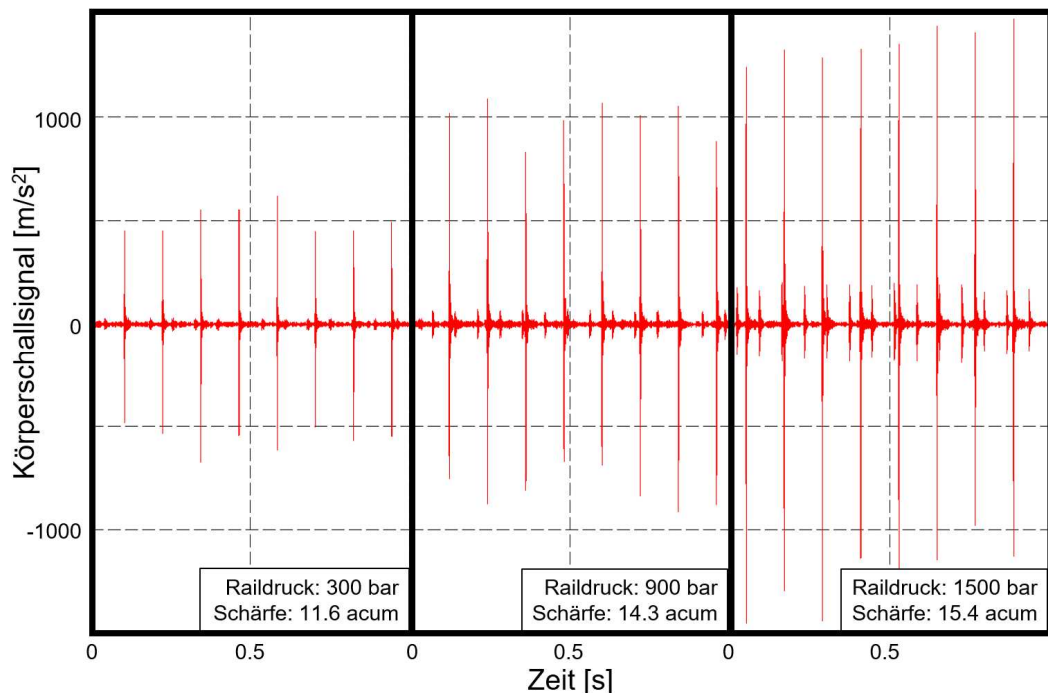


**Abbildung 11:** Schärfeverteilung des Einspritzdauer-Drehzahl-Kennfelds bei autark arbeitenden Injektoren ohne Motorlauf



Ungeachtet dessen kann ein deutlicher Drehzahleinfluss festgestellt werden, da ein höherfrequentes Einspritzmuster demzufolge schärfer klingt. Ferner ist zu erkennen, dass im Vergleich zu den Schärfeverteilungen des befeuerten Motorbetriebs erheblich höhere Schärfewertungen bei reinem Injektorbetrieb bestimmt wurden, was den Ansatz der empirischen Tickerbewertungsformel stützt, wonach das reine Tickern aufgrund seines Vorkommens im höheren Frequenzbereich prinzipiell eher scharf als rau sein muss. Einen Zusammenhang der Schärfe mit impulshaltigen Geräuschen wurde zudem schon in [18] nachgewiesen.

Eine stufenweise Erhöhung der Einspritzdauer ohne entsprechendem Raildruck hingegen bringt kaum Erkenntnisse hinsichtlich der Schärfewertung. Um dennoch die Abhängigkeit des Raildrucks untersuchen zu können, wurde abermals der Injection Analyzer verwendet, jedoch wiederum ohne die Möglichkeit der Nutzung von Luftschallsignalen. Vielmehr wurden die Körperschallsignale der Einspritzvorgänge bei Variation des Raildrucks betrachtet, wobei letztendlich die Schärfe berechnet wurde. Dies ist in Abbildung 12 zu sehen. Hierbei wurden drei Betriebspunkte unterschiedlicher Einspritzdrücke vergleichend dargestellt, wobei besonders große Druckdifferenzen gewählt wurden, um einen eindeutigen Nachweis der Abhängigkeit der Schärfe eines Körperschallsignals bei steigendem Raildruck zu erhalten.

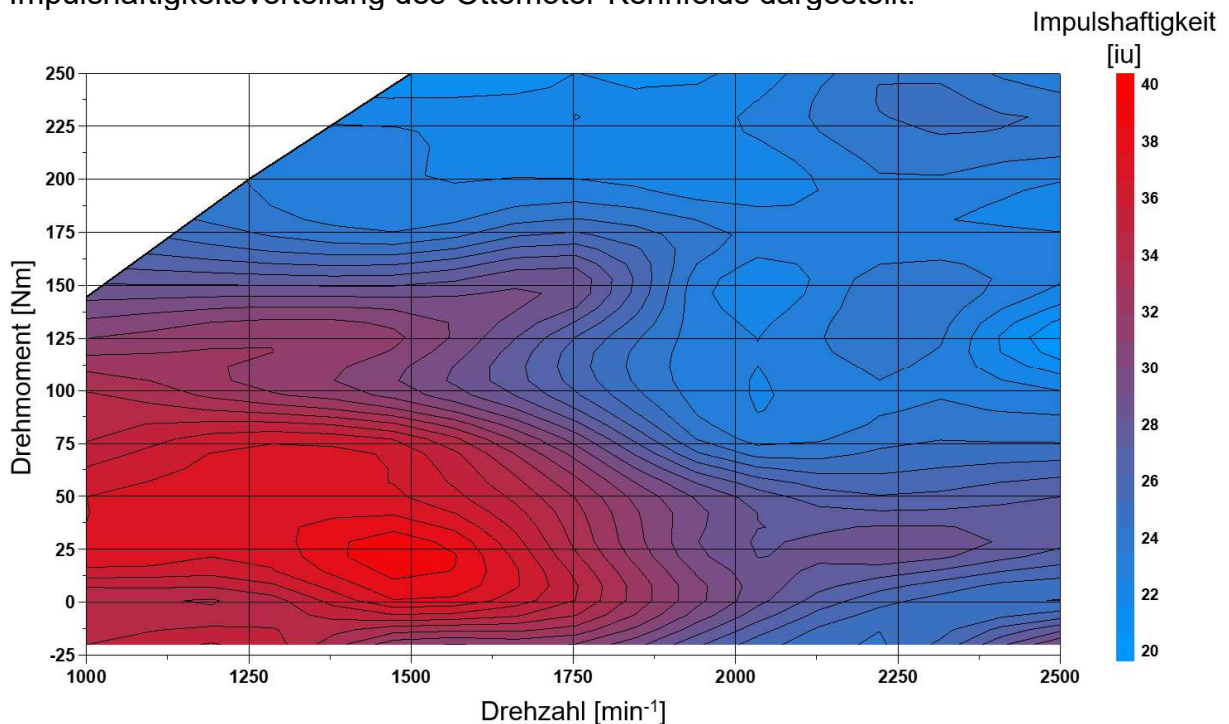


**Abbildung 12:** Einfluss des Raildrucks auf die Schärfewertung von Körperschallsignalen

Es ist klar zu erkennen, dass die Amplituden des Körperschallsignals erwartungsgemäß mit höherem Raildruck ansteigen. Wird der Einspritzdruck verdreifacht (siehe Bildmitte), steigen die Amplituden nahezu auf das Doppelte an. Erfolgt gar eine Verfünffachung des Drucks (siehe rechts im Bild), so erhöhen sich die Amplituden fast auf das Dreifache. Wird nun die Schärfewertung betrachtet, ist zunächst festzustellen, dass Beschleunigungssignale eines tickernden Geräusches eine höhere Schärfe hervorbringen als Luftschallsignale. Ferner erhöht sich die Schärfe bei linear ansteigendem Einspritzdruck eher degressiv.

## Impulshaftigkeit

Nachdem der jeweilige Einfluss der Lautheit sowie der Schärfe hinsichtlich der Tickergeräuschanteile betrachtet wurde, soll nun auf den wichtigsten Bestandteil der Tickerbenotungsformel eingegangen werden, der Impulshaftigkeit. So ist in Abbildung 13 die Impulshaftigkeitsverteilung des Ottomotor-Kennfelds dargestellt.



**Abbildung 13:** Impulshaftigkeitsverteilung des Drehmoment-Drehzahl-Kennfelds

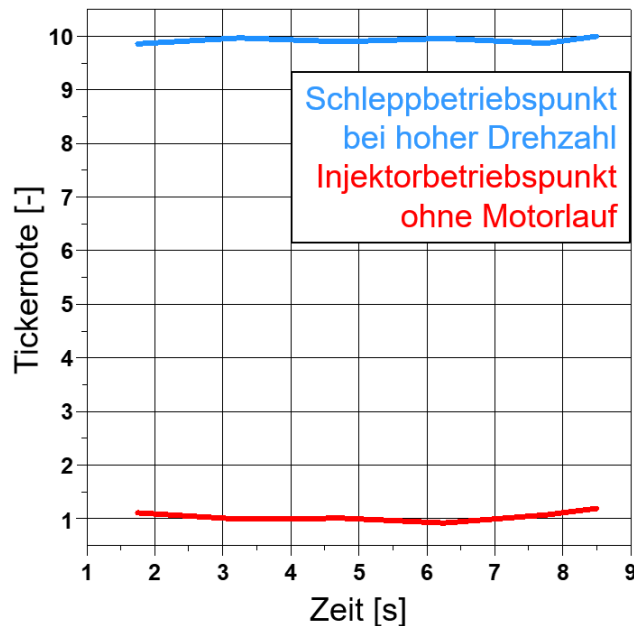
Es ist zu erkennen, dass die höchsten Impulshaftigkeitswerte im niederen Teillastbereich des Ottomotors auftreten, wobei die höchsten Bewertungen in einem breiteren Drehzahlbereich bei niedrigerer Last liegen. Ebenfalls auffällig ist der Lastbereich von 25 bis 50 Nm. Nicht nur sind dort die impulshaftesten Bewertungen auffindbar, auch erstreckt sich der impulshafte Bereich bis in den hohen Drehzahlbereich.

Nach der Betrachtung der einzelnen psychoakustischen Kenngrößen wird im Nachgang nun die empirische Tickergeräuschbewertungsformel erarbeitet, mit dem Ziel einer einheitlichen Berechnungsmethodik für Ottomotoren. Hierzu wird die Dieselnotenberechnungsformel aus [19] als Grundlage verwendet, wobei die Zeitrohdaten der zu bewertenden Motorbetriebspunkte nun nicht mehr ungefiltert berechnet, sondern mit einem Hochpassfilter bei 2 kHz versehen werden, um die niederfrequenten Verbrenungsgeräuscheinflüsse im Vorfeld weitestgehend auszuklammern. Die empirische Formel wird zunächst iterativ durch das subjektive Empfinden einer Einzelperson weiterentwickelt, um im Anschluss durch Hörversuche validiert und somit objektiviert zu werden. So ist die Basis der Tickernote die folgende Formel:

$$TN = a * S + b * I + c * N + d \quad (10)$$

Bei der Tickernote ist es unumgänglich Notengrenzen zu definieren, um die Noten 1 und 10 zu fixieren, sodass alle zu untersuchenden Motorbetriebspunkte rechnerisch in diesem Skalenbereich liegen werden. Hierzu wurde die Bewertung des impulshaftesten Injektorbetriebspunktes ohne Motorlauf durch Parametervariation der Formel als

Note 1 festgelegt. Für die obere Grenze wurde ein Motorarbeitspunkt bei geschlepptem Betrieb, und damit ohne Betrieb der Einspritzdüsen, sowie sehr hoher Drehzahl ausgewählt. In Abbildung 14 sind die Tickernotenbegrenzungen dargestellt.



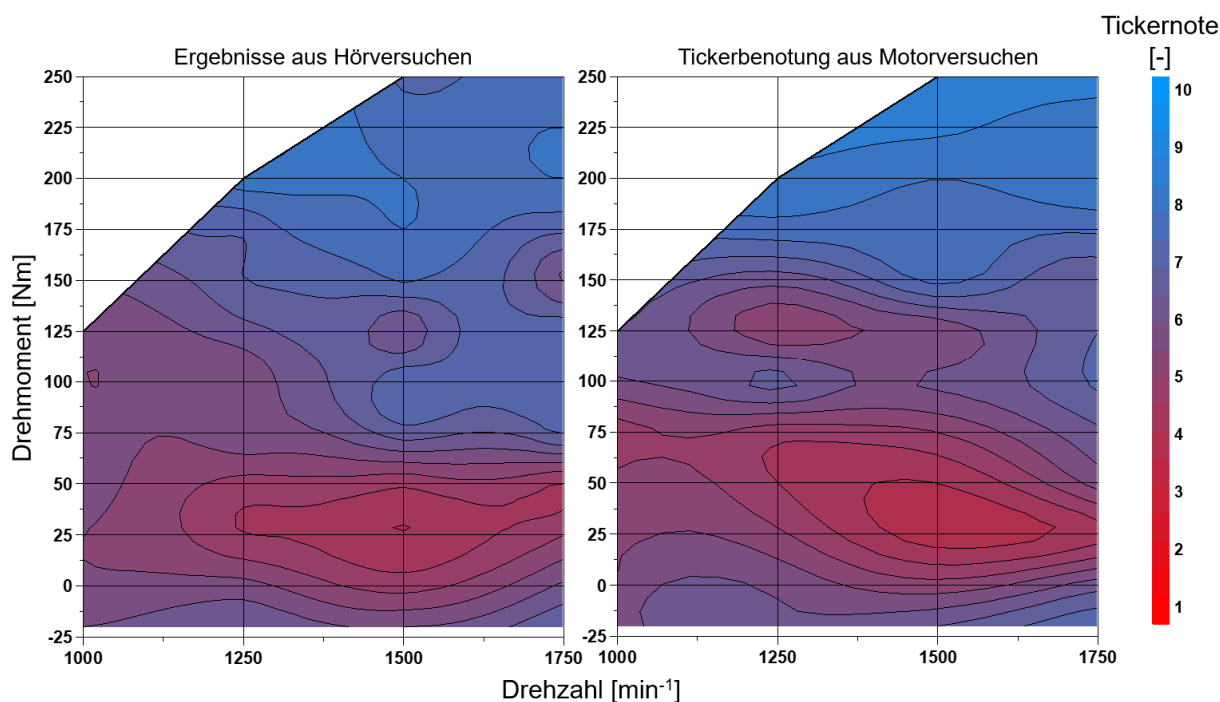
**Abbildung 14:** Tickernotenvergleich eines Schleppbetriebspunktes bei hoher Drehzahl mit einem maximal tickernenden Injektorbetriebspunkt ohne Motorlauf

Nach der Festlegung der Begrenzungen und unter Berücksichtigung der Ergebnisse der psychoakustischen Einzelgrößen definieren sich die Formelparameter, sodass letztendlich die folgende Formel entsteht:

$$TN = -(a * S * 0.4997 + b * I * 0.26894 + c * N * 0.154) + 13.4 \quad (11)$$

### 5.3 Hörversuche zur Bewertung des Tickergeräusches

Die Tickernote muss nun durch Hörtests validiert werden, um als objektives Mittel zur Bewertung von Geräuschen dienen zu können. Hierzu wurden die Versuche in der Hörkabine der Otto-von-Guericke-Universität durchgeführt. Es wurden insgesamt 75 ausgewählte, bei 2 kHz hochpassgefilterte stationäre Ottomotorgeräuschsignale in den Bereichen von  $1000 \text{ min}^{-1}$  bis  $1750 \text{ min}^{-1}$  sowie vom Schlepp- bis Vollastbetrieb mit einer Länge von 3 s mittels kategorialer Bewertung untersucht, bei welchem die 15 getesteten Probanden, welche als Experten eingestuft wurden, anhand einer Skala von 1 bis 10 das empfundene Tickern bewerten. Zusätzlich wurden wieder Einführungsgeräusche verwendet, um den Probanden vor dem eigentlichen Hörversuch ein Gefühl darüber geben zu können, inwieweit sich ein stark tickernendes von einem wenig tickernenden Motorgeräusch unterscheidet.



**Abbildung 15:** Vergleich der Hörtestergebnisse mit der Tickernotenverteilung des Ottomotor-Kennfelds

Beim Vergleich der Hörversuche mit der empirischen Formel bezogen auf die Ottomotorgeräusche wurde im Vorfeld ein klareres Ergebnis erwartet als bei einem Dieselmotor aufgrund der geringeren Verbrennungsgeräuscheinflüsse. So ist in Abbildung 15 ebenjener Vergleich zu sehen. Dabei ist der Drehzahlbereich von  $1250 \text{ min}^{-1}$  bis  $1750 \text{ min}^{-1}$  bei  $25 \text{ Nm}$  bis  $50 \text{ Nm}$  besonders auffällig, da beide Notenverteilungen dort ihre globalen Maxima aufzeigen. Der Schlepp- sowie auch der hohe Lastbereich zeigen erwartungsgemäß niedrigere Bewertungen, wobei im mittleren Lastbereich geringfügige Abweichungen zu erkennen sind.

Zusammenfassend kann die Aussage getroffen werden, dass die empirische Formel zur Bewertung des Tickerns im Allgemeinen gute Ergebnisse erzielt, womit die Validierung der Tickernote abgeschlossen ist.

## 6. Zusammenfassung

Im Rahmen dieses Beitrags wurde eine psychoakustische Bewertungsmethode für das Tickergeräusch am Ottomotor entwickelt. Hierbei war es das Ziel einen rein empfindungsbasierten Ansatz zur Bewertung von verbrennungsmotorischen Störgeräuschen zu verfolgen, um die Subjektivität der menschlichen Wahrnehmung stärker in den Vordergrund rücken zu können. Hierzu wurden zunächst die Unterschiede zwischen den Störgeräuschen am Ottomotor hinsichtlich der relevanten psychoakustischen Kenngrößen genauer betrachtet, woraufhin die ursprünglichen Bewertungsansätze für das Tickern untersucht wurden. Hieraus entstand die gegensätzliche Idee lediglich psychoakustische Parameter zu verwenden und die physikalische Akustik weitestgehend auszublenden. Dazu wurden die einzelnen psychoakustischen Größen hinsichtlich des untersuchten Motoraggregats in einem breiten Kennfeldbereich betrachtet. Letztendlich erfolgte somit eine Vorauswahl, welche empfindungsbasierten Größen sich für den jeweiligen Formelansatz eignen würden. Die Wahl fiel hierbei auf die Impulshaftigkeit, die Lautheit sowie die Schärfe. Hierzu wurde zunächst der Injection Analyzer für die

Tickergeräuschanalyse verwendet, mit welchem die einzelnen Geräuschanteile im Injektor sowohl im Zeit- als auch im Frequenzbereich ermittelt werden konnten. Hierbei erwies sich besonders die Smoothed-Pseudo-Wigner-Ville-Verteilung als effektives Werkzeug, um die separaten Geräuschphänomene beim Einspritz- sowie beim Verbrennungsvorgang zu analysieren. Dadurch war es möglich das Tickergeräusch möglichst präzise im Luft- und im Körperschall zu detektieren. Basierend hierauf wurden die psychoakustischen Größen im Rahmen einer empirischen Formel kombiniert, mit experimentell ermittelten Wichtungskoeffizienten versehen und iterativ angepasst. Nach Fertigstellung der Formel wurde diese mit Hilfe von Probanden-Hörversuchen validiert, wobei sich eine ausreichend gute Korrelation zwischen der empirischen Formel und der subjektiven Wahrnehmung der Probanden ergab.

## 7. Literaturverzeichnis

- [1] P. Zeller, Handbuch Fahrzeugakustik, Vieweg+Teubner-Verlag, 2012.
- [2] M. Atzler, Bewertungsmodelle für impulsartige Störgeräusche von Verbrennungsmotoren, Dissertation, Aachen, 2011.
- [3] C. Mühlbauer, H.-P. Rabl und H. Rottengruber, „Development of a methodology for acoustic analysis and optimization of mechatronic fuel injection systems,“ Springer Fachmedien Wiesbaden, Ruschlikon, Schweiz, Automotive Acoustics Conference, 2019.
- [4] C. Schumann und S. Pischinger, „Zerlegung von Motorgeräuschen in einzeln anhörbare Komponenten, deren objektive Bewertung sowie Zuordnung zu den geräuschverursachenden Bauteilen bzw. Prozessen,“ FVV, 2017.
- [5] M. Möser, Psychoakustische Messtechnik, Springer Vieweg Verlag Wiesbaden, 2018.
- [6] C. Mühlbauer, H.-P. Rabl und H. Rottengruber, „Akustische Analyse und Optimierung von mechatronischen Kraftstoffeinspritzsystemen,“ DAGA, Rostock, 2019.
- [7] M. Atzler und S. Pischinger, „Erarbeitung objektiver Kennwerte zur Bewertung der Lästigkeit verschiedener impulshaltiger Geräuscharten von Verbrennungsmotoren auf Basis subjektiver Beurteilungen,“ FVV, 2010.
- [8] S. Schneider, J. H. Carstens, J. Nobis, M. Joerres, H. Rottengruber und C. Gühmann, „Körperschallbasierte Dieselmotorenregelung – Optimierung und Adaption der Parameter,“ FVV, 2016.
- [9] K. Genuit, Sound-Engineering im Automobilbereich - Methoden zur Messung und Auswertung von Geräuschen und Schwingungen, Springer-Verlag, 2010.
- [10] H. Fastl und E. Zwicker, Psychoacoustics - Facts and Models, Springer-Verlag, 2007.
- [11] G. R. Sinambari und S. Sentpali, Ingenieurakustik: Physikalische Grundlagen und Anwendungsbeispiele, Springer-Verlag, 2014.

- [12] A. M. Willemsen und M. D. Rao, „Characterization of sound quality of impulsive sounds using loudness based metric,“ 20th International Congress on Acoustics, Sydney, Australien, 2010.
- [13] M. Pflüger, F. Brandl, U. Bernhard und K. Feitzelmayer, Fahrzeugakustik, Springer-Verlag, 2010.
- [14] B. Rönz und H. G. Strohe, Lexikon Statistik, Gabler Verlag, 1994.
- [15] Messtechnische Simulation der Hörempfindung Schärfe, DIN 45692:2009-08, 2009.
- [16] K. Roman, S. Mauer und L. Kleinschmidt, „Entwicklung eines markentypischen Sounds per Psychoakustik,“ *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift*, 2012.
- [17] W. Aures, „Der Wohlklang: Eine Funktion der Schärfe, Rauigkeit und Klanghaftigkeit,“ DAGA, Darmstadt, 1984.
- [18] M. Hoehstetter, J. M. Sautter, U. Gabbert und J. L. Verhey, „Role of the Duration of Sharpness in the Perceived Quality of Impulsive Vehicle Sounds,“ *Acta Acustica united with Acustica*, 2016.
- [19] J. Hoppermanns, S. Pischinger und B. Lange, „Erarbeitung objektiver Kennwerte zur Bewertung der Lästigkeit verschiedener Geräuscharten von Verbrennungsmotoren auf Basis subjektiver Beurteilungen,“ FVV, 2006.

# Messung von Verlustfaktoren und Biegesteifigkeiten von Stäben nach dem neu entwickelten Biegewellen-Verfahren

---

Elmar Schröder, Ulrich Simon

## 1. Einleitung

Beschichtungen von Blechstrukturen werden oft auch aus akustischen Gründen ausgeführt. Hierbei werden unterschiedliche Wirkprinzipien verfolgt:

- Minderung der Luftschallabstrahlung durch Reduzierung der lokalen Schnelle: Durch eine lokale Beschichtung wird in diesem Bereich die Schnelle reduziert. Bei überwiegender Abstrahlung durch freie Biegewellen hat dabei die flächenbezogene Masse als auch der Verlustfaktor einen abstrahlungsmindernden Einfluss. Bei überwiegender Abstrahlung durch erzwungene Biegewellen ist der Einfluss des Verlustfaktors gering und die Minderung der Luftschallabstrahlung ergibt sich aus der aufgetragenen flächenbezogenen Masse.
- Körperschalldämpfung während der Ausbreitung über einen beschichteten Bereich: Bei der Körperschallausbreitungsdämpfung ist der Verlustfaktor die wichtigste Kenngröße.
- Erzeugung eines Impedanzsprungs an der Beschichtungsgrenze: Für die Reflexionen von Schallwellen am Impedanzsprung ist die Änderung der flächenbezogenen Masse und der Biegesteife durch die Beschichtung maßgebend. Der Verlustfaktor hingegen spielt eine untergeordnete Rolle.

Zur messtechnischen Bestimmung der dynamisch-mechanischen Eigenschaften von Beschichtungen werden in der Praxis verschiedene Verfahren angewendet. Von den Autoren wurde das Biegewellenverfahren weiterentwickelt, da es im Vergleich zu anderen Verfahren einige Vorteile aufweist. Zum besseren Verständnis der Vor- und Nachteile werden zunächst drei Standardverfahren und anschließend das Biegewellenverfahren erläutert.

## 2. Übersicht Prüfverfahren

### 2.1 Einführung

Zur Bestimmung des Verlustfaktors sind verschiedene Verfahren bekannt. Die Verfahren unterscheiden sich sowohl in den Abmessungen der Probekörper, und damit auch in den angeregten Wellentypen, als auch in den verwendeten Messverfahren. Die drei wichtigsten Verfahren werden nachfolgend erläutert.

## 2.2 Resonanzkurvenverfahren

Das am häufigsten eingesetzte Verfahren ist das Resonanzkurvenverfahren nach Heinrich H. Oberst, bei dem die dynamisch-mechanischen Eigenschaften in den ein-dimensionalen Biegeeigenmoden eines Stabs bestimmt werden. Die Ermittlung des Biege-Verlustfaktors  $\eta = \tan(\delta_f)$  und des Elastizitäts-Moduls  $E$  ist in der ISO 6721-3 [3] beschrieben.

Die typischen Probenabmessungen betragen Länge x Breite x Dicke = (200 mm ... 300 mm) x (10 mm ... 20 mm) x 1,0 mm.

Der Verlustfaktor  $\eta$  wird nach folgender Gleichung ermittelt:

$$\eta = \tan(\delta_f) = \frac{\Delta f_n}{f_m} \quad (1)$$

wobei:

$\Delta f_n$  Breite eines Peaks der Resonanzkurve der n-ten Mode in Hz bei der Amplitude  $\sqrt{2}v_{\max}$ , wobei  $v_{\max}$  die maximale Amplitude ist

$f_m$  Eigenfrequenz der n-ten Mode in Hz.

Die Biegesteife  $B$  in  $\text{Nm}^2$  wird nach folgender Gleichung ermittelt:

$$B = \frac{64m''bf_m^2l^4}{\pi^2\beta_n^4} \quad (2)$$

wobei:

$m''$  Flächenbezogene Masse in  $\text{kg/m}^2$

$n$  Ordnungszahl der Schwingung  $n = 1, 2, \dots$

$f_m$  Eigenfrequenz der n-ten Mode in Hz

$b$  Breite des Stabs in m

$l$  Länge des Stabs in m

$\beta_n$   $\beta_1 = 1,1944$ ,  $\beta_2 = 2,9860$ ,  $\beta_n = 2n - 1$ .

Das Elastizitäts-Modul  $E$  in  $\text{N/m}^2$  kann nach folgender Gleichung ermittelt werden:

$$E = \frac{12B}{bh^3} \quad (3)$$

wobei:

$h$  Dicke des Stabs in m.

Das Resonanzkurvenverfahren hat den Nachteil, dass Verlustfaktoren von  $\eta > 0,1$  aufgrund der modalen Überlappung systematisch überschätzt werden. Zusätzlich führen die bei diesem Verfahren üblicherweise verwendeten schmalen Stäbe mit nur 10 mm bis 20 mm Breite bei flüssig aufgetragenen Beschichtungen zu Artefakten, die auf den Randeinfluss zurückzuführen sind. Besonders kritisch sind bei wasserbasierten Beschichtungen das Austrocknungsverhalten des Stabrandes und die Krümmung der Beschichtung über der Stabbreite zu bewerten.

Die Auswertung der Biegesteife ist mit einer erhöhten Unsicherheit verbunden, da die frei schwingende Länge des Stabs mit der vierten Potenz in das Ergebnis eingeht. Zudem muss zur Einspannung von beschichteten Stäben die Beschichtung an der Einspannfläche entfernt werden, so dass an der Einspannungstelle ein undefinierter Abschluss erzeugt wird.



## 2.3 Leistungsbilanzverfahren

Beim Leistungsbilanzverfahren (power injection method) wird der Verlustfaktor aus der Leistungsbilanz zwischen eingeleiteter und im System verbleibender Leistung berechnet. Die Prüfung erfolgt typisch an ca. 0,04 m<sup>2</sup> bis maximal 1 m<sup>2</sup> großen, in etwa quadratischen Platten.

Der Verlustfaktor  $\eta$  wird nach folgender Gleichung ermittelt:

$$\eta = \frac{P}{2\pi f E} \quad (5)$$

wobei:

$P$  in das System eingeleitete Körperschalleistung in W

$f$  Frequenz in Hz

$E$  räumlich gemittelte Energie im System in Ws

Die in das System eingeleitete Körperschalleistung  $P$  wird mit Hilfe einer Kraftmesszelle und eines Schnellesensors am Krafteinleitungspunkt bestimmt:

$$P = |F||v| \cos(\varphi_F - \varphi_v) \quad (6)$$

wobei:

$F$  Kraft (Effektivwert) am Krafteinleitungspunkt in N

$v$  Schnelle (Effektivwert) am Krafteinleitungspunkt in m/s

$\varphi_F - \varphi_v$  Phasenverschiebung zwischen Schnelle und Kraft

Die im System vorhandene Energie wird nach folgender bestimmt:

$$E = m \overline{v_{eff}^2} \quad (7)$$

wobei:

$m$  Masse der Platte in kg

$\overline{v_{eff}^2}$  über die gesamte Platte räumlich gemitteltes Schnellequadrat in (m/s)<sup>2</sup>.

Das frequenzabhängige Direktschallfeld um den Krafteinleitungspunkt muss aus der Auswertung ausgenommen und die höhere Energiedichte am Plattenrand berücksichtigt werden [5].

Die Prüfplatten ermöglichen die Analyse von großflächig aufgetragenen Beschichtungen, wobei im Gegensatz zu den beim Resonanzkurvenverfahren verwendeten schmalen Stäben der Randeinfluss aufgrund des geringen Anteils im Vergleich zur Fläche vernachlässigbar ist. Wenn zusätzlich zur Körperschallschnelle die Luftschallschnelle im Nahfeld bestimmt wird, kann auch die abstrahlungsrelevante Schalleistung ermittelt werden. Die vergleichsweise großen Prüfplatten erschweren allerdings Untersuchungen in der Klimakammer.

Die Biegesteife kann aus dem Leistungsbilanzverfahren nicht abgeleitet werden. Grundsätzlich können aber die gemessenen Schnellen auf der Platte für eine Modalanalyse verwendet werden, um daraus die effektiven Biegesteifen der ersten Moden zu bestimmen.

## 2.3 Nachhallverfahren

Das Nachhallverfahren bestimmt den Verlustfaktor aus dem exponentiellen Abklingen der Körperschallschnelle nach einer impulsartigen Anregung. Streng genommen ist ein diffuses Körperschallfeld, also eine ausreichend hohe modale Dichte, Voraussetzung für die Anwendung des Verfahrens. Letztendlich kann aber auch das Abklingverhalten einer einzelnen Mode analysiert werden, wobei in diesem Fall die Dämpfung nicht zu hoch sein darf, da sich andernfalls kein exponentieller Amplitudenverlauf einstellt. Die Messungen erfolgen meist an ca. 1,5 m<sup>2</sup> großen, quadratischen Platten, die bei einem 1,0 mm dicken Stahlblech eine untere Grenzfrequenz von ca. 100 Hz ermöglichen.

Der Verlustfaktor  $\eta$  wird nach folgender Gleichung ermittelt:

$$\eta = \frac{2,2}{T f_m} \quad (8)$$

Wobei:

$T$  Nachhallzeit der Schnelle in s

$f_m$  Mittenfrequenz der analysierten Bandbreite in Hz.

Das Nachhallverfahren setzt voraus, dass die Abklingzeit des verwendeten Bandpasses kürzer als die Abklingzeit des zu analysierenden Prüfobjekts ist. Zuverlässige Ergebnisse können unter Anwendung der zeitinversen Schröder-Rückwärtsintegration erreicht werden, wenn die Bedingung  $BT > 4$  eingehalten wird, wobei  $B$  die Filterbandbreite ist. Für geringe Dämpfungen ist das Nachhallverfahren sehr gut geeignet. Die im Vergleich zum Resonanzkurvenverfahren großen Abmessungen der Prüfobjekte erschweren allerdings die Messung in einer Klimakammer. Die Biegesteife kann nach diesem Verfahren nicht bestimmt werden.

## 3. Biegewellenverfahren

### 3.1 Motivation

Mit dem weiter entwickelten Biegewellenverfahren wurde ein Verfahren standardisiert, welches einige Nachteile der oben beschriebenen Verfahren überwindet. Das Biegewellenverfahren bestimmt die dynamisch-mechanischen Eigenschaften eines einseitig eingespannten Stabs, der berührungslos zu eindimensionalen Biegeschwingungen angeregt wird.

### 3.1 Prüfobjekte

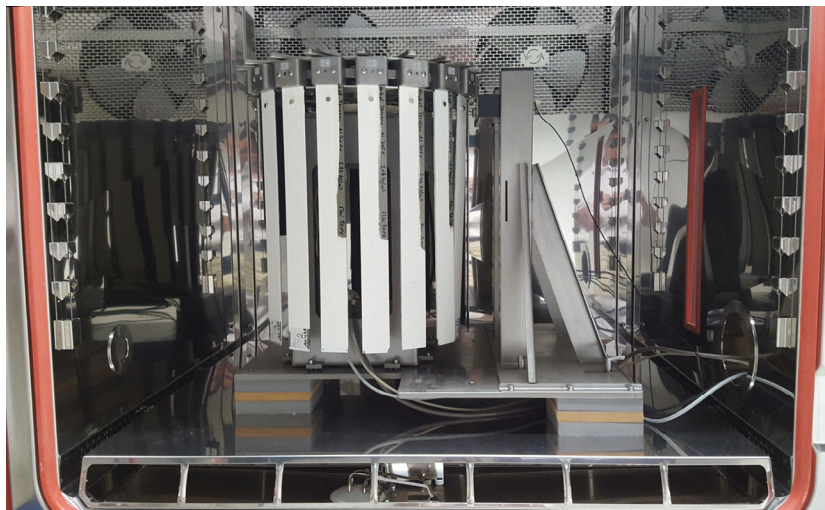
Die Stababmessungen betragen bei Verwendung von 1,0 mm dickem Federstahlblech als Trägerstab für die zu prüfende Beschichtung vorzugsweise Länge x Breite = 500 mm x 50 mm.

Die im Vergleich zum Resonanzkurvenverfahren größeren Stababmessungen wurden aus folgenden Gründen gewählt:

- Die Stablänge von 500 mm ergibt eine höhere Stabilität der Messergebnisse gegenüber lokalen Materialschwankungen entlang des Stabes, da die Beschichtungslänge größer ist und die Analyse an vielen Punkten über die gesamte Länge des Stabs erfolgt.
- Die Stabbreite von 50 mm verringert den Randeinfluss im Vergleich zu den beim Resonanzkurvenverfahren üblichen schmalen Stäben von 10 mm bis 20 mm deutlich. Die Stabbreite wurde nicht noch höher gewählt, da sich hierdurch die obere Grenzfrequenz des Verfahrens aufgrund von Quermoden verringert.

### 3.1 Beschreibung der Prüfanordnung

An mindestens 20 Messpunkten entlang eines Stabs wird die komplexe Schnelle bestimmt und durch Iteration ein best fit an die Biegewellengleichung durchgeführt. Die entwickelte Prüfeinrichtung ermöglicht die Messung von bis zu 18 Stäben mit unterschiedlichen Abmessungen in einem vollautomatisierten Prüfzyklus (siehe **Bild 1**).



**Bild 1:** Prüfeinrichtung zur vollautomatischen Messung von bis zu 18 Stäben in einer Klimakammer.

### 3.4 Auswertung

Dem Biegewellenverfahren liegt die Theorie des sogenannten schubstarrten Bernoulli-Balkens zugrunde. Unter Berücksichtigung diverser damit verbundener Annahmen ergibt sich die lineare homogene Differentialgleichung für den Stab inkl. der Terme für die Nahfelder an den Stabenden:

$$v(x) = v_+ e^{-jkx} + v_{+j} e^{-kx} + v_- e^{jkx} + v_{-j} e^{kx} \quad (9)$$

wobei:

$v(x)$  Amplitude der Schnelle am Punkt  $x$  in m/s

$v_+$  Amplitude der Schnelle der hinlaufenden Welle in m/s

$v_-$  Amplitude der Schnelle der rücklaufenden Welle in m/s

$v_{+j}$  Amplitude der Schnelle des Nahfelds der hinlaufenden Welle in m/s

$v_{-j}$  Amplitude der Schnelle des Nahfelds der rücklaufenden Welle in m/s

$k$  komplexe Wellenzahl in 1/m.

Bei der Auswertung werden keine Annahmen über die Randbedingungen getroffen, da sich experimentell herausgestellt hat, dass die Einspannbedingungen trotz massiver Stahlbacken, mit denen der Stab gehalten wird, nicht ideal sind. Im Idealfall sind die Randbedingungen an der Einspannstelle schnelle- und biegefrei und am freischwingenden Ende des Stabs momenten- und kraftfrei.

Zur Auswertung wird anhand der Biegewellengleichung aus den experimentell bestimmten Schnellen entlang des Stabs die komplexe Wellenzahl ermittelt. Für jede zu analysierende Frequenz wird folgendes Gleichungssystem aufgestellt:

$$\begin{bmatrix} e^{-jkx_1} & e^{-kx_1} & e^{jkx_1} & e^{kx_1} \\ e^{-jkx_2} & e^{-kx_2} & e^{jkx_2} & e^{kx_2} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ e^{-jkx_n} & e^{-kx_n} & e^{jkx_n} & e^{kx_n} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_+ \\ v_{+j} \\ v_- \\ v_{-j} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} v_{x1} \\ v_{x2} \\ \dots \\ v_{xn} \end{bmatrix} \quad (10)$$

$$[A][v] = [v_x]$$

wobei:

$x_{1..n}$  Messpositionen entlang des Stabs in m

$v_{x1..n}$  Gemessene komplexe Schnelle in m/s

Das überbestimmte lineare Gleichungssystem wird für jede Frequenz mit Hilfe der Singulärwert-Zerlegung (SVD) gelöst, d. h. die Amplituden  $v_+$ ,  $v_{+j}$ ,  $v_-$ ,  $v_{-j}$  berechnet. In einem iterativen Prozess wird die komplexe Wellenzahl mit dem kleinsten quadratischen Fehler der Norm gesucht. Damit wird die Summe der Differenzquadrate zwischen gemessener Schnelle  $[v_x]$  und berechneter Schnelle  $[A][v]$  minimiert.

$$|[A][v] - [v_x]| \rightarrow \min \quad (10)$$

Aus der komplexen Wellenzahl  $k = k' + jk''$  mit dem minimalen quadratischen Fehler können die gesuchten Größen Verlustfaktor und Biegesteife berechnet werden:

$$\eta = 4 \frac{k''}{k'} \quad (11)$$

$$B = \frac{m'' b (2\pi f)^2}{(k')^4} \quad (12)$$

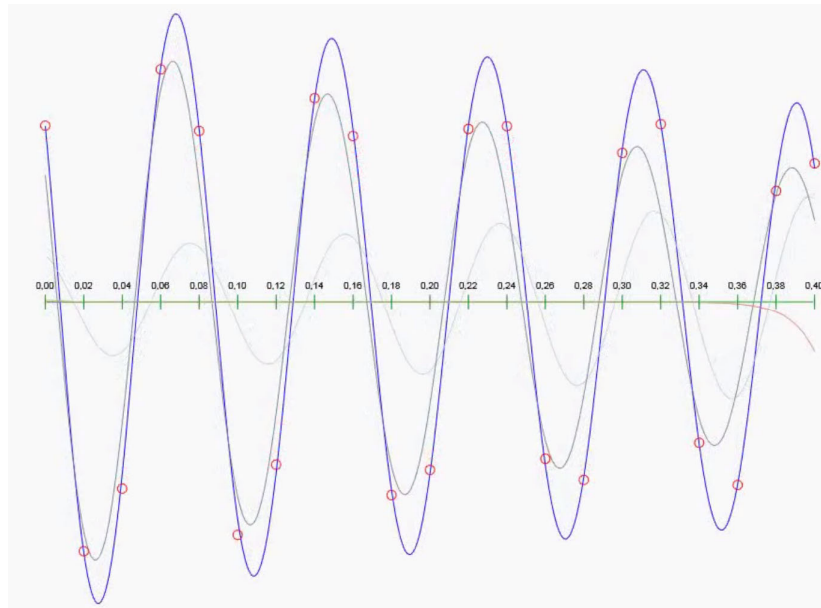
wobei:

$m''$  flächenbezogene Masse des Stabes in kg/m<sup>2</sup>.

$b$  Breite des Stabs in m.

Zur Begrenzung des Rechenaufwands erfolgt die Bestimmung der komplexen Wellenzahl für die Mittenfrequenzen der 1/96-Oktavbänder. Die Ausgabe der Ergebnisse erfolgt in 1/24-Oktaven, wobei jeweils vier Werte arithmetisch gemittelt werden.

Ein Beispiel für die nach dem Biegewellenverfahren berechneten Amplituden der Gleichung (10) aus der gemessenen Schnelle ist in **Bild 2** dargestellt.



**Bild 2:** Gemessene Schnelle (rote Punkte), berechnete resultierende Schnelle (blaue Kurve), hinlaufende Biegewelle von links nach rechts (dunkel graue Kurve), rücklaufende Biegewelle von rechts nach links (hell graue Kurve) und Nahfeld am freien Stabende (lila Kurve).

### 3.5 Frequenzbereich des Biegewellenverfahrens

Die obere Grenzfrequenz des Biegewellenverfahrens wird durch die Lage der ersten Quermoden des Stabs bestimmt. Unterhalb der ersten Quermode liegt ein eindimensionales Wellenfeld vor, welches dem Modell des Biegewellenverfahrens zugrunde liegt. Unterhalb der ersten Quermode ist das Verfahren daher uneingeschränkt anwendbar. Die Frequenz der ersten Quermode ergibt sich aus folgender Gleichung:

$$f = \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{B}{b^3 m''}} \quad (13)$$

wobei:

$\lambda_B$  Biegewellenlänge in m.

Unter der idealisierten Annahme von homogenen Stabeigenschaften über die gesamte Stablänge und Stabbreite, sowie einem idealen Messpunktgitter an denselben Phasenpunkten der Quermoden haben die Quermoden keinen Einfluss auf die Analyse der Längsmoden.

Bei einem 50 mm breiten und 1,0 mm dicken Federstahlstab liegt die erste Quermode bei etwa 1000 Hz. Mit Beschichtungen aus Plattenware, die über die gesamte Stablänge und -breite homogene Eigenschaften ermöglichen, kann eine obere Grenzfrequenz von bis zu 2000 Hz erreicht werden, wenn der Verlustfaktor oberhalb von ca.  $\eta > 0,05$  lag. Bei flüssig aufgetragenen Beschichtungen liegt in der Regel keine homogene Beschichtung vor, wodurch sich typisch eine obere Grenzfrequenz von 1600 Hz ergibt.

Die untere Grenzfrequenz des Biegewellenverfahrens ergibt sich aus dem maximal zulässigen Phasenfehler zwischen den einzelnen Messpunkten. Bei langen Biegewellen treten nur geringe räumliche Phasengradienten auf. Bei den oben beschriebenen 500 mm langen Federstahlstäben können ab 100 Hz zuverlässige Messergebnisse er-

mittelt werden, was etwa zwei Biegewellenlängen entspricht. Hier sind noch systematische Untersuchungen notwendig, unter welchen Bedingungen die untere Grenzfrequenz verringert werden kann.

Das Verfahren ist nicht auf Proben mit Federstahlstäben als Träger begrenzt. Auch die dynamisch-mechanischen Eigenschaften von Stäben aus Silikon und CSM können mit dem beschriebenen Biegewellenverfahren ermittelt werden. Die Abmessungen der Proben müssen entsprechend dem zu untersuchenden Frequenzbereich angepasst werden.

#### 4. Vergleich von Biegewellenverfahren und Resonanzkurvenverfahren

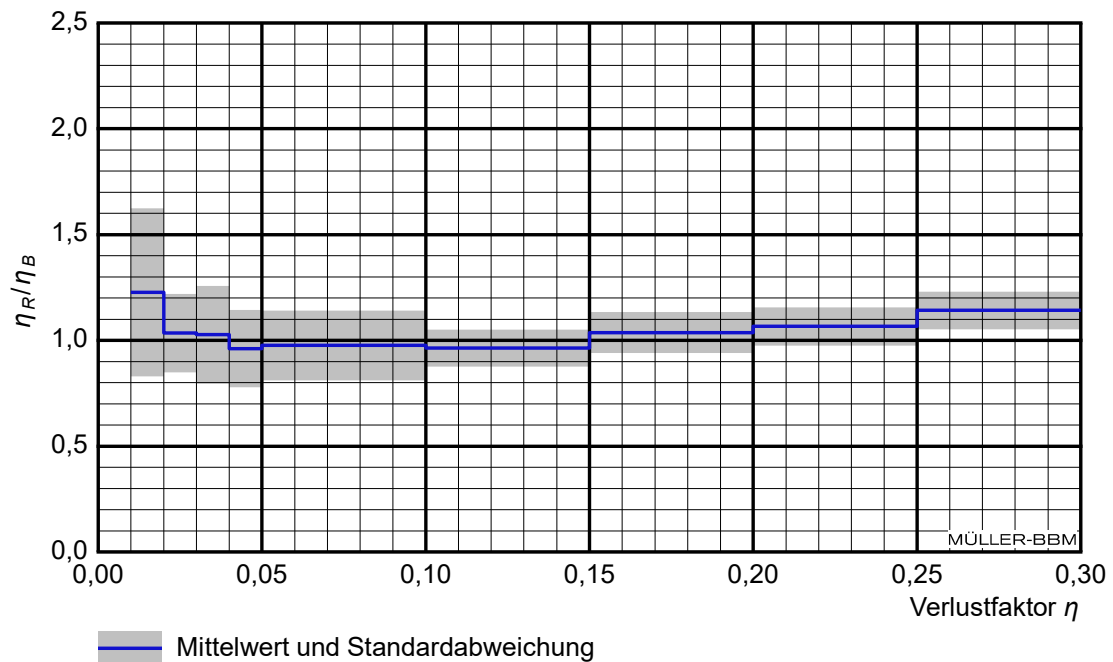
Die für die Auswertung nach dem Biegewellenverfahren ermittelten Schnellen auf dem Stab ermöglichen auch die Auswertung nach dem Resonanzkurvenverfahren. Am selben Prüfobjekt und auf Basis derselben Messdaten kann die Auswertung nach beiden Verfahren erfolgen. Da das Resonanzkurvenverfahren nur Ergebnisse in den Eigenfrequenzen liefert, erfolgt der Vergleich mit den Ergebnissen des Biegewellenverfahrens nur in den Resonanzfrequenzen des Resonanzkurvenverfahrens.

Zum Methodenvergleich wurden jeweils sechs Federstahlstäbe für sechs unterschiedliche nominellen Beschichtungsdicken im Temperaturbereich von  $-20\text{ °C}$  bis  $+70\text{ °C}$  untersucht. Als Beschichtungsmaterial wurde eine flüssig aufgetragene Beschichtung mit flächenbezogenen Massen zwischen  $2\text{ kg/m}^2$  und  $4\text{ kg/m}^2$  verwendet. Die maximalen Verlustfaktoren lagen in Abhängigkeit von der Beschichtungsdicke und der Temperatur zwischen 0,1 und 0,3.

Die Auswertung erfolgte für die Moden mit den Ordnungszahlen 4 und 5, wobei die zugehörigen Frequenzen bei den untersuchten Stäben in Abhängigkeit von der Beschichtungsdicke und der Temperatur zwischen 100 Hz und 400 Hz lagen. Beim Resonanzkurvenverfahren wurde für alle, also auch für sehr kleine Werte des Verlustfaktors die Auswertung anhand der Resonanzbreite vorgenommen. In **Bild 3** sind der Mittelwert und die Standardabweichung des Verhältnisses zwischen dem Verlustfaktor nach dem Resonanzkurvenverfahren  $\eta_R$  und dem Verlustfaktor nach dem Biegewellenverfahren  $\eta_B$  in Abhängigkeit vom Absolutwert des Verlustfaktors nach dem Biegewellenverfahren  $\eta_B$  dargestellt. Mittelwert und Standardabweichung wurden in Wertebereichen des Verlustfaktors mit einer Breite von  $\Delta\eta_B = 0,01$  bzw.  $\Delta\eta_B = 0,05$  berechnet.

Die Ergebnisse zeigen, dass beiden Verfahren bei Verlustfaktoren zwischen 0,02 und 0,15 gut übereinstimmende Ergebnisse liefern. Bei Verlustfaktoren von mehr als 0,15 liegen die Werte nach dem Resonanzkurvenverfahren im Mittel systematisch höher als nach dem Biegewellenverfahren. Gemäß ISO 6721-3 [3] können mit dem Resonanzkurvenverfahren Verlustfaktoren nur bei Werten von  $\eta_R \leq 0,1$  bestimmt werden, was durch die vorliegenden Messergebnisse bestätigt wird. Durch die Überlagerung der Resonanzkurven bei einer höheren Dämpfung werden beim Resonanzkurvenverfahren die Verlustfaktoren systematisch überschätzt. Bei Verlustfaktoren von weniger als 0,02 liefern die Verfahren voneinander abweichende Ergebnisse mit starker Streuung. Hierzu ist anzumerken, dass für diese sehr geringen Verlustfaktoren sowohl das Resonanzkurvenverfahren aufgrund der schmalen Resonanzkurven als auch das Biege-

wellenverfahren aufgrund der geringen räumlichen Amplitudenabnahme weniger geeignet sind. Bei sehr geringen Dämpfungen ist das Nachhallverfahren, welches auch auf Stäben angewandt werden kann, besser geeignet.



**Bild 3:** Verhältnis des Verlustfaktors nach dem Resonanzkurvenverfahren und des Verlustfaktors nach dem Biegewellenverfahren in Abhängigkeit vom Absolutwert des Verlustfaktors nach dem Biegewellenverfahren, Auswertung bei den Frequenzen der Moden mit den Ordnungszahlen 4 und 5 des Resonanzkurvenverfahrens: Mittelwert und Standardabweichung.

#### 4. Zusammenfassung

Es wurden die Vor- und Nachteile von drei gängigen Verfahren (Resonanzkurvenverfahren, Nachhallverfahren und Leistungsbilanzverfahren) zur Bestimmung des Verlustfaktors beschrieben.

Basierend auf der Prüfvorrichtung für das Resonanzkurvenverfahren und der Biegewellengleichung nach der Theorie des sogenannten schubstarrten Bernoulli-Balkens wurde ein weiteres Verfahren, das Biegewellenverfahren, entwickelt und hier eingehend erläutert. Die wesentlichen Vorteile des Biegewellenverfahren gegenüber dem Resonanzkurvenverfahren sind der erweiterte Gültigkeitsbereich zu sehr hohen Verlustfaktoren ( $\eta > 1$ ), die hohe spektrale Auflösung und der zu hohen Frequenzen erweiterte Messbereich.

Ein messtechnischer Vergleich des Resonanzkurven- und des Biegewellenverfahrens an denselben Prüfobjekten hat ergeben, dass die Verlustfaktoren beider Verfahren in deren Gültigkeitsbereich von  $\eta = 0,02 \dots 0,15$  im Mittel sehr gut übereinstimmen. Beim Resonanzkurvenverfahren werden die Verlustfaktoren oberhalb des Gültigkeitsbereichs des Verfahrens, also bei Verlustfaktoren von  $\eta_R > 0,15$  aufgrund der Überlapung der Resonanzkurven im Mittel systematisch überschätzt.

## Literatur

- [1] L. Cremer; M. Heckl; Körperschall, 2. Auflage, Springer, Berlin (1996).
- [2] DIN EN ISO 6721-1, Kunststoffe - Bestimmung dynamisch-mechanischer Eigenschaften - Teil 1: Allgemeine Grundlagen, Berlin, 2011.
- [3] ISO 6721-3, Plastics - Determination of dynamic mechanical properties - Part 3: Flexural vibration - Resonance curve method, Berlin, 2021.
- [4] D. A. Bies, S. Hamid; In-Situ Determination of Loss and Coupling Loss Factors by the Power Injection Method, J. Sound Vib., 70, 1, 187-204 (1980).
- [5] A. Vogel, V. Wittstock, O. Kornadt; Zur Messung der Körperschalleistung auf Empfangsplatten, DAGA 2012.



# Effektive Modellierung und Simulation von zeitabhängiger Hörschallabstrahlung bei transientser Wellenausbreitung auf Oberflächen

---

Michael Simon, Ulrike Steinmann

## Abstract

With the targeted application of transient, elastic waves in the ultrasonic range that propagate on surfaces or plates in the form of pulses, vibrations in the audible range can be radiated under certain conditions. In corresponding applications, the resulting noise is often perceived as annoying and reduces the acceptance of a product. The reliable prediction and adaptation of the acoustic behavior in the early development process for ultrasonic applications are therefore of particular importance.

This article deals with the modeling and optimization of a numerical finite element simulation of vibroacoustic systems and the time-dependent acoustic sound radiation in the case of a transient excitation and local focusing of waves. In addition to the analysis of the structure-specific resonances, the simulation enables an exact prognosis about the place of origin and the time of origin by evaluating the local sound pressure level and intensity of the emitted noise in the time and frequency domain as well as in the near and far field range.

As an application, the focus of current research is on evaluating the acoustic emission of haptic displays. Based on the numerical data, the geometry, the signals and the methods can be specifically adapted via parameter studies in order to reduce the noise emission.

*Keywords:* Human-Machine Interaction, Interface, Touch-Displays, Haptics, Haptic Feedback, Time Reversal, Ultrasonic, Audible Sound, COMSOL, FEM-Simulation, Parameter-Fitting, Virtual Calibration

## Kurzfassung

Bei der gezielten Anwendung von sich auf Oberflächen oder Platten impulsförmig ausbreitenden, transienten, elastischen Wellen im Ultraschallbereich kann es unter bestimmten Bedingungen zur Luftschallabstrahlung von Schwingungen im hörbaren Bereich kommen. In entsprechenden Anwendungsfällen wird der entstehende Luftschall oft als störend empfunden und mindert die Akzeptanz eines Produktes. Die zuverlässige Vorhersage und Anpassung des akustischen Verhaltens im frühen Entwicklungsprozess für Ultraschallanwendungen sind daher von besonderer Bedeutung.

Dieser Beitrag beschäftigt sich mit der Modellierung und Optimierung einer numerischen Finite-Elemente-Simulation vibroakustischer Systeme und der zeitabhängigen Hörschallabstrahlung im Fall einer transienten Anregung und lokalen Fokussierung von Wellen. Dabei ermöglicht die Simulation neben der Analyse der strukturspezifischen Resonanzen eine genaue Prognose über den Entstehungsort und die Entstehungszeit durch Bewertung des lokalen Schalldruckpegels und der Intensität des abgestrahlten Luftschalls im Zeit- und Frequenzbereich sowie im Nah- und Fernfeldbereich.

Als Anwendungsfall liegt der Fokus der aktuellen Forschung auf der Bewertung der akustischen Störemissionen haptischer Displays. Auf Grundlage der numerischen Daten können über Parameterstudien die Geometrie, Signale und Methoden gezielt angepasst werden, um die Störschallabstrahlung zu reduzieren.

*Schlüsselwörter:* Mensch-Maschine Interaktion, Interface, Touch-Displays, Haptik, haptisches Feedback, Zeitumkehr Ultraschall, Hörschall, COMSOL, FEM-Simulation, Parameter-Fitting, virtuelle Kalibrierung

## **1. Ortsaufgelöstes haptisches Feedback für Multi-Touch-Displays**

Touch-Displays sind im Bereich der Mensch-Maschine-Interaktion nicht mehr wegzudenken. Sie bieten zahlreiche Vorteile gegenüber herkömmlichen Eingabemethoden, ob in der Industrie, in der Medizin, im Office oder im Bereich des Gaming und Learning. Die berührungsempfindlichen Eingabegeräte bestimmen heute einen großen Anteil moderner Bedien- und Steuerungselemente. In einigen Anwendungsfällen fehlt es jedoch an Akzeptanz aufgrund des fehlenden haptischen Feedbacks auf den üblicherweise glatten Oberflächen wie Glas oder Acrylglas (PMMA). Das Fehlen struktureller, haptischer oder taktiler Informationen wie Position, Gestalt, Struktur, Kraft und Richtung schränkt die Bedienbarkeit in bestimmten Situationen ein und erfordert oft eine ständige visuelle Rückkopplung für Interaktionen mit komplexen Steuerelementen. Die bisherigen sensorischen Rückmeldungen durch Töne oder Vibration des Geräts reichen nicht aus, um reale Objekte wie Tasten und Regler angemessen zu ersetzen.

Es gibt verschiedene Ansätze und Technologien, die versuchen, die mechanische Rückkopplung bzw. haptische Empfindung von realen Objekten auf einer ebenen Fläche zu simulieren. Eine einfache Lösung für eine kurzzeitige haptische Einzelberührungsrückmeldung findet sich in der Anwendung von Schwingspulenmotoren oder großflächiger piezoelektrischer Wandler im Gehäuse bzw. unter den Interaktionsflächen. Beide Methoden haben im Vergleich zu herkömmlichen Vibrationsmotoren eine deutlich geringere Latenz und somit gesteigerte Dynamik [1]. Die Techniken sind jedoch nicht ausreichend, um ein transientes Signaldesign bereitzustellen, welches für ein lokales haptisches Feedback oder gar einem Multi-Touch-Zweck erforderlich ist.

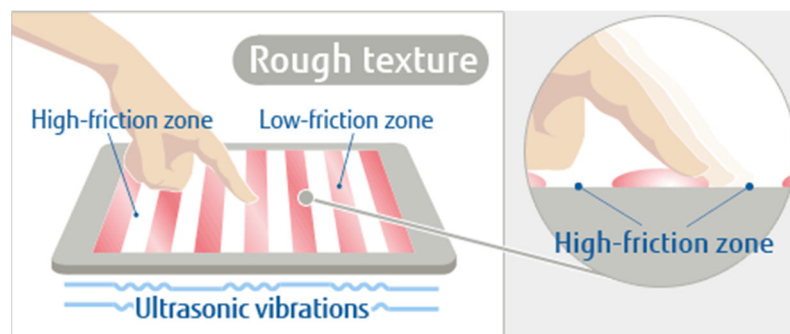
Neben dem mechanischen Vibrationsansatz ist das Elektrovibrationsverfahren zu erwähnen. Eine Elektrode unter dem Display wird mit einem elektrischen Signal ausreichender Amplitude angeregt, wodurch eine periodische Anziehungskraft

(Colomb-Kraft) zwischen einem statischen Finger (Vibrationskraft) oder gleitenden Finger (dynamische Reibung) und der Platte erzeugt wird [2–5]. Das Kraftfeld ist sehr klein, resultiert jedoch in einer wahrnehmbaren variablen Reibungskraft durch Beeinflussung der Mechanorezeptoren in der Haut.

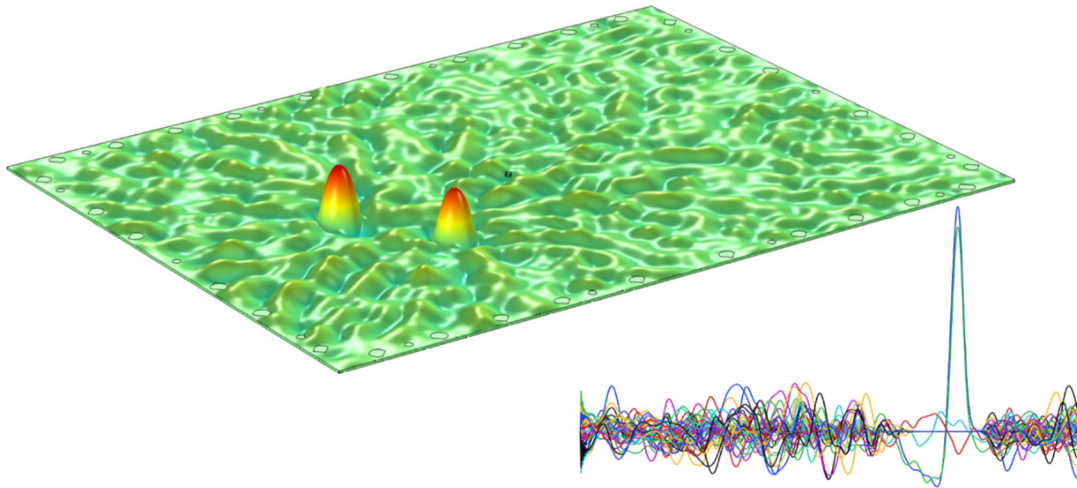
Die Verwendung von Ultraschall-Reibungsmodulation ist ein weiterer, oft untersuchter Ansatz. Transversale bzw. vertikale Vibrationen werden erzeugt, um die Reibkraft zwischen Finger und Kontaktfläche variabel zu gestalten [6–11]. Dabei nutzt man unter anderem aus, dass sich bei bestimmten Frequenzen und Amplituden eine Quetschluftschicht zwischen Finger und Kontaktfläche ausbildet [12, 13]. Die Umsetzung erfolgt beispielsweise mittels piezoelektrischer Aktoren, welche einseitig und in Randnähe unter eine Glasplatte geklebt werden. Das amplitudenmodulierte Anregungssignal besteht aus einer Trägersinuswelle mit einer Frequenz, die einer Resonanzfrequenz der Glasplatte entspricht sowie einem niederfrequenten Modulationssignal ( $<1$  kHz), welches mit der gemessenen Fingerposition und Fingergeschwindigkeit korreliert. In Hinsicht auf Komponentenreduktion bei smarten Endgeräten kann die Aufgabe des Tracking zusätzlich von den piezoelektrischen Wandlern übernommen werden [14, 15].

Räumlich betrachtet ist der Reibungsmodulationseffekt auf der gesamten Fläche nahezu gleich. Erst durch die zeitliche Modulation des Signals in Abhängigkeit der Position und Geschwindigkeit kann eine lokale Variation der Reibkraft und damit eine strukturierte Oberfläche empfunden werden (**Bild 1.1**). Der Hauptnachteil ist also das Fehlen der räumlichen Auflösung. Befinden sich mehrere Finger gleichzeitig in Kontakt mit der Platte, erfahren diese alle den gleichen Reiz. Im momentanen Entwicklungszustand der Ultraschall-Reibungsmodulation bietet die Technik also lediglich eine Single-Touch-Lösung. Um die Illusion einer Struktur bzw. Rauheit zu empfinden, ist zudem eine Relativgeschwindigkeit des Fingers auf der Oberfläche erforderlich. Bei einer statischen Berührung sind die Vibrationsamplituden in Querrichtung zu gering, um die menschliche Empfindlichkeit anzusprechen [16].

In Abgrenzung zu den konventionellen Vibrationsmethoden, wie die Verwendung von Unwuchtmotoren und Linearmotoren sowie die zuvor erläuterten Verfahren mit Elektrovibration bzw. Reibungsmodulation, scheint die Methode der akustischen Zeitumkehr elastischer, transient wandernder Biegewellen einige Vorteile zu bieten. Die Zeitumkehrakustik repräsentiert bisher die einzige Methode, welche die Fokussierung einzelner Schwingungspunkte ermöglicht und nicht von gleitenden Fingern abhängt.



**Bild 1.1:** Schematische Darstellung des Arbeitsprinzips eines Tablets mit Ultraschall-Reibungsmodulation [11].



**Bild 1.2:** Beispielhaftes Simulationsergebnis zweier örtlich und zeitlich begrenzter Oberflächenauslenkungen durch Fokussieren überlagerter (superpositionierter) vibroakustischer Signale (Multi-Touch).

Es bietet sich zudem die Möglichkeit, Signale zum Ansprechen unterschiedlicher Fokuspunkte und Vibrationsmuster direkt zu überlagern, was das Design von individuellen Feedbacks flexibel hält. Der Fokussierungsprozess ist demnach nicht auf eine Signalform (Art des Feedbacks) oder eine Position (lokal) begrenzt und unterstützt daher Multi-Touch (**Bild 1.2**). Die minimale Empfindlichkeit der menschlichen Fingerspitze für transversale Auslenkungen (Scherkraft) liegt im Bereich um  $\Delta x > 0,2 \mu\text{m}$  für den Fall, dass der Finger relativ zur anziehenden Kraft bewegt wird (gleitend). Die minimale Auslenkung der Oberfläche in vertikaler Richtung für eine Fingerspitze mit statischer Position (nicht gleitend) liegt dagegen im Bereich von  $\Delta z > 5 \mu\text{m}$  und ist somit um das 25-fache höher [16]. Um diese vertikalen Auslenkungen zu realisieren, kann die Erzeugung niederfrequenter BiegeWellen (meist asymmetrische Lamb-Wellen) genutzt werden. Bei der Suche nach vielversprechenden Frequenzen muss oft ein Kompromiss zwischen Auflösung (Wellenlänge), Auslenkung und menschlicher Empfindsamkeit getroffen werden. Während die Auflösung mit steigender Frequenz steigt, sinken Auslenkung und Empfindlichkeit. Unter anderem entwickelte eine Forschergruppe um Hudin [17, 18] einen höherfrequenten Ansatz mit hoher räumlicher Auflösung, jedoch auch mit geringerer Auslenkung.

Die Erzeugung der BiegeWellen kann mittels „weniger“ piezoelektrischer Aktoren erfolgen. Sie verfügen über eine ausreichend hohe Auslenkung sowie Dynamik und ermöglichen simultan das Tracking der Fingerpositionen ohne zusätzliche Komponenten [14, 15]. Die Aktoren können am äußeren Rand (außerhalb des berührungsempfindlichen Bereiches) angebracht werden, was die Verwendung bei transparenten Displays begünstigt. Die Simulation strukturierter Oberflächen (realer Tasten) durch abwechselnde vibrierende und nicht vibrierende Bereiche sowie die Rückmeldung bestimmter Interaktionen wie das Betätigen einer Taste oder Reglers sind technisch möglich. Das Implementieren von haptischem Feedback (mit Zeitumkehrmethode) für Touch-Displays, beispielsweise in das Infotainmentsystem moderner Fahrzeuge, ermöglicht dem Benutzer das Fühlen von Kräften und unterschiedlicher Oberflächenbeschaffenheit sowie die Wahrnehmung von Position und Gestalt virtueller Objekte auf dem Display. Die Zielerfassung verbessert sich aufgrund der haptischen Rückkopplung um ein Vielfaches und ermöglicht eine intuitive

Interaktion ohne visuelle Überprüfung. Das Risikopotential durch einen von der Fahrbahn abgewendeten Blick des Fahrers bei der Bedienung des Infotainmentsystems kann stark (durch Training zu null) reduziert werden. Diese "akustische" Strukturierung glatter Eingabeflächen oder Geräte kann einen wesentlichen Schritt auf dem Gebiet der Mensch-Maschine-Interaktion darstellen.

Das perspektivische Ziel der Forschung ist in erster Linie die Realisierung einer (kostengünstigen) Implementierung dieser Technologie für industrielle und kommerzielle Anzeige- und Eingabegeräte mit glatten (starr) Oberflächen bei minimaler Anzahl von Aktuatoren. Eine skalierbare Methode zur Anpassung an verschiedene Geräte und Konfigurationen sowie die Entwicklung einer skalierbaren numerischen Kalibrierungsmethode (FEM-Simulation) für eine Fokuspunktmatrix (zur Einrichtung der Geräte über Datenbanken) sollen den Ein- bzw. Umstieg in die neue Technologie erleichtern. Als methodischer Ansatz dient die Zeitumkehr akustischer Wellen. Als praxisrelevant und gegenwärtig nicht zufriedenstellend gelöst sind u.a. die Realisierung und Zuverlässigkeit von hoher Auslenkung, Auflösung und hohem Kontrastverhältnis. Eine vergrößerte Auslenkung kann nicht immer allein durch eine stärkere Anregung erzeugt werden, wenn das Risiko von Störimpulsen besteht (spürbare Amplituden außerhalb des Fokussierungsbereiches und -zeitfensters). Bei Körperschallwellen im Ultraschallbereich kann es unter bestimmten Bedingungen zur Luftschallabstrahlung im hörbaren Bereich kommen. Eine permanente (ungewollte) Geräuschentwicklung bei der Bedienung eines Endgerätes wird in spezifischen Anwendungsfällen (z.B. private Nutzung eines Smartphones) oft als störend empfunden und mindert die Akzeptanz des Produktes, weshalb eine Geräuschemission reduziert bzw. vermieden werden muss. Eine zuverlässige Vorhersage und Anpassung des akustischen Verhaltens im frühen Entwicklungsprozess dieser Ultraschallanwendungen sind daher von besonderer Bedeutung.

Die vorgestellte Arbeit beschäftigt sich mit der Modellierung und Optimierung einer numerischen Finite-Elemente-Simulation vibroakustischer Systeme. Die Aufgabe des Simulationsmodells ist die numerische Kalibrierung von Fokuspunkten auf einer Oberfläche zur Einrichtung von Endgeräten über Datenbanken sowie die Auswertung von zeit- und frequenzabhängiger Hörschallabstrahlung im Fall einer transienten Anregung und lokalen Fokussierung von Biege-Wellen auf dünnen Platten. Dabei ermöglicht die Simulation neben der Analyse der strukturspezifischen Resonanzen eine genaue Prognose über Entstehungsort und -zeit durch Bewertung des lokalen Schalldruckpegels und der Intensität des abgestrahlten Luftschalls im Zeit- und Frequenzbereich sowie im Nah- und Fernfeldbereich. Auf Grundlage der numerischen Daten können über Parameterstudien die Geometrie, Signale und Methoden gezielt angepasst werden, um die Störschallabstrahlung zu reduzieren.

## **1.1 Menschliche Wahrnehmung**

Wie bereits im vorherigen Kapitel angedeutet, unterliegt das Vorhaben bestimmten Einschränkungen bzw. Rahmenbedingungen basierend auf der menschlichen Wahrnehmung. Betrachtet man die Physiologie des menschlichen Fingers, unterscheidet man eine Vielzahl von Rezeptoren für verschiedene physikalische Phänomene wie thermische, elektrische oder mechanische Stimulation. Selbst unter den Mechanorezeptoren gibt es verschiedene Zellen (Vater-Pacini, Meissner,

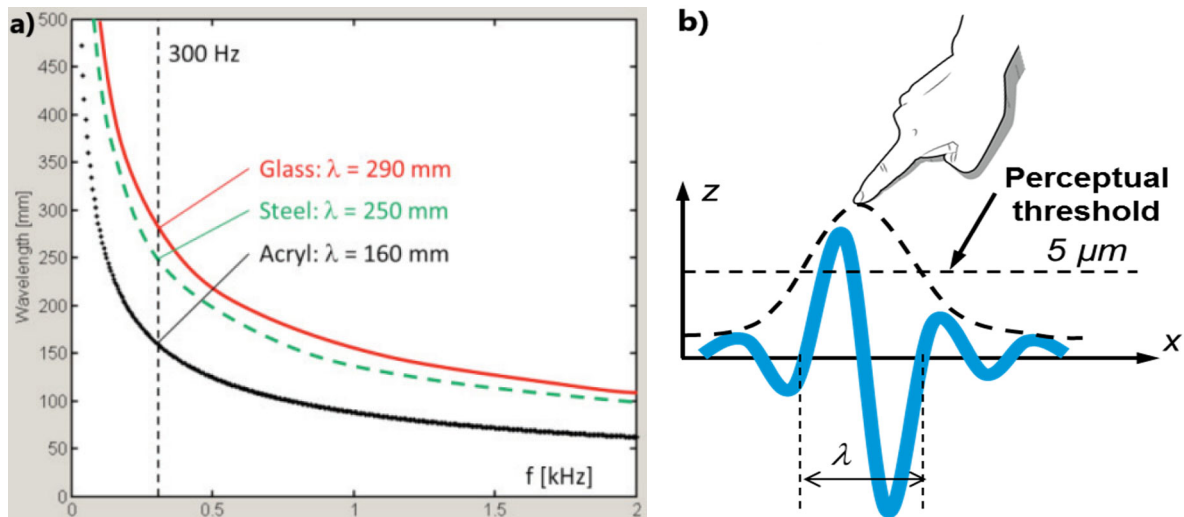
Ruffini,...), die für unterschiedliche mechanische Reize empfindlich sind [19]. Seitliche Kräfte, die während der taktilen Erkundung einer Oberfläche auf die Fingerspitze ausgeübt werden, sind wichtige Hinweise für die Identifizierung ihrer Textur [20, 21]. Die Reibkraft eines Fingers, welcher mit der Normalkraft  $\vec{N}$  drückt und mit der Geschwindigkeit  $\vec{v}$  auf der Oberfläche gleitet, induziert eine solche Seitenkraft  $\vec{F}$  (1) [10]. Einige Ansätze diese Reibkraft zu steuern, wurden bereits im vorherigen Kapitel erläutert [6–13].

$$\vec{F} = \mu \vec{N} \cdot \frac{\vec{v}_{Surface} - \vec{v}_{Finger}}{|\vec{v}_{Surface} - \vec{v}_{Finger}|} \quad (1)$$

Die haptische Rückkopplung, die von einer statischen (nicht gleitenden) Fingerspitze (korreliert mit Wahrnehmungserkennungsschwelle) gefühlt werden kann, hängt von der vertikalen und horizontalen Verschiebung der Oberfläche (korreliert mit akustischer Energie), der Anregungsfrequenz (korreliert mit der Wellenlänge) und der Form der transienten Verschiebung ab. Die laterale räumliche Auflösung des wahrnehmungsaktiven Bereichs hängt hauptsächlich von der Wellenlänge ab. Aufgrund der Vielzahl von Mechanorezeptoren, welche auf unterschiedliche mechanische Reize (Druck, Dehnung, Vibration, Berührung) reagieren, wird zwischen statischer (taktile) und dynamisch aktiver (haptischer) Wahrnehmung unterschieden [21]. Die taktile Wahrnehmungsschwelle einer Fingerspitze liegt im Bereich von 1 mm. Das Maximum der haptischen Empfindlichkeit (Vater-Pacini-Zelle) liegt bei einer Vibrationsfrequenz von  $f = 40 \dots 300$  Hz. Die entsprechenden Empfindlichkeitsniveaus einer Auslenkung der Oberfläche liegt bei diesen Frequenzen im Bereich von  $\Delta x > 0,2 \mu\text{m}$  für die transversale Verschiebung (Ruffini-Zelle) und  $\Delta z > 5 \mu\text{m}$  für Verschiebungen vertikal zur Hautoberfläche (Vater-Pacini-Zelle) [16]. In beiden Fällen ist eine Bewegung ( $\vec{v}_{Surface}$ ) relativ zur Fingerspitze erforderlich. Eine kumulative Bewegung des Fingers ( $\vec{v}_{Finger}$ ) über eine vibrierende Oberfläche senkt zusätzlich die Schwelle (Meissner-Zelle). Der Finger wird empfindlicher gegenüber kleinen Scherkräften.

## 1.2 Dispersive elastische Wellen

Auf Plattenstrukturen können sich eine Vielzahl unterschiedlicher Wellenmoden ausbreiten [17]. Phasen- und Gruppengeschwindigkeiten jedes Modus sind dispersiv und eine Funktion der Frequenz. Eine Bewertung der Moden hinsichtlich ihrer Grenzfrequenz, Wellenlänge und vertikaler Verschiebung ist also notwendig. Dazu kann ein Rechen- oder Simulationsmodell erstellt werden, welches die Rayleigh-Lamb-Differentialgleichungen [22, 23] in Abhängigkeit von Geometrie (Plattendicke), Elastizitätsmodul und Poisson-Verhältnis beschreibt. Die abgeleitete Lösung der Phasengeschwindigkeiten ermöglicht das geometrische Design der Platte und die Auswahl von Einzelwellenmoden für eine optimierte haptische Rückkopplung [24]. **Bild 1.3 (a)** zeigt beispielhaft die Dispersionseigenschaften der Geschwindigkeiten für verschiedene Platten. Für die ausgewählten Platten variiert die Wellenlänge, im Bereich der haptischen Frequenz ( $f < 300$  Hz), für den asymmetrischen Modus A0, zwischen  $\lambda = 160$  mm bis  $\lambda = 290$  mm. Bei einem Pulssignal kann die halbe Wellenlänge als minimale Ausdehnung der fokussierten Schwingung angenommen werden ( $d_{FP} = \lambda/2$ ). Die fühlbare Fokusbreite ergibt sich unter der Berücksichtigung der Wahrnehmungsschwelle und Energie des Signals (**Bild 1.3 (b)**).

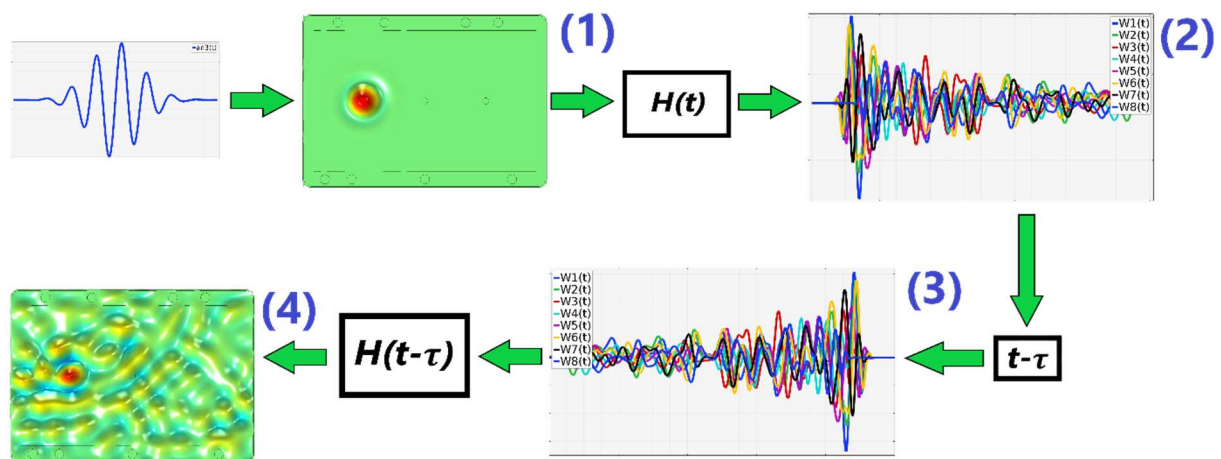


**Bild 1.3:** (a) Wellenlänge des asymmetrischen Lamb-Modus  $A_0$  für Platten verschiedener Materialien und einheitlicher Dicke [24]. (b) Darstellung der transienten Wellenform in Bezug auf die Wellenlänge, die Wahrnehmungsschwelle (gestrichelte Linie) und die effektive (fühlbare) Breite des Fokuspunktes.

Üblicherweise bestehen berührungsempfindliche Displays aus Glas oder Kunststoff mit einer Stärke im Bereich von 2 mm bis 5 mm. Aufgrund der physikalischen Wellenlänge auf solchen Platten ( $\sim 100$  mm) bei den haptischen Frequenzen ( $f < 300$  Hz) können keine Punkte in Größe und Abstand einer menschlichen Fingerspitze direkt realisiert werden. Dieser Frequenzbereich gilt daher lediglich für große Anzeigen oder Steuerpulte. Die Skalierung auf kleinere Geräte und Brennpunkte in der Größe der menschlichen Fingerspitze (10 mm) erfordert Wellen mit einer höheren Trägerfrequenz ( $20 \text{ kHz} < f < 60 \text{ kHz}$ ). Die Amplitudenmodulation dieser Signale mit Frequenzen im Bereich maximaler Empfindlichkeit führt zu einer haptischen Rückkopplung, die mit dem direkten Ansatz (Anregung bei haptischer Frequenz) vergleichbar ist.

### 1.3 Akustische Zeitumkehr

Das Hauptziel ist die Umwandlung von elastischen Wellen der Platte für einen diskreten Zeitraum und diskreten Ort auf der Oberfläche in ein bestimmtes Schwingungssignal des fokussierten Bereiches. Dabei sollen die Schwingungen ausschließlich in diesem Bereich fühlbar sein. Hierzu kann die Reversibilität von wandernden, linearen, elastischen Wellen genutzt werden. Ein Signal kann durch Zeitumkehrtechniken (TR) an einer oder mehreren kalibrierten Positionen neu fokussiert werden [15, 17, 18, 24, 25]. **Bild 1.4** zeigt schematisch das Prinzip einer akustischen Zeitumkehrtechnik linearer Übertragungssysteme. Sie ist ein physikalischer Vorgang, bei dem ein diskreter Satz von Wandlern ein aufgezeichnetes oder berechnetes Signal zurück zur Quelle ausstrahlt. Nach lokaler quellenseitiger Emission eines divergierenden Schallfeldes (1) werden die Schwingungssignale mit einem Wandler-Array über eine Zeitspanne  $\tau$  gemessen (2). Die aufgezeichneten Signale jedes Wandlers werden in der Zeit invertiert. Es folgt die zeitinvertierte Re-Emission der Signale durch dasselbe Wandler-Array (3). Unter der Annahme eines zumindest schwach linearen Systems kommt es nach der Zeitspanne  $\tau$  zum Re-Fokussieren und zur Interferenz der Signale am ursprünglichen Ort der Quelle (4).

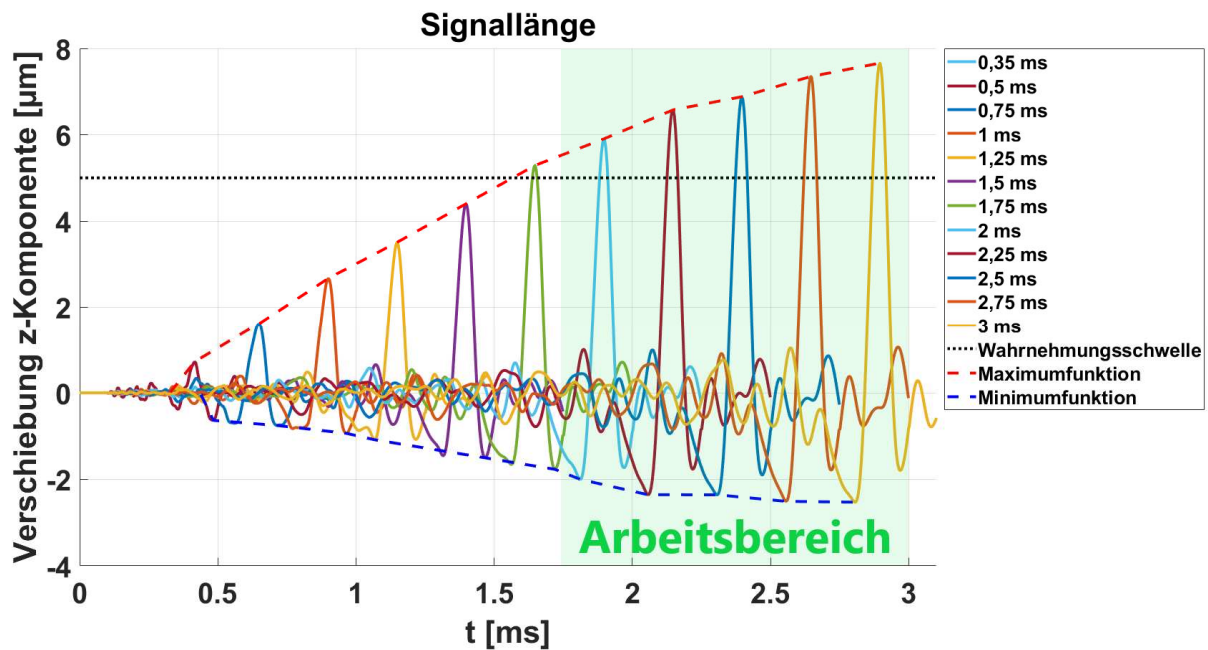


**Bild 1.4:** Schema des Prinzips der akustischen Zeitumkehr in einem linearen System.

Eine ideale Replikation des ursprünglichen Impulses durch Zeitumkehr erfordert einen Zeitumkehrspiegel, dessen unendliche Anzahl von Anregungspunkten (Wandler) ein Kurvenintegral bilden, das den ursprünglichen Anregungspunkt (Brennpunkt) umgibt und das gesamte transiente akustische Feld erfasst, welches die Kurve durchdringt [25]. Am realen Objekt ist dies z.B. aufgrund der begrenzten Anzahl an Wandler nicht möglich. Alternativ können im Fall der Platten (Displays) Mehrfachreflexionen (ohne Dämpfung) an den Reflexionsgrenzen genutzt werden, um dasselbe divergierende Wellenfeld durch virtuelle Quellen an den Reflexionsgrenzen zu approximieren. Die Anzahl der Wandreflexionen steht im direkten Zusammenhang mit der Länge des aufgezeichneten Signals. Die Länge des Rekonstruktionssignals bestimmt also unmittelbar über Qualität des haptischen Feedbacks, aber auch über die Ansprechzeit des Systems.

Lange Signale begünstigen eine hohe maximale Auslenkung und ein hohes Kontrastverhältnis. Die Anzahl der benötigten Wandler kann reduziert werden. Kurze Signale verbessern die Ansprechzeit des Systems nach dem Finger-Tracking und erhöhen die Dynamik bei geringerem Leistungsbedarf. **Bild 1.5** zeigt beispielhaft die Simulationsergebnisse verschiedener Signallängen für eine PMMA-Platte mit 8 am Rand verteilten, piezoelektrischen Wandlern. Der mögliche Arbeitsbereich für eine haptische Anwendung wurde im Diagramm grün markiert. Er ist definiert durch die zeitliche untere Grenze ( $t_{min} \geq 1,75$  ms), bei der das Feedback die Wahrnehmungsschwelle überschreitet sowie die zeitliche obere Grenze ( $t_{max} \leq 3,3$  ms) durch die Anforderungen an das Ansprechverhalten und die Dynamik (Vibrationen eines fokussierten Bereiches mit  $f < 300$  Hz als Frequenz mit maximaler Empfindlichkeit für haptischen Wahrnehmung gegenüber vertikalen Auslenkungen). Zu erkennen ist weiterhin, dass die erreichbare maximale Auslenkung des Feedbacks bei gleichbleibender Anzahl von Wandlern asymptotisch gegen ein Maximum verläuft. Dabei ist das genaue Design der Wandler kein entscheidendes Kriterium. Aufgrund der Wechselwirkung an den Grenzen der Platte treten unterschiedliche Wellenmodusumwandlungen auf. Für die Zeitumkehrtechnik sind nur die Signalpfade relevant, die lediglich im Brennpunkt zu einer senkrechten Oberflächendehnung führen.





**Bild 1.5:** Beispielhafte Simulationsergebnisse für die Fokussierung mit verschiedenen Signallängen, Minimum- und Maximum-Funktion (gestrichelte Linien), Wahrnehmungsschwelle (gepunktete Linie) und möglichem Arbeitsbereich für haptische Anwendung (grüner Bereich).

In diesem Zusammenhang ist die zeitliche Umkehrung elastischer (akustischer) Wellen sehr effizient, um ein Signal in einer Vielzahl von Materialien wieder auf seine (ursprüngliche) Quelle zu fokussieren. Diese Effizienz basiert auf dem Prinzip, dass die Impulsantwort (Übertragungsfunktion  $H(t, r)$ ) in einem chaotischen Hohlraum für einen bestimmten Quellenort eindeutig ist [25]. Das heißt, für einen genau definierten Quellpunkt haben die entsprechenden elastischen Wellen und ihre Mehrfachreflexionen, im Vergleich zu allen anderen möglichen Quellenorten, ein eindeutiges Muster (auch bzw. gerade aufgrund der Komplexität eines Objektes). Die Prozedur ist erfolgreicher, je komplexer das Objekt wird. Bei regulären Objekten mit starker Symmetrie kann die Komplexität durch Auswahl einer chaotischen (zufälligen) Positionierung der Messpunkte bzw. Re-Emissionspunkte erhalten bleiben. Der Begriff „chaotisch“ beschreibt eine Struktur, bei der theoretisch eine unbegrenzte Anzahl unterschiedlicher akustischer Ausbreitungswege innerhalb der Struktur oder auf der Oberfläche existieren, die sich hauptsächlich in der Weglänge (bzw. Laufzeit) unterscheiden. Die Effekte der Dämpfung (frequenzabhängige Dämpfung  $\alpha(f)$ ) oder Dispersion (frequenzabhängige Schallgeschwindigkeit  $c(f)$ ) sind sekundäre Effekte, welche die Länge des Ausbreitungsweges und damit die Größe der Struktur begrenzen, auf der die Zeitumkehr angewendet werden kann.

## 2. Modellbildung, Studien und Ergebnisse

Grundlegende Herausforderungen bei der Entwicklung und Anwendung dieser Technologie (mit temporären, räumlich lokalen Impulsen durch dispersive elastische Wellen auf Oberflächen) in haptischen Geräten sind:

- Erhöhung der Oberflächenauslenkung am Fokussierungsort und zum Fokussierungszeitpunkt im Bereich oberhalb der Wahrnehmungsschwelle  $z(t, x_0) > 5 \mu\text{m}$ ,
- Reduzierung flächig verteilter Störimpulse  $z(t, x_i) < 5 \mu\text{m}$  auf dem Rest der Oberfläche (spürbare Amplituden außerhalb des Fokussierungsbereiches und -zeitfensters),
- Anpassung der Wellenlänge und der Pulsform an die gewünschte Brennweite (z. B. Größe der menschlichen Fingerspitze),
- Vermeiden von akustischer Störschallabstrahlung (Geräusentwicklung) und
- Entwicklung einer skalierbaren numerischen Kalibrierungsmethode (FEM-Simulation) für eine Fokuspunktmatrix zur Einrichtung verschiedener Geräte über Datenbanken.

Die Mehrwegausbreitung dieser elastischen Wellen, einschließlich ihrer Reflexionen, sind entscheidend für die Ziele:

- Verwendung einer möglichst geringen Anzahl von Wandlern und
- Platzierung der Wandler außerhalb des aktiven (transparenten) Bereichs der haptischen Interaktionsfläche.

Bei dieser gezielten Anwendung von Körperschallwellen im Ultraschallbereich kann es unter bestimmten Bedingungen zur Luftschallabstrahlung im hörbaren Bereich kommen. In spezifischen Anwendungsfällen (z.B. Smartphone privater Nutzer) wird der entstehende Luftschall als störend empfunden und mindert die Akzeptanz des Produktes. Die zuverlässige Voraussage und Anpassung des akustischen Verhaltens im frühen Entwicklungsprozess für den jeweiligen Anwendungsbereich sind daher von besonderer Bedeutung. Die vorgestellte Arbeit beschäftigt sich mit der Modellierung und Optimierung einer numerischen Finite-Elemente-Simulation solcher vibroakustischen Systeme und der zeitabhängigen Hörschallabstrahlung im Fall einer transienten Anregung und lokalen Fokussierung von Wellen. Dabei ermöglicht die Simulation neben der Analyse der strukturspezifischen Resonanzen eine genaue Prognose über Entstehungsort und -zeit durch Bewertung des lokalen Schalldruckpegels und der Intensität des abgestrahlten Luftschalls im Zeit- und Frequenzbereich sowie im Nah- und Fernfeldbereich. Der Beitrag beschäftigt sich im Speziellen mit dem effektiven Aufbau und der Auswertung des Simulationsmodells mit der Software COMSOL Multiphysics. Dabei werden die folgenden Zielstellungen verfolgt:

- rechenzeit- und genauigkeitsoptimale Auslegung (Vereinfachung Geometrie, Nutzen von Symmetrie, vereinfachte Rechenmodelle, optimale Vernetzung und zeitliche Diskretisierung),
- Analyse der strukturspezifischen Resonanzen und Übertragungsfunktionen,
- Kalibrieren und Re-Fokussieren eines bzw. mehrerer lokalen(r), kraftbasierten(r), haptischen(r) Feedbacks mittels Körperschallwellen und dem methodischen Ansatz der Zeitumkehr akustischer Wellen bei limitierter Anzahl von Wandlern,
- Analyse der akustischen Hörschallemission im Zeit- und Frequenzbereich,
- Durchführung von Parameterstudien (z.B. Testen verschiedener gefilterter Signale, Geometrien und Werkstoffe) und
- Reduzierung bzw. Unterdrückung von Hörschallemission.

## 2.1 Modellbildung in COMSOL Multiphysics

Gegenstand der numerischen Untersuchungen in dieser Arbeit ist das 3D-Modell einer Glasplatte variabler Länge, Breite und Dicke, welche von einer Sphäre aus Luft umgeben ist. Die Mittelpunkte der beiden Objekte sind kongruent zueinander. In Randnähe der Glasplatte befinden sich auf der Unterseite drei piezoelektrische Wandler. Über einen schmalen Randbereich wird die Platte im Raum fixiert (Festlager, Verklebung). COMSOL Multiphysics ermöglicht dem Anwender verschiedene physikalische Ansätze in einem Rechenmodell zu vereinen und untereinander zu koppeln. Der Platte selbst wird die physikalische Strukturmechanik „Schale“ (eng.: „Shell“) zugewiesen, welche die Simulation mit Hilfe eines einfachen linearen elastischen Materialmodells ermöglicht (Eingangsparameter Elastizitätsmodul, Poissonzahl und Dichte). Dünne 3D-Strukturen können hier durch einfache 2D-Oberflächen (mit Länge und Breite) approximiert werden. Die Dicke des Objektes wird mathematisch im Rechenmodell berücksichtigt, aber in der Geometrie nicht explizit modelliert. Für sehr dünne Objekte liefert das Modell dennoch gute Ergebnisse. Der Vorteil ergibt sich hier durch das starke Einsparpotential von Volumenelementen bei der Vernetzung (und damit Einsparung von Rechenressourcen und -zeit) gegenüber der Nutzung eines soliden 3D-Objektes. Die piezoelektrischen Wandler werden als 3D-Objekte mit solider Strukturmechanik (Festkörpermechanik) modelliert. Zusätzlich werden ihnen piezoelektrische Eigenschaften und Materialparameter zugewiesen. Durch das Hinzufügen und Koppeln der Physik für Elektrostatik mit den Piezoelementen können die jeweiligen Oberflächen der Objekte als elektrische Masse bzw. elektrisches Potential deklariert werden (als Schnittstelle für das Mess- bzw. Anregungssignal). Die Kopplung der Festkörpermechanik (Wandler) mit dem Schalenmodell (Glasplatte) führt letztendlich zur Übertragung der Kräfte auf die Platte, hervorgerufen durch piezoelektrische Dehnung und Stauchung der Wandler. Zu den Zielen gehören akustische Untersuchungen im Zeit- und Frequenzbereich, weshalb der umgebenen Luft parallel die Physik der zeitabhängigen Druckakustik und die Druckakustik für den Frequenzbereich zugewiesen wird. Die Übertragung (Kopplung) von Schwingungen der Platten auf die Luft erfolgt mathematisch über die Beschleunigung der Oberfläche. Das heißt, die Beschleunigungen der berechneten Oberflächenschwingungen dient als Eingangsgröße für die Luftschallanregung.

## 2.2 Vernetzung

Trotz moderner Rechentechnik können für die Simulation solcher Modelle aufgrund großer Geometrien oder hoher Frequenzen (kleine Wellenlängen) heute noch enorme Rechenkapazitäten und -zeiten erforderlich sein. Oft muss ein Kompromiss zwischen Rechendauer und hinreichender Genauigkeit akzeptiert werden. Daher ist es im Voraus notwendig, eine skalierbare Auslegung der Größe von Vernetzungselementen in Abhängig der eingesetzten Frequenzen (Wellenlängen) durchzuführen. Gleiches gilt für die Auslegung der Zeitschrittsteuerung (zeitliche Diskretisierung):

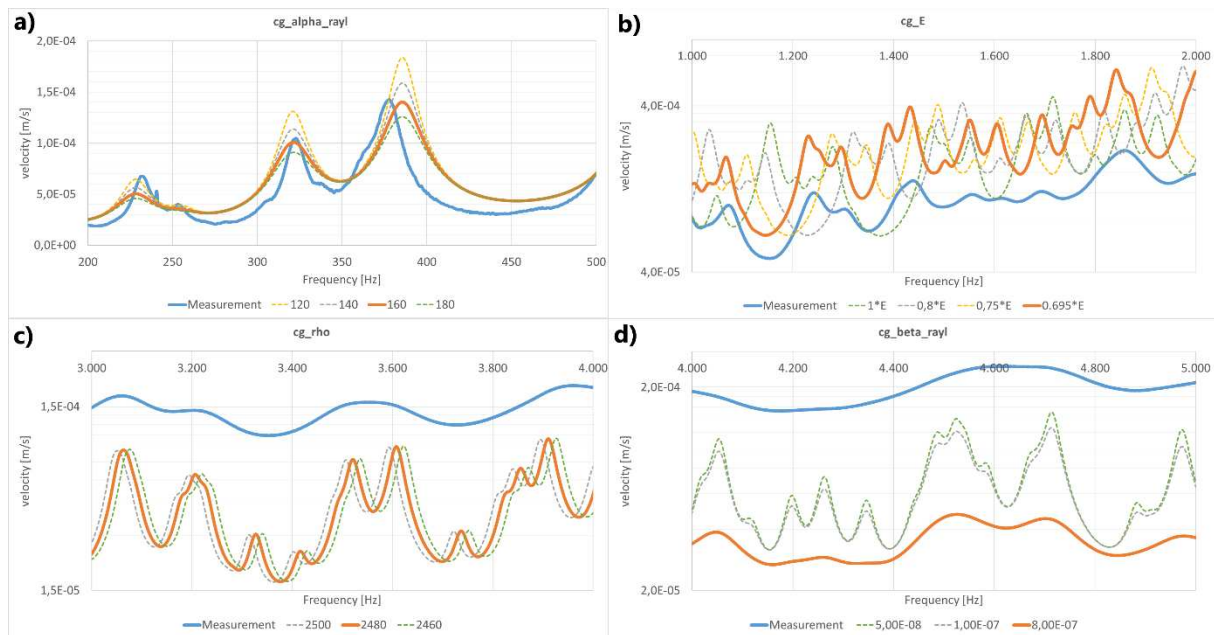
$$\Delta l = \frac{\lambda}{N_l} = \frac{c}{f_{max} \cdot N_l} \quad (2)$$

$$\Delta t = \frac{1}{f_{max} \cdot N_t} \quad (3)$$

Die Wellenlänge  $\lambda$  ergibt sich aus der Wellengeschwindigkeit  $c$  und der maximalen Frequenz  $f_{max}$ , die für die Untersuchung vorgesehen ist. Unter Berücksichtigung des Abtasttheorems wird ein Parameter  $N_l$  eingeführt, um die maximale Elementlänge  $\Delta l$  zu bestimmen und die „Stützstellen“ der Berechnung intuitiv steuern zu können (2). Die kleinste Periodendauer berechnet sich als Kehrwert der maximalen Frequenz  $f_{max}$ . Auch hier wird ein Parameter  $N_t$  zur intuitiven Steuerung der diskreten Zeitschritte  $\Delta t$  eingesetzt (3). Zur Auslegung der räumlichen und zeitlichen Diskretisierung können in einem stark verkleinerten und vereinfachten Simulationsmodell die Parameter  $N_l$  und  $N_t$  über Parameterstudien hinsichtlich der Optimierung von Rechenzeit bei hinreichender Genauigkeit bestimmt werden. Beispielsweise können die Ergebnisse einer Frequenzbereichs-Analyse (Berechnung der Frequenzantwort) miteinander verglichen werden, indem eine bestimmte Resonanzfrequenz nahe der maximalen Frequenz  $f_{max}$  beobachtet wird. Mit steigendem Wert für die Parameter  $N_l$  und  $N_t$  nähert sich die Lösung asymptotisch einer exakten Lösung. Treten nur noch geringe (bzw. keine) Verschiebungen der Frequenz bei weiterer Steigerung der Stützstellen auf, sind die Werte ausreichend. Durch Übernahme der Werte aus dem reduzierten Modell kann die Vernetzung über den Parameter  $f_{max}$  (in Abhängigkeit vom Anregungssignal) flexibel gestalten werden. Die obere Grenzfrequenz des menschlichen Gehörs liegt bei ca. 16 kHz. Zur Auswertung des Hörschalls in der Luftsphäre genügt eine Auslegung der Vernetzung für diesen Frequenzbereich. Die Volumenelemente der umgebenen Luft stellen oft einen großen Anteil der Gesamtmenge an Freiheitsgraden dar. Die Anzahl dieser Volumenelemente gering zu halten, hat demnach Priorität.

### 2.3 Parameter-Fitting

In Hinsicht auf die Verwendung der Technologie in Touch-Displays muss berücksichtigt werden, dass zusätzliche Komponenten wie ein kapazitives Interface (Finger-Tracking) oder eine Schutzfolie fest mit dem transparenten Display verbunden sind und das Schwingungsverhalten beeinflussen. Oft sind die jeweiligen Werkstoffparameter unbekannt und können nicht ohne großen Aufwand bestimmt werden. Zusätzliche Komponenten in der Modellierung erhöhen die Komplexität der Simulation sowie Rechenzeit- und Ressourcenbedarf. Es ist daher anzustreben, das Simulationsmodell einfach zu gestalten, um die Anzahl der Parameter und deren Zusammenhänge bzw. Auswirkungen bei Wertänderung besser verstehen und nachvollziehen zu können. Eine einfache Methode der Berücksichtigung von zusätzlichen Komponenten, Einbausituation und unbekannter Werkstoffparameter, ohne Erhöhung der Komplexität, ist das Bestimmen und Verwenden effektiver Werkstoffparameter mittels Parameter-Fitting. Dabei wird das Simulationsmodell durch Verändern verschiedener Eingangsgrößen dem tatsächlichen Oberflächenschwingungsverhalten (Messergebnisse) von realen Objekten (Platten mit zusätzlichen Schichten) angepasst.



**Bild 2.1:** Parameter-Fitting für  $\alpha$ -Parameter der Dämpfung (a), Elastizitätsmodul (b), Dichte (c) und  $\beta$ -Parameter der Dämpfung (d), anhand von gemessenen (Laser-Doppler-Vibrometer-Messung, LDV) und simulierten, gemittelten Amplitudenspektren der vertikalen Oberflächengeschwindigkeit, für einen Frequenzbereich bis 5 kHz, am Beispiel einer Glasplatte. LDV-Messung blaue durchgehende Linie. Akzeptierter Wert für entsprechenden Parameter orange durchgehende Linie.

Im Detail werden durch das Verändern der Werkstoffparameter und der Dicke der Platte die Eigenfrequenzen des Simulationsmodells verschoben, sodass sie der Form und der Lage der gemessenen Eigenfrequenzen entsprechen. Der Fokus liegt hier auf dem bestmöglichen Abbilden des Amplitudenverlaufes im gemittelten Spektrum. Dabei nimmt die Form (der Verlauf) einen wesentlich höheren Stellenwert ein, als die Amplitudenhöhe im Spektrum. Die Amplitudenhöhe wird im späteren Anwendungsfall der Zeitumkehrfokussierung über das Filtern und Verstärken bestimmter Frequenzen direkt über das Fokussierungssignal beeinflusst.

Eine vorab durchgeführte Sensitivitätsanalyse der Parameter erlaubt eine grobe Übersicht über das Verhalten bei Änderung und Einteilung der Nutzbarkeit hinsichtlich grober und feiner Einstellung. Es ergeben sich grobe Einstellungsmöglichkeiten der Frequenz über das Verändern der Druckwellengeschwindigkeit, des Elastizitätsmoduls und der Dicke. Feine Einstellungsmöglichkeiten der Frequenz ergeben sich über das Verändern der Scherwellengeschwindigkeit, des Poisson-Verhältnisses und der Dichte. Das Anpassen der Amplitude erfolgt mit Hilfe der Rayleigh-Dämpfungsparameter  $\alpha$  (für niedrige Frequenzen) und  $\beta$  (für höhere Frequenzen).

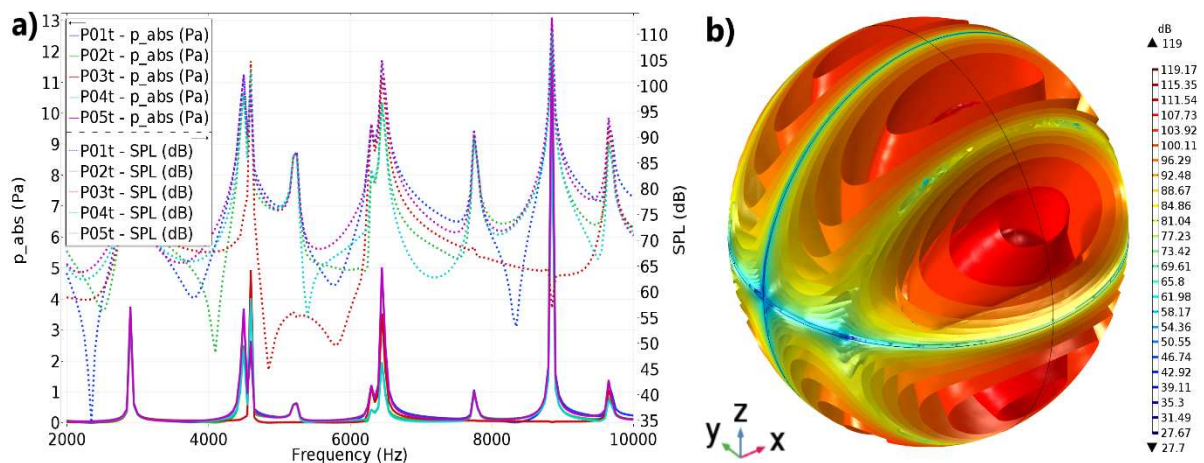
**Bild 2.1** veranschaulicht beispielhaft den Vorgang des Parameter-Fittings anhand des (zu Beginn des Kapitels) beschriebenen Beispielfalls bis zu einer Frequenz von 5 kHz. Das Messen des gemittelten Amplitudenspektrums der vertikalen Geschwindigkeitskomponente auf der Oberfläche erfolgte mittels Laser-Doppler-Vibrometer (LDV). Wie bereits erwähnt, hat das Anpassen der Amplitudenhöhe eine geringere Priorität gegenüber dem Anpassen der Form. Zur Vereinfachung der optischen Vergleichbarkeit des gemittelten Amplitudenspektrums werden die gemessenen und simulierten Spektren (untersucht bis 50 kHz) jeweils auf den maximalen Wert 1 normiert. Optimierte

wurden nacheinander der Parameter  $\alpha$  der Rayleigh-Dämpfung zum Anpassen der Amplituden für tiefe Frequenzen (a), die Plattendicke und das Elastizitätsmodul (b) für eine grobe Frequenzanpassung, die Dichte (c) für eine feine Frequenzanpassung und der  $\beta$ -Parameter der Rayleigh-Dämpfung zum Anpassen der Amplituden höherer Frequenzen (d). Diese Art der subjektiven, optischen Anpassung ist je nach Anwendungsfall nur für einen relativ niedrigen Frequenzbereich (hier bis 5 kHz) möglich, da einzelne Verläufe von Resonanzstellen mit höheren Frequenzen nur noch schwer zu identifizieren sind. Dennoch zeigt sich, dass das Verfahren auch für höhere Frequenzen bis 50 kHz und mehr gute Ergebnisse liefert.

## 2.4 Frequenzbereichs-Analyse

Das Ergebnis einer einfachen Frequenzbereichs-Analyse liefert typische Erkenntnisse der strukturspezifischen Resonanzen bzw. der Schwingungsmoden der Platte und eine qualitative Aussage (Richtung und Intensität) über das Hörschall-Abstrahlverhalten dieser Resonanzfrequenzen (im Nah- sowie im Fernfeldbereich) für den Fall der stationären Schwingung (bei stationäre Frequenzen). Die Auswertung kann für alle typischen Größen der Strukturmechanik (Platte), Elektrostatik (piezoelektrische Wandler) und Akustik (Luft bzw. Fluid) erfolgen. Die Anregung der Platte erfolgt in dieser Studie mit einem piezoelektrischen Aktor bei einer elektrischen Spannung von 10 V.

**Bild 2.2** zeigt beispielhaft das Nahfeld-Simulationsergebnis der Frequenzbereichs-Analyse für einen Frequenzbereich von 2 - 10 kHz ohne Dämpfung. Im Diagramm sind der Absolutdruck (durchgehende Linie) und der Schalldruckpegel (gestrichelte Linie) einiger ausgewählter Messpunkte, die sich in geringer Distanz über der Glasoberfläche befinden, über die Frequenz aufgetragen (a). Auf der rechten Seite ist eine 3D-Isolflächendarstellung des Schalldruckpegels bei einer Resonanzfrequenz von 8850 Hz abgebildet (b).



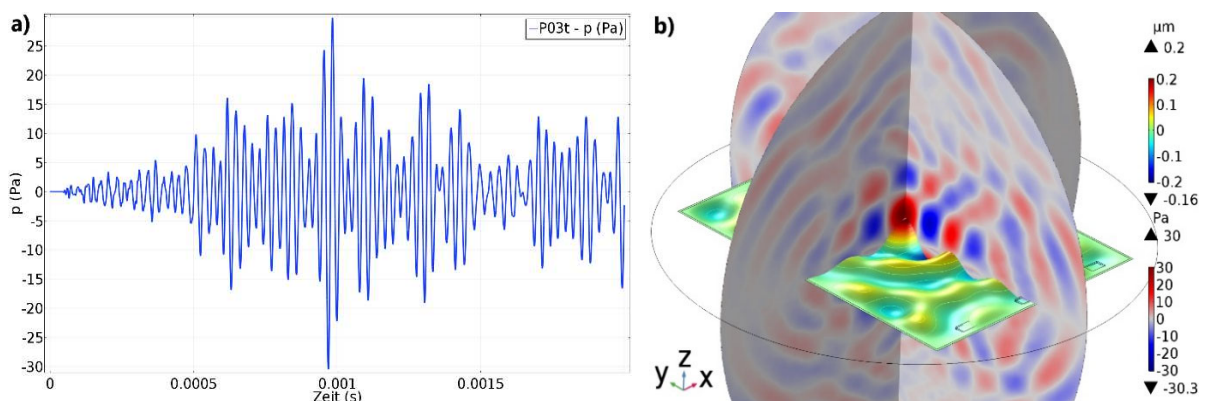
**Bild 2.2:** Beispielhafte Nahfeld-Simulationsergebnisse der Frequenzbereichs-Analyse für einen Frequenzbereich von 2 - 10 kHz ohne Dämpfung. (a) Absolutdruck (durchgehende Linien) und Schalldruckpegel (gestrichelte Linien) ausgewählter Messpunkte über der Platte, in Abhängigkeit der Frequenz. (b) 3D-Darstellung des Schalldruckpegels bei einer Resonanzfrequenz von 8850 Hz als Isolflächendarstellung.

Die Frequenzbereichs-Analyse liefert wichtige Hinweise auf Resonanzfrequenzen, die durch transiente Anregung für Hörschallabstrahlung verantwortlich sein können. Allerdings kann sie nicht klären, welche Moden tatsächlich im Fall des transienten Fokussierungsprozesses angeregt werden und liefert keine quantitativen Aussagen über den Einfluss auf die hörbare Geräuschemission durch nichtperiodische Signale.

## 2.5 Geräuscentwicklung im Fokussierungsprozess (Zeitbereich)

Die Ergebnisse der Frequenzbereichs-Analyse alleine genügen nicht, um Aussagen zur Geräuschemission im Fall der transienten Anregung und Ausbreitung dispersiver, elastischer Biegewellen (beim Fokussierungsprozess) zu tätigen. Hierzu wird eine zeitabhängige Studie verwendet. Für die Untersuchung wurde vorab ein Signal (differentieller Gauß-Puls mit Frequenzanteilen bis 100 kHz) auf einen zentralen Fokuspunkt kalibriert. Die erhaltenen Signale der 3 piezoelektrischen Wandler (Spannung  $u_i(t)$ ) werden in der Zeit invertiert, auf einen Maximalwert von 10 V verstärkt (normiert) und zum Fokussieren auf den Fokuspunkt erneut über den jeweiligen Wandler eingepreßt. Mit Hilfe der zeitabhängigen Druckakustik erfolgt nun die Berechnung der transienten Entstehung und Abstrahlung von Luftschall. Die Studie dient der Erkenntnisgewinnung durch qualitative Aussagen über Entstehungsort und Zeitpunkt sowie Aussagen über Intensität und Richtung der akustischen Emission im Nahfeldbereich. Die Auswertung kann auch hier für alle typischen Größen der Strukturmechanik (Platte), Elektrostatik (piezoelektrische Wandler) und Akustik (Luft bzw. Fluid) erfolgen.

**Bild 2.3** zeigt beispielhaft das Nahfeld-Simulationsergebnis einer zeitabhängigen Studie bei transienter Anregung und Wellenausbreitung für einen Fokussierungsprozess. Im Diagramm ist der Druckverlauf eines Messpunktes unmittelbar über dem Fokusbereich in Abhängigkeit der Zeit aufgetragen. Der Verlauf wurde für 2 ms aufgezeichnet (a). Der Zeitpunkt maximaler Fokussierung und Auslenkung der Oberfläche befindet sich bei ca. 1 ms. Die 3D-Darstellung der Oberflächenauslenkung und des Drucks auf den Schnittflächen der Symmetrieachsen zeigen diesen Augenblick (b).



**Bild 2.3:** Beispielhafte Nahfeld-Simulationsergebnisse einer zeitabhängigen Studie für einen Fokussierungsprozess. (a) Druck am Messpunkt über dem Fokussierungsbereich, in Abhängigkeit der Zeit, gemessen über einen Zeitraum von 2 ms. Der Fokussierungszeitpunkt und die maximale Auslenkung liegt bei 1 ms. (b) 3D-Darstellung der Oberflächenauslenkung und des Drucks auf Schnittflächen der Symmetrieachsen zum Zeitpunkt der maximalen Fokussierung.

Die Ergebnisse liefern wichtige Hinweise zur Lokalisierung von Bereichen und Zeitabschnitten mit hoher akustischer Energie. Quantitative Aussagen in Bezug auf tatsächlich hörbare Geräuschemissionen können jetzt allerdings noch keine getroffen werden. Hierzu werden die Lösungen dieser Studie im Anschluss in ihre spektralen Anteile zerlegt.

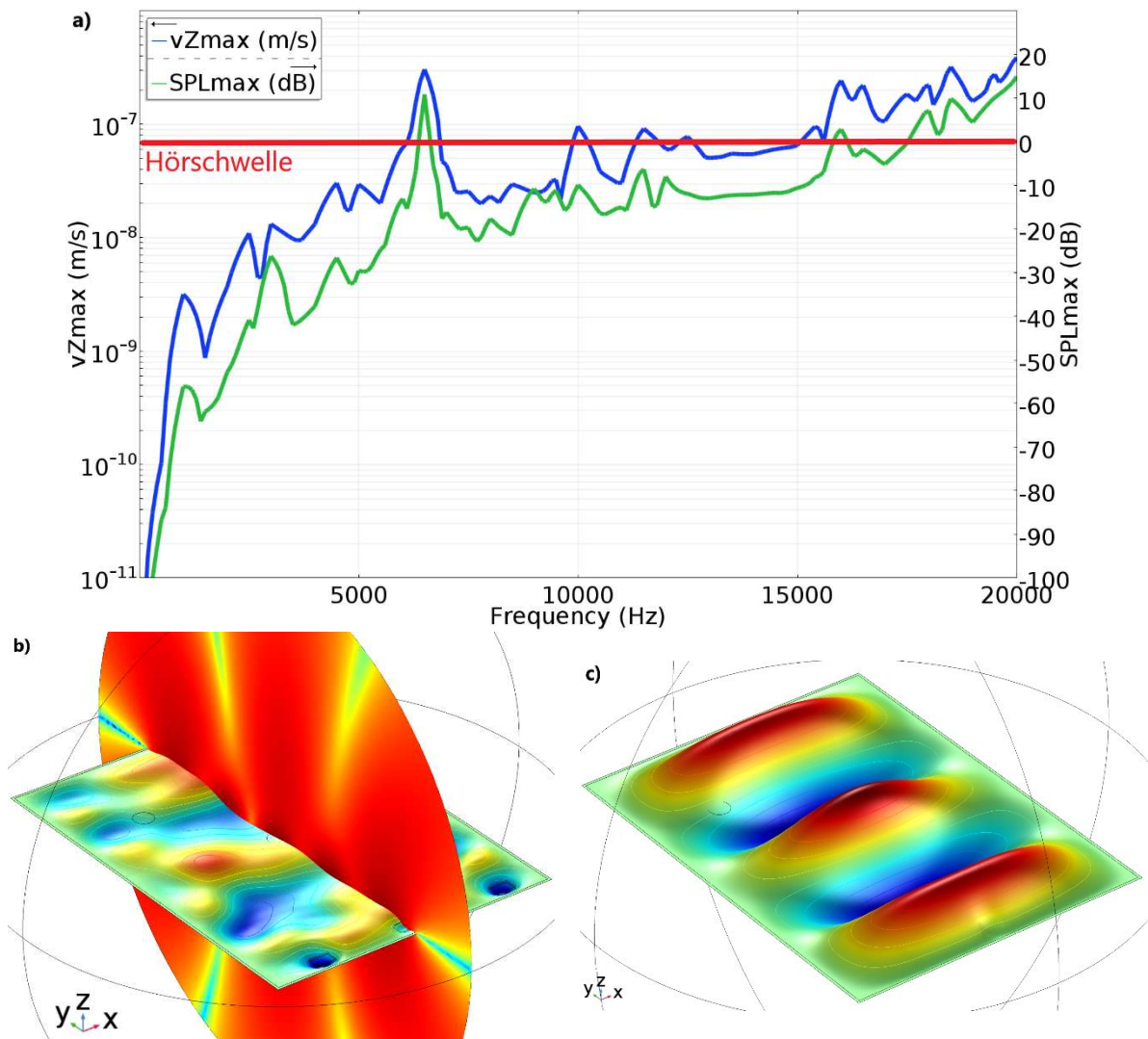
## 2.6 Geräuscentwicklung im Fokussierungsprozess (Frequenzbereich)

In einer weiteren Studie werden die Lösungen der zeitabhängigen Studie jetzt in ihre spektralen Anteile aufgespalten (erweiterte Frequenzbereichs-Analyse). Das bereits in der zeitabhängigen Studie gelöste Verschiebungsfeld, genauer die Oberflächenbeschleunigung der Platte, dient als Eingangsgröße für die Berechnungen im Frequenzbereich als nichtperiodische Luftschallanregung. Dabei kann der Beobachtungszeitraum frei definiert werden (Aufteilung in Ereignisbereiche). Das Transformieren der Ergebnisse und Messsignale vom Zeitbereich in den Frequenzbereich ermöglicht qualitative Aussagen über Ausprägung verschiedener Schwingungsmoden, welche tatsächlich während und nach dem transienten Fokussierungsprozess für eine Geräuscentwicklung im hörbaren Bereich (bis 16 kHz) verantwortlich sind sowie die Bestimmung konkreter akustischer Größen (wie z.B. Schalldruckpegel) im Nah- und im Fernfeldbereich. Die Auswertung kann wieder für alle typischen Größen der Strukturmechanik (Platte), Elektrostatik (piezoelektrische Wandler) und Akustik (Luft bzw. Fluid) erfolgen.

Durch vorheriges Aufteilen der Eingangslösung bzw. des Simulationszeitraumes in unterschiedliche Ereignisbereiche (zum Beispiel vor, während und nach dem Fokussierungszeitpunkt) können diese gesondert untersucht werden. Die Studie führt somit zu wichtigen Ergebnissen zum Vergleich unterschiedlicher Ansätze (Methode, Geometrie, Werkstoff) und Signale (Verstärkung und Filterung) mit dem Ziel der Erhöhung von maximaler Auslenkung einer haptischen Rückkopplung bei gleichzeitiger Reduzierung von Hörschallemission.

**Bild 2.4** zeigt beispielhaft das Nahfeld-Simulationsergebnis der Studie bei transienter Anregung und Wellenausbreitung durch einen Fokussierungsprozess für einen Frequenzbereich bis 20 kHz. Im Diagramm ist der Verlauf der maximalen Oberflächenbeschleunigung der Platte (blau, linke y-Achse, logarithmisch) und der Verlauf des maximalen Schalldruckpegels auf der Oberfläche der Luftsphäre (grün, rechte y-Achse) über die Frequenz aufgetragen (**a**). Zur groben Veranschaulichung und Berücksichtigung der menschlichen Hörschwelle ( $SPL > 0$  dB) ist eine Hilfslinie eingetragen (rot). Zu erkennen ist ein Peak in beiden Signalen bei einer Frequenz von 6,5 kHz. Der Schalldruckpegel überschreitet in diesem Bereich die grobe Hörschwelle. Die linke 3D-Darstellung zeigt das Schwingungsbild und die Abstrahlcharakteristik des Schalldruckpegels bei dieser Frequenz (**b**). Ein spezifischer Schwingungsmodus ist bereits erkennbar. Die rechte 3D-Darstellung zeigt zum Vergleich das Schwingungsbild aus der Eigenfrequenz-Analyse (**c**).





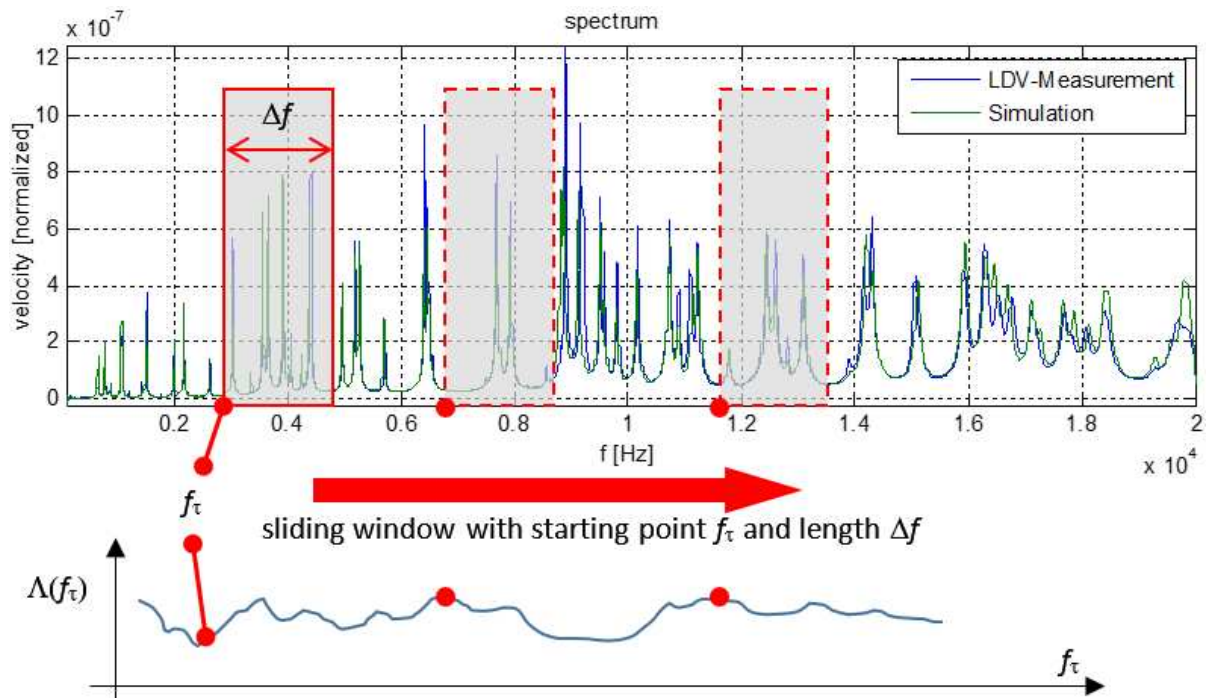
**Bild 2.4:** Beispielhafte Nahfeld-Simulationsergebnisse nach Transformation der Lösung in den Frequenzbereich bis 20 kHz. (a) Maximale Oberflächengeschwindigkeit der Platte (blau), Maximaler Schalldruckpegel auf der Oberfläche der Sphäre (grün) und grobe Darstellung der menschlichen Hörschwelle (rot). (b) 3D-Darstellung des Schwingungsbildes und Schalldruckpegels bei einer Frequenz von 6,5 kHz. (c) Schwingungsbild aus der Eigenfrequenz-Analyse bei einer Frequenz von 6,5 kHz.

### 3. Validierung

Die Validierung des Simulationsmodells erfolgt im direkten Vergleich mit Messungen am realen Objekt. Dabei werden die Oberflächenschwingungen mittels Laser-Doppler-Vibrometer-Messung (LDV) und die Schallabstrahlcharakteristik mittels eines Mikrofons (-Array) gemessen. Die Validierung des strukturellen Teilmodells ist bereits erfolgreich abgeschlossen und wird diskutiert. Die Validierung des akustischen Teilmodells ist Gegenstand der aktuellen Tätigkeiten.

Die Abweichungen zwischen gemessenen und simulierten Schwingungseigenschaften werden verursacht durch:

- Unsicherheit der Materialparameter,
- Inhomogenitäten von Material und geometrischen Parametern,



**Bild 3.1:** Schema zur Bildung einer gleitenden Kohärenz für die Bewertung der Qualität des Verfahrens.

- zusätzliche Komponenten, Beschichtungen und andere Massen,
- Messabweichungen und -unsicherheiten sowie
- Auflösung und Toleranzen in der FEM-Simulation.

Angesichts der vielen Parameter muss eine geeignete Fehlereinschätzung definiert werden, um eine Entscheidung über Qualität und Stabilität der Modellierung zu treffen. Die modale bzw. spektrale Charakteristik einer Platte wird durch mehrere Eigenmoden definiert. Aufgrund der großen Frequenzbandbreite, die für die Zeitumkehrtechnik relevant ist, ist ein direkter Fehler (absolute Differenz) nicht geeignet, um eine Qualität des Verfahrens zu beurteilen. Das Resonanzverhalten (Amplitude, Position der Resonanzfrequenzen und Form der Resonanzkurve als wichtigstes Kriterium) muss stattdessen über ein bestimmtes Frequenzintervall quantifiziert werden. Hierzu wird eine *gleitende Kohärenz* über die Frequenzen berechnet.

**Bild 3.1** zeigt ein Schema zur Bildung einer gleitenden Kohärenz. Das Verfahren vergleicht die Form beider Resonanzkurven innerhalb eines bestimmten Frequenzintervalls  $\Delta f$ , welches über den gesamten Frequenzbereich gleitet. Wenn ein kleines Intervall  $\Delta f$  gewählt wird (im Bereich der Größe einer typischen Resonanzkurve), liefert die Kohärenz den Fehler für jede einzelne Frequenz. Wird ein großes Intervall gewählt (welches viele Resonanzspitzen abdeckt), berechnet die Kohärenz eine Art „mittleren“ Fehler. Die Kohärenz ist für komplexe Signale und, in diesem Fall, für Spektren geeignet und ist ein Indikator für Gleichheit und Linearität zweier Signale. Ein Wert von 1 bedeutet absolute Gleichheit bzw. Linearität. Ein Wert von 0,98 bedeutet eine Abweichung von 2%. Das Verfahren eignet sich für automatische Optimierungen (z.B. Werkstoffparameter) und kann als Kriterium für verschiedene Algorithmen implementiert werden. Für den Testversuch liegt eine maximale Abweichung von  $< 1\%$  bis ca.  $9\%$  für verschiedene Frequenzbänder zwischen 100 Hz und 10 kHz vor.

## 4. Zusammenfassung

Zusammenfassend verifizierte die empirische Studie das Konzept und die Funktionalität eines numerisch kalibrierten (simulationsbasierte Kalibrierung) vibroakustischen haptischen Systems für plattenförmige Oberflächen. Das Hauptergebnis dieser Technologie, von welcher moderne Steuerelemente und Anzeigegeräte profitieren können, sind:

- innovatives Konzept für haptische Interaktion und intuitive Steuerungskonzepte über berührungsempfindliche Eingabeflächen (Touch-Displays / Multi-Touch),
- selektives haptisches Feedback des Benutzers (Bedieners) mit einzelnen Bedienelementen auf dem glatten Display,
- Reproduktion der geometrischen Kontur und der typischen (intuitiven) Mechanik von Bedienelementen zur Unterstützung der (blinden) Ausrichtung auf glatten Eingabeflächen sowie
- die Möglichkeit zur Implementierung der Technologie für eine Vielzahl an Materialien und Geometrien (gerade oder gekrümmte Oberflächen) und damit auch für starre und schlagfeste Eingabegeräte.

Die Ergebnisse von numerischen Simulationen zur Untersuchung der Hörschallabstrahlung von Platten (bei transienter, nichtperiodischer Anregung und Fokussierung elastischer Biegewellen in linearen Systemen) ermöglichen eine genaue Prognose von Entstehungsort und -zeit sowie die qualitative und quantitative Bewertung akustischer Größen im Zeit- und Frequenzbereich (sowie Nah- und Fernfeldbereich). Auf Grundlage der numerischen Daten können über Parameterstudien die Methoden, Geometrie, Werkstoffe und Signale gezielt angepasst werden, um die maximale Auslenkung einer haptischen Rückkopplung zu erhöhen und parallel die Störschallabstrahlung zu reduzieren. Die Validierung des strukturmechanischen Teilsystems erfolgte durch Messungen mit Hilfe eines Laser-Doppler-Vibrometers (LDV). Die Validierung des akustischen Teilmodells durch Mikrofonmessungen ist Gegenstand aktueller Aktivitäten.

## Literaturverzeichnis

- [1] YANG, Yi: *Design and Control of an Integrated Haptic Interface for Touch Screen Applications*. Lille, Universität Lille. 2013
- [2] VEZZOLI, Eric ; AMBERG, Michel ; GIRAUD, Frédéric ; LEMAIRE-SEMAIL, Betty: *Electrovibration Modeling Analysis*, Bd. 8619. In: AUVRAY, Malika; DURIEZ, Christian (Hrsg.): *Haptics: Neuroscience, Devices, Modeling, and Applications*. Berlin, Heidelberg : Springer Berlin Heidelberg, 2014 (Lecture Notes in Computer Science), S. 369–376
- [3] KACZMAREK, Kurt A. ; NAMMI, Krishnakant ; AGARWAL, Abhishek K. ; TYLER, Mitchell E. ; HAASE, Steven J. ; BEEBE, David J.: *Polarity effect in electrovibration for tactile display*. In: *IEEE transactions on bio-medical engineering* 53 (2006), Nr. 10, S. 2047–2054
- [4] BAU, Olivier ; POUPYREV, Ivan ; ISRAR, Ali ; HARRISON, Chris: *TeslaTouch*. In: PERLIN, Ken; CZERWINSKI, Mary; MILLER, Rob (Hrsg.): *Proceedings of the 23rd*

- annual ACM symposium on User interface software and technology - UIST '10*. New York, New York, USA : ACM Press, 2010, S. 283
- [5] HAGA, Hiroshi ; YOSHINAGA, Kazuhide ; YANASE, Jiro ; SUGIMOTO, Daisuke ; TAKATORI, Kenichi ; ASADA, Hideki: *Electrostatic Tactile Display Using Beat Phenomenon for Stimulus Localization*. In: *IEICE Transactions on Electronics* E98.C (2015), Nr. 11, S. 1008–1014
- [6] HUDIN, Charles: Local friction modulation using non-radiating ultrasonic vibrations. In: OTADUY, Miguel; RYU, Jee-Hwan; GERLING, Gregory (Hrsg.): *2017 IEEE World Haptics Conference (WHC) : 6-9 June 2017*. Piscataway, NJ : IEEE, 2017, S. 19–24
- [7] DAI, Xiaowei ; GU, Jiawei ; CAO, Xiang ; COLGATE, J. Edward ; TAN, Hong: SlickFeel: Sliding and Clicking Haptic Feedback on a Touchscreen. In: MILLER, Rob; BENKO, Hrvoje; LATULIPE, Celine (Hrsg.): *Adjunct proceedings of the 25th annual ACM symposium on User interface software and technology - UIST Adjunct Proceedings '12*. New York, New York, USA : ACM Press, 2012, S. 21
- [8] MULLENBACH, Joe ; SHULTZ, Craig ; PIPER, Anne Marie ; PESHKIN, Michael A. ; COLGATE, J. Edward: TPad Fire: Surface Haptic Tablet. In: OAKLEY, Ian; BREWSTER, Stephen (Hrsg.): *Haptic and audio interaction design : 8th international workshop, HAID 2013, Daejeon, Korea, April 18 - 19, 2013 ; revised selected papers*. Berlin : Springer, 2013 (Lecture Notes in Computer Science, 7989).
- [9] WINFIELD, Laura ; GLASSMIRE, John ; COLGATE, J. Edward ; PESHKIN, Michael A.: T-PaD: Tactile Pattern Display through Variable Friction Reduction. In: *Second Joint EuroHaptics Conference and Symposium on Haptic Interfaces for Virtual Environment and Teleoperator Systems (WHC'07)*, 2007, S. 421–426
- [10] MULLENBACH, Joe ; JOHNSON, Dan ; COLGATE, J. Edward ; PESHKIN, Michael A.: ActivePaD Surface Haptic Device. In: MACLEAN, Karon; O'MALLEY, Marcia K. (Hrsg.): *2012 IEEE Haptics Symposium (HAPTICS 2012) : Vancouver, British Columbia, Canada, 4 - 7 March 2012*. Piscataway, NJ : IEEE, 2012, S. 407–414
- [11] FUJITSU: *Haptic interface of the future*. URL <https://journal.jp.fujitsu.com/en/2014/04/15/01/>. – Aktualisierungsdatum: 2014-04-15 – Überprüfungsdatum 2020-10-05
- [12] BIET, Mélisande ; GIRAUD, Frédéric ; LEMAIRE-SEMAIL, Betty: *Squeeze film effect for the design of an ultrasonic tactile plate*. In: *IEEE transactions on ultrasonics* 54 (2007), Nr. 12, S. 2678–2688
- [13] MESSAOUD, Wael Ben ; LEMAIRE-SEMAIL, Betty ; BUENO, Marie-Ange ; AMBERG, Michel ; GIRAUD, Frédéric: Closed-Loop Control for Squeeze Film Effect in Tactile Stimulator. In: *International Conference and exhibition on new actuators and drives (Actuator 2014)*. Bremen, Germany, 2014, S. 245–248
- [14] ING, Ros Kiri ; QUIEFFIN, Nicolas ; CATHELIN, Stefan ; FINK, Mathias: *In solid localization of finger impacts using acoustic time-reversal process*. In: *Applied Physics Letters* 87 (2005), Nr. 20, S. 204104
- [15] BAI, Mingsian R. ; TSAI, Yao Kun: *Impact localization combined with haptic feedback for touch panel applications based on the time-reversal approach*. In: *The Journal of the Acoustical Society of America* 129 (2011), Nr. 3, S. 1297–1305

- [16] KING, H. Hawkeye ; DONLIN, Regina ; HANNAFORD, Blake: Perceptual thresholds for single vs. Multi-Finger Haptic interaction. In: *2010 IEEE Haptics Symposium* : IEEE, 2010 - 2010, S. 95–99
- [17] HUDIN, Charles ; LOZADA, José ; HAYWARD, Vincent: *Localized Tactile Feedback on a Transparent Surface through Time-Reversal Wave Focusing*. In: *IEEE Transactions on Haptics* 8 (2015), Nr. 2, S. 188–198
- [18] HUDIN, Charles ; LOZADA, José ; HAYWARD, Vincent: Localized Tactile Stimulation by Time-Reversal of Flexural Waves: Case Study With a Thin Sheet of glass. In: *2013 World Haptics Conference (WHC)*, 2013, S. 67–72

# Megatrends in the automotive industry and the consequences for NVH

---

Christoph Steffens, Georg Eisele, Michael Kauth

## Abstract

Fundamental changes for future vehicles and subsequent strong effects on vehicle NVH requirements can be expected due to several trends in the automotive industry. Four megatrends will decisively change future vehicles: Connected, Autonomous, Shared and Electric.

This paper is meant to discuss the resulting consequences regarding NVH. The strong impact on vehicle NVH requirements is evaluated and suggestions for a suitable sound design are made. Sharing the same vehicle by many users on the one hand will reduce the importance of brand sound as sales argument; on the other hand, active noise control and active sound design would allow tuning the interior noise to the preferences of the current user. Electrified vehicles, whose main feature is on the first view a quieter drivetrain, create challenges for NVH development in several ways: unpleasant, high frequency noise from e-motor and power electronics, less masking of disturbing noise as well as road and wind noise, new basic questions concerning brand sound with the completely new sound character of the electric drivetrain. The transition from user driven to autonomously driven vehicles will have a strong effect on the user/buyer expectation. The situation of the user is similar to that of a "train passenger". Therefore, comfort-oriented features will become more important, whereas other vehicle features, like acoustic load response are expected to lose relevance.

Within this article, the current megatrends in the automotive industry and their influence on NVH will be described. Furthermore, possible approaches will be discussed which lead to tailored and case-oriented solutions.

## Kurzfassung

Sogenannte Megatrends in der Automobilindustrie haben bereits zu fundamentalen Veränderungen bei der Entwicklung zukünftiger Fahrzeuge und daraus resultierenden starken Auswirkungen auf die NVH-Anforderungen geführt. Das handliche Akronym CASE bringt vier Megatrends zusammen: Connected, Autonomous, Shared und Electric.

Die genannten Megatrends wirken sich signifikant auf die NVH Anforderungen neu zu entwickelnder Fahrzeuge aus und bestimmen wesentlich den Fokus der Entwicklungstätigkeiten. Die gemeinsame Nutzung des gleichen Fahrzeugs durch viele Nutzer wird auf der einen Seite die Bedeutung von Markensound als Verkaufsargument verringern;

auf der anderen Seite bieten aktive Systeme zur Geräuschunterdrückung und Sound-design Möglichkeiten, das Fahrzeug-Innengeräusch auf die Vorlieben des aktuellen Nutzers abzustimmen. Elektrifizierte Fahrzeuge, deren Hauptmerkmal auf den ersten Blick ein leiserer Antriebsstrang ist, stellen die NVH-Entwicklung in mehrfacher Hinsicht vor Herausforderungen: unangenehme, hochfrequente Geräusche von E-Motor und Leistungselektronik, geringere Maskierung von Störgeräuschen sowie Roll- und Windgeräusche, Grundsatzfragen hinsichtlich des Markensounds, der dem völlig neuen Klangcharakter des elektrifizierten Antriebsstrangs Rechnung tragen muss. Der Übergang von nutzergesteuerten zu autonom betriebenen Fahrzeugen wird sich stark auf die Nutzer-/Käufererwartung auswirken. Die Situation des Nutzers ist ähnlich wie die eines Bahnreisenden. Daher werden komfortorientierte Funktionen wichtiger, während andere Fahrzeugmerkmale wie die akustische Lastreaktion an Relevanz verlieren.

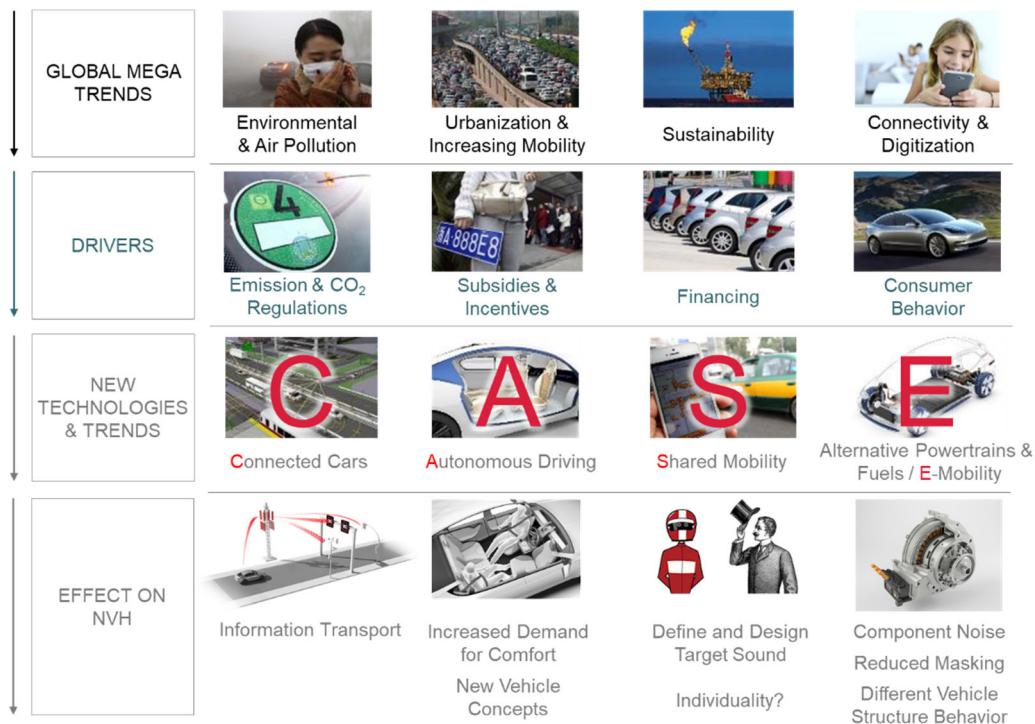
In diesem Artikel werden die aktuellen Megatrends in der Automobilindustrie und ihre Auswirkungen auf das Attribut NVH beschrieben. Darüber hinaus werden mögliche Ansätze diskutiert, die zu maßgeschneiderten und fallorientierten Lösungen führen.

## 1. Introduction

Today's automotive industry is faced with substantial and disruptive changes. Several paper and reports consider the upcoming changes in the automotive world to be the greatest changes this branch of industry has ever gone through. These dramatic changes are driven by the increasing demand for the use of sustainable energy sources, the more and more complete digitalization of our world, the need for new mobility concepts to address progressing urbanization and population growth and vast technological advances in the field of car2car, car2road and car2world connection and autonomous driving.

These current automotive megatrends influence how the car of tomorrow will incorporate the many new developments and how it will differ from the cars we are currently used to drive. Although it is yet unclear how exactly the car of tomorrow will look like, which features it will provide, and how the underlying technology will work in detail, it is obvious now that all this change will come.

The current automotive megatrends can be labelled CASE [9]. CASE stands for Connected, Autonomous, Shared and Electric. None of these megatrends is NVH. However, each of these megatrends will influence the NVH behavior and properties of tomorrow's cars – some to a larger, some to a smaller extend. An overview of the global megatrends, drivers, new technologies and their effect on NVH is shown in Figure 1. Moreover, while for some developments the expected differences to today's cars are rather obvious and the related NVH influence is already subject of detailed investigation and analysis (electrification), other developments will lead to changes in vehicle NVH that can hardly be precisely anticipated as of today.



**Figure 1: Megatrends and their effect on NVH**

In this context, many questions are coming up: how will the car of tomorrow look like, what will it be able to do, how will it sound? To which extend can personal taste be addressed when cars are no longer personal property but have largely become shared goods? What kind of environment will the automotive industry create inside of an autonomously driving car and which role does NVH play in this environment? How much and which information will be provided aurally, and how? There are many answers but none to many of these questions, yet. However, the authors of this paper would like to offer some ideas of theirs and encourage the reader to develop some of his own.

## 2. Automotive Megatrends

Strategies to reduce traffic-related CO<sub>2</sub>-emissions have been a major factor in (conventional) powertrain and vehicle development, since the fact that human-made carbon dioxide emission contributes to global warming has become scientifically widely accepted.

One of the strategies to reduce CO<sub>2</sub> emissions is the downsizing of combustion engines, driving and fueling a number of technologies' research activities. Downsizing had and has significant influence on NVH aspects. Especially the drivetrain and the powertrain mount systems have to be adapted to address increased vibration excitation by higher combustion forces and in the case of cylinder number reduction, decreased excitation frequencies.

Nowadays, electrification of the powertrain has become the strongest trend regarding CO<sub>2</sub>-emission reduction. Hybridization in varying degrees is already widespread in the automotive market. Sales numbers for hybrid vehicles increase, especially for plug-in



hybrid vehicles. However, fully electric mobility continues to grow significantly as well, see Figure 2. It can be recognized that in 2019 the global electrified car fleet exceeded 7.2 million, around 2 million from the previous year and more than doubling the number of new electric car registrations within 2 years. This development trend will be amplified in future, e.g. in Germany supported by public funding.

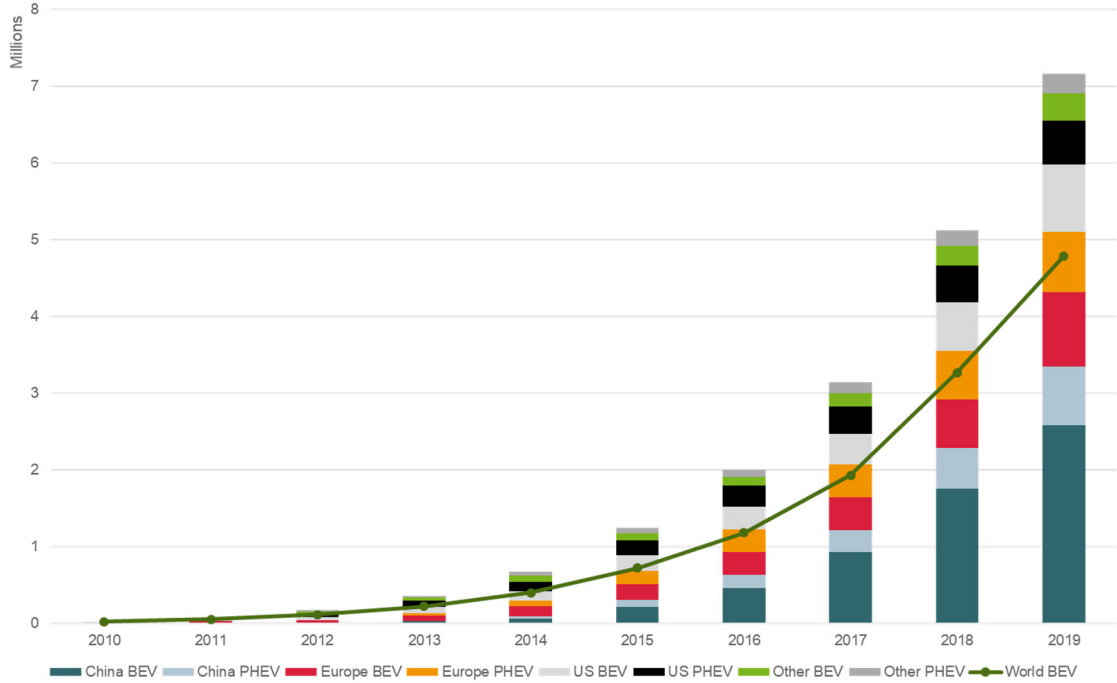


Figure 2: Development of the global electric car stock [10]

Consequently, there is no question anymore whether there will be many full electrical vehicles in the future. The question is: How many, by when, and where? For different markets, very different distributions of electric vehicles are expected. China will likely solidify its lead with regard to the elective vehicle market share.

Besides electrification of propulsion systems, it is visible in many instances that the degree of shared mobility is increasing. Ride sharing for example with colleagues living in close proximity between home and work has been well-known prior to the internet. In the late 90s and early 2000s, platforms evolved to offer and find ride-sharing with strangers. Recently, companies with strong commercial focus explore the field of shared mobility with enormous growth rates. The American transportation and delivery provider Uber reported net revenues of 14.1 billion \$ in 2019, up from 1.5 billion \$ in 2015 [7]. Uber’s Chinese counterpart, DiDi Chuxing currently is valued more than 56 billion \$ [8]. With regard to ongoing urbanization and population increase, the demand for public and shared mobility can be expected to increase at the cost of motorized individual traffic.

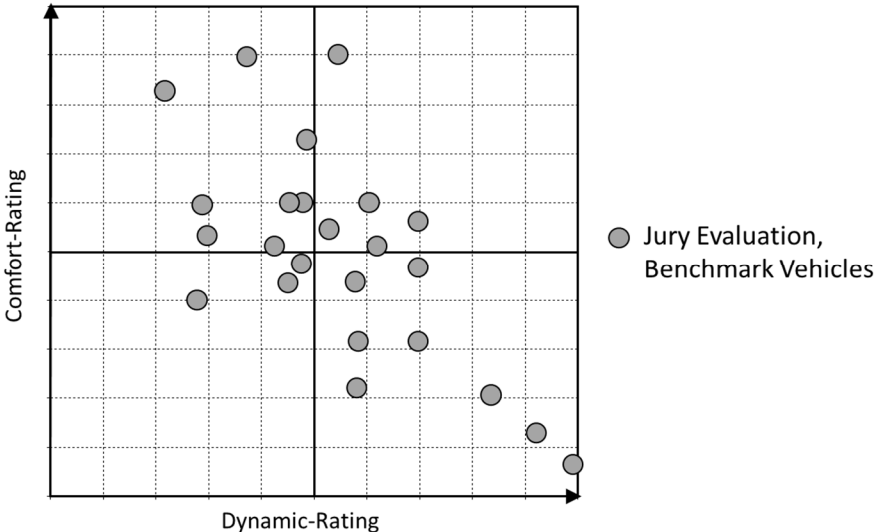
There are two more – to a large extend – linked megatrends which can be identified in the automotive world: connected vehicles and autonomous driving. Evolution and improvement of wireless communication standards, steadily increasing computational power and – in general – vast improvements in the field of artificial intelligence again changed the question from if to when and how. FEV expects the first fully autonomous

cars in ~2027 with an expected market share of about 12 % in 2030. Fully autonomously driving vehicles can be expected to become a very different environment from conventional vehicles. With no need for a human driver, the way we use the time during travel might change very much. Subsequently, the way to design the vehicles will address this situation. Connecting the vehicles to each other, the road and the world not only is a prerequisite to enable autonomous driving, it will also provide much information of various kinds to the driver/passengers. It is obvious, that this will have an impact to the NVH properties demanded from the vehicle too.

### 3. Shared

Today, the automotive market is characterized by the fact that different car brands and models distinguish themselves from others through various attributes. Besides rather objective properties like weight, power, fuel consumption, size or price, soft skills are even more important as selling points for many customers. Only a few people will buy a car that objectively fits to all demands if they dislike its look. Exterior and interior design transport to a large degree the brand’s character. A car’s NVH behavior can be considered a comparable soft skill. The sound character inside and outside the vehicle transports quality perception and emotion. Different car brands often position themselves quite distinctively on a map of NVH characteristics.

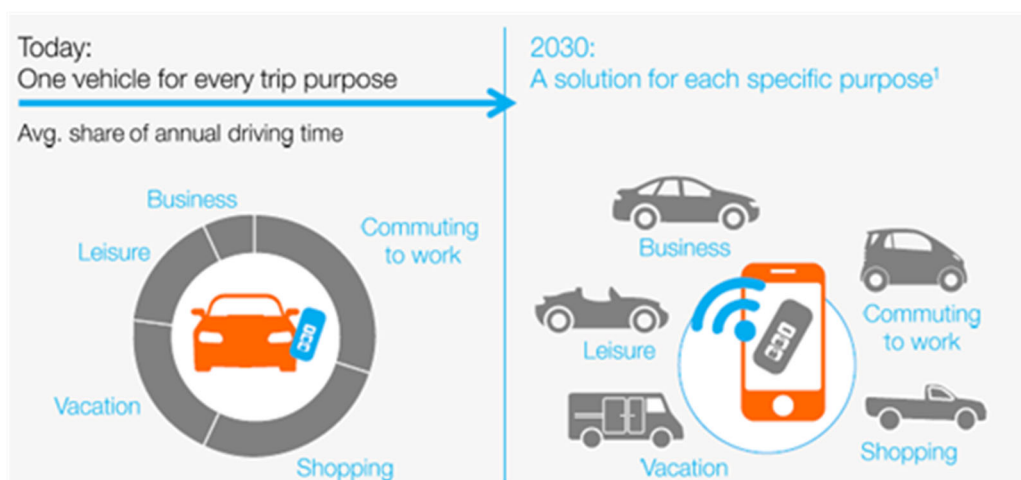
FEV uses evaluation criteria to describe a car’s NVH characteristic. Two very important parameters of these are applied to describe a car’s NVH: pleasantness and dynamic. Each parameter is determined by jury evaluations during vehicle benchmark projects. With these two parameters, a map can be spanned in which different cars are positioned. Figure 3 gives an impression on the spread regarding these ratings for serial cars from FEV’s NVH database.



**Figure 3:** Ratings for dynamic/pleasantness of benchmarked serial cars from different OEM and classes

From a general perspective, cars that are more dynamic tend to be observed less pleasant and vice versa. However, especially cars of luxury classes manage to combine dynamic and pleasant characteristics. The customer chooses the car that – in his view – fits best to him. Basis for his decision are mainly technical specification, looks, price, and NVH. Consequently, manufacturers develop the vehicle’s NVH properties to meet their prospective customers’ expectations.

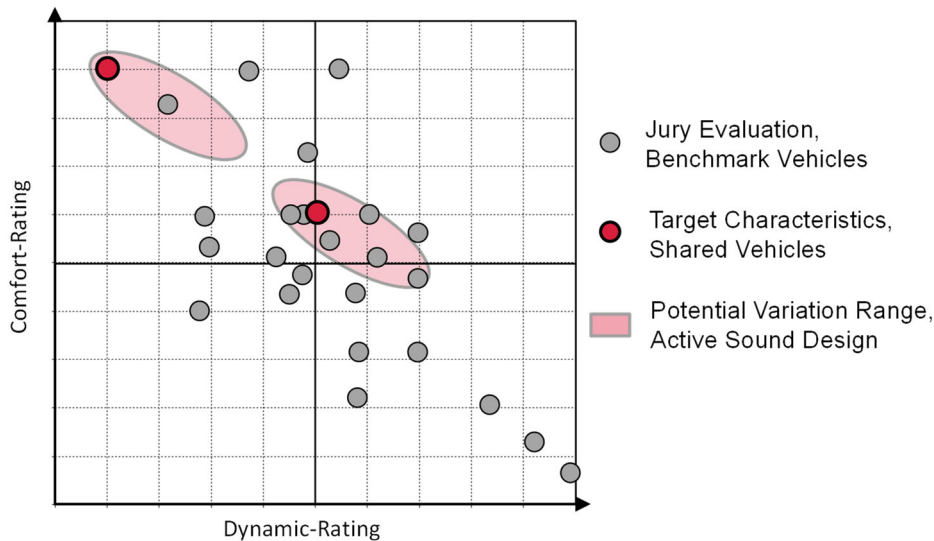
But what happens if cars in future more and more are not owned and used by one customer but used by many participants of shared mobility. How should such a car be positioned for example on a map describing dynamic and pleasantness? A potential scenario is that future concepts for shared mobility are tuned to address some kind of uniform taste. It can be assumed that at least for NVH characteristics, such a uniform NVH characteristics layout might be designed to foremost accomplish a high rating of pleasantness while dynamic characteristics will be second or even fully discarded. A second scenario could be that there will be different cars with different characteristics available for the customer to choose from (compare Figure 4).



**Figure 4:** All purpose vehicle vs. specific purpose vehicle [11]

However, the span of variation of NVH characteristics would be significantly less than what we see in today’s automotive market. Figure 5 gives an example for such target values.

Both scenarios mentioned above do not consider the possibilities of individualization of each distinct car. Especially the more and more market-penetrating active systems, e.g. active sound design (ASD), offer numerous possibilities to tune the vehicle’s NVH character to customer’s taste, see Figure 5.



**Figure 5:** Target variants for positioning for Dynamic/Pleasantness-Ratings vs. benchmarked serial cars [6]

Interior as well as exterior noise from a vehicle are influenced by current active sound devices. One possible scenario is e.g. that the current vehicle user is identified by his chip-card, comprising also his personal NVH preferences. The systems in the vehicle, which allow taking active influence on the interior noise, are then controlled in the way which is favored by the user. The possibilities to actively control the interior noise are diverse:

1. Vehicle sub-systems with adjustable physical properties, e.g. engine mounts with variable stiffness/damping or exhaust system transfer behavior controlled by flaps
2. Mechanical systems, which create additional sound components: e.g. sound pipe from intake system to vehicle interior with flap control, mechanical shaker acting on vehicle body
3. Additional sound generated by and emitted from the vehicle's series audio system
  - a) to increase or reduce certain noise shares (engine orders) including feedback loop with additional microphones in the vehicle interior
  - b) to increase certain noise shares based on the actual driving condition (engine load, engine speed, gear, ...) in feed forward control (no feedback loop)

Especially with the latter, there is much potential to shape a car's NVH behavior to the individual driver's taste. The market penetration of variant 3b) is increasing currently and a much greater spread is expected in the next years. Main reasons for this are on the one hand that even this simplified variant without feedback loop allows significant improvement of interior noise concerning pleasantness and especially regarding dynamic. On the other hand, the additional hardware costs are minimal, because most components are already available from the series HIFI-system and only an additional controller is needed.

### 4. Connected

Connected vehicles will have access to much information of various kinds. Some of this information will be used solely by the car itself, for example for autonomous driving, and some of the information will be forwarded to driver and/or passengers. Such information will be presented visually, aurally or for example by movements of the seat or comparably. However, this largely is already the situation today. The increased connectivity thus is expected to influence tomorrow’s vehicles’ NVH rather indirectly by enabling other technologies like autonomous driving.

### 5. Electrification

The most advanced of the here considered trends is the electrification of automobile propulsion systems. Electrified vehicles, as hybrid version in combination with a combustion engine or as fully electric vehicle, have been successfully introduced in series production by many OEMs. Currently the most severe obstacles for a faster growth of the electric vehicle market share are battery price, electric driving range and the infrastructure for reloading the battery. Nevertheless, a significant growth of the market share of the different types of electric vehicles is expected in the next decades. Globally, FEV expects that the number of pure electric vehicles will be in a range of 17% in 2030. The major market will remain China with approx. 9 million units (Figure 6).

The market share for vehicles, which allow pure electric drive (full hybrid, plug-in hybrid and battery electric vehicle), are expected to reach approx. 70% in 2030. The technology of the electrified vehicle itself is already advanced; nevertheless, many degrees of sophistication from NVH point of view are observed in the market.

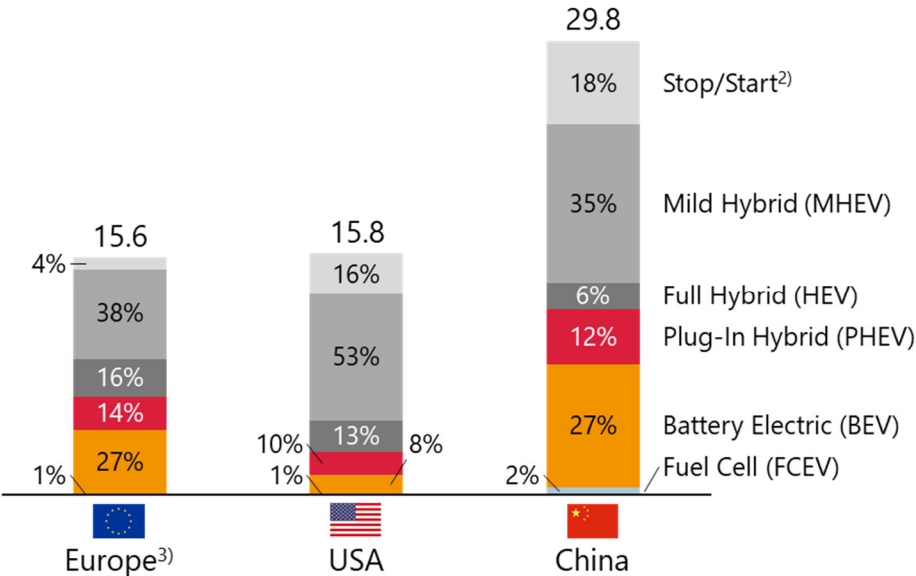


Figure 6: Future powertrain scenarios for passenger cars in 2030

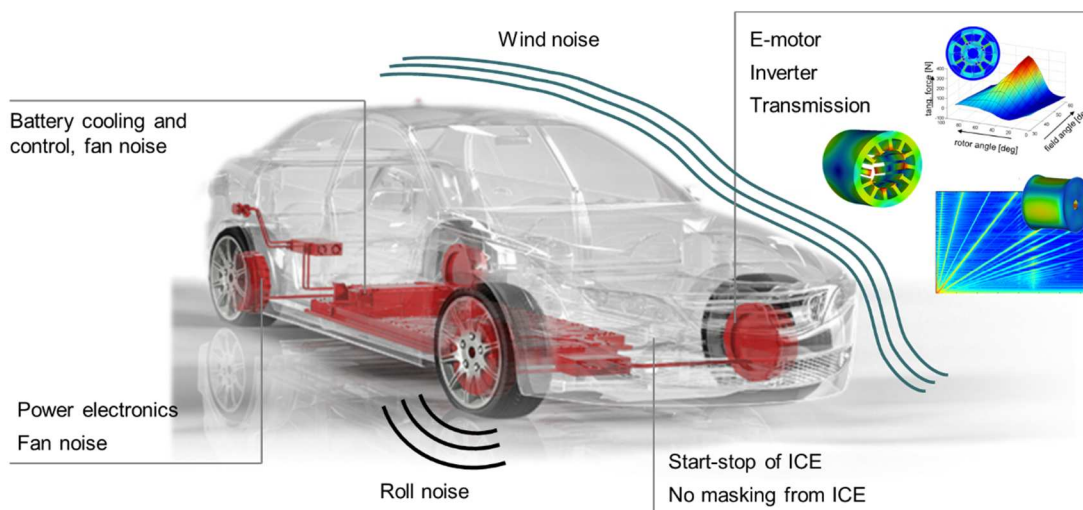
Having a look on the NVH of electrified vehicles, different subject areas are coming up (Figure 7).

**Safety:** Many countries already prescribed an additional vehicle warning noise for pedestrian safety (AVAS - Acoustic Vehicle Alerting System). The background for introducing such a system is the fact, that pure electric drive at low speeds leads to a vehicle exterior noise which is masked by the surrounding noise and therefore not audible by pedestrians. Here, the challenge is not to lose the advantage of traffic noise reduction with quieter electric vehicles by deliberately created annoying warning noise. Additionally, the warning noise should not be perceived by the driver or passenger inside the car. Therefore, a good isolation between the loudspeaker and interior has to be implemented.

**Annoying interior noise:** Although electric vehicles are often considerably quieter than comparable vehicles with combustion engines, the interior noise is marked by high-frequency noise components, which typically are subjectively perceived as annoying and unpleasant. Especially tonal noise components are critical.

**Masking:** Furthermore, disturbing noises are no longer masked by combustion engine noise. That means, annoying noise from the drivetrain itself, as well as unpleasant noise shares from other vehicle systems come into the fore. Due to the missing noise from the combustion engine, road and wind noise will become more important. Consequently, this frequency dependent background noise is used as a masking noise and therefore to define target lines for other noise shares from e-motor or transmission.

**Sound character / brand sound:** A lot of experience has been gathered in recent years in designing the interior sound of vehicles with combustion engines. Additionally, due to experience, the customers have certain expectations concerning brand sound and the sound character regarding pleasantness and dynamic. In opposite to that, quiet electric vehicles offer new creative prospects. Synthetic sound can be used to create a typical sound for electric vehicles which can consider driver load feedback and thus a dynamic sound impression. If the latter is necessary and to which extend is content of current discussions.




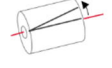
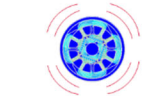
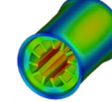
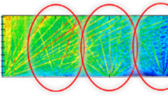
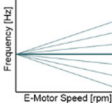
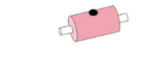

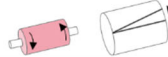
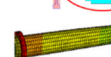
**Figure 7: NVH phenomena of electrified vehicles**

A pleasant interior sound requires in a first step the so-called sound cleaning. Disturbing noises have to be reduced to a minimum. In a second step the sound can be enriched by dynamic sound components or a brand sound character can be created. Both steps require effort on a wide range of vehicle subsystems: e-motor, inverter, generator, transmission, vehicle body, battery and cooling system, chassis and auxiliaries. Even though the electrified vehicle is different, the general development procedures can be adopted from conventional vehicles. Subsystem targets are derived from predecessor, competitor or more systematically from full vehicle targets by target cascading using a physical transfer path vehicle model [1], [2]. CAE methods like Finite Element Analysis or Multi Body Simulation need to be extended by modules considering electro-magnetic forces and are applied in the early development phases for subsystem design. When hardware is available, the simulations are validated and complemented by hardware testing and analysis. Mule and prototype vehicles are analyzed by transfer path analysis to identify critical NVH topics as soon as possible.

Vehicle components and related NVH topics are e.g.:

- E-motor and generator: Whining noise created by magnetic forces
  - Magnetic forces excite e-motor housing
  - Fluctuating torque due to non-linear magnetic forces
  - Magnetic forces due to inverter influence
  - Unbalance howling
- Transmission: Optimization of gear meshing, T/M housing
- Vehicle body: Light weight design, damping of drivetrain noise, damping of exterior noise, wind and road noise
- Sound pack: Damping of high frequency noise
- Chassis and tires: Road noise, excitation by tire road interaction, energy transfer by suspension components
- Auxiliaries: Electrified auxiliary components like HVAC, braking system, steering system

For the subsystem e-motor/generator the excitation mechanism, possible counter measures and test methods are given in Figure 8. Main excitation mechanisms are magnetic forces, rotational speed fluctuations, torsional excitation of rotor shaft and axial forces (depending on angular orientation), high frequency magnetic forces from inverter switching frequency and unbalances of the rotor. Counter measures are based on optimizing angular orientation of magnets, increasing housing stiffness, increasing torsional stiffness of rotor, improvement of inverter switching frequency and PWM control and better balancing of rotor.

Excitation Mechanism			Counter Measure	
<b>Magnetic forces</b> induce rotational speed irregularity ( <b>Torque Ripple</b> )			<ul style="list-style-type: none"> <li>■ Skewing of Stator/Cage</li> <li>■ Slot/pole design</li> </ul>	
<b>Magnetic forces</b> induce <b>radial housing excitation</b> (surface pump modes)			<ul style="list-style-type: none"> <li>■ Skewing of Stator/Cage</li> <li>■ Housing optimization</li> </ul>	
<b>Magnetic forces</b> induced by switching frequency ( <b>off-zero harmonics and its multiples</b> ) of inverter			Optimization of PWM control scheme	
<b>Unbalance/Alignment</b> effects of rotor at higher engine speeds			Improved rotor balancing/alignment of rotor shaft and gearbox input shaft	
<b>Stator-rotor induced torsional excitation</b> of rotor shaft and axial forces with skewing			Increase torsional stiffness of rotor shaft	

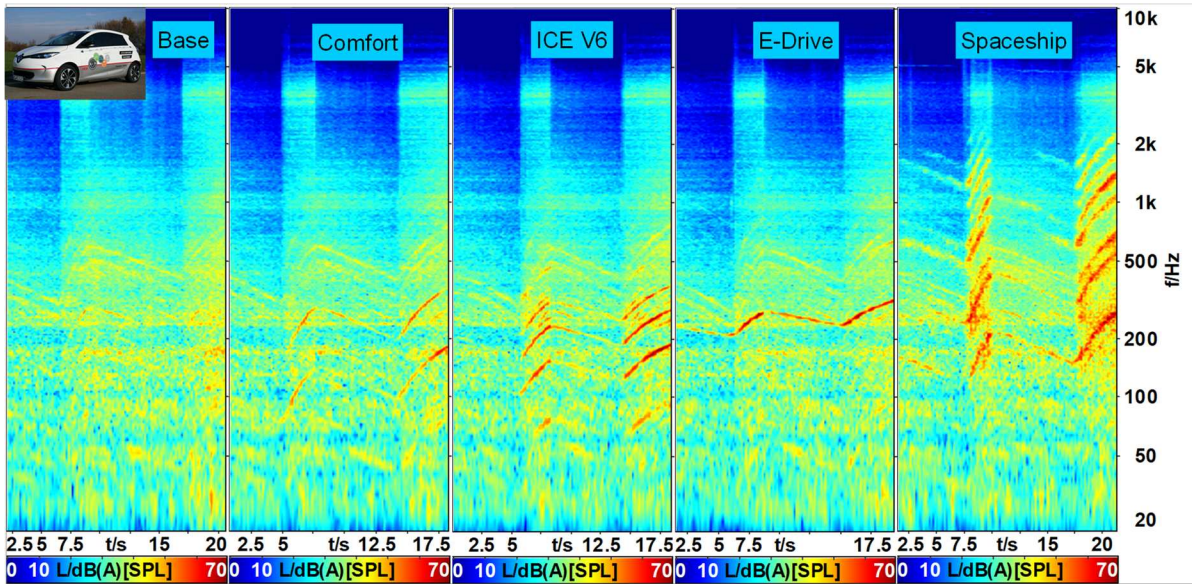
**Figure 8:** Excitation mechanism and possible counter measures as well as test methods for vehicle subsystem e-motor/generator

If the above mentioned NVH relevant vehicle components are considered with sufficient depth during the vehicle development process, electric vehicles offer the possibility of very quiet and pleasant interior noise. But especially for sporty vehicles, the powerful and emotional sound may be missing. Even for small vehicles, which have the full torque direct from drive off due to the electric motor properties, the vehicle noise feed-back does not fit to the feeling of strong acceleration.

Active Sound Design (ASD) by playing virtual sounds via the series audio system provides the ability to have a significant influence on the interior sound atmosphere while driving and to express a brand-specific character. To demonstrate the possibilities of ASD for electric vehicles, FEV installed an ASD system to a series production Renault Zoe BEV and designed different sounds that are played back via the existing audio system. The sound fits to the actual driving situation based on parameters from the CAN-bus e.g. speed and load of the electric motor and vehicle speed.

Figure 9 shows Campbell diagrams of different interior noise variants created by changing the calibration parameters for the ASD system. The change of interior sound with motor load is essential for the driver experience of dynamic sound character. The here analyzed sawtooth driving condition includes several load changes, which are underlined by the load dependent change of ASD sound. One possible interior sound suitable for a series application is the so called "comfort sound". Some mid-frequency orders are load dependent enhanced, giving the driver response to his load request without being annoying. When the driver prefers to have an emotional drive with a combustion engine, he may choose one of the additional selectable sounds similar to V6 or V8 combustion engine sounds. Furthermore, futuristic sound options are additionally created to show the great bandwidth of ASD to create suitable interior sounds for different vehicle types and brands.





*Figure 9: Interior noise variants of a FEV demonstrator vehicle*

In the context of the other megatrends in automotive industry the vehicle electrification offers interesting possibilities:

- Autonomous: Option to create more quiet and comfortable interior noise and less vibration as it is expected from a driver not concentrating on the traffic
- Shared: Quiet electric vehicles offer more options to create customized interior noise for the specific user by active sound design
- Connected: The sounds, which inform the driver about the surrounding, can be created more discreet due to less masking noise of the drivetrain

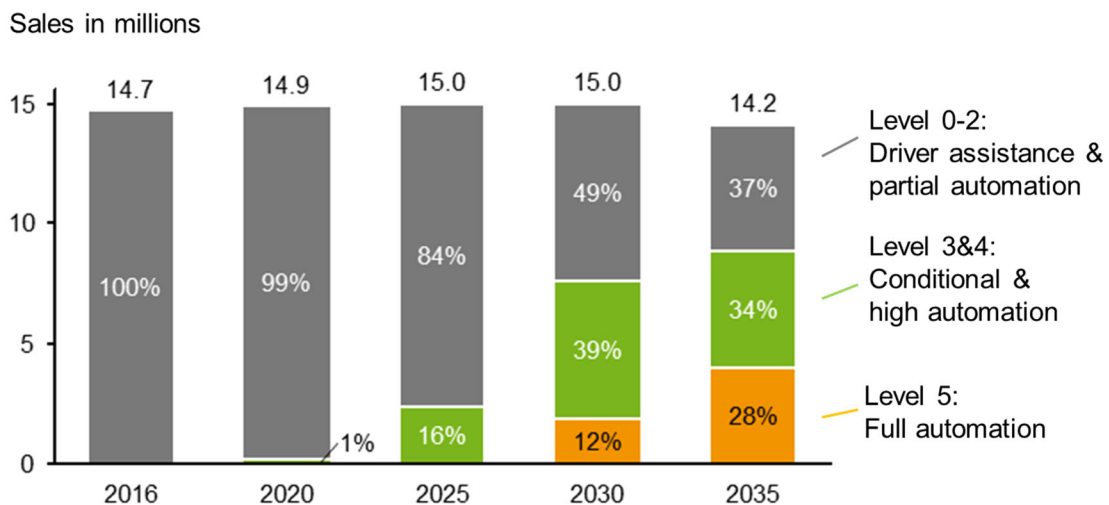
## 6. Autonomous

The change from driver-controlled vehicles to autonomously driving vehicles offer the chance to use the travel time for other things, which can be for occupational or recreational purpose. It is expected, that highly automated and connected vehicle concepts will enter the markets in the next 10-15 years. Vehicles can be sorted into different groups 0-5 according to their degree of autonomous functionalities from no automation (SAE level 0) over partial automation up to full automation (SAE level 5) (Figure 10) [4].

SAE Level	Narrative Definition	Control	Monitoring	Fallback	System Capability
0 No Automation	Full-time performance by the <i>human driver</i> of all aspects of the <i>dynamic driving task</i>	Human driver	Human driver	Human driver	n/a
1 Driver Assistance	<i>Driving mode</i> -specific execution by a driver assistance system of either steering or acceleration/deceleration	Human driver and system	Human driver	Human driver	Some driving modes
2 Partial Automation	The <i>driving mode</i> -specific execution by one or more driver assistance systems of both steering and acceleration/deceleration	System	Human driver	Human driver	Some driving modes → <i>Hands off</i>
3 Conditional Automation	The <i>driving mode</i> -specific performance by an <i>automated driving system</i> of all aspects of the dynamic driving task. Human driver will respond appropriately to a <i>request to intervene</i>	System	System	Human driver	Some driving modes → <i>Eyes off</i>
4 High Automation	The <i>driving mode</i> -specific performance by an <i>automated driving system</i> of all aspects of the dynamic driving task	System	System	System	Some driving modes → <i>Brain off</i>
5 Full Automation	The full-time performance by an <i>automated driving system</i> of all aspects of the <i>dynamic driving task</i> under all conditions	System	System	System	All driving modes → <i>Driver off</i>

**Figure 10: Automated driving level [4]**

Figure 11 shows the expected growth of market share of automated vehicles in the EU [12]. FEV predicts that in 2035 about 28% of EU new vehicle sales are automated passenger vehicles according to SAE level 5 and about 34% are at SAE level 3&4. Level 3 and 4 automation sales will pick up strongly between 2025 and 2030.



**Figure 11: Expected new vehicle sales in EU according to SAE automation level [12]**

There will be a strong effect on the user/buyer expectation and thus on the vehicle requirement when driver-controlled vehicle transition into autonomously driving vehicles. The user of a fully autonomous vehicle does not actively take part in the traffic events; he is out of the control loop. His situation is similar to a passenger in a train or a businessperson on the backseat of his chauffeur driven luxury class vehicle. However, the situation is very different from the driver of a conventional vehicle. Probably his main interest will be that the driving events do not disturb his activities like talking, reading, phoning, watching movies or working with the laptop. Maybe the only wanted disturbance is the information when the estimated arrival time is changing. Considering this, it can be expected that all comfort-oriented vehicle features will become significantly more important, whereas other features like acceleration performance or engine

power will become less important. Interior noise and vibrations are main influencing factors for a comfortable impression of the surrounding, thus all pleasantness criteria of interior NVH probably get a higher weight in the vehicle requirement book. The dynamic and sporty oriented noise features will not be needed anymore since the user does not want a feedback about the driving situation, and they are even probably experienced as annoying.

Several user surveillances confirmed this general evaluation. Together with experts for the different components and features of vehicle and powertrain, the relevance of different vehicle specifics of an automated vehicle in relation to a conventional vehicle is derived (Figure 12) [3]. For the rating of the vehicle specifics, two very different fields of vehicle application are distinguished: a specialized "City Pod" vehicle is purely designed for mobility within a city, a "Highway Pod" is designed for long distance travel. In such a future mobility concept, vehicle hubs can be assumed, where the passenger changes from city-pod to highway-pod and vice versa.

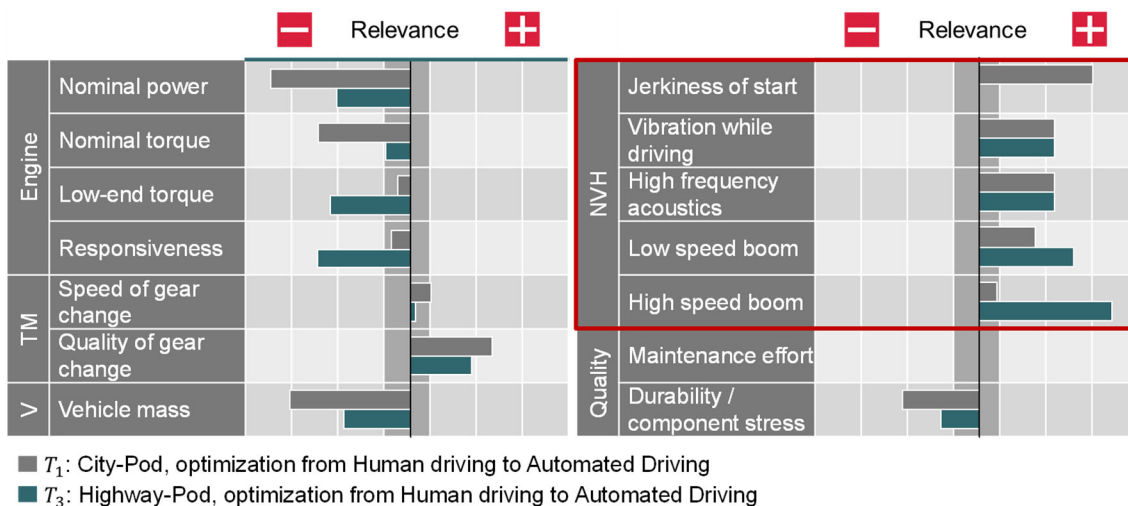


Figure 12: Change in relevance for vehicle specifics in dependence of use-cases [6]

It is obvious that engine features like nominal power and torque will become less important, especially for the city-pod. Low-end torque and responsiveness will become less important especially for the highway-pod. Comfort-related NVH features like jerkiness of start, interior vibration, high frequency quality of interior noise and low- and high-speed boom are expected to be significantly more relevant for automated vehicles. Again, the importance of the NVH criteria differs according to the vehicle use case: the behavior at vehicle start clearly is more important for the city-pod, whereas high-speed behavior is more relevant for the highway-pod.

## 7. Summary

Driven by social and political changes and new technology opportunities today's automotive industry therefore is in a state of dramatic upheaval. Digitization, increasing automation as well as new business models are additional drivers. The acronym CASE subsumes four megatrends: Connected, Autonomous, Shared and Electric. Although

none of these megatrends is NVH, each of these will influence the NVH behavior and properties of tomorrow's cars.

In this context electrified propulsion systems play an important role. Their development is proceeding already on a high level. Disturbing noises are no longer masked by the combustion engine and new acoustic players like an e-motor get into the game. Annoying noise from the drivetrain itself, as well as unpleasant noise shares from other vehicle systems come into the fore. Due to the missing noise from the combustion engine, road and wind noise become more important. Today's methods and tools allow to face many of these new challenges and develop completely new propulsion configurations.

Current development activities show that target setting for these new systems and sub-systems is one of the challenges. Experience based approaches are not applicable since experience is missing. Methods have to be used, where systematically component targets are derived from full vehicle targets by target cascading using a physical transfer path vehicle model, considering the masking effect from roll and wind noise. Active sound design is an efficient possibility to overcome the typical lack of dynamic sound shares from electric vehicles.

In future, car sharing will lead to the fact that most of the cars are not owned and used by one customer but used by many participants of shared mobility. The question has to be answered how such a car should sound. Nevertheless, possibilities have to be taken into account for individualization of each distinct car. Especially the increasing market-penetration of active systems, e.g. active sound design (ASD), offer numerous possibilities to tune the vehicle's NVH character to current customer's taste.

A strong effect on the user/buyer expectation and thus on the vehicle requirements is expected when the user driven vehicle transitions to autonomously driving vehicles. The user of a fully autonomous vehicle does not actively take part in the traffic events; he is out of the control loop. Comfortable impression and therefore excellent interior noise and vibration will determine the requirement book of autonomous vehicle. Other features like acceleration performance or engine power will become less important. Active systems will play a decisive role in this context.

Summarizing, substantial and disruptive changes in the automotive industry have a big influence on NVH development. New acoustic player and boundary conditions have to be considered and new demands on vehicle NVH have to be addressed. Nevertheless, the physical background for NVH engineering will not change so that today's tools and methods are a good base to face these new challenges.

## Literature

- [1] Eisele, G., Angermaier, F., Genender, P., Wolff, K.: "Systematic concept for definition of NVH targets for vehicle subsystems and components", Aachen Acoustics Colloquium, 2011
- [2] Steffens, Ch., Kauth, M., Eisele, G., van Engelen, A.; "NVH Targets for Passenger Car Transmissions", Aachen Acoustics Colloquium, 2016

- [3] Will, P., Nase, A., Straschill, R., Hirsch, R.: “Connected and Automated Vehicles: New Degrees of Freedom to Improve the Powertrain”, 25th Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology, 2016
- [4] “Taxonomy and Definitions for Terms Related to On-Road Motor Vehicle Automated Driving Systems, Standard”, J3016\_201401, SAE International, 2014
- [5] Zetsche, D., “CASE - Intuitive Mobilität“, Daimler AG, <https://www.daimler.com/case/>
- [6] “Electric Vehicle Market Forecasts”, Volkswagen Group, Capital Markets Day, 2017
- [7] Global net revenue of Uber from 2013 to 2019. URL: <https://www.statista.com/statistics/550635/uber-global-net-revenue/>, 2020
- [8] Didi Seeks 2021 Hong Kong IPO at \$60 Billion Value: <https://www.bloomberg.com/news/articles/2020-10-20/didi-seeks-2021-hong-kong-ipo-at-60-billion-value-reuters-says>, 2020
- [9] Zetsche, D., Mondial de l’Automobile 2016, Press Conference Mercedes-Benz Cars, 2016
- [10] International Energy Agency, “Global EV Outlook 2020”, 2020
- [11] McKinsey & Company, “Automotive revolution – perspective towards 2030”, January 2016
- [12] FEV Consulting GmbH, Internal Analysis, 2017

## **Glossary**

*CASE*: Connected, autonomous, shared and electric

*ASD*: Active sound design

*ICE*: Internal combustion engine

*T/M*: Transmission

*CAE*: Computer aided engineering

*HVAC*: Heating, ventilation, and air conditioning

*OEM*: Original equipment manufacturer

*AVAS*: Acoustic vehicle alerting system