

Reihe 20

Rechnerunter-
stützte Verfahren

Nr. 467

Dipl.-Ing. Fabian Duvigneau,
Magdeburg

Ganzheitliche simulationsbasierte Bewertung der Akustik von automobilen Antrieben

Ganzheitliche simulationsbasierte Bewertung der Akustik von automobilen Antrieben

Dissertation

zur Erlangung des akademischen Grades

**Doktoringenieur
(Dr.-Ing.)**

von Dipl.-Ing. Fabian Duvigneau
geb. am 29.04.1987 in Magdeburg
genehmigt durch die Fakultät für Maschinenbau
der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. habil. Dr. h. c. Ulrich Gabbert
Prof. Dr.-Ing. Hermann Rottengruber

Promotionskolloquium am 08.06.2017

Fortschritt-Berichte VDI

Reihe 20

Rechnerunterstützte
Verfahren

Dipl.-Ing. Fabian Duvigneau,
Magdeburg

Nr. 467

Ganzheitliche
simulationsbasierte
Bewertung der Akustik
von automobilen
Antrieben

VDI verlag

Duvigneau, Fabian

Ganzheitliche simulationsbasierte Bewertung der Akustik von automobilen Antrieben

Fortschr.-Ber. VDI Reihe 20 Nr. 467. Düsseldorf: VDI Verlag 2017.

142 Seiten, 74 Bilder, 1 Tabelle.

ISBN 978-3-18-346720-4, ISSN 0178-9473,

€ 52,00/VDI-Mitgliederpreis € 46,80.

Für die Dokumentation: Motorakustik, Virtuelle Produktentwicklung, numerische Simulation, Finite-Elemente-Methode, elastische Mehrkörpersimulation, Elasto-Hydrodynamik, Psychoakustik, Motorkapselung, passive Schallreduktion

Ziel dieser Dissertation ist die Entwicklung eines Vorhersagemodells der empfundenen Geräuschqualität von Motorgeräuschen auf Basis auralisierter Simulationsergebnisse. Dazu wird eine ganzheitliche Methodik präsentiert, die sowohl für elektrische als auch verbrennungsmotorische Antriebe anwendbar ist. Die Besonderheit des hier verfolgten Ansatzes ist, dass für die Hörversuche und die Signalanalyse keine experimentell ermittelten Geräusche verwendet werden müssen, sondern Simulationsergebnisse zum Einsatz kommen. Diese Vorgehensweise ist schon in einer sehr frühen Phase des Entwicklungsprozesses möglich. Sie hat den immensen Vorteil, dass keinerlei Hardware in Form von Prototypen vorhanden sein muss, um Modifikationen am Motor hinsichtlich akustischer Auswirkungen auf den Menschen bewerten zu können. Somit eignet sich das vorgestellte Konzept für eine rein virtuelle akustische Optimierung hinsichtlich der auditiven Wahrnehmung des Menschen. In dieser Arbeit wird die vorgestellte ganzheitliche Methodik exemplarisch auf die akustische Bewertung von motornahen Kapselungen angewendet.

Bibliographische Information der Deutschen Bibliothek

Die Deutsche Bibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliographie; detaillierte bibliographische Daten sind im Internet unter <http://dnb.ddb.de> abrufbar.

Bibliographic information published by the Deutsche Bibliothek

(German National Library)

The Deutsche Bibliothek lists this publication in the Deutsche Nationalbibliographie (German National Bibliography); detailed bibliographic data is available via Internet at <http://dnb.ddb.de>.

© VDI Verlag GmbH · Düsseldorf 2017

Alle Rechte, auch das des auszugsweisen Nachdruckes, der auszugsweisen oder vollständigen Wiedergabe (Fotokopie, Mikrokopie), der Speicherung in Datenverarbeitungsanlagen, im Internet und das der Übersetzung, vorbehalten.

Als Manuskript gedruckt. Printed in Germany.

ISSN 0178-9473

ISBN 978-3-18-346720-4

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für numerische Mechanik der Fakultät für Maschinenbau der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg. Für die finanzielle Unterstützung der Forschungstätigkeit im Rahmen des Projektes „Competence in MObility“ gilt mein Dank dem Land Sachsen-Anhalt und dem Europäischen Fond für regionale Entwicklung.

Ich möchte mich bei allen noch aktiven und ehemaligen Mitarbeitern des Institutes für Mechanik und des Lehrstuhls „Energiewandlungssysteme für mobile Anwendungen“ bedanken, die ich während meiner Zeit an der Otto-von-Guericke Universität Magdeburg kennenlernen durfte und die stets für eine angenehme Arbeitsatmosphäre sorgten. Dazu zählen selbstverständlich auch die Neuzugänge, die mich als jüngstes Institutsmitglied abgelöst haben. Insbesondere möchte ich mich natürlich bei denjenigen bedanken, mit denen ich besonders eng und viel zusammengearbeitet habe, wie zum Beispiel Steffen L., Sebastian K., Tommy, Peter, Steffen N. und Elmar. Nicht zuletzt gilt mein besonderer Dank Ryan, der mich während seines zweijährigen Aufenthalts als Humboldt-Stipendiat sehr unterstützt hat und eine wahre Bereicherung für unser gesamtes Team war.

Ganz besonderer Dank gilt natürlich auch den Kollegen, die sogar ein bisschen mehr als Kollegen wurden und mir auch die ein oder andere Stunde meiner Freizeit versüßt haben, wobei man als Doktorand natürlich so etwas wie Freizeit weder hat - noch kennt, aber so ein bis zwei Stunden pro Jahr kann man sich ja ruhigen Gewissens mal gönnen. Stellvertretend möchte ich hier natürlich meinen Büronachbarn Sascha hervorheben, aber auch Steffen, Ryan, Sebastian, Matze, Stefan Go., Christian, Lars und Harald nicht unerwähnt lassen.

Ich danke ganz herzlich Prof. Dr.-Ing. habil. Dr. h. c. Ulrich Gabbert für die fachliche Betreuung, die jahrelange gute Zusammenarbeit und seine stets hilfreiche Unterstützung. Außerdem möchte Prof. Dr. Hermann Rottengruber dafür danken, dass er sich ohne zu zögern dazu bereit erklärt, meine Dissertation zu begutachten.

Natürlich haben auch unsere externen BMW-Doktoranden Maria und Marius meine Promotionszeit geprägt. Jeder Besuch war ein freudiges Ereignis und nicht selten sind auch sehr produktive Resultate dabei entstanden.

Ganz besonders herzlich möchte ich natürlich meiner lieben Frau danken, die die hohe zeitliche Belastung eisern ertragen und mich immer bestmöglich unterstützt hat. Vielen Dank dafür!

Magdeburg, Juni 2017

Fabian Duvinneau

Inhaltsverzeichnis

Kurzzusammenfassung	VII
Abstract	VIII
1 Einleitung	1
1.1 Problemstellung	1
1.2 Zielstellung	4
1.3 Aufbau der Arbeit	5
2 Ganzheitliche Methodik zur Akustiksimulation	6
2.1 Simulationsbasierte Bewertung von Elektromotoren	6
2.2 Simulationsbasierte Bewertung von Verbrennungsmotoren	8
3 Elastische Mehrkörpersimulation unter Berücksichtigung der Hydrodynamik	14
3.1 Elastische Mehrkörpersimulation	14
3.2 Elasto-Hydrodynamik	17
3.3 Möglichkeiten zur Effizienzsteigerung der elastischen MKS	21
4 Schwingungs- und Akustiksimulation	25
4.1 Schwingungsanalyse	25
4.2 Akustiksimulation	28
5 Psychoakustische Bewertung	38
5.1 Entwicklung eines psychoakustischen Modells	39
5.2 Erzeugung der Zeitsignale	41
5.3 Das Gehör des Menschen	43
5.4 Berechnung der psychoakustischen Parameter	46
5.5 Vorgehensweise im Hörversuch	50
5.6 Psychoakustisches Modell als Ergebnis einer Regressionsanalyse	53
6 Möglichkeiten zur Effizienzsteigerung des ganzheitlichen Ansatzes	56
7 Auslegung und Modellierung von Kapselsystemen	60
7.1 Exp. Bestimmung der makroskopischen Materialeigenschaften	60
7.2 Numerische Bestimmung der makroskopischen Materialeigenschaften	67
7.3 Einfluss von Kompression und Feuchtigkeit	71
7.4 Vorauswahl geeigneter Kapselmaterialien	73
7.5 Verbesserungspotentiale von Motorkapselungen	81
8 Anwendung und Validierung des ganzheitlichen Ansatzes am Beispiel eines Verbrennungsmotors	89
8.1 Ergebnisse der ganzheitlichen Simulationskette	89

8.2 Validierung der ganzheitlichen Simulationsmethodik	93
8.3 Berücksichtigung des Motoröls	95
8.4 Psychoakustische Analyse	104
8.5 Validierung der psychoakustischen Modellierung	108
8.6 Richtungsabhängigkeit der Geräuschqualität	110
9 Zusammenfassung und Ausblick	116
Literaturverzeichnis	120

Kurzzusammenfassung

Neben der Leistungs- und Verbrauchsoptimierung stellt die Reduktion der Schallemission einen wesentlichen Aspekt bei der Entwicklung von Motoren dar. Ziel dieser Dissertation ist die Entwicklung eines Vorhersagemodells der empfundenen Geräuschqualität von Motorgeräuschen auf Basis auralisierter Simulationsergebnisse. Dazu wird eine ganzheitliche Methodik präsentiert, die aus numerischen und psychoakustischen Analysen besteht und sowohl für elektrische als auch verbrennungsmotorische Antriebe anwendbar ist. Die numerischen Analysen beinhalten die Berechnung der Anregungskräfte, eine nachfolgende Schwingungsanalyse sowie eine abschließende Akustiks simulation, deren Ergebnisse anschließend hörbar und somit bewertbar gemacht werden. Die resultierenden Zeitsignale werden dazu einem Signalverarbeitungsprozess unterzogen und bilden die Grundlage für die Berechnung der psychoakustischen Grundparameter. Die simulierten Motorgeräusche werden nach der Auralisierung durch Probanden in Hörversuchen individuell bewertet. Schließlich werden die Ergebnisse der Signalanalyse und der Hörversuche anhand von Regressions- und Korrelationsanalysen miteinander verglichen. Für das Prognosemodell werden die objektiven Parameter verwendet, die die beste Korrelation mit der subjektiven Empfindung der Geräuschqualität aufweisen. Die entwickelten Prognosemodelle sowie die Ergebnisse der numerischen Simulationen werden mit Hilfe von experimentellen Untersuchungen validiert.

Die Besonderheit des hier verfolgten Ansatzes ist, dass für die Hörversuche und die Signalanalyse keine experimentell ermittelten Geräusche bzw. Zeitsignale verwendet werden müssen, sondern auralisierte Simulationsergebnisse zum Einsatz kommen. Diese Vorgehensweise ist schon in einer sehr frühen Phase des Entwicklungsprozesses möglich. Sie hat den immensen Vorteil, dass keinerlei Hardware in Form von Prototypen vorhanden sein muss, um Modifikationen am Motor hinsichtlich akustischer Auswirkungen auf den Menschen bewerten zu können. Somit eignet sich das vorgestellte Konzept für eine rein virtuelle akustische Optimierung hinsichtlich der auditiven Wahrnehmung des Menschen. In dieser Arbeit wird die vorgestellte ganzheitliche Methodik exemplarisch auf die akustische Bewertung von motornahen Kapselungen angewendet, da mit Hilfe von Motor-kapseln eine deutliche Reduktion der Schallemission erreicht werden kann. Mit Hilfe des entwickelten Ansatzes können rechnergestützt unterschiedliche Typen von Dämmmaterialien, deren Materialaufbau, Dicke und die geometrische Form der Kapsel im Hinblick auf die qualitative Wahrnehmung bewertet werden. Zusätzlich wird die Bestimmung der für die Simulation erforderlichen Materialparameter der Kapselmaterialien erörtert. Außerdem werden wichtige Fragestellungen hinsichtlich der Genauigkeit und Effizienz des präsentierten ganzheitlichen Ansatzes, sowie Optimierungspotentiale von Motorkapselungen diskutiert.

Abstract

In the development process of engines, the reduction of the sound emission is a major goal alongside the optimization of both the power and the fuel efficiency. Hence, in this dissertation the aim is to develop a prediction model that can evaluate the sound quality of engines based on auralized simulation results. Therefore, a holistic methodology is presented that consists of numerical and psychoacoustic analyses. This methodology is applicable to electric as well as combustion engines. The numerical analysis begins with the calculation of the excitation forces. Then, the determined excitation forces are used to calculate the vibrations of the engine with the finite element method. Subsequently, the resulting acoustical behavior is calculated and rendered audible. At this point, the psychoacoustic part of the analysis begins, where signal processing of the resulting time signals from the numerical simulations is performed in order to calculate the psychoacoustic parameters. The numerically calculated engine sounds are also used to carry out a hearing test with human participants, who evaluate the different engine sounds with regards to their perceived sound quality. Finally, the results of the signal analysis and the hearing test are compared by regression and correlation analyses. The objective parameters with the best correlation between the results of the signal analysis and the hearing test are used to generate the psychoacoustic prediction model of the perceived sound quality. The generated psychoacoustic prediction model and the numerical results are validated by experimental investigations.

The remarkable feature of the presented approach is that the auralized simulation results are used within the hearing tests instead of the sounds of real engines or prototypes. This makes it possible to execute the presented workflow early in the product development process. This means that no hardware or real prototypes are required in order to evaluate the result of engine modifications on the acoustic behavior and its corresponding human perception. Hence, the presented concept is suitable for computer based optimization of the engine with respect to the perceived sound quality.

To demonstrate the developed workflow, in this dissertation the holistic approach is applied to the evaluation of engine encapsulations. Such encapsulations can be used to significantly reduce the sound emission of engines. With the help of the developed approach it is possible to develop a material design, its layup and thickness, as well as an optimal shape of the engine encapsulation, with consideration for the human perception of the resulting sound. Additionally, the determination of the material parameters of the encapsulation materials is discussed in this thesis, as these parameters are essential for the numerical simulations. Further, important issues with respect to the computational accuracy and efficiency as well as the potential for further optimization of engine encapsulations are discussed.

Kapitel 1

Einleitung

1.1 Problemstellung

In der Automobilentwicklung stehen seit langem messbare Größen wie Leistungs- und Drehmomentkurven, die Raummaße des Fahrzeugs oder dessen Reichweite im Mittelpunkt. Die Anforderungen der Kunden an die funktionalen und quantitativen Merkmale des Produkts werden immer schneller und präziser durch strategische und technische Lösungen gesättigt. Demzufolge treten zunehmend subjektive Eigenschaften bei der Fahrzeugbewertung in den Vordergrund [1]. Diese rein qualitativen Eigenschaften sind nicht direkt messbar, müssen aber mit der Erwartungshaltung der Kunden an die Produktqualität übereinstimmen [2, 3]. Ein Beispiel für ein solches Kriterium ist der akustische Eindruck des Verbrennungsgeräusches [4, 5]. Durch das wahrgenommene Klangbild können nicht nur Rückschlüsse auf den technischen Zustand des Motors gezogen werden, vielmehr kann dadurch ein positiver Qualitätseindruck verbunden mit hoher Wertigkeit beim Kunden hervorgerufen und somit dessen Kaufentscheidung beeinflusst werden [6]. Aus diesem Grund gewinnt die Akustik der Fahrzeuge und deren Einzelkomponenten rasant an Bedeutung. Zusätzlicher Druck auf die Automobilhersteller wird auch seitens der EU-Nationen generiert. So werden in den kommenden Jahren die gesetzlich erlaubten Grenzwerte für Lärmemissionen stufenweise mehrfach herabgesetzt [7, 8].

Durch die aktuellen Trends in der Automobilentwicklung wird die Problematik zusätzlich verschärft. Dazu gehören zum Beispiel das Downsizing von Motoren, die Elektrifizierung und Hybridfahrzeuge. Bei letzteren treten Betriebszustände auf, in denen das Zu- und Abschalten des Verbrennungsmotors akustisch deutlich wahrnehmbar ist. Bei Elektrofahrzeugen mit Range-Extendern verhält es sich ähnlich. Das Problem ist, dass der Start der Verbrennungsmotoren in beiden Anwendungsfällen nicht direkt durch den Fahrer kontrolliert wird und der Fahrer entsprechend sensibler als bei einer selbstgesteuerten Handlung reagiert [9]. Dies liegt unter anderem an der Tatsache, dass einem Fahrzeugführer der heutigen Generation ein derartiges akustisches Verhalten von den gewohnten konventionell verbrennungsmotorisch angetriebenen Fahrzeugen nicht vertraut ist [10]. Das Ziel der Automobilhersteller ist daher, diese Geräusche zu minimieren, um jegliche Störung der Insassen zu vermeiden.

Zur Verbesserung des akustischen Verhaltens gibt es zwei grundsätzlich verschiedene Herangehensweisen, die aktiven und die passiven Maßnahmen. Während bei den aktiven Maßnahmen mit Hilfe von Sensoren und Aktoren gezielt Fremdenergie zugeführt wird, basieren die passiven Maßnahmen im Wesentlichen auf dem Einsatz von schwingungsdämmenden und -dämpfenden Materialien sowie gezielten Geometrieänderungen, um das Systemverhalten zu verändern. Im Allgemeinen ist eine Kombination von aktiven und passiven Maßnahmen interessant [11], da sich der Wirkungsbereich der aktiven Maßnahmen auf die tiefen Frequenzen beschränkt und viele passive Maßnahmen erst ab höheren Frequen-

zen effektiv arbeiten. Die in [12] untersuchte Motorvollkapselung bewirkt beispielsweise ab 400 Hz eine signifikante Schalldruckpegelreduktion. Ein Überblick über die mannigfaltigen Möglichkeiten der Maßnahmen im Kontext der Fahrzeugakustik wird in [13–16] gegeben. Die aktiven Maßnahmen untergliedern sich in drei grundlegende Kategorien, die auf dem Prinzip der destruktiven Interferenz beruhen [17]. Die aktive Lärmkompensation (Active Noise Control - ANC) [18] zielt dabei auf Luftschallwellen ab und kann beispielsweise in Abgasanlagen gewinnbringend eingesetzt werden [19]. Die aktive Schwingungsunterdrückung (Active Vibration Control - AVC) [20] nimmt dagegen auf den Körperschall bzw. dessen Übertragung Einfluss. Ein klassisches Beispiel ist der Versuch die Betriebsschwingungen des Motors von der Karosserie mit Hilfe von aktiven [21] und semiaktiven [22] Motorlagern zu entkoppeln. In [23] werden analog dazu piezoelektrische Flächenaktoren genutzt, die direkt in die metallische Trägerstruktur des Transmissionspfades der Schwingungen integriert sind, um dem Heulen des Hinterachsgetriebes entgegenzuwirken. Bei der aktiven Schallabstrahlungsminderung (Active Structural Acoustic Control - ASAC) [24] wird versucht, über eine Veränderung des Schwingungsverhaltens der Struktur als Ursache der Luftschallabstrahlung positiv auf die resultierende Schallabstrahlung einzuwirken. Einige der aktiven Prinzipien haben es bereits in Serienfahrzeuge der modernen Automobilindustrie geschafft. Ein Beispiel ist der Einsatz von ANC-Systemen zur Reduktion des PKW-Innenraumgeräusches [25].

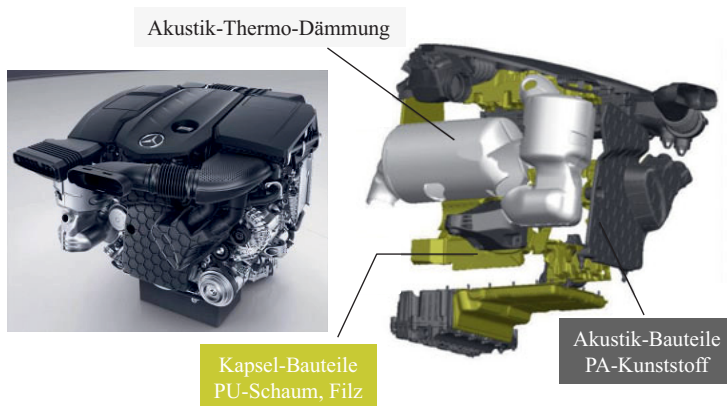


Abbildung 1.1: Kapsel- und Dämmungsbauteile des 4-Zylinder Dieselmotor OM654 der E-Klasse [26]

Aufgrund der zusätzlichen Kosten, des benötigten Bauraums und möglicher Ausfälle der aktiven Maßnahmen, werden die passiven akustischen Maßnahmen in den meisten Bereichen des Fahrzeugs weiterhin bevorzugt. In [27] wurden an einem Dieselmotor verschiedene passive Maßnahmen hinsichtlich Effizienz, Bauraum, Gewicht und Praxistauglichkeit verglichen. Dabei wurden neben gängigen Möglichkeiten, wie Versteifungsrippen [28, 29], auch weniger übliche Möglichkeiten, wie die Applikation von Aluminiumschäumen [30] oder innovative Konzepte auf Basis granularer Medien [31–33], mit einbezogen. Fazit des Vergleichs der verschiedenen passiven Maßnahmen ist, dass eine Motorkapselung eine sehr

einfache und besonders effektive Methode darstellt, um das akustische Verhalten von Motoren maßgeblich zu verbessern. Aus diesem Grund dient in dieser Arbeit ein gekapselter Verbrennungsmotor als Anwendungsbeispiel für die entwickelte Simulationsmethodik. Die Abbildung 1.1 zeigt den Einsatz von Kapselmaterialien beim aktuellen 4-Zylinder Dieselmotor OM654 der E-Klasse als ein Beispiel heutiger Verbrennungsmotoren.

Die Applikation von Motorkapselungen bietet neben der Akustik noch einen weiteren wichtigen Vorteil. Durch die wesentlich verbesserte Wärmespeicherung im Motoröl können Kaltstarts entweder vermieden oder zumindest die Warmlaufzeiten des Motors deutlich verkürzt werden [34]. Beides führt zu einer Reduktion des Verschleißes, des Kraftstoffverbrauchs und einem geringeren Ausstoß von Kohlenstoffdioxid [35, 36] und trägt somit zur Verbesserung der Umweltfreundlichkeit von Verbrennungsmotoren bei. Dies ist angesichts von immer strengeren Grenzwerten für die Abgasemissionen [37] ein wichtiger Gesichtspunkt. In [38] wird ein kurzer Einblick in die Historie von Motorkapselungen und das Zusammenspiel von Akustik, Thermomanagement und Kraftstoffverbrauchs gegeben.

Die Abbildung 1.2 verdeutlicht das angesprochene Wärmespeicherungspotential anhand eines Dieselmotors mit und ohne Motorvollkapselung [39]. Natürlich muss eine Überhitzung des Motors vermieden werden. Dies kann beispielsweise wie in [40] über adaptive Ansätze, die zwischen Betriebs- und Ruhezustand unterschieden, sichergestellt werden. Allerdings zeigen mehrere Untersuchungen, dass in vielen Fällen der Standardkühlkreislauf bereits ausreichend ist [12, 36, 41].

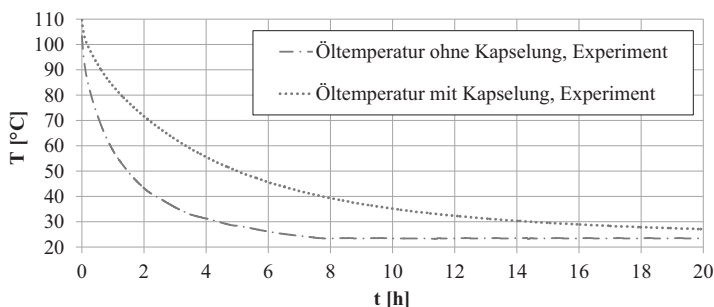


Abbildung 1.2: Abkühlkurven des Motoröls eines Dieselmotors mit und ohne Kapselung bei Motorstillstand nach vorherigem Volllastbetrieb

Wie eingangs erwähnt, handelt es sich beim akustischen Eindruck, der durch ein Geräusch vermittelt wird, um eine subjektive Empfindung. Demzufolge ist es nicht ausreichend, das akustische Verhalten eines Motors, eines Fahrzeugs oder eines Produktes im Allgemeinen ausschließlich anhand der klassischen akustischen Auswertegrößen zu bewerten. Im Vergleich zu den klassischen Akustikgrößen basieren die psychoakustischen Parameter auf der menschlichen Wahrnehmung und berücksichtigen Aspekte wie die Trägheit des Gehörs [42, 43], die lautstärkenabhängige Hörfläche [44, 45] sowie zeitliche und spektrale Maskierungseffekte [15, 46]. Die heutzutage in fast allen Anwendungsfällen genutzte dB(A)-Bewertung ist dazu nicht in der Lage [47].

In [48] wird beispielsweise durch eine zusätzliche psychoakustische Evaluation verschiedener Kapselvarianten gezeigt, dass der Pegel in dB(A) nicht alle Aspekte der Wahrnehmungsänderungen durch die verschiedenen Kapselungen abbildet. Die psychoakustische

Analyse offenbarte, dass eine zusätzlich applizierte Schwerfolie mit einer Masse von 1kg keinen Mehrwert hinsichtlich der menschlichen Wahrnehmung bewirkt, obwohl eine zusätzliche Schallpegelreduktion von 2 dB(A) messbar war. Somit erschloss sich in diesem Fall durch die psychoakustische Analyse ein großes Einsparpotential bezüglich der Masse und den Kosten.

Dieses große Potential von psychoakustischen Analysen im Kontext von Fahrzeuggeräuschen bzw. der Nutzung von psychoakustischen Parametern zur Bestimmung des subjektiv empfundenen Höreindrucks wird auch in [49–52] beschrieben. Folglich sollten psychoakustische Parameter verwendet werden, um das akustische Verhalten bzw. die Geräuschqualität von Motorkapselungen zu bewerten und zu optimieren [53].

1.2 Zielstellung

Heutzutage stehen im Entwicklungsprozess von Motoren immer noch andere Zielgrößen im Fokus. Die Akustik wird zwar bereits als wichtiges Bewertungskriterium anerkannt, mit dessen Hilfe 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 kann die Problemursache meist nicht mehr behoben sondern lediglich deren Wirkung bekämpft werden. Dies ist ein weiterer Grund für die immer stärker zunehmende Anwendung von Kapseltechnologien im automotiven Bereich.

Die vorliegende Arbeit zielt genau auf dieses hochaktuelle Problem der modernen Automobilindustrie ab. Im Fokus steht die Entwicklung eines ganzheitlichen Simulationsansatzes zur Bewertung des akustischen Verhaltens eines modernen Motors. Dieser reine Virtual Engineering Ansatz soll gänzlich ohne reale Prototypen auskommen und somit bereits früh im Motorentwicklungsprozess eine akustische Bewertung ermöglichen. Das Hauptaugenmerk liegt dabei auf der Wirkung des Geräusches auf den Menschen. Dazu werden neben den klassischen Analysegrößen, wie Schalldruck und Schallleistung, auch psychoakustische Größen berechnet, um daraus komplexe psychoakustische Modelle zu entwickeln, die eine objektive Bewertung der empfundenen Geräuschqualität ermöglichen. Die Forschungshypothese dieser Arbeit lautet demzufolge: Es ist bereits in einem frühen Stadium des Fahrzeugentwicklungsprozesses, zu dem bereits detaillierte Entwurfsunterlagen vorliegen, möglich, Fahrzeugmotoren auf virtuellem Wege ohne die Verfügbarkeit realer Prototypen hinsichtlich der auditiven Wahrnehmung zu bewerten und daraus akustische Verbesserungsmaßnahmen abzuleiten.

Natürlich haben auch der Kontext und die anderen Sinneswahrnehmungen einen enormen Einfluss auf die jeweilige auditive Wahrnehmung des Menschen [54]. Insbesondere visuelle Reize aber auch haptische Stimuli können die akustische Wahrnehmung massiv beeinflussen [55, 56]. Nichtsdestotrotz fokussiert sich die vorliegende Arbeit auf die rein auditive Bewertung und vor allem auf den ganzheitlichen Simulationsansatz als essentiellen Schritt auf dem Weg zu einer Optimierung der Motorakustik unter Berücksichtigung der menschlichen Wahrnehmung, die ausschließlich auf Basis virtueller Modelle und somit früh im Entwicklungsprozess durchführbar ist. Die entwickelte Methodik ist dabei nicht ausschließlich auf verbrennungsmotorische Antriebe begrenzt, sondern ebenfalls auf elektrische Motoren übertragbar.

1.3 Aufbau der Arbeit

In Kapitel 2 wird die entwickelte Methodik zunächst als Ganzes vorgestellt, bevor die Anwendungsmöglichkeiten für elektrische und verbrennungsmotorische Fahrzeugantriebe dargestellt werden. Außerdem wird in Kapitel 2 ein Überblick über den aktuellen Stand der Wissenschaft gegeben und gezeigt, inwiefern sich die vorliegende Arbeit von alternativen Arbeiten abgrenzt und worin der Neuwert der präsentierten Methodik besteht. In den darauffolgenden Kapiteln werden die einzelnen Bausteine der ganzheitlichen Simulationsmethodik am Beispiel eines verbrennungsmotorischen Fahrzeugantriebs im Detail erläutert. Das Kapitel 3 behandelt in diesem Zuge die elastische Mehrkörpersimulation unter Berücksichtigung der hydrodynamischen Wechselwirkungen. Im Anschluss daran werden in Kapitel 4 wesentliche Grundlagen der Schwingungs- und Akustikanalyse dargestellt. Das Kapitel 5 behandelt Fragen der psychoakustischen Modellierung und der auditiven Bewertung der auralisierten akustischen Signale. Aufgrund des extrem hohen Rechenaufwandes des vorgeschlagenen ganzheitlichen Simulationsansatzes werden die verwendeten numerischen Ansätze jeweils auch hinsichtlich ihrer Effizienz und Genauigkeit bewertet. In Kapitel 6 werden einige Möglichkeiten zur Effizienzsteigerung des ganzheitlichen Ansatzes vorgestellt. Das Kapitel 7 widmet sich dem hochaktuellen Problem der Motorkapselungen, als eine der prominentesten passiven Maßnahmen, deren Anwendung immer weiter zunimmt. Es umfasst die Auslegung und Modellierung von Motorkapselungen sowie die Bestimmung der notwendigen Materialparameter zur Beschreibung des Materialverhaltens als eines der wesentlichen Probleme bei der numerischen Analyse von Kapselungen. Außerdem werden Optimierungspotentiale von Motorkapselungen diskutiert. Die Anwendung der ganzheitlichen Methodik erfolgt in Kapitel 8 am Beispiel eines Dieselmotors. Dazu werden die einzelnen Bausteine des Gesamtansatzes verknüpft und die auf numerischem Wege ermittelten Ergebnisse mit Hilfe experimenteller Daten validiert. Zum Abschluss werden in Kapitel 9 die gewonnenen Erkenntnisse zusammengefasst und ein Ausblick auf zukünftige Arbeiten gegeben.

Kapitel 2

Ganzheitliche Methodik zur Akustiksimulation

In diesem Kapitel wird zunächst die allgemeine Philosophie der ganzheitlichen Methodik erläutert, bevor in den beiden nachfolgenden Abschnitten Anwendungsmöglichkeiten dieser Methodik aufgezeigt werden. Im Fokus stehen dabei Antriebe für automobiler Anwendungen.

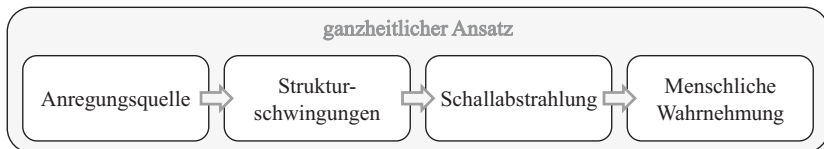


Abbildung 2.1: Ganzheitliche Simulationsmethodik zur Bewertung von automobilen Antrieben hinsichtlich der auditiven Wahrnehmung des Menschen

Grundsätzlich besteht die in dieser Arbeit vorgestellte Methodik unabhängig vom konkreten Anwendungsfall immer aus vier verschiedenen Bausteinen (siehe Abbildung 2.1). Dabei sollen alle vier Schwerpunkte mit Hilfe virtueller Modelle und ohne die Notwendigkeit realer Prototypen analysiert werden können, um eine zuverlässige Aussage über das akustische Verhalten des untersuchten Bauteils zu erhalten. Den Anfang bildet stets die Modellierung der Anregungsquelle und die Berechnung der daraus resultierenden Anregungskräfte. Im Anschluss werden die sich daraus ergebenden Strukturschwingungen ermittelt. Die so gewonnenen Oberflächenschnellen der Struktur werden genutzt, um die resultierende Schalldruckverteilung im umgebenden Luftvolumen zu berechnen. Den Abschluss bildet eine psychoakustische Analyse der berechneten Schalldruckverläufe, um die Wirkung des Geräusches auf den Menschen zu prognostizieren. Es wird angenommen, dass Rückwirkungen eines nachfolgenden Bausteins auf einen vorherigen vernachlässigt werden können. Eine Begründung dieser Annahme sowie detaillierte Erläuterungen zu den einzelnen Bausteinen werden in den nachfolgenden Kapiteln gegeben.

2.1 Simulationsbasierte Bewertung von Elektromotoren

Ein Anwendungsfall der soeben beschriebenen ganzheitlichen Methodik sind elektrische Maschinen im Allgemeinen bzw. die Elektromotoren im Speziellen. Die Elektrifizierung

hält aufgrund stetig schärfer werdender Emissionsnormen immer mehr Einzug in die moderne Automobilindustrie. Demzufolge rückt auch die akustische Auslegung dieser Motoren zunehmend in den Fokus der Automobilhersteller. Die Abbildung 2.2 zeigt einen ganzheitlichen Simulationsansatz für die Berechnung der Schallabstrahlung einer elektrischen Maschine am Beispiel eines innovativen Radnabenmotors. Dieser weist eine besonders hohe Leistungsdichte auf, da er eine Kombination aus Luftspalt- und Nutenwicklung nutzt [57]. Der in einer vorangegangenen Veröffentlichung [58] aufgebaute ganzheitliche Ansatz in Abbildung 2.2 beginnt gemäß Abbildung 2.1 mit der Berechnung der Anregungskräfte. Dazu wird der Magnetkreis unter Ausnutzung der Sektorsymmetrie mit Hilfe eines zweidimensionalen Finite-Element-Modells (FEM) [59] analysiert (siehe Abbildung 2.2, oben), um die resultierenden Anregungskräfte zu berechnen. Die zweidimensionale Modellierung hat zur Folge, dass die Magnetkräfte in Richtung der Rotationsachse nicht berücksichtigt werden. Dies ist eine übliche Annahme, da diese nichtlinearen Kräfte von geringerer Bedeutung sind. Des Weiteren werden durch die zweidimensionale Modellierung Änderungen der tangentialen und radialen Magnetkräfte in Richtung der Rotationsachse vernachlässigt. Auch diese Vereinfachung ist gängige Praxis, da der Randeffluss der Struktur auf die tangentialen und radialen Magnetkräfte gering und zudem lokal begrenzt ist.

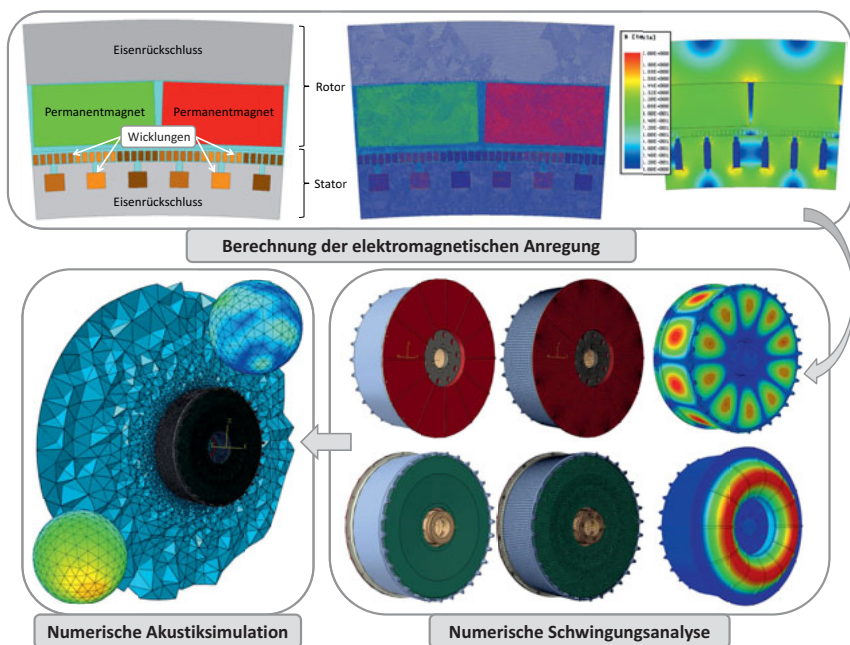


Abbildung 2.2: Ganzheitliche Methodik zur Bewertung von Motorgeräuschen eines Elektromotors

Die berechneten Anregungskräfte werden im zweiten Teil der Simulationskette genutzt, um die Strukturschwingungen des Radnabenmotors zu berechnen. Die Rückwirkung der

Strukturschwingungen auf den Magnetkreis wird dabei üblicherweise nicht berücksichtigt. Im Anschluss daran werden die berechneten Oberflächenschellen der Struktur zur Berechnung der resultierenden Schallabstrahlung verwendet. Als Ergebnis liegt der komplexe Schalldruck im gesamten umgebenden Luftvolumen vor.

Die eigenen Arbeiten zur Akustik von Elektromotoren sind Gegenstand aktueller Forschungsarbeiten, die sich im Projekt „COMO - COmpetence in MObility“ insbesondere auf die Akustik von Radnabenmotoren beziehen. Diese Arbeiten nutzen den in dieser Dissertation entwickelten ganzheitlichen Simulationsansatz (siehe Abbildung 2.1). Aufgrund der Tatsache, dass sich der Projektzeitraum bis zum Jahr 2019 erstreckt, liegen noch keine abschließenden Ergebnisse und belastbaren Aussagen vor. Aus diesem Grund fokussiert sich die Arbeit im Folgenden auf verbrennungsmotorische Antriebe. Das Hauptziel ist es, durch eine adäquate Modellierung die Wirkung der Motorgeräusche auf den Menschen zu berücksichtigen und nicht nur die physikalischen Parameter der resultierenden Schallabstrahlung zu berechnen. Für die Integration einer psychoakustischen Bewertung in die Akustiksimulation steht keine geeignete Berechnungssoftware zur Verfügung. Die vorliegende Arbeit schließt diese Lücke nachfolgend am Beispiel eines klassischen Verbrennungsmotors, der zusätzlich mit einer thermoakustischen Kapselung versehen ist. Trotz der zunehmenden Elektrifizierung steht es außer Frage, dass die Mehrheit aller PKW in den nächsten Jahrzehnten immer noch verbrennungsmotorisch angetrieben sein wird. Durch den Druck der Kunden, die immer höhere Komfortanforderungen stellen, ist der Bedarf nach zuverlässigen Methoden zur Verbesserung des akustischen Verhaltens konventioneller Verbrennungsmotoren sogar steigend. Dies liegt vor allem daran, dass sich die Fragestellung geändert hat. Ein Akustik-Ingenieur der modernen Automobilindustrie hat schon längst nicht mehr die Zielstellung, einen möglichst geringen Schallpegel zu erzeugen. Heute geht es vielmehr darum, ein gewünschtes Geräuschdesign oder eine möglichst unauffällige Geräuschkulisse zu erreichen. Dazu müssen Empfindungsgrößen wie beispielsweise die Lästigkeit zuverlässig vorhergesagt werden können. Die nachfolgend dargestellten Entwicklungen und gewonnenen Ergebnisse beziehen sich zwar auf die Akustik von Verbrennungsmotoren, lassen sich aber auch für die Verbesserung der Akustik von Elektromotoren nutzen [58].

2.2 Simulationsbasierte Bewertung von Verbrennungsmotoren

In diesem Kapitel wird ein ganzheitlicher Simulationsansatz zur Bewertung von Verbrennungsmotoren vorgestellt, bevor in den Kapiteln 3-5 die einzelnen Bestandteile dieses Ansatzes näher beleuchtet werden. Ziel ist es, im Kontext der Motorakustik Prognosemodelle für die auditive Wahrnehmung des Menschen unter Nutzung von virtuellen Modellen zu gewinnen. Üblicherweise werden wie in [60] psychoakustische Modelle auf Basis von Ergebnissen aus Probandenversuchen entwickelt, die mit Hilfe von aufgenommenen Geräuschen realer Fahrzeuge, Komponenten oder Prototypen durchgeführt werden. Die in dieser Arbeit vorgestellte Nutzung numerischer Ergebnisse bietet den großen Vorteil, bereits zu einem frühen Zeitpunkt des Entwicklungsprozesses eines Fahrzeugs, zu dem noch kein realer Prototyp existiert, erste Informationen über die zukünftige Geräuschqualität gewinnen und in Abstimmung mit den Entwicklergruppen anderer Themenbereiche konstruktive Maßnahmen zur Verbesserung der akustischen Qualität realisieren zu können. Mit Hilfe von CAD-Daten können geeignete Modelle für akustische Berechnungen und

die daran anschließende psychoakustische Bewertung generiert werden. Somit ließe sich mit diesem neuen Ansatz der gängigen Praxis entgegenwirken, akustische Untersuchungen und die sich daraus typischerweise ergebende Forderung nach akustischen Verbesserungen erst nach Fertigstellung eines Fahrzeugprototyps anzugehen. Diese stark auf Experimenten basierende Vorgehensweise erfordert zeit- und kostenintensive Iterationsschleifen, um der akustischen Wunschvorstellung schrittweise näher zu kommen.

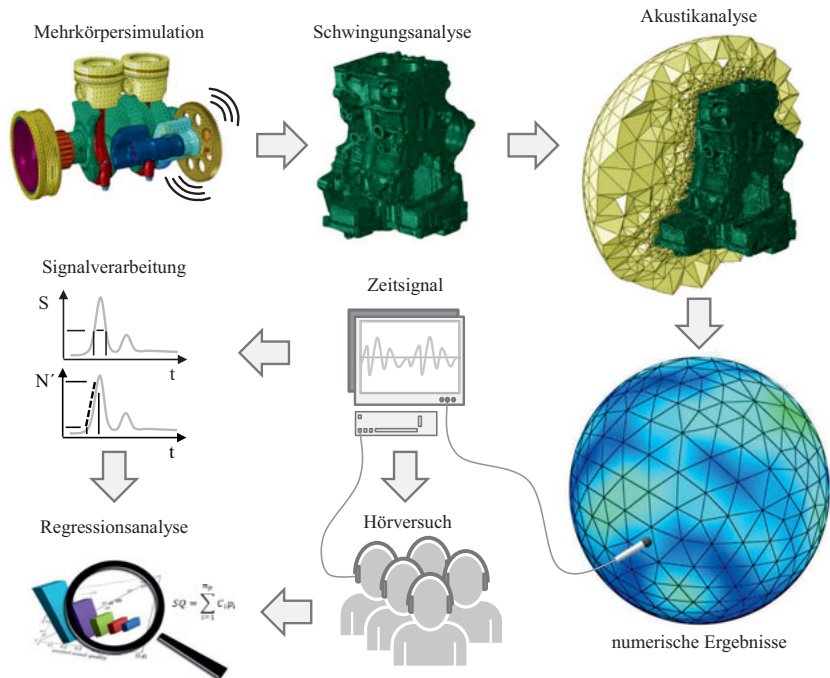


Abbildung 2.3: Ganzheitliche Methodik zur Bewertung von Motorgeräuschen hinsichtlich der auditiven Wahrnehmung des Menschen

In Abbildung 2.3 ist die ganzheitliche Simulationemethodik in einer Übersichtsgrafik dargestellt. Der Ansatz besteht aus zwei Hauptbestandteilen, den numerischen und den psychoakustischen Analysen. Die numerischen Analysen beinhalten eine elastische Mehrkörpersimulation unter Berücksichtigung der hydrodynamischen Kontakte zur Ermittlung der für die Akustik wichtigen Anregungssignale, die nachfolgende Schwingungsanalyse sowie die abschließende Akustiksimulation. Als Ergebnis stehen die klassischen physikalischen Größen der Akustik im gesamten umgebenden Luftvolumen zur Verfügung. Diese Ergebnisse können für die psychoakustische Modellbildung hörbar gemacht und für repräsentative virtuelle Mikrofonpositionen analysiert werden. Die so gewonnenen Zeitsignale werden einem Signalverarbeitungsprozess unterzogen und bilden die Grundlage für die Berechnung der psychoakustischen Grundparameter wie beispielsweise Lautheit, Rauigkeit

und Schärfe. Die simulierten Motorgeräusche können nach der Auralisierung auch durch Probanden in Hörversuchen individuell bewertet werden. Eine wichtige Frage bezüglich einer Probandenstudie ist natürlich, ob die erhaltenen Ergebnisse repräsentativ sind. Diese Frage kann durch einen entsprechenden Test auf statistische Signifikanz geklärt werden. Dabei gilt das Ergebnis als signifikant, wenn es nicht mehr durch den Zufall erklärt werden kann [61]. Abschließend werden die Ergebnisse der Signalanalyse und der Hörversuche anhand von Regressions- und Korrelationsanalysen miteinander verglichen. Für das Prognosemodell werden die objektiven Parameter verwendet, die die beste Korrelation mit der subjektiven Empfindung der Geräuschqualität aufweisen. Dabei muss es sich bei den am besten geeigneten objektiven Parametern nicht um psychoakustische Grundgrößen handeln, auch deren zeitliche Ableitungen können genutzt werden. Prinzipiell kann jeglicher aus dem Zeitsignal mit Hilfe von mathematischen Vorschriften berechenbarer Parameter genutzt werden, aber im Allgemeinen werden natürlich Parameter mit einer interpretierbaren Bedeutung bevorzugt. Nähere Details zur psychoakustischen Modellbildung werden in Kapitel 5 erläutert.

Der vorgestellte Virtual Engineering Ansatz ist nur dann für eine computergestützte akustische Optimierung geeignet, wenn auch die empfundene Geräuschqualität von Motorgeräuschen sehr gut vorhergesagt werden kann, die nicht Bestandteil des Entwicklungsprozesses des Vorhersagemodells waren. Aus diesem Grund wird in Kapitel 8.5 gezeigt, dass die psychoakustischen Modelle dazu in der Lage sind.

Die aufwendigen Hörversuche als einzige experimentelle Komponente der hier vorgestellten Methodik sind nicht mehr notwendig, wenn das Prognosemodell einmal geeignet generiert wurde, d. h. Variantenvergleiche und Optimierungen können ohne experimentellen Aufwand durchgeführt werden. Außerdem ist es natürlich möglich, die Vorhersagemodelle durch eine entsprechende Auswahl der Probanden an die gewünschte Zielgruppe anzupassen. In [62–64] wurden beispielsweise für impulshafte Fahrzeuggeräusche durch entsprechende Probandenselektion verschiedene Modelle für China, die USA und Europa generiert und miteinander verglichen. Es kann aber auch hinsichtlich alternativer Kriterien, wie Altersgruppen oder Markenzugehörigkeit, selektiert werden.

Der für die numerische Berechnung der Schallabstrahlung von Verbrennungsmotoren entwickelte Teil der Simulationsmethodik ist in Abbildung 2.4 noch einmal etwas detaillierter dargestellt. Die Berechnung beginnt im ersten Schritt mit einer elastischen Mehrkörpersimulation des Kurbeltriebs des Motors unter Berücksichtigung der elasto-hydrodynamischen Kontakte. Demzufolge ist es auch möglich, die akustischen Auswirkungen eines modifizierten Kurbeltriebsdesigns, wie beispielsweise eine Variation der Kolbenfeingeometrie (Ovalität, Balligkeit), der Desachsierung oder Schränkung, zu berechnen. Zusätzlich können die tribologischen Kenngrößen analysiert werden, die durchaus Zielkonflikte aufweisen können. Eingangsgrößen der elastischen Mehrkörpersimulation sind die Geometrie und die elastischen Eigenschaften der wesentlichen Komponenten des Kurbeltriebs sowie der Zylindergasdruckverlauf p_{Gas} , die aus der Auslegung des Motors bekannt sein müssen (siehe Abbildung 2.4(a)). Daraus lassen sich die zeitlich veränderlichen Verläufe der Kurbelwellengrundlagerkräfte, die Kolbensekundärbewegung sowie die Stöße infolge des wechselseitigen Anlegens der Kolben an die Zylinderwände berechnen. Die Interaktion von Kolben und Zylinder ist dabei als elasto-hydrodynamischer Kontakt mit Berücksichtigung von Mischreibungseffekten implementiert [65]. Zusammen mit dem aus dem Verbrennungsprozess resultierenden Zylindergasdruck bilden die Grundlagerkräfte

und die Aufschlagimpulse auf die Zylinderwände die wesentlichen akustischen Anregungsquellen.

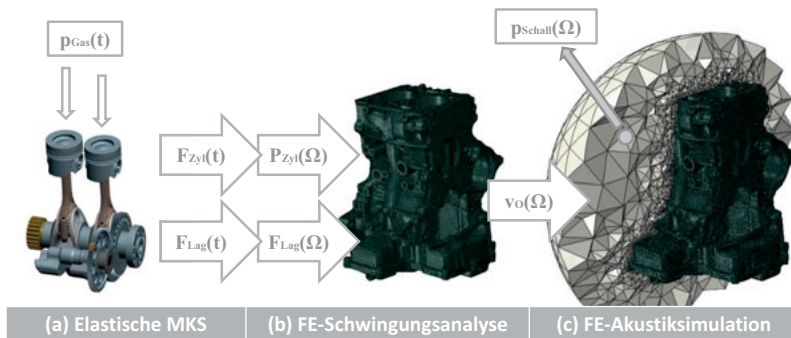


Abbildung 2.4: Numerischer Teil der ganzheitlichen Methodik bei Anwendung auf einen Verbrennungsmotor

Ohne eine derartige numerische Analyse muss für die nachfolgende Schwingungsanalyse auf experimentell bestimmte Anregungssignale zurückgegriffen werden. Dies bedeutet zum einen sehr großen Aufwand sowie die Notwendigkeit real verfügbarer Prototypen. Zum anderen können einige Anregungsmechanismen, wie die Aufschlagimpulse auf die Zylinderwände durch Kolbenquer- und -kippbewegungen sowie die Deformationen der Zylinderwände aufgrund der Zündexplosionen, nur sehr schwer bzw. gar nicht messtechnisch erfasst werden. Die elastische Mehrkörpersimulation ist also unbedingt erforderlich, um eine realistische Schwingungserregung des Motors berücksichtigen zu können. Kapitel 3 enthält die entsprechenden Details zur elastischen Mehrkörpersimulation unter Einbeziehung der elasto-hydrodynamischen Kontakte. Neben der CAD-Geometrie gibt es noch weitere wichtige Parameter für eine qualitativ hochwertige Berechnung des Pleuellagers. Dabei handelt es sich um die Ölorte und -temperatur, die Oberflächenrauheiten der Pleuellagerflächen, die Fertigungs- und Warmverzüge des Pleuellagers und der Zylinderlaufbuchse sowie die Kaltspiele.

Über den Zylindergasdruckverlauf als Eingangsgröße ist es auch möglich, Modifikationen im Verbrennungsprozess selbst, wie beispielsweise zusätzliche Einspritzungen oder geänderte Zündzeitpunkte, hinsichtlich der akustischen Auswirkungen zu analysieren. Modifikationen am Ansaug- und Abgastrakt sowie dem Turbolader, die zu Änderungen des Ladeluftvolumens, der herrschenden Strömungsverhältnisse, der Luftzu- und -abfuhr und somit zu Änderungen des Gasdruckverlaufes führen, können ebenfalls hinsichtlich der Schwingungserregung des Pleuellagers berücksichtigt werden.

Als nächster Schritt der ganzheitlichen Simulationsmethodik wird ein dreidimensionales FE-Modell des Pleuellagers (ZKG) einschließlich der wichtigsten Anbauteile benötigt (siehe Abbildung 2.4(b)). Die Anregung des ZKGs erfolgt mit den im ersten Schritt ermittelten zeitlich veränderlichen Kräften. Das Ergebnis dieser sehr zeitaufwendigen dynamischen Berechnung beinhaltet unter anderem die Schwinggeschwindigkeiten (Schnelle) an der Oberfläche des ZKGs. Im dritten Schritt folgt eine akustische Berechnung (siehe Abbildung 2.4(c)). Dazu wird ein akustisches FE-Modell

des Luftvolumens erzeugt, das den Motor umschließt. Die im zweiten Schritt berechneten Schwinggeschwindigkeiten an der Oberfläche des ZKGs werden auf das Luftvolumen übertragen und regen es an. Die dadurch erzeugten Schallwellen breiten sich aus und lassen sich als Druckschwankungen an jedem Punkt des Luftvolumens berechnen. Ausführliche Informationen zur Schwingungs- und Akustikanalyse sind in Kapitel 4 zu finden.

Wie bereits in Kapitel 1 diskutiert wurde, kann mit Hilfe von Motorkapselungen eine deutliche Reduktion der Schallemission erreicht werden. Für die optimale Auslegung einer Motorkapselung wird der in Abbildung 2.4 dargestellte Simulationsansatz erweitert. Dazu wird das Strukturmodell für die Schwingungsanalyse um die entsprechende Motorkapsel ergänzt. Damit lassen sich rechnergestützt unterschiedliche Typen von Dämmmaterialien, deren Materialaufbau, Dicke und die geometrische Form der Kapsel im Hinblick auf die menschliche Wahrnehmung der Schallabstrahlung bewerten. Somit steht ein effektiver Weg zur Bewertung konstruktiver Änderungen hinsichtlich der Akustik zur Verfügung. Dieser Weg weist im Vergleich zum bisherigen Vorgehen den immensen Vorteil auf, dass auralisierte Simulationsergebnisse genutzt werden und keine realen Prototypen erforderlich sind.

Hinsichtlich des numerischen Teils der präsentierten ganzheitlichen Methodik (Abbildung 2.4) gibt es einige Veröffentlichungen, die ähnliche Ansätze bzw. Teile davon beinhalten, um das akustische Verhalten von Verbrennungsmotoren auf numerischem Wege zu bestimmen. Nachfolgend wird erläutert, inwiefern die in dieser Arbeit vorgestellte Methodik eine Weiterentwicklung der bekannten Lösungsansätze darstellt.

Es gibt Veröffentlichungen, wie beispielsweise [66], die sich ausschließlich auf eine Schwingungs- und Akustikanalyse fokussieren, ohne zuvor eine Mehrkörpersimulation durchzuführen. Auf diesem Wege kann, wie bereits erläutert, keine realistische Anregung berücksichtigt werden. Die Ansätze, die eine Mehrkörpersimulation beinhalten, unterscheiden sich stark in der Modellierungstiefe und den modellierten physikalischen Effekten. 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 [67] wurde als erster Schritt in diese Richtung zumindest die Kurbelwelle mit elastischen Eigenschaften versehen. Während in [68] 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 ZKGs eine wichtige Rolle und sind zum anderen beim Ölfilm zwischen Kolben und Zylinder bzw. der Zylinderlaufbuchse von essentieller Bedeutung. In [69] und [70] wurden die elasto-hydrodynamischen Wechselwirkungen zwischen Kolben und Zylinderbuchse bereits mit berücksichtigt, 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 [71], [72] und [73] dargestellt. Dabei werden die Probleme der Strukturdynamik und der Hydrodynamik gemeinsam und rückwirkungsbehaftet innerhalb der Mehrkörpersimulation gelöst.

In allen hier aufgeführten Studien wurden lediglich die Strukturschwingungen berechnet und als Bewertungsgröße für das akustische Verhalten des Verbrennungsmotors herangezogen. Allerdings ist die durch den Verbrennungsprozess bedingte Schallabstrahlung des

Motors in das umgebende Luftvolumen von essentieller Bedeutung für eine Bewertung des akustischen Verhaltens. Hohe Schwingungsamplituden müssen nicht unbedingt mit einem hohen Abstrahlgrad [74] einhergehen. Außerdem treten Reflexionen und Interferenzeffekte der Schallwellen auf, die unter anderem zu Verstärkungen oder Auslöschungen führen können. Diese wichtigen Effekte werden nicht berücksichtigt, wenn ausschließlich die Oberflächenschnellen der Struktur für die Bewertung herangezogen werden und der Schalldruck im umgebenden Luftvolumen nicht ermittelt wird. Aus diesem Grund wird in der hier präsentierten ganzheitlichen Methodik auch der resultierende Schalldruck in der Umgebungsluft mit Hilfe der FEM berechnet. Dabei werden der Verbrennungsprozess, die Kurbeltriebdynamik mit Kolbensekundärbewegung und die elasto-hydrodynamischen Wechselwirkungen in den Schmierfilmen berücksichtigt. Als zusätzliche Weiterentwicklung gegenüber bisher veröffentlichten Ansätzen werden die Simulationsergebnisse hörbar gemacht und psychoakustischen Analysen unterzogen, um das berechnete akustische Verhalten des Motors hinsichtlich der auditiven Wahrnehmung des Menschen bewerten zu können.

Kapitel 3

Elastische Mehrkörpersimulation unter Berücksichtigung der Hydrodynamik

Ein Verbrennungsmotor wird sowohl durch die aus der Kurbeltriebbewegung resultierenden Massen- und Zwangskräfte als auch direkt durch den Gasdruck im Zylinder zu Schwingungen angeregt. Eine Möglichkeit zur Bestimmung dieser Größen stellt die Mehrkörpersimulation (MKS) unter Einbeziehung der tribologischen Systeme des Kurbeltriebs dar. Dabei werden die Kurbelwellenhauptlager und die Lagerung des Kolbens im Zylinder sowie die Schmierfilme im großen und kleinen Pleuelauge berücksichtigt. In allen Fällen sorgt ein trennender Schmierfilm für die Kraftübertragung zwischen den Lagerpartnern. Der dabei im Öl entstehende Druck kann so groß sein, dass die resultierenden Verformungen der Lagerbestandteile in der Größenordnung des Schmierpalts liegen und somit den Druckaufbau beeinflussen. Dieser hydrodynamische Druckaufbau wird durch die Reynoldssche Differentialgleichung beschrieben, welche simultan zur Berechnung der Strukturverformung sowie der globalen Bewegung gelöst werden muss. Die Berechnung der Elasto-Hydrodynamik des Kurbeltriebs und die elastische Mehrkörpersimulation werden mit Hilfe eines geeigneten MKS-Programms durchgeführt. Nachfolgend wird auf die wesentlichen Punkte der elastischen Mehrkörpersimulation unter Berücksichtigung der Hydrodynamik eingegangen, um ein tiefergreifendes Verständnis für die in der Motorakustik wichtigen Anregungsquellen und die dabei auftretenden Wechselwirkungen zu entwickeln. Für ein realistisches Ergebnis der späteren Akustiksimulation ist die Berechnung aller wesentlichen Anregungskräfte essentiell. Darüber hinaus werden in diesem Kapitel wichtige Fragestellungen hinsichtlich der Effizienz einzelner Berechnungsschritte und -methoden diskutiert, die sich direkt auf den erforderlichen Gesamtaufwand des entwickelten ganzheitlichen Simulationsansatzes auswirken.

3.1 Elastische Mehrkörpersimulation

Die MKS stellt ein geeignetes Mittel sowohl zur Berechnung der Bewegung von starren als auch von elastischen Körpern unter Wirkung äußerer Lasten dar. Ausgehend von der Starrkörperbewegung und der dieser Bewegung überlagerten, als klein angenommenen, elastischen Deformation kann die nachfolgende nichtlineare Bewegungsdifferentialgleichung abgeleitet werden [75].

$$\mathbf{M}_{MKS}(\mathbf{u}) \ddot{\mathbf{z}} + \mathbf{h}_\omega(\omega, \mathbf{u}, \dot{\mathbf{u}}) + \mathbf{h}_{el}(\mathbf{u}, \dot{\mathbf{u}}) = \mathbf{h}_a(\mathbf{z}, \dot{\mathbf{z}}) \quad (3.1)$$

In Gl. (3.1) bezeichnet \mathbf{M}_{MKS} die Massenmatrix des Systems, welche beispielsweise über die Verschiebung des Schwerpunktes von den Deformationen \mathbf{u} abhängig ist. Der Vektor $\mathbf{z} = [\mathbf{r}, \boldsymbol{\omega}, \mathbf{u}]^T$ fasst die Starrkörperfreiheitsgrade und die elastischen Freiheitsgrade zusammen. Der Vektor \mathbf{h}_ω auf der linken Seite von Gl. (3.1) repräsentiert die gyroskopischen sowie die Zentrifugal- und Corioliskräfte und der Vektor \mathbf{h}_{el} beinhaltet die Rückstellkräfte und Dämpfung infolge der Elastizität der Struktur [75]. Die rechte Seite umfasst schließlich alle äußeren, auf den Körper wirkenden Kräfte in \mathbf{h}_a , wobei auch die Interaktion zwischen den Körpern, insbesondere also die vom Ölfilm zu übertragenden Kräfte, enthalten sind [76].

Zur Lösung im Zeitbereich wird Gl. (3.1) in den Zustandsraum transformiert, um aus der gewöhnlichen Differentialgleichung zweiter Ordnung ein System von zwei gewöhnlichen Differentialgleichungen erster Ordnung zu erzeugen (siehe Gl. (3.2)). Die Transformation in den Zustandsraum stellt keine Vereinfachung dar und verursacht keine Einschränkungen. Demzufolge werden keine zusätzlichen Fehler induziert. Die Transformation in den Zustandsraum ist üblich, da für die numerische Lösung eines Systems aus linearen Differentialgleichungen erster Ordnung eine viel breitere Auswahl an Lösungsalgorithmen existiert. Spezielle Algorithmen für die Lösung gewöhnlicher Differentialgleichungen zweiter Ordnung sind im Vergleich dazu selten. Durch die fachdisziplinübergreifende vorwiegende Anwendung von Lösungsalgorithmen für lineare Differentialgleichungen erster Ordnung ist in diese wesentlich mehr Entwicklungsarbeit geflossen, wodurch ein breites Spektrum an effizienten Algorithmen zur Verfügung steht, das eine problemorientierte Auswahl ermöglicht.

$$\begin{bmatrix} \dot{\mathbf{y}} \\ \mathbf{M}_{MKS}(\mathbf{u}) \dot{\mathbf{y}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dot{\mathbf{z}} \\ -\mathbf{h}_\omega(\boldsymbol{\omega}, \mathbf{u}, \dot{\mathbf{u}}) - \mathbf{h}_{el}(\mathbf{u}, \dot{\mathbf{u}}) + \mathbf{h}_a(\mathbf{z}, \dot{\mathbf{z}}) \end{bmatrix} \quad (3.2)$$

Die Nichtlinearität des Problems aufgrund der zusätzlichen tribologischen Interaktion bewirkt, dass kleine Änderungen des Weges zu großen Änderungen der daraus berechneten Kräfte führen können. Ein solches Verhalten tritt bei sogenannten steifen Differentialgleichungen auf und führt bei der Anwendung expliziter Lösungsalgorithmen zu sehr kleinen Zeitschrittweiten. Aus diesem Grund ist es im Hinblick auf den erforderlichen Rechenaufwand empfehlenswert, auf implizite Lösungsalgorithmen zurückzugreifen, da diese größere Zeitschrittweiten ermöglichen. Für die hier betrachtete Anwendung hat sich der in [77] beschriebene Algorithmus als besonders geeignet erwiesen.

Die elastischen Strukturen werden bei dem hier präsentierten Vorgehen mit Hilfe der FEM [78] diskretisiert, wodurch das entstehende Gleichungssystem eine große Anzahl an Freiheitsgraden aufweist. Um den numerischen Aufwand so gering wie möglich zu halten, muss die Anzahl der Freiheitsgrade möglichst klein und die FE-Diskretisierung demzufolge möglichst grob gehalten werden. Außerdem wird eine modale Reduktion der FE-Modelle genutzt, um die Anzahl der Unbekannten zu reduzieren und die einzelnen Gleichungen zu entkoppeln [79].

$$[\mathbf{K}_u - \omega_j^2 \mathbf{M}_u] \boldsymbol{\Phi}_j = \mathbf{0} \quad \Rightarrow \quad \mathbf{u} = \boldsymbol{\Phi} \mathbf{q}_u \quad (3.3)$$

Darin sind \mathbf{M}_u die Massen- und \mathbf{K}_u die Steifigkeitsmatrix, ω_j die Eigenfrequenzen, \mathbf{q}_u die modalen Verformungen und \mathbf{u} die aus der Superposition der einzelnen Eigenformen $\boldsymbol{\Phi}$ bestehende Gesamtverformung der Struktur. Es kann vorab eine Reduktion auf sogenannte Hauptfreiheitsgrade vorgenommen werden, die für die Beschreibung der auftretenden Deformationen von besonderer Bedeutung sind. Für diese Reduktion können verschiedene Verfahren zum Einsatz kommen. In [80] werden beispielsweise die Guyan-Reduktion [81],

die Craig-Bampton-Reduktion [82], die IRS-Reduktion (Improved Reduction System Method) [83] und die SEREP-Reduktion (System Equivalent Expansion Reduction Process) [84] miteinander verglichen. Als Anwendungsbeispiel dient in [80] ein Pleuel im Rahmen einer Kurbeltriebberechnung. Alle vier Reduktionsverfahren zeigten dabei sehr ähnliche Ergebnisse. Größere Unterschiede sind ausschließlich hinsichtlich der berechneten Eigenfrequenzen im sehr hohen Frequenzbereich beobachtbar. Im Beispiel handelt es sich dabei um die 188. Eigenfrequenz bei über 120 kHz. Außerdem unterschieden sich die Verfahren bezüglich der erforderlichen Rechenzeit um einen Faktor bis zu zwei. Die Guyan-Reduktion ist die einfachste und zeitgleich die ungenaueste Methode. Die Craig-Bampton-Reduktion schneidet im Vergleich ähnlich schlecht ab. Das SEREP-Verfahren ist laut dem Vergleich in [80] zwar das genaueste, kann allerdings zu Problemen führen, wenn zu viele Eigenmoden beteiligt sind. In diesem Fall ist die Orthogonalitätsbedingung der Eigenformen teilweise nicht mehr erfüllt. Die IRS-Reduktion weist diesen Nachteil nicht auf, führt aber zu Ergebnissen, die gegen die Ergebnisse der SEREP-Reduktion konvergieren. Deshalb wird in [80] die IRS-Reduktion hinsichtlich der Genauigkeit empfohlen. Aus diesem Grund wird auch in der vorliegenden Arbeit auf diese Methode zurückgegriffen.

Die Auswahl der zu berücksichtigenden Eigenformen Φ_j und die Anzahl der Freiheitsgrade ist so zu wählen, dass einerseits die wesentlichen Deformationen abgebildet werden können und andererseits die gewünschten Knoten zur Auswertung der elastischen Verformungen zur Verfügung stehen. Das Spektrum der in der Anregung enthaltenen Frequenzen stellt ein Maß für die zu berücksichtigenden Eigenformen dar. Außerdem muss dem später in der Akustiksimulation analysierten Frequenzbereich Rechnung getragen werden, d. h. es müssen mindestens alle in diesem Frequenzbereich vorkommenden Eigenformen berücksichtigt werden. Außerdem muss die verwendete Diskretisierung fein genug sein, um die Wellenlänge der größten interessierenden Frequenz adäquat abbilden zu können. Darüber hinaus sind aufgrund der Form der hydrodynamischen Druckverteilung im Schmierspalt Verformungsanteile zu erwarten, die ausschließlich durch sehr hochfrequente Eigenformen abgebildet werden können. Unter diesen Bedingungen wurde in [80] ein Verfahren zur Identifikation geeigneter Eigenformen entwickelt. Dieses Verfahren geht von einer hydrodynamischen Lastverteilung $\mathbf{f}_u(t_i)$ aus, welche mit einem starren Modell für einen Arbeitszyklus berechnet wurde. Mit dieser Lastverteilung lassen sich die modalen Verformungen \mathbf{q}_u einer jeden Eigenform Φ aus

$$\Phi^T \mathbf{K}_u \Phi \mathbf{q}_u(t_i) = \Phi^T \mathbf{f}_u(t_i) \quad (3.4)$$

bestimmen. Der Ansatz, ein starres Modell zu verwenden, ist ausschließlich für langsam bewegte elastische Körper mit geringen Dämpfungswerten zulässig [80]. Im vorliegenden Anwendungsfall kann diese Vorgehensweise nach [80] dennoch genutzt werden, da insbesondere hochfrequente Eigenformen gesucht werden, die in der Lage sind, die lokalen Deformationen abzubilden, die durch die hydrodynamischen Lasten verursacht werden. Die Trägheitskräfte spielen in diesem Zusammenhang eine untergeordnete Rolle, da sich die daraus resultierenden Verformungen sehr gut durch die dominanten tieffrequenten Eigenmoden beschreiben lassen. Mit Gl. (3.5) können die modalen Beteiligungsfaktoren MBF_j , also die prozentualen Beteiligungen der jeweiligen Eigenform Φ_j , an den resultierenden elastischen Verformungen \mathbf{u} bestimmt werden.

$$MBF_j(t_i) = \frac{|q_{u_j}(t_i)|}{\sum_j |q_{u_j}(t_i)|} \cdot 100\% \quad (3.5)$$

Anschließend werden diejenigen Eigenformen Φ_j selektiert, deren Beteiligung oberhalb einer vorab für den konkreten Anwendungsfall definierten Schranke liegt. Alternativ kann eine frei gewählte Anzahl von zu berücksichtigenden Eigenformen festgelegt werden. Allerdings birgt diese Vorgehensweise einerseits die Gefahr, Eigenformen mit nicht zu vernachlässigender Amplitude bzw. modaler Beteiligung außer Acht zu lassen. Andererseits kann diese Vorgehensweise dazu führen, dass unnötige Eigenformen mit berücksichtigt werden, deren Einfluss auf das Gesamtschwingungsverhalten marginal ist. Dies führt zu unnötigen Freiheitsgraden und einer Erhöhung des Rechenaufwandes ohne eine nennenswerte Verbesserung der Ergebnisqualität. Handelt es sich bei der höchsten zu berücksichtigenden Eigenform um eine nicht notwendige, wird der Zeitintegrator darüber hinaus zu unnötig kleinen Zeitschrittweiten gezwungen, welche sich wiederum negativ auf die erforderliche Rechenzeit auswirken. Aus diesem Grund wird diese Möglichkeit in der vorliegenden Arbeit nicht weiter verfolgt. Als Endergebnis der elastischen MKS stehen Deformationswege und -geschwindigkeiten sowie Kräfte an den definierten Auswertungsknoten (Markern) zur Verfügung, welche im Nachgang als Eingangsgrößen für die Simulation der Strukturdynamik des gesamten Rumpfmotors verwendet werden.

3.2 Elasto-Hydrodynamik

Die Schmierfilmdynamik stellt ein Problem der Strömungsmechanik dar. Im Fall eines klassischen Verbrennungsmotors muss die Elasto-Hydrodynamik im großen und kleinen Pleuelauge, den ZKG-Grundlagern, am Kolbenbolzen sowie zwischen Kolben und Zylinder berücksichtigt werden. Nachfolgend dient der Kolben-Zylinder-Kontakt als Erklärungsbeispiel, um die Vorgehensweise zu erläutern. Ausgehend von der Impuls- und Massenbilanz am infinitesimalen Volumenelement kann unter Annahme eines Newtonschen Fluids und unter Berücksichtigung der Größenverhältnisse im Schmierspalt sowie ideal glatter Oberflächen die Reynoldssche Differentialgleichung abgeleitet werden [85].

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6(u_1 + u_2) \frac{\partial h}{\partial x} + 6(v_1 + v_2) \frac{\partial h}{\partial y} + 12 \frac{\partial h}{\partial t} \quad (3.6)$$

Die resultierende Gleichung (3.6) beschreibt den Aufbau des hydrodynamischen Drucks p in Abhängigkeit des zeit- und ortsveränderlichen Schmierspalt h , der Geschwindigkeiten der Lageroberflächen u_1, u_2, v_1, v_2 und der dynamischen Viskosität des Öls η . Dabei kennzeichnet der Index 1 die lokale Geschwindigkeit des Kolbens und der Index 2 die lokale Geschwindigkeit des Zylinders. Die Geschwindigkeiten in Querrichtung sind u_1, u_2 und v_1, v_2 sind diejenigen in Hubrichtung. Eine analytische Lösung von Gl. (3.6) ist nur für geometrische Grenzfälle möglich. Aus diesem Grund wird eine numerische Lösung mittels FEM unter Anwendung eines Galerkin Ansatzes [86] gewählt. Nach partieller Integration der linken Seite von Gl. (3.6) und Beachtung der implizit erfüllten Neumannschen Randbedingungen ergibt sich die schwache Formulierung des Problems in folgender Form:

$$\int_G \left(\frac{h^3}{\eta} \left(\frac{\partial p}{\partial x} \frac{\partial a}{\partial x} + \frac{\partial p}{\partial y} \frac{\partial a}{\partial y} \right) + 6a \left((u_1 + u_2) \frac{\partial h}{\partial x} + (v_1 + v_2) \frac{\partial h}{\partial y} + 2 \frac{\partial h}{\partial t} \right) \right) dG = 0 \quad , \quad (3.7)$$

mit $a(x, y)$ als Gewichtsfunktion [87]. Unter Einführung der üblichen FE-Ansätze für den Druck $p(x, y, t) = \mathbf{N}^T(x, y) \cdot \mathbf{p}(t)$ und für die Gewichtsfunktion $a(x, y) = \mathbf{N}^T(x, y) \cdot \mathbf{a}$ ergibt sich in Gl. (3.8) ein lineares Gleichungssystem zur Berechnung des Druckes \mathbf{p} .

$$\mathbf{K} \cdot \mathbf{p} = \mathbf{r} \quad (3.8)$$

Die Matrix \mathbf{K} in Gl. (3.8) enthält alle Terme der linken Seite von Gl. (3.6), während im Vektor \mathbf{r} in Gl. (3.8) die Störglieder der rechten Seite von Gl. (3.6) eingehen. Zu beachten ist, dass aufgrund der Struktur der schwachen Form in Gl. (3.7), die ausschließlich erste Ableitungen enthält, lediglich lineare Formfunktionen \mathbf{N} erforderlich sind.

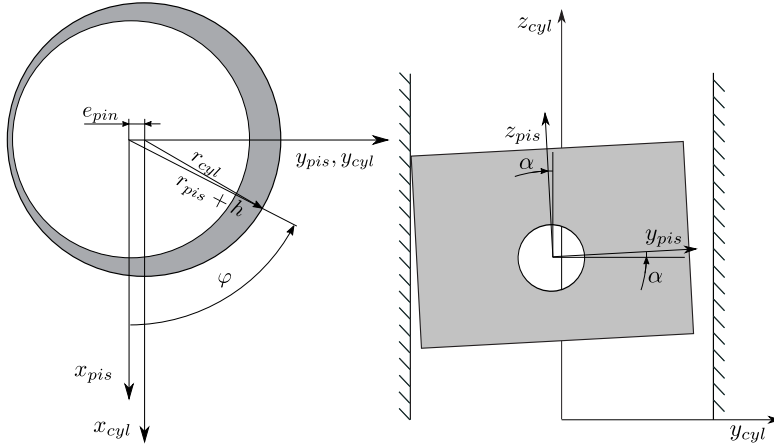


Abbildung 3.1: Bestimmung der Schmierfilmdicke zwischen Kolben und Zylinder: die Draufsicht (links) zeigt die Exzentrizität e_{pin} aufgrund der seitlichen Kolbenbewegung und die Seitenansicht (rechts) zeigt die Verkipfung des Kolbens um den Winkel α , welche einen minimalen Schmierpalt bewirkt [65].

Die Bestimmung der Spaltfunktion h und deren zeitlicher Änderung $\partial h / \partial t = \dot{h}$ bedarf einer besonderen Aufmerksamkeit. Der nominelle Spalt liegt in der gleichen Größenordnung wie die zu erwartenden Verformungen. Deshalb ergibt sich die Spaltfunktion h in Gl. (3.9) als Überlagerung der Starrkörperbewegung h_{starr} und den elastischen Deformationen der über den Schmierfilm gekoppelten Kontaktpartner, wie beispielsweise Kolben u_{pis} und Zylinder u_{cyl} .

$$h = h_{starr} + u_{pis} + u_{cyl} \quad (3.9)$$

Die Starrkörperbewegungen ergeben sich aus

$$h_{starr} = (r_{cyl} - r_{pis}) \left(1 + \frac{e_{pin} + z_{pis} \sin \alpha}{r_{cyl} - r_{pis}} \cos \varphi \right) , \quad (3.10)$$

wie in Abbildung 3.1 zu erkennen ist. Für \dot{h} gilt in Analogie zu Gl. (3.9)

$$\dot{h} = \dot{h}_{starr} + \dot{u}_{pis} + \dot{u}_{cyl} . \quad (3.11)$$

Die in den Gl. (3.9) – (3.11) auftretenden Größen können mit Hilfe der elastischen Mehrkörpersimulation (Kapitel 3.1) berechnet werden. Allerdings ist zu beachten, dass Gl. (3.10) an den Kraftangriffspunkten (Markern) des Kolbens auf der Schaftfläche ausgewertet wird. Außerdem können Kolben und Zylinder unterschiedliche Diskretisierungen aufweisen und beliebige Positionen zueinander einnehmen.

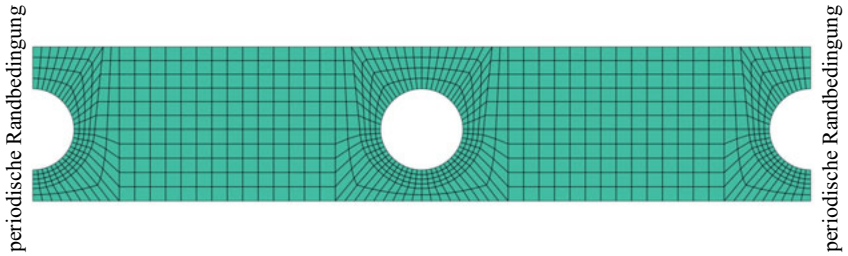


Abbildung 3.2: FE-Gebiet zur Berechnung des hydrodynamischen Drucks zwischen Kolben und Zylinder als zweidimensionale Darstellung, die aus der Abwicklung des zylindrischen Kolbenhemds resultiert

Demzufolge sind die Marker dieser beiden Körper nicht kongruent. Somit werden Interpolationen notwendig, um die Deformationen des Zylinders gemäß Gl. (3.9) an den Kolbenmarkern berücksichtigen zu können. In [88] wird gezeigt, dass sich eine bikubische Spline-Interpolation für den vorliegenden Anwendungsfall als besonders geeignet erweist. Dabei wird das Zylindernetz in Längsrichtung aufgeschnitten und abgewickelt, um das Interpolationsproblem in den zweidimensionalen Raum zu überführen. Dadurch wird der erforderliche Rechenaufwand maßgeblich reduziert. Im Zuge dieses Vorgehens muss dafür Sorge getragen werden, dass die durch das Aufschneiden induzierte Unstetigkeit mit Hilfe von periodischen Randbedingungen vermieden wird (siehe Abbildung 3.2).

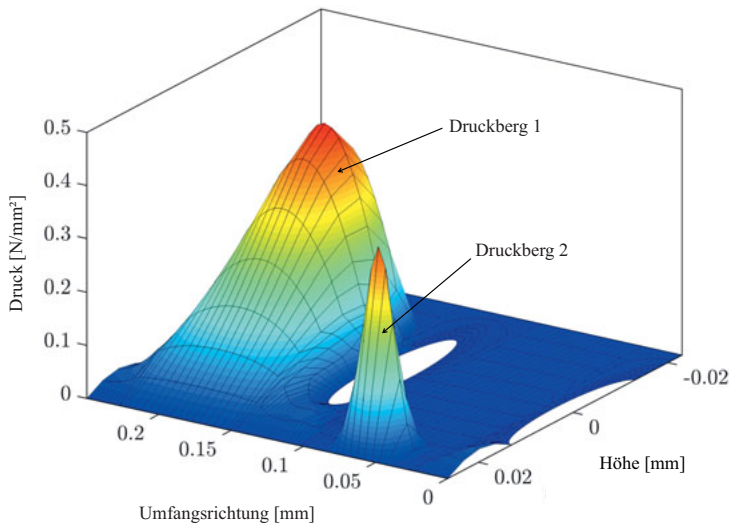


Abbildung 3.3: Verteilung des hydrodynamischen Drucks im Schmierfilm

Greenwood-Trip-Modell (die elastisch-plastische Erweiterung des Greenwood-Williamson-Modells) oder Modelle auf Basis eines elastischen Halbraums, sind in [90] zu finden. In den bisherigen Untersuchungen des dynamischen Verhaltens von Kurbeltrieben hat sich allerdings nicht gezeigt, das eine komplexere Modellierung der Oberflächenrauheit erforderlich ist. Aus diesem Grund wird in der vorliegenden Arbeit zu Gunsten der Rechenzeit auf das Modell von Greenwood und Williamson zurückgegriffen. Unter der Annahme einer Gaußverteilung $\phi(z)$ der Einzelrauheiten ergibt sich der Festkörperkontaktdruck p_{Fest} zu

$$p_{Fest} = \frac{4}{3} E_{red} \mu_m^{\frac{1}{2}} \frac{n_r}{A_0} \int_{z=s}^{\infty} (z-s)^{\frac{3}{2}} \phi(z) dz \quad . \quad (3.13)$$

In Gl. (3.13) ist n_r die Anzahl der Rauheitsgipfel und E_{red} repräsentiert den reduzierten Elastizitätsmodul der Kontaktpaarung, der wie die Größen z_m , n_r und μ_m messtechnisch ermittelt werden kann [80].

Nach der Überlagerung gemäß Gl. (3.12) werden die aus der Mischreibung resultierenden Kräfte auf die zugehörigen Kraftangriffspunkte (Marker) des MKS-Modells aufgeprägt. Dieser Vorgang muss in jedem Zeitschritt der elastischen Mehrkörpersimulation durchgeführt werden. Demzufolge muss Gl. (3.8) jedes Mal gelöst werden, wenn die Bestimmung der Rückwirkung erforderlich ist. Die Ergebnisse der Lösung von Gl. (3.8) werden anschließend in der rechten Seite von Gl. (3.1) verwendet.

3.3 Möglichkeiten zur Effizienzsteigerung der elastischen Mehrkörpersimulation

Dieses Unterkapitel knüpft an die soeben vorgestellte Berechnung des Kurbeltriebes an, die auf einer elastischen Mehrkörpersimulation mit Berücksichtigung der elasto-hydrodynamischen Interaktionen beruht. Nachfolgend wird zunächst auf die Grund- bzw. Hauptlager der Kurbelwelle eingegangen. Bei der zuvor beschriebenen Vorgehensweise wird in jedem Zeitschritt die Reynoldssche Differentialgleichung gelöst, um die hydrodynamischen Wechselwirkungen in den Kurbelwellengrundlagern zu erfassen. Dies geschieht parallel zur Berechnung der Strukturverformung und der globalen Bewegung. Es existiert allerdings eine weit verbreitete Alternative zu dieser Vorgehensweise, die bereits in einer Vorstudie [91] erfolgreich für einen Vierzylinder-Dieselmotor angewendet wurde. Dabei wird vorab ein Impedanzkennfeld der Kurbelwellengleitlager berechnet und anschließend für spätere Simulationen hinterlegt. Demzufolge erfordert die Berücksichtigung der Kurbelwellengrundlager für alle folgenden Simulationen nahezu keinen Zeit- und Berechnungsaufwand mehr. Das Impedanzkennfeld liefert in Abhängigkeit von der Position der Welle und deren Drehzahl die hinterlegten Werte für die Reaktionskraft und das Dämpfungsvermögen der Kurbelwellengrundlager, die für die elastische Mehrkörpersimulation erforderlich sind. Die Erstellung des Kennfeldes nimmt lediglich einen Bruchteil der Zeit in Anspruch, die eine EHD-Berechnung der Grundlager im Gesamtsystem benötigen würde. Diese sehr schnelle Berechnung der Grundlagerkräfte wird allerdings durch wesentliche Nachteile erkauft. Zum einen wird die Durchbiegung und Verkipfung der Kurbelwelle für die Berechnung der Lagerkräfte und des Dämpfungsvermögens nicht berücksichtigt und zum anderen sind die Grundlagerkräfte unabhängig von jeglichem am Kurbeltrieb vorgenommenen Modifikationen sowie den wirkenden äußeren Lasten, da sie lediglich von der Drehzahl und der Position der Kurbelwelle abhängig sind. Durch die fehlende Verkipfung

In Abbildung 3.6 sind die resultierenden Seitenkraftverläufe im Zylinder 3 für den Fall eines analytischen und eines EHD-Kurbeltriebes gegenübergestellt. Es wird deutlich, dass das Ergebnis des analytischen Kurbeltriebes (schwarze, gestrichelte Linie), den Verlauf der komplexeren EHD-Modellierung (rote Kurve) gut abbildet. Allerdings fällt auf, dass der analytische Seitenkraftverlauf sehr glatt ist, d. h. es handelt sich im akustischen Sinne um eine wesentlich gutartigere Anregung, da alle höherfrequenten Anregungsanteile fehlen. Die auditive Wahrnehmung des Menschen ist aber insbesondere hinsichtlich höherer Frequenzen empfindlich, selbst wenn diese lediglich geringe Amplituden aufweisen (siehe Kapitel 5). Die Differenz der Ergebnisse der beiden Modellierungsvarianten repräsentiert den Aufschlagimpuls, der eine der wesentlichen akustischen Anregungsquellen darstellt, die aus der Kurbeltriebdynamik resultieren.

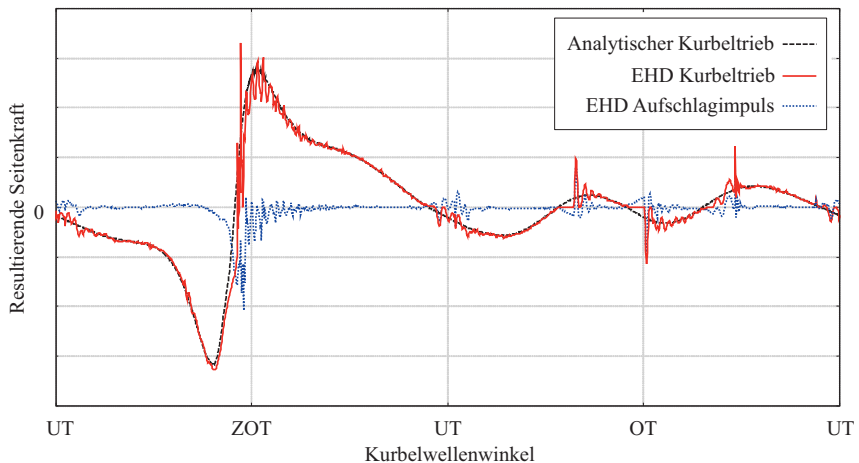


Abbildung 3.6: Berechnete Seitenkraftverläufe und Extraktion des EHD-Impulses

Der Aufschlagimpuls ist in Abbildung 3.6 als blau-gepunktete Kurve abgebildet. Es ist ersichtlich, dass der Aufschlagimpuls nicht nur zu den Anlagewechseln an den oberen und unteren Totpunkten (OT und UT) signifikante Amplituden aufweist, sondern auch zusätzlich während der Ausschub- und Ansaugphase. Die mit Abstand größten Amplituden, die etwa 65% der maximalen analytischen Seitenkraft betragen, treten nahe des Zünd-OT (ZOT) auf.

Der extrahierte Aufschlagimpuls kann verwendet werden, um ihn als zusätzlichen Offset auf die Seitenkraftverläufe der analytischen Kurbeltriebe eines Modells aufzubringen. Dabei ist die korrekte Phasenlage des jeweiligen Zylinders zu beachten. Für weitere Simulationen zur Untersuchung von Modifikationen am Motor ist demzufolge nur noch ein vereinfachtes MKS-Modell erforderlich, dass aus analytischen Kurbeltrieben besteht, die zusätzlich mit dem zuvor extrahierten EHD-Impuls beaufschlagt werden. Im Vergleich zu einer Simulation, welche die EHD-Kontakte in allen vier Zylindern berücksichtigt, ist mit der in Abbildung 3.7 dargestellten Vorgehensweise lediglich eine Berechnung mit einem EHD-Kurbeltrieb und eine Berechnung mit ausschließlich analytischen Kurbeltrieben erforderlich.

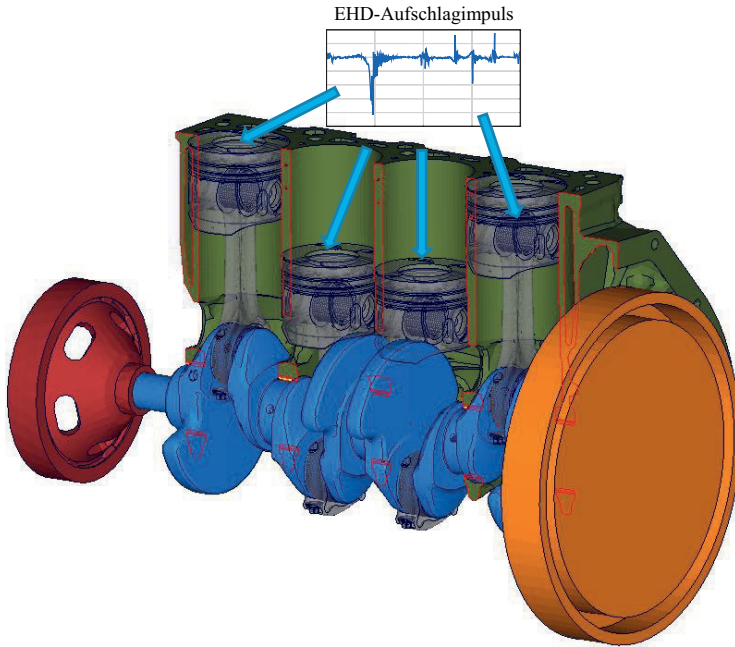


Abbildung 3.7: Aufbringen des extrahierten EHD-Impulses auf alle Einzelkurbeltriebe

Diese Möglichkeit zur Effizienzsteigerung wird besonders dann attraktiv, wenn eine Vielzahl von Variationen berechnet werden soll. Allerdings ist dabei zu beachten, dass der einmal extrahierte EHD-Aufschlagimpuls unverändert bleibt, auch wenn sich im Zuge einer Optimierung die Lasten und Geometrien ändern. Insofern gilt es, wie beim Grundlagenimpedanzkennfeld sicherzustellen, dass sich etwaige Modifikationen nur so gering auf den gesamten Kurbeltrieb auswirken, dass die Verwendung eines unveränderten Aufschlagimpulses gerechtfertigt ist. Das könnte beispielsweise bei kleineren geometrischen Änderungen am äußeren Zylinderkurbelgehäuse der Fall sein. Bei Modifikationen des Kolbens ist diese Bedingung wiederum nicht mehr zutreffend. Kritische Änderungen erfordern demnach eine Neuberechnung des modifizierten Modells inklusive EHD-Kurbeltrieb, um einen neuen Aufschlagimpuls zu berechnen. Unabhängig davon ist zu beachten, dass Unterschiede zwischen den Aufschlagimpulsen der verschiedenen Zylinder sowie deren Wechselwirkungen bei der in diesem Abschnitt beschriebenen Vorgehensweise vernachlässigt werden. Hinsichtlich der Modellierungsgenauigkeit ist daher das vollständige Modell mit EHD-Kontakten in allen Zylindern stets zu bevorzugen.

Kapitel 4

Schwingungs- und Akustiksimulation

Im vorherigen Kapitel wurde das Zusammenspiel der elastischen Mehrkörpersimulation und Elasto-Hydrodynamik näher erläutert, um die aus dem Antrieb resultierenden Impulse für die Anregung des ZKGs zu berechnen. Nachfolgend liegt das Augenmerk auf der numerischen Analyse des Schwingungsverhaltens und der Schallabstrahlung. Zur Berechnung wird dabei durchgängig die FEM genutzt. Im Anwendungskapitel 8 werden später beispielhaft einige Ergebnisse gezeigt und der gesamte numerische Teil der ganzheitlichen Methodik validiert.

4.1 Schwingungsanalyse

Das Ziel der strukturdynamischen Simulation ist es, ausgehend von den mit Hilfe der MKS berechneten Anregungen in den Zylindern und Motorlagern, die Verschiebungen bzw. die Schnellen infolge der Strukturschwingungen an der gesamten Motorstruktur zu bestimmen. Diese Größen dienen als Randbedingung für die nachfolgende Akustiksimulation. Zu diesem Zweck ist ein FE-Modell erforderlich, das infolge der Geometrieapproximation eine hohe Anzahl von Freiheitsgraden aufweist. Zur Berechnung der Verschiebungen, Geschwindigkeiten und Beschleunigungen der Motorstruktur muss das lineare Bewegungsdifferentialgleichungssystem der FEM gelöst werden.

$$\mathbf{M}_u \ddot{\mathbf{u}}(\mathbf{x}, t) + \mathbf{C}_u \dot{\mathbf{u}}(\mathbf{x}, t) + \mathbf{K}_u \mathbf{u}(\mathbf{x}, t) = \mathbf{f}_u(t) \quad (4.1)$$

Die Zeitintegration in Gl. (4.1) erfordert aus Stabilitätsgründen eine sehr kleine Zeitschrittweite und somit einen sehr großen Berechnungsaufwand. Um hohe Rechenzeiten zu vermeiden, wird, wie in [93] dargestellt, anstelle einer Lösung im Zeitbereich eine Lösung im Frequenzbereich bevorzugt. Die aus der MKS stammenden Anregungen werden zu diesem Zweck zunächst mittels Fast Fourier Transformation (FFT) [94] in den Frequenzbereich transformiert. Mit Hilfe des harmonischen Zeitansatzes $\mathbf{u}(\mathbf{x}, t) = \tilde{\mathbf{u}}(\mathbf{x}) e^{i\Omega t}$ und $\mathbf{f}_u(t) = \tilde{\mathbf{f}}_u e^{i\Omega t}$ werden die Unbekannten in Gl. (4.1) ebenfalls in den Frequenzbereich transformiert. Damit ergibt sich aus Gl. (4.1) die folgende Darstellung im Frequenzbereich

$$(-\Omega^2 \mathbf{M}_u + i\Omega \mathbf{C}_u + \mathbf{K}_u) \tilde{\mathbf{u}}(\mathbf{x}) = \tilde{\mathbf{f}}_u \quad (4.2)$$

In den Gleichungen (4.1) und (4.2) sind \mathbf{M}_u die Massenmatrix, \mathbf{C}_u die Dämpfungsmatrix und \mathbf{K}_u die Steifigkeitsmatrix. Des Weiteren sind in Gl. (4.1) $\ddot{\mathbf{u}}(\mathbf{x}, t)$ die Beschleunigung, $\dot{\mathbf{u}}(\mathbf{x}, t)$ die Geschwindigkeit, $\mathbf{u}(\mathbf{x}, t)$ die Verschiebung und $\mathbf{f}_u(t)$ sind die von außen auf das System wirkenden zeitabhängigen Kräfte. In Gl. (4.2) repräsentiert $\tilde{\mathbf{u}}$ die komplexe Amplitude der Verschiebungen, $\tilde{\mathbf{f}}_u$ beinhaltet die äußeren frequenzabhängigen Kräfte, i ist die imaginäre Einheit und Ω ist die Kreisfrequenz der Systemanregung.

Wie bereits in Kapitel 3 erörtert, werden die MKS-Simulationen aus Gründen der Rechenzeit mit einer minimalen Anzahl von Freiheitsgraden durchgeführt. Deshalb ist die in der MKS verwendete FE-Diskretisierung sehr viel gröber als die Diskretisierung für die strukturdynamischen Berechnungen. Für die Schwingungs- bzw. Akustikanalyse ist eine feinere Vernetzung erforderlich, um alle Geometriedetails, wie beispielsweise dünnwandige Verrippungen, auflösen und somit alle daraus resultierenden akustischen Wechselwirkungen berücksichtigen zu können.

Die integral wirkenden Grundlagerkräfte F_{Lag} können problemlos auf das FE-Modell der Schwingungsanalyse aufgeprägt werden (siehe Abbildung 2.4(a),(b)). Im Gegensatz dazu ergibt sich beim Aufprägen der lokalen, aus dem Kolbenschlag, dem Schmierfilm sowie dem Gasdruck entstehenden Kräfte auf die Zylinderwand ein Problem infolge der nicht koinzidenten Diskretisierungen. Zur direkten Verwendung der Knotenkraftverläufe aus der MKS müssten die Diskretisierungen identische Knotenanzahl und -koordinaten aufweisen. Ist dies nicht der Fall, ist darauf zu achten, dass bei der Übertragung der Belastung nicht nur die leicht zu realisierende statisch äquivalente Belastung erfasst wird. Es muss sichergestellt werden, dass trotz der unterschiedlichen Diskretisierung eine energieäquivalente Belastung erreicht wird.

In Abbildung 2.4(a),(b) ist zu erkennen, dass die Grundlagerkräfte F_{Lag} nach der Transformation in den Frequenzbereich direkt als Kräfte auf das Strukturmodell der Schwingungsanalyse aufgeprägt werden können. Im Gegensatz dazu werden die aus Kolbenschlag und Zündung resultierenden Anregungen der Zylinderwand als lokal definierte Drücke P_{Zyl} eingebracht. Diese Drücke werden auf den Mittelpunkten der beteiligten Elementflächen des strukturdynamischen FE-Modells definiert. Zu diesem Zweck werden die zugehörigen Mittelpunktskordinaten an die MKS-Software übergeben. Innerhalb der MKS-Software werden mit Hilfe der Ansatzfunktionen des Drucks die Druckamplituden an den übergebenen Flächenmittelpunkten berechnet. Erst im Anschluss werden diese Anregungen ihrerseits mittels FFT in den Frequenzbereich transformiert (siehe Abbildung 2.4(a),(b)). Diese Vorgehensweise stellt eine Weiterentwicklung gegenüber früheren Ansätzen auf Basis von Interpolationen [95] dar, da zusätzliche Interpolationsfehler vermieden werden.

Aufgrund der Tatsache, dass für das beschriebene Vorgehen die in der MKS-Software genutzten Ansatzfunktionen des Drucks verwendet werden, bieten sich offene bzw. selbstgeschriebene MKS-Softwaresysteme an, da sich zum einen die Schnittstellenprogrammierung einfacher gestaltet und zum anderen die Ansatzfunktionen zur Verfügung stehen. Für den Fall, dass ausschließlich kommerzielle Software zur Verfügung steht, bei der keine Informationen über die intern verwendeten Ansatzfunktionen vorliegen, muss auf Interpolationsverfahren zurückgegriffen und die somit zusätzlich eingebrachte Ungenauigkeit in Kauf genommen werden.

In der Simulation müssen alle Schritte des Arbeitsprozesses eines Verbrennungsmotors (Ansaugen, Verdichten, Zünden, Ausschieben) erfasst werden. Im vorliegenden Fall handelt es sich um einen Viertaktmotor. Demzufolge müssen die mittels MKS berechneten zeitlichen Kraft- bzw. Verschiebungsverläufe mindestens über eine Kurbelwellendrehung von 720° als Eingangsgröße für die Schwingungsanalyse übergeben werden. Dabei ist darauf zu achten, dass sich das Mehrkörpersystem bereits im eingeschwungenen bzw. stationären Zustand befindet und alle auftretenden Anfangsstörungen bereits abgeklungen sind. Um dies sicherzustellen wird hier empfohlen, mindestens fünf volle Arbeitszyklen innerhalb der MKS zu berechnen und lediglich den letzten Arbeitszyklus als Grundlage der nachfolgenden Simulationen zu verwenden. Nach der Transformation der so ermittelten

Anregungen in den Frequenzbereich ist es wichtig, die Information über die Zündreihenfolge nicht zu verlieren. Deshalb werden auf alle Zylinder die ermittelten Lastspektren mit der zugehörigen Phasenverschiebung aufgebracht. Es wird bei dieser Vorgehensweise also davon ausgegangen, dass keine Unterschiede zwischen den aufeinander folgenden Zündsequenzen auftreten. Mögliche Schwankungen während der Arbeitszyklen, wie beispielsweise ein leicht variierender Zylindergasdruckverlauf, werden nicht berücksichtigt. Außerdem wird zu Gunsten des Gesamtaufwandes des ganzheitlichen Ansatzes von einem bereits warmgelaufenen Motor ausgegangen. Anderenfalls müsste der gesamte Aufwärmprozess inklusive der Auswirkungen auf das Schwingungsverhalten, die Kurbeltriebdynamik und die Interaktionen im Schmierspalt mit einbezogen werden [96].

Wie bereits erörtert, benötigt die Auflösung der Geometriedetails des Motors eine feine Diskretisierung und folglich eine hohe Anzahl an Freiheitsgraden. Eine prominente Methode zur Reduzierung des erforderlichen Rechenaufwandes ist die Berechnung des Schwingungsverhaltens unter Nutzung der Eigenformen des Systems (siehe Gl. (3.4) in Kapitel 3.1). Eine Reduktion auf modale Freiheitsgrade ist im vorliegenden Beispiel ausschließlich für die Motorstruktur möglich, da die Umgebungsluft unter Freifeldbedingungen keine stehenden Wellen ausbilden kann. Entsprechende Fluideigenformen treten ausschließlich innerhalb von akustisch abgeschlossenen Kavitäten auf.

Die modale Reduktion von FE-Modellen kann im Rahmen einer Schwingungsanalyse zu Problemen führen, wenn das Dämpfungsmodell ungeeignet ist. Die modal reduzierten Modelle sind dann lediglich in der Lage, das qualitative Verhalten der unreduzierten Modellierung abzubilden [97]. Die Abbildung 4.1 zeigt zur Verdeutlichung die Ergebnisse der in [97] untersuchten unterschiedlichen Dämpfungsmodellierungen. Der Vergleich des unreduzierten FE-Modells mit dem reduzierten Modell unter Berücksichtigung der ersten 30 und der ersten 100 Eigenformen zeigt, dass die Berücksichtigung der ersten 30 Eigenformen für diesen Anwendungsfall bereits ausreichend ist, wenn eine adaptierte modale Dämpfung verwendet wird. Adaptierte modale Dämpfung bedeutet in diesem Zusammenhang, dass die Dämpfung so modelliert wird, dass sie der Dämpfungsmodellierung des unreduzierten Modells möglichst nahe kommt.

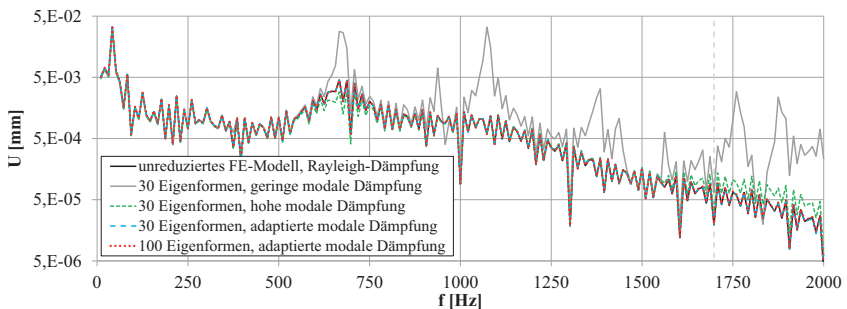


Abbildung 4.1: Frequenzgänge des unreduzierten FE-Modells und des modal reduzierten Modells unter Anwendung verschiedener Dämpfungsmodellierungen

In Abbildung 4.2 sind die Schwingungsformen des Motors, die mit Hilfe unterschiedlicher Dämpfungsmodellierungen berechnet worden sind, beispielhaft für die Frequenz von 1698 Hz gegenübergestellt. Dabei wurden die gleichen Dämpfungsmodellierungen wie in Abbildung 4.1 untersucht.

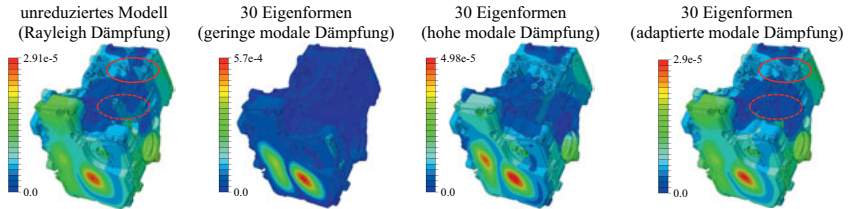


Abbildung 4.2: Vergleich der Schwingungsamplituden bei 1698 Hz (grau-gestrichelte Linie in Abbildung 4.1) des unreduzierten FE-Modells mit denen des modal reduzierten Modells unter Anwendung verschiedener Dämpfungsmodellierungen

Es wird deutlich, dass es von essentieller Bedeutung ist, die Dämpfung korrekt zu modellieren, um das Schwingungsverhalten mit Hilfe eines modal reduzierten Modells auch bezüglich der auftretenden Amplituden ausreichend genau berechnen zu können. Außerdem bestätigt Abbildung 4.2 noch einmal, dass die Berücksichtigung der ersten 30 Eigenformen in diesem Fall bereits sehr gute Ergebnisse liefert. Allerdings ist auch zu erkennen, dass erwartungsgemäß immer noch kleinere Abweichungen im berechneten Schwingungsverhalten zu beobachten sind. Zwei Beispiele dafür sind in Abbildung 4.2 durch die roten Ellipsen gekennzeichnet.

Bezüglich der Rechenzeit führt die modale Reduktion zu einer erheblichen Effizienzsteigerung. Im vorliegenden Fall benötigt die Berechnung des unreduzierten Modells etwa 52 Stunden, wohingegen das reduzierte Modell mit 30 berücksichtigten Eigenformen lediglich 17 Minuten und bei Einbeziehung von 100 Eigenformen etwa 36 Minuten Rechenzeit benötigt. Im Vergleich dazu erfordert die Berücksichtigung von 1000 Eigenformen bereits 8 Stunden und 28 Minuten. Das vollständige Modell besteht aufgrund der sehr komplexen Geometrie aus über einer halben Million Tetraederelementen und weist unter Einbeziehung aller Zwangsbedingungen etwa 2,6 Millionen Freiheitsgrade auf. Insgesamt wurden für dieses Modell 658 einzelne Frequenzen berechnet. Die hier angegebenen Rechenzeiten sind unter identischen Rahmenbedingungen mit Hilfe eines gewöhnlichen Desktop-PCs mit vier Intel(R) Core(TM) i7-3770 Prozessoren mit einer Taktfrequenz von 3,4 GHz und 32 Gigabyte Arbeitsspeicher ermittelt worden.

4.2 Akustiksimulation

Aus Effizienzgründen kann zur Berechnung des akustischen Verhaltens auf vereinfachte Lösungsstrategien zurückgegriffen werden. Ein Beispiel für ein solches Verfahren ist die sogenannte ERP-Methode (ERP = Equivalent Radiated Power) [98]. Dabei handelt sich um eine Leistungsgröße, die im Rahmen einer akustischen Bewertung stellvertretend für die abgestrahlte Schalleistung steht. Dafür wird ausschließlich auf die berechneten Schwingungen der abstrahlenden Struktur zurückgegriffen und keinerlei Berechnung im

akustischen Fluid vorgenommen (siehe Gl. (4.3)).

$$ERP(f) = \rho_0 c \int_A \mathbf{v}_n(\mathbf{x}, f)^2 dA \quad (4.3)$$

Die Gl. (4.3) zur Berechnung des ERP für die jeweilige Frequenz f basiert lediglich auf dem Oberflächenintegral des Quadrates der Oberflächenschnelle \mathbf{v}_n der schwingenden Struktur in Normalenrichtung multipliziert mit der Ruhedichte ρ_0 und Schallgeschwindigkeit c der Luft. Demzufolge entfallen natürlich auch jegliche Fluid-Struktur-Interaktionen. Aus diesen Gründen ist die Methode im Vergleich zu einer Simulation, die das akustische Fluid berücksichtigt, extrem effizient. Allerdings führt die ERP-Berechnung ausschließlich für großflächige Strukturen zu sehr guten Ergebnissen. Komplexe Geometrien stellen ein Problem dar, da jegliche Interaktionen der Schallwellen mit der Geometrie, wie beispielsweise Reflexionen und daraus resultierende Interferenzen, nicht berücksichtigt werden. Außerdem wird der real auftretende Abstrahlgrad der Einzelflächen nicht berücksichtigt. Aus diesem Grund gibt es diverse Arbeiten, die sich mit der Verbesserung der Prognosefähigkeit der ERP-Berechnung beschäftigen, wie zum Beispiel [99–101]. Neben den geschilderten Nachteilen stellt eine solche vereinfachte Methodik im Rahmen der ganzheitlichen Vorgehensweise dieser Arbeit keine Alternative dar, da für eine psychoakustische Analyse die Kenntnis des Schalldrucks im Fluidvolumen zwingend erforderlich ist. Die ERP-Methodik ist nicht in der Lage Schalldruckverteilungen in der Umgebungsluft zu berechnen. Deshalb wird in der vorliegenden Arbeit eine Akustiksimulation auf Basis der FEM bevorzugt, die sowohl die schwingende Struktur als auch das akustische Fluid beinhaltet.

Die Schallabstrahlung des Motors in das umgebende Luftvolumen wird unter Freifeldbedingungen berechnet. Die Umgebungsluft wird dabei als kugelförmiges Fluidvolumen aus Tetraederelementen mit quadratischen Ansatzfunktionen modelliert (siehe Abbildung 2.4(c)). Analog zur Schwingungsanalyse in Kapitel 4.1 wird die Akustiksimulation ebenfalls im Frequenzbereich durchgeführt, um den erforderlichen numerischen Aufwand bzw. die daraus resultierende Berechnungszeit signifikant zu reduzieren. Unter Zuhilfenahme des Ansatzes $\mathbf{p}(\mathbf{x}, t) = \tilde{\mathbf{p}}(\mathbf{x}) e^{i\Omega t}$ für den Schalldruck wird die akustische Wellengleichung

$$\nabla^T \nabla \mathbf{p}(\mathbf{x}, t) - \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 \mathbf{p}(\mathbf{x}, t)}{\partial t^2} = 0 \quad (4.4)$$

im Frequenzbereich zu

$$\nabla^T \nabla \tilde{\mathbf{p}}(\mathbf{x}) e^{i\Omega t} + \frac{\Omega^2}{c^2} \tilde{\mathbf{p}}(\mathbf{x}) e^{i\Omega t} = 0 \quad (4.5)$$

Mit der Wellenzahl $k_\omega = \Omega/c$ ergibt sich die Helmholtz-Gleichung in der Form

$$\nabla^T \nabla \tilde{\mathbf{p}}(\mathbf{x}) + k_\omega^2 \tilde{\mathbf{p}}(\mathbf{x}) = 0 \quad (4.6)$$

Aus der schwachen Formulierung der Helmholtz-Gleichung (4.6) ergibt sich die FE-Formulierung des Gesamtsystems in der Form

$$(-\Omega^2 \mathbf{M}_p + i\Omega \mathbf{C}_p + \mathbf{K}_p) \tilde{\mathbf{p}}(\mathbf{x}) = -i\rho_0 \Omega \tilde{\mathbf{f}}_p \quad (4.7)$$

In den Gleichungen (4.4) bis (4.7) sind \mathbf{M}_p die Massenmatrix, \mathbf{C}_p die Dämpfungsmatrix, \mathbf{K}_p die Steifigkeitsmatrix, $\tilde{\mathbf{p}}$ die komplexe Amplitude des Schalldrucks, $\tilde{\mathbf{f}}_p$ die äußeren Lasten, i die imaginäre Einheit, c die Schallausbreitungsgeschwindigkeit im Fluid, ρ_0 die Ruhedichte, Ω die Kreisfrequenz der Systemanregung und k_ω die Wellenzahl.

Im Rahmen des hier präsentierten ganzheitlichen Ansatzes erfolgt die Akustiksimulation ungekoppelt, d.h. die Rückwirkungen des schwingenden Umgebungsluftvolumens auf die Festkörperstruktur werden nicht berücksichtigt. Dies ist für Außenraumprobleme eine gängige Annahme, da der Einfluss von Luft auf die sehr viel steifere Motorstruktur vernachlässigbar gering ist. Durch die entkoppelte Berechnung beider Modelle ergibt sich ein signifikanter Rechenzeitvorteil. Die in Kapitel 4.1 berechneten Verschiebungen der Oberfläche der schwingenden Struktur werden in das Submodell des Fluidvolumens über Randbedingungen eingebracht. Dazu können beispielsweise spezielle akustische Interface-Elemente ohne Masse und Steifigkeit verwendet werden. Diese Elemente erfordern eine koinzidente Diskretisierung der Struktur und der Luft an den gemeinsamen Grenzflächen. Die Interface-Elemente koppeln den Druck im akustischen Fluid mit den Beschleunigungen bzw. Verschiebungen der Strukturoberfläche gemäß Gl. (4.8).

$$-\frac{1}{\rho} \frac{\partial \tilde{\mathbf{p}}(\mathbf{x})}{\partial \mathbf{x}} \mathbf{n} = -\Omega^2 \mathbf{n} \cdot \tilde{\mathbf{u}}(\mathbf{x}) \quad (4.8)$$

Dabei ist ρ die komplexe Dichte des Fluids und \mathbf{n} ist der Normalenvektor auf der Strukturoberfläche.

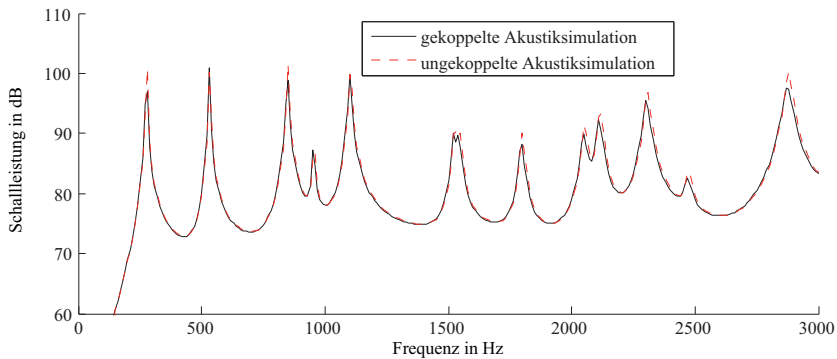


Abbildung 4.3: Vergleich einer gekoppelten und ungekoppelten Akustikanalyse einer 3 mm dicken Aluminiumplatte

Die Abbildung 4.3 zeigt den Vergleich einer gekoppelten und einer ungekoppelten akustischen Analyse am Beispiel einer Rechteckplatte, die ins Freifeld abstrahlt. Die Struktur wurde in diesem Beispiel mit Hilfe von dreieckigen Schalenelementen modelliert, während das Fluidvolumen mit Tetraederelementen diskretisiert wurde. In beiden Domänen wurden Elemente mit quadratischen Ansatzfunktionen genutzt. Die Anregung erfolgte als weißes Rauschen über eine Einzelkraft. Es ist klar zu erkennen, dass unter Freifeldbedingungen kein signifikanter Einfluss auf das Ergebnis besteht. Die Rechteckplatte aus Aluminium ist lediglich 3 mm dick und somit wesentlich schlanker als beispielsweise das zu untersuchende Zylinderkurbelgehäuse. Selbst die Ölwanne des in dieser Arbeit untersuchten Motors, die eine minimale Wandstärke von 4 mm aufweist, stellt eine dickwandigere Struktur dar und kann somit ungekoppelt berechnet werden. Der Einfluss der schwingenden Luft auf eine Festkörperstruktur nimmt natürlich mit zunehmender Wandstärke bzw. Steifigkeit ab. Die Anwendung einer ungekoppelten Akustiksimulation im Rahmen

des hier präsentierten ganzheitlichen Ansatzes ist also eine effizienzsteigernde Maßnahme, die sich nicht negativ auf die Ergebnisgüte auswirkt. Allgemein kann konstatiert werden, dass eine gekoppelte Akustiksimulation im Fall eines Außenraumproblems ausschließlich für besonders schlanke und sehr nachgiebige Strukturen erforderlich ist. Im Gegensatz dazu sollten Innenraumprobleme immer als gekoppeltes Problem gelöst werden, falls es sich nicht um allseitig geschlossene Innenräume handelt, die an allen Seiten mit sehr dicken und steifen Wänden versehen sind. Für das einfache Beispiel in Abbildung 4.3 mit deutlich weniger als 1000 Strukturfreiheitsgraden ergibt sich durch eine Entkopplung der Gleichungssysteme bei einer Berechnung auf leistungsstarken PCs noch keine nennenswerte Reduktion der erforderlichen Rechenzeit. Allerdings sind die Modelle und die sich ergebende Freiheitsgradanzahl im Fall einer Motorstruktur wesentlich größer, so dass sich hier durch eine entkoppelte Berechnung deutliche Rechenzeitreduktionen ergeben.

Konvergenzstudie

Im Rahmen der nachfolgenden Konvergenzstudie soll geklärt werden, wie viele Elemente bzw. Knoten pro Wellenlänge der größten zu analysierenden Frequenz erforderlich sind, um ausreichend genaue Ergebnisse zu erhalten. Die grundlegenden Untersuchungen zur Konvergenz und den akustischen Randbedingungen werden in diesem Kapitel anhand der Schallabstrahlung einer allseitig gelenkig gelagerten Rechteckplatte durchgeführt. Als Referenz für die Bewertung der verschiedenen numerischen Ergebnisse wird eine analytische Vergleichslösung herangezogen. Es wird angenommen, dass sich die elastische Platte in einer unendlich ausgedehnten schallharten Wand befindet und in einen akustischen Halbraum abstrahlt, der ebenfalls unendlich ausgedehnt ist. Demzufolge liegt ein Freifeldproblem vor. Die analytische Lösung der Plattenschwingung in Normalenrichtung ist bekannt [74]. Aus den Eigenfrequenzen f_{mn} der Rechteckplatte

$$f_{mn} = \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{K}{\rho_P t}} \left(\left(\frac{m}{l_1} \right)^2 + \left(\frac{n}{l_2} \right)^2 \right); \quad m = 1, \dots, \infty; \quad n = 1, \dots, \infty \quad (4.9)$$

und den dazugehörigen Eigenformen Ψ_{mn}

$$\Psi_{mn}(x, y) = \sin \left(\frac{m\pi}{l_1} x \right) \sin \left(\frac{n\pi}{l_2} y \right) \quad (4.10)$$

ergibt sich mit $\omega_{mn} = 2\pi f_{mn}$ die Schwinggeschwindigkeit der Plattenoberfläche zu

$$v(x, y) = \frac{4\hat{F}\Omega}{\rho_P l_1 l_2 t} \sum_{\Psi_{mn}}^{n_\Psi} \sin \left(\frac{m\pi}{l_1} x_F \right) \sin \left(\frac{n\pi}{l_2} y_F \right) \Psi_{mn}(x, y) \frac{\omega_{mn}^2 - \Omega^2 - i\eta\omega_{mn}^2}{(\omega_{mn}^2 - \Omega^2)^2 + \eta^2\omega_{mn}^4}. \quad (4.11)$$

Natürlich braucht lediglich eine endliche Anzahl n_Ψ von Eigenformen in Abhängigkeit vom interessierenden Frequenzbereich berücksichtigt zu werden. In Gl. (4.11) ist $v(x, y)$ die Oberflächenschnelle der Plattenschwingung, l_1 ist die Länge der Platte in x - und l_2 die Länge in y -Richtung, η die Dämpfung, i die imaginäre Einheit, $\Omega = 2\pi f$ die Kreisfrequenz und \hat{F} ist die zugehörige Kraftamplitude der Systemanregung, die am Punkt mit den Koordinaten x_F und y_F angreift. Des Weiteren ist ρ_P die Dichte der Platte, t die Plattendicke und

$$K = \frac{E t^3}{12(1 - \nu^2)} \quad (4.12)$$

ist die Plattensteifigkeit mit dem Elastizitätsmodul E und der Querkontraktionszahl ν . Die Oberflächenschnelle regt das umgebende Luftvolumen zu Schwingungen an. Mit Hilfe des Rayleigh-Integrals [102]

$$p(x, y, z) = \frac{i\Omega\rho_0}{2\pi} \sum_{j=1}^{n_{Ele}} \frac{v(x_{Ele_j}, y_{Ele_j}) e^{-ik_\omega r_{Ele_j}}}{r_{Ele_j}} A_{Ele} \quad (4.13)$$

kann der Schalldruck p mit der Wellenzahl $k_\omega = \Omega/c$ an beliebigen Punkten des Raumes berechnet werden. Dafür wird die Rechteckplatte in n_{Ele} Elementarstrahler zerlegt, die alle als ideale Kolbenstrahler angesehen werden, d. h. die gesamte Fläche des Strahlers A_{Ele} schwingt als eine starre Einheit mit der Schnelle v des Mittelpunktes (x_{Ele_j}, y_{Ele_j}) . Die Funktion r_{Ele_j}

$$r_{Ele_j} = \sqrt{(x - x_{Ele_j})^2 + (y - y_{Ele_j})^2 + z^2} \quad (4.14)$$

gibt den Abstand des Mittelpunktes des j -ten Elementarstrahlers zu dem Punkt (x, y, z) im Luftvolumen an, an dem der Druck berechnet werden soll. Gemäß Gl. (4.13) werden die Anteile aller Elementarstrahler aufsummiert. Im Anschluss daran lässt sich die Schalleistung L mit

$$L(f) = \int_{A_{HK}} \frac{\tilde{\mathbf{p}}(\mathbf{x}, f) \tilde{\mathbf{p}}^*(\mathbf{x}, f)}{\rho_0 c} dA \quad (4.15)$$

auf der Oberfläche der Halbkugel A_{HK} für beliebige Frequenzen f bzw. $\Omega = 2\pi f$ als Produkt aus dem komplexen Schalldruck $\tilde{\mathbf{p}}(\mathbf{x}, f)$ und seiner Komplexkonjugierten $\tilde{\mathbf{p}}^*(\mathbf{x}, f)$ berechnen. Im vorliegenden Beispiel wird die Schalleistung analog zum FE-Modell auf der Oberfläche einer Lufthalbkugel mit einem Radius von 400 mm berechnet. Die unterschiedlich feinen Diskretisierungen des FE-Modells, die der analytischen Lösung gegenübergestellt werden, sind in Abbildung 4.4 dargestellt. Die Diskretisierungen 1 bis 4 weisen dabei eine maximale Elementkantenlänge von 15, 30, 45 bzw. 60 mm an der Peripherie des Luftvolumens auf. Zusätzlich ist in Abbildung 4.4 gekennzeichnet, welche Grenzen des diskretisierten Fluidgebietes schallhart ausgeführt und welche mit absorbierenden Randbedingungen versehen sind, in deren Richtung sich das Fluidgebiet also unendlich fortsetzt. Der Kraftangriffspunkt (roter Punkt bei Diskretisierung 4 in Abbildung 4.4) wurde für alle Konfigurationen so gewählt, dass er möglichst von keiner Eigenform auf einer Knotenlinie liegt und so alle für den untersuchten Frequenzbereich wichtigen Eigenformen angeregt werden. Als Anregungssignal dient ein weißes Rauschen.

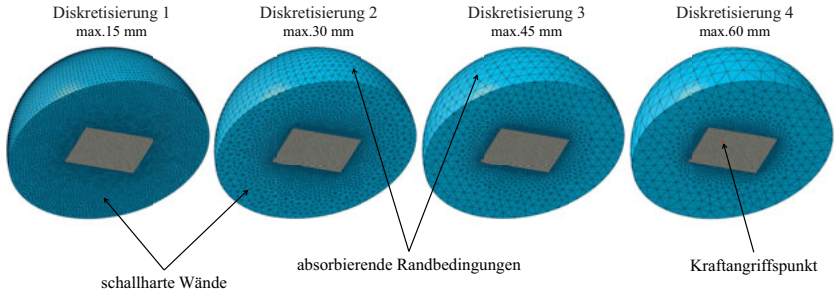


Abbildung 4.4: Numerische Modelle mit unterschiedlichen maximalen Kantenlängen der Akustik Elemente für den Vergleich der Lösungsgenauigkeit

Die verschiedenen FE-Modelle in Abbildung 4.4 wurden analog zur Akustikanalyse eines Verbrennungsmotors aufgebaut. Dabei erfordert die komplexe Geometrie der Motorstruktur üblicherweise eine wesentlich feinere Diskretisierung als sie für die Auflösung der höchsten interessierenden Frequenz erforderlich wäre und lediglich bei der Diskretisierung des Fluidraumes besteht ein gewisser Spielraum die Elementgrößen vergleichsweise frei zu wählen. In diesem einfachen Beispiel wurde die Rechteckplatte aus Aluminium mit quadratischen Hexaederelementen mit einer durchschnittlichen Elementkantenlänge von 7,5 mm diskretisiert. Die numerisch berechneten Eigenfrequenzen und Eigenformen der allseitig gelenkig gelagerten Platte weisen beim Vergleich mit den analytischen Referenzergebnissen Abweichungen von weniger als einem Prozent auf. Für den Vergleich der Eigenformen wurde das Modal Assurance Criterion (MAC) [103] verwendet. Natürlich hat die Modellierung und Diskretisierung der schwingenden Struktur einen maßgeblichen Einfluss auf die berechnete abgestrahlte Schalleistung. Aus diesem Grund wird die Plattendiskretisierung konstant gehalten und ausschließlich die Netzfeinheit des Luftvolumens variiert. Schließlich ist es das Ziel der Untersuchung, die im Luftvolumen erforderliche Knotenanzahl pro Wellenlänge zu ermitteln, die notwendig ist, um ausreichend genaue Ergebnisse zu erhalten. Die Diskretisierung des Fluidgebietes ist dabei am Interface zur Festkörperstruktur genauso fein wie die der Struktur. Lediglich zur Peripherie des Luftvolumens wird die Diskretisierung vergrößert, um dem späteren Anwendungsfall möglichst nahe zu kommen. Das Luftvolumen wurde ausschließlich mit Hilfe von Tetraederelementen mit quadratischen Ansatzfunktionen modelliert.

Die Anzahl der berücksichtigten Eigenformen, die Größe der Elementarstrahler sowie die Anzahl der ausgewerteten Punkte auf der Halbkugeloberfläche hat keinen signifikanten Einfluss auf das Ergebnis der analytischen Lösung, solange dem zu berechnenden Frequenzbereich Rechnung getragen wird. Das Gleiche gilt für die Nutzung von Schalen- oder Volumenelementen als Simplex- oder vierecksbasierte Elemente für die Modellierung der Platte im FE-Modell mit linearen oder quadratischen Ansatzfunktionen. Im vorliegenden Beispiel wird die Schalleistung im Frequenzbereich bis 3 kHz ausgewertet. Die in Abbildung 4.5 dargestellte analytische Lösung wurde mit Hilfe aller Eigenmoden im Frequenzbereich bis 6 kHz, quadratischen Elementarstrahlern mit einer Kantenlänge von 1 mm und 200 Punkten auf der Halbkugeloberfläche berechnet.

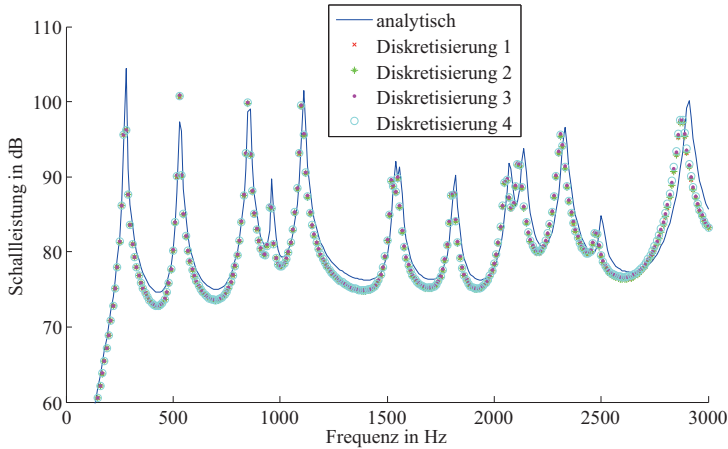


Abbildung 4.5: Die mit verschiedenen Diskretisierungen numerisch berechnete abgestrahlte Schallleistung im Vergleich zur analytischen Referenzlösung

Bei einer maximalen Kantenlänge von 60 mm, quadratischen Elementen und einer maximalen interessierenden Frequenz von 3 kHz ergibt sich gemäß des Zusammenhangs $\lambda = c/f$ eine Knotenanzahl von etwa 3,8 für die kleinste Wellenlänge. Wie Abbildung 4.5 zeigt, ist diese Anzahl für die vorliegende Problemstellung mit einer sehr viel feineren Diskretisierung am Interface bereits ausreichend. Zwischen der analytischen und der numerischen Lösung besteht zwar ein leichter Offset und eine mit der Frequenz zunehmende absolute Verschiebung der zugrundeliegenden Eigenfrequenzen, aber zwischen den Diskretisierungen 1 bis 4 sind keine signifikanten Unterschiede zu erkennen. Selbst bei der Maximalfrequenz von 3 kHz zeigt die gröbste Diskretisierung im Vergleich zu den feineren Vernetzungen keine signifikanten Abweichungen in den Ergebnissen. Um diese Feststellung noch einmal zu untermauern, zeigt Abbildung 4.6 die Schalldruckverteilung auf der Halbkugeloberfläche für die Diskretisierungen 1 und 4 für 3 kHz. Der Blick in Abbildung 4.6 ist von oben auf die Halbkugel der Modelle aus Abbildung 4.4 gerichtet. Es ist deutlich zu erkennen, dass die grobe Diskretisierung noch alle wesentlichen Aspekte der Schalldruckverteilung erfassen kann und folglich auch bezüglich der resultierenden Amplituden ausreichend genaue Ergebnisse liefert. Zum Vergleich wird in Abbildung 4.7 zusätzlich die mit Hilfe der Minimaldiskretisierung berechnete Schalldruckverteilung bei 3 kHz dargestellt. Minimaldiskretisierung bezeichnet hier die Netzfeinheit, die genau zwei Knoten pro kleinster Wellenlänge an der Peripherie des Luftvolumens aufweist und somit gerade noch das Nyquist-Shannon-Abtasttheorem [104] erfüllt. Beim Vergleich der Schallleistungen zeigt sich nun, dass diese Diskretisierung für die höchsten berechneten Frequenzen nicht mehr in der Lage ist, die Wellen ausreichend genau abzubilden (siehe rote Ellipse in Abbildung 4.7, rechts). Dies wird ebenfalls durch die berechnete Schalldruckverteilung bei 3 kHz (Abbildung 4.7, links) bestätigt, die im Gegensatz zur Diskretisierung 4 im Vergleich zur Diskretisierung 1 in Abbildung 4.6 wesentlich größere Unterschiede aufweist, die nicht mehr vernachlässigt werden können.

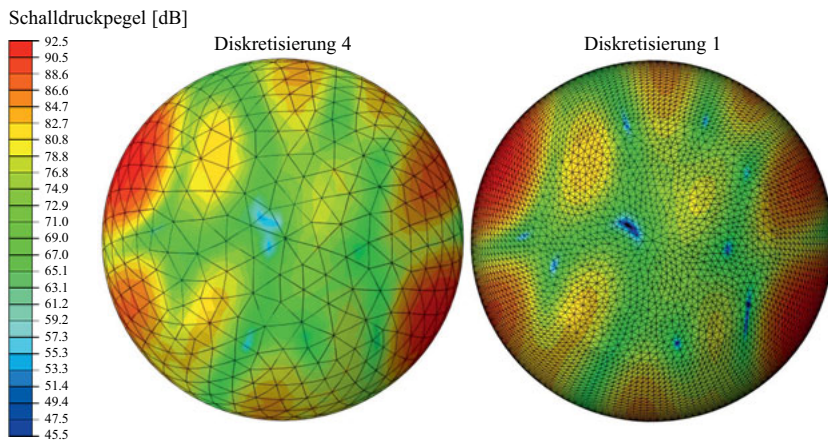


Abbildung 4.6: Resultierende Schalldruckverteilung in dB bei 3 kHz unter Nutzung der Diskretisierung 4 (links) und der Diskretisierung 1 (rechts)

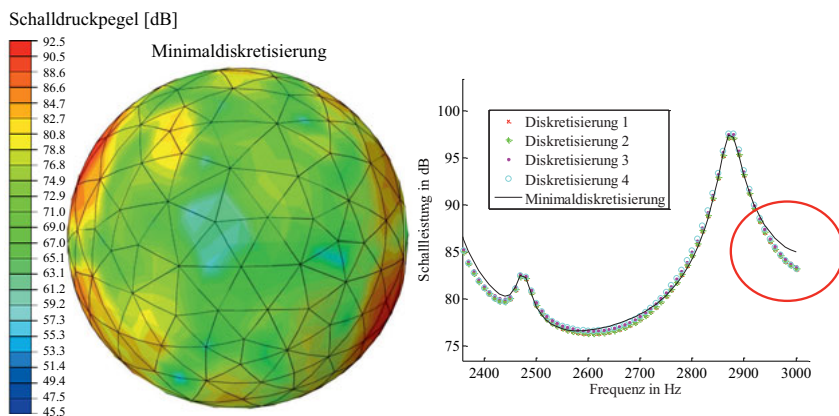


Abbildung 4.7: Aus Minimaldiskretisierung resultierende Schalldruckverteilung bei 3 kHz (links) und Vergleich der berechneten Schallleistung (rechts)

Akustische Randbedingungen

Die Sommerfeldsche Abstrahlbedingung [105] (auch Robin Randbedingung genannt) verlangt, dass keine Reflektionen am Rand des diskretisierten Fluidgebietes auftreten. Bei der Randelemente-Methode (BEM) [106] ist diese Bedingung automatisch erfüllt. Im vorliegenden Fall werden die Akustiksimulation und die strukturdynamische Berechnung komplett mit Hilfe der FEM durchgeführt. Die Sommerfeldsche Abstrahlbedingung kann dabei alternativ mit absorbierenden Randbedingungen [107], infiniten Elementen [108] oder mit-

tels Perfectly Matched Layer (PML) [109] bzw. Automated Matched Layer (AML) [110] erfüllt werden. Für Finite Volumen Methoden (FVM) [111] sind außerdem beispielsweise Captured Matched Layer (CML) [112] anwendbar. Die Sommerfeldsche Abstrahlrandbedingung lautet

$$\lim_{r \rightarrow \infty} \left\{ r \left(\frac{\partial \tilde{\mathbf{p}}(x)}{\partial r} + i k_\omega \tilde{\mathbf{p}}(x) \right) + \tilde{\mathbf{p}}(x) \right\} = 0 \quad . \quad (4.16)$$

In Gl. (4.16) ist r der Radius der umgebenden Fluidkugel.

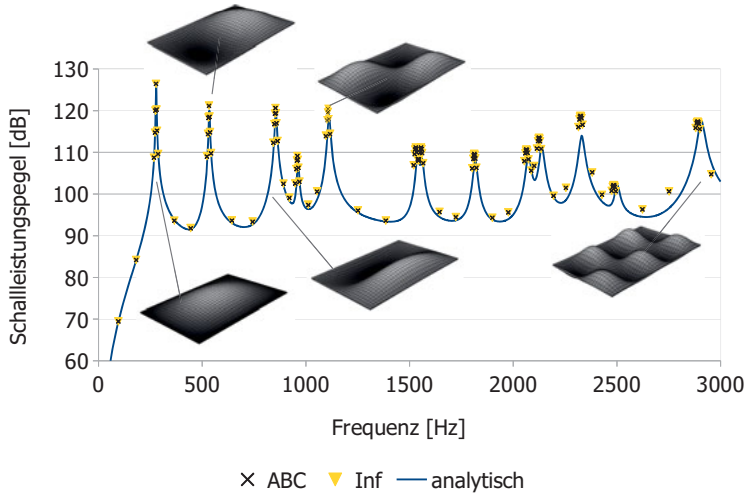


Abbildung 4.8: Analytische und numerisch berechnete Schallleistungspegel im Vergleich

Die Abbildung 4.8 zeigt die Ergebnisse einer Studie (Schallabstrahlung einer Rechteckplatte ins Freifeld) bezüglich der akustischen Randbedingungen [113]. Dabei wurden Vergleiche mit der im vorherigen Abschnitt gezeigten analytischen Lösung auf Basis des Rayleigh-Integrals durchgeführt, um die Auswirkungen der Verwendung von absorbierenden Randbedingungen und infiniten Elementen zu untersuchen. Es wurde festgestellt, dass kein signifikanter Einfluss auf die Ergebnisse besteht. Die impedanzbasierten absorbierenden Randbedingungen verknüpfen lediglich die Änderung des Druckes in Normalenrichtung linear mit dem Druck selbst (siehe Gl. (4.17)).

$$\mathbf{n} \cdot \frac{\partial \tilde{\mathbf{p}}(\mathbf{x})}{\partial \mathbf{x}} = \left(\frac{1}{r} + i k_\omega \right) \tilde{\mathbf{p}}(x) \quad (4.17)$$

Bei der Nutzung impedanzbasierter absorbierender Randbedingungen werden im Vergleich zur Nutzung von infiniten Elementen oder PML keine zusätzlichen Elemente oder Freiheitsgrade benötigt. Die Rechenzeit ist demzufolge bei den absorbierenden Randbedingungen nach Gl. (4.17) geringer. Deshalb wird diese Art der Randbedingung verwendet. Ihre Wirksamkeit konnte zusätzlich mit Hilfe des trivialen Tests nachgewiesen werden, ob zwei unterschiedlich große Luftvolumen mit absorbierenden Randbedingungen auf ihrer Oberfläche bei ansonsten identischer Modellierung das gleiche Ergebnisse liefern.

Die Beobachtung der guten Wirksamkeit der impedanzbasierten absorbierenden Randbedingungen trifft im Allgemeinen ausschließlich auf kugelförmige Luftvolumen zu, da die einfallenden Schallwellen in diesem Fall senkrecht auf die Fluidgrenze treffen. Bei Luftvolumen mit Ecken oder Ähnlichem ist es empfehlenswert, auf andere Methoden zurückzugreifen und beispielsweise ein PML-Gebiet zu verwenden, um mögliche Reflexionen an der Fluidgrenze zu vermeiden. In dieser Arbeit werden ausschließlich kugelförmige Luftvolumen verwendet. Demzufolge ist die Nutzung der impedanzbasierten absorbierenden Randbedingungen ausreichend.

Kapitel 5

Psychoakustische Bewertung

In diesem Kapitel wird die psychoakustische Modellbildung der in Kapitel 2 beschriebenen ganzheitlichen Methodik näher erläutert. Die psychoakustische Analyse basiert, wie in Abbildung 2.3 gezeigt, direkt auf den in den vorherigen Kapiteln erörterten numerischen Analysen. Das große Potential psychoakustischer Parameter für eine gute Vorhersagbarkeit der empfundenen Geräuschqualität von Fahrzeuggeräuschen wird in [49–52] beschrieben. Bisher haben sich die psychoakustischen Parameter Lautheit, Schärfe, Rauigkeit, Tonalität und Schwankungsstärke als klassische psychoakustische Parameter etabliert [15]. Im Vergleich zu anderen objektiven Größen, wie beispielsweise den klassischen akustischen Größen Schalldruck und Schallleistung, haben die psychoakustischen Größen den Vorteil, dass sie auf der auditiven Wahrnehmung basieren und somit spezielle Eigenschaften des menschlichen Hörapparates und der anschließenden Signalverarbeitung berücksichtigen. Beispiele für derartige Eigenschaften sind das frequenzabhängige Lautstärkeempfinden sowie Maskierungseffekte. Demzufolge sollte eine Bewertung des akustischen Verhaltens eines Fahrzeugs oder dessen Komponenten sowie jedes anderen Produkts hinsichtlich der auditiven Wahrnehmung des Menschen auf Basis psychoakustischer Parameter erfolgen [53].

In [114] wurde mit Hilfe eines künstlichen neuronalen Netzwerks ein Index für die Bewertung der Geräuschqualität von Fahrzeuginnengeräuschen entwickelt. Das neuronale Netzwerk wurde dafür mit synthetisierten Geräuschen trainiert. Allerdings handelte es sich dabei nicht um Berechnungsergebnisse des Untersuchungsobjektes sondern um generisch erzeugte Geräusche. Im Gegensatz dazu wird in den meisten Studien [49–52] ausschließlich auf Geräusche zurückgegriffen, die am realen Fahrzeug gemessen wurden, um die psychoakustischen Modelle zur Bewertung von Fahrzeuggeräuschen aufzubauen.

Das Ziel der vorliegenden Arbeit ist es, eine Methodik zu entwickeln, mit deren Hilfe bereits früh im Entwicklungsprozess unter Verwendung virtueller Fahrzeugmodelle ein psychoakustisches Modell mit einer sehr guten Prognosefähigkeit generiert werden kann. Die präsentierte Methodik soll unabhängig von der Art des Antriebs und somit sowohl für elektrische als auch konventionelle Motoren anwendbar sein. Als Demonstrationsbeispiel wird hier allerdings, wie bereits in Kapitel 2 begründet, ein klassischer Verbrennungsmotor verwendet. Einige der während der Promotion entstandenen Entwicklungsschritte sind in [115–118] veröffentlicht. Auf Basis virtueller Prototypen kann, wie in den Kapiteln 3 und 4 erläutert wurde, die resultierende Schallabstrahlung für verschiedene Betriebsszenarien auf numerischem Wege berechnet werden. Die gewonnenen Ergebnisse können für die weitere Verwendung hörbar gemacht werden [119]. Diese auralisierten Simulationsergebnisse werden anschließend als Hörproben in Hörversuchen verwendet, die erforderlich sind, um die besten Korrelationen zwischen objektiven Parametern und der subjektiven Hörwahrnehmung des Menschen identifizieren zu können.

Die im Folgenden präsentierte Methodik soll ohne Supercomputer und Rechencluster auskommen, woraus sich Grenzen bei der numerischen Modellbildung des virtuellen Prototyps ergeben. Die Elementgröße der FE-Modelle muss in Abhängigkeit von der höchsten interessierenden Frequenz so angepasst werden, dass diese ausreichend gut aufgelöst werden kann. Demzufolge können nicht alle Komponenten des Verbrennungsmotors in das Gesamtmodell mit einbezogen werden. Folglich sind die numerisch berechneten Geräusche nicht identisch mit denen, die an einem realen Prototyp des vollständigen Motors auftreten würden. Es muss innerhalb der Modellierung also eine sinnvolle Auswahl getroffen werden, welche Motorkomponenten in den FE-Modellen berücksichtigt werden sollen. Diese Auswahl hat einen Einfluss auf das resultierende akustische Verhalten. Allerdings haben Nykaenen et al. [120, 121] herausgefunden, dass auch von den Originalsignalen abweichende Geräusche sinnvoll verwendet werden können, solange die wesentliche Charakteristik des Geräusches erhalten bleibt. Nykaenen et al. haben die neuen Geräusche im Rahmen ihrer Studien durch gezielte Manipulation der Originalsignale erzeugt. In [120] wird der Einfluss der Frequenzauflösung und in [121] der Einfluss von Glättungseffekten untersucht. Es wird in beiden Fällen gezeigt, dass eine Probandenbefragung innerhalb der Hörversuche vergleichbare Ergebnisse liefert, wenn die manipulierten und die originalen Geräusche die gleiche Grundcharakteristik aufweisen.

Es ist also essentiell, die Komponenten zu berücksichtigen, die die Geräuschcharakteristik maßgeblich prägen. Dies sind zum einen alle Anregungsquellen und zum anderen alle wichtigen akustischen Strahler sowie die Komponenten, die das zugrunde liegende Schwingungsverhalten des Gesamtsystems dominieren. Die Entscheidung, welche Komponenten mit modelliert werden, muss in Abhängigkeit der Fragestellung entschieden werden. Im vorliegenden Anwendungsfall steht das durch den Verbrennungsprozess und die Kurbeltriebdynamik entstehende Motorgeräusch im Fokus. Wie in Kapitel 3 und 4 erörtert, werden für diesen Fall in der vorgestellten Modellierung alle wesentlichen Anregungsquellen erfasst. Das Gesamtschwingungsverhalten des Motors wird außerdem vorwiegend durch die massiven metallischen Komponenten (ZKG, Ölwanne, Zylinderkopf) bestimmt. Dabei ist die Ölwanne zeitgleich auch einer der prominentesten akustischen Strahler eines Verbrennungsmotors [122]. Aus diesen Gründen wird angenommen, dass das in den Kapiteln 3 und 4 entwickelte Simulationsmodell die Hauptcharakteristik des Motorgeräusches erfasst, obwohl nicht alle Motorkomponenten im Modell enthalten sind. Diese Annahme wird durch den in Kapitel 8.2 präsentierten Vergleich der berechneten und der gemessenen Schallabstrahlung des Motors bestätigt. Stünde beispielsweise wie in [123] der strömungsinduzierte Lärm des Ansaug- oder Abgastraktes im Fokus, müsste eine andere Auswahl getroffen werden, um die wesentlichen Anregungen, Systemschwingungen und akustischen Strahler zu erfassen.

5.1 Entwicklung eines psychoakustischen Modells

In Abbildung 5.1 ist der Teil der ganzheitlichen Methodik dargestellt, der zur Entwicklung eines psychoakustischen Modells auf Basis auralisierter numerischer Simulationsergebnisse notwendig ist. Die einzelnen Bestandteile dieser Übersichtsgrafik werden im weiteren Verlauf dieses Kapitels jeweils noch einmal detaillierter erörtert. Die numerisch berechneten Ergebnisse liegen im gesamten diskretisierten Luftvolumen vor. Demzufolge kann das Zeitsignal des Schalldrucks für beliebige Positionen eines virtuellen Mikrofons generiert werden, um die Geräuschsignale an diesen Punkten zu analysieren. Für die Erläuterung der allgemeinen Vorgehensweise ist eine einzelne Mikrofonposition ausreichend. Aus

diesem Grund wird in der vorliegenden Arbeit repräsentativ lediglich ein virtuelles Mikrofon verwendet, dass für alle untersuchten Konfigurationen identisch positioniert wird. Die Zeitsignale werden einer Signalanalyse unterzogen und in einem Hörversuch als Hörproben verwendet. Im Hörversuch werden die Probanden hinsichtlich der empfundenen Geräuschqualität befragt. Für die Durchführung von Hörversuchen gibt es eine Vielzahl verschiedener Möglichkeiten. In [15] ist eine Übersicht über die gängigsten Methoden zu finden. Die Methode des Paarvergleichs [124] ist eine sehr beliebte Variante. Dabei müssen die Probanden immer von zwei vorgespielten Geräuschen dasjenige auswählen, das ihrer Meinung nach die gesuchte Eigenschaft der Fragestellung stärker aufweist. Im Fall der Geräuschqualität müssen die Probanden also für jedes Paar entscheiden, welches Geräusch hochwertiger klingt. Bei der Durchführung eines Hörversuchs ist darauf zu achten, dass die Befragungsdauer für die Probanden nicht zu lang wird [63]. Aus diesem Grund wird meist eine kleine Anzahl verschiedener Geräusche verglichen. Eine typische Geräuschanzahl für einen Paarvergleich ist acht.

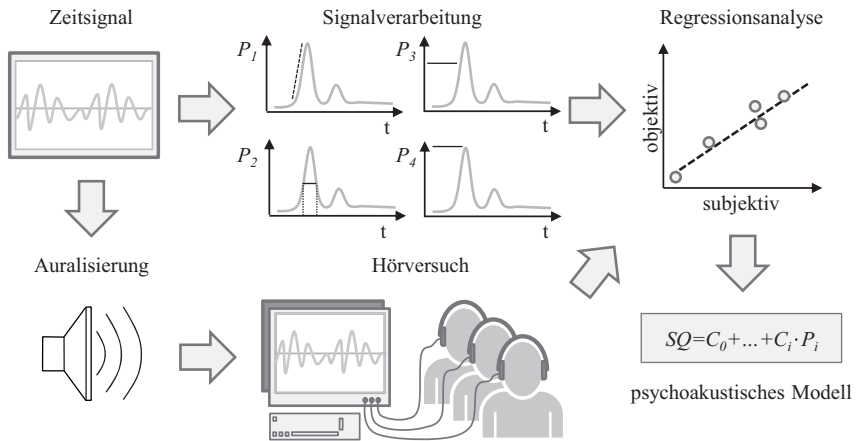


Abbildung 5.1: Aufbau eines psychoakustischen Modells auf Basis auralisierter numerischer Simulationsergebnisse

Aus der Auswertung der Probandenbefragung im Hörversuch ergibt sich für jedes untersuchte Geräusch ein normierter Zahlenwert für die empfundene Geräuschqualität, der zwischen Null und Eins liegt. In der Signalverarbeitung werden für jedes im Hörversuch verwendete Geräusch die psychoakustischen Grundgrößen und deren Ableitungen berechnet. Diese Grundgrößen sind teilweise genormt (Lautheit [125] und Schärfe [126]). Anschließend werden Regressionsanalysen durchgeführt, um die objektiven Parameter zu identifizieren, die am besten geeignet sind, die von den Probanden bewertete Geräuschqualität vorherzusagen. Zu diesem Zweck kann prinzipiell jeder aus einem Zeitsignal berechenbare Parameter genutzt werden, aber es werden in der Regel natürlich objektive Parameter mit einer interpretierbaren Bedeutung, wie beispielsweise die psychoakustischen Grundgrößen, bevorzugt. Allerdings lassen sich auch neue Parameter einführen, die für spezifische Anwendungsfälle eine bessere Vorhersagefähigkeit des Modells ermöglichen. Ein Beispiel eines solchen Parameters ist die von Höchstetter et al. eingeführte und patentierte „Dauer

der Schärfe“ [127, 128]. Hinsichtlich der psychoakustischen Modellbildung muss es stets das Ziel sein, nicht nur die Ergebnisse des Hörversuchs gut abzubilden, sondern auch die Geräuschqualität für neue Geräusche zuverlässig vorhersagen zu können. Deshalb steht eine robuste Modellierung im Vordergrund. Das bedeutet im Kontext psychoakustischer Modellierungen eine möglichst simple Funktion zu verwenden, die nur wenige objektive Parameter kombiniert. Eine zu gute Anpassung an den aus dem Hörversuch gewonnenen Trainingsdatensatz mit Hilfe einer Vielzahl von Parametern und höherwertigen Funktionen ist daher nicht zielführend, da die extreme Anpassung an die wenigen Beispielsignale die Allgemeingültigkeit des Modells reduziert. In mehreren Studien [118, 129–131] wurden mit simplen Linearkombinationen von zwei bis drei unabhängigen Parametern sehr gute Ergebnisse erzielt. Oft war die Güte der Vorhersage für neue Geräusche nur unwesentlich schlechter als diejenige für den Trainingsdatensatz [62].

5.2 Erzeugung der Zeitsignale

Die Vorgehensweise zum Aufbau der Zeitsignale ist in Abbildung 5.2 visualisiert. Als Ergebnis der FE-Akustiksimulation liegen die komplexen Schalldruckverläufe an allen Knoten des Fluidvolumens im Frequenzbereich vor. Durch Superposition harmonischer Funktionen kann mit Hilfe von Gl. (5.1) aus den Simulationsergebnissen das Zeitsignal gewonnen werden.

$$p(t) = \sum_{i=1}^{N_f} \bar{A}_i \cos(2\pi f_i t + \varphi_i) \quad (5.1)$$

Dazu wird pro berechneter Frequenz f_i eine harmonische Funktion mit genau dieser Frequenz definiert und mit der Amplitude \bar{A}_i und der Phasenverschiebung φ_i versehen, die aus dem Real- und dem Imaginärteil des zugehörigen komplexen Schalldrucks berechnet werden können. Auf diesem Wege werden die Zeitsignale des Schalldrucks $p(t)$ generiert, die nachfolgend einerseits als Hörproben im Hörversuch dienen und andererseits mit Hilfe der Signalverarbeitung hinsichtlich ihrer psychoakustischen Parameter analysiert werden.

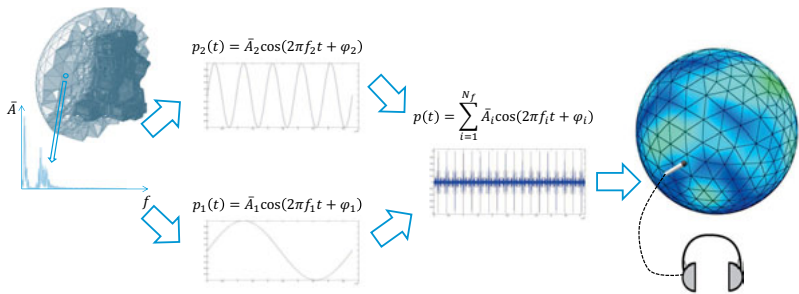


Abbildung 5.2: Aufbau der Zeitsignale auf Basis der in den Knoten des Fluidvolumens numerisch berechneten komplexen Schalldruckspektren

In Gl. (5.1) repräsentiert N_f die Anzahl der in die Berechnung einbezogenen Frequenzen. Um einen korrekten Signalaufbau zu gewährleisten, müssen verschiedene Aspekte beachtet werden [132]. Ein Vergleich zwischen verschiedenen Positionen des virtuellen

Mikrofons wird erleichtert, wenn die Schalldruckverläufe der verschiedenen Punkte alle mit der gleichen Amplitude ins Verhältnis gesetzt werden. Das vorrangige Ziel ist es, die Maximalamplitude der lautesten Geräuschprobe so weit abzusenken, dass jegliche Beeinträchtigung oder gar Schädigung der Probanden ausgeschlossen ist. Zeitgleich soll das Verhältnis zwischen den unterschiedlichen Signalen erhalten bleiben, um eine gute Vergleichbarkeit zu erreichen. Dazu werden die Geräuschproben mit der größten Amplitude normiert, die in allen zu vergleichenden Signalen auftritt. Anschließend werden die Geräuschproben so skaliert, dass der Maximalwert einem vorab definierten Grenzwert entspricht, der den Probanden einen gefahrlosen und nicht unangenehmen Hörversuch ermöglicht. Eine solche Normierung wird noch wichtiger, wenn verschiedene Motorkonfigurationen verglichen werden sollen, da die Unterschiede in den Maximalwerten in diesem Fall noch größer sein können. Die erforderliche Abstrategie ist von der Anzahl der Stützstellen pro Periodendauer N_S der zugehörigen Frequenz abhängig. Jede Frequenz muss mit einer ausreichenden Anzahl von Stützstellen abgetastet werden. Aufgrund der Tatsache, dass das Gesamtsignal aus einer Superposition der Zeitsignale aller berechneten Frequenzen besteht, weisen alle die gleiche Abtastfrequenz auf. Letztere wird allerdings allein durch die höchste berücksichtigte Frequenz f_{max} definiert, die noch genau genug aufgelöst werden muss. Im Umkehrschluss bedeutet dies, dass alle anderen Frequenzen zu hoch abgetastet werden, insbesondere die tiefen Frequenzen. Die resultierende Abtastfrequenz des zusammengesetzten Zeitsignals des Geräusches ergibt sich also aus

$$F_S = f_{max} \cdot N_S \quad (5.2)$$

Die Phasenverschiebung φ_i ist für die Superposition der einzelnen Signale von besonderer Bedeutung. Wird die Phasenverschiebung nicht berücksichtigt, kommt es beispielsweise am Anfang des generierten Zeitsignals lokal zu einer starken Amplitudenüberhöhung, da die zu überlagernden einzelnen Frequenzen bei einer Phasenverschiebung von Null alle mit ihrem jeweiligen Maximalwert starten. Dies wird auch in Abbildung 5.3 deutlich. Die simple Möglichkeit einer zufälligen Phasenverschiebung kann dieses Problem beheben, führt allerdings zu einem Geräusch, das nicht exakt dem in der Akustikanalyse berechneten Geräusch entspricht. Aus diesem Grund ist es notwendig, den komplexen Schalldruck $p(t)$ in der numerischen Akustiksimulation zu berechnen und auszuwerten. Aus dem Real- $\Re(p_i)$ und Imaginärteil $\Im(p_i)$ des komplexen Schalldrucks der jeweiligen Frequenz f_i kann der Phasenwinkel φ_i mit

$$\varphi_i = \arctan \left(\frac{\Im(p_i)}{\Re(p_i)} \right) \quad (5.3)$$

berechnet werden.

Die Länge des Audiosignals ist ebenfalls sehr wichtig, um einen realistischen Geräuscheindruck erzeugen zu können. Aus Effizienzgründen wird das akustische Verhalten ausschließlich für Vielfache der halben Motorordnung des zu untersuchenden Betriebspunktes des Verbrennungsmotors berechnet. Demzufolge sind alle berücksichtigten Frequenzen Vielfache der tiefsten berechneten Frequenz. Die Periodendauer muss mindestens so groß wie das kleinste gemeinsame Vielfache aller beteiligten Frequenzen sein, um wirklich alle möglichen Überlagerungszustände zu erfassen, die im dauerhaften Betrieb auftreten können. Für den hier vorliegenden speziellen Fall, dass alle Frequenzen Vielfache der tiefsten Frequenz sind, ergibt sich die kürzestmögliche Periodendauer genau aus der Periodendauer T_1 der Grundfrequenz (siehe Abbildung 5.3). Allerdings weist das menschliche Gehör eine gewisse Trägheit auf. Demzufolge müssen die Geräuschsignale wesentlich länger sein,

damit sie durch Probanden bewertet werden können. Zu diesem Zweck muss lediglich das überlagerte Zeitsignal der Dauer T_1 periodisch wiederholt werden, bis die gewünschte Minstdauer erreicht ist. In dieser Arbeit wurden zwei Sekunden lange Geräuschsignale für die Hörversuche generiert.

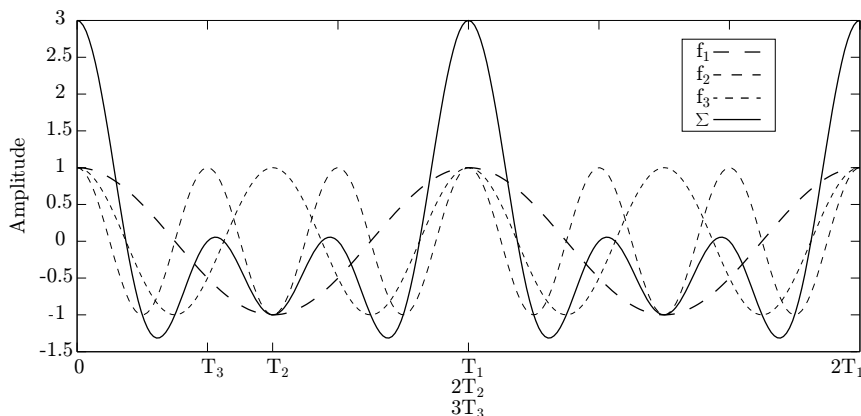


Abbildung 5.3: Die Überlagerung der höherharmonischen Frequenzen f_2 und f_3 mit der Grundharmonischen f_1 erfordert eine Periodendauer T_1 , die der Periodendauer T_1 der Grundharmonischen entspricht.

Das Gesamtgeräusch in verbrennungsmotorischen Anwendungen wird von den Motorordnungen dominiert. Dies liegt daran, dass die durch den Verbrennungsprozess und der resultierenden Kurbeltriebdynamik entstehenden Anregungskräfte in diesen Frequenzen am größten sind. Demzufolge ist es möglich, innerhalb der numerischen Analyse ausschließlich alle Vielfachen der halben und ganzen Motorordnungen zu berechnen. Die Anzahl der zu berechnenden Frequenzen geht linear in den erforderlichen Gesamtaufwand und die daraus resultierende Rechenzeit ein. Es ist also eine effizienzbasierte Entscheidung wie viele Frequenzen berücksichtigt werden. Allerdings ist es zwingend notwendig, dass der gesamte für den Menschen hörbare Frequenzbereich abgedeckt wird, um die Charakteristik des Motorgeräusches möglichst realitätsnah zu beschreiben. Manche akustische Phänomene, wie das Dieselnageln und das Tickern, die die Motorenentwickler vor große Herausforderungen stellen, entstehen durch das Zusammenspiel von Komponenten des hohen Frequenzbereichs.

5.3 Das Gehör des Menschen

Der vom Menschen akustisch wahrnehmbare Bereich ist durch die Hörschwelle und die Schmerzschwelle begrenzt. Die sich daraus ergebende Hörfläche liegt zwischen diesen beiden Schwellen, die stark frequenzabhängig sind. Der Frequenzbereich zwischen 2 und 4 kHz, in dem das menschliche Gehör am sensitivsten ist, ist in Abbildung 5.4 hervorgehoben. Signale mit tieferen und höheren Frequenzen müssen deutlich höhere Schalldruckamplituden aufweisen, um eine vergleichbare Lautheitsempfindung auszulösen. Der

für Menschen hörbare Frequenzbereich liegt zwischen 16 Hz und 20 kHz, wobei die obere Grenze stark altersabhängig ist. Aufgrund von Ermüdungs- und Abnutzungserscheinungen der Haarzellen im Innenohr sinkt die obere Grenze der hörbaren Frequenzen durch jahrelange Belastung um etwa 1 kHz pro Lebensdekade [133]. Die Abbildung 5.4 zeigt deutlich, dass die Schmerzschwelle nicht so stark von der Frequenz abhängt wie die Hörschwelle und demzufolge außer im besonders sensitiven Bereich einen deutlich flacheren Verlauf aufweist. Mit Hilfe von Hörversuchen haben Fletcher und Munson [134] und später Robinson und Dadson [135] Kurven gleicher Lautheit, die sogenannten Isophonen, bestimmt. Diese Isophonen wurden genutzt, um verschiedene Gewichtungsfunktionen für den Schalldruckpegel zur Anpassung der physikalischen Größe Schalldruck an die Lautstärkeempfindung zu entwickeln.

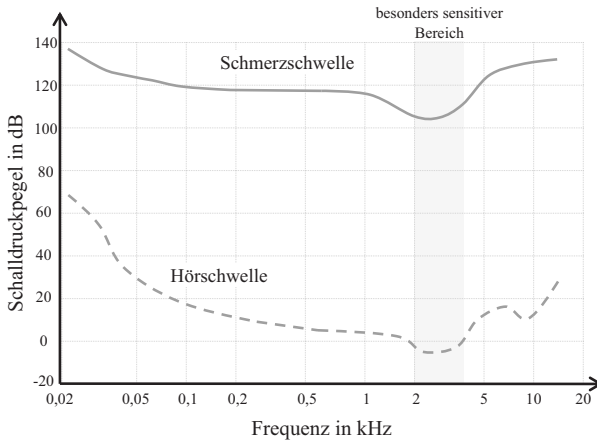


Abbildung 5.4: Hörfläche des Menschen

Das prominenteste Beispiel einer solchen Gewichtungsfunktion ist das A-Bewertungsfilter, das sich als Standard für die akustische Bewertung durchgesetzt hat. Im Prinzip ist dieses Filter lediglich die Inverse der Kurve gleicher Lautheit bei ca. 20 bis 40 phon. Der A-bewertete Schalldruckpegel L_{p_A} für die Frequenz f_i berechnet sich nach Gl. (5.4) aus dem unbewerteten Schalldruckpegel L_p und einem Korrekturfaktor A .

$$L_{p_A} = L_p + A \quad (5.4)$$

$$A = 20 \log(R_a(f_i)) + 2,00 \text{ dB} \quad (5.5)$$

$$R_a(f_i) = \frac{12200^2 \cdot f_i^4}{(f_i^2 + 20,6^2)(f_i^2 + 12200^2)\sqrt{f_i^2 + 107,7^2}\sqrt{f_i^2 + 737,9^2}} \quad (5.6)$$

Es gibt weitere Bewertungsfilter, die dem Umstand Rechnung tragen, dass die Frequenzempfindlichkeit bei der Lautheitswahrnehmung mit der Größe des Schalldrucks variiert. Demzufolge basieren diese Filter auf anderen Isophonen als das A-Filter. Das B-Filter basiert auf der 70 dB-Isophone und das C-Filter auf der 100 dB-Isophone, beide werden heutzutage allerdings kaum noch eingesetzt. Das D-Filter ist im Gegensatz dazu speziell

auf den Fluglärm ausgelegt und kommt für dessen Bewertung immer noch zum Einsatz. Die dazugehörigen unterschiedlichen Filterkurven sind in Abbildung 5.5 dargestellt. Es ist deutlich zu erkennen, welche Frequenzbereiche durch die verschiedenen Filter besonders betont bzw. abgeschwächt werden. Die Abbildung 5.4 zeigt, dass die Differenz zwischen der Ruhehörschwelle und der Schmerzschwelle etwa 120 bis 140 dB beträgt. Das entspricht Unterschieden von sechs bis sieben Zehnerpotenzen, die vom Menschen verarbeitet werden können.

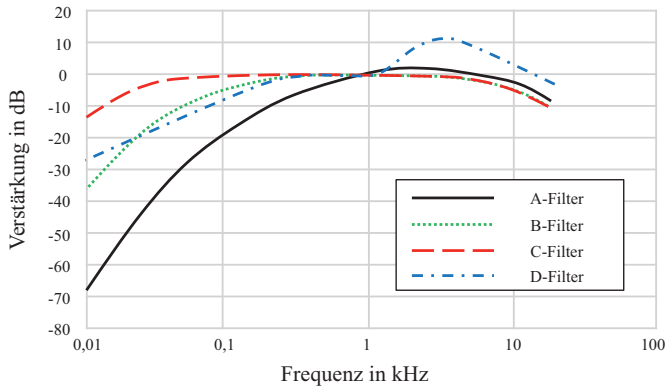


Abbildung 5.5: Unterschiedliche Bewertungsfilter zur Anpassung des Schalldrucks an die menschliche Lautstärkeempfindung

Das menschliche Gehör fasst nahe beieinander liegende Geräuschanteile in spezifischen Frequenzabschnitten zusammen. Dies wurde bereits 1940 in Hörversuchen beobachtet [136]. Die Verarbeitung eines akustischen Signals basiert auf einer im menschlichen Gehör stattfindenden Separation des akustischen Signals in Frequenzbänder, die auch als Frequenzgruppen bezeichnet werden. Die sogenannte Tonheitsskala mit der Einheit *Bark* entsteht durch die Aneinanderreihung dieser Frequenzgruppen [15]. Nach [137] ist es möglich die Frequenzgruppen oberhalb von 250 Hz mit Hilfe von Terzfiltern als Annäherung an die eigentlichen Gehörfilter zu approximieren. Die Terzmittenfrequenzen im hörbaren Bereich des Menschen sind: 16 Hz, 20 Hz, 25 Hz, 31,5 Hz, 40 Hz, 50 Hz, 63 Hz, 80 Hz, 100 Hz, 125 Hz, 160 Hz, 200 Hz, 250 Hz, 315 Hz, 400 Hz, 500 Hz, 630 Hz, 800 Hz, 1000 Hz, 1250 Hz, 1600 Hz, 2000 Hz, 2500 Hz, 3150 Hz, 4000 Hz, 5000 Hz, 6300 Hz, 8000 Hz, 10000 Hz, 12500 Hz, 16000 Hz. Die Terzpegel sind einfache Summenpegel $L_{p_{ges}}$,

$$L_{p_{ges}} = 10 \log \left(\sum_{f_i} 10^{0,1 \cdot L_{p_i}} \right) \quad (5.7)$$

die sich aus den Einzelpegeln L_{p_i} der Schalldruckamplituden $|p(f_i)|$ aller beinhalteten Frequenzen f_i nach

$$L_{p_i} = 20 \log \left(\frac{|p(f_i)|}{p_0} \right) \quad (5.8)$$

ergeben. Dabei ist $p_0 = 2 \cdot 10^{-5}$ Pa der genormte Referenzdruck [138]. Für die Berechnung der insgesamt drei Frequenzgruppen bis 250 Hz müssen jeweils mehrere Terzpegel zusammengefasst werden. In die erste Frequenzgruppe müssen alle Terzpegel mit einer Mittenfrequenz von bis zu 80 Hz integriert werden. Die zweite Frequenzgruppe beinhaltet die Terzpegel der Mittenfrequenzen 100 Hz, 125 Hz sowie 160 Hz und die dritttiefste Frequenzgruppe vereint die Terzpegel für 200 Hz und 250 Hz. Die Frequenzgruppen sind eine Art natürliche Filterbank aus Bandpassfiltern unterschiedlicher Breite und Güte. Für die im nächsten Unterpunkt näher erläuterte Bestimmung der Lautheit wird diese Form der Signalverarbeitung berücksichtigt. Es werden Terzpegel verwendet, um die Frequenzgruppenverarbeitung im menschlichen Gehör nachzubilden. Natürlich stellt diese Vorgehensweise lediglich eine Annäherung dar, da das menschliche Gehör nicht mit statischen, festen Filtern arbeitet, sondern die Gehörfilter stattdessen dynamisch an die zu analysierenden Geräusche entsprechend ihrer Eigenschaften anpasst [15]. Die nachfolgende neuronale Verarbeitung kann als hochauflösende Spektralanalyse aufgefasst werden, wobei dominante spektrale Komponenten zusätzlich hinsichtlich einer Mustererkennung ausgewertet werden [139].

5.4 Berechnung der psychoakustischen Parameter

Als Stimuli für die Hörversuche werden die numerisch generierten Motorgeräusche verschiedener Motorkonfigurationen dargeboten, um diese durch Probanden hinsichtlich der empfundenen Geräuschqualität bewerten zu lassen. Zeitgleich müssen für jedes dieser Geräusche objektive Parameter berechnet werden, um aus einer geeigneten Kombination das psychoakustische Modell zur Vorhersage der empfundenen Geräuschqualität erstellen zu können. Zu Beginn werden für die Regressionsanalyse meist etablierte psychoakustische Parameter [140] verwendet, um ein Prognosemodell für die Geräuschqualität aufzubauen. Diese Parameter basieren oft auf den zeitabhängigen Funktionen der Lautheit (DIN 45631/A1, ANSI S3.4) und der Schärfe (DIN 45692). Einige Beispiele solcher Parameter sind der maximale Gradient der Lautheit N'_{max} und der mittlere Gradient N'_{av} der maximalen Lautheit N_{max} , die Perzentillautheit N_5 und die maximale Schärfe S_{max} [141, 142]. Der maximale Gradient der Lautheit N'_{max} ist der größte positive Wert, der im gesamten Verlauf der ersten zeitlichen Ableitung der Lautheit auftritt. Die Perzentillautheit N_5 entspricht der Lautheit, die in 5% der Messzeitintervalle erreicht oder überschritten wird. Falls die gängigen psychoakustischen Parameter nicht ausreichen, um eine gute Korrelation zwischen einem objektiven Prognosemodell und den subjektiven Ergebnissen des Hörversuchs zu erreichen, wird die Prognosefähigkeit weiterer Parameter getestet bis eine zufriedenstellende Korrelation erreicht ist. Theoretisch ist dafür jeder aus den Daten objektiv berechenbare Parameter verwendbar. In den bisherigen Studien zu impulshaften [63, 143] und kontinuierlichen Fahrzeuggeräuschen [116, 118] waren die psychoakustischen Grundgrößen, deren Ableitungen sowie die Dauer der Schärfe allerdings stets ausreichend, um sehr gute Prognosemodelle zu generieren.

Ziel bei der Entwicklung des psychoakustischen Parameters der Lautheit war es, die Wahrnehmung der Lautstärke gemäß dem menschlichen Empfinden auf einer linearen Skala abzubilden. Diese Lautheitsskala ist auf der Basis von Verhältnisurteilen entstanden. Als Referenzsignal für die Lautheit von 1 *son*e wurde ein Sinuston mit der Frequenz 1 kHz und einem Schalldruckpegel von 40 dB definiert. Die Linearität der Lautheitsskala bedeutet im Gegensatz zu den logarithmischen dB-Skalen, dass die Lautheit eines im Vergleich zum Referenzton doppelt so laut empfundenen Geräusches 2 *son*e entspricht.

Seit dem Jahr 2008 beinhaltet die DIN 45631 [125] ein Modell zur Berechnung der Lautheit zeitvarianter Geräusche [144, 145]. Das auf der stationären Lautheit nach Zwicker basierende Modell bildet zum einen das nichtlineare Abklingverhalten des menschlichen Gehörs im Detail nach, zum anderen werden die zeitliche Auflösung des Gehörs [146], temporale Effekte sowie Maskierungsverläufe berücksichtigt [147–149]. Die DIN 45631/A1 unterscheidet dabei mit Hilfe des Quotienten aus den Perzentillautheiten N_5 und N_{95} zwischen stationären und zeitvarianten Geräuschen. Für den Fall, dass die N_5 -Perzentillautheit weniger als 10% größer ist, kann von einem zeitinvarianten Geräusch ausgegangen werden. Wie im vorliegenden Fall sind allerdings fast alle technischen oder natürlichen Geräusche zeitlich veränderlich [150].

Die zeitabhängige Lautheit $N(t)$ ergibt sich als skalare Größe

$$N(t) = \int_0^{24\text{Bark}} N'(z, t) dz \quad (5.9)$$

aus der Summe der spezifischen Lautheiten $N'(z, t)$ aller Tonheitsbänder z in der Einheit *son*. Dabei sind die spezifischen Lautheiten nach [151] ihrerseits mit

$$s = \frac{E_{HS}}{E_0} \quad (5.10)$$

als

$$N'(z, t) = 0,08 s^{0,23} \left[\left(1 - s - \frac{E}{E_0} \right)^{0,23} - 1 \right] \quad (5.11)$$

in der Einheit *son*/*Bark* definiert. Mit E_{HS} wird die Erregung an der Ruheshörschwelle bezeichnet. Der Parameter E_0 gibt diejenige Erregung an, die der Bezugsintensität für $I_0 = 10^{-12} \text{ W/m}^2$ entspricht. Zudem stellt E die vom Geräusch abhängige Erregung innerhalb eines kritischen Bandes dar. Die Transformation in Gleichung (5.11) ist an das Potenzgesetz von Stevens [152] angelehnt, in welchem die Wahrnehmung von Schall prinzipiell als Intensitätsempfindung beschrieben wird.

Die Lautheitswahrnehmung wird durch verschiedene Parameter beeinflusst. Der Schalldruckpegel und die Lautheit sind keine redundanten Größen. Es kann sogar trotz einer Zunahme des Schalldruckpegels unter gewissen Umständen zu einer Reduktion der Lautheit kommen, falls sich wesentliche Signaleigenschaften ändern. Bleibt jedoch die Frequenzzusammensetzung und die Dauer des Geräusches gleich, führt ein höherer Schalldruckpegel auch zu einer erhöhten Lautheit. Die wichtigsten Einflussparameter auf die resultierende Lautheitswahrnehmung werden nachfolgend kurz erläutert. Zunächst besitzt die Gesamtlänge des Geräusches einen wesentlichen Einfluss. Bis zu einer Dauer von etwa 200 ms steigt die Lautheit eines identischen Geräusches stetig an, bevor sie ihren Sättigungsbereich erreicht. Ein weiterer wichtiger Einflussparameter auf die resultierende Lautheit ist die spektrale Bandbreite. Weist ein Geräusch Frequenzanteile auf, die über eine Frequenzgruppenbandbreite hinausgehen, ist ein deutlicher Anstieg der Lautheit zu beobachten. Wie bereits in Abbildung 5.4 erörtert, ist das Lautheitsempfinden stark frequenzabhängig. Frequenzen um 3 bis 4 kHz rufen im Vergleich zu wesentlich tieferen und höheren Frequenzen bei gleichem Schalldruckpegel eine deutlich stärkere Lautheitsempfindung hervor. Die sogenannten Mithörschwellen beschreiben den Effekt der spektralen Verdeckung. Sie

geben den Schalldruckpegel eines Schalls an, damit dieser neben einem Störschall gerade noch wahrnehmbar ist [47]. Innerhalb einer Frequenzgruppe kann ein Ton durch ein spektrales Rauschen in dessen Nähe maskiert werden. Für Maskierungssignale außerhalb der Frequenzgruppe des Tons erfordert eine Verdeckung wesentlich höhere Schalldruckpegel [15].

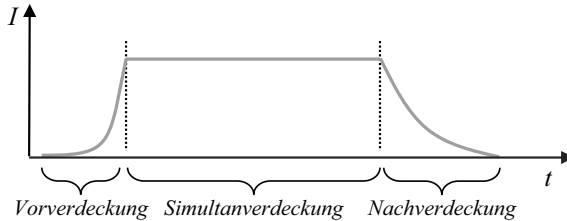


Abbildung 5.6: Schematische Darstellung der verschiedenen Verdeckungseffekte

Die Abbildung 5.6 zeigt das Zusammenspiel der verschiedenen Typen temporaler und spektraler Verdeckungen. Die gestrichelten Linien kennzeichnen dabei den Zeitpunkt für den Beginn und das Ende des Maskierungssignals. Die durchgezogene Linie stellt die Intensität des Geräusches dar, die mindestens erreicht werden muss, damit das Geräusch nicht maskiert wird. Die Simultanverdeckung repräsentiert die soeben beschriebene spektrale Verdeckung. Dabei treten Geräusch und Maskierungssignal exakt gleichzeitig auf. Ein derartiges Maskierungssignal verursacht im Zeitbereich zusätzlich auch eine Verdeckung bevor und nachdem es auftritt. Die Vorverdeckung ist dabei wesentlich steiler und kürzer. Sie beträgt maximal 20 ms, währenddessen die Nachverdeckung bis zu 200 ms nach Ende des Maskierungssignal wahrnehmbar sein kann [15].

Die soeben dargestellten Zusammenhänge beziehen sich auf die Einohrbetrachtung, da diese dem Anwendungsfall einzelner virtueller Messmikrofone entspricht, wie sie in der in dieser Arbeit entwickelten ganzheitlichen Methodik verwendet werden. Im Fall binauraler Signalverarbeitung können beispielsweise Mithörschwellen in Abhängigkeit von der Position der Schallquellen andere Effekte aufweisen. Außerdem gestalten sich die Verdeckungs- und Maskierungseffekte wesentlich komplexer [153]. Für binaurale Untersuchungen können in Analogie zu einer Kunstkopfmessung zwei virtuelle Mikrofonpositionen verwendet werden, um die Ergebnisse an diesen Stellen zu auralisieren und auszuwerten. Diese Vorgehensweise könnte gegebenenfalls mittels HRTF (Head Related Transfer Functions) [154] komplettiert werden. In der vorliegenden Arbeit liegt der Fokus aber auf dem ganzheitlichen Ansatz, weshalb ausschließlich Einohrbetrachtungen genutzt werden.

Wie bereits erwähnt, ist die Periodendauer der tiefsten im überlagerten Gesamtsignal berücksichtigen Frequenz eine ausreichende Zeitspanne, um ein repräsentatives Zeitsignal zu erhalten, das alle Charakteristiken des berechneten Motorgeräusches beinhaltet, da ausschließlich Vielfache der halben Motorordnung berechnet werden (siehe Abbildung 5.3). Die Abbildung 5.7 verdeutlicht die Trägheit des menschlichen Gehörs und die daraus resultierende Abhängigkeit der Lautheit von der Geräuschkdauer. In Abbildung 5.7 ist die berechnete Lautheit für vier verschiedene Fälle dargestellt. Dabei wird das für eine Periodendauer der tiefsten berücksichtigten Frequenz generierte Zeitsignal unterschiedlich

oft periodisch wiederholt. Es ist deutlich zu erkennen, dass die aus unterschiedlich langen Zeitsignalen berechnete Lautheit sowohl verschiedene Spitzenwerte als auch verschiedene Verläufe liefert, obwohl das zugrunde liegende Frequenzspektrum der vier Zeitsignale hinsichtlich Frequenzen, Amplituden und Phasenlagen exakt identisch ist.

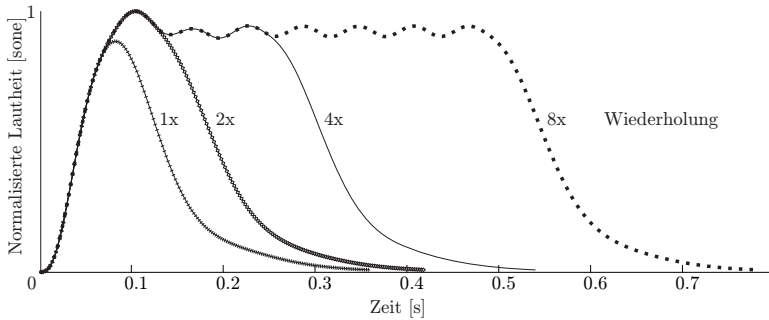


Abbildung 5.7: Zeitsignal der Lautheit nach Gl. (5.9) eines periodischen Motorgeräusches in Abhängigkeit von der Signaldauer (ein-, zwei-, vier- und achtfache Periodendauer der kleinsten berücksichtigten Frequenz)

Aus Abbildung 5.7 wird deutlich, dass das periodische Zeitsignal des Motorgeräusches mindestens 0,5 Sekunden lang sein muss, um die psychoakustischen Parameter bzw. die N_5 -Perzentillautheit zuverlässig berechnen zu können. Diese Zeitdauer entspricht etwa der vierfachen Periodendauer der tiefsten berücksichtigten Frequenz von 20,83 Hz. Um gewährleisten zu können, dass keinerlei derartige Effekte das Ergebnis des Hörversuchs verfälschen, wurde die Dauer aller Geräuschproben auf zwei Sekunden festgelegt. Dies ist außerdem eine gut geeignete Zeitspanne, die den Probanden die Bewertung der Geräusche erleichtert ohne zu lang zu sein und die Probanden zu ermüden. Auf Basis dieses zwei Sekunden langen Zeitsignals wird zunächst die Lautheit berechnet und anschließend werden die dazugehörigen zeitlichen Gradienten N'_{max} und N'_{av} ermittelt, die für die spätere Regressionsanalyse verwendet werden.

Die Schärfe eines Geräusches hängt von den Spektralanteilen ab. Die psychoakustische Schärfe nach Zwicker wird ebenfalls mit Hilfe der spezifischen Lautheit in Gl. (5.11) berechnet. Die zeitabhängige Schärfe $S(t)$ in der Einheit *acum* ergibt sich aus

$$S(t) = C_k \frac{\int_0^{24Bark} N'(z, t) g_Z(z) z dz}{\int_0^{24Bark} N'(z, t) dz} \quad (5.12)$$

Darin ist C_k eine Normierungskonstante zum Abgleich der berechneten Schärfe des Referenzschalls auf 1 *acum*, die in [155] beispielsweise mit 0,11 angegeben ist. In der Norm wird angegeben, dass C_k zwischen 0,105 und 0,115 liegen soll. Des Weiteren ist $g_Z(z)$ eine in der DIN 45962 genormte Wichtungsfunktion, die höhere Frequenzen über die zugehörigen

Terz- bzw. Barkbänder gegenüber kleineren Frequenzen stärker wichtet (siehe Gl. (5.13)).

$$\begin{aligned} g_Z(z) &= 1 && \rightarrow && 0 < z < 15,8 \text{ Bark} \\ g_Z(z) &= 0,15 e^{(0,42z-15,8)} + 0,85 && \rightarrow && 15,8 \text{ Bark} < z < 24 \text{ Bark} \end{aligned} \quad (5.13)$$

Die in dieser Arbeit ebenfalls verwendete Dauer der Schärfe T_S [128] wird, wie in Abbildung 5.8 schematisch dargestellt, durch die maximale Zeitspanne definiert, in der das Signal der Schärfe $S(t)$ einen kritischen Grenzwert der Schärfe S_{krit} überschreitet, ohne dabei zwischenzeitlich unter diesen Wert zu fallen.

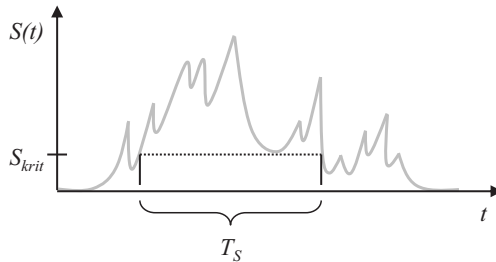


Abbildung 5.8: Schematische Darstellung der Dauer der Schärfe

Im Unterschied zu vorangegangenen Untersuchungen [64, 156], die sich mit singulär impulshaften Geräuschen auseinandergesetzt haben, hat sich für die periodischen bzw. kontinuierlichen Motorgeräusche ein arithmetischer Mittelwert der Schärfe für diesen Grenzwert S_{krit} bewährt [118].

Die hier vorgestellte Methodik, auralisierte Simulationsergebnisse für das psychoakustische Postprocessing zu nutzen, bietet im Vergleich zur Vorgehensweise mit messtechnisch aufgezeichneten Geräuschen zusätzlich den Vorteil, dass eine Kalibrierung auf den jeweiligen Schalldruckpegel entfällt. Für die Berechnung der Lautheit ist der vorherrschende Schalldruckpegel essentiell und beeinflusst maßgeblich das Ergebnis. Es ist also wichtig, dass der physikalische Schalldruck als unskalierte Eingangsgröße in die Berechnungen eingeht. Im Fall der Akustiksimulation ist das kein Problem, da hier der unskalierte Schalldruck immer Teil des numerischen Ergebnisses ist.

5.5 Vorgehensweise im Hörversuch

Die Hörversuche mit den generierten synthetischen Motorgeräuschen wurden in einem Akustiklabor durchgeführt, das für Probandenversuche optimiert wurde, um akustische Störeinflüsse sowie anderweitige Ablenkungen der Probanden, beispielsweise durch visuelle Reize, zu vermeiden. Zur Wiedergabe der Motorgeräusche wurden offene STAX SR-202 Kopfhörer verwendet. Vor Beginn des Hörversuchs wurden alle Probanden durch die gleiche schriftliche Einführung auf ihre Aufgabe vorbereitet. Im Anschluss wurden Beispielgeräusche präsentiert und alle bestehenden Fragen der Teilnehmer durch den Versuchsleiter beantwortet, bevor der eigentliche Hörversuch gestartet wurde. Alle Hörversuche wurden nach dem Algorithmus von Ross [157] als Paarvergleiche durchgeführt. Bei diesem Algorithmus wird der Zeitraum, bis ein identisches Geräusch erneut Teil eines Paares ist,

maximiert und außerdem darauf geachtet, dass die Geräusche gleich oft als erster und zweiter Stimulus dargeboten werden. Auf diesem Weg soll eine Kontextunabhängigkeit erreicht werden [158], d. h. eine Beeinflussung der Probanden aufgrund der Reihenfolge und Paarzusammensetzung soll vermieden werden. Schließlich ist es beispielsweise nicht auszuschließen, dass ein Geräusch anders bewertet wird, wenn es einem Probanden in einem kurzen Zeitraum überdurchschnittlich oft präsentiert wird. Insgesamt haben 15 Frauen zwischen 23 und 40 Jahren und 26 Männer zwischen 19 und 52 Jahren mit Normalhörigkeit nach Tonaudiogramm an den Hörversuchen teilgenommen. Dabei handelte es sich bei 14 Personen um Experten, die beruflich auf dem Gebiet der Akustik tätig sind und bei den restlichen 27 Personen um Laien, die weder beruflich noch privat explizit mit der Bewertung von akustischen Fragestellungen zu tun haben.

Für ein qualitativ hochwertiges Ergebnis des Hörversuchs ist es wichtig, die Probanden weder zu ermüden noch zu unter- oder überfordern. Aus diesem Grund darf die Versuchsdauer nicht zu lang sein. In [63] hat sich eine Versuchsdauer (inklusive standardisierter Einführung) von maximal 25 Minuten als geeignet erwiesen. Daraus ergibt sich, dass es zweckmäßig ist, nicht mehr als acht Geräusche pro Hörversuch bewerten zu lassen. Durch den paarweisen Vergleich aller Geräusche miteinander ergeben sich bei acht Geräuschen 28 Paare, die von den Probanden bewertet werden müssen. Im vorliegenden Fall war für alle Paarungen die Frage zu beantworten, welches Motorgeräusch als hochwertiger empfunden wird. Die Methode des Paarvergleichs sieht vor, dass sich die Probanden immer entscheiden müssen, ein Unentschieden bzw. Gleichwertig ist nicht möglich [124]. Für die Wiedergabe eines Paares spielte der Versuchsleiter jeden Stimulus A und B zweimal vor. Nach einer kurzen Pause wurden beide Signale nochmals direkt nacheinander präsentiert. Bei der Methode des paarweisen Vergleichs ist es besonders wichtig, dass Probanden, die inkonsistente Antworten gegeben haben, detektiert und ausgeschlossen werden. Dazu kann nach [159] mit Hilfe des χ^2 -Tests geprüft werden, ob die von den Probanden gegebenen Antworten konsistent sind oder zirkuläre Triaden aufweisen. Es gilt ein Antwortverhalten, wie A ist besser als B, B ist besser als C und C ist besser als A, aufzuspüren. Für den Fall, dass die Anzahl der Geräuschsignale $n \geq 7$ ist, kann χ^2 nach [159] als

$$\chi^2 = \left(\frac{8}{n-4} \right) \left(\frac{1}{4} n_{Triad_{max}} - n_{Triad} + \frac{1}{2} \right) + n_{FG} \quad (5.14)$$

berechnet werden. Dabei gibt n_{FG} mit

$$n_{FG} = \frac{n(n-1)(n-2)^2}{n-4} \quad (5.15)$$

die Anzahl der Freiheitsgrade an. Die auf einen Probanden zurückzuführende Anzahl zirkulärer Triaden ist mit n_{Triad} bezeichnet und $n_{Triad_{max}}$ gibt die Anzahl zirkulärer Triaden an, die ein Proband maximal verursachen kann. Diese Anzahl ist für geradzahlige n als

$$n_{Triad_{max}} = n(n^2 - 4)/24 \quad (5.16)$$

und für ungerade n als

$$n_{Triad_{max}} = n(n^2 - 1)/24 \quad (5.17)$$

definiert. Für den Paarvergleich von insgesamt acht Geräuschen beträgt die maximale Anzahl zirkulärer Triaden demzufolge $n_{Triad_{max}} = 20$. Der kritische Wert der Irrtumswahrscheinlichkeit lag im vorliegenden Testfall bei $\alpha = 0,05$. Aufgrund des χ^2 -Tests wurden die Antworten eines weiblichen und eines männlichen Probanden ausgeschlossen.

Im Fall eines Paarvergleichs gibt die qualitative Bewertung der Geräusche im Hörversuch keinen Aufschluss über das Verhältnis der Geräuschproben, d. h. als wie viel besser ein jeweiliges Geräusch empfunden wird [160]. Der quantitative Abstand muss aus der Häufigkeit gewonnen werden, mit der die Probanden ein bestimmtes Geräusch einem anderen vorziehen [161]. Die so gewonnenen ordinalskalierten Ergebnisse lassen sich über den Ansatz von Bradley, Terry and Luce (BTL) mittels einer Dominanzhäufigkeitsmatrix in eine Intervallskala überführen [161–163], die das wesentliche Ergebnis des Hörversuchs darstellt. Über die Häufigkeit, wie oft ein Objekt gegenüber einem anderen bevorzugt wurde, berechnet das Verfahren nach Bradley, Terry und Luce die Distanz a_{ij} der Objekte i und j gemäß Gl. (5.18) als logarithmischen Zusammenhang.

$$a_{ij} = \lg \left(\frac{n_j}{n_i + n_j} \right) - \lg \left(\frac{n_i}{n_i + n_j} \right) \Rightarrow a_{ij} = \lg \left(\frac{n_j}{n_i} \right) \quad (5.18)$$

In Gl. (5.18) gibt n_i die kumulierte Häufigkeit der Bevorzugungen der Versuchsteilnehmer für das Geräusch i an, wenn dieses als ein Paar mit dem Geräusch j verglichen wird. Demzufolge muss

$$n_i + n_j = n_{Pr} \quad (5.19)$$

gelten, d. h. die absoluten Häufigkeiten n_i und n_j des Paares ij müssen zusammen die Gesamtanzahl der Probandenantworten n_{Pr} ergeben. Bedingung ist dabei, dass insgesamt ein konsistentes Urteilsverhalten vorliegt. Aus allen mittels natürlichem Logarithmus berechneten a_{ij} wird die in Gl. (5.20) dargestellte Distanzmatrix aufgestellt. Für jedes der n Geräusche wird anschließend die Spaltensumme S_i gebildet.

	Stimulus 1	Stimulus 2	Stimulus 3	...	Stimulus n
Stimulus 1	—	a_{21}	a_{31}	...	a_{n1}
Stimulus 2	a_{12}	—	a_{32}	...	a_{n2}
Stimulus 3	a_{13}	a_{23}	—	...	a_{n3}
	\vdots	\vdots	\vdots	—	\vdots
Stimulus n	a_{1n}	a_{2n}	a_{3n}	...	—
Spaltensumme S_i	$\sum_{j=1}^n a_{1j}$	$\sum_{j=1}^n a_{2j}$	$\sum_{j=1}^n a_{3j}$...	$\sum_{j=1}^n a_{nj}$
Rangfolge R_i	R_1	R_2	R_3	...	R_n
Intervallskala I_i	I_1	I_2	I_3	...	I_n

(5.20)

Die für die Berechnung der intervallskalierten Reihenfolge R_i benötigten Zwischenwerte r_i des jeweiligen Geräusches i ergeben sich unter Berücksichtigung der Eigenschaften intervallskalierter Daten aus dem Quotient der Spaltensumme S_i und der Geräuschanzahl n

zu

$$r_i = \frac{\sum_{j=1}^n a_{ij}}{n} = \frac{S_i}{n} . \quad (5.21)$$

Anschließend wird die daraus entstehende Datenreihe durch Nullsetzten ihres Minimums $r_{i_{\min}}$ in die intervallskalierte Rangfolge R_i

$$R_i = r_i - r_{i_{\min}} \quad (5.22)$$

überführt, die im Anschluss mit der Wurzel der Quadratsumme aller r_i normiert wird, um die normierte Intervallskala I_i

$$I_i = \frac{R_i}{\sqrt{\sum r_i^2}} \quad (5.23)$$

zu erhalten. Diese normierte Intervallskala stellt das Ergebnis des Hörversuchs dar und soll im Folgenden durch auf psychoakustischen Berechnungsgrößen basierende Regressionsmodelle approximiert werden. Die normierte Intervallskala weist ausschließlich Werte zwischen Null und Eins auf, wobei $I_i = 0$ immer das Geräusch kennzeichnet, das am schlechtesten abgeschnitten hat. Der Wert $I_i = 1$ wird eigentlich nie erreicht. In den bisher durchgeführten Hörversuchen mit numerisch berechneten Motorgeräuschen waren die höchsten erreichten Werte I_i bei dieser Auswertemethode selten größer als 0,6.

5.6 Psychoakustisches Modell als Ergebnis einer Regressionsanalyse

Das Zusammenwirken von verschiedenen variablen Parametern kann mit Hilfe unterschiedlicher Methoden untersucht werden [164]. Einige Verfahren klassifizieren Beobachtungen mittels signifikanter Variablen, andere beschreiben den Einfluss von unabhängigen auf abhängige Variablen [165]. Nachfolgend kommt eine lineare Regressionsanalyse zum Einsatz, um das psychoakustische Vorhersagemodell zu entwickeln. In mehreren Studien [63, 118] wurde gezeigt, dass auf diesem Wege sehr robuste und aussagekräftige Modelle erzielt werden können.

Ziel ist es, berechenbare Parameter x_j zu identifizieren, deren Linearkombination $y_{obj}(x_1, \dots, x_k)$ die Ergebnisse des Hörversuchs sehr gut reproduzieren kann. Der lineare Zusammenhang soll dabei so wenig unabhängige Parameter x_j beinhalten wie möglich, um ein möglichst robustes Vorhersagemodell zu erhalten, das in der Lage ist, die empfundene Geräuschqualität auch für neue Datensätze zuverlässig zu prognostizieren. Die Anzahl der objektiven Parameter ist k . Der Term

$$\varepsilon_i = y_{subj_i} - y_{obj_i}(x_1, \dots, x_{k_i}) \quad (5.24)$$

beschreibt die Abweichung ε_i zwischen den Ergebnissen des objektiven Vorhersagemodells $y_{obj_i}(x_1, \dots, x_{k_i})$ und des Hörversuchs y_{subj_i} für das identische i -te Geräuschsignal. Im Rahmen der linearen Regressionsanalyse erhält jeder objektive Parameter x_{j_i} einen Skalierungsfaktor b_j , den sogenannten Regressionskoeffizienten. Zudem gibt es einen konstanten Anteil b_0 . Die objektive Vorhersage der empfundenen Geräuschqualität $y_{obj_i}(x_1, \dots, x_{k_i})$ ergibt sich folglich aus

$$y_{obj_i}(x_1, \dots, x_{k_i}) = b_0 + b_1 \cdot x_{1_i} + b_2 \cdot x_{2_i} + \dots + b_n \cdot x_{k_i} . \quad (5.25)$$

Die für alle Geräusche i konstanten Regressionskoeffizienten b_j der Regressionsgeraden werden mit Hilfe der Methode der kleinsten Fehlerquadrate bestimmt. Folglich muss die Summe aller quadrierten Residuen gemäß

$$\sum_{i=1}^n \varepsilon_i^2 = \sum_{i=1}^n (y_{subj_i} - (b_0 + b_1 \cdot x_{1_i} + b_2 \cdot x_{2_i} + \dots + b_n \cdot x_{k_i})^2) \rightarrow Min. \quad (5.26)$$

minimiert werden [166]. Darin repräsentiert n die Gesamtanzahl der Stützstellen, also die Anzahl der im Hörversuch untersuchten Geräuschsignale. Wie Gl. (5.26) zeigt, wird nicht zwischen positiven und negativen Residuen unterschieden, es wird lediglich der Abstand minimiert bzw. große Differenzen werden überproportional bestraft. Entscheidend für die Bewertung der Linearkombinationen aus verschiedenen objektiven Parametern ist ein mathematisches Qualitätskriterium für die Prognosefähigkeit des Regressionsmodells. Dafür kommt das Bestimmtheitsmaß R^2 zum Einsatz. Es legt die Größe der Streuung der abhängigen Variable fest, die anhand der unabhängigen Variablen erklärt werden kann. Das betrachtete Regressionsmodell ist umso leistungsfähiger, je mehr sich das Bestimmtheitsmaß der berechneten Werte gegen Eins verschiebt.

$$R^2 = 1 - \frac{\sum_{i=1}^n (y_{subj_i} - y_{obj_i}(x_{1_i}, \dots, x_{k_i}))^2}{\sum_{i=1}^n (y_{subj_i} - \bar{y}_{obj})^2} \quad (5.27)$$

In Gl. (5.27) gibt \bar{y}_{obj} mit

$$\bar{y}_{obj} = \frac{\sum_{i=1}^n y_{obj_i}(x_{1_i}, \dots, x_{k_i})}{n} \quad (5.28)$$

den arithmetischen Mittelwert des Regressionsmodells an. Das Bestimmtheitsmaß R^2 hat die Eigenschaft, dass es größer wird, wenn die Zahl der unabhängigen Variablen steigt. Aus diesem Grund wird meist das korrigierte Bestimmtheitsmaß R_{korr}^2 verwendet, das sich folgendermaßen berechnet

$$R_{korr}^2 = R^2 - (1 - R^2) \frac{k}{n - k - 1} \quad (5.29)$$

Gemäß Gl. (5.29) reduziert das korrigierte Bestimmtheitsmaß R_{korr}^2 das unkorrigierte Bestimmtheitsmaß R^2 mit Hilfe des zweiten Terms, der auf der Anzahl der im Regressionsmodell verwendeten objektiven Parameter k und der Gesamtanzahl der Geräuschproben n basiert. Es ist klar zu erkennen, dass sich eine hohe Anzahl unabhängiger Variablen negativ auf das korrigierte Bestimmtheitsmaß auswirkt. Dies kommt der eingangs definierten Zielsetzung entgegen, zu Gunsten der Robustheit des psychoakustischen Modells so wenig objektive Parameter wie möglich zu verwenden. Durch die Anwendung von Gl. (5.29) als Bewertungskriterium für die verschiedenen Regressionsmodelle schneiden Modelle mit mehr Parametern nur dann besser ab, wenn diese Parameter die Prognosefähigkeit des Modells signifikant verbessern. Auf diese Art und Weise werden beispielsweise Scheinbeziehungen aufgrund von linear abhängigen Parametern vermieden [164].

Die Bewertung der verschiedenen Regressionsmodelle mit Hilfe des korrigierten Bestimmtheitsmaßes ergab, dass die Linearkombination aus dem Maximalwert der Schärfe S_{max} , dem maximalen Gradienten der Lautheit N'_{max} und der Dauer der Schärfe T_S gemäß Gl. (5.30) für den vorliegenden Anwendungsfall die günstigste Möglichkeit bietet, die empfundene akustische Qualität der Motorgeräusche objektiv zu beschreiben. Das korrigierte Bestimmtheitsmaß dieses Regressionsmodells beträgt dabei $R_{\text{kor}}^2 = 0,9475$. Die aus den drei genannten Parametern berechnete Geräuschqualität SQ

$$SQ = 0,29 + 0,10 \cdot N'_{max} - 0,21 \cdot S_{max} - 0,09 \cdot T_S \quad (5.30)$$

weist für den zugrunde liegenden Hörversuch ein besonders gutes Bestimmtheitsmaß von $R^2 = 0,97$ auf. Dies wird auch in Abbildung 5.9 deutlich, in der die subjektiv und objektiv ermittelten Werte der empfundenen Geräuschqualität gegenübergestellt sind. Der Stimulus S8 liefert die schlechteste Geräuschqualität und dient gemäß Gl. (5.22) als Null-Referenz, um nach dem Verfahren von Bradley, Terry und Luce (BTL) die normierte intervallskalierte Rangfolge der Geräuschsignale zu erhalten.

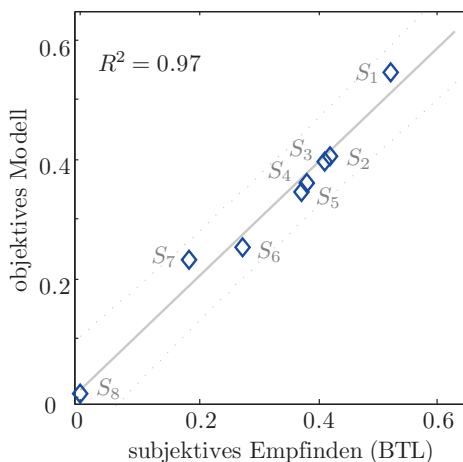


Abbildung 5.9: Vergleich der subjektiven Geräuschqualität aus den Ergebnissen des Hörversuchs und dem besten mittels Regressionsanalyse ermittelten objektiven Prognosemodell aus Gl. (5.30) mit dem Bestimmtheitsmaß von $R^2 = 0,97$

Kapitel 6

Möglichkeiten zur Effizienzsteigerung des ganzheitlichen Ansatzes

In diesem Kapitel werden Möglichkeiten diskutiert, den erforderlichen Aufwand der ganzheitlichen Simulationskette zu reduzieren, ohne dabei einen Genauigkeitsverlust hinnehmen zu müssen. Eine Idee besteht darin, sogenannte akustische Transferfunktionen [167] zu verwenden, mit denen direkt vom Schwingungsverhalten der abstrahlenden Struktur auf die akustischen Größen in der Umgebungsluft geschlossen werden kann, ohne Berechnungen im Fluidgebiet durchführen zu müssen. Zur Bestimmung der Übertragungsfunktion muss vorab einmal das Verhalten im akustischen Fluid für eine bekannte Schwingungssituation der abstrahlenden Struktur experimentell oder numerisch ermittelt werden. Die Transferfunktion ergibt sich dann nach [168] aus

$$\mathbf{p}(f) = \mathbf{TF}(f)\mathbf{v}(f) \quad . \quad (6.1)$$

Diese Methodik ist in gewisser Weise analog zum Rayleigh-Integral aus Gl. (4.13) in Kapitel 4.2, da von jeder strahlenden Fläche in $\mathbf{v}(f)$ zu jedem interessierenden Punkt in $\mathbf{p}(f)$ der jeweilige Faktor für die Matrix $\mathbf{TF}(f)$ bestimmt werden muss. Dieser Vorgang muss für jede interessierende Frequenz f durchgeführt werden. Stehen die akustischen Transferfunktionen $\mathbf{TF}(f)$ zur Verfügung, kann im Anschluss der Schalldruck an den interessierenden Positionen im Luftvolumen durch eine einfache Matrix-Vektor-Operation berechnet werden. Dafür ist lediglich die Berechnung der Oberflächenschnelle der Struktur $\mathbf{v}(f)$ als Eingangsgröße erforderlich. Für den Fall, dass viele Varianten berechnet werden müssen, eröffnet diese Vorgehensweise die Möglichkeit, sehr viel Berechnungszeit einzusparen. In [168] wurden die akustischen Transferfunktionen beispielsweise für die akustische Optimierung eines Getriebegehäuses und des Motors eines elektrischen Fensterhebers genutzt. Das Getriebegehäuse wurde an den Stellen versteift, an denen sowohl die Oberflächenschnelle als auch die akustischen Transferfunktionen besonders groß waren, um das akustische Verhalten zu verbessern.

Die akustischen Transferfunktionen haben allerdings einen sehr großen Nachteil. Sie behalten ihre Gültigkeit nur, solange alle mechanischen Randbedingungen und die abstrahlenden Flächen unverändert bleiben. Die äußere Gestalt der abstrahlenden Struktur darf sich also nicht ändern. Demzufolge sind die akustischen Transferfunktionen ausschließlich für die Untersuchung unterschiedlicher Betriebsszenarien und Modifikationen der inneren Geometrie geeignet. Des Weiteren bietet diese Methode keinerlei Flexibilität hinsichtlich alternativer Auswertepunkte in $\mathbf{p}(f)$. Sollten sich neue Anforderungen ergeben, müssen die akustischen Transferfunktionen neu berechnet werden. Für den hier vorgestellten ganzheitlichen Ansatz sind die akustischen Transferfunktionen also nur einsetzbar, wenn beispielsweise der Kurbeltrieb oder der Magnetkreis eines Motors optimiert werden soll. Für

den Vergleich verschiedener Kapselungen oder Rippenkonfigurationen sind sie unbrauchbar.

Ziel des ganzheitlichen Ansatzes ist es, die auditive Wahrnehmung des Menschen zu berücksichtigen. Für den Fall, dass die akustischen Transferfunktionen für eine gegebene Fragestellung sinnvoll einsetzbar sind, könnten diese so erweitert werden, dass die Ausgabegröße $\mathbf{p}(f)$ in Gl. (6.1) nicht den physikalischen Schalldruck sondern psychoakustische Parameter beinhaltet. In [169] wurden beispielsweise schon die psychoakustischen Parameter Lautheit, Schärfe und Rauigkeit auf Basis von Körperschallsignalen berechnet, anstatt den Schalldruckverlauf zu verwenden. Zur Bewertung der Methode wurden die psychoakustischen Parameter sowohl unter Verwendung der Strukturschwingungen als auch des resultierenden Luftschalls berechnet und anschließend verglichen. Dabei stellte sich heraus, dass die Lautheit mit $r = 0,9$ eine relativ hohe Korrelation aufweist, während die Schärfe mit $r < 0,5$ kaum noch korreliert. Die Korrelation der Rauigkeit ist mit $r \approx 0,8$ gut, zeigt aber eine starke Abhängigkeit von der Sensorposition. Die Absolutwerte sind völlig verfälscht. Im Fall der gut korrelierenden Lautheit liegen die unter Nutzung der Strukturschwingungen und des Luftschalls berechneten Absolutwerte etwa eine Zehnerpotenz auseinander. Mit Hilfe eines Korrekturfaktors, der zum Beispiel über einen zusätzlichen Hörversuch bestimmt oder aus dem Vergleich vieler Messpunkte abgeschätzt werden kann, lässt sich dieses Problem bekämpfen. Leider ist der Korrekturfaktor nicht allgemeingültig sondern problemabhängig und seine Bestimmung erfordert zusätzlichen Aufwand, der dem Ziel der Effizienzsteigerung entgegenwirkt. Abschließend kann zusammengefasst werden, dass diese Methode aufgrund der mangelnden Allgemeingültigkeit und der unzureichenden Ergebnisqualität für den hier präsentierten ganzheitlichen Ansatz ungeeignet ist. Steht eine komplexere psychoakustische Größe im Fokus, die wie die Geräuschqualität auf mehreren Parametern beruht, ist zu erwarten, dass die Ergebnisqualität noch schlechter ausfällt, da die psychoakustischen Grundgrößen bereits mangelhafte Korrelationen aufweisen.

Eine weitere Idee, die Effizienz des ganzheitlichen Ansatzes maßgeblich zu steigern, besteht darin, für die Auralisierung Methoden der MP3-Technologie einzusetzen. Die MP3-Technik und ihre Weiterentwicklungen nutzen bestimmte Eigenschaften des menschlichen Gehörs aus, um nicht alle Informationen eines Geräuschsignals speichern zu müssen, sondern diese unter Nutzung einiger allgemeiner Informationen neu zu generieren. Der menschliche Zuhörer ist nicht in der Lage, diese Signale von den Originalsignalen zu unterscheiden. Im vorliegenden Fall ist es das Ziel, die Anzahl der zu berechnenden Frequenzen zu reduzieren, da diese linear in den Gesamtrechenaufwand eingehen. Die dafür vorgestellte Methodik zielt insbesondere auf die hohen Frequenzen ab. Ist die Berechnung der hohen Frequenzen nicht erforderlich, kann eine gröbere Diskretisierung des Fluidvolumens verwendet werden, da nicht mehr so kleine Wellenlängen aufgelöst werden müssen. Dies reduziert wiederum den Berechnungsaufwand für jeden einzelnen Frequenzschritt, woraus ein erhebliches Einsparpotential resultiert. Die Vernachlässigung der höheren Frequenzen kommt allerdings nicht in Frage, da wesentliche Phänomene der Motorakustik, wie beispielsweise Tickern und Dieselnageln, durch die hochfrequenten Anteile eines Geräusches entstehen. Dabei müssen die verantwortlichen Frequenzen nicht einmal besonders hohe Amplituden besitzen. Aus diesem Grund wird nachfolgend eine Möglichkeit vorgestellt, die Berechnung dieser Frequenzen adäquat zu substituieren. Dazu wird ein Basisprinzip der sogenannten Spektralbandreplikation (SBR, englisch: Spectral Band Replication) [170] genutzt. Diese ist ein Teil der MPEG-4 High Efficiency Advanced Audio

Coding (HE-AAC) Methodik, die eine Weiterentwicklung der MP3-Technologie darstellt. Übertragen auf den ganzheitlichen Ansatz bedeutet dies, dass die höheren Frequenzen aus den berechneten Ergebnissen der tieferen Frequenzen generiert werden können, anstatt das komplette FE-System für diese Frequenzen lösen zu müssen. Dazu werden die dominanten Motorordnungen verwendet, die die Charakteristik eines Motorgeräusches prägen. Dieser Ansatz wurde bereits in einer Vorstudie getestet [171]. Dazu wird eine beliebige Frequenz als höchste zu berechnende Frequenz definiert und die FE-Berechnung für diese und alle tieferen Frequenzen durchgeführt. Anschließend werden alle höheren Frequenzen bis zur höchsten interessierenden Frequenz aus den zuvor berechneten Ergebnissen generiert. Im Testfall in [171] betrug die höchste zu berechnende Frequenz 5 kHz und die höchste interessierende Frequenz wurde als 15 kHz definiert. Die Frequenzen wurden ausschließlich für die ganzzahligen Vielfachen der halben ersten Motorordnung generiert, um das resultierende auralisierte Motorgeräusch mit dem Geräusch vergleichen zu können, das aus den ursprünglichen FE-Berechnungsergebnissen erzeugt wurde, die die Frequenzen bis 15 kHz umfassen. Für jede zu generierende Frequenz wird die Amplitude und die Phasenlage der dominantesten Motorordnung verwendet, die gleichzeitig ein ganzzahliger Teiler der zu generierenden Frequenz ist. Die Amplitude wird mit zunehmender Frequenz gemäß einer zuvor definierten Funktion immer mehr abgeschwächt. Dieses prinzipielle Verhalten entspricht den zuvor aus Simulation und Experiment gewonnenen Erfahrungen. Zunächst wird eine lineare Funktion für die Amplitudendefinition verwendet, die im interessierenden Frequenzbereich niemals unter eine definierte Mindestamplitude fällt und in der Größenordnung der Amplitude der höchsten berechneten Frequenz startet. Prinzipiell sind natürlich auch komplexere Funktionen möglich. In [171] wurde allerdings gezeigt, dass mit Hilfe linearer Funktionen bereits exzellente Ergebnisse erzielt werden können. Das resultierende Geräusch war für verschiedene Experten nicht von dem Geräusch zu unterscheiden, das auf den vollständigen Berechnungsergebnissen bis 15 kHz beruht. Die vorgestellte Methode zur Effizienzsteigerung funktioniert nur, weil das menschliche Gehör im höheren Frequenzbereich immer weniger zwischen einzelnen Geräuschen unterscheiden kann. Dies zeigt sich auch in der auditiven Differenzierbarkeit von einzelnen Sinustönen und Schmalbandrauschen. Der hörbare Unterschied nimmt mit zunehmender Frequenz immer weiter ab [155]. Dies kann mit der in Kapitel 5.4 erörterten Funktionsweise des menschlichen Gehörs begründet werden, das nahe beieinander liegende Frequenzanteile des Spektrums in Bark-Bändern zusammenfasst. Die Bark-Bänder werden im höheren Frequenzbereich immer breiter. Demzufolge sind immer mehr Frequenzen in einem Bark-Band enthalten und die Differenzierungsfähigkeit bezüglich individueller Töne bzw. Frequenzen nimmt ab. Außerdem besitzen die Spektren der meisten Geräusche charakteristische Einhüllende. Die Einhüllenden des tiefen und des hohen Frequenzbereichs weisen dabei sehr oft eine starke Korrelation auf. Periodische, immer wiederkehrende harmonische Komponenten, wie die Motorordnungen, sind ein Beispiel dafür. Abschließend kann zusammengefasst werden, dass sich der Rechenaufwand des ganzheitlichen Ansatzes durch die erörterte Maßnahme drastisch reduzieren lässt, da zum einen die Berechnung vieler Frequenzschritte eingespart werden kann und zum anderen die Berechnung eines Frequenzschrittes aufgrund einer größeren Diskretisierung wesentlich weniger Aufwand erfordert. In zukünftigen Arbeiten sollte mit Hilfe von Probandenstudien untersucht werden, ob die auditive Präsentation der berechneten Geräusche verbessert werden kann, wenn zusätzlich ein neutrales Hintergrundrauschen eingespielt wird, das bei Motorgeräuschen typischer Weise vorkommt, in der Regel aber nicht wahrgenommen wird. Eine Schwachstelle der auralisierten numerischen Simulationsergebnisse ist bisher, dass diese

aufgrund des erforderlichen Rechenaufwandes aus zu wenig Frequenzen bestehen und aus diesem Grund etwas ungewohnt klingen. Dieser Sachverhalt könnte durch das Einspielen unspezifischer Hintergrundgeräusche möglicherweise behoben oder abgeschwächt werden, da der Gesamtgeräuschcharakter ohnehin vorwiegend durch die dominanten Motorordnungen bestimmt wird.

Kapitel 7

Auslegung und Modellierung von Kapselsystemen

Für die Anwendung des in Kapitel 2 erläuterten ganzheitlichen Ansatzes zur rechnergestützten Bewertung von Motorkapselungen hinsichtlich der auditiven Wahrnehmung des Menschen ist es von zentraler Bedeutung, das Materialverhalten der Kapselmaterialien im Modell adäquat abbilden zu können. Wie in Kapitel 1 dargelegt wurde, stellen Motorkapselungen für automotive Antriebe eine einfache und sehr effiziente Möglichkeit dar, die Schallemissionen signifikant zu reduzieren. Aus diesem Grund werden Kapselsysteme zunehmend sowohl für Verbrennungs- als auch Elektromotoren eingesetzt. Die verfügbare Bandbreite von Kapselmaterialien für automotive Anwendungen ist enorm. Entsprechend unterschiedlich sind folglich die zugrundeliegenden Mikrostrukturen, die das makroskopische Verhalten der Materialsysteme bestimmen. Es gibt einfache Kapselmaterialien wie Faservliese und geschlossen- bzw. offenporige Schäume aus den verschiedensten Grundmaterialien. Häufig werden allerdings Materialverbunde aus mehreren Komponenten aufgebaut. Dies können einfache Feder-Masse-Systeme sein, die beispielsweise aus weichen Kunststoffschäumen und einer zusätzlichen Schwerschicht aus Bitumen oder Aluminiumfolie bestehen. Es gibt aber auch exotischere Varianten, zum Beispiel mit einem kautschukartigem Imprägnat versehene mehrschichtige Systeme, die aus einem einfachen Basisschaum oder -vlies erzeugt werden [172]. Leider sind die für die Akustiksimulation erforderlichen Materialparameter meist nicht vollständig verfügbar, da die Hersteller derartiger Materialien ausschließlich experimentalbasiert entwickeln und die Materialparameter dafür nicht benötigen. Nachfolgend werden daher sowohl experimentelle als auch simulationsbasierte Möglichkeiten aufgezeigt, Parameter zur Beschreibung des makroskopischen Verhaltens von Kapselmaterialien zu gewinnen. Das Ziel ist eine möglichst einfache und zuverlässige Vorgehensweise. Außerdem werden verschiedene Einflussfaktoren auf die Wirksamkeit von Kapselmaterialien diskutiert und Designempfehlungen für die Gestaltung effizienter Motorkapselungen abgeleitet.

7.1 Experimentelle Bestimmung der makroskopischen Materialeigenschaften

Die übliche Vorgehensweise bei der Charakterisierung des akustischen Verhaltens von Dämm- und Kapselmaterialien sowie von Materialverbundsystemen ist die experimentelle Bestimmung von frequenzabhängigen Absorptionskurven. Dazu kann zum Beispiel eine α -Kabine genutzt werden, deren Dimensionierung und Verwendung in der DIN 52212 und ISO 354 genormt ist. In Abbildung 7.1 ist eine solche Kabine und der zugehörige schematische Aufbau dargestellt. Die Beispieldkabine ist 3,22 m lang, 2,37 m breit und 2,03 m

hoch und repräsentiert einen verkleinerten Hallraum mit einem Volumen von $6,44 \text{ m}^3$. Im Allgemeinen ist eine α -Kabine für Probengrößen von $0,6$ bis $2,4 \text{ m}^2$ geeignet. Der Vorteil einer α -Kabine besteht darin, dass der Absorptionskoeffizient des jeweiligen Materials für ein diffuses Schallfeld gemessen werden kann. Ein solches, aus mehreren Quellen und reflektierenden Wänden entstehendes Schallfeld kommt den realen Anwendungsfällen, insbesondere im Motor- und Fahrzeuginnenraum, sehr nahe.

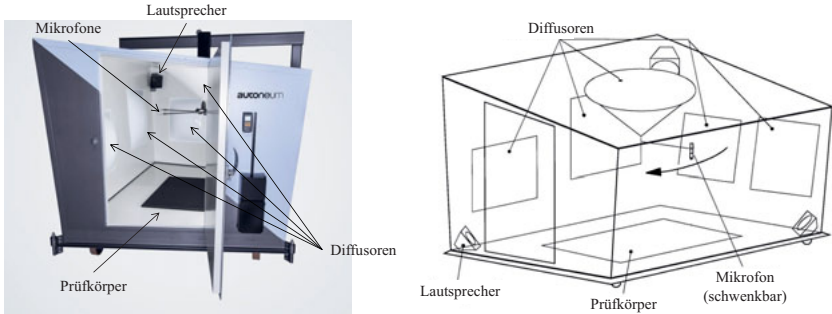


Abbildung 7.1: Links: eine moderne α -Kabine zur Messung der Schallabsorption (Quelle: <http://www.autoneum.com/de/produkte/messsysteme/>), rechts: schematischer Aufbau einer α -Kabine (Quelle: http://www.jan-borgers.de/Akustik_Pruefstaende/alpha-Kabine.pdf)

Der Absorptionskoeffizient α_s nach Sabine [173]

$$\alpha_s = 0,163 \cdot \frac{V_K}{A_{Pr} \cdot \Delta T_N} \quad (7.1)$$

wird für den Frequenzbereich von $0,4$ bis 10 kHz über eine Änderung der Nachhallzeit T_N bestimmt, die durch die zusätzlich eingebrachte Absorption des Probekörpers verursacht wird. Die Gl. (7.1) gilt für ein diffuses Schallfeld und gibt mit V_K das Kabinenvolumen und mit A_{Pr} die Probenfläche an. Die Nachhallzeit T_N ist als die Zeit definiert, die verstreicht, bis der Schalldruckpegel einer plötzlich verstummen Geräuschquelle auf ein Tausendstel des ursprünglichen Niveaus abgefallen ist. Mit Hilfe einer α -Kabine können Automobilhersteller Proben auch gemeinsam mit dem zugehörigen Bauteil vermessen und somit für den späteren Anwendungsfall direkt die Effizienz verschiedener Maßnahmen abschätzen. Als dafür in Frage kommendes Bauteil kann zum Beispiel eine mit Dämmungsmaterialien ausgekleidete Motorhaube genannt werden. Für die numerische Berechnung sind derartige Messungen ausschließlich als Validierungsmöglichkeit für das Gesamtmodell verwendbar. Um eine Akustiksimulation durchführen zu können, sind die Materialparameter der Dämmmaterialien erforderlich. Aus diesem Grund gilt es, diese zu bestimmen.

Weit verbreitet ist die Messung von Transmissionskurven, um das sogenannte Einfügedämmmaß zu bestimmen. Für diese Messung kann ein Fensterprüfstand genutzt werden, in den die schwingende Struktur eingebracht wird. Anschließend werden die Schalldruckpegel mit und ohne der zu bewertenden akustischen Maßnahme gemessen und deren Differenz gebildet. Meistens wird jedoch auf ein Impedanzmessrohr (auch Kundtsches Rohr genannt, siehe Abbildung 7.2) zurückgegriffen, um die Absorption für den senkrechten

Schalleinfall und das Schalldämmmaß des jeweiligen Materials zu messen, ohne dass die Messung durch den Einfluss einer anderen, sehr viel steiferen Struktur dominiert wird. Die Vorgehensweise für die Schallabsorptionsmessung unter senkrechtem Schalleinfall mittels Impedanzmessrohr ist in der ISO Standard 10534-2 [174] definiert. Allerdings existieren auch bei diesen Messungen verschiedene signifikante Einflussfaktoren auf das Ergebnis. In [175] wurde statistisch nachgewiesen, dass die Einbauart einen signifikanten Einfluss besitzt, obwohl die verschiedenen Einbauarten laut Theorie zu identischen Ergebnissen führen sollten. Des Weiteren hat die Herstellung der Proben, also der Zuschnitt auf den jeweiligen Durchmesser bzw. Querschnitt (es gibt auch rechteckige Impedanzrohre), einen maßgeblichen Einfluss auf die Messergebnisse. Darüber hinaus wurde in [176] gezeigt, dass zum einen die Ergebnisse beim mehrfachen Einbau der selben Probe streuen und zum anderen, dass beim Vergleich mehrerer analog gefertigter Proben unterschiedliche Ergebnisse resultieren können. Bei Untersuchungen zu diesen Abweichungen wurde festgestellt, dass die Streuung der Ergebnisse reduziert werden kann, wenn für die Fertigung der Materialproben CNC-gesteuerte Schneidwerkzeuge verwendet werden. Abrasivwasserstrahl schneiden hat sich dagegen als ungeeignet erwiesen. Der Einfluss von Luftzwischenräumen beim Einbau der Probekörper wurde in [177] untersucht. Zusammenfassend ist darauf zu achten, dass Verkanntungen, Verwölbungen und eine undefinierte Kompression der Probekörper im Impedanzmessrohr sowie Beschädigungen beim Zuschnitt (insbesondere in den Randbereichen) vermieden werden.

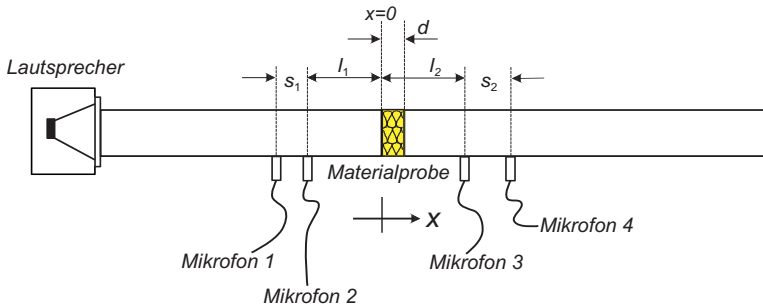


Abbildung 7.2: Aufbau eines modernen Impedanzmessrohrs zur Charakterisierung der akustischen Eigenschaften von Dämmmaterialien

Die Abbildung 7.2 zeigt den Aufbau eines modernen Impedanzmessrohrs nach [178]. Die Schalldruckmessung wird im Vergleich zum klassischen Impedanzmessrohr um zwei fest positionierte Mikrofone ergänzt, die hinter der Probe platziert werden. Dadurch kann das Impedanzmessrohr nicht nur die Absorption, Reflexion und Transmission messen, sondern auch zur Bestimmung der Biot-Parameter (Porenformfaktor, Tortuosität, Strömungswiderstand, usw.) genutzt werden, wenn weitere Informationen, wie zum Beispiel Materialtyp und Frequenzbereich, vorliegen [15].

Eine Möglichkeit den Transmissionsverlust aus der Impedanzrohrmessung mit vier Mikrofonen (siehe Abbildung 7.2) zu berechnen, ist die Transfer-Matrix-Methode [179]. Diese Methode basiert darauf, dass ebene Wellen vorausgesetzt werden können und ausschließlich Longitudinalwellen im Rohr auftreten. Demzufolge wird der auswertbare Frequenzbereich bei Impedanzrohrmessungen durch den Rohrdurchmesser bestimmt. Sobald die

Wellenlängen klein genug sind, dass sich Wellen senkrecht zur Rohrlängsachse ausbreiten können, sind die ermittelten Ergebnisse unbrauchbar [180]. Die Probe wird mittig im Impedanzmessrohr platziert. Der Schalldruck auf der linken Seite des Rohrs an den Mikrofonen 1 und 2 ergibt sich aus

$$p(x, t) = C_1 e^{i(\omega t - k_\omega x)} + C_2 e^{i(\omega t + k_\omega x)} \quad (7.2)$$

Für die rechte Seite des Rohres mit den Mikrofonen 3 und 4 gilt

$$p(x, t) = C_3 e^{i(\omega t - k_\omega x)} + C_4 e^{i(\omega t + k_\omega x)} \quad (7.3)$$

Die Gleichungen (7.2) und (7.3) unterscheiden sich lediglich in den Konstanten C_i , die die Amplituden der vor- und rückwärts laufenden Wellen angeben. Dabei ist k_ω wieder die Wellenzahl, i die imaginäre Einheit, t die Zeit, x die Koordinate in Längsrichtung des Rohrs und ω die Kreisfrequenz. Die Konstanten C_1 bis C_4 können mit Hilfe der Druckmesswerte p_1 bis p_4 an den vier Mikrofonen wie folgt bestimmt werden

$$C_1 = \frac{i(p_1 e^{ik_\omega x_2} - p_2 e^{ik_\omega x_1})}{2 \sin(k_\omega(x_1 - x_2))} \quad (7.4)$$

$$C_2 = \frac{i(p_2 e^{-ik_\omega x_1} - p_1 e^{-ik_\omega x_2})}{2 \sin(k_\omega(x_1 - x_2))} \quad (7.5)$$

$$C_3 = \frac{i(p_3 e^{ik_\omega x_4} - p_4 e^{ik_\omega x_3})}{2 \sin(k_\omega(x_3 - x_4))} \quad (7.6)$$

$$C_4 = \frac{i(p_4 e^{-ik_\omega x_3} - p_3 e^{-ik_\omega x_4})}{2 \sin(k_\omega(x_3 - x_4))} \quad (7.7)$$

Die Variablen x_i repräsentieren dabei die unveränderlichen Mikrofonpositionen. Die Differenz $x_1 - x_2$ gibt dementsprechend beispielsweise den Abstand s_1 zwischen Mikrofon 1 und 2 an. Die zum jeweiligen Schalldruck p zugehörige Schallschnelle v lässt sich über das akustische Trägheitsgesetz

$$v(x, t) = \frac{i}{\omega \rho_0} \frac{\partial p(x, t)}{\partial x} \quad (7.8)$$

berechnen [102]. Daraus ergibt sich mit $k_\omega = \omega/c$ für die Schallschnelle auf der linken Seite des Rohres der Zusammenhang

$$v(x, t) = \frac{i}{\omega \rho_0} \frac{\partial (C_1 e^{i(\omega t - k_\omega x)} + C_2 e^{i(\omega t + k_\omega x)})}{\partial x} = \frac{C_1 e^{i(\omega t - k_\omega x)} - C_2 e^{i(\omega t + k_\omega x)}}{\rho_0 c} \quad (7.9)$$

Darin können die Fluidichte ρ_0 und die Schallgeschwindigkeit des Fluids c zur Impedanz $Z = \rho_0 c$ zusammengefasst werden. Für die rechte Seite des Rohres mit den Mikrofonen 3 und 4 gilt

$$v(x, t) = \frac{C_3 e^{i(\omega t - k_\omega x)} - C_4 e^{i(\omega t + k_\omega x)}}{Z} \quad (7.10)$$

Die Gleichungen (7.2)-(7.3) und (7.9)-(7.10) können nun genutzt werden, um von beiden Luftkavitäten des Impedanzmessrohrs aus gesehen, den Schalldruck und die Schallschnelle auf der jeweiligen Oberfläche der Schaumprobe bei $x = 0$ und $x = d$ zu berechnen. Mit diesen Drücken und Schnellen können die Transmissionsfaktoren T_{ij} der Transfermatrix in Gleichung (7.11) berechnet werden.

$$\begin{pmatrix} p_e \\ v_e \end{pmatrix}_{x=0} = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} p_a \\ v_a \end{pmatrix}_{x=d} \quad (7.11)$$

Aus Gleichung (7.11) ist ersichtlich, dass für die Bestimmung der vier unbekannten Transmissionsfaktoren T_{ij} lediglich zwei Gleichungen zur Verfügung stehen. Aus diesem Grund ist eine weitere Messung notwendig, bei der die Anregung mittels Lautsprecher von der anderen Seite des Impedanzmessrohrs erfolgt [178]. Dadurch ergeben sich analog zu Gleichung (7.11) zwei weitere Gleichungen

$$\begin{pmatrix} p_{e2} \\ v_{e2} \end{pmatrix}_{x=d} = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} p_{a2} \\ v_{a2} \end{pmatrix}_{x=0}, \quad (7.12)$$

die die gleichen Transmissionsfaktoren T_{ij} beinhalten. Diese Vorgehensweise wird „two-load method“ genannt [181]. Die einzelnen Transmissionsfaktoren T_{ij} ergeben sich dabei aus

$$T_{11} = \frac{p_e v_{a2} - p_{e2} v_a}{p_a v_{a2} - p_{a2} v_a} \quad (7.13)$$

$$T_{12} = \frac{p_{e2} p_a - p_e p_{a2}}{p_a v_{a2} - p_{a2} v_a} \quad (7.14)$$

$$T_{21} = \frac{v_e v_{a2} - v_{e2} v_a}{p_a v_{a2} - p_{a2} v_a} \quad (7.15)$$

$$T_{22} = \frac{p_a v_{e2} - p_{a2} v_e}{p_a v_{a2} - p_{a2} v_a}. \quad (7.16)$$

Unter Zuhilfenahme der Probendicke d und der Impedanz Z wird der Transmissionskoeffizient T_α

$$T_\alpha = \frac{2e^{ik_\omega d}}{T_{11} + \frac{T_{12}}{Z} + Z T_{21} + T_{22}} \quad (7.17)$$

aus den einzelnen Transmissionsfaktoren T_{ij} berechnet. Der durch die Probe verursachte Transmissionsverlust (TL - Transmission Loss)

$$TL = 10 \log \left(\frac{1}{|T_\alpha|^2} \right), \quad (7.18)$$

der auch Schalldämmmaß genannt wird, ergibt sich schließlich aus dem Transmissionskoeffizient T_α . Das frequenzabhängige Schalldämmmaß erfordert für jede interessierende Frequenz, die Bestimmung des Transmissionskoeffizienten T_α . Demzufolge müssen auch die Transmissionsfaktoren T_{ij} für jede einzelne Frequenz ermittelt werden. Zu diesem Zweck können beispielsweise Gleitsinussignale als Anregung verwendet werden.

Unter der Bedingung, dass für die Materialprobe Reziprozität (reziproke Proportionalität) angenommen werden kann und die Probe mittig im Impedanzmessrohr positioniert sowie der gesamte Versuchsaufbau symmetrisch ist, ergeben sich nach [180] folgende zusätzliche Zusammenhänge

$$T_{11} = T_{22} \quad (7.19)$$

$$T_{11} T_{22} - T_{12} T_{21} = 1. \quad (7.20)$$

Mit Hilfe dieser zwei zusätzlichen Gleichungen können die Transmissionsfaktoren T_{ij} mit dem Versuchsaufbau in Abbildung 7.2 nun aus einer Messung ermittelt werden. Dies reduziert den experimentellen Gesamtaufwand erheblich, da kein Umbau des Impedanzmessrohrs notwendig ist und sich die erforderliche Anzahl von Messungen um die Hälfte verringert.

Für viele Materialmodelle ist die Kenntnis des Elastizitätsmoduls, der Querkontraktionszahl und der Dämpfung erforderlich. Alle drei Parameter können mit Hilfe von klassischen Zugversuchen bestimmt werden. Zu diesem Zweck wird in dieser Arbeit eine Hydropulsanlage der Firma MTS® (siehe Abbildung 7.3(a)) verwendet. Die Abbildung 7.3(b) zeigt eine eingespannte Aluminiumschaumprobe in der typischen Schulterprobenform gemäß DIN EN ISO 6892-1 mit zwei verschiedenen Extensiometertypen. In Abbildung 7.3(c) ist eine Schaumstoffprobe abgebildet, die für eine Messung mittels Videoextensiometer vorbereitet wurde. Im Vergleich zu den mechanischen Extensiometern bieten Videoextensiometer den Vorteil, dass bei exakt aufgetragenem Messgitter eine höhere Ergebnisqualität und Reproduzierbarkeit erreicht wird, da beispielsweise Positionierungsprobleme entfallen. Bei weichen Schaumproben ist außerdem die zusätzliche Masse der angebrachten Extensiometer ein Problem. Dadurch kann die Probe bereits verformt und aus der Zugschulter der Krafteinleitung herausbewegt werden. Darüber hinaus kann der kraftschlüssige Anbindungsmechanismus der klassischen Extensiometer eine Schaumprobe spürbar komprimieren, wodurch das Messergebnis weiter verfälscht wird. Aus diesem Grund ist eine kontaktlose Querkontraktionsmessung zu bevorzugen.

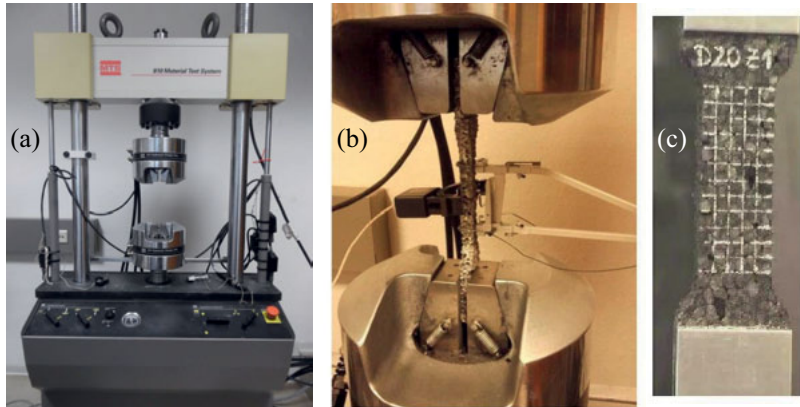


Abbildung 7.3: Zugversuch zur Materialcharakterisierung, (a) Hydropulsanlage, (b) eingespannte Aluminiumschaumprobe mit zwei Extensiometern, (c) für Videoextensiometer vorbereitete Schaumprobe (Quelle: https://www.ifm.kit.edu/download/hohenwart_ulrich.huber.pdf)

Die Messung der Spannungs-Dehnungs-Kurve kann kraft- oder weggesteuert erfolgen. Der resultierende Elastizitätsmodul berechnet sich nach

$$E = \frac{\sigma}{\varepsilon} = \frac{F_Z \cdot l_0}{A_0 \cdot \Delta l} \quad (7.21)$$

aus der gemessenen Kraft F_Z , der gemessenen Längenänderung Δl sowie der Ausgangslänge l_0 und der Ausgangsfläche A_0 . Für diese Berechnung muss auf Messwerte zurückgegriffen werden, die sich im linearen Bereich der Spannungs-Dehnungs-Kurve befinden, da ansonsten der lineare Zusammenhang von Spannungen σ und Dehnungen ε des Hookschen Gesetzes in Gl. (7.21) nicht genutzt werden kann. Die Querkontraktionszahl ν ergibt sich

aus dem Verhältnis der Quer- zur Längsdehnung. Für Schaumstoffe ergibt ein Zugversuch ein hysteresenförmiges Spannungs-Dehnungs-Diagramm. Aus der von der Hysteresekurve eingeschlossenen Fläche kann die Dämpfungskonstante des Materials bestimmt werden. Dabei gilt, je größer die Hysteresefläche ist, desto größer ist die Dämpfung des Materials. Grundsätzlich wird bei harmonischen Belastungen von viskoelastischen Materialien von einer elliptischen Fläche im Spannungs-Dehnungs-Diagramm ausgegangen [182]. Daraus wird die Beziehung

$$\sigma = (E' + jE'') \varepsilon = E'(1 + j\eta) \varepsilon \quad (7.22)$$

abgeleitet [183]. Diese beinhaltet den komplexen Elastizitätsmodul $E = (E' + jE'')$ mit dem Speichermodul E' und dem Verlustmodul E'' , welcher ein Maß für die Umwandlung der mechanischen Energie in Reibungswärme darstellt. Der Verlustwert η ist als $\eta = E''/E'$ definiert. Komplexe Moduli können beispielsweise mit dem Resonanzkurven-Verfahren nach EN ISO 6721-3 und dem Torsionspendel-Verfahren nach EN ISO 6721-2 bestimmt werden. Außerdem werden in [184] noch weitere Verfahren zur Charakterisierung von Schaumstoffen genannt (Vibrationsdurchlässigkeit, Eindruckversuche, Rückprallelastizität u.v.m.). Allerdings sind die mit diesen Verfahren identifizierten Parameter für eine numerische Simulation nicht hilfreich.

Die Abbildung 7.4 zeigt anhand eines Beispielergebnisses den typischen Hysteresenverlauf im Weg-Kraft-Diagramm eines Zugversuchs. In der Abbildung sind die Messergebnisse von zwei verschiedenen Proben des gleichen Basismaterials dargestellt. Die Probe II wurde bei der Messung mehrfach be- und entlastet, um mögliche Veränderungen im Materialverhalten identifizieren zu können. Aus Abbildung 7.4 ist ersichtlich, dass der Einfluss einer Mehrfachbelastung lediglich marginal ist, obwohl die aufgetragenen Dehnungen von 12,5% sehr groß sind. Zudem sind die Unterschiede zwischen den Ergebnissen der beiden verschiedenen Proben ebenfalls gering. Dies zeigt, dass die Materialcharakterisierung mit Hilfe eines Zugversuchs für diese Art von Materialien grundsätzlich geeignet ist. Besteht das zu simulierende Kapselmaterial aus mehreren Komponenten, müssen die Zugversuche für jede Einzelkomponente durchgeführt werden, um dessen Materialparameter separat bestimmen zu können.

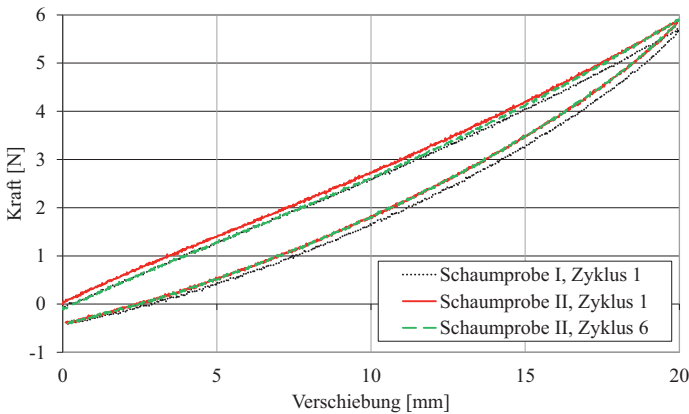


Abbildung 7.4: Beispielhafte Ergebnisse eines Zugversuchs von Schaumstoffproben

Im Allgemeinen ist die Dämpfung frequenzabhängig. Um eine frequenzabhängige Dämpfung mit Hilfe von Zugversuchen zu ermitteln, müsste für jede interessierende Frequenz ein Zugversuch durchgeführt werden, um die Hysteresekurve mit der entsprechenden Dehnrates zu messen. Dies ist zum einen sehr aufwendig und zum anderen sind die meisten Zugversuchsmaschinen hinsichtlich der realisierbaren Dehnrates stark limitiert. Demzufolge ist es oft nicht möglich, den für akustische Probleme interessanten Frequenzbereich zu erreichen. Eine gängige und einfache Alternative, um dennoch eine frequenzabhängige Dämpfungsmodellierung im FE-Modell implementieren zu können, stellt die Rayleigh-Dämpfung dar. Diese verknüpft über die adaptierbaren Parameter α_R und β_R die Massen- und Steifigkeitsmatrix des FE-Modells, um daraus eine Dämpfungsmatrix \mathbf{C}_u zu generieren (siehe Gl. (7.23)). Liegen für diskrete Frequenzen gemessene Dämpfungswerte vor, können diese genutzt werden, um die Parameter α_R und β_R so anzupassen, dass eine hinreichende Approximation der Materialdämpfung erreicht wird.

$$\mathbf{C}_u = \alpha_R \mathbf{M}_u + \beta_R \mathbf{K}_u \quad (7.23)$$

Klassische Versuche wie der Ausschwingversuch sind für den vorliegenden Anwendungsfall aufgrund der zu geringen Steifigkeit der Kapselmaterialien ungeeignet. Zudem liefern derartige Versuche nur für die Grundfrequenz einen geeigneten Dämpfungswert.

Die Kenntnis der Dichten der jeweiligen Einzelmaterialeigenschaften eines Kapselsystems ist unabdingbar für eine numerische Simulation. Deren Bestimmung ist beim Vorhandensein von Probekörpern mit einfacher Geometrie trivial, da das Volumen berechnet und die Masse abgewogen werden kann. Die Beschreibung eines Materials mittels Dichte, Elastizitätsmodul, Querkontraktionszahl und Dämpfung reicht lediglich für ein isotropes Materialmodell aus. Eigene Erfahrungen aus den experimentellen Arbeiten zeigen, dass für kleinporige Schaumstoffe ein isotropes makroskopisches Materialverhalten angenommen werden kann. Solche kleinporigen Schaumstoffmaterialien sind als Dämm- und Kapselmaterialien sehr weit verbreitet. Trotz der Existenz einer Vielzahl komplexerer Materialmodelle für die Simulation poröser Materialien wird in dieser Arbeit in erster Annäherung ein isotropes Materialmodell verwendet, da der Fokus auf der ganzheitlichen Simulationsmethodik und nicht auf der Materialmodellierung liegt. Aus dem gleichen Grund wird hier auch nicht näher auf den Einfluss von temperaturabhängigen Materialparametern eingegangen.

7.2 Numerische Bestimmung der makroskopischen Materialeigenschaften

In diesem Abschnitt werden verschiedene Möglichkeiten vorgestellt, das Materialverhalten von porösen Dämmwerkstoffen unter Anwendung numerischer Verfahren zu bestimmen und zu beschreiben. Als Basis können einerseits experimentelle Daten dienen, um beispielsweise eine inverse Materialparameteridentifikation durchzuführen. Andererseits können auch mittels Computertomographie gewonnene Daten der realen Mikrostruktur verwendet werden, um daraus numerische Modelle aufzubauen, die nicht von einem homogenen Material in der Makroskala ausgehen. Die Nutzung von repräsentativen Volumenelementen (RVE) und Methoden der numerischen Homogenisierung zur Berechnung der effektiven Materialeigenschaften stellt eine weitere Möglichkeit dar.

Inverse Materialparameteridentifikation

Für die inverse Materialparameteridentifikation ist mindestens ein Experiment erforderlich. Dazu wird ein numerisches Modell des Versuchs aufgebaut und die zu charakterisierenden Materialparameter so angepasst, dass das Ergebnis des Experiments bestmöglich reproduziert wird. Häufig werden einfache Versuche, beispielsweise an Balken oder Platten, genutzt, da in diesem Fall auch analytische Referenzlösungen zur Verfügung stehen. Für die Identifikation des vibroakustischen Verhaltens von Kapselmaterialeigenschaften ergibt sich das Problem, dass diese meist eine sehr geringe Steifigkeit besitzen. Aus diesem Grund ist es für viele der typischen Untersuchungen, wie zum Beispiel der Schwingungsanalyse einer Rechteckplatte, notwendig, zusätzlich eine steife Trägerstruktur zu verwenden. Wird ein solcher Versuchsaufbau mit einer beispielsweise metallischen Trägerstruktur verwendet, ist es empfehlenswert, eine Messung mit und ohne dem zu charakterisierenden Material durchzuführen, während kein anderer Parameter variiert wird. Außerdem muss gewährleistet werden, dass das Schwingungsverhalten bzw. die Schallabstrahlung des Versuchsstandes ohne die Materialprobe mit Hilfe des numerischen Modells sehr gut abgebildet werden kann. Ist dies der Fall, können die erforderlichen Materialkennwerte des unbekannten Kapselmaterialeigenschaften durch eine Parameteroptimierung bestimmt werden. Die zusätzliche Messung ohne das zu charakterisierende Material hat den Zweck, die Unsicherheiten im Modell des zugrunde liegenden Versuchsaufbaus zu minimieren, bevor die unbekannten Materialparameter des Kapselmaterialeigenschaften bestimmt werden. Für die Parameterbestimmung wird das Modell um das Kapselmaterial erweitert und die Eingangsparameter der im Modell gewählten Materialmodellierung solange variiert, bis das berechnete Verhalten mit dem experimentell beobachteten übereinstimmt. Diese Vorgehensweise ist vergleichsweise einfach und in vielen Fällen zielführend. Allerdings bringt sie einige Nachteile mit sich. Neben Detailfragen, ob beispielsweise wirklich alle anderen Parameter für die beiden Messungen identisch sind, gibt es ein weiteres Problem. Bei der inversen Materialparameteridentifikation handelt es sich um eine Optimierungsaufgabe. Das bedeutet zum einen, dass es unklar ist, ob die bestimmten Parameter lediglich ein lokales Extremum darstellen und zum anderen, dass es nicht sicher ist, dass es nur eine Lösung gibt, da die Eindeutigkeit der Lösung für inverse Probleme mathematisch nicht nachweisbar ist. Demzufolge ist nicht zweifelsfrei klar, ob die identifizierten Materialparameter problemlos auf andere Anwendungsfälle übertragbar sind.

Für den Fall, dass es aufgrund mangelnder Alternativen notwendig ist, diesen Weg zu gehen, kann dafür ebenfalls auf das in Kapitel 7.4 vorgestellte virtuelle Impedanzmessrohr zurückgegriffen werden. Somit können die benötigten Materialparameter bestimmt werden, indem das Ergebnis eines realen Versuchs im Impedanzmessrohr nachgerechnet wird. Das Impedanzmessrohr stellt einen vergleichsweise einfachen, flexiblen und transportablen Versuchsstand dar. Allerdings ist es wichtig, dass die in Kapitel 7.1 diskutierten Einflussfaktoren auf die Messergebnisse beachtet werden.

Nutzung der Computertomographie

Computertomographen (CT) werden zunehmend für die zerstörungsfreie Werkstoff- und Bauteilprüfung genutzt. Zur Bestimmung der makroskopischen Materialeigenschaften von Kapselmaterialeigenschaften kann in diesem Zusammenhang ein weiterer Weg beschritten werden. Dieser basiert darauf, dass die zu charakterisierende Materialprobe gescannt wird und als Ergebnis die detaillierte Mikrostruktur der Probe in Form von Voxeldaten vorliegt. Genauer gesagt, liefert die CT-Analyse für jeden Bildpunkt die dreidimensionalen Ko-

ordinaten und den Grauwert (Hounsfield-Skala), woraus mit Hilfe von entsprechender Software die dreidimensionale Geometrie als STL (surface tessellation language) Datensatz gewonnen werden kann. Mit Hilfe dieser Geometrie können anschließend virtuelle Materialversuche durchgeführt werden, um die Materialparameter zu bestimmen. Dazu müssen natürlich die Materialparameter des Basismaterials, also beispielsweise des Skeletts eines Schaums, bekannt sein. Alternativ ist es auch möglich, die Mikrostruktur im numerischen Modell zu berücksichtigen. Diese Option scheidet allerdings meist aufgrund des enormen Rechenaufwandes aus. Für die Analyse derartiger Strukturen bieten sich fiktive Gebietsmethoden wie die Finite Zellen Methode (FCM) [185] an, da diese kein geometrieangepasstes Netz erfordern. Dadurch ermöglicht die FCM deutlich gröbere Vernetzungen, als sie für eine übliche FE-Analyse notwendig wären. Allerdings wird in der FCM eine im Vergleich zur FEM wesentlich aufwendigere Integrationsmethodik verwendet. Über diese adaptive Integrationsmethodik wird zwischen realem und fiktivem Gebiet unterschieden und die Mikrostruktur erfasst. Eine pauschale Aussage darüber, welche der beiden Methoden für ein gegebenes Problem effizienter ist, ist nicht möglich. Für den speziellen Anwendungsfall, der Modellierung einer mittels CT eingescannten Mikrostruktur, kommt hinsichtlich des erforderlichen Berechnungsaufwandes aber ausschließlich die FCM in Frage, da diese kein geometrieangepasstes Netz benötigt. In [186] wurden beispielsweise Aluminiumschaumstrukturen mit Hilfe der FCM untersucht, deren Mikrostruktur zuvor mittels CT digitalisiert wurde.

Bis vor kurzem konnte die FCM ausschließlich auf hexaederbasierten Diskretisierungen angewendet werden. Die gerade publizierte Erweiterung der FCM auf Tetraederelemente in [187] ermöglicht es nun, über die FCM Porositäten in einem bestehenden FE-Volumenmodell zu berücksichtigen. Diese Erweiterung der FCM war essentiell, da nahezu jedes FE-Modell einer komplexeren Struktur mit Hilfe von Tetraederelementen vernetzt wird. In [188] wird diese Möglichkeit genutzt und am Beispiel von Porositäten, die an Druckgussteilen auftreten, gezeigt, wie diese Methode für reale Anwendungsbeispiele eingesetzt werden kann und welcher Mehrwert sich daraus ergibt [189].

Numerische Homogenisierung und Biot-Modelle

Die numerische Homogenisierung dient der rechnerischen Bestimmung von makroskopischen Materialeigenschaften. Dabei kommt vorwiegend die FEM zum Einsatz, aber auch die im vorherigen Abschnitt beschriebene FCM ist dafür anwendbar. Numerische Homogenisierungsverfahren basieren im Allgemeinen auf einem repräsentativen Volumenelement (RVE) oder einer sogenannten Einheitszelle. In beiden Fällen handelt es sich um einen kleinen Ausschnitt des Materials, der die reale Mikrostruktur statistisch äquivalent abbildet. Aus diesem Grund muss der Ausschnitt groß genug sein, um bereits ein repräsentatives Verhalten zu besitzen. Im Falle eines Schaums mit stochastisch verteilten Lufteinschlüssen darf die zufällige Verteilung in dem RVE folglich keinen Einfluss auf das Ergebnis haben. Üblicherweise besitzt ein RVE eine sehr einfache Gestalt, die zum Beispiel kubisch oder hexaedrisch sein kann (siehe Abbildung 7.5). Mit Hilfe des RVE werden virtuelle Versuche durchgeführt, aus deren Ergebnissen auf die effektiven Eigenschaften des jeweiligen Materials geschlossen werden kann. In [190] wird gezeigt, dass periodische Randbedingungen für eine Homogenisierung besonders gut geeignet sind.

In Abbildung 7.5 sind Beispiele von RVEs für einen Schaum mit kugelförmigen Porositäten und für ein Faservlies dargestellt. Auf der rechten Seite in Abbildung 7.5 sind jeweils die diskretisierten Luftvolumina dargestellt. Auf der linken Seite von Abbildung 7.5(b) ist

das zugehörige Schaumskelett abgebildet. Die Modelle in Abbildung 7.5 wurden in [191] genutzt, um die Materialparameter für das Johnson-Champoux-Allard-Pride-Lafarge-Modells zu ermitteln. Dieses auf der Biot-Theorie basierende Modell geht von einer starren Festkörperstruktur aus. Aus diesem Grund werden ausschließlich die Luftvolumina diskretisiert.

Die Biot-Theorie ist ein allgemeines Konzept für die Beschreibung des dynamischen Verhaltens poröser Materialien. Das Modell basiert auf zwei kontinuierlichen Phasen, einer Festkörper- und einer Fluidphase, die sich räumlich überlagern und am gleichen Ort existieren. Da die Biot-Theorie von einer kontinuierlichen Fluidphase ausgeht, werden geschlossene Poren als Teil des Skeletts betrachtet. Folglich werden jegliche Effekte vernachlässigt, die durch die Fluidbewegung in den geschlossenen Poren verursacht werden. In der Biot-Theorie wird von akustischen Wellen mit Wellenlängen ausgegangen, die wesentlich größer als die charakteristischen Porenabmessungen sind, um den kinetischen und thermischen Energieaustausch zwischen dem strukturellen Skelett und dem Fluid zu beschreiben. Die originale Arbeit von Biot betrachtet den tiefen [192] und den höheren [193] Frequenzbereich getrennt voneinander. Mittlerweile gibt es zahlreiche Veröffentlichungen mit den verschiedensten Modellerweiterungen, die für spezielle Probleme entwickelt wurden.

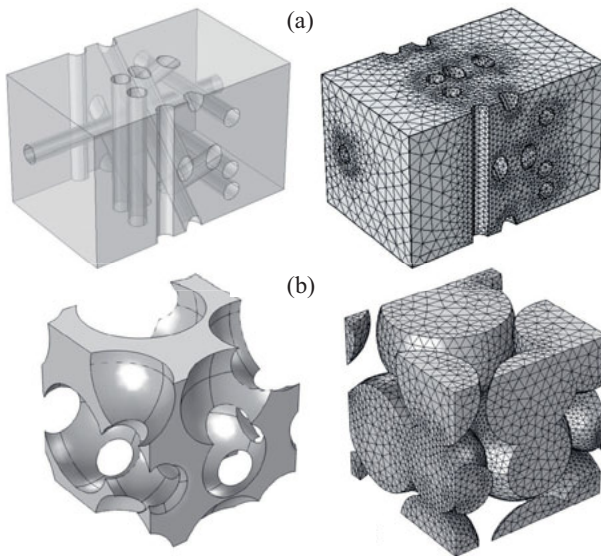


Abbildung 7.5: Zwei verschiedene RVEs aus [191], (a) RVE eines Faservlieses mit 90% Porosität, (b) RVE eines Schaums mit 70% Porosität

In [191] wurde gezeigt, dass die in einem Impedanzmessrohr gemessene Absorptionswirkung mit Hilfe eines geeigneten RVE relativ gut numerisch reproduziert werden kann. Anschließend wurde das RVE in [191] verwendet, um die Absorptionskurven für andere Materialdicken des Schaums zu berechnen. In [194] wurden mittels RVE die Schlüsselweite polyedrischer Poren, der Diskretisierungseinfluss, die Porengröße, geschlossen und

offenporige Schäume sowie die Gesamtdicke untersucht. Dabei hat sich herausgestellt, dass insbesondere die Schlüsselweite und die Porengröße von besonderer Bedeutung sind. In [195] und [196] wurden Untersuchungen mit Hilfe von RVEs durchgeführt, um die Auswirkung verschiedener Einflussparameter auf die Biot-Parameter zu bestimmen. Mit Hilfe der gewonnenen Erkenntnisse wurden Empfehlungen für Chemie-Ingenieure abgeleitet, die daraufhin den Auftrag erhielten, Schaumstoffe mit bestimmten Eigenschaften und einer bestimmten Mikrostruktur herzustellen. Es stellte sich beispielsweise heraus, dass kleinere und vor allem geschlossenporige Zellen sowie dickere Schaumskelette für die akustische Dämmwirkung vorteilhaft sind. Die dargestellte Methodik ist auch für Topologieoptimierungen nutzbar. Allerdings muss dabei sichergestellt werden, dass die sich aus der Optimierung ergebende Mikrostruktur auch zuverlässig herstellbar ist. In [197] werden das Homogenisierungsergebnis und die berechneten Absorptionskoeffizienten der vereinfachten Biot-Modellierung mit der vollständigen, direkten numerischen Berechnung eines RVE verglichen. Dabei werden Unterschiede deutlich, aber es wird geschlussfolgert, dass die mittels Biot-Modell berechneten Ergebnisse ausreichend genau seien. Eine andere Studie [198] beschäftigt sich mit der Streuung der berechneten Biot-Parameter in Abhängigkeit von Irregularitäten und Variationen in der idealisierten Mikrostruktur. Auf Basis der Biot-Theorie wurde auch die sogenannte Poroelastische Finite Elemente Methode (PEM) entwickelt, die für die Berechnung von Fahrzeuginnenräumen, die mit verschiedenen absorbierenden Materialien ausgekleidet sind, eingesetzt wird [199, 200]. Dieser kurze Exkurs in die Möglichkeiten zur Beschreibung poröser Materialien zeigt, dass es sich um ein weites Feld handelt, auf dem zahlreiche Wissenschaftler intensiv forschen. In der vorliegenden Dissertation liegt der Fokus allerdings nicht auf der bestmöglichen Modellierung poroelastischer Materialien, sondern auf dem ganzheitlichen Simulationsansatz, der in der Lage sein soll, jegliche Motorkomponente hinsichtlich der auditiven Wahrnehmung des Menschen zu analysieren. Aus diesem Grund wird hier nicht weiter auf die in diesem Abschnitt angeschnittenen Möglichkeiten zur Modellierung poröser Materialien eingegangen.

7.3 Einfluss von Kompression und Feuchtigkeit

Einige Studien haben sich gezielt mit dem Einfluss der Kompression auf das Verhalten poröser Materialien beschäftigt und zu diesem Zweck auf Impedanzrohrmessungen zurückgegriffen. In [201] wurde gezeigt, dass ein zylindrischer Probekörper aus Polyesterfasern mit einer Ausgangsdicke von 50 mm im komprimiertem Zustand einen deutlich reduzierten Absorptionskoeffizienten besitzt. Dieser ist im tiefen Frequenzbereich unter 2 kHz um bis zu 20% geringer. Zudem ist der qualitative Verlauf des frequenzabhängigen Absorptionskoeffizienten vom Grad der Kompression abhängig. In der Studie [201] wurde die Probe ungleichmäßig komprimiert. Mit Hilfe eines Stiftes wurde dazu die Probenmitte auf 31 mm zusammengepresst, während die Ränder durch einen Rahmen auf der Ausgangsdicke gehalten wurden. Dies sollte als vereinfachtes Szenario das Sitzen einen Fahrgastes auf seinem Platz repräsentieren. Im Allgemeinen wird die Ursache für die reduzierte Absorptionsfähigkeit von komprimierten porösen Materialien darin gesehen, dass sich der Anteil der Lufteinschlüsse verringert [202, 203]. Es wird davon ausgegangen, dass die Festkörperstruktur nicht deformiert wird und sich lediglich die Anordnung der Mikrostruktur ändert. Infolge der dadurch erhöhten Packungsdichte wird der Anteil der Lufteinschlüsse reduziert. Dieser Gedankengang ist für Fasermaterialien nachvollziehbar, aber im Fall von Schaummaterialien wird das Schaumskelett selbst verformt. Insbesondere wenn es sich

um geschlossenporige Schäume handelt, wird sich der Anteil der eingeschlossenen Luft kaum ändern. In [204] wurden typische Dämmmaterialien aus Glas- und Steinwolle mit Kompressionsraten von 1,33 bis 1,6 untersucht. Die Kompression erfolgte dabei gleichmäßig über die ganze Fläche. Die Autoren konstatieren in [204], dass der Einfluss auf den Absorptionskoeffizienten und den Strömungswiderstand klein ist, weil die Kompressionsraten klein seien. Unabhängig davon sind wieder die gleichen Tendenzen erkennbar, es ergibt sich ein leicht geänderter qualitativer Verlauf sowie eine niedrigere Amplitude des Absorptionskoeffizienten im komprimierten Zustand. Allerdings ist noch unklar, ob diese Ergebnisse auf Proben übertragbar sind, die direkt auf schwingenden Strukturen appliziert sind, da alle genannten Studien ausschließlich mit Hilfe von Impedanzrohrmessungen durchgeführt wurden. Es kann jedoch davon ausgegangen werden, dass die Kompression auch in diesem Fall einen signifikanten Einfluss besitzt.

Ein weiterer wichtiger Einflussfaktor, der in diesem Unterkapitel diskutiert werden soll, ist der Einfluss von Feuchtigkeit auf die akustische Wirksamkeit einer Kapselung. Die meisten Materialien, die für die Konstruktion von Motorkapselungen verwendet werden, sind in der Lage, große Mengen Flüssigkeit aufzunehmen. Die Flüssigkeitsaufnahme kann eine Folge von Witterungsbedingungen oder Straßenverhältnissen sein. Es kann sich neben Wasser aber auch um die Aufnahme von Öl handeln, falls es zu Leckagen des Motors kommt oder beim Öl-Wechsel bzw. Nachfüllen größere Menge verschüttet werden. In der Studie [205] wurde der Einfluss von Feuchtigkeit exemplarisch mit Hilfe einer allseitig eingespannten Rechteckplatte aus Aluminium untersucht, auf der ein zweilagiges Kapselmaterial appliziert war. Der in [205] genutzte Versuchsaufbau und das verwendete Material sind in Abbildung 7.6 dargestellt.

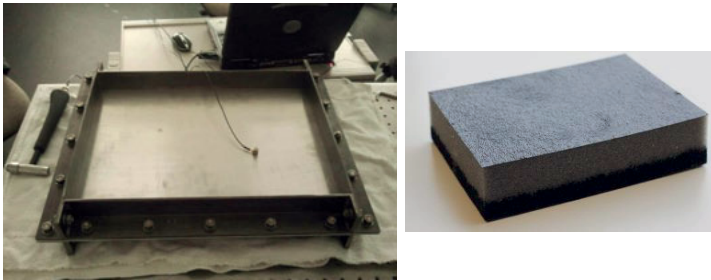


Abbildung 7.6: Versuchsaufbau für die Untersuchung zum Einfluss der Feuchtigkeit (links) und das dazu verwendete Kapselmaterial (rechts)

Die Abbildung 7.7 zeigt die Schwingungsantwort der Platte, die mit Hilfe eines Beschleunigungssensors aufgenommen wurde. Die Anregung wurde über einen Impulshammer realisiert. Der positive Einfluss des Dämmmaterials ist im Vergleich zur Platte ohne Dämmung deutlich erkennbar. Außerdem zeigt sich, dass das im Schaummaterial eingelagerte Wasser lediglich geringe Auswirkungen hat. Das qualitative Verhalten bleibt nahezu unverändert. Allerdings reduzieren sich die zugrunde liegenden Eigenfrequenzen aufgrund der zusätzlichen Masse leicht, da die Steifigkeit des Gesamtsystems währenddessen als nahezu unverändert angesehen werden kann. Die auftretenden Schwingungsamplituden werden durch das eingelagerte Wasser kaum beeinflusst, die gemessenen Unterschiede lassen sich größtenteils durch die Frequenzverschiebung erklären, ausschließlich im Frequenzbereich über

250 Hz ist ein geringer Einfluss sichtbar. Im vorliegenden Fall wurde das Kapselmateriale mit ca. 90 ml getränkt. Das entspricht etwa 15 % des Ausgangsgewichtes des verwendeten Dämmmaterials. Abschließend kann festgestellt werden, dass Flüssigkeitseinlagerungen für die akustische Wirksamkeit derartiger Kapselmateriale von ungeordneter Bedeutung zu sein scheinen.

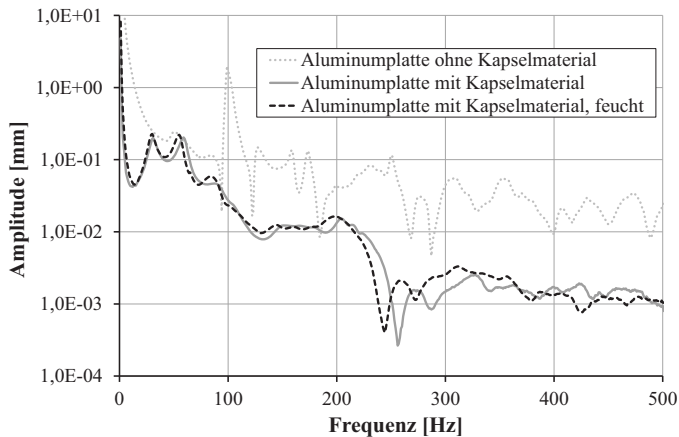


Abbildung 7.7: Einfluss von Feuchtigkeit auf die Schwingungsantwort einer Rechteckplatte mit und ohne appliziertem Kapselmateriale

7.4 Vorauswahl geeigneter Kapselmateriale

Der in dieser Arbeit präsentierte ganzheitliche Ansatz ist geeignet, um einzelne Motorkomponenten bzw. ihre Wirkung auf das Gesamtgeräusch hinsichtlich der auditiven Wahrnehmung des Menschen zu bewerten. Somit können nicht nur Wirkmechanismen einzelner Geräuschquellen sowie deren Wechselwirkungen analysiert, sondern auch Einzelkomponenten des Motors dahingehend verbessert werden. Eine solche Komponente kann beispielsweise eine Motorkapselung sein. Allerdings erfordert die ganzheitliche Betrachtung einen hohen Berechnungsaufwand. Es ist bei der Vielzahl von möglichen Kapselmateriale zweckmäßig, eine geeignete Vorauswahl zu treffen. Dadurch reduziert sich der Aufwand für den gesamten virtuellen Entwicklungsprozess einer Motorkapselung signifikant. Die Idee einer zweckmäßigen Vorauswahl besteht darin, eine möglichst geringe Anzahl geeigneter Materiale zu ermitteln, bevor beispielsweise die Geometrie der Kapselung optimiert wird. Es soll also im Voraus die Frage geklärt werden, ob ein ein-, zwei- oder mehrlagiger Schaum oder ein Vlies, jeweils mit oder ohne Schwerschicht, Einschlüssen oder perforierten Folien, günstiger erscheint und welche Basismateriale für die einzelnen Bestandteile der Kapselsysteme besonders gut geeignet sind. Somit müssen die aufwendigen Akustiksimulationen mit komplexen Geometrien nur noch für die am besten geeigneten Materialsysteme durchgeführt werden. Als Bewertungskriterium für die unterschiedlichen Kapselmateriale kann beispielsweise das Schalldämmmaß verwendet werden. Dieses kann, wie in Kapitel 7.1 beschrieben, mit Hilfe von Impedanzrohrmessungen bestimmt werden. Für den Fall, dass bereits Materialparameter verschiedener Basismateriale aus früheren Un-

tersuchungen vorliegen oder messtechnisch ermittelbar sind, können numerische Studien durchgeführt werden, um das Schalldämmmaß der verschiedenen potentiellen Kandidaten zu bestimmen. Eine Möglichkeit für eine solche numerische Untersuchung zur Materialauswahl wird nachfolgend vorgestellt. Dazu wird analog zur Materialcharakterisierung im Impedanzmessrohr vorgegangen. Aus diesem Grund wird im weiteren Verlauf von einem virtuellen Impedanzmessrohr gesprochen. Diese Vorgehensweise hat den Vorteil, dass nicht für jede in Frage kommende Konfiguration Proben hergestellt werden müssen. Somit erschließen sich große zeitliche und finanzielle Einsparpotentiale. Außerdem ist eine numerische Parameterstudie frei von den in Kapitel 7.1 beschriebenen Unsicherheiten und Variationen der Randbedingungen, Anregungs- und Messsignale. Folglich ist auf Basis der numerischen Studie eine bessere Vergleichbarkeit zwischen den unterschiedlichen Kapselungssystemen gegeben. Zudem kann eine viel größere Variantenvielfalt untersucht werden, ohne eine signifikante Kostensteigerung zu bewirken.

Natürlich sind die Ergebnisse, die in einem Impedanzmessrohr und an einer komplexen Motorkapsel gewonnen werden, nicht identisch. Dennoch sind die mit Hilfe eines virtuellen Impedanzmessrohrs ermittelten Ergebnisse für eine Vorauswahl geeignet. Die Übertragbarkeit der Erkenntnisse wird überprüft, indem diese anhand von Akustiksimulationen einer komplexen Motorkapselung verifiziert werden. Eine Vorstudie mittels virtuellem Impedanzmessrohr wird umso attraktiver, je mehr Daten von Basismaterialien bereits vorliegen. Selbstverständlich ist es auch möglich, unter Zuhilfenahme numerischer Simulationen die Eigenschaften von Materialien gezielt zu entwerfen, diese zu produzieren und auf den Markt zu bringen.

Wie bereits erwähnt, soll die Bewertung unterschiedlicher Kapselmaterialein im virtuellen Impedanzmessrohr mit Hilfe des Schalldämmmaßes erfolgen. Im Bauingenieurwesen existieren zahlreiche Möglichkeiten, das Schalldämmmaß analytisch zu berechnen. Ein detaillierter Überblick über die verschiedenen Methoden zur Berechnung des Schalldämmmaßes wird in [206] gegeben. Die Grundgleichung zur Berechnung des Schalldämmmaßes R lautet

$$R = 10 \log \frac{1}{\tau} \quad . \quad (7.24)$$

Der Transmissionsgrad τ gibt das Verhältnis der von einem Hindernis (Dämmmaterial, Bauteil, Struktur usw.) transmittierten Schalleistung L_{tr} zur einfallenden Schalleistung L_e an. Gleichzeitig ist der Transmissionsgrad τ auch das Verhältnis von transmittierter I_{tr} und einfallender Schallintensität I_e

$$\tau = \frac{L_{tr}}{L_e} = \frac{I_{tr}}{I_e} \quad . \quad (7.25)$$

Die Schallintensität I ist als

$$I = \frac{|\hat{p}|^2}{Z \cdot \cos(\varphi)} \quad (7.26)$$

definiert. Darin gilt für die Impedanz der Zusammenhang $Z = \rho_0 \cdot c$ mit der Fluidichte ρ_0 und der Schallgeschwindigkeit c des Fluids. Darüber hinaus gibt φ den Winkel zwischen dem Normalenvektor der Wand und der Ausbreitungsrichtung der Schallwelle an. Unter der Annahme, dass es sich auf beiden Seiten der Struktur um das gleiche angrenzende Fluid handelt, ergibt sich der Transmissionsgrad τ nach Gl. (7.27) aus dem Quadrat des Betrags des Quotienten aus transmittiertem Schalldruck p_{tr} und einfallendem Schalldrucks p_e .

$$\tau = \left| \frac{p_{tr}}{p_e} \right|^2 \quad (7.27)$$

Das Einsetzen von Gl. (7.27) in Gl. (7.24) liefert den Ausdruck

$$R = 10 \log \left(\left| \frac{p_e}{p_{tr}} \right|^2 \right) = L_{p_e} - L_{p_{tr}} \quad (7.28)$$

für das Schalldämmmaß. Ganz allgemein gibt das Schalldämmmaß also die Differenz des Schalldruckpegels L_p an. Diese Pegeldifferenz kann, wie bereits erläutert, beispielsweise mit Hilfe eines Impedanzmessrohres gemessen werden.

In einer vorherigen Studie [207] wurde die Anwendbarkeit der bekannten analytischen Ansätze für die Bestimmung des Schalldämmmaßes für den hier vorliegenden Anwendungsfall der Bewertung von Kapselmateriale untersucht. Dabei hat sich gezeigt, dass einige Grundvoraussetzungen für die Anwendung der schnellen analytischen Lösungen bei thermoakustischen Kapselmateriale nicht erfüllt sind. Das Hauptproblem besteht in der Annahme, dass die Immissions- und Emissionsseite der zu untersuchenden Struktur exakt die gleiche Bewegung ausführen. Die analytischen Formeln wurden im Bauingenieurwesen für massive Strukturen wie beispielsweise Betonwände entwickelt, bei denen diese Annahmen gut zutreffen. Für Kapselmateriale, die meist aus einem Mehrschichtverbund von sehr leichten und weichen Materialien bestehen (siehe Abbildung 7.8 oben), sind die im Bauingenieurwesen üblichen Annahmen nicht gültig. Die Tatsache, dass die analytischen Methoden nicht anwendbar sind, bedeutet, dass auf numerische Methoden zurückgegriffen werden muss, die in der Lage sind, das komplexe Schwingungsverhalten des Mehrschichtverbundes zu berechnen. In einer vorangegangenen Veröffentlichung [208] wurden die Vorteile numerischer Modelle für diese Problemstellung nachgewiesen. Mit Hilfe numerischer Methoden ist es im Vergleich zum analytisch berechneten Schalldämmmaß möglich, verschiedene Anregungsszenarien, das Verhalten der angrenzenden Luftvolumina sowie verschiedene akustische und mechanische Randbedingungen zu berücksichtigen.

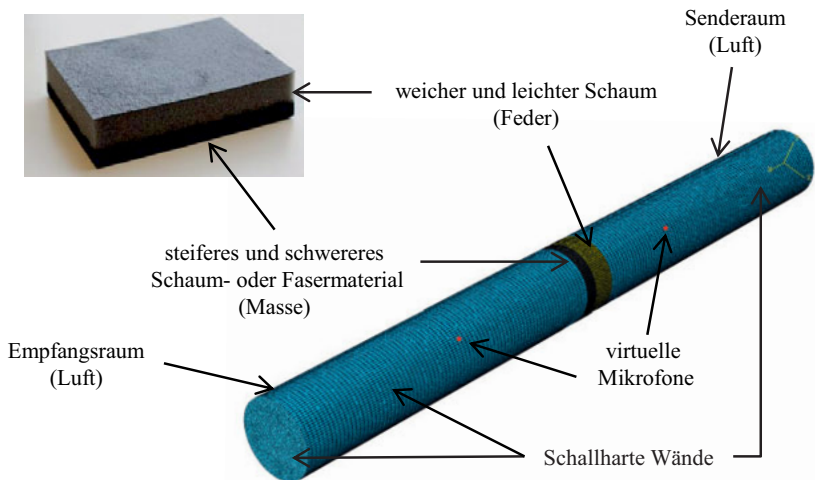


Abbildung 7.8: FE-Modell des virtuellen Impedanzmessrohrs mit typischer zweilagiger Probe eines thermoakustischen Kapselmateriale

In Abbildung 7.8 (unten) ist das FE-Modell eines virtuellen Impedanzmessrohrs dargestellt, dass dem gleichnamigen Messinstrument nachempfunden ist (siehe Kapitel 7.1). Die Ränder der Fluidräume (Sende- und Empfangsraum) werden an allen Grenzen, die nicht Teil des Interfaces zur Materialprobe sind, als schallharte Ränder modelliert. Des Weiteren sind die Luftvolumina des Sende- und Empfangsraums identisch dimensioniert. Die Verschiebungsfreiheitsgrade an der radialen Peripherie der Materialprobe sind gesperrt, um die Lagerung im Impedanzmessrohr realitätsnah abzubilden. Sowohl die Luft als auch der Festkörper wurden mit Hilfe von quadratischen Hexaederelementen diskretisiert. Es wurde eine voll gekoppelte Akustiksimulation durchgeführt, da es sich um ein Innenraumproblem handelt. Demzufolge können sich im Gegensatz zu einem Freifeldproblem auch in den beiden Fluidräumen stehende Wellen mit entsprechenden Resonanzüberhöhungen ausbilden. Die Wirkung der schwingenden Luft auf die Struktur darf hier nicht vernachlässigt werden. Die Materialproben von Dämmmaterialien weisen eine sehr geringe Steifigkeit auf und sind daher empfindlicher gegenüber kleinen Einflüssen der schwingenden Umgebungsluft als beispielsweise metallische Strukturen. Im Senderaum wird eine Schallquelle definiert, die als akustische Anregung dient. Es wird im Sende- und im Empfangsraum jeweils ein virtuelles Mikrofon im gleichen Abstand von der Materialprobe positioniert. Die Differenz der an diesen Mikrofonen gemessenen Schalldruckpegel ergibt nach Gl. (7.28) das Schalldämmmaß der untersuchten Probe.

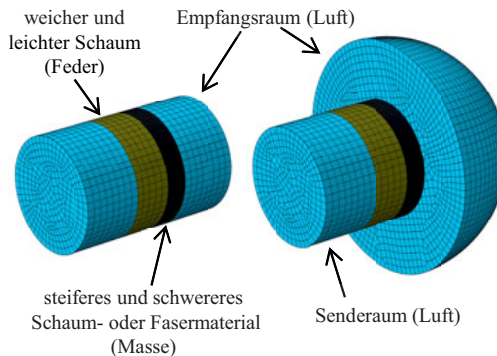


Abbildung 7.9: Modellierungsalternativen des virtuellen Impedanzmessrohrs für die Vorauswahl von Kapselmaterialien

In den ersten Simulationen hat sich gezeigt, dass der Versuchsaufbau aus Abbildung 7.8 im untersuchten Frequenzbereich mehrere Raumresonanzen der Luftkavitäten aufweist, die die Ergebnisse dominieren (siehe Abbildung 7.10). Dieser für die Vorauswahl geeigneter Kapselmaterialien verwendete Versuchsaufbau entspricht nicht dem späteren Anwendungsfall. Daher ist ein Einfluss von Raumresonanzen, die lediglich durch diesen Versuchsaufbau verursacht werden, auf das mittels virtuellem Impedanzmessrohr bestimmte Schalldämmmaß nicht erwünscht. Aus diesem Grund wurden die Luftvolumina des virtuellen Impedanzmessrohrs alternativ in Richtung der Längsachse stark verkleinert (siehe Abbildung 7.9, links). Alle anderen Spezifikationen des ursprünglichen Modells aus Abbildung 7.8 bleiben erhalten. Auf der rechten Seite von Abbildung 7.9 ist zum Vergleich

zusätzlich ein FE-Modell dargestellt, bei dem der Empfangsraum als akustischer Halbraum ausgeführt ist. Dabei ist die planare Fläche schallhart und die halbkugelförmige Fläche als absorbierender Rand definiert, wodurch eine Abstrahlung ins Freifeld simuliert wird. Damit soll die Frage beantwortet werden, ob ein solcher Aufbau zur Bestimmung des Schalldämmmaßes für die Vorauswahl von Kapselmateriale besser geeignet ist. Das ist zu vermuten, da er dem späteren Anwendungsfall näher kommt. Die hier gezeigte Flexibilität der Modellierung belegt den Mehrwert des präsentierten Virtual Engineering Ansatzes gegenüber einer Materialauswahl mit Hilfe experimenteller Ergebnisse. In Abbildung 7.10 werden die drei vorgestellten Modellierungsvarianten hinsichtlich des resultierenden Schalldämmmaßes bei gleichbleibender Materialprobe verglichen. Es handelt sich dabei um das mehrschichtige Kapselmateriale aus Abbildung 7.8. Die Modellierung, bei der ein reales Impedanzmessrohr nachgebildet wurde, ist als schwarze Linie dargestellt. Dieses Modell zeigt deutliche Einbrüche des Schalldämmmaßes aufgrund der Resonanzen der Luftkavitäten, die in Abbildung 7.10 zusätzlich mit dargestellt sind.

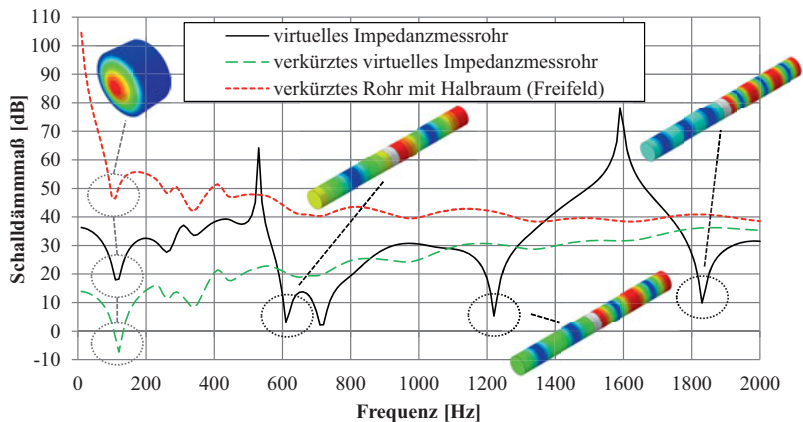


Abbildung 7.10: Vergleich der vorgestellten Modellierungsalternativen für das virtuelle Impedanzmessrohr

Die anderen beiden Kurven sind die Ergebnisse, die mit den Modellen aus Abbildung 7.9 berechnet wurden. Es ist deutlich zu erkennen, dass eine Verkleinerung der Fluidvolumina wie gewünscht den Einfluss der Luftfeigenmoden deutlich reduziert. Die Eigenmoden der Materialprobe, die von den Randbedingungen und der Probegeometrie abhängig sind, können nicht vermieden werden. Ein deutlicher Einfluss eines solchen Probeneigenmoden tritt bei allen Modellierungen bei einer Frequenz von etwa 120 Hz auf. Die ersten Eigenmoden der Proben treten bei Frequenzen unter 100 Hz auf, da der zweilagige Materialverbund aus sehr weichen Werkstoffen besteht. Das führt außerdem dazu, dass die Eigenformen sehr dicht beieinander liegen. Die Ergebnisse in Abbildung 7.10 verdeutlichen, dass allerdings nur wenige Probeneigenformen zu signifikanten Einbrüchen im berechneten Schalldämmmaß führen.

Aufgrund der Tatsache, dass die rauminduzierten Resonanzphänomene durch die Verkürzung der Luftzylinder reduziert werden können, wird für die Materialvorauswahl auf eines

der beiden Modelle aus Abbildung 7.9 zurückgegriffen. Daraus ergibt sich der zusätzliche Vorteil, dass die verkleinerten Fluidräume wesentlich weniger Elemente und somit Freiheitsgrade beinhalten, wodurch sich der erforderliche Berechnungsaufwand reduziert. Folglich ist diese Art der Modellierung effizienter als das ursprüngliche Modell aus Abbildung 7.8. Dies ist insbesondere im Rahmen einer variantenreichen Vorstudie von Bedeutung.

Die Entscheidung, welche der beiden in Abbildung 7.9 dargestellten Modellierungsvarianten für die Materialvorauswahl besser geeignet ist, wurde in [208] auf Basis von Messergebnissen getroffen, die in [12] mit Hilfe eines Motorprüfstandes ermittelt wurden. Der Vergleich der experimentellen Ergebnisse vom Motorprüfstand mit den numerischen Ergebnissen der vereinfachten Voruntersuchung zeigt, dass die in der Realität erreichten Schalldämmmaße durch das virtuelle Impedanzmessrohr stark überschätzt werden. Dennoch zeigen die in [208] angegebenen Ergebnisse, dass das virtuelle Impedanzmessrohr prinzipiell geeignet ist, eine Materialvorauswahl zu treffen. Die Modellierungsvariante mit verkleinertem Luftvolumen ohne Halbraum hat sich dabei als die am besten geeignete Modellierung erwiesen.

Das Ziel des hier vorgestellten Ansatzes war es, verschiedene Kapselmaterialien vergleichend bewerten zu können. In Abbildung 7.11 sind die Schalldämmmaße von zwei verschiedenen Kapselmaterialien für eine identische Probengeometrie gegenübergestellt. Sie wurden mit Hilfe des virtuellen Impedanzmessrohrs ermittelt. Das Material A ist das Material, das sowohl für die zuvor in Abbildung 7.10 vorgestellten Simulationen als auch für die Messungen in [12] verwendet wurde. Das Material B ist ein zweilagiges Kapselmateri- al mit dem gleichen Schichtdickenverhältnis wie Material A. Die Dämpfungskonstanten δ der verschiedenen Schichten wurden für Material A und B identisch definiert. Die Materialeigenschaften für die Feder- und Masseschicht des Materials B wurden im Vergleich zu Material A unterschiedlich gewählt. Eine Übersicht über die Materialeigenschaften der Basismaterialien für die zweilagigen Kapselmaterialien A und B ist in Tabelle 7.1 gegeben.

Tabelle 7.1: Materialparameter der zweilagigen Kapselmaterialien A und B

Parameter	Kapselmateri- al A				Kapselmateri- al B			
	E	ν	ρ	δ	E	ν	ρ	δ
	$\left[\frac{N}{mm^2} \right]$	-	$\left[\frac{g}{cm^3} \right]$	-	$\left[\frac{N}{mm^2} \right]$	-	$\left[\frac{g}{cm^3} \right]$	-
Federschicht	0,085	0,39	0.48	0,12	0,015	0,39	0.3	0,12
Masseschicht	0,1694	0,01	1.0	0,15	0,085	0,39	3.0	0,15

Das Material B weist eine leichtere und nachgiebigere Federschicht sowie eine Masseschicht mit einer erhöhten Dichte ρ , einem geringeren Elastizitätsmodul E und einer stark veränderten Querkontraktionszahl ν auf.

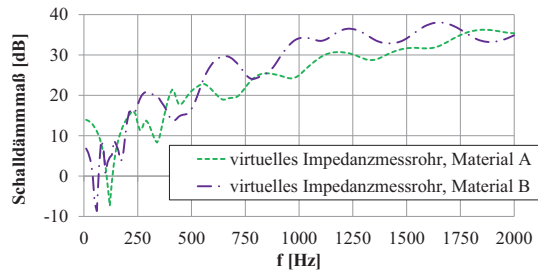


Abbildung 7.11: Mit virtuellem Impedanzmessrohr bestimmte Schalldämmmaße der Materialien A und B

Aus der Abbildung 7.11 lässt sich schlussfolgern, dass das Material B das vielversprechendere zu sein scheint. Diese Vermutung wird im Folgenden durch Simulationen gemäß des in Kapitel 2.2 vorgestellten ganzheitlichen Ansatzes überprüft. Dazu wird, wie in Abbildung 7.12 gezeigt, das FE-Modell des Rumpfmotors lediglich um die Kapselung erweitert. Die Struktur-Fluid-Interaktion findet dementsprechend auf der Kapseloberfläche und nicht mehr auf der Oberfläche des Motors statt. Die resultierende Schallabstrahlung in die Umgebungsluft vom Rumpfmotor mit Kapselung wird sowohl für das Kapselmateri- al A als auch für das Kapselmateri al B berechnet. Die Kapselgeometrie sowie alle anderen Spezifikationen des Modells bleiben unverändert.

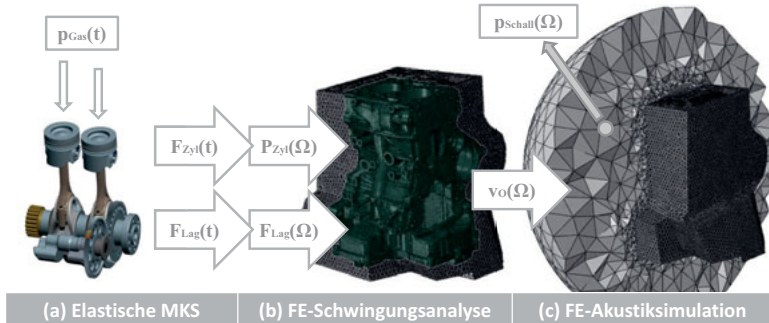


Abbildung 7.12: Um eine Motorkapsel erweiterte Simulationskette zur Berechnung des akustischen Verhaltens eines Verbrennungsmotors

Die Ergebnisse der Schalldruckverteilungen sind in Abbildung 7.13 dargestellt und bestätigen die Schlussfolgerung der einfachen Voruntersuchung mittels virtuellem Impedanzmessrohr, dass das Kapselmateri al B bei gleicher Kapselgeometrie zu einer größeren Reduktion des Schalldruckpegels führt. Die Visualisierung der berechneten Schalldruckverteilung erfolgt dabei in der mittleren Schnittebene des kugelförmigen Luftvolumens, die senkrecht zur Kurbelwellenachse ausgerichtet ist. In Abbildung 7.13 ist außerdem zu erkennen, dass die resultierende Schalldruckverteilung im gekapselten Fall für beide Materialien qualitativ sehr ähnlich ist.

Allerdings ist im Hinblick auf die berechneten Schalldämmmaße in Abbildung 7.13(c) festzustellen, dass die Verbesserung durch die Verwendung des Materials B im Vergleich zu der Kapselung aus Material A sehr viel höher ausfällt, als es die einfache numerische Vorbetrachtung mit virtuellem Impedanzmessrohr in Abbildung 7.11 vorhersagt. Eine mögliche Ursache ist die höhere Masse der Kapselung aus Material B bei gleichzeitig ebenfalls erhöhter Nachgiebigkeit, wodurch die Eigenfrequenzen der Kapselung reduziert werden. Diese Vermutung wird in Abbildung 7.11 untermauert, da der erste signifikante Einbruch des Schalldämmmaßes beim Material B bei einer tieferen Frequenz als beim Material A auftritt. Aus diesem Grund liegt diese Resonanz außerhalb des menschlichen Hörbereichs. Damit lassen sich unter anderem die sehr viel kleineren Amplituden in der A-bewerteten Schalldruckverteilung der Motorkapsel aus dem Materialsystem B erklären (siehe Abbildung 7.13), da die A-Bewertung, wie in Kapitel 5.4 erörtert, die Hörfläche des Menschen berücksichtigt.

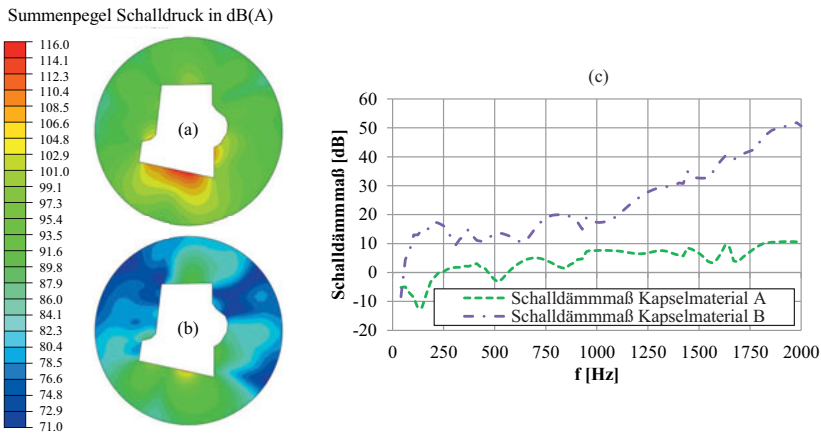


Abbildung 7.13: Mit komplexem Motorkapselmodell bestimmte Schalldruckverteilung, (a) mit Kapselmaterial A, (b) mit Kapselmaterial B, (c) Vergleich der Schalldämmmaße der Materialien A und B

Zur Validierung des komplexen Simulationsmodells des Motors inklusive Kapselung wird in [208] das berechnete Schalldämmmaß des Materials A (grün gestrichelte Kurve in Abbildung 7.13(c)) den am realen Motor ermittelten Messergebnissen gegenübergestellt. In beiden Fällen führt die Verwendung der Kapsel im Frequenzbereich unter 250 Hz zu einer Erhöhung des Schalldrucks. Danach steigt das Schalldämmmaß an und erreicht bei 2 kHz etwa 10 dB Schalldruckpegelreduktion.

Abschließend kann zusammengefasst werden, dass durch eine Vorauswahl der Kapselmaterialien unter Zuhilfenahme eines virtuellen Impedanzmessrohrs der Aufwand des virtuellen Gesamtentwicklungsprozesses einer Motorkapselung erheblich reduziert werden kann. Der Berechnungsaufwand für die Materialvorauswahl ist im Vergleich zu den komplexen Simulationsmodellen etwa 100 bis 200 mal kleiner. Die einfachen numerischen Voruntersuchungen zur Materialevaluation liefern die gleiche Eignungsreihenfolge der Materialsysteme wie eine realitätsnähere Simulation mit komplexen Kapselgeometrien. Dabei stellt

das virtuelle Impedanzmessrohr mit schallharten Wänden und kleinen Luftvolumina die geeignetste Modellierung für die Materialvorauswahl dar. Es ist jedoch anzumerken, dass jegliche Körperschallpfade unberücksichtigt bleiben, d. h. es wird lediglich ein Luftschalldämmmaß bestimmt. Dies trifft allerdings auch für die experimentellen Versuche mittels Impedanzmessrohr zu. Es ist davon auszugehen, dass Körperschallpfade bei motornahen Kapselungen einen nicht zu vernachlässigenden Einfluss haben. Auf Basis von Impedanzrohrmessungen ist es nicht möglich, das quantitative akustische Verhalten von anwendungsnahen Geometrien vorherzusagen, sondern es ist lediglich möglich eine Eignungsreihenfolge für unterschiedliche Materialsysteme zu ermitteln. Bei den in Abbildung 7.13(c) dargestellten Ergebnissen der komplexen Simulationsmodelle handelt es sich um Einfügedämmmaße. Das bedeutet, dass die Schalldruckpegel im Luftvolumen außerhalb der Kapselung für den Fall mit und ohne Kapselung verglichen werden. Demzufolge werden Pegel am gleichen Ort verglichen, wodurch zum Beispiel Körperschallanregungen mit erfasst werden. Im Impedanzmessrohr wird hingegen lediglich ein Luftschalldämmmaß gemäß Gl. (7.28) bestimmt, das die Pegel des einfallenden und transmittierten Schalldrucks ins Verhältnis setzt. Für reale Anwendungsfälle ist das Einfügedämmmaß aussagekräftiger als das Luftschalldämmmaß. Aus den genannten Gründen muss für eine zuverlässige Bewertung der akustischen Wirksamkeit einer Motorkapsel eine ganzheitliche Simulation mit der komplexen Kapselgeometrie und Berücksichtigung des innenliegenden Motors durchgeführt werden. Diese Vorgehensweise ist, wie in [208] mit Hilfe von Prüfstandsmessungen nachgewiesen wurde, in der Lage, eine zuverlässige Einschätzung der akustischen Wirksamkeit von Motorkapseln zu liefern.

7.5 Verbesserungspotentiale von Motorkapselungen

In diesem Unterkapitel werden einige einfache Empfehlungen für die Gestaltung von Motorkapselungen, die deren akustische Wirksamkeit verbessern können, vorgestellt. Diese Designempfehlungen haben sich aus einer Vielzahl von Untersuchungen ergeben [12, 27, 209–211]. In [209] wurden beispielsweise verschiedene mehrschichtige Kapselmaterialein sowohl numerisch als auch experimentell untersucht, um daraus Auslegungsrichtlinien für den Hersteller abzuleiten. Solchen „klassischen“ Materialsystemen werden in [210] sogenannte akustische Metamaterialien gegenübergestellt. Diese beinhalten in diesem Fall definiert eingebrachte kugelförmige Einschlüsse im Schaummaterial, um die Wirksamkeit der Materialien im tiefen Frequenzbereich zu verbessern. Klassische Dämmwerkstoffe erreichen üblicherweise erst bei Frequenzen über 1 kHz sehr gute Schallpegelreduktionen. Nachfolgend werden die in den vorangegangenen Studien gesammelten Erfahrungen für die Auslegung von Motorkapselungen kurz zusammengefasst und Gestaltungsempfehlungen abgeleitet.

Ausnutzung luftgefüllter Kavitäten

In diesem Abschnitt wird der Einfluss von Luftzwischenräumen zwischen der Kapselung und der abstrahlenden Struktur untersucht. Erste Ergebnisse dazu wurden in [211] veröffentlicht. Als Beispiel dient die bereits in Kapitel 7.4 (Abbildung 7.12) vorgestellte Vollkapselung eines Dieselmotors. Es werden drei verschiedene Modelle miteinander verglichen. Die Abbildung 7.14 verdeutlicht die Unterschiede zwischen den drei Varianten. Das zweilagige Kapselmaterial besteht aus einer inneren Schaum- und einer äußeren Faserschicht. Einige Hersteller bieten üblicherweise keine dreidimensional ausgeformten Kapselungen

sondern Platten- bzw. Meterware mit konstanter Dicke an. Bei Kapselungen aus solchen Platten ergeben sich Kavitäten zwischen der Kapselung und der schwingenden Motorgeometrie. Im ersten Modell wurden diese Zwischenräume vollständig mit dem weichen Schaummaterial gefüllt (siehe Abbildung 7.14, links). Demzufolge stellt die erste Variante ein Kapselmodell dar, das sich auf der gesamten Oberfläche im Kontakt mit der schwingenden Motorstruktur befindet. Dieses Modell entspricht also einer geometrieangepassten dreidimensional ausgeformten Motorkapsel. Im Fall einer Kapselung aus Platten mit konstanter Dicke sind die sich ergebenden Kavitäten mit Luft gefüllt. Dieser Fall wird durch die zweite Modellvariante abgebildet (siehe Abbildung 7.14, Mitte). Die dritte Variante besitzt zum Vergleich ungefüllte Zwischenräume (siehe Abbildung 7.14, rechts). Diese Variante mit Hohlräumen ohne Füllung ist natürlich nur im Rahmen einer numerischen Studie realisierbar. Dazu werden die Elemente in den Zwischenräumen aus dem FE-Modell entfernt, wodurch eine Übertragung der Schwingungen durch die Zwischenräume vollständig verhindert wird, d. h. die Zwischenräume stellen eine ideale Isolierung dar. Auf diesem Wege soll im Vergleich zu den anderen beiden Modellen zum einen das Potential einer perfekten Isolation bestimmt und zum anderen der Transmissionsanteil, der durch die Kavitäten übertragen wird, bewertet werden.

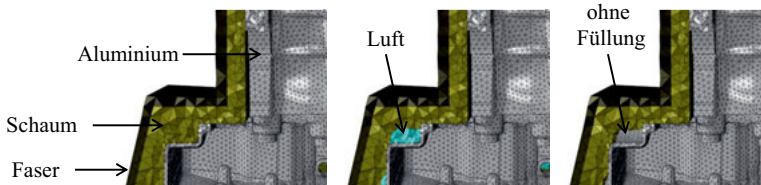


Abbildung 7.14: Drei verschiedene Kapselmodelle mit unterschiedlichen Füllungen der Zwischenräume: Schaum (links), Luft (Mitte), ohne Füllung (rechts)

Die Abbildung 7.15 stellt die berechneten Schalldruckverteilungen der drei Modellierungsvarianten aus Abbildung 7.14 derjenigen des Motors ohne Kapsel gegenüber. Die Schalldruckverteilungen sind in Abbildung 7.15 im Mittelschnitt durch das diskretisierte kugelförmige Luftvolumen senkrecht zur Kurbelwellenlängsachse dargestellt. In Kapitel 4.2 wurde gezeigt, dass die verwendeten absorbierenden Randbedingungen wirken und unterschiedlich große Luftvolumina identische Ergebnisse liefern. Demzufolge wird die Vergleichbarkeit der Schalldruckverteilungen in Abbildung 7.15 durch die zwei verschiedenen Kugelgrößen nicht beeinflusst. Die Ergebnisse in Abbildung 7.15 zeigen, dass die Isolation durch Luft zwischen Motor und Kapselung (Abbildung 7.15 (c)) im Vergleich zu den mit Schaum gefüllten Zwischenräumen (Abbildung 7.15 (b)) die Dämmwirkung erhöht. Diese Erkenntnis hat sich im Rahmen einfacher experimenteller und numerischer Studien von Kapselungen abstrahlender Rechteckplatten aus Aluminium mit und ohne abgeschlossenen inneren Luftkavitäten bestätigt.

Das Ergebnis des Modells ohne Füllung der Kavitäten (Abbildung 7.15 (d)) verdeutlicht außerdem, dass die Transferpfade, die durch die inneren Luftkavitäten führen, einen wichtigen Anteil der Gesamtabstrahlung darstellen, auch wenn dieser geringer ausfällt als bei der Schaumfüllung. Werden die Luftschalltransmissionen innerhalb der Kapselung ausgeschaltet, zeigt sich insbesondere hinsichtlich der seitlichen Abstrahlung eine deutliche

Pegelreduktion in der resultierenden Schalldruckverteilung (vergleiche Abbildung 7.15 (c) und (d)). Die Abstrahlung der Ölwanne wird kaum beeinflusst, da die Kapselung mit konstanter Materialdicke an dieser Stelle aufgrund der großen planaren Fläche kaum Hohlräume besitzt. Dieser großflächige Kontakt ist auch der Grund dafür, dass die Kapselung (unabhängig von der Modellvariante) die Schallemissionen des Ölwannebodens als Hauptabstrahlungsquelle kaum reduziert (siehe Abbildung 7.15 (a) und (b)).

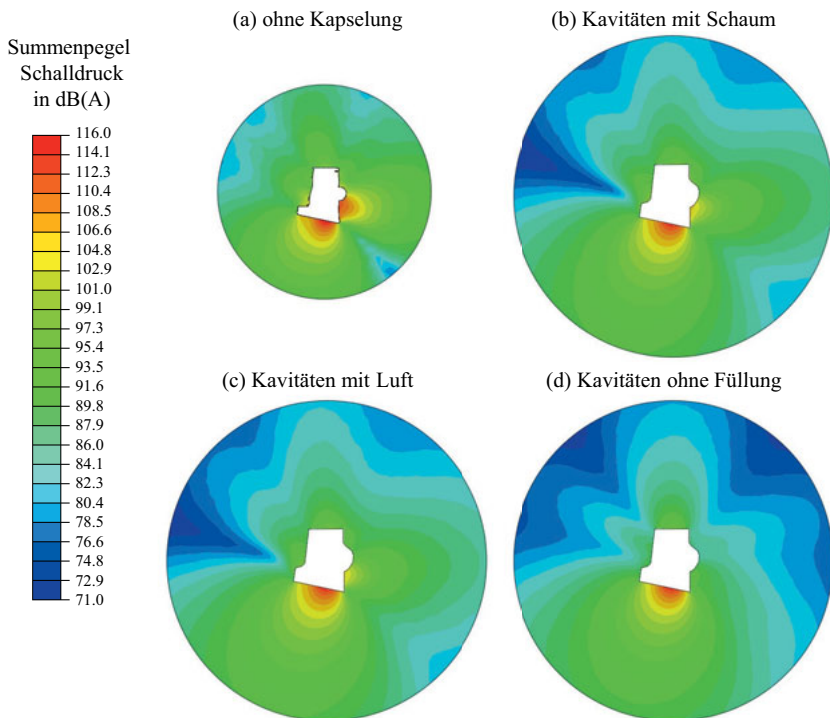


Abbildung 7.15: Vergleich der resultierenden Schalldruckverteilungen der drei Modellierungsvarianten aus Abbildung 7.14 und des ungekapselten Motors

Die zuvor vorgestellten Ergebnisse verdeutlichen, dass eine Entkopplung der schwingenden Motorstruktur und des Kapselmaterials durch eine Luftschicht die Dämmwirkung erhöht. In [113] wurde mit Hilfe einer Simulation der praktisch nicht realisierbare Grenzfall einer völlig frei hängenden Kapselung ohne jegliche strukturelle Verbindung zwischen Kapsel und schwingender Struktur untersucht. Dabei hat sich gezeigt, dass eine völlig frei hängende Kapselung nicht die bestmögliche Dämmwirkung erzielt. Dazu wurden zwei verschiedene Modelle einer Vollkapselung einer Rechteckplatte aus Aluminium verglichen. Die Aluminiumplatte wurde in diesem Fall in einer unendlich ausgedehnten schallharten Wand positioniert. Das erste Modell besitzt einen Luftspalt konstanter Dicke und keinerlei Verbindung zwischen dem Dämmmaterial und der abstrahlenden Aluminium-

platte (siehe Abbildung 7.16, oben). Das andere Modell war nahezu identisch (siehe Abbildung 7.16, unten), aber bei diesem ist das Dämmmaterial an zwei Stellen über eine schlanke Schaumbrücke mit der Aluminiumplatte verbunden. Neben diesen zwei Verbindungen gab es keinerlei Kontakt zwischen der schwingenden Platte und dem Dämmmaterial. Die Schaumverbindungen stellen im Vergleich zum Modell der frei aufgehängten Dämmplatte zusätzliche Körperschallbrücken dar, aber im vorliegenden Fall wies dieses Modell dennoch die bessere Schalldämmung auf. Zusätzliche Fesselungen zwischen Dämmmaterial und schwingender Struktur können also akustisch vorteilhaft sein, obwohl sie zusätzliche Körperschallbrücken darstellen. Dies kann dadurch erklärt werden, dass zum einen die Schwingungen der Kapselung durch die zusätzlichen mechanischen Randbedingungen eingeschränkt werden und zum anderen eine frei aufgehängte Kapselung niedrigere Eigenfrequenzen und somit mehr Eigenfrequenzen im interessierenden Frequenzbereich aufweist. Demzufolge kann sich eine zu schwache mechanische Fesselung einer akustischen Dämmung negativ auf deren Effektivität auswirken.

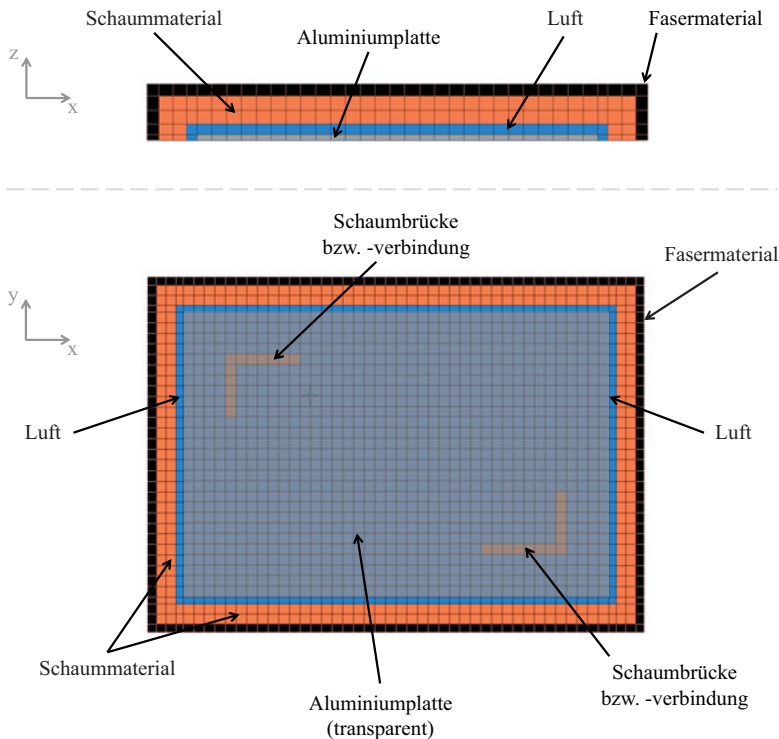


Abbildung 7.16: Modellvarianten einer Vollkapselung einer Rechteckplatte aus Aluminium, oben: Mittelschnitt des FE-Modells mit frei aufgehängtem Dämmmaterial, unten: Blick von unten durch die transparent eingblendete Rechteckplatte des Modells mit Schaumbrücken zwischen Platte und Dämmmaterial

Bisher wurde in diesem Kapitel ausschließlich auf Vollkapselungen eingegangen, die zudem innerhalb der numerischen Modellierung ideal zusammengefügt und somit als vollkommen geschlossen angenommen wurden. Für die in der Praxis häufig verwendeten Teilkapselungen stellt sich die Situation allerdings etwas anders dar. Untersuchungen haben gezeigt, dass die Körperschalltransmissionen bei einer Teilkapselung eine untergeordnete Rolle spielen und die Luftschallpfade dominant sind. Eine ähnliche Wirkung haben auch akustische Leckagen einer Vollkapselung, auf die im nachfolgenden Abschnitt eingegangen wird. Die grundsätzliche Erkenntnis, dass Luftzwischenräume die Effizienz erhöhen können, gilt auch für Teilkapselungen, wenn es sich um innere Kavitäten, also abgeschlossene bzw. abgedichtete Zwischenräume, handelt.

Vermeidung akustischer Leckagen

In diesem Abschnitt wird der Einfluss akustischer Leckagen diskutiert. In vorangegangenen Studien hat sich gezeigt, dass diese Leckagen die akustische Wirksamkeit von Kapselsystemen massiv reduzieren können. Aus diesem Grund sollten Kapselungen für den praktischen Anwendungsfall als eine vollständig geschlossene Einheit gestaltet und akustische Leckagen unbedingt vermieden werden, um die größtmögliche Dämmwirkung zu erzielen. Nachfolgend wird auf die Ergebnisse einer experimentellen Studie [12] eingegangen, um diese Tatsache zu verdeutlichen und die sich daraus ergebende Empfehlung zu begründen.

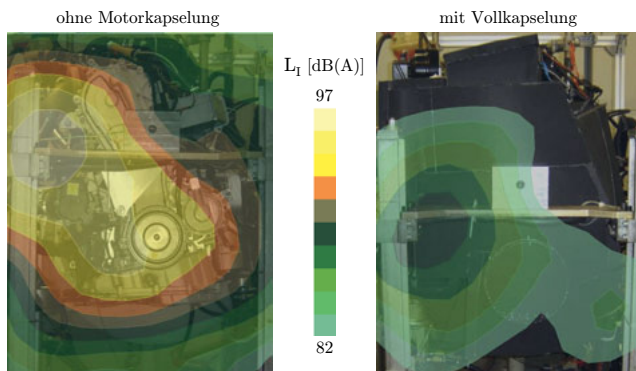


Abbildung 7.17: Gemessene Schallintensität an der Stirnseite eines Dieselmotors ohne Kapselung (links) und mit Kapselung (rechts) bei einem stationären Betriebspunkt

Die Abbildung 7.17 zeigt die Kartierung der A-bewerteten Schallintensität auf der Stirnseite eines Dieselmotors, die für den Frequenzbereich bis 1600 Hz im Nahfeld gemessen wurde. Dazu wurde ein Combo-Mikrofonarray eingesetzt, das aus 30 Mikrofonen besteht. Als Versuchsstand wurde der Motorprüfstand verwendet, der in Kapitel 8.2 im Rahmen der Validierung der Akustiksimulation noch ausführlich vorgestellt wird. Während der Messung wurde die Drehzahl konstant auf 2500 Umdrehungen pro Minute gehalten und durch die elektrische Bremse des Akustik-Motor-Prüfstands ein gleichbleibendes Drehmoment von 100 Nm als Last aufgebracht. Auf der linken Seite von Abbildung 7.17 ist das

Messergebnis des Dieselmotors ohne Kapselung und auf der rechten Seite ist das Ergebnis mit einer Vollkapselung dargestellt. Die hohe Pegelreduktion ist deutlich zu erkennen.

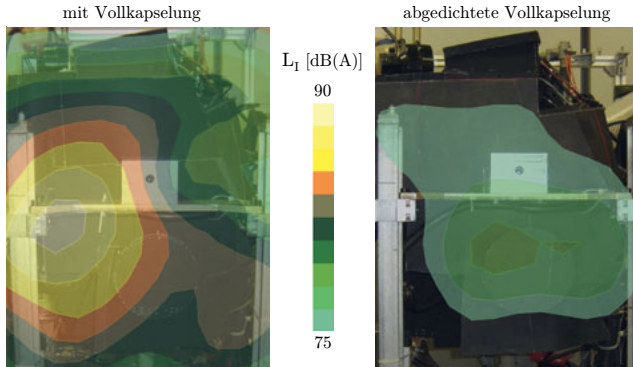


Abbildung 7.18: Gemessene Schallintensität eines Dieselmotors mit ursprünglicher Kapselung (links) und mit nochmals abgedichteter Kapselung (rechts)

Die Abbildung 7.18 zeigt die gemessene Schallintensität beim gleichen stationären Betriebspunkt wie zuvor. Auf der linken Seite von Abbildung 7.18 wurde zu Vergleichszwecken noch einmal das rechte Bild aus Abbildung 7.17 mit einer veränderten Amplitudenskala dargestellt. Die dargestellte Kapselung wurde aus einzelnen Platten eines zweilagigen Kapselmateri als mit konstanter Dicke zusammengefügt, wobei die Stoßkanten nicht speziell abgedichtet wurden. Die rechte Seite von Abbildung 7.18 zeigt die gemessene A-bewertete Schallintensität der Kapselung, nachdem diese leicht modifiziert wurde, um eine bessere Dichtheit zu erreichen und dadurch die Dämmwirkung zu erhöhen.

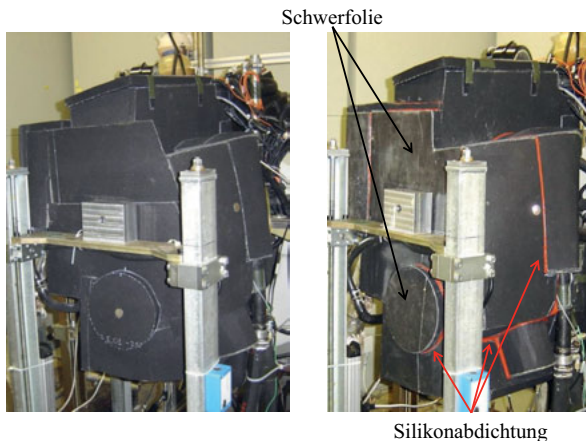


Abbildung 7.19: Vergleich der beiden untersuchten Kapselkonfigurationen, ursprüngliche Kapselung (links), leicht modifizierte Kapselung (rechts)

In Abbildung 7.19 sind die beiden Konfigurationen der Vollkapselung gegenübergestellt. Das zur Abdichtung genutzte Silikon ist dabei aufgrund seiner roten Farbe deutlich zu erkennen. Neben dem Silikon wurde Kautschuk eingesetzt, um technisch erforderliche Kapseldurchbrüche abzudichten. Diese sind beispielsweise notwendig, um Versorgungsleitungen zum Motor verlegen zu können. Außerdem wurde die Kapselung auf der Stirnseite mit einer Schwerfolie versehen, um die akustische Wirksamkeit im tiefen Frequenzbereich zu verbessern.

Die Abbildung 7.18 verdeutlicht, dass die mit Hilfe der genannten Maßnahmen leicht modifizierte Kapselung eine wesentlich bessere Schalldämmung aufweist. Die Schallintensität unterhalb von 1600 Hz konnte durch die Modifikation der Vollkapselung um bis zu 11 dB(A) reduziert werden. Außerdem wird das Schallintensitätsmaximum dadurch verschoben und befindet sich bei der modifizierten Kapsel über dem Torsionsschwingungsdämpfer. Demzufolge kann geschlussfolgert werden, dass das Maximum zuvor über einer akustischen Leckstelle lag (siehe Abbildung 7.18 links).

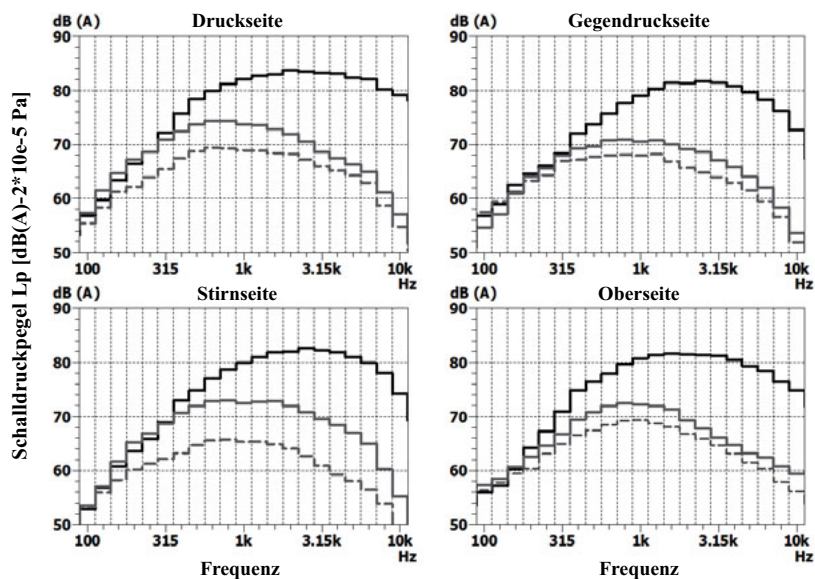


Abbildung 7.20: Vergleich der gemessenen Schalldruckpegel der einzelnen Motorseiten des Motors ohne Kapsel (schwarze Linie), des Motors mit der ursprünglichen Kapselung (graue Linie) und des Motors mit der leicht modifizierten Kapselung (grau gestrichelte Linie)

Abschließend wird gezeigt, dass die stark verbesserte Wirksamkeit der modifizierten Kapselung zu großen Teilen auf der verbesserten Dichtigkeit beruht und nicht ausschließlich durch die Schwerfolie bewirkt wird. Der Einfluss der Schwerfolie liegt nahe, da die Abbildung 7.18 die Schallintensität auf der Stirnseite des Motors zeigt, an der die Schwerfolie appliziert wurde. Aus diesem Grund sind in Abbildung 7.20 zusätzlich Messergebnisse

von den anderen Seiten des Motors dargestellt. Die Rückseite ist durch die Motorbremse unzugänglich und die Unterseite ist nicht vermessen worden, da der Boden des Halbfreifeldraumes aus Beton und demzufolge schallhart ist. In Abbildung 7.20 sind die Schalldruckpegel dargestellt, die für einen stationären Betriebspunkt für die unterschiedlichen Motorseiten gemessen und einer A-Bewertung unterzogen wurden. Die zur Messung der Schalldruckpegel verwendeten Einzelmikrofone wurden in einem Abstand von einem Meter zur jeweiligen Motorseite positioniert. Daher liegen für alle Frequenzen über 340 Hz Fernfeldbedingungen vor. Die ursprüngliche Kapselung (graue durchgezogene Linie) ist in Abbildung 7.20 dem ungekapselten Motor (schwarze Linie) und der modifizierten Kapselung (grau gestrichelte Linie) gegenübergestellt. Der Vergleich zeigt, dass auf allen Motorseiten durch die Abdichtung der Vollkapselung fast im gesamten Frequenzbereich eine zusätzliche Pegelreduktion von mehreren Dezibel erreicht wurde. Der zusätzliche Einfluss der Schwerfolie ist im Messergebnis der Stirnseite deutlich zu erkennen, hier fällt die zusätzliche Reduktion der modifizierten Kapselung deutlich höher aus, als auf den anderen Motorseiten.

Die vorgestellten Ergebnisse unterstreichen, dass akustische Leckagen unbedingt vermieden werden sollten und zeigen, dass bereits einfache Maßnahmen, wie eine Silikonabdichtung, zu nennenswerten Schallreduktionen führen können. Die Erfahrungen aus den experimentellen Untersuchungen zeigen außerdem, dass bereits kleinste Öffnungen und Spalten ausreichen, um die Wirksamkeit einer Dämmmaßnahme signifikant zu verschlechtern.

In Ergänzung zu den soeben präsentierten Ergebnissen soll noch auf eine weitere Studie [212] verwiesen werden. Darin wurde die Wirkung von akustischen Leckagen anhand des gemessenen Schalldämmmaßes einer Rechteckplatte aus Stahl untersucht. Die Messungen wurden in einem Transmissionsprüfstand durchgeführt. Als akustische Erregung der Platte diente eine diffuse Luftschallanregung. Die Stahlplatte wurde nach der Messung des Originalzustands mit einem kleinen Loch versehen und dann erneut vermessen. Anschließend wurde das Loch in der Stahlplatte mit einem Stopfen aus einem thermoplastischen Elastomer verschlossen und die Messung wiederholt. Der Vergleich dieser drei Varianten bestätigt die zuvor dargestellten Ergebnisse. Das kleine Loch reduziert das Schalldämmmaß um etwa 10 dB, aber die Abdichtung des Lochs stellt den Ausgangszustand wieder her. In der gemessenen Schalldruckverteilung der Originalplatte und der abgedichteten Platte ist kein unmittelbarer Unterschied erkennbar.

Kapitel 8

Anwendung und Validierung des ganzheitlichen Ansatzes am Beispiel eines Verbrennungsmotors

In diesem Kapitel werden exemplarisch einige Ergebnisse vorgestellt, die mit Hilfe des in dieser Arbeit vorgestellten ganzheitlichen Ansatzes gewonnen wurden. Einige der in den nachfolgenden Unterkapiteln präsentierten Resultate wurden bereits veröffentlicht [65, 118]. Als Anwendungsbeispiel dient ein Verbrennungsmotor, der mit und ohne Motorkapselungen untersucht wurde. Zu Beginn dieses Kapitels liegt der Fokus auf dem numerischen Teil des ganzheitlichen Ansatzes, der die elastische Mehrkörpersimulation unter Berücksichtigung der hydrodynamischen Interaktionen, die Berechnung der Strukturschwingungen sowie die Berechnung der Schallabstrahlung des Motors umfasst. Anschließend werden die Berechnungsergebnisse des numerischen Teils des ganzheitlichen Ansatzes mit Hilfe von Motorprüfstandsmessungen validiert und bewertet. Danach werden Vorschläge für eine verbesserte Modellierung entwickelt. Insbesondere wird auf den Einfluss des Motoröls eingegangen. Die Erhöhung der Modellierungstiefe bzw. -komplexität verursacht einen zusätzlichen Modellierungs- und Berechnungsaufwand, der abgewogen werden muss. Daran anschließend werden einige Ergebnisse der psychoakustischen Analysen vorgestellt und diskutiert, bevor diese ebenfalls durch einen zweiten unabhängigen Hörversuch validiert werden. Abschließend wird auf die Bedeutung der Richtungscharakteristik der akustischen Größen eingegangen und demonstriert, auf welche Art und Weise die vorgestellte ganzheitliche Methodik für eine computergestützte Optimierung eingesetzt werden kann.

8.1 Ergebnisse der ganzheitlichen Simulationskette

In diesem Unterkapitel werden beispielhaft einige Ergebnisse präsentiert, die den Mehrwert der ganzheitlichen Simulationsmethodik verdeutlichen. Die Abbildung 8.1 zeigt die mittels elastischer MKS berechneten Verformungen eines Zylinders für zwei verschiedene Zeitpunkte eines Arbeitszyklus. Der Kolben ist zur Orientierung mit roten Sternen als undeformierter Körper mit angedeutet. Jeder dieser Sterne repräsentiert einen FE-Knoten des Kolbennetzes. Die FE-Modelle der elastischen Körper wurden modal reduziert und jeweils maximal 200 Eigenformen für die gekoppelte MKS-EHD Berechnung berücksichtigt. Die Anwendung des Ansatzes auf Basis modaler Beteiligungsfaktoren, der in Kapitel 3.1 beschrieben wurde, hat gezeigt, dass für die Modellierung der Zylinderlaufbuchse bereits 63 der berücksichtigten 200 Eigenformen ausreichend sind, um die resultierenden Deformationen adäquat abzubilden.

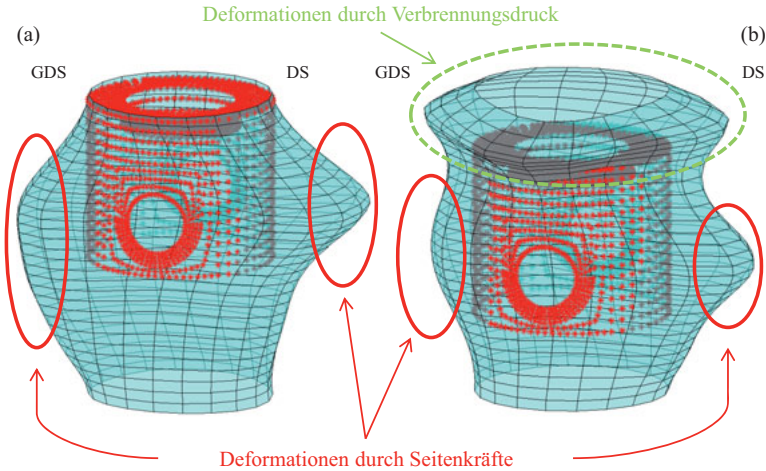


Abbildung 8.1: Verformungen eines Zylinders (in 5000facher Überhöhung dargestellt),
 (a) Auftreten der maximalen Seitenkräfte nahe des Zündzeitpunktes,
 (b) Zeitpunkt bei 70° Kurbelwellenwinkel nach der Zündung

Die Abbildung 8.1(a) zeigt den Kolben nahe dem oberen Totpunkt (OT) nach dem Ende der Verdichtungsphase und gerade erfolgter Zündung. Die Abbildung 8.1(b) stellt den Zustand bei 70° Kurbelwellenwinkel nach dem Zünd-OT dar. In Abbildung 8.1(a) sind die Deformationen aufgrund der Kolbenkippbewegung und des daraus resultierenden Kolbenschlags deutlich zu erkennen. Die Seitenkräfte führen durch den Schmierfilm zu einer hydrodynamischen Druckverteilung (siehe Abbildung 3.3), welche die Deformationen der Zylinderbuchse in der Kontaktregion von Kolben und Zylinder verursacht. Diese Verformungen sind mit Hilfe der roten Ellipse auf der Druckseite (DS) in Abbildung 8.1(a) gekennzeichnet. Die Deformationen auf der Gegendruckseite (GDS) entstehen zum einen durch den Kontakt mit dem unteren Kolbenhemd und zum anderen durch die Ovalisierung des gesamten Zylinders, die durch den wesentlich lokalen Kolbensschlag des Kolbenkopfes auf der Druckseite verursacht wird. Das Kolbenhemd ist vergleichsweise nachgiebig. Aus diesen Gründen ist die Verformung auf der Gegendruckseite großflächiger und weist geringere Gradienten auf als der Kolbensschlag mit dem deutlich steiferen oberen Bereich des Kolbenkopfes auf der Druckseite.

Der in Abbildung 8.1(a) dargestellte Zustand repräsentiert den Zeitpunkt, an dem die maximalen Seitenkräfte auftreten. In Abbildung 8.1(b) ist zu erkennen, dass die durch den Kolbensschlag verursachte Deformation bereits deutlich abgenommen hat und der Kolben langsam zurückfedert. Die grün gestrichelte Ellipse markiert die hinzugekommene Verformung aufgrund der Zündexplosion.

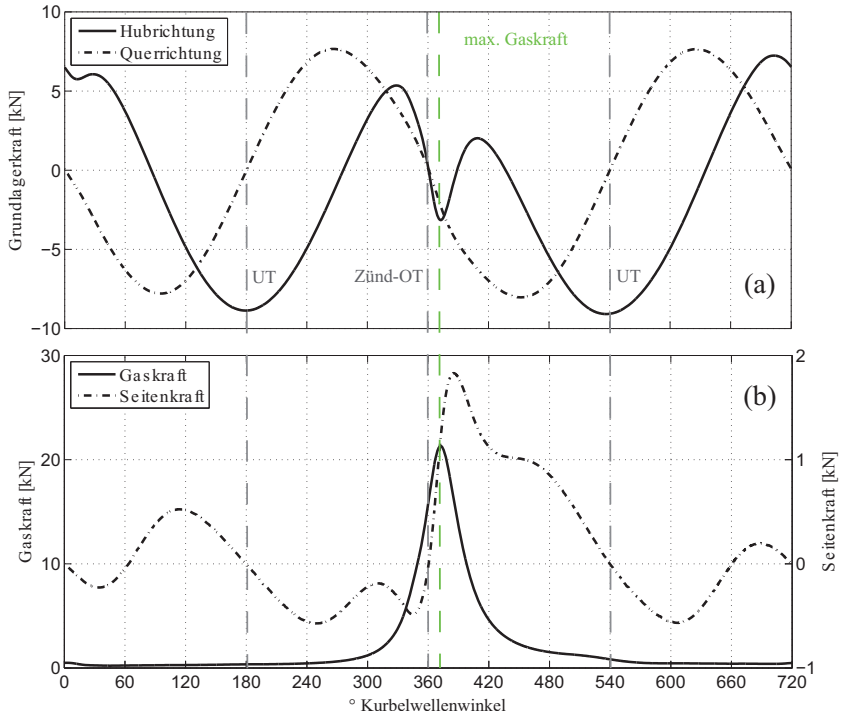


Abbildung 8.2: Über einem Arbeitsspiel aus dem Kurbeltrieb resultierende Kurbelwellen-Grundlagerkräfte (a) und Gas- sowie Seitenkräfte (b)

Die Abbildung 8.2(a) zeigt die an den Grundlagern und die Abbildung 8.2(b) die am Kolben und am Zylinder wirkenden Kräfte über einem Arbeitsspiel. Aus dem Zylinder-gasdruckverlauf resultiert die Gaskraft, welche kurz nach dem Zünd-OT den Maximalwert annimmt (siehe grüne gestrichelte Linie in Abbildung 8.2(b)). Zeitgleich ist in Abbildung 8.2(a) der typische, durch die Zündung verursachte Einbruch in der Grundlagerkraft in Hubrichtung zu erkennen. Die Grundlagerkräfte in Abbildung 8.2(a) repräsentieren die aus der Kurbeltriebbewegung resultierenden Kräfte, die das Zylinderkurbelgehäuse über die Grundlager der Kurbelwelle anregen. Diese können, im Gegensatz zu den Kräften, die auf den Zylinder wirken, experimentell bestimmt werden. Eine Schwingungsanalyse und nachfolgende Akustiksimulation ohne eine vorherige Mehrkörpersimulation ist mit Hilfe gemessener Grundlagerkräfte möglich. Es gibt aber einige Argumente, die gegen diese Vorgehensweise sprechen. Zum einen sind das der erforderliche experimentelle Aufwand sowie die Notwendigkeit, dass reale Prototypen zur Verfügung stehen müssen, und zum anderen ist es auf experimentellem Wege nicht möglich, sämtliche Anregungsquellen zu berücksichtigen.

Aus der seitlichen Abstützung des Kolbens ergibt sich die von der Zylinderwand aufzunehmende Seitenkraft. In Abhängigkeit vom Pleuelwinkel erreicht die Seitenkraft einen maximalen Wert von 1,8 kN bei 387° Kurbelwellenwinkel, der erst nach dem Maximum

der Gaskraft auftritt. Somit ist die auftretende maximale Seitenkraft deutlich kleiner als die Grundlagerkräfte, erreicht aber eine Amplitude von 20-25% der Maximalamplitude der Grundlagerkräfte. Der Spitzenwert der Gaskraft liegt sogar deutlich über denen der Grundlagerkräfte. Dies unterstreicht den Mehrwert der ganzheitlichen Simulationethodik, die eine Berechnung dieser Kräfte auf Basis der Konstruktionsdaten und des Zylindergasdruckverlaufs ermöglicht. Darüber hinaus wird klar, dass diese Anregungsquellen keinesfalls vernachlässigt werden können, da sie einen signifikanten Beitrag zur Gesamtschwingungsanregung des Motors leisten. Folglich ist es ohne den in dieser Arbeit präsentierten ganzheitlichen Ansatz nicht möglich, in der vibroakustischen Analyse eine vollständige und somit realistische Anregung zu berücksichtigen.

Schalldrucksummenpegel in dB(A)

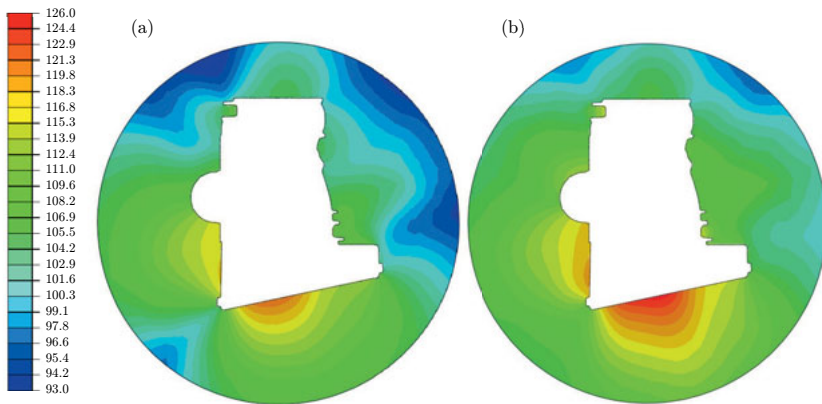


Abbildung 8.3: Schalldruckverteilung ohne und mit Berücksichtigung der Zylinderkräfte, (a) nur die Grundlagerkräfte sind berücksichtigt, (b) die Anregungen im Zylinder sind zusätzlich berücksichtigt

Um diese Aussagen zu unterstreichen, zeigt die Abbildung 8.3 die resultierende Schalldruckverteilung mit und ohne Berücksichtigung der Zylinderkräfte. Die Ergebnisse wurden für einen stationären Betriebspunkt mit einer Drehzahl von 2500 U/min und einer Last von 47 Nm berechnet. In Abbildung 8.3 ist jeweils ein Mittelschnitt durch das diskretisierte kugelförmige Luftvolumen senkrecht zur Kurbelwellenlängsachse dargestellt. Zur Darstellung der Ergebnisse in einer solchen Schnittebene interpolieren kommerzielle FE-Programme in der Regel die Werte der umliegenden Knoten. Um die dadurch entstehenden Interpolationsfehler zu vermeiden, wird in [213] vorgeschlagen, die Ansatzfunktionen der verwendeten Akustikelemente zu nutzen, um die Druckwerte in der darzustellenden Schnittebene zu berechnen. Dieses Verfahren hat sich bewährt und wurde für die hier vorgestellten Anwendungsfälle genutzt.

In Abbildung 8.3(a) ist das Ergebnis der Akustiksimulation für den Fall zu sehen, dass die Anregung im Modell ausschließlich durch die Grundlagerkräfte erfolgt. In Abbildung 8.3(b) ist im Vergleich dazu klar zu erkennen, dass die zusätzliche Anregung durch die auf die Zylinderwände wirkenden Kräfte einen großen Einfluss auf das Ergebnis der Akustiksimulation hat. Die Ölwanne ist zwar weiterhin als ein dominanter Strahler zu

erkennen, aber die Schalldruckverteilung stellt sich sowohl bezüglich der Verteilung als auch der Pegel deutlich anders dar. Dies zeigt, dass die auf die Zylinderwände wirkenden Kräfte aufgrund von Kolbenquer- und -kippbewegungen und dem Verbrennungsprozess als Anregung für die Strukturschwingungen keinesfalls zu vernachlässigen sind und für die Schwingungsanalyse und die nachfolgende Akustiksimulation unbedingt berücksichtigt werden müssen. Dies ist mit Hilfe des entwickelten ganzheitlichen Virtual Engineering Ansatzes zur Schwingungs- und Akustiksimulation eines Verbrennungsmotors möglich. Für die Akustik ist dabei nicht allein die Erhöhung der Schallabstrahlung des ZKGs von Bedeutung, sondern die Berücksichtigung der auf die Zylinderwände wirkenden Kräfte als zusätzliche Anregungsquelle des Gesamtsystems. Über Körperschallpfade erreicht die über die Zylinderwände eingebrachte Energie Strukturbereiche mit hohen Abstrahlgraden, wodurch die abgestrahlte Schallleistung signifikant gesteigert wird. Die Ölwanne ist ein Beispiel für einen solchen Strukturbereich mit einem hohen Abstrahlgrad. In Abbildung 8.3 ist deutlich zu erkennen, dass die Erhöhung der seitlichen Abstrahlung durch die Berücksichtigung der Zylinderkräfte wesentlich unkritischer ist als die Erhöhung der Schallabstrahlung des Ölwannenbodens. Das ZKG wird durch die Zylinderkräfte ebenfalls viel stärker zu Schwingungen angeregt, ist aber aufgrund der stark profilierten, kleinflächigen Struktur sowie der großen Wandstärken ein akustischer Strahler von eher untergeordneter Bedeutung.

8.2 Validierung der ganzheitlichen Simulationsmethodik

In diesem Unterkapitel wird der in den Kapiteln 3 und 4 ausführlich erläuterte numerische Teil der ganzheitlichen Simulationsmethodik validiert, bevor sich später im Unterkapitel 8.4 der psychoakustische Teil anschließt. Die Abbildung 8.4 zeigt den verwendeten Versuchsstand, der auch für die experimentellen Ergebnisse, die in den Kapiteln 7.4 und 7.5 dargestellt sind, genutzt wurde. Auf der linken Seite von Abbildung 8.4 ist der hochdynamische Motorprüfstand inklusive gekapselter Antriebswelle zu erkennen, der in einem Semifreifeldraum positioniert ist. Der Semifreifeldraum ist an allen Seitenwänden und an der Decke mit akustischen Absorbern ausgestattet. Der Boden ist hingegen aus Beton. Trotzdem erreicht der abgebildete Semifreifeldraum die Genauigkeitsklasse 1 bei Frequenzen über 50 Hz.

Auf der rechten Seite von Abbildung 8.4 ist das für die Validierungsmessung verwendete Mikrofonarray abgebildet. Dieses besteht aus 32 Einzelmikrofonen, die in vier Reihen angeordnet sind. Der Abstand zwischen den Reihen ist äquidistant. Innerhalb der Reihen haben die Mikrofone einen anderen äquidistanten Abstand. Zur Validierung der Simulation wurde ein stationärer Betriebspunkt mit einer Drehzahl von 2500 U/min und einer Last von 47 Nm betrachtet. In Abbildung 8.5 sind die berechnete und die gemessene Schalldruckverteilung dieses Betriebspunktes dargestellt. Dazu wurden die Ergebnisse der Simulation und des Experiments in einer Ebene ausgewertet, die sich im Abstand von 90 mm parallel zum Ölwannenboden befindet. Diese Messebene ist auf der rechten Seite von Abbildung 8.4 deutlich zu erkennen. Das Mikrofonarray musste einmal verschoben werden, um den gesamten Ölwannenboden vermessen zu können. Die Messergebnisse wurden anschließend in einem Bild zusammengefasst. Dazu wurde das Array so verschoben, dass in beiden Arraypositionen eine Mikrofonreihe identisch positioniert ist. Daraus ergibt

sich eine kombinierte Messfläche von 8x7 Mikrofonen. Diese kombinierte Messfläche ist in Abbildung 8.5 zu sehen.

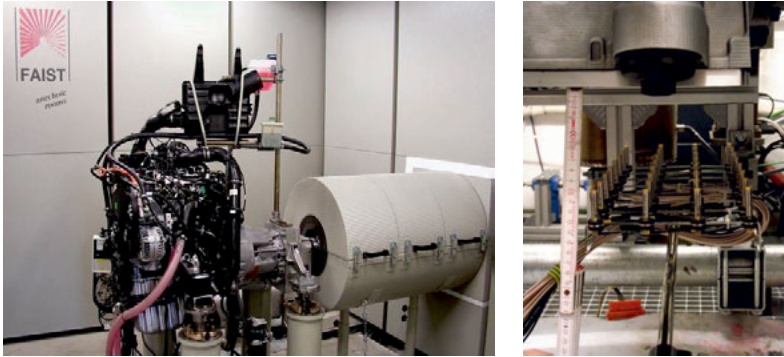


Abbildung 8.4: Links: Motorprüfstand im Halbfreifeldraum, rechts: verwendetes Mikrofonarray unterhalb des Ölwannebodens des untersuchten Motors

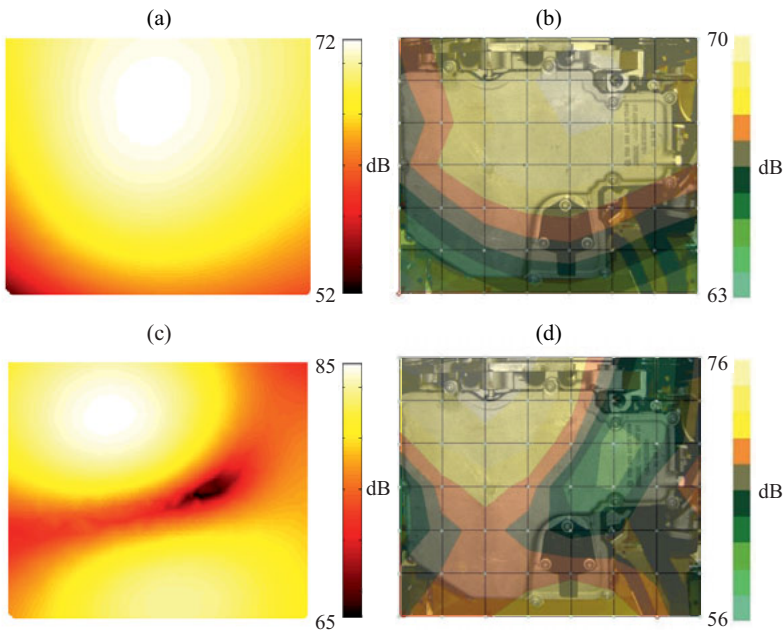


Abbildung 8.5: Vergleich der berechneten und gemessenen Schalldruckverteilung, (a) Simulationsergebnis bei 299 Hz, (b) Messung bei 268 Hz, (c) Simulationsergebnis bei 854 Hz, (d) Messung bei 786 Hz [65]

Die Abbildung 8.5 zeigt, dass die numerischen und experimentellen Ergebnisse sehr gut übereinstimmen. Insbesondere die sich ergebende Schalldruckverteilung ist sehr ähnlich. Allerdings wird durch den Vergleich in Abbildung 8.5 auch klar, dass die numerisch berechneten Amplituden größer als die experimentell gemessenen Amplituden sind. Außerdem sind die zugrunde liegenden berechneten Eigenfrequenzen offenbar etwas größer als die im Experiment bestimmten Werte. Diese Abweichungen ergeben sich dadurch, dass bei den in Abbildung 8.5 dargestellten Simulationsergebnissen der Einfluss des Motoröls noch nicht berücksichtigt wurde. Das Motoröl wirkt aufgrund seiner Masse und Trägheit zum einen dämpfend und verschiebt zum anderen die Eigenfrequenzen in tiefere Frequenzbereiche. Im nachfolgenden Kapitel 8.3 wird die Wirkung des Motoröls näher untersucht. Außerdem werden mögliche Verfahren diskutiert, um das Motoröl auf effiziente Art und Weise in die Modellierung zu integrieren. Unabhängig davon macht die Abbildung 8.5 deutlich, dass der präsentierte ganzheitliche Simulationsansatz auch ohne die Berücksichtigung des Öleinflusses bereits zu sehr guten Ergebnissen führt und zeitgleich für eine adäquate Bewertung des akustischen Verhaltens zwingend erforderlich ist, da die über die Zylinderwände eingebrachten Anregungskräfte des Kolbenschlags und des Verbrennungsprozesses essentiell sind und keinesfalls vernachlässigt werden dürfen.

8.3 Berücksichtigung des Motoröls

In diesem Abschnitt wird das Ergebnis der Validierung des numerischen Teils des ganzheitlichen Ansatzes des vorherigen Unterkapitels wieder aufgegriffen. In Kapitel 8.2 wurde beim Vergleich des berechneten akustischen Verhaltens mit Motorprüfstandsergebnissen festgestellt, dass das qualitative Verhalten durch den ganzheitlichen Ansatz sehr gut abgebildet wird, aber die zugrundeliegenden Eigenfrequenzen sowie die auftretenden Schalldruckamplituden zu hoch vorhergesagt werden. Die Ursache für diese Differenzen wird darin gesehen, dass das Motoröl im Rahmen der Schwingungsanalyse bisher nicht berücksichtigt wird. Folglich ist der Einfluss des Motoröls auf die resultierende Schallabstrahlung nicht erfasst. Um den Einfluss des Motoröls isoliert analysieren zu können, werden in diesem Unterkapitel Untersuchungen unter Laborbedingungen durchgeführt. Dabei wird ausschließlich die Ölwanne des in Kapitel 8.2 vermessenen Dieselmotors untersucht. Der für die experimentellen Untersuchungen verwendete Versuchsaufbau ist in Abbildung 8.6 zu sehen.

Eine isolierte Betrachtung der Ölwanne ist aus mehreren Gründen vorteilhaft. Einerseits soll das zu untersuchende Teilsystem möglichst einfach sein und das Ergebnis von möglichst wenigen Parametern beeinflusst werden. Andererseits ist die Ölwanne meist ein besonders großflächiger und auffälliger Strahler. Des Weiteren ist zu erwarten, dass aufgrund der räumlichen Nähe der größte Einfluss des Motoröls beim Schwingungsverhalten der Ölwanne zu beobachten ist. Zudem ist die Ölwanne im Gegensatz zu anderen Hauptkomponenten eines Verbrennungsmotors, wie dem ZKG, vergleichsweise nachgiebig. Ziel dieses Abschnitts ist es, zum einen die Wirkung des Motoröls auf das Schwingungsverhalten zu studieren und zum anderen Möglichkeiten zu vergleichen, den Einfluss des Motoröls in der numerischen Schwingungsanalyse zu berücksichtigen. Der Fokus liegt dabei auf Lösungen, die den erforderlichen Rechenaufwand der Schwingungsanalyse und somit der gesamten Simulationskette nicht maßgeblich vergrößern.

Für die Experimente zur Bestimmung des Einflusses des Motoröls wurde in der zugehörigen Vorstudie [214] ein 3D-Laser-Scanning-Vibrometer von Polytec (PSV-400-3D) eingesetzt (siehe Abbildung 8.6). Diese optische Messmethode beruht auf dem Doppler-

Effekt [215] und ermöglicht eine kontaktlose Messung des Schwingungsverhaltens. Ein wichtiges Untersuchungsziel war es, den Einfluss unterschiedlicher Fluidmengen auf das Schwingungsverhalten zu quantifizieren.

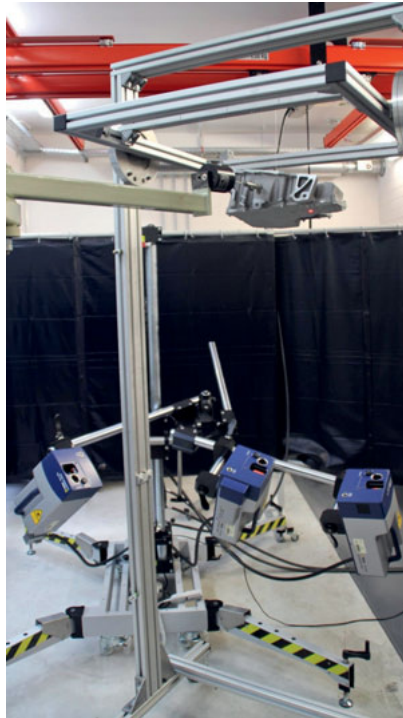


Abbildung 8.6: Versuchsaufbau zur Bestimmung des Einflusses von unterschiedlichen Fluidfüllungen auf das resultierende Schwingungsverhalten

Im Experiment wurde die Ölwanne mit Hilfe von synthetischen Polymerfäden an einem Rahmen aus Aluminiumprofilen befestigt (siehe Abbildung 8.6). Diese frei-freie Lagerung ist besonders geeignet, um auf einfache Weise numerische und experimentelle Schwingungsanalysen vergleichend bewerten zu können. Andere Lagerungsbedingungen, wie eine Einspannung oder eine gelenkige Lagerung, sind in einem FE-Modell nicht so leicht identisch zum Experiment realisierbar [216]. Die Unsicherheiten und der Einfluss dieser Lagerungsbedingungen sind sehr groß, so dass eine gute Übereinstimmung in diesen Fällen meist nur über zusätzlichen Modellierungsaufwand sowie zeitaufwendige Modellanpassungen erreicht werden kann. Um durch die Ankopplung der Anregung keine undefinierte Lagerungsbedingung zu erzeugen, erfolgte die Schwingungserregung mit Hilfe eines Impulshammers. Somit sind weiterhin frei-freie Lagerungsbedingungen gegeben. Die Anregung muss reproduzierbar sein, da sie für jeden einzelnen Scanpunkt und die dazugehörige Anzahl an Mittelungen wiederholt werden muss. Aus diesem Grund wurde der

Kopf des Impulshammers (Force Transducer Type 2800, Brüel & Kjær) auf einen elektrodynamischen Schwingungserreger (Mini Shaker Type 4810, Brüel & Kjær) montiert. Diese Kombination ist auf der linken Seite in Abbildung 8.7 zu sehen.

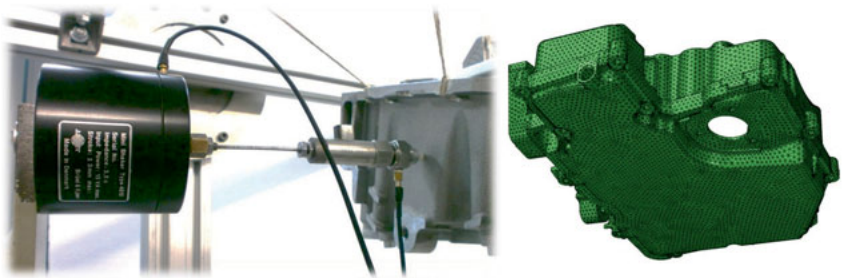


Abbildung 8.7: Detailansicht des Schwingungserregers (links) und das verwendete FE-Modell der Ölwanne (rechts)

Das Anregungssignal wurde mit Hilfe eines Kraftsensors im Hammerkopf aufgezeichnet und anschließend zur Bestimmung des Frequenzgangs der Schwingungsantwort verwendet. Der elektrodynamische Schwingungserreger ist an einem separaten Stahlrahmen mit Schwenkarm befestigt (siehe Abbildung 8.6). Dadurch wird eine zusätzliche, ungewollte und unbekannte Anregung der Ölwanne über sekundäre Körperschallpfade vermieden. Außerdem kann auf diese Art und Weise der Angriffsort der Anregung variiert werden, ohne dadurch den sonstigen Versuchsaufbau zu beeinflussen. Als Anregungssignal wurde ein Halbsinus mit einer Frequenz von 51,2 Hz verwendet. Die Impulsdauer betrug 5 ms. Damit können Frequenzen bis zu 2 kHz angeregt werden. Es wurde ein Tiefpass mit einer Eckfrequenz von 2 kHz eingesetzt. Außerdem wurden bei allen Messungen die gleichen Messgitter mit 643 Messpunkten verwendet. Zudem wurden für jeden Messpunkt drei Messungen durchgeführt und die Ergebnisse gemittelt, um auftretende Rauscheffekte zu verringern. Es wurde mit einer Abtastfrequenz von 5120 Hz und 3200 FFT-Linien sowie einer Rechteck-Fensterfunktion gearbeitet. Für den elektrodynamischen Schwingungserreger wurde ein Verstärker von Brüel & Kjær (Type 2706) eingesetzt. Das Signal vom Kraftsensor im Hammerkopf wurde ebenfalls über einen Verstärker (Brüel & Kjær, Type 2635) zur Auswerteeinheit geführt.

Durch die Nutzung von drei Laservibrometerköpfen war es möglich, die Schwingung in Normalenrichtung des Ölwannebodens zu messen, ohne einen Messkopf direkt unter der Ölwanne positionieren zu müssen. Dadurch wurde die Gefahr minimiert, das Messgerät durch herabtropfende Flüssigkeit oder Herunterfallen der Ölwanne zu beschädigen, falls die Polymerfäden bei einer zu großen Fluidfüllung versagen sollten. Der Boden der Ölwanne war, wie im realen Anwendungsfall, horizontal ausgerichtet. Als Fluid wurde Wasser genutzt. Es hat bei Raumtemperatur eine dynamische Viskosität von 1 mPa/s und damit eine deutlich geringere Viskosität als Motoröl, das bei gleicher Temperatur eine Viskosität von ca. 100 mPa/s aufweist. Allerdings ist die Viskosität von Motoröl bei Betriebstemperatur (ca. 3 mPa/s) deutlich besser durch Wasser nachzubilden als durch das Öl selbst bei Zimmertemperatur. Ein weiterer Grund der gegen Motoröl spricht, ist die Allgemeingültigkeit der Ergebnisse, die durch ein Öl, das speziell für einen bestimmten Anwendungsfall

optimiert ist, nicht gegeben ist. Auf Grund des erforderlichen Aufwands, der Sauberkeit und der Reproduzierbarkeit wurde darauf verzichtet, erhitztes Motoröl zu verwenden.

Auf der rechten Seite von Abbildung 8.7 ist das verwendete FE-Modell der zweiteiligen Ölwanne aus Aluminium abgebildet. Dieses besteht aus Tetraederelementen mit quadratischen Ansatzfunktionen. Die Ölwanne wurde im Simulationsmodell analog zum Versuchsaufbau frei-frei gelagert. Für den Vergleich der experimentellen und der numerischen Ergebnisse wurden die Eigenfrequenzen und die Eigenschwingungsformen des Systems herangezogen, da diese die Grundlage für das sich einstellende Schwingungsverhalten darstellen. Zunächst erfolgte anhand der leeren Ölwanne ein Abgleich der Ergebnisse des Versuchs und der Simulation, um sicherzustellen, dass ein geeignetes Simulationsmodell der ungefüllten Ölwanne vorliegt. Darauf aufbauend wurde dann die Auswirkung von verschiedenen Fluidfüllungen auf das Gesamtschwingungsverhalten untersucht.

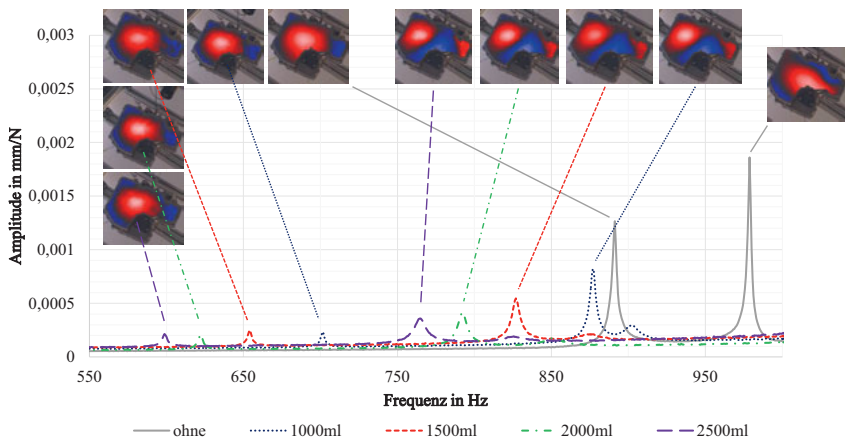


Abbildung 8.8: Vergleich der Frequenzgänge und der zugehörigen Eigenmoden für verschiedene Fluidmengen in der Ölwanne

In Abbildung 8.8 sind die experimentell bestimmten Frequenzgänge der mittleren Schwingungsantwort und die zugehörigen Eigenformen für verschiedene Füllmengen unter identischen Versuchsspezifikationen gegenübergestellt. Die Ergebnisse entsprechen den Erwartungen. Das zusätzlich eingebrachte Fluid wirkt dämpfend und die Zusatzmasse reduziert die Eigenfrequenzen des Gesamtsystems. Hinsichtlich der Amplitudenreduktion ist ein nichtlinearer Zusammenhang zu erkennen. Mit zunehmender Fluidmenge ist eine Sättigung zu beobachten. Einige Eigenformen werden allerdings so stark gedämpft, dass sie selbst im Fall der 1-Liter-Füllung nicht mehr beobachtbar sind (siehe Resonanz der leeren Ölwanne bei etwa 970 Hz). Die Eigenmoden bleiben hingegen unverändert. Es kann daher davon ausgegangen werden, dass eine zunehmende Fluidmenge lediglich eine Erhöhung der Masse bewirkt, während die Steifigkeit des Gesamtsystems konstant bleibt. Aus diesem Grund wurden zur Modellierung der Flüssigkeit konzentrierte Massenelemente verwendet, welche den Massenzuwachs abbilden sollen. Diese Massenelemente besitzen keinerlei Steifigkeit. Außerdem wird in diesem Modellansatz der Einfluss der Fluidodynamik vernachlässigt. Die Massenelemente bieten den großen Vorteil, dass sie den erforderlichen

Rechenaufwand nur marginal erhöhen. Um der räumlichen Verteilung des Fluids trotz dieser einfachen Modellierung Rechnung zu tragen, wurden die konzentrierten Massenelemente nicht nur an einer oder mehreren diskreten Positionen appliziert, sondern auf der gesamten Innenseite des Ölwannebodens verteilt. Dabei wurde berücksichtigt, dass einige Bereiche erst bei höheren Flüssigkeitsständen geflutet werden. Generell wurde die eingebrachte zusätzliche Masse gleichmäßig auf alle definierten Massenelemente verteilt, da die Ölwanne im Versuch horizontal ausgerichtet war und sich das Wasser somit gleichmäßig verteilte.

Die Abbildung 8.9 beinhaltet die für die unterschiedlichen Füllmengen berechneten Eigenfrequenzen des Modells mit Massenelementen im Vergleich zu den gemessenen Werten. Zunächst ist zu erkennen, dass das originale Simulationsmodell die Eigenfrequenzen der ungefüllten Ölwanne sehr gut vorhersagt. In [214] wurde gezeigt, dass das FE-Modell der leeren Ölwanne sowohl bezüglich der Eigenfrequenzen und -formen als auch der Amplituden sehr gut mit dem gemessenen Schwingungsverhalten übereinstimmt.

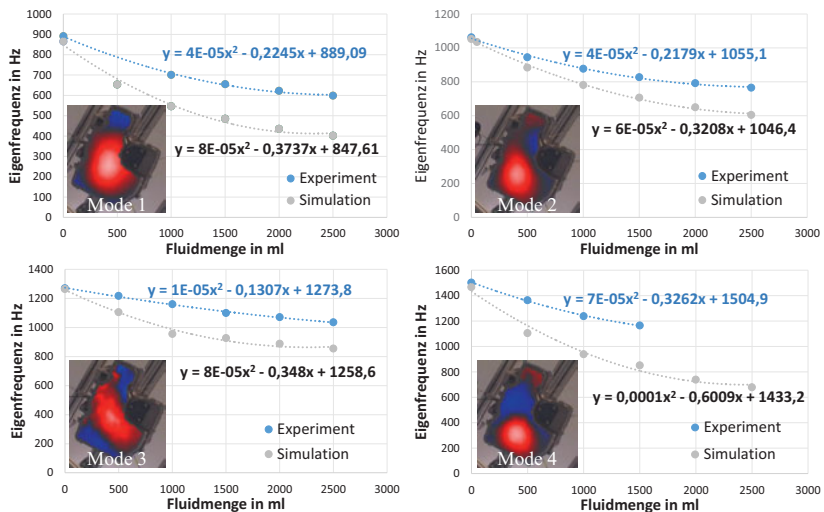


Abbildung 8.9: Einfluss unterschiedlicher Füllmengen auf die resultierenden Eigenfrequenzen des Gesamtsystems, Vergleich der Referenzmessung und des numerischen Modells mit Massenelementen

In Abbildung 8.9 ist klar zu erkennen, dass alle numerisch und experimentell ermittelten Eigenfrequenzen sinken, wenn die Füllmenge erhöht wird. Dabei besteht offenbar ein quadratischer Zusammenhang zwischen Füllmenge und resultierender Frequenzverschiebung. Das Bestimmtheitsmaß R^2 aller quadratischen Regressionsfunktionen in Abbildung 8.9 liegt oberhalb von 0,995. Der Anstieg der Regressionsfunktionen ist für jede Eigenform unterschiedlich. Dadurch kann sich die Reihenfolge der Moden ändern und beispielsweise die vierte Eigenfrequenz durch die zunehmende Fluidfüllung so viel stärker absinken als die dritte, dass die Eigenfrequenz der ursprünglich vierten Eigenform schließlich kleiner ist als die Eigenfrequenz der ursprünglich dritten Eigenform. Außerdem zeigt Abbildung 8.9,

dass die Veränderung der Eigenfrequenzen bei der Simulation mit Massenelementen deutlich größer ist als im Versuch. Offensichtlich sind die numerisch ermittelten Eigenfrequenzen immer kleiner als die gemessenen. Im Gegensatz dazu liefert eine Vernachlässigung des Fluids immer Eigenfrequenzen oberhalb der experimentell bestimmten Eigenfrequenzen. Mit der Kenntnis der maximalen (ohne Massenelemente) und minimalen (mit Massenelementen) Eigenfrequenz kann der Bereich klar abgegrenzt werden, in dem die jeweilige reale Eigenfrequenz liegt.

In einem numerischen Modell sind für eine adäquate Beschreibung des Schwingungsverhaltens neben den Eigenfrequenzen auch die zugehörigen Eigenformen von besonderer Bedeutung. Für den Vergleich der numerisch und experimentell bestimmten Eigenformen ist das MAC-Kriterium [217] gut geeignet. Die Abbildung 8.10 zeigt die in [214] bestimmte MAC-Matrix, in der die Eigenformen der Ölwanne verglichen werden, die mit Hilfe von Massenelementen berechnet und mittels Laservibrometer gemessen wurden. Die leeren Einträge in der MAC-Matrix (weiße Flächen) ergeben sich dadurch, dass die zugehörige experimentelle Eigenform im Versuch nicht detektierbar war. Die MAC-Werte für die erste und zweite Eigenform sind für alle Füllstände bis 2000 ml durchgängig größer als 0,8. Dies entspricht einer guten Korrelation zwischen Messung und Berechnung. Allerdings ist bei 2500 ml ein Korrelationsabfall zu erkennen. Bei der dritten Eigenform setzt der Korrelationsverlust früher ein. Generell ist bei höheren Eigenmoden und zunehmender Fluidmenge eine abnehmende Übereinstimmung der gemessenen und berechneten Eigenformen festzustellen.

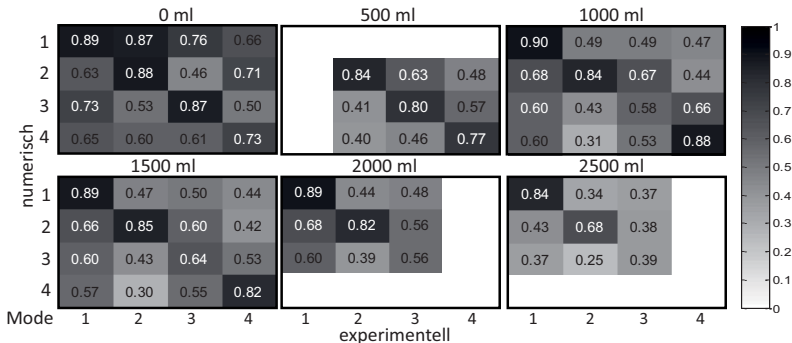


Abbildung 8.10: MAC-Matrix für den Vergleich der numerisch und experimentell bestimmten Eigenformen für unterschiedliche Fluidmengen in der Ölwanne [214]

Die Abbildung 8.11 zeigt die absolute Abweichung zwischen experimentell und numerisch bestimmten Eigenfrequenzen für den Fall mit und ohne Berücksichtigung des Fluids mittels Massenelementen. Es ist klar zu erkennen, dass die absolute Abweichung für den Fall mit Massenelementen bei allen Füllmengen kleiner ist. Folglich ist diese Modellierung besser als den Fluideinfluss zu vernachlässigen. Dennoch ist die Berücksichtigung des Öleinflusses über konzentrierte Massenelemente nicht zufriedenstellend. Die absolute Abweichung nimmt bei größeren Füllmengen immer mehr zu. Das bedeutet, dass der im Modell erfasste alleinige Masseinfluss der Flüssigkeit eine zu starke Frequenzänderung bewirkt. Demzufolge fehlt in dieser Art der Modellierung ein weiterer Einfluss, der

durch das eingebrachte Fluid induziert wird. Dieser Einfluss wird in erster Annäherung als ein Steifigkeitszuwachs angenommen, der die Absenkung der Eigenfrequenz durch die zusätzliche Fluidmasse reduziert.

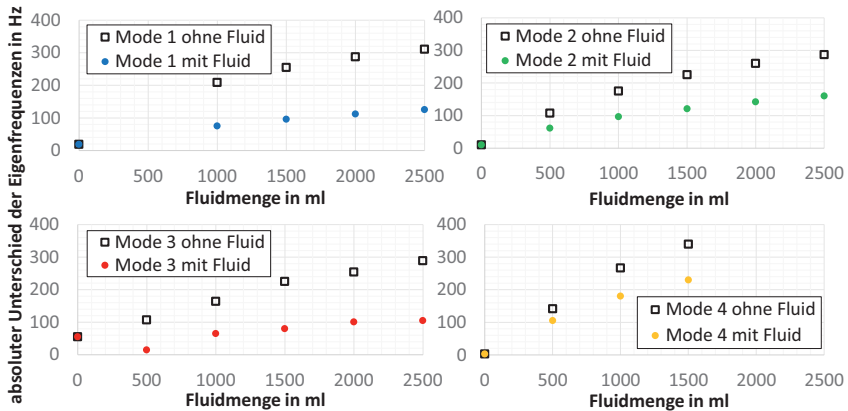


Abbildung 8.11: Vergleich der absoluten Abweichung zwischen experimentell und numerisch bestimmten Eigenfrequenzen für zwei Fälle: mit und ohne der Modellierung des Fluids mittels Massenelementen

Auf Basis dieser Ergebnisse wurde versucht, den als Steifigkeitszuwachs angenommenen zusätzlichen Einfluss der Fluidfüllung über angepasste Volumenelemente abzubilden [171]. Damit wurde das Ziel verfolgt, den Einfluss des Motoröls besser zu erfassen, ohne den Gesamtaufwand der Simulationskette signifikant zu steigern. Zu diesem Zweck wurden Standard-Kontinuumelemente in Kombination mit einem isotropen Materialmodell verwendet, wodurch die Fluidodynamik lediglich auf stark vereinfachte Weise berücksichtigt wird. Eine naheliegende Struktur-Fluid-Kopplung, bei der die Flüssigkeit beispielsweise mit Hilfe eines CFD-Modells einbezogen wird, ist aufgrund des drastisch erhöhten Rechenaufwandes für die verfolgte Zielstellung unrealistisch.

Für die Anpassung der Volumenelemente wurden der Elastizitätsmodul E und die Querkontraktionszahl ν der „Fluidelemente“ so variiert, dass das Ergebnis eines ausgewählten Versuchs sehr gut reproduziert werden konnte. Im vorliegenden Fall wurde dazu die erste Eigenform und die zugehörige Eigenfrequenz bei einer Fluidfüllung von einem Liter genutzt (siehe rote Ellipse in Abbildung 8.12). Die Dichte des Fluids wurde so eingestellt, dass die jeweilige hinzugefügte Masse exakt getroffen wurde. Die gute Übereinstimmung in Abbildung 8.12 (rote Ellipse) wurde wider Erwarten nicht mit einer Querkontraktionszahl nahe 0,5 erreicht. Die Annahme eines nahezu inkompressiblen Verhaltens, wie es für Flüssigkeiten zutreffend ist, führte überraschenderweise zu keinen brauchbaren Ergebnissen. Der Grund dafür sind die bei Kontinuumelementen auftretenden Kopplungen in Querrichtung, die in einem Fluid nicht vorhanden sind. Stattdessen ergab sich aus der Kombination von $E = 300 \text{ N/mm}^2$ und $\nu = 0,01$ die in der Abbildung 8.12 gezeigte sehr gute Übereinstimmung mit den Messungen. Für die Berechnung der anderen Füllzustände wurden der Elastizitätsmodul und die Dichte im gleichen Maße linear skaliert wie die Füllmenge. Die Querkontraktionszahl blieb in allen Fällen unverändert.

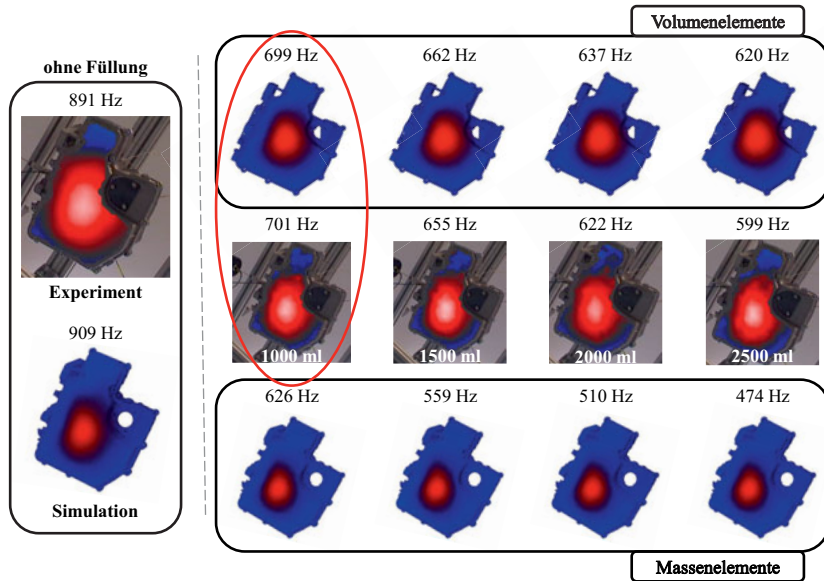


Abbildung 8.12: Vergleich der Modellierung des Fluids mittels Massen- und Volumenelementen mit der Referenzmessung am Beispiel der ersten Eigenform

In Abbildung 8.12 sind am Beispiel der ersten Eigenform die numerisch bestimmten Eigenfrequenzen und -formen gegenübergestellt, die mit Hilfe von Massen- und Volumenelementen zur Berücksichtigung des Motoröls berechnet wurden. Als Referenz dienen die experimentell ermittelten Ergebnisse. Der Vergleich zeigt, dass die berechneten Eigenfrequenzen des Modells mit Volumenelementen für alle Füllmengen deutlich näher an den experimentell ermittelten Frequenzen liegen als die des Modells mit Massenelementen. Für die 2500 ml Füllung liegt die erste Eigenfrequenz des Modells mit Volumenelementen zum Beispiel 21 Hz über der gemessenen und die Eigenfrequenz des Modells mit Massenelementen liegt 125 Hz darunter. Die Eigenfrequenzen des Modells mit Massenelementen liegen, wie bereits erläutert, für alle Füllmengen unter den gemessenen Eigenfrequenzen. Die Eigenfrequenzen des Modells mit Volumenelementen liegen hingegen für alle Füllmengen darüber. Die geringfügig zu hoch berechneten Eigenfrequenzen im Fall der Öl-Modellierung mittels Volumenelementen weisen darauf hin, dass das Systemverhalten durch die gewählten Parameter noch etwas zu steif abgebildet wird. Durch eine gezielte Parameteroptimierung des Elastizitätsmoduls kann die maximal auftretende Abweichung zwischen numerisch und experimentell ermittelten Eigenfrequenzen minimiert werden. Allerdings wird diese im vorliegenden Fall bereits als ausreichend klein angesehen.

Die Abbildung 8.13 bestätigt die Beobachtungen aus Abbildung 8.12 noch einmal am Beispiel der dritten Eigenform. Die Abweichungen zwischen gemessenen und berechneten Eigenfrequenzen (mit Volumenelementen) sind jedoch deutlich größer. Für die 2500 ml Füllung liegt die dritte Eigenfrequenz des Modells mit Volumenelementen beispielsweise 52 Hz über der gemessenen Eigenfrequenz und die dritte Eigenfrequenz des Modells mit Massenelementen liegt 105 Hz darunter. Allerdings ist die Übereinstimmung zwischen

Simulation und Experiment bei der leeren Ölwanne in Abbildung 8.13 bereits deutlich schlechter als in Abbildung 8.12. In Abbildung 8.13 beträgt die Differenz der experimentell und numerisch ermittelten Eigenform für den Fall der Ölwanne ohne Füllung 55 Hz, während die Differenz in Abbildung 8.12 nur 18 Hz beträgt. Die Differenz zwischen den experimentell und numerisch ermittelten Eigenformen liegt für das Modell mit Volumenelementen mit 50 bis 63 Hz für alle Füllstände in der Größenordnung des Frequenzunterschieds von 55 Hz, der im Fall der leeren Ölwanne vorliegt. Zusätzlich ist in Abbildung 8.13 noch ein besonders wichtiger Aspekt zu erkennen. Einige Eigenformen verändern aufgrund der Fluidfüllung ihre Form. Die Modellierung des Fluids mittels Volumenelementen ist im Gegensatz zur Modellierung mit Massenelementen in der Lage, diese Veränderungen der Eigenformen des Gesamtsystems sehr gut abzubilden. Die Lage der Schwingungstäler und -bäuche stimmt in den numerischen und experimentellen Ergebnissen bei der Modellierung des Motoröls mit Hilfe von Volumenelementen für alle Füllzustände sehr gut überein. Die Nutzung angepasster Kontinuumelemente in Kombination mit einem isotropen Materialmodell stellt also eine einfache und effektive Möglichkeit zur Berücksichtigung des Motoröls dar, ohne den Gesamtaufwand der ganzheitlichen Simulationskette signifikant zu vergrößern.

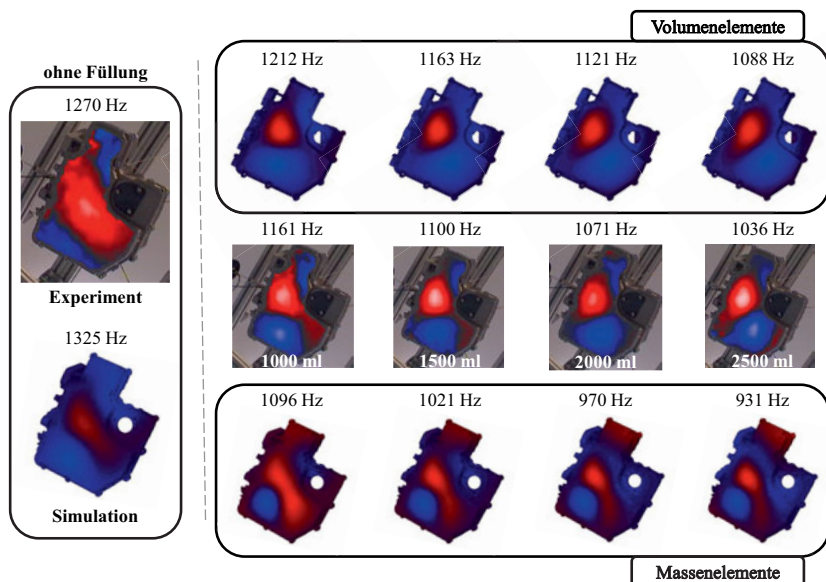


Abbildung 8.13: Vergleich der Modellierung des Fluids mittels Massen- und Volumenelementen mit der Referenzmessung am Beispiel der dritten Eigenform

Allerdings bringt diese Lösung auch einige Nachteile mit sich. Zunächst erfolgt die Anpassung der Fluidelemente nur für eine ausgewählte Eigenfrequenz und eine bestimmte Füllmenge. Da es für jeden Motor eine definierte Normmenge an Motoröl gibt, empfiehlt es sich, diese Ölmenge für die Anpassung zu verwenden. Ein weiteres Problem ist die experimentelle Bestimmung einer Referenzlösung, da dies dem Grundgedanken des hier prä-

sentierten ganzheitlichen virtuellen Simulationsansatzes entgegen steht, der ohne jegliche Prototypen und ohne Experimente auskommen soll. Aus diesem Grund sollte in zukünftigen Arbeiten untersucht werden, ob die für eine bestimmte Ölsorte angepassten Parameter Elastizitätsmodul und Querkontraktionszahl nach einmaliger Bestimmung für andere Anwendungsbeispiele wiederverwendbar sind. Der sehr kleine Elastizitätsmodul des Fluids kann zwar zu numerischen Problemen führen, da dadurch die Kondition der Matrizen verschlechtert wird. Dennoch wird diese Modellierungsvariante zur Berücksichtigung des Motoröls, aufgrund des geringen Mehraufwandes und der verbesserten Ergebnisqualität, als eine einfache Möglichkeit empfohlen, um komplexere Lösungen zu vermeiden.

8.4 Psychoakustische Analyse

Das Ziel des vorgestellten ganzheitlichen Virtual Engineering Ansatzes ist es, das akustische Verhalten von automotiven Antrieben und deren Komponenten hinsichtlich der auditiven Wahrnehmung des Menschen zu bewerten. Die Grundlage dieser Bewertung sind dafür entwickelte psychoakustische Modelle, mit denen auch die räumliche Verteilung der empfundenen Geräuschqualität berechnet werden kann. Nachfolgend werden anhand exemplarischer Ergebnisse aus [118] die Möglichkeiten psychoakustischer Analysen aufgezeigt und verdeutlicht, dass eine akustische Bewertung auf Basis psychoakustischer Größen wie der Geräuschqualität erfolgen sollte, um die Komplexität der menschlichen Wahrnehmung berücksichtigen zu können.

In Abbildung 8.14 ist die Verteilung der berechneten Geräuschqualität für zwei verschiedene Vollkapselungen des gleichen Verbrennungsmotors in einer mittigen Schnittebene durch das kugelförmige Volumen der Umgebungsluft dargestellt. Am Motor selbst wurden keinerlei Modifikationen durchgeführt. Beide Motorkapselungen sind zweischichtige Materialsysteme aus nichtmetallischen Schaum- und Faserwerkstoffen, die temperaturbeständig und leicht sind sowie eine sehr hohe Dämpfung aufweisen. Die beiden Vollkapselungen des Motors unterscheiden sich ausschließlich in den verwendeten Materialien und nicht in der Geometrie der Kapselung. Trotzdem führen sie zu signifikant unterschiedlichen Ergebnissen hinsichtlich der empfundenen Geräuschqualität (siehe Abbildung 8.14).

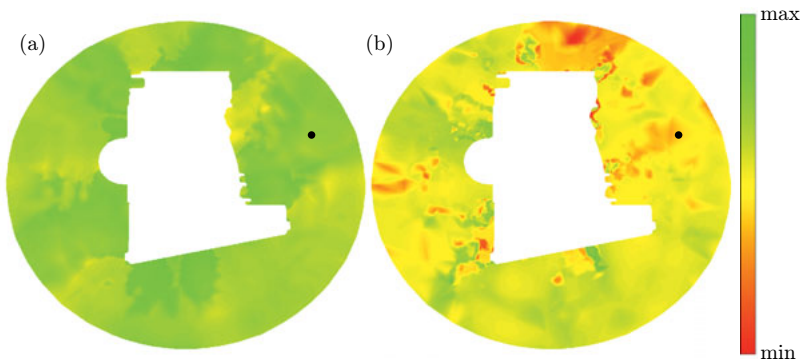


Abbildung 8.14: Empfundene Geräuschqualität SQ : (a) der Konfiguration S_1 , (b) der Konfiguration S_7

Die aus diesen beiden Konfigurationen generierten Zeitsignale wurden in Kapitel 5.4 im Hörversuch als die Hörproben S_1 und S_7 verwendet. Die Ergebnisse in Abbildung 8.14 zeigen, dass die Konfiguration S_1 deutlich besser als die Konfiguration S_7 ist und bestätigen damit die Ergebnisse des Hörversuchs, der in Abbildung 5.9 dargestellt ist. Die schwarzen Punkte in Abbildung 8.14 kennzeichnen den Ort des virtuellen Mikrofons im Umgebungsluftvolumen, an dessen Position die Zeitsignale der Motorgeräusche gemäß Kapitel 5.4 generiert wurden, um anschließend als Geräuschproben im Hörversuch zu dienen. Für alle verwendeten Geräuschproben wurde die gleiche Mikrofonposition genutzt. Diese wurde so gewählt, dass sie auf der dem Fahrer zugewandten Seite des Motors in Richtung des Fahrerohrs liegt, da dies eine sehr wichtige Abstrahlrichtung ist. Allerdings spielt die Position des virtuellen Mikrofons für die hier durchgeführte exemplarische Auswertung eine untergeordnete Rolle.

Die Abbildung 8.14 macht deutlich, dass der vorgestellte Ansatz verwendet werden kann, um aus verschiedenen Designkonfigurationen diejenige mit der besten akustischen Wirkung auszuwählen oder gegebenenfalls eine Designkonfiguration gezielt bezüglich einer bestimmten Abstrahlrichtung o.ä. zu verbessern.

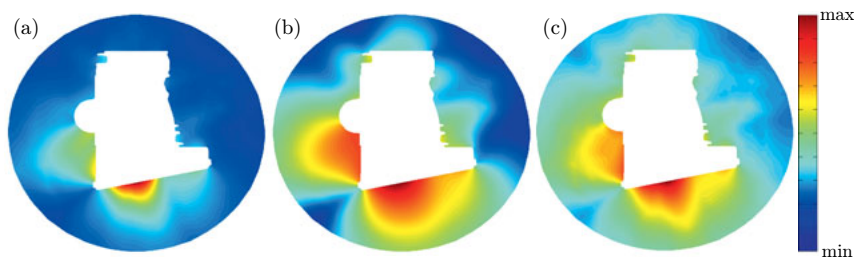


Abbildung 8.15: Akustische Analyse der Konfiguration S_1 : (a) Schalldruck in Pa, (b) Schalldruckpegel in dB(A), (c) Lautheit in sone

In Abbildung 8.15 sind für die Konfiguration S_1 die Verteilungen verschiedener akustischer Parameter in der mittleren Schnittebene des Umgebungsluftvolumens dargestellt. Das diskretisierte kugelförmige Luftvolumen besitzt einen Radius von 600 mm. Die Verteilungen des Schalldrucks (Abbildung 8.15(a)) und der Lautheit (siehe Abbildung 8.15(c)) weisen im Gegensatz zum A-bewerteten Schalldruckpegel (Abbildung 8.15(b)) keine logarithmische Skala auf. Die qualitative Aussage der drei verschiedenen Analyseparameter in Abbildung 8.15 ist sehr ähnlich. Prinzipiell liefern alle drei Parameter die gleichen Schlussfolgerungen und zeigen die gleichen Bereiche, die als akustisch kritisch bzw. unkritisch einzustufen sind. Um diese Aussage zu unterstreichen, wurde mit Hilfe des Modal Assurance Criterion (MAC) [103] die Ähnlichkeit der Verteilungen der drei Parameter berechnet. Die berechnete Übereinstimmung des Schalldrucks in Pa mit dem A-bewerteten Schalldruckpegel beträgt 74.95%, der Vergleich des Schalldrucks in Pa mit der Lautheit liefert eine Ähnlichkeit von 91.81% und die Verteilungen des A-bewerteten Schalldruckpegels und der Lautheit stimmen zu 94.20% überein. Die unbewertete Schalldruckverteilung erfasst keinerlei spezifische Eigenschaften des menschlichen Gehörs und die A-Filterung basiert lediglich auf einer einzelnen Isophone und ist nicht in der Lage, Maskierungseffekte zu berücksichtigen. Im Gegensatz dazu bildet die Lautheit die menschliche Hörwahrnehmung besser ab. Die in Abbildung 8.15 dargestellten Ergebnisse zeigen im Vergleich zur

wesentlich komplexeren Größe der empfundenen Geräuschqualität in Abbildung 8.14(a), dass es für eine Bewertung des akustischen Gesamteindrucks und der dadurch hervorgerufenen Qualitätswahrnehmung nicht ausreichend ist, lediglich die Lautheit bzw. einzelne psychoakustische Grundgrößen auszuwerten. Für eine akustische Bewertung, die nicht speziell auf einzelne Grundparameter abzielt, sollte immer auf komplexe psychoakustische Modelle, die mehrere objektive Parameter und deren Wechselwirkungen berücksichtigen, zurückgegriffen werden.

Für ein tiefergreifendes Verständnis des im Kapitel 5.4 entwickelten komplexen psychoakustischen Modells werden nachfolgend die einzelnen objektiven, im Prognosemodell kombinierten Parameter näher beleuchtet. Zu diesem Zweck werden jeweils die Ergebnisse für die beiden Motorgeräusche S_1 und S_7 gegenübergestellt.

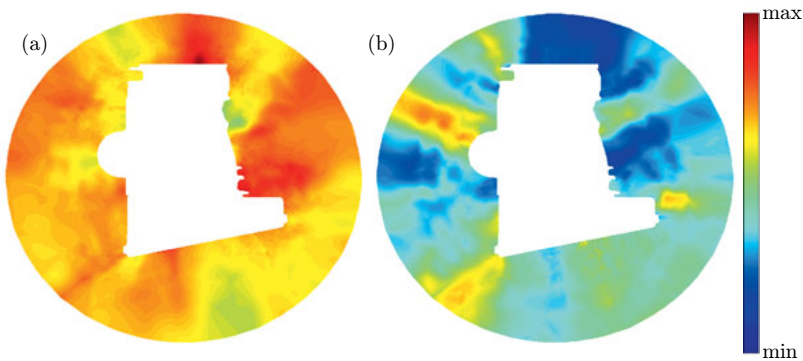


Abbildung 8.16: Maximaler Gradient der Lautheit N'_{max} : (a) der Konfiguration S_1 , (b) der Konfiguration S_7

Die Abbildung 8.16 zeigt den maximalen Zeitgradienten der Lautheit N'_{max} als ersten Eingangsparameter des entwickelten psychoakustischen Modells (siehe Gl. (5.30)). Der maximale Gradient der zeitabhängigen Lautheit ist der einzige Eingangsparameter des Modells, der einen positiven Einfluss auf die resultierende Geräuschqualität hat. Diese Abhängigkeit ist beim Vergleich der Abbildungen 8.14 und 8.16 zu erkennen. Die Region der minimalen Werte für N'_{max} der Konfiguration S_7 (Abbildung 8.16 (b)) oberhalb des Motors trägt beispielsweise dazu bei, dass die empfundene Geräuschqualität dort am schlechtesten ist (Abbildung 8.14 (b)).

Der zweite Eingangsparameter des entwickelten psychoakustischen Modells in Gl. (5.30) ist der Maximalwert der zeitabhängigen Schärfe S_{max} . An jedem Knoten des FE-Netzes der Umgebungsluft liegt ein Zeitsignal des Schalldrucks und folglich auch ein zugehöriger Maximalwert der Schärfe vor. Die sich daraus ergebende räumliche Verteilung von S_{max} ist in Abbildung 8.17 für die beiden Konfigurationen S_1 und S_7 gegenübergestellt. Der Vergleich dieser beiden Verteilungen zeigt einen Grund dafür, dass die Konfiguration S_1 akustisch wesentlich günstiger ist. Höhere Maximalwerte S_{max} wirken sich negativ auf die resultierende Geräuschqualität aus.

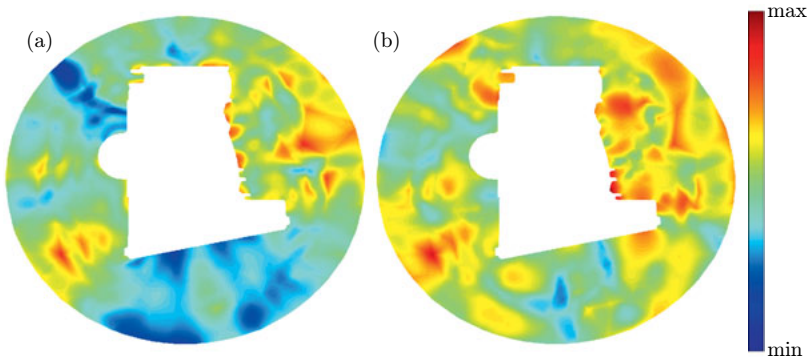


Abbildung 8.17: Maximalwert der Schärfe S_{max} : (a) der Konfiguration S_1 , (b) der Konfiguration S_7

Die Schärfe ist ein psychoakustischer Parameter, der durch den frequenzabhängigen Gradienten der Lautheit bestimmt ist (siehe Gl. (5.12)). Insbesondere die höheren Frequenzanteile haben durch die Wichtungsfunktion $g_z(z)$ in Gl. (5.13) einen besonders großen Einfluss auf die berechnete Schärfe. Aus diesem Grund sind die größten Schärfeamplituden in der Nähe von kleineren Flächen der schwingenden Motorstruktur zu finden, da diese kleinflächigen und meist zugleich sehr steifen Strahler erst bei höheren Frequenzen effizient Schall emittieren. Dieser Zusammenhang wird in Abbildung 8.17 ebenfalls deutlich. Dort weisen die großflächigen, auf der linken Seite gelegenen Bereiche sowie die Ölwanne (unten) die geringsten Maximalamplituden S_{max} auf.

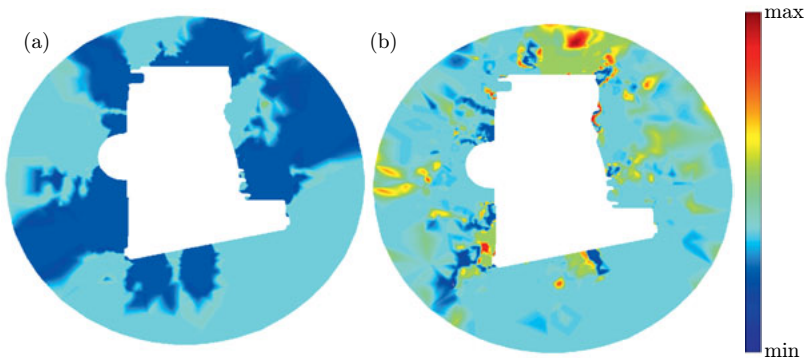


Abbildung 8.18: Dauer der Schärfe T_S : (a) der Konfiguration S_1 , (b) der Konfiguration S_7

Der dritte und letzte Eingangsparameter des Prognosemodells der Geräuschqualität ist die in Abbildung 5.8 erklärte Dauer der Schärfe T_S . Diese hat im vorliegenden Fall einen signifikanten Einfluss auf die Wahrnehmung des Geräusches, wie beispielsweise der Vergleich der linken Seiten der Abbildungen 8.18 und 8.14 deutlich macht. Dieser Zusammenhang hat sich bereits bei früheren Studien gezeigt [115–117]. Die Dauer der Schärfe

hat sich auch in den Arbeiten von Höchstetter et al. zu automotiven Geräuschen als ein besonders geeigneter Prognoseparameter für die Bewertung der Geräuschqualität erwiesen [63, 128, 156].

8.5 Validierung der psychoakustischen Modellierung

Das in Kapitel 5.4 entwickelte objektive Vorhersagemodell muss in der Lage sein, die empfundene Geräuschqualität von Motorgeräuschen auch dann zuverlässig vorherzusagen, wenn diese Geräusche nicht Grundlage der psychoakustischen Modellbildung waren. Nur dann sind solche Modelle für den virtuellen Entwicklungsprozess anwendbar. Für den Nachweis dieser Prognosefähigkeit wurde für weitere numerisch berechnete Motorgeräusche ein Vergleich zwischen einem Hörversuch (HV2) und den Berechnungsergebnissen des Prognosemodells durchgeführt, das ausschließlich auf Basis der Ergebnisse eines anderen Hörversuchs (HV1) aufgebaut wurde. Der Hörversuch HV2 wurde analog zum Hörversuch HV1, der am Ende des Kapitels 5.4 im Detail beschrieben ist, durchgeführt. Es wurden die gleichen Probanden genutzt, die wieder acht verschiedene berechnete Motorgeräusche mittels Paarvergleich bewerten mussten. Diese acht Motorgeräusche beinhalten sechs neue Motorgeräusche sowie zwei Geräuschproben des ersten Hörversuchs (S_6 und S_8 aus Abbildung 5.9). Um beide Hörversuchsergebnisse in Relation setzen zu können, wurde das im ersten Hörversuch am schlechtesten beurteilte Motorgeräusch S_8 im zweiten Versuch wiederverwendet. Dadurch wurde erreicht, dass die normierte Intervallskala bei der Hörversuche das gleiche Minimum aufweist und folglich beide Hörversuchsergebnisse verglichen werden können.

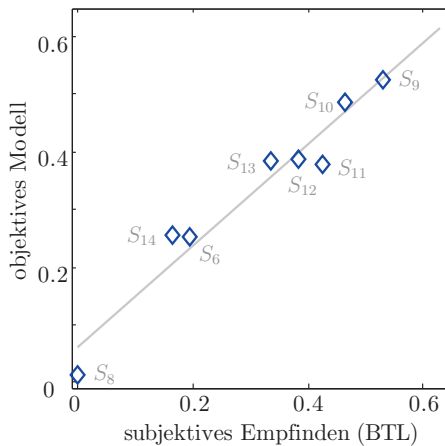


Abbildung 8.19: Korrelationsanalyse zwischen objektiv und subjektiv bestimmter Geräuschqualität von sechs neuen Motorgeräuschen und zwei Geräuschen des ersten Hörversuchs, Korrelationskoeffizient $r_{kor} = 0,97$.

Das Resultat des Hörversuchs HV2 ist in Abbildung 8.19 dargestellt und zeigt, dass das entwickelte psychoakustische Modell auch für die unabhängigen Motorgeräusche die empfundene Geräuschqualität sehr gut approximiert, was durch den sehr guten Korrelationswert r_{kor} von 0,97 angezeigt wird. Der Korrelationskoeffizient r_{kor} zwischen den zwei Variablen x und y ergibt sich nach [61] aus

$$r_{kor} = \frac{\sum_{i=1}^n \left(x_i - \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i \right) \left(y_i - \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i \right)}{\sqrt{\sum_{i=1}^n \left(x_i - \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i \right)^2} \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(y_i - \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i \right)^2}}, \quad (8.1)$$

wobei Werte nahe Eins eine hohe und Werte nahe Null eine geringe Korrelation repräsentieren.

Abschließend kann festgehalten werden, dass das entwickelte objektive Vorhersagemodell eine sehr gute Übereinstimmung mit den experimentellen Ergebnissen aus den Hörversuchen zeigt. Dies gilt sowohl für die Ergebnisse des Hörversuchs HV1, die für die Entwicklung des Prognosemodells genutzt wurden, als auch für die Ergebnisse des Hörversuchs HV2, in dem neue Motorgeräusche bewertet wurden. Die Nutzung einer einfachen Linearkombination von wenigen objektiven Parameter hat ein Modell geliefert, das robuste Prognosen der Geräuschqualität von Motorgeräuschen ermöglicht. Somit ist der hier vorgestellte ganzheitliche Virtual Engineering Ansatz sehr gut für computergestützte akustische Optimierungen geeignet. Dazu sind keine real vorhandenen Prototypen oder Motoren erforderlich. Die Hörversuche mit Hilfe auralisierter Simulationsergebnisse sind der einzige notwendige experimentelle Aufwand, der nur einmal zur Generierung des psychoakustischen Modells erforderlich ist. Allerdings muss darauf hingewiesen werden, dass die psychoakustischen Modelle ausschließlich wiederverwendbar sind, wenn ähnliche Geräuschkategorien bewertet werden sollen. Das ist beispielsweise der Fall, wenn unterschiedliche Designkonfigurationen eines Verbrennungsmotors hinsichtlich der auditiven Wahrnehmung beurteilt werden sollen. Das Prognosemodell, das für einen 4-Zylinder Dieselmotor generiert wurde, für einen Ottomotor oder eine geänderte Zylinderanzahl wiederzuverwenden, ist hingegen nicht sinnvoll, da die Grundcharakteristik der resultierenden Motorgeräusche zu verschieden ist. Bei der Entwicklung neuer PkW-Modelle ist es oft der Fall, dass der Motor im Vergleich zum Vorgängermodell lediglich ein überschaubares Ausmaß an Modifikationen aufweist. Die auditive Bewertung eines solchen Motors mit Hilfe des Prognosemodells, das für den Vorgängermotor entwickelt wurde, ist also ein Beispiel, für das die Wiederverwendung des psychoakustischen Modells akzeptabel ist. Durch eine gezielte Auswahl der Probanden ist es mit dem vorgestellten Ansatz auch möglich, die resultierenden Prognosemodelle genau an spezielle Zielgruppen bzw. Zieldefinitionen, wie beispielsweise erfahrene Fahrer der Oberklasse einer definierten Automarke, anzupassen, falls dies gewünscht ist.

8.6 Richtungsabhängigkeit der Geräuschqualität

Nachfolgend wird zunächst auf die Richtungsabhängigkeit der Geräuschqualität eingegangen und dann gezeigt, wie der in dieser Arbeit präsentierte ganzheitliche Ansatz zur Bewertung von Motorgeräuschen für eine computergestützte Optimierung genutzt werden kann [218]. Für die Berechnung der Geräuschqualität wird das in Kapitel 5 entwickelte und im Unterkapitel 8.5 validierte psychoakustische Modell genutzt. Zur Demonstration des Einflusses der Richtungsabhängigkeit bzw. der räumlichen Verteilung der empfundenen Geräuschqualität werden zwei Varianten des selben Motors verglichen, die sich lediglich durch eine Modifikation des Kurbeltriebs unterscheiden. Diese Modifikation betrifft die Desachsierung des Kolbenbolzens. Die Desachsierung beträgt in beiden Fällen 0,8 mm, wobei die eine Konfiguration mit einer druckseitigen und die andere mit einer gegendruckseitigen Desachsierung versehen ist. Der Unterschied ist in Abbildung 8.20 veranschaulicht.

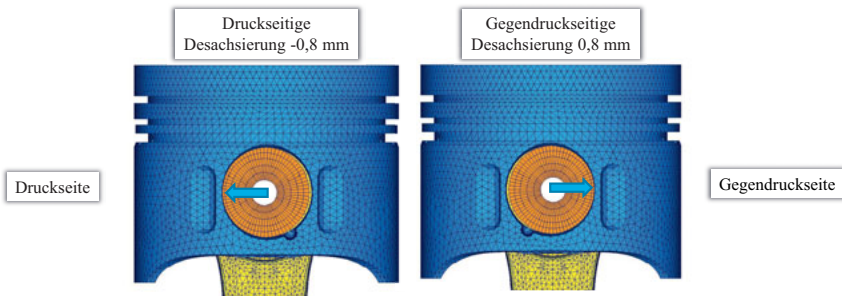


Abbildung 8.20: Druck- und gegendruckseitige Desachsierungsvariante

Die Abbildung 8.21 zeigt die mit Hilfe des ganzheitlichen Ansatzes berechneten Geräuschqualitätsverteilungen für die zwei Desachsierungsvarianten eines 4-Zylinder Dieselmotors aus Abbildung 8.20. Die Verteilungen sind in der Mittelebene des kugelförmigen Luftvolumens dargestellt, die sich senkrecht zur Kurbelwellenachse befindet. Sie zeigen, dass die druckseitige Desachsierungsvariante, wie erwartet, akustisch wesentlich günstiger ist. Dennoch gibt es Bereiche (die schwarz gestrichelte und die graue durchgezogene Ellipse) in denen die Geräuschqualität bei druckseitiger Desachsierung geringer ist (in der Farbskala sind hohe bzw. gute Geräuschqualitätswerte grün und niedrige rot). In der Praxis wird eine akustische Bewertung häufig nur an einer einzelnen Mikrofonpositionen durchgeführt. Würde dieser Messpunkt in einem der in Abbildung 8.21 gekennzeichneten Bereiche liegen, wäre das Fazit der Auswertung, dass die gegendruckseitige Desachsierung die günstigere Variante darstellt. Dieses Beispiel verdeutlicht, dass die akustische Bewertung komplexer technischer Systeme mit Hilfe von einzelnen Mikrofonpositionen unzureichend sein kann. Für akustische Analysen wird daher empfohlen stets die dreidimensionale Verteilung der Geräuschqualität zu berücksichtigen.

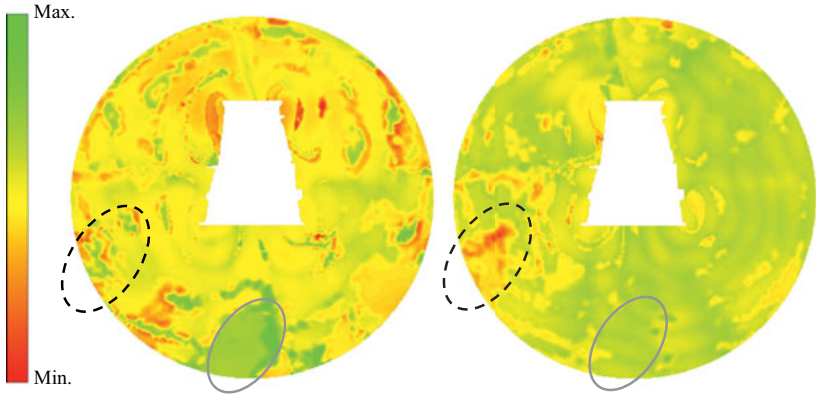


Abbildung 8.21: Vergleich der berechneten Geräuschqualitätsverteilungen bei gegendruckseitiger Desachsierung (links) und druckseitiger Desachsierung (rechts)

Liegen für verschiedene Designvarianten die berechneten Geräuschqualitätsverteilungen vor, ist ein objektives Kriterium notwendig, um diese vergleichend bewerten zu können. Für einen quantitativen Vergleich verschiedener Geräuschqualitätsverteilungen stehen mehrere Möglichkeiten zur Verfügung. Es können beispielsweise Methoden auf Basis der Hamming-Distanz [219] oder alternative Kriterien herangezogen werden, die die Vektoren der Verteilungen vergleichen und einen Ähnlichkeitskoeffizienten zwischen 0 und 1 berechnen, wie ihn beispielsweise das MAC-Kriterium [217] liefert. Nachfolgend wird exemplarisch gezeigt, wie diese Methoden im Rahmen einer Optimierung eingesetzt werden könnten.

Die Abbildung 8.22 zeigt vier verschiedene Geräuschqualitätsverteilungen. Die Verteilung (a) stellt in diesem Beispiel die Zielverteilung dar. Es ist das Ziel, zum einen die Amplitudenverhältnisse der Zielverteilung und zum anderen eine möglichst hohe Geräuschqualität zu erreichen. Die Amplituden der Zielverteilung \mathbf{B} spielen also keine Rolle. Aus diesem Grund wird die Maximalamplitude der Zielverteilung auf Eins normiert. Die mittels MAC-Kriterium berechneten Ähnlichkeitswerte sind oben links in Abbildung 8.22 aufgelistet und geben an, wie nah die untersuchten Konfigurationen (b) bis (d) der Zielverteilung (a) kommen. Der Vergleich der Geräuschqualitätsverteilung (a) und (d) zeigt einen Schwachpunkt der Ähnlichkeitsberechnung. Die berechnete Ähnlichkeit von Verteilung (a) und (d) liegt bei 100 %. Die Verteilung (d) ist jedoch eine Skalierung der Verteilung (a) mit der dreifachen Amplitude und demzufolge deutlich besser. Da die Amplituden der Verteilungen keinen Einfluss auf die berechnete Ähnlichkeit haben, wäre eine Optimierung auf Grundlage der berechneten Ähnlichkeit nicht zielführend. Zur Überwindung dieses Problems kann beispielsweise die Maximalamplitude $\max(\mathbf{A})$ in die Zielfunktion integriert werden. Eine Möglichkeit die Amplitude der aktuellen Verteilung \mathbf{A} zu berücksichtigen, ist die folgende Zielfunktion

$$f(b_1, \dots, b_n) = \text{Maximiere} \left\{ \frac{|\mathbf{A}^T \mathbf{B}^*|^2}{(\mathbf{A}^T \mathbf{A}^*) (\mathbf{B}^T \mathbf{B}^*)} \cdot \max(\mathbf{A}) \right\} \quad (8.2)$$

Der Bruch in der geschweiften Klammer repräsentiert dabei die Ähnlichkeitsberechnung mittels MAC-Kriterium. Der Operator $(\cdot)^*$ steht für den konjugiert komplexen Vektor und die Parameter b_i stellen die Designvariablen der Optimierung dar.

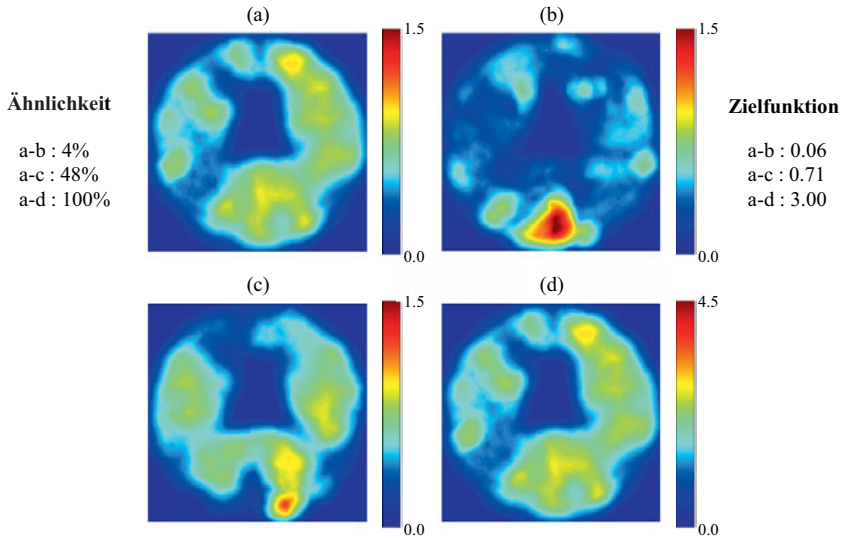


Abbildung 8.22: Vergleich der verschiedenen Geräuschqualitätsverteilungen (b) bis (d) mit einer Zielverteilung (a)

Der mit Hilfe von Gl. (8.2) berechnete Zielfunktionswert der Konfigurationen (b) bis (d) ist rechts oben in Abbildung 8.22 dargestellt. Die Geräuschqualität in (b) stimmt schlecht mit der Zielverteilung (a) überein. Die Geräuschqualität in (c) ist schon wesentlich besser und in (d) stimmt die Verteilung perfekt überein, während die Amplituden drei Mal so groß sind. Die Geräuschqualität in (d) ist also in diesem fiktiven Beispiel die beste. Zum Vergleich: der Zielfunktionswert der Zielverteilung (a) ist mit einer Ähnlichkeit von 100 % und einer Maximalamplitude von 1,0 exakt eins. Der Zielfunktionswert gemäß Gl. (8.2) ist umso größer, je höher die maximal auftretende Geräuschqualität und je ähnlicher die jeweilige Verteilung der Zielverteilung ist. Diese exemplarische Zielfunktion zielt folglich nicht auf konkrete Amplitudenwerte sondern auf das Amplitudenverhältnis benachbarter Punkte und eine möglichst hohe Geräuschqualität ab. Die Zielverteilung kann so genutzt werden, dass insbesondere für priorisierte Regionen (Beispiel Fahrerohr) eine höhere Geräuschqualität gefordert wird als im restlichen Gebiet. Als unwichtig eingestufte Bereiche können in der Zielverteilung der Geräuschqualität analog dazu mit besonders niedrigen Werten versehen werden. Alternative Zielfunktionen können in Abhängigkeit von der jeweiligen Problemstellung des Anwendungsfalls definiert werden, beispielsweise wäre die Verwendung einer Summe und Wichtungsfaktoren denkbar, die den Hauptfokus entweder auf die Verteilung oder die Amplituden legen.

Die Maximierung der Ähnlichkeit mit Berücksichtigung der jeweiligen Maximalamplitude erscheint als ein gut geeignetes Ziel für eine akustische Optimierung hinsichtlich der

menschlichen Wahrnehmung auf Basis des präsentierten ganzheitlichen Ansatzes. Diese kann bereits in frühen Phasen des Entwicklungsprozesses durchgeführt werden, um die empfundene Qualität von Verbrennungsgeräuschen zu bewerten und zu verbessern, ohne auf kostenintensive Prototypen zurückgreifen zu müssen. Einfachere Kriterien, wie die Vorgabe von Maximal- oder Mittelwerten der Geräuschqualität im umgebenden Luftvolumen, sind selbstverständlich auch denkbar. Bei solchen Optimierungsstrategien ist es von besonderer Bedeutung, dass es neben der Zielfunktion auch Sicherheitsnebenbedingungen gibt. Ein Beispiel ist die Definition einer Obergrenze für den auftretenden Schalldruckpegel für das gesamte Gebiet, unabhängig vom Ort und der Dauer des Auftretens dieses Pegels. Schließlich ist es möglich, dass eine Optimierung eine sehr gute Geräuschqualitätsverteilung liefert, die dennoch einzelne Bereiche aufweist, in denen extreme Pegel auftreten, wenn diese nicht innerhalb der Optimierung zusätzlich geprüft werden.

Nachfolgend wird kurz ein exemplarischer Ablaufplan einer Optimierung auf Basis des vorgestellten ganzheitlichen Ansatzes geschildert. Die Zielfunktion könnte zu diesem Zweck in Analogie zu den vorherigen Ausführungen definiert werden und ein komplexes psychoakustisches Modell nutzen, um eine Optimierung hinsichtlich der empfundenen Geräuschqualität durchführen zu können.

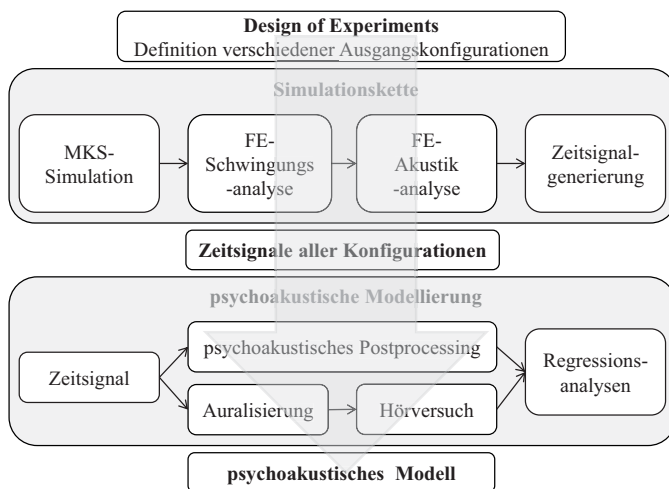


Abbildung 8.23: Erforderliche Schritte für die Erzeugung eines psychoakustischen Modells, das für eine computergestützte Optimierung eingesetzt werden kann

Die wichtigste Eigenschaft des in Kapitel 5 entwickelten psychoakustischen Modells ist, dass dieses für Konfigurationen, die nicht Teil des Trainingsdatensatzes waren, zuverlässige Vorhersagen bezüglich der wahrgenommen Geräuschqualität liefern kann. Dies wurde in Kapitel 8.5 mit Hilfe eines zweiten Hörversuchs nachgewiesen (siehe Abbildung 8.19). Das große Potential der in dieser Arbeit vorgestellten Methodik besteht darin, dass für eine solche Optimierung in einer frühen Phase des Entwicklungsprozesses keine Experi-

mente erforderlich sind, da die psychoakustische Bewertung auf Stimuli beruht, die durch Auralisierung von numerischen Simulationsergebnissen generiert werden.

Die Abbildung 8.23 veranschaulicht die notwendigen Einzelschritte zur Entwicklung des Vorhersagemodells für die empfundene Geräuschqualität in einer Übersicht. Wie bereits erörtert, ist das psychoakustische Modell in gewissen Grenzen wiederverwendbar. Für die zu untersuchende Problemklasse muss also im ersten Schritt eine überschaubare Anzahl unterschiedlicher Konfigurationen berechnet werden, die sich in den Grundcharakteristika (z. B. Zylinderanzahl) nicht unterscheiden. Üblicherweise wird die statistische Versuchsplanung (englisch: Design of Experiments (DoE)) [220] genutzt, um eine möglichst repräsentative Auswahl von Ausgangskonfigurationen des zur Verfügung stehenden Parameterraumes zu definieren. Auf diesem Wege soll abgesichert werden, dass das aus diesem Trainingsdatensatz erstellte Modell allgemein genug ist, um den gesamten Parameterraum zu repräsentieren [221].

Die Simulationskette beginnt mit der in Kapitel 3 im Detail beschriebenen elastischen MKS-Simulation unter Berücksichtigung der hydrodynamischen Wechselwirkungen, an welche sich die numerische Schwingungs- und Akustikanalyse anschließt, die in Kapitel 4 erörtert wurde. Die Ergebnisse der Akustiksimulation werden schließlich transformiert, um an bestimmten Punkten die Zeitsignale des resultierenden Schalldrucks der jeweiligen Konfiguration zu erhalten. In der anschließenden psychoakustischen Modellierung (siehe Kapitel 5) werden diese Zeitsignale genutzt, um zum einen Hörversuche durchzuführen und zum anderen objektive Parameter (akustische und psychoakustische Grundgrößen sowie deren Ableitungen etc.) zu berechnen. Mittels Regressionsanalysen wird zum Abschluss die beste Kombination solcher Parameter bestimmt, um eine ausreichend gute, allgemeingültige Prognose der empfundenen Geräuschqualität zu gewährleisten.

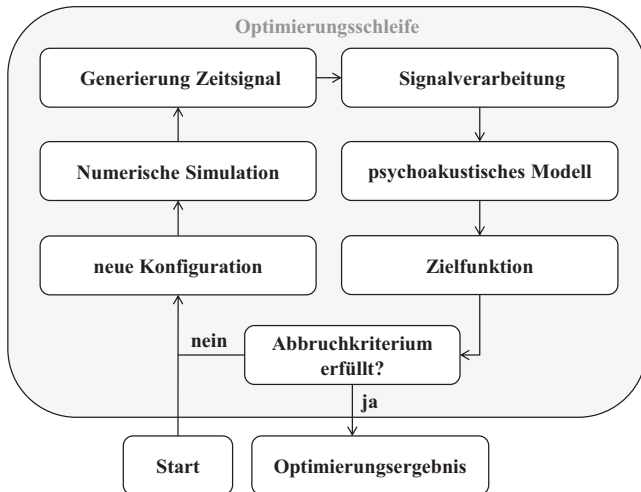


Abbildung 8.24: Exemplarischer Ablaufplan einer Optimierung auf Basis des ganzheitlichen Ansatzes

Steht das psychoakustische Modell zur Verfügung, kann eine Optimierung, beispielsweise wie in Abbildung 8.24, durchgeführt werden. Jede neue Konfiguration durchläuft dazu die vollständige Simulationskette (siehe Abbildung 8.23). Die erzeugten Zeitsignale werden danach allerdings nur noch zur Berechnung der Eingangsparameter des psychoakustischen Modells verwendet, mit dessen Hilfe anschließend sofort die Prognose der empfundenen Geräuschqualität der jeweiligen Konfiguration zur Verfügung steht. Diese wird hinsichtlich einer vorab definierten Zielfunktion ausgewertet, um die Konfiguration zu bewerten. Diese Optimierungsschleife wird solange durchlaufen bis das Abbruchkriterium erfüllt ist.

Als Optimierungsalgorithmen stehen üblicherweise deterministische und heuristische Verfahren zur Verfügung. Typische Beispiele für deterministische Verfahren sind die Gradientenverfahren. Evolutionäre Algorithmen sowie Methoden der Schwarmintelligenz [222] sind gängige Vertreter der heuristischen Verfahren. Aufgrund der wesentlich höheren Gefahr, dass sich deterministische Verfahren in lokalen Extrema verfangen, bietet sich für die Optimierung eines komplexen Problems die Nutzung heuristischer Verfahren an. Durch eine Kombination deterministischer und heuristischer Verfahren können die Vorteile beider Verfahren genutzt werden. Durch den hohen Rechenaufwand, der für jeden Durchlauf der Optimierungsschleife erforderlich ist, gilt es zu prüfen, ob Ersatzmodelle, beispielsweise auf Basis der Response-Surface-Method (RSM) [223], sinnvoll eingesetzt werden können. Ein weiterer kritischer Faktor ist die Wahl der Designvariablen innerhalb der Optimierung. Sensitivitätsanalysen sollten genutzt werden, um voneinander abhängige Parameter zu identifizieren [224].

Mit den obigen Ausführungen sollte lediglich gezeigt werden, dass eine computergestützte Optimierung auf Basis des ganzheitlichen Ansatzes möglich ist. Aufgrund der Tatsache, dass ein Optimierungsproblem nicht im Fokus der Arbeit stand, wird hier nicht auf weitere Details eingegangen.

Kapitel 9

Zusammenfassung und Ausblick

In der vorliegenden Arbeit wird eine Methodik präsentiert, die die simulationsbasierte Bewertung von automobilen Antrieben hinsichtlich der auditiven Wahrnehmung des Menschen ermöglicht. Der dazu entwickelte ganzheitliche Ansatz ist sowohl für elektrische als auch verbrennungsmotorische Fahrzeugantriebe anwendbar. Im Wesentlichen beinhaltet die ganzheitliche Methodik vier eigenständige Bausteine, die sequentiell abgearbeitet werden können. Am Anfang erfolgt die Berechnung der Anregungskräfte, die im Anschluss genutzt werden, um die sich daraus ergebenden Strukturschwingungen zu berechnen. Diese finden anschließend Verwendung, um die resultierende Schalldruckverteilung im umgebenden Luftvolumen zu berechnen. Den Abschluss bildet eine psychoakustische Analyse der berechneten Schalldruckverläufe, um die Wirkung des Geräusches auf den Menschen zu prognostizieren. Für die im Fokus stehenden automotiven Antriebe ist es zu Gunsten des Gesamtaufwandes empfehlenswert, Rückwirkungen eines nachfolgenden Bausteins auf einen vorherigen zu vernachlässigen. Als wesentliches Anwendungsbeispiel dient in dieser Arbeit ein Dieselmotor, der zusätzlich mit verschiedenen Variationen einer thermoakustischen Motor kapselung versehen ist, da diese einfache und sehr effiziente passive Maßnahme in der Automobilindustrie immer mehr an Bedeutung gewinnt und zunehmend im NVH-Bereich eingesetzt wird. Der entwickelte ganzheitliche Ansatz sowie dessen einzelne Komponenten wurden mit Hilfe von Motorprüfstandsmessungen und Probandenbefragungen validiert, um deren Prognosefähigkeit und Zuverlässigkeit nachzuweisen.

Der wesentliche Vorteil des vorgestellten Virtual Engineering Ansatzes ist, dass außer zu optionalen Validierungszwecken keine realen Prototypen des Motors oder einzelner Komponenten benötigt werden. Der einzige experimentelle Aufwand der ganzheitlichen Methodik ist ein Hörversuch, falls nicht bereits ein geeignetes psychoakustisches Modell vorliegt. Der Hörversuch kann mit Hilfe auralisierter Simulationsergebnisse durchgeführt werden und ist demzufolge bereits früh im Entwicklungsprozess durchführbar. Somit eröffnet der entwickelte ganzheitliche Ansatz die Möglichkeit, die Motorakustik kostengünstig und sehr früh bewerten zu können. Auf diesem Wege kann der heute noch üblichen Praxis entgegengewirkt werden, dass die Akustik erst für ein nahezu fertiges Produkt verbessert werden muss und der Handlungsspielraum zu diesem späten Zeitpunkt des Entwicklungsprozesses nur noch gering ist. Dadurch können keine optimalen Lösungen mehr erreicht werden. Mit Hilfe der vorgestellten Methodik ist es möglich, sowohl konstruktive Maßnahmen, beispielsweise das Einbringen von Rippen oder Modifikationen am Kurbeltrieb bzw. Magnetkreis, als auch Einflüsse des Verbrennungsprozesses hinsichtlich des resultierenden akustischen Verhaltens zu bewerten. Gleichzeitig löst der präsentierte Ansatz das Problem, dass akustische Optimierungen üblicherweise immer noch bezüglich klassischer akustischer Größen, wie dem Schalldruck oder der Schalleistung, durchgeführt werden und die Wirkung auf den Menschen sowie der Einfluss der menschlichen Wahrnehmung nur unzureichend Berücksichtigung finden. Dies widerspricht der Kategorisierung der Akustik

als Komfortproblem, da Komfort untrennbar mit der Empfindung des Menschen verknüpft ist. Der ganzheitliche Ansatz bietet die Möglichkeit, sowohl einfache Grundparameter der Psychoakustik (Lautheit, Schärfe usw.) als auch komplexere Größen wie die empfundene Geräuschqualität zu berechnen.

Für die Anwendung des ganzheitlichen Ansatzes auf thermoakustische Kapselungen kommt der Bestimmung der Materialparameter der Kapselmaterialeien eine besondere Bedeutung zu. Diese sind meist unbekannt und auch seitens Hersteller nicht verfügbar. In der vorliegenden Arbeit wurden einige experimentelle und numerische Methoden präsentiert, um die Materialparameter für ein isotropes Materialmodell zu ermitteln. Es wurde außerdem gezeigt, dass der Gesamtaufwand für die Optimierung einer Motorkapsel wesentlich reduziert werden kann, wenn eine Vorauswahl geeigneter Kapselmaterialeien getroffen wird. Diese Materialvorauswahl kann beispielsweise mit Hilfe eines virtuellen Impedanzmessrohrs durchgeführt werden.

Für die Auslegung einer Motorkapselung wurden im Rahmen dieser Arbeit einige Empfehlungen für ein besonders wirksames Design entwickelt. Zum einen stellen abgeschlossene innere Luftkavitäten eine Möglichkeit dar, die akustische Wirksamkeit einer Kapselung zu steigern, solange die Kapselung noch ausreichend gefesselt ist. Zum anderen sollten akustische Leckagen unbedingt vermieden werden. Darüber hinaus wurde gezeigt, dass Feuchtigkeit lediglich einen geringen Einfluss auf die akustische Wirksamkeit von Kapselmaterialeien besitzt. Im Gegensatz dazu bewirkt eine Kompression von Kapselmaterialeien eine deutliche Senkung des Absorptionskoeffizienten von teilweise bis zu 20%.

Effizienzsteigernde Maßnahmen zur Reduktion des erforderlichen Rechenaufwandes sind für den ganzheitlichen Ansatz von großer Bedeutung, da die Simulationskette einen erheblichen numerischen Aufwand erfordert. Im Fall eines Verbrennungsmotors beginnt die Simulationskette mit einer elastischen Mehrkörpersimulation unter Berücksichtigung der hydrodynamischen Effekte, die die Kurbeltriebdynamik über den Zylindergasdruckverlauf berechnet, der aus dem Verbrennungsprozess resultiert. Im Rahmen der durchgeführten Untersuchungen wurde festgestellt, dass die Nutzung von Impedanzgrundlagern in der MKS-Simulation aufgrund der vernachlässigten Effekte nicht empfehlenswert ist. Die Extraktion des EHD-Impulses in Kombination mit analytischen Kurbeltrieben bietet hingegen eine vertretbare Möglichkeit zur Effizienzsteigerung, solange keine Modifikationen am Kurbeltrieb vorgenommen werden. Eine weitere Möglichkeit zur Effizienzsteigerung ist die Anwendung von akustischen Transferfunktionen. Die Nutzung von akustischen Transferfunktionen setzt voraus, dass alle Randbedingungen sowie die abstrahlenden Flächen unverändert bleiben. Daraus ergeben sich erhebliche Einschränkungen in der Anwendbarkeit der Transferfunktionen. Für die Untersuchung unterschiedlicher Betriebsszenarien oder Modifikationen der inneren Geometrie sind akustische Transferfunktionen jedoch gut verwendbar. Werden die akustischen Transferfunktionen auf psychoakustische Parameter erweitert, ist die Ergebnisqualität nicht akzeptabel. Demzufolge sind akustische Transferfunktionen für den hier präsentierten ganzheitlichen Ansatz und dessen Anwendungsmöglichkeiten nicht geeignet.

Eine enorme Steigerung der Effizienz des ganzheitlichen Ansatzes konnte im Rahmen dieser Arbeit realisiert werden, indem einige Schwächen des menschlichen Gehörs gezielt ausgenutzt wurden. Im hohen Frequenzbereich ist das menschliche Gehör weniger empfindlich und kann einzelne Töne zunehmend schlechter voneinander unterscheiden. Stimmen die wesentlichen Grundcharakteristika eines Geräusches überein, kann ein menschlicher Zuhörer nicht zwischen unterschiedlichen Signalen differenzieren. Inspiriert wurde diese Vorgehensweise von der Grundidee der MP3-Technologie. Die vorgestellte Methodik ge-

neriert die höherfrequenten Anteile des Geräuschspektrums aus den zuvor für die tiefen Frequenzen berechneten Ergebnissen. Dadurch wird zum einen die Anzahl der zu berechnenden Frequenzen, die linear in den Gesamtrechnaufwand eingeht, stark reduziert. Zum anderen kann eine gröbere Diskretisierung des Fluidvolumens verwendet werden, da die Berechnung der hohen Frequenzen nicht mehr notwendig ist und die aufzulösenden Wellenlängen dementsprechend deutlich größer sind. Dies reduziert den Berechnungsaufwand jedes einzelnen Frequenzschrittes und steigert die Effizienz des ganzheitlichen Ansatzes folglich erheblich.

Zum Abschluss wurde gezeigt, dass im Rahmen einer akustischen Bewertung die dreidimensionalen Verteilungen und somit die Richtungscharakteristiken der akustischen und psychoakustischen Parameter berücksichtigt werden sollten, um das Risiko falscher Schlussfolgerungen zu minimieren. Außerdem wurde gezeigt, dass die präsentierte Methodik für eine computergestützte Optimierung hinsichtlich der auditiven Wahrnehmung des Menschen geeignet ist, die sowohl die Amplitude als auch die Verteilung der jeweiligen Zielgröße, wie zum Beispiel der empfundenen Geräuschqualität, berücksichtigt.

Ausblick

Bei der numerischen Simulation von thermoakustischen Kapselungen spielt die Modellierung des Materialverhaltens eine zentrale Rolle. Bisher wurde lediglich ein isotropes Materialmodell verwendet. In zukünftigen Studien könnte untersucht werden, ob alternative Materialmodellierungen in der Lage sind, das vibroakustische Verhalten von Kapselungen genauer zu berechnen.

Das Motoröl besitzt im Fall eines Verbrennungsmotors nachweislich einen großen Einfluss auf das Schwingungsverhalten und muss demzufolge berücksichtigt werden. In der vorliegenden Arbeit werden zwei Wege zur Berücksichtigung des Motoröls vorgestellt, die den Gesamtaufwand der ganzheitlichen Methodik nicht maßgeblich erhöhen. Bessere Lösungsansätze, wie die Einbeziehung numerischer Strömungssimulationen, sind gegenwärtig aufgrund des enormen Rechenaufwandes im Rahmen des vorgestellten ganzheitlichen Ansatzes nicht möglich. Die Entwicklung effizienter Methoden zur Berücksichtigung des Fluideinflusses ist ein offenes Problem.

In dieser Arbeit wurde für den ganzheitlichen Ansatz durchgängig die FEM als Berechnungsmethode genutzt. Für das Abstrahlproblem wären auch Verfahren wie die Randelementemethode (BEM) oder die Scaled Boundary Finite Element Method (SBFEM) eine Alternative. Für die Analyse der höheren Frequenzbereiche wären auch sehr effiziente Verfahren, wie die Statistische Energie Analyse (SEA), vorstellbar. In zukünftigen Studien könnte die Eignung alternativer Verfahren sowie hybrider Ansätze hinsichtlich der Zielstellung untersucht werden, die Effizienz der präsentierten ganzheitlichen Methodik zu verbessern und dabei eine ausreichende Ergebnisqualität zu gewährleisten.

Die Schwachstelle der auralisierten numerischen Simulationsergebnisse besteht bisher noch darin, dass diese aufgrund des erforderlichen Rechenaufwandes aus zu wenigen Frequenzen aufgebaut werden und somit für viele Probanden etwas ungewohnt und nicht sehr realitätsnah klingen. In zukünftigen Arbeiten könnte mit Hilfe von Probandenstudien untersucht werden, ob die auditive Präsentation der berechneten Geräusche verbessert werden kann, wenn zusätzliche Hintergrundgeräusche eingespielt werden. Dies könnte beispielsweise ein unauffälliges bzw. "charakterloses" Rauschen sein, da der Gesamtgeräuschcharakter ohnehin durch die dominanten Motorordnungen bestimmt wird. Im Rahmen einer solchen

Untersuchung könnte außerdem geklärt werden, ob die Berücksichtigung zusätzlicher Motorkomponenten im Simulationsmodell für eine akustische Bewertung empfehlenswert ist oder ob diese lediglich einen vernachlässigbaren Einfluss besitzen.

Literaturverzeichnis

- [1] H. Crabb, *The Virtual Engineer: 21st century product development*. Society of Manufacturing, Dearborn, 1998.
- [2] U. Jekosch, “Basic concepts and terms of “quality”, reconsidered in the context of product sound-quality,” *Acta Acustica united with Acustica*, vol. 90, pp. 999–1006, 2004.
- [3] J. Blauert and U. Jekosch, “Sound-quality evaluation - a multi-layered problem,” *Acta Acustica united with Acustica*, vol. 83, pp. 747–753, 1997.
- [4] M. Altinsoy, M. Ferling, and U. Jekosch, “The semantic space of vehicle sounds: Developing a semantic differential with regard to customer perception,” *Journal of the Audio Engineering Society*, vol. 60, pp. 13–22, 2012.
- [5] T. Hashimoto, “Sound quality approach on the vehicle interior and exterior noise - quantification of frequency related attributes and impulsiveness,” *Journal of the Acoustic Society Japan*, vol. 21, pp. 337–340, 2000.
- [6] D. Parikh, Y. Chen, and L. Sun, “Reducing automotive interior noise with natural fiber nonwoven floor covering systems,” *Textile Research Journal*, vol. 76, pp. 813–820, 2006.
- [7] H. Tschöke and F. Witzel, “Akustik von PKW mit elektrifizierten Antrieben,” *MTZ Wissen*, pp. 786–792, 2013.
- [8] A. Gruber and S. Bohlen, “New noise regulations for passenger cars,” in *ATZlive Automotive Acoustics Conference, Zurich*, 2013.
- [9] M. Franco-Jorge, “Sound quality in hybrid vehicles,” in *Proceedings of the European Conference on Vehicle Noise and Vibration*, pp. 167–177, 2002.
- [10] N. Otto, R. Simpson, and J. Wiederhold, “Electric vehicle sound quality,” *SAE Technical Paper 1999-01-1694*, 1999.
- [11] F. Duvinneau, U. Gabbert, R. Orszulik, and S. Ringwelski, “Smart Noise Attenuation of Combustion Engines,” in *Design, Modelling and Experiments of Advanced Structures and Smart Systems - DeMEASS*, 2015.
- [12] F. Duvinneau, T. Luft, J. Hots, J. L. Verhey, H. Rottengruber, and U. Gabbert, “Thermo-acoustic performance of full engine encapsulations - a numerical, experimental and psychoacoustic study,” *Journal of Applied Acoustics*, vol. 102, pp. 79–87, 2015.
- [13] M. Pflüger, F. Brandl, U. Bernhard, and K. Feitzelmayer, *Fahrzeugakustik*. Springer-Verlag, Wien, 2010.

- [14] S. Marburg, "Developments in structural-acoustic optimization for passive noise control," *Archives of Computational Methods in Engineering*, vol. 9, pp. 291–370, 2002.
- [15] K. Genuit, *Sound-Engineering im Automobilbereich*. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, 2010.
- [16] H. Henn, G. R. Sinambari, and M. Fallen, *Ingenieurakustik*. Vieweg+Teubner, Wiesbaden, 2008.
- [17] F. J. Fahy and P. Gardonio, *Sound and Structural Vibration: Radiation, Transmission and Response*. Academic Press, Oxford, 2007.
- [18] P. Lueg, *Verfahren zur Dämpfung von Schallschwingungen*. Deutsches Reichspatent Nr.: 655508, 1933.
- [19] J. Krüger, F. Buganza, and V. Koch, "Die Auswirkung künftiger Geräuschgrenzwerte auf die Gestaltung von Abgasanlagen," *Automobiltechnische Zeitschrift - ATZ*, vol. 118, pp. 48–53, 2016.
- [20] C. R. Fuller, S. J. Elliot, and P. A. Nelson, *Active Control of Vibration*. Academic Press Limited, London, 1996.
- [21] M. Zornemann, *Aufbau und Regelung einer aktiven Motorlagerung zur Reduktion von Körperschallen*. PhD thesis, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, 2013.
- [22] M. Lorenz, *Ein semiaktives, reibungsgedämpftes Motorlager*. Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 8, Nr. 1052, VDI Verlag Düsseldorf, 2004.
- [23] J. Troge, W.-G. Drossel, M. Lochmahr, and S. Zumach, "Reducing rear axle gear whine noise inside a car by influencing the structure-borne sound transfer path using structurally integrated piezo-actuators," in *Proceedings of the 22nd International Congress on Acoustics - ICA*, 2016.
- [24] C. R. Fuller, "Active control of sound transmission/radiation from elastic plates by vibration inputs. i - analysis," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 136, pp. 1–15, 1990.
- [25] R. Schirmacher, R. Lippold, F. Steinbach, and F. Walter, "Praktische Aspekte beim Einsatz von ANC-Systemen in PKW," in *Fortschritte der Akustik, DAGA*, 2007.
- [26] C. Meier, S. Bikker, and P. Mayer, "Der neue 4-Zylinder Dieselmotor in der E-Klasse - Das NVH-Konzept," in *9. Magdeburger Akustik-Symposium*, 2016.
- [27] F. Duvinneau, P. Schrader, H. Schapitz, T. Luft, S. Koch, H. Rottengruber, and U. Gabbert, "Vergleich verschiedener Konzepte zur passiven Reduktion der Schallabstrahlung eines Verbrennungsmotors," in *9. Magdeburger Akustik-Symposium*, 2016.
- [28] F. G. Kollmann, T. F. Schösser, and R. Angert, *Praktische Maschinenakustik*. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, 2006.
- [29] P. Schrader, F. Duvinneau, T. Luft, U. Gabbert, and H. Rottengruber, "Entwicklung einer funktionsintegrierten wärme- und schallgedämmten Ölwanne," in *In the proceedings of the 40. Jahrestagung für Akustik - DAGA*, 2014.

- [30] P. Schrader, F. Duvinneau, T. Luft, U. Gabbert, and H. Rottengruber, "Development, Simulation and Experimental Investigation of a Function-Integrated and Foam Damped Oil Pan for a Two Cylinder Diesel Engine," in *44th International Congress and Exposition on Noise Control Engineering InterNoise 2015, San Francisco*, 2015.
- [31] F. Duvinneau, S. Koch, E. Woschke, and U. Gabbert, "An effective vibration reduction concept for automotive applications based on granular-filled cavities," *Journal of Vibration and Control*, 2016.
- [32] S. Koch, F. Duvinneau, R. Orszulik, U. Gabbert, and E. Woschke, "Partial filling of a honeycomb structure by granular materials for vibration and noise reduction," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 393, pp. 30–40, 2017.
- [33] F. Duvinneau, S. Koch, E. Woschke, and U. Gabbert, "Einsatz granularer Medien zur Schall- und Schwingungsreduktion automotiver Anwendungen," in *42. Jahrestagung für Akustik - DAGA*, 2016.
- [34] E. Bent, P. Shayler, and A. La Rocca, "The effectiveness of stopstart and thermal management measures to improve fuel economy," in *Coventry, VTMS 11*, 2013.
- [35] T. Bürgin, "Co2 and emission reduction by means of heat storage in the powertrain," in *Gaydon, VTMS 10*, 2011.
- [36] T. Bürgin, C. Bertolini, D. Caprioli, and C. Müller, "Engine Encapsulation for CO2 and Noise Reduction," *ATZ worldwide*, vol. 116, pp. 16–21, 2014.
- [37] *Regulation (EC) No 443/2009 of the European Parliament and of the Council of 23 April 2009 Setting Emission Performance Standards for New Passenger Cars as part of the Community's Integrated Approach to Reduce CO2 Emissions From Light-duty Vehicles.*
- [38] D. Patsouras, R. Joest, B. Wittek, and C. Walther, "Kapselung des Motorraums - Die Historie und Wechselwirkung mit NVH, Thermomanagement und Kraftstoffverbrauch," in *8. Magdeburger Akustik-Symposium*, 2014.
- [39] F. Duvinneau, T. Luft, H. Rottengruber, and U. Gabbert, "Simulation of a thermo-acoustically encapsulated engine," in *In proceedings of the 21st International Congress on Sound and Vibration*, 2014.
- [40] M. Mantovani, H. de Ciutiis, P. Danieri, and Y. Shirahashi, "Innovative concepts for thermo-acoustic engine compartment encapsulation," *ATZ worldwide*, vol. 112, pp. 12–17, 2010.
- [41] A. Roberts, R. Brooks, and P. Shipway, "Internal combustion engine cold-start efficiency: A review of the problem, causes and potential solutions," *Energy Conversion and Management*, vol. 82, pp. 327–350, 2014.
- [42] M. Schünke, E. Schulte, and U. Schumacher, *Prometheus - LernAtlas der Anatomie*. Georg Thieme Verlag, Stuttgart, 2011.
- [43] B. Kollmeier, "Cocktail-Partys und Hörgeräte: Biophysik des Gehörs," *Physik Journal*, vol. 4, pp. 39–45, 2002.

- [44] DIN ISO 226: *Akustik - Normalkurven gleicher Lautstärkepegel*, 2006.
- [45] D. Maiwald, "Beziehungen zwischen Schallspektrum, Mithörschwelle und der Erregung des Gehörs," *Acustica*, vol. 18, 1967.
- [46] B. C. J. Moore, "Psychophysical tuning curves measured in simultaneous and forward masking," *Journal of the Acoustic Society of America*, vol. 63, pp. 524–532, 1978.
- [47] E. Zwicker, *Psychoakustik*. Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 1982.
- [48] F. Duvinneau, T. Luft, J. Hots, J. L. Verhey, H. Rottengruber, and U. Gabbert, "Entwicklung, Simulation und psychoakustische Bewertung einer motornahen thermoakustischen Vollkapselung," in *8. Magdeburger Akustik-Symposium*, 2014.
- [49] E. Parizet, E. Guyader, and V. Nosulenko, "Analysis of car door closing sound quality," *Journal of Applied Acoustics*, vol. 69, pp. 12–22, 2008.
- [50] M. J. M. Nor, M. H. Fouladi, H. Nahvi, and A. K. Ariffin, "Index for vehicle acoustical comfort inside a passenger car," *Journal of Applied Acoustics*, vol. 69, pp. 12–22, 2008.
- [51] D. Västfjäll, M.-A. Gulbol, M. Kleiner, and T. Gärling, "Affective evaluations of and reactions to exterior and interior vehicle auditory quality," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 255, pp. 501–518, 2002.
- [52] R. P. Leite, S. Paul, and S. N. Y. Gerges, "A sound quality-based investigation of the HVAC system noise of an automobile model," *Journal of Applied Acoustics*, vol. 70, pp. 636–645, 2009.
- [53] C. Patsouras, H. Fastl, D. Patsouras, and K. Pfaffelhuber, "Psychoacoustic sensation magnitudes and sound quality ratings of upper middle class car's idling noise," in *Proceedings of the 17th ICA, Rome*, 2001.
- [54] M. Haverkamp, "Synästhetische Wahrnehmung und Geräuschdesign," in *Subjektive Fahrindrücke sichtbar machen II. Expert Verlag Renningen*, pp. 115–141, 2002.
- [55] M. Vorländer and B. Shinn-Cunningham, "From acoustic simulation to virtual auditory displays," in K. Stanney, *Handbook of Virtual Environments*, chapter 4, 2nd edition. CRC press, New Jersey, 2013.
- [56] K. Genuit, "Geräuschwahrnehmung. Parameter bei der Beurteilung von Fahrindrücken: Hören - Fühlen - Sehen - Wissen," in *Subjektive Fahrindrücke sichtbar machen II. Expert Verlag Renningen*, pp. 143–162, 2002.
- [57] R. Kasper and N. Borchardt, "Boosting Power Density of Electric Machines by Combining Two Different Winding Types," in *7th IFAC Symposium on Mechatronic Systems*, 2016.
- [58] F. Duvinneau, S. Perekopskiy, R. Kasper, and U. Gabbert, "A holistic simulation workflow to design an acoustically optimized electric wheel hub motor," in *8th International Conference on Design, Modelling and Experiments in Advanced Structures and Systems DeMEASS VIII*, 2017.

- [59] O. C. Zienkiewicz and R. L. Taylor, *The Finite Element Method: Volume 1 The Basis*. Butterworth Heinemann, London, 2000.
- [60] M. Bodden and R. Heinrichs, “Diesel sound quality analysis and evaluation,” *Proceedings Forum Acusticum*, 2005.
- [61] J. Bortz and N. Döring, *Forschungsmethoden und Evaluation: für Human- und Sozialwissenschaftler*. Springer Medizin Verlag Heidelberg, 2006.
- [62] F. Duvinéau, M. Höchstetter, and U. Gabbert, “Objektivierung der auditiven Wahrnehmung von Fahrzeuggeräuschen,” *Lärmbekämpfung*, vol. 11, pp. 99–104, 2016.
- [63] M. Höchstetter, *Entwicklung einer Methodik zur Bewertung singular impulshafter Fahrzeuggeräusche*. PhD thesis, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, 2015.
- [64] M. Höchstetter, T. C. Snare, J. Bienert, J. Verhey, and U. Gabbert, “Psychoakustische Prognose der Geräuschqualität von impulsbehafteten Fahrzeuggeräuschen: Eine kulturübergreifende Studie,” in *9. Symposium: Motor- und Aggregateakustik, Magdeburg*, 2016.
- [65] F. Duvinéau, 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*, 2016.
- [66] 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.
- [67] D. Siano, “CAE process to simulate and optimise engine noise and vibration,” *Journal of Environmental Science and Engineering B 1*, pp. 1146–1161, 2012.
- [68] 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.
- [69] J. R. Lang, *Kolben-Zylinder-Dynamik : finite Elemente Bewegungssimulation unter Berücksichtigung strukturdynamischer und elastohydrodynamischer Wechselwirkungen*. PhD thesis, RWTH Aachen, 1997.
- [70] 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*, vol. 118, pp. 880–886, 1996.
- [71] G. Offner and H. Pribsch, *Multi-Body Dynamics: Monitoring and Simulation Techniques-II*, ch. Elastic body contact simulation for predicting piston slap induced noise in an IC engine, pp. 191–206. Professional Engineering Publishing, London, 2000.
- [72] 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*, vol. 215, pp. 93–102, 2001.

- [73] Z. Junhong and H. Jun, “Cae process to simulate and optimise engine noise and vibration,” *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 20, pp. 1400–1409, 2006.
- [74] F. G. Kollmann, *Maschinenakustik*. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, 2000.
- [75] M. Gèradin and A. Cardona, *Flexible Multibody Dynamics*. Wiley-Verlag, Weinheim, 2001.
- [76] C. Daniel, E. Woschke, and J. Strackeljan, “Modellierung von Gleitlagern in rotordynamischen Modellen,” in *8th Proceedings of the International Conference on Vibrations in Rotating Machines, Vienna, Paper-ID 33*, 2009.
- [77] S. Nitzschke, *Instationäres Verhalten schwimmbuchseingelagerter Rotoren unter Berücksichtigung masseerhaltender Kavitation*. PhD thesis, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, 2016.
- [78] T. J. R. Hughes, *The Finite Element Method: Linear Static and Dynamic Finite Element Analysis*. New Jersey: Prentice-Hall, 1987.
- [79] O. Wallrapp, “Standardization of flexible body modeling in multibody system codes part i: Definition of standard input data,” *Mechanics of Structures and Machines*, vol. 22, pp. 283–304, 1994.
- [80] E. Woschke, *Simulation gleitgelagerter Systeme in Mehrkörperprogrammen unter Berücksichtigung mechanischer und thermischer Deformationen*. PhD thesis, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, 2013.
- [81] R. J. Guyan, “Reduction of stiffness and mass matrices,” *AIAA Journal*, vol. 3, p. 380, 1965.
- [82] R. R. J. Craig and M. C. C. Bampton, “Coupling of substructures for dynamic analysis,” *AIAA Journal*, vol. 6, pp. 1313–1319, 1968.
- [83] J. O’Callahan, “A procedure for an improved reduced system (IRS),” in *Proceedings of the 7th International Modal analysis conference, Society of Experimental Mechanics*, vol. 7, pp. 17–21, 1989.
- [84] J. O’Callahan, “System equivalent reduction and expansion process,” in *Proceedings of the 7th International Modal analysis conference, Society of Experimental Mechanics*, vol. 7, pp. 29–37, 1989.
- [85] O. R. Lang and W. Steinhilper, *Gleitlager - Berechnung und Konstruktion von Gleitlagern mit konstanter und zeitlich veränderlicher Belastung*. Springer Berlin Heidelberg, 1978.
- [86] K. J. Bathe, *Finite-Elemente-Methoden*. Springer-Verlag Berlin, 2002.
- [87] O. Pinkus and B. Sternlicht, *Theory of hydrodynamic lubrication*. New York: McGraw-Hill, 1961.
- [88] S. Nitzschke, C. Daniel, E. Woschke, and J. Strackeljan, “Simulation der Kolbendynamik unter Berücksichtigung der EHD-Kopplung,” in *Proceedings of the 9th Magdeburger Maschinenbau-Tag*, 2009.

- [89] J. A. Greenwood and J. B. P. Williamson, "Contact of nominally flat surfaces," in *Proc. of the Royal Soc. of London, A295*, pp. 300 - 319, 1966.
- [90] D. Barthel, *Berechnung von Festkörper- und Mischreibung bei Metallpaarungen*. PhD thesis, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, 2000.
- [91] U. Gabbert, F. Duvinneau, G. Knoll, and J. Lang, "MKS-Modellierung, Analyse von Körper- und Luftschall am Beispiel eines Grundmotors," in *FIRST User Meeting, Aachen*, 2014.
- [92] J. Lang, F. Duvinneau, G. Knoll, and U. Gabbert, "MKS/EHD-gestützte Luft- und Körperschallanalyse des Kurbeltriebdesigns von Verbrennungsmotoren," in *9. Magdeburger Akustik-Symposium*, 2016.
- [93] F. Duvinneau, S. Nitzschke, S. Göbel, S. Ringwelski, U. Gabbert, and J. Strackeljan, "Ganzheitliche Simulation der Schallemission eines Range-Extenders vom Gasdruckverlauf zum Schalldruckverlauf," in *11. Magdeburger Maschinenbautage: Effizienz, Präzision, Qualität*, 2013.
- [94] J. W. Cooley and J. W. Tukey, "An algorithm for the machine calculation of complex fourier series," *Mathematics of Computation*, vol. 90, pp. 297–301, 2006.
- [95] F. Duvinneau, S. Nitzschke, J. Strackeljan, and U. Gabbert, "Ganzheitlicher Virtual Engineering Ansatz zur Schwingungs- und Akustiksimulation eines Verbrennungsmotors," in *11. Internationale Tagung: Schwingungen in rotierenden Maschinen SIRM*, 2015.
- [96] A. Heckmann, *The Modal Multifield Approach in Multibody Dynamics*. PhD thesis, Universität of Hannover, 2005.
- [97] F. Duvinneau, S. Nitzschke, J. Strackeljan, and U. Gabbert, "Virtual engineering approach for the analysis of the acoustic behavior of an engine," in *In proceedings of the 22nd International Congress on Sound and Vibration*, 2015.
- [98] P. Zeller, *Handbuch Fahrzeugakustik: Grundlagen, Auslegung, Berechnung, Versuch. 2. überarbeitete Auflage*. Vieweg+Teubner/Springer, Wiesbaden, 2012.
- [99] J. Tschesche, J. Bös, and T. Melz, "Klassifikation von Schnellefeldern flächiger Strukturen zur Verbesserung der ERP-Prognosequalität," in *41. Jahrestagung für Akustik - DAGA*, 2015.
- [100] M. Luegmair and H. Münch, "Advanced equivalent radiated power (erp) calculation for early vibro-acoustic product optimization," in *In proceedings of the 22nd International Congress on Sound and Vibration*, 2015.
- [101] M. Luegmair and H. Münch, "Verbesserte Equivalent Radiated Power (Power) - Berechnung," in *41. Jahrestagung für Akustik - DAGA*, 2015.
- [102] M. Möser, *Technische Akustik. 8. aktualisierte Auflage*. Berlin, Heidelberg: Springer, 2009.
- [103] R. Allemang and D. Brown, "A correlation coefficient for modal vector analysis," in *Proceedings of International Modal Analysis Conference*, 1982.

- [104] S. D. Stearns and D. R. Hush, *Digitale Verarbeitung analoger Signale*. Oldenburg Wissenschaftsverlag, 1999.
- [105] F. Ihlenburg, *Finite Element Analysis of Acoustic Scattering*. Springer-Verlag, New York, 1998.
- [106] P. K. Banerjee, *The Boundary Element Methods in Engineering*. McGraw-Hill College, London, 1994.
- [107] D. Givoli, *Computational Acoustics of Noise Propagation in Fluids*, ch. Computational Absorbing Boundaries, pp. 145–166. Springer-Verlag, Berlin, 2008.
- [108] D. Burnett, “A 3-d acoustic infinite element based on a prolate spheroidal multipole expansion,” *Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 96, pp. 2798–2816, 1994.
- [109] J. H. Bramble and J. E. Pasciak, “Analysis of a cartesian pml approximation to acoustic scattering problems in \mathbb{R}^2 and \mathbb{R}^3 ,” *Journal of Computational and Applied Mathematics*, vol. 247, pp. 209–230, 2013.
- [110] M. Danti, R. Raniolo, B. Van Genechten, M. Tournour, J. Rejlek, A. Galezia, and S. Ruschmeyer, “Recent advances in the simulation of exterior noise field propagation and its frequency extension,” in *Proceedings of the International Conference on Noise and Vibration Engineering - ISMA 2012 - USD 2012*, pp. 1943–1956, 2012.
- [111] R. J. LeVeque, *Finite Volume Methods for Hyperbolic Problems*. Cambridge University Press, 2002.
- [112] C. Y. Loh and Y. Zheng, “Absorbing boundary condition with captured matched layer,” in *21th International Congress on Sound and Vibration - ICSV 21*, 2014.
- [113] C. Blech, *Modellierung und Auslegung von thermo-akustischen Kapseln für motorische Anwendungen*. Studienarbeit, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, 2014.
- [114] S.-K. Lee, “Objective evaluation of interior sound quality in passenger cars during acceleration,” *Journal of Sound and Vibration*, vol. 310, pp. 149–168, 2008.
- [115] F. Duvinneau, S. Liefold, M. Höchstetter, J. Verhey, and U. Gabbert, “Psychoakustische Bewertung von Motorgeräuschen unter Nutzung auralisierter numerischer Simulationsergebnisse,” in *41. Jahrestagung für Akustik - DAGA*, 2015.
- [116] F. Duvinneau, S. Liefold, M. Höchstetter, J. Verhey, and U. Gabbert, “Engine sound weighting using a psychoacoustic criterion based on auralized numerical simulations,” in *10th European Congress and Exposition on Noise Control Engineering EuroNoise*, 2015.
- [117] S. Liefold, F. Duvinneau, and M. Höchstetter, “Sound quality of engine encapsulations,” *ATZ worldwide*, vol. 117, pp. 20–23, 2015.
- [118] F. Duvinneau, S. Liefold, M. Höchstetter, J. Verhey, and U. Gabbert, “Analysis of simulated engine sounds using a psychoacoustic model,” *Journal of Sound and Vibration*, vol. 366, pp. 544–555, 2016.

- [119] S. Liefold, F. Duvinneau, and U. Gabbert, “Advanced methods for auralization of virtual models in engineering processes,” in *11. Fachtagung: Digitales Engineering zum Planen, Testen und Betreiben technischer Systeme*, 2014.
- [120] A. Nykänen, R. Johnsson, A. Sirkka, and O. Johansson, “Assessment of changes in similarity judgements of auralized engine sounds caused by changes in frequency resolution of transfer functions,” *Journal of Applied Acoustics*, vol. 72, pp. 115–123, 2011.
- [121] A. Nykänen, R. Johnsson, A. Sirkka, and O. Johansson, “Assessment of changes in preference ratings of auralized engine sounds caused by changes in frequency resolution of transfer functions,” *Journal of Applied Acoustics*, vol. 74, pp. 1343–1353, 2013.
- [122] Ballou, *Handbook for Sound Engineers*. Oxford: Butterworth Heinemann, 2005.
- [123] F. Duvinneau, P. Schrader, H. Rottengruber, and U. Gabbert, “Strömungsinduzierter Lärm von Ansaug- und Abgassystemen von Verbrennungsmotoren,” in *12. Magdeburger Maschinenbautage: Smart, Effizient, Mobil*, 2015.
- [124] N. Otto, E. C. Amman, and S. Lake, “Guidelines for jury evaluations of automotive sounds,” *Journal of Sound and Vibration*, vol. 35, pp. 24–47, 1999.
- [125] *DIN 45631/A1: Berechnung des Lautstärkepegels und der Lautheit aus dem Geräuschspektrum - Verfahren nach E. Zwicker - Änderung 1: Berechnung der Lautheit zeitvarianter Geräusche, März 2010*.
- [126] *DIN 45692: Messtechnische Simulation der Hörempfindung Schärfe, Aug. 2009*.
- [127] M. Höchstetter, M. Rolle, J. M. Sauter, and A. B. Hemmrich, “Methode zur psychoakustischen Prognose singular impulshafter Geräusche,” *Patentanmeldung, amtliches Aktenzeichen 102014212733.5*, 2015.
- [128] M. Höchstetter, J. M. Sauter, J. L. Verhey, and U. Gabbert, “Role of the duration of sharpness in the perceived quality of impulsive vehicle sounds,” *Acta Acustica united with Acustica*, vol. 102, 2016.
- [129] M. Höchstetter, U. Gabbert, J. L. Verhey, and J. M. Sauter, “Wahrnehmung von singulären, impulshaften Geräuschen im Fahrzeug,” in *Fortschritte der Akustik, DAGA 14, Dt. Gesell. für Akustik e.V.*, 2014.
- [130] M. Höchstetter, P. Seifert, O. Jokisch, J. L. Verhey, and U. Gabbert, “Influence of synthetically varied signal parameters of impulsive vehicle sounds on perceived quality,” in *Tagungsband zur 26. Konferenz Elektronische Sprachsignalverarbeitung*, pp. 264–271, 2015.
- [131] M. Höchstetter, J. M. Sauter, U. Gabbert, and J. L. Verhey, “Predicting the perceived quality of impulsive vehicle sounds,” in *Proceedings of the 10th European Congress and Exposition on Noise Control Engineering - Euronoise*, 2015.
- [132] M. Vorländer, *Auralization*. Springer, Berlin Heidelberg, 2008.

- [133] B. Mazurek, T. Stöver, H. Haupt, J. Gross, and A. Szczepek, “Die Entstehung und Behandlung der Presbyakusis, Heutiger Stand und Perspektiven für die Zukunft,” *Zeitschrift HNO*, vol. 56, 2008.
- [134] H. Fletcher and W. A. Munson, “Loudness, its definition, measurement and calculation,” *Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 5, p. 82108, 1933.
- [135] D. W. Robinson and R. S. Dadson, “A re-determination of equal-loudness relations for pure tones,” *British Journal of Applied Physics*, vol. 7, p. 166181, 1956.
- [136] H. Fletcher, “Auditory patterns,” *Reviews of Modern Phys*, vol. 12, p. 4765, 1940.
- [137] H. Fastl, “The psychoacoustics of sound-quality evaluation,” *Acustica Acta Acustica*, vol. 83, p. 754764, 1997.
- [138] *DIN 1318: Lautstärkepegel; Begriffe, Meßverfahren, Sep. 1970.*
- [139] R. Sottek, *Modelle zur Signalverarbeitung im menschlichen Gehör*. PhD thesis, RWTH Aachen, 1993.
- [140] H. Fastl, F. Völk, and M. Straubinger, “Standards for calculating loudness of stationary or time-varying sounds,” in *Proceedings of the Inter-Noise 2009, Ottawa, Canada*, 2009.
- [141] J. Chalupper and H. Fastl, “Dynamic loudness model (dln) for normal and hearing-impaired listeners,” *Acta Acustica united with Acustica*, vol. 88, pp. 378–386, 2002.
- [142] H. Fastl, “Advanced procedures for psychoacoustic noise evaluation,” in *Proceedings of the Euronoise 2006, Tampere, Finland*, 2006.
- [143] M. Höchstetter, M. Wackerbauer, J. Verhey, and U. Gabbert, “Psychoacoustic prediction of singular impulsive sounds,” *ATZ worldwide*, vol. 117, pp. 58–63, 2015.
- [144] A. Vogel, “Ein gemeinsames Funktionsschema zur Beschreibung der Lautheit und der Rauigkeit,” *Biological Cybernetics*, vol. 18, p. 3140, 1975.
- [145] E. Zwicker, “Procedure for calculating loudness of temporally variable sounds,” *Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 62, p. 675682, 1977.
- [146] E. Zwicker, “Die Zeitkonstanten (Grenzdauern) des Gehörs,” *Zeitschrift für Hörgeräte-Akustik*, vol. 13, pp. 82–102, 1974.
- [147] H. Fastl, “Temporal masking effects: I. broadband noise masker,” *Acustica*, vol. 35, p. 287302, 1976.
- [148] H. Fastl, “Temporal masking effects: Ii. critical band noise masker,” *Acustica*, vol. 36, p. 317331, 1977.
- [149] H. Fastl, “Temporal masking effects: Iii. pure tone masker,” *Acustica*, vol. 43, p. 283294, 1979.
- [150] K. Genuit, R. Sottek, and A. Fiebig, “Comparison of loudness calculation procedures in the context of different practical applications,” in *Proceedings of the Inter-Noise 09*, 2009.

- [151] E. Zwicker, “Über psychologische und methodische Grundlagen der Lautheit,” *Acustica*, vol. 8, p. 237258, 1958.
- [152] S. S. Stevens, “The measurement of loudness,” *Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 27, p. 815829, 1955.
- [153] M. Bunse, *Die Bedeutung des binauralen Hörens für die Empfindung von Lautheit und Rauigkeit*. PhD thesis, RWTH Aachen, 1999.
- [154] W. G. Gardner and K. D. Martin, “HRTF measurement of a KEMAR,” *J. Acoust. Soc. Am.*, vol. 97, pp. 3907–3908, 1995.
- [155] H. Fastl and E. Zwicker, *Psychoacoustics - facts and models*. Springer, Berlin, 2007.
- [156] M. Höchstetter, U. Gabbert, J. Verhey, and M. Rolle, “Physikalische und psychoakustische Vorhersage von singular impulshaften Geräusche,” in *8. Symposium: Motor- und Aggregateakustik, Magdeburg*, pp. 86–97, 2014.
- [157] R. T. Ross, *Scaling: A Sourcebook for Behavioral Statistics*. Aldine Publishing Company, New Jersey, 1974.
- [158] R. D. Luce, “The choice axiom after twenty years,” *Journal of Mathematical Psychology*, vol. 15, pp. 215–233, 1977.
- [159] M. G. Kendall, *Rank Correlation Methods*. Griffin, London, 1970.
- [160] F. Niwa, *Überlegungen über Entscheidungen beim Paarvergleich mit sukzessiven Kategorien : (a) Auswertung der Entscheidungen und (b) Analyse intraindividueller Inkonsistenz*. PhD thesis, Universität Heidelberg, 1975.
- [161] F. Sixtl, *Meßmethoden der Psychologie*. Julius Beltz, Weinheim, 1967.
- [162] J. Hupfeld, *Skript zur Thurstone-LCJ-Skalierung und direkte Fechnerskalierung*. PhD thesis, Universität Bern, 2002.
- [163] L. L. Thurstone, “A law of comparative judgement,” *Psychological Review*, vol. 34, pp. 273–286, 1927.
- [164] K. Backhaus, B. Erichson, W. Plinke, and R. Weiber, *Multivariate Analysemethoden: eine anwendungsorientierte Einführung*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2013.
- [165] J. Hair, R. Anderson, and B. Babin, *Multivariate Data Analysis: A Global Perspective*. Upper Saddle River: Prentice Hall, 2009.
- [166] A. Eye and C. Schuster, *Regression Analysis for Social Sciences*. Academic Press, San Diego, 1998.
- [167] O. Zaleski, *Verfahren zur Aufwandsreduzierung bei der Berechnung der Schallabstrahlung von Strukturen*. PhD thesis, Hamburg University of Technology, 2009.
- [168] O. Estorff, M. Markiewicz, and O. Zaleski, “Efficient numerical predictions in vehicle acoustics based on the acoustic transfer functions,” in *6. Aachener Akustik Kolloquium - AAC*, 2014.

- [169] K. Moritz, S. Ochs, J. Schlittenlacher, J. Bös, and M. Tobias, “Wahrnehmung von Getriebeegeräuschen - Übertragung psychoakustischer Analysen auf Körperschallsignale,” in *41. Jahrestagung für Akustik - DAGA*, 2015.
- [170] *Patent WO9857436: Source Coding Enhancement using Spectral-Band Replication. Published at 17. Dezember 1998, Inventor: Liljeryd, Lars Gustaf.*
- [171] F. Duvinéau 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.
- [172] P. Schrader, F. Duvinéau, T. Schwammberger, M. Feist, H. Rottengruber, and U. Gabbert, “Numerische und experimentelle Parameterstudien zum akustischen Verhalten monosubstrater Twinlayer für automotive Anwendungen,” in *9. Magdeburger Akustik-Symposium*, 2016.
- [173] W. C. Sabine, *Collected Papers on Acoustics*. (3rd Ed.) Harvard University Press, Harvard, 1922.
- [174] *International Organization for Standardization, ISO 10534 - 2: Acoustics determination of sound absorption coefficient and impedance in impedance tubes Part 2: transfer-function method*, 1998.
- [175] A. Grebel, “Observations on absorption measurements in impedance tubes,” in *40th Italian (AIA) Annual Conference on Acoustics and the 39th German Annual Conference on Acoustics (DAGA)*, 2013.
- [176] A. Grebel, J. Bös, and T. Melz, “Schaumstoffe im Kundtschen Rohr - Modelle und Einflussparameter,” in *41. Jahrestagung für Akustik - DAGA*, 2015.
- [177] A. Cummings, “Impedance tube measurements on porous media: The effects of air-gaps around the sample,” *Journal of Sound and Vibration*, vol. 151, pp. 63–75, 1991.
- [178] T. E. Vigran, “Normal incidence sound transmission loss in impedance tube measurement and prediction methods using perforated plates,” *Applied Acoustics*, vol. 73, pp. 454–459, 2012.
- [179] M. L. Munjal and A. G. Doige, “Theory of a two source-location method for direct experimental evaluation of the four-pole parameters of an aeroacoustic element,” *Journal of Sound and Vibration*, vol. 141, pp. 323–333, 1990.
- [180] E. Sadoulet-Reboul, M. Le Bourles, K. Verdière, M. Ouisse, O. Doutres, and R. Paneton, “Investigations of an impedance tube technique to determine the transmission loss of materials under angular incidence,” in *10th European Congress and Exposition on Noise Control Engineering EuroNoise*, 2015.
- [181] *ASTM E 2611-09. Standard test method for measurement of normal incidence sound transmission of acoustical materials based on the transfer matrix method.*
- [182] M. Waltz, *Dynamisches Verhalten von gummigefederten Eisenbahnrädern*. PhD thesis, Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule Aachen, 2005.

- [183] H. Cunningham, *Low density cellular plastics : Physical basis of behaviour*. First Edition. Weinheim : Chapman Hall GmbH, 1994.
- [184] G. W. Becker, D. Braun, and G. Oertel, *Kunststoff Handbuch 7 - Polyurethane (3. neu bearb. Auflage.)*. Carl Hanser Verlag, München, 1993.
- [185] J. Parvizian, A. Düster, and E. Rank, “Finite cell method: h- and p-extension for embedded domain problems in solid mechanics,” *Computational Mechanics*, vol. 41, pp. 121–133, 2007.
- [186] A. Düster, H.-G. Sehlhorst, and E. Rank, “Numerical homogenization of heterogeneous and cellular materials utilizing the finite cell method,” *Computational Mechanics*, vol. 50, pp. 413–431, 2012.
- [187] S. Duczek, F. Duvigneau, and U. Gabbert, “The finite cell method for tetrahedral meshes,” *Finite Elements in Analysis and Design*, vol. 121, pp. 18–32, 2016.
- [188] S. Duczek, E. Ambos, H. Berger, and U. Gabbert, “Eine neue Methode zur Berücksichtigung des Einflusses der Porosität in Al-Druckgussteilen auf die Festigkeit Ein Beitrag zum Leichtbau,” *Giesserei-Rundschau*, vol. 62, pp. 221–228, 2015.
- [189] S. Duczek, H. Berger, and U. Gabbert, “The finite pore method: A new approach to evaluate gas pores in cast parts by combining computed tomography and the finite cell method,” *International Journal of Cast Metals Research*, vol. 28, pp. 221–228, 2015.
- [190] M. Würkner, *Numerische Homogenisierung von unidirektionalen Faserverbunden mit periodischer Mikrostruktur*. PhD thesis, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, 2016.
- [191] T. G. Zielinski, “On representativeness of the representative cells for the microstructure-based predictions of sound absorption in fibrous and porous media,” in *10th European Congress and Exposition on Noise Control Engineering EuroNoise*, 2015.
- [192] M. A. Biot, “The theory of propagation of elastic waves in a fluid-saturated porous solid. i. low frequency range,” *Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 28, pp. 168–178, 1956.
- [193] M. A. Biot, “The theory of propagation of elastic waves in a fluid-saturated porous solid. i. higher frequency range,” *Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 28, pp. 179–191, 1956.
- [194] F. Chevillotte and C. Perrot, “Effect of the three-dimensional microstructure on the sound absorption of foams: A parametric study,” in *Proceedings of the 22nd International Congress on Acoustics - ICA*, 2016.
- [195] O. Doutres, N. Attalla, and K. Dong, “Effect on the microstructure closed pore content on the acoustic behavior of polyurethane foams,” *Journal of Applied Physics*, vol. 110, 2011.
- [196] M. T. Hoang and C. Perrot, “Solid films and transports in cellular foams,” *Journal of Applied Physics*, vol. 112, 2012.

- [197] K. Gao, H. V. Dommelen, P. Göransson, and M. Geers, “A homogenization approach for characterization of the microscopic viscous-thermal effects in acoustic poroelastic materials,” in *10th European Congress and Exposition on Noise Control Engineering EuroNoise*, 2015.
- [198] O. Doutres, M. Ouisse, N. Atalla, and M. Ichchou, “Unit-cell variability and micro-macro modeling of polyurethane acoustic foams,” in *10th European Congress and Exposition on Noise Control Engineering EuroNoise*, 2015.
- [199] A. Caillet, A. Guellec, D. Blanchet, and T. Roy, “Prediction of Structureborne Noise in a Fully Trimmed Vehicle Using Poroelastic Finite Elements Method (PEM),” *SAE Technical Paper 2014-01-2083*, 2014.
- [200] J. Rondeau, L. Dejaeger, A. Guellec, and A. Caillet, “Cockpit Module Analysis Using Poroelastic Finite Elements,” *SAE Technical Paper 2014-01-2078*, 2014.
- [201] G. Iannace, E. Ianniello, and S. Basturk, “An experimental study of effects of concentrated compressions on sound absorption of polyester fibre panels,” in *Proceedings of the 8th European Congress and Exposition on Noise Control Engineering - Euronoise*, 2009.
- [202] B. Castagnède, A. Aknine, B. Brouard, and V. Tarnow, “Effects of compression on the sound absorption of fibrous materials,” *C. R. Acad. Sci. Paris*, vol. 61, pp. 3–7, 2000.
- [203] B. Castagnède, J. Tizianel, A. Moussatov, and A. Aknine, “Parametric study of the influence of compression on the acoustical absorption coefficient of automotive felts,” *C. R. Acad. Sci. Paris*, vol. 329, p. 125130, 2001.
- [204] U. Berardi and R. Ramakrishnan, “Comparison of the acoustic behaviour of porous materials in compressed and uncompressed conditions,” in *Proceedings of the 22nd International Congress on Acoustics - ICA*, 2016.
- [205] L. Bernutz, *Untersuchung des Materials von Motorkapselungen und dessen Einfluss auf das Schwingungsverhalten*. Bachelorarbeit, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, 2015.
- [206] S. R. Mehra, *Berechnung der Luftschalldämmung von einschaligen Trennbauteilen endlicher Abmessung*. PhD thesis, Universität Stuttgart, 1995.
- [207] F. Duvigneau and U. Gabbert, “The sound reduction index applied to automotive problems,” in *6. Aachener Akustik Kolloquium - AAC*, 2014.
- [208] F. Duvigneau and U. Gabbert, “Virtuelle Evaluation von Materialien für Motorkapselungen,” in *12. Fachtagung: Digitales Engineering zum Planen, Testen und Betreiben technischer Systeme*, 2015.
- [209] P. Schrader, F. Duvigneau, R. Orszulik, H. Rottengruber, and U. Gabbert, “A numerical and experimental study on the noise absorption behavior of functionally graded materials considering geometrical and material influences,” in *45th International Congress and Exposition on Noise Control Engineering InterNoise*, 2016.

- [210] P. Schrader, F. Duvinneau, H. Rottengruber, and U. Gabbert, "Passive Reduktion der Schallabstrahlung von Oberflächen durch Anwendung von Metamaterialstrukturen," in *43. Jahrestagung für Akustik - DAGA*, 2017.
- [211] F. Duvinneau and U. Gabbert, "Numerical study of a thermo-acoustical encapsulation," in *In the proceedings of the 11th World Congress on Computational Mechanics*, 2014.
- [212] M. Gavila, U. Gabbert, and G. Müller, "Evaluation of Sound Transmission Models for Automotive Applications," in *43. Jahrestagung für Akustik - DAGA*, 2017.
- [213] S. Liefold, F. Duvinneau, and U. Gabbert, "Consistent postprocessing of acoustic simulations," in *12. Fachtagung: Digitales Engineering zum Planen, Testen und Betreiben technischer Systeme*, 2015.
- [214] S. Koch, F. Duvinneau, U. Gabbert, and E. Woschke, "Untersuchung des Einflusses von Öl auf das Schwingungsverhalten von Ölwannen," in *12. Magdeburger Maschinenbautage: Smart, Effizient, Mobil*, 2015.
- [215] D. Rosenberger, *Technische Anwendungen des Lasers (Technical applications of the laser)*. Berlin: Springer, 1975.
- [216] F. Duvinneau, S. Koch, R. Orszulik, E. Woschke, and U. Gabbert, "About the vibration modes of square plate-like structures," *Technische Mechanik*, vol. 36, pp. 180–189, 2016.
- [217] R. J. Allemang, "The modal assurance criterion - twenty years of use and abuse," *Sound and Vibration*, vol. 37, pp. 14–21, 2003.
- [218] F. Duvinneau, S. Liefold, M. Höchstetter, and R. Orszulik, "Evaluation of the directional characteristics of the sound quality," *ATZ worldwide*, vol. 118, pp. 42–47, 2016.
- [219] R. W. Hamming, "Error detecting and error correcting codes," *Bell System Technical Journal*, vol. 29, pp. 147–160, 1950.
- [220] D. C. Montgomery, *Design and Analysis of Experiments*. Wiley, Hoboken, 2005.
- [221] W. Fowlkes and C. Creveling, *Engineering Methods for Robust Product Design*. Addison-Wesley, Boston, 1995.
- [222] X. S. Yang, *Recent Advances in Swarm Intelligence and Evolutionary Computation*. Springer International Publishing, 2015.
- [223] K. Kalnins, *Response surface method for optimal design of composite stiffened panels*. PhD thesis, Riga Technical University, Faculty of Civil Engineering, Institute of Materials and Structures, 2006.
- [224] C. H. Papadimitriou and K. Steiglitz, *Combinatorial Optimization: Algorithms and Complexity*. Dover Publications, 1998.

Online-Shops



**Fachliteratur und mehr -
jetzt bequem online recher-
chieren & bestellen unter:
www.vdi-nachrichten.com/
Der-Shop-im-Ueberblick**



**Täglich aktualisiert:
Neuerscheinungen
VDI-Schriftenreihen**



Im Buchshop von vdi-nachrichten.com finden Ingenieure und Techniker ein speziell auf sie zugeschnittenes, umfassendes Literaturangebot.

Mit der komfortablen Schnellsuche werden Sie in den VDI-Schriftenreihen und im Verzeichnis lieferbarer Bücher unter 1.000.000 Titeln garantiert fündig.

Im Buchshop stehen für Sie bereit:

VDI-Berichte und die Reihe **Kunststofftechnik**:

Berichte nationaler und internationaler technischer Fachtagungen der VDI-Fachgliederungen

Fortschritt-Berichte VDI:

Dissertationen, Habilitationen und Forschungsberichte aus sämtlichen ingenieurwissenschaftlichen Fachrichtungen

Newsletter „Neuerscheinungen“:

Kostenfreie Infos zu aktuellen Titeln der VDI-Schriftenreihen bequem per E-Mail

Autoren-Service:

Umfassende Betreuung bei der Veröffentlichung Ihrer Arbeit in der Reihe Fortschritt-Berichte VDI

Buch- und Medien-Service:

Beschaffung aller am Markt verfügbaren Zeitschriften, Zeitungen, Fortsetzungsreihen, Handbücher, Technische Regelwerke, elektronische Medien und vieles mehr – einzeln oder im Abo und mit weltweitem Lieferservice

Die Reihen der Fortschritt-Berichte VDI:

- 1 Konstruktionstechnik/Maschinenelemente
 - 2 Fertigungstechnik
 - 3 Verfahrenstechnik
 - 4 Bauingenieurwesen
- 5 Grund- und Werkstoffe/Kunststoffe
 - 6 Energietechnik
 - 7 Strömungstechnik
- 8 Mess-, Steuerungs- und Regelungstechnik
 - 9 Elektronik/Mikro- und Nanotechnik
 - 10 Informatik/Kommunikation
 - 11 Schwingungstechnik
- 12 Verkehrstechnik/Fahrzeugtechnik
 - 13 Fördertechnik/Logistik
- 14 Landtechnik/Lebensmitteltechnik
 - 15 Umwelttechnik
 - 16 Technik und Wirtschaft
- 17 Biotechnik/Medizintechnik
- 18 Mechanik/Bruchmechanik
- 19 Wärmetechnik/Kältetechnik
- 20 Rechnerunterstützte Verfahren (CAD, CAM, CAE CAQ, CIM ...)
 - 21 Elektrotechnik
 - 22 Mensch-Maschine-Systeme
- 23 Technische Gebäudeausrüstung

ISBN 978-3-18-346720-4