Doctoral Thesis

# SOUND TRANSMISSION LOSS ANALYSIS OF FASTENING METHODS ON LIGHTWEIGHT PARTITION WALLS BY REALISTIC MODELING OF SCREW AND GLUE CONNECTIONS

Submitted in satisfaction of the requirements for the degree of
Doctor of Science in Civil Engineering
of the Vienna University of Technology, Faculty of Civil Engineering

---

Dissertation

# ANALYSE DES EINFLUSSES VON VERBINDUNGSMITTELN AUF DAS SCHALLDÄMMMAß VON LEICHTEN TRENNWANDKONSTRUKTIONEN DURCH REALITÄTSNAHE MODELLIERUNG VON SCHRAUB- UND KLEBEVERBINDUNGEN

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines
Doktors der technischen Wissenschaft
eingereicht an der Technischen Universität Wien Fakultät für Bauingenieurwesen
von

Dipl.-Ing. Maximilian Neusser
Matrikelnummer 0326736
Vera-Frankl-Strasse 12/4, 2100 Korneuburg

Beutreuer: Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn.Thomas Bednar
Insitut für Hochbau und Technologie
Technische Universität Wien

Gutachter: Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Manfred Kaltenbacher
Institut für Mechanik und Mechatronik
Technische Universität Wien

Gutachter: Prof. Ing. Monika Rychtáriková, PhD.
Department of Building Structures
Slovak University of Technology in Bratislava

Wien, Juli, 2017 _____

# Danksagung

An dieser Stelle möchte ich all jenen danken, die mich im Rahmen meines Doktaratstudiums begleitet und unterstützt haben.

Besonders bedanke ich mich bei meiner Frau Simone für den starken emotionalen Rückhalt, die aufmunternden Worte und die Geduld über die gesamte Dauer meines Studiums.

Ich bedanke mich bei Prof. Bednar für die persönliche und fachliche Betreuung im Rahmen der Dissertation.

Ebenso bedanke ich mich bei meiner Mutter, die mich stets motivierend und unterstützend durch mein Studium begleitet hat.

Für die Geduld und Gründlichkeit im Zuge der Korrekturarbeiten der unzähligen Satzzeichen- und Rechtschreibfehler möchte ich mich bei meinem Vater und Larissa bedanken.

## Kurzfassung

Die vorliegende Arbeit hat die primäre Zielsetzung ein leistungsfähiges Berechnungsmodell für die Prognose des Schwingungsverhaltens und damit des Schalldämmmaßes von „leichten“ Baukonstruktionen zu entwickeln. Eine Anwendung der derzeit normativ abgedeckten Verfahren für diese Baukonstruktionen ist ausdrücklich in den betreffenden Regelwerken ausgeschlossen. Die derzeit auf wissenschaftlicher Basis stehenden Berechnungsverfahren bieten im betrachteten tiefen Frequenzbereich zwischen 15Hz und 500Hz keine ausreichende Zuverlässigkeit der Prognosequalität in den schalltechnischen Kenngrößen zur Beschreibung des bauakustischen Verhaltens solcher Konstruktionen. Neben den zu erwarteten diffusen Berechnungsergebnissen im unteren Frequenzspektrum ist eine Abbildung der Verbindungsausbildung zwischen Plattenwerkstoff und Tragkonstruktion, die in dem betreffenden Frequenzbereich einen wesentlichen Einfluss aufweisen, nicht möglich. Ebenso ist es somit auch nicht möglich, mittels bestehender Verfahren die Auswirkungen von schwankender Verarbeitungsqualität wie z.B. Schraubenanzugsmoment in die Prognose der Kenngrößen einfließen zu lassen. Diese Tatsache führt zu einer Überdimensionierung der Kompensation wegen der derzeit großteils unbekannten Phänomene und deren Einfluss auf die bauakustischen Kenngrößen der Trennwand. Im Rahmen dieser Arbeit wurden die unterschiedlichen Parameter in der Verbindungsmittelausbildung zwischen den unterschiedlichen Wandkomponenten identifiziert und deren Auswirkungen auf deren Schwingungsverhalten quantifiziert. Hierzu wurden unterschiedliche Konstruktionen untersucht und dabei die vorliegenden Parameter der Verbindungsmittelausbildung variiert. Die getesteten Konstruktionen wurden hierfür in unterschiedlichen Einbausituationen frei schwingend und in einer klassischen Einbausituation im Prüfstand montiert und mittels Körper- und Luftschallquelle zur Schwingung angeregt. Durch die messtechnische Bestimmung der Oberflächengeschwindigkeit und der eingeleiteten Schwingungsenergie konnten die Übertragungsfunktionen zwischen den Plattenoberflächen bestimmt werden. Diese entstanden Messergebnisse dienten neben der Parameteridentifizierung auch der Entwicklung und Validierung des auf der Finiten Elemente Methode basierenden Simulationsmodells. Das entwickelte Simulationsmodell bietet die Möglichkeit der Berücksichtigung der identifizierten Parameter in der Verbindungsmittelausbildung wie Schraubendimensionen, Schraubenabstand, Anzugsmoment und Position der Schrauben auf der Tragkonstruktion. Durch die numerischen Ergebnisse des validierten Prognosemodells können somit die Wechselwirkungen zwischen den unterschiedlichen Wandkomponenten und deren Verbindungselementen untersucht und optimiert werden. Neben der Optimierung von „leichten“ Baukonstruktionen mit reduziertem messtechnischem Aufwand wird eine Angabe des Schalldämmmaßes mit einer zugehörigen Standardabweichung, hervorgerufen durch Material- und Verarbeitungsqualitätsschwankungen, ermöglicht. Für Hersteller und Planer wird neben einem numerischen Optimierungsprozesses und einer Prognose der relevanten bauakustischen Kenngrößen von Trennwänden somit eine Möglichkeit geboten, Maßnahmen zur Steigerung der Verarbeitungsqualität in den Nachweis der schallschutztechnischen Anforderungen von Baukonstruktionen einfließen zu lassen.

## Abstract

The primary aim of this thesis is to develop a high-performance calculation model for predicting vibration characteristics and consequent measures of the sound transmission loss of lightweight building structures. An application of the currently normative covered processes for these structures is explicitly excluded in the relevant body of standards. The current calculation models, based on scientific models, do not offer satisfactory reliability in the quality of predicting the acoustical performance characteristics, especially in the low frequency range, to describe the acoustical behavior of such structures. Beside the expected vague calculation results in the spectra of low frequencies, it is not possible to build an image of formations of the connections between the outer panels and the supporting structure, which can present an important factor in these frequency ranges. Likewise with the current state of the art simulation models it is not practicable to incorporate the effects of fluctuating quality of workmanship, such as panel fastening, into the body of rules with the current processes. These facts lead to over-dimensioning the building components to compensate for the until now mostly unknown phenomena and their unknown influence of the acoustical performance characteristics. Within the scope of this thesis, different influencing parameters of the formation of the connecting joint between various wall components are identified and their effects on the vibration characteristics are quantified. For this purpose different structures are examined and thereby the formation of the connecting bodies were varied with the present parameters. For this, the tested structures were mounted in the testing stations in different ways of installation, free swinging and in the classical manner of installation following the current normative standards. Following, the tested structures were excited by sources of body and airborne sound. Through the metrological analysis of the velocity distribution on the surface by laser vibrometry and the simultaneously measurement of the introduced vibration energy, the transfer functions between board surfaces could be identified. The accrued measurement results offered not only the identification of parameters, but can also be used in the development and validation of the simulation model based on the finite element method. A good correspondence between measurements and results of the introduced numerical model could be achieved. The presented simulation model offers the possibility of the consideration of the identified parameters in the formation of the connecting bodies such as the dimension of the screws, the distance between screws, the tightening torque, and the position of the screws on supporting structures.

By way of the numerical results of the validated predictive model, one can examine and optimize the interaction between various wall components and their connecting elements. Not only can one optimize “light” structures with reduced metrological effort, caused by material and work related fluctuations, but one gets a measurement of the sound transmission loss with accompanying standard deviations for different junction types. For producers and designers, beside the numerical optimization process and the possibility of predicting the relevant building acoustic characteristic parameters of partition walls, it offers possible measures for increasing manufacturing quality, with reference to documented evidence of sound proofing requirements for structures.

## Inhaltsverzeichnis


1 Einleitung ....1

1.1 Zielsetzung....2

1.2 Methodik ....3

2 Grundlagen ....4

2.1 Review derzeitiger Prognoseverfahren ....4

2.1.1 Analytische Lösungsansätze....4
2.1.2 Wellengleichungen....6
2.1.3 FEM ....7
2.1.4 Transfermatrizen....10
2.1.5 SEA....12
2.1.6 Boundary Element Method (BEM) ....14
2.1.7 Zusammenfassung ....15

3 Finite Elemente Methode in der Vibroakustik....17

3.1 Solids ....17

3.2 Schalenelemente ....18

3.3 Dämpfung ....20

3.4 Akustisches Feld im Fluid ....22

3.5 Poröse Dämmstoffe ....23

3.5.1 Empirische Modelle....25
3.5.2 Analytische Modelle ....26

3.6 Das gekoppelte System – Fluid Struktur Interaktion ....28

3.7 Diskretisierung ....31

3.8 Zusammenfassung ....37

4 Identifizierung der Einflussgrößen....38

4.1 Messsetup....39

4.1.1 Prüfstands Konzept - Bauteilverbindungen....39
4.1.2 Prüfstands Konzept – Bauteile....41
4.1.3 Prüfkörper ....43

4.2 Materialdaten ....46

4.2.1 Rohdichte....48
4.2.2 E Modul und Querkontratktionszahl ....48
4.2.3 Verlustfaktor....49

4.3 Effekt der Bauteilgröße ....50

4.4 Einfluss des Schraubenabstandes....52

4.5 Einfluss der Schraubenpositionierung....60

4.6 Einfluss des Schraubenanzugsmoments ....62

4.7 Einfluss der Hohlraumbedämpfung....66

4.8 Zusammenfassung ....67
5 Schallabstrahlung leichter Baukonstruktionen....73
5.1 Messmethoden ....73
5.1.1 Intensitätsmethode....73
5.1.2 Schalldruck Methode ....74
5.1.3 DCM....75
5.2 Methodenvergleich....77
5.3 Einfluss der Verbindungsmittel....82
5.3.1 Schraubenabstand....83
5.3.2 Hohlraumbedämpfung....86
5.4 Lösungsansätze zur Prognose des Abstrahlgrades....88
5.4.1 Analytische Modelle....88
5.4.2 Numerische Modelle: ....91
5.5 Vergleich der Modell- und Messergebnisse ....92
6 Numerische Modellierung und Validierung....94
6.1 Schallausbreitung im Fluid ....94
6.1.1 Messung des Schallfeldes in Empfangs- und Senderaum....94
6.1.2 Simulation des Schallfeldes in Empfangs- und Senderaum....96
6.1.3 Materialparameter....97
6.1.4 Randbedingungen....98
6.1.5 Vergleich und Interpretation der Simulations- und Messergebnisse ....99
6.2 Luft- und Körperschallanregung....101
6.3 Schallabstrahlung ....103
6.4 Wandbildner....105
6.5 Tragende Elemente ....107
6.5.1 Holzsteher....107
6.5.2 Metallständerprofile....108
6.6 Verbindungsmittel ....109
6.6.1 Klebeverbindungen ....110
6.6.2 Schraubenverbindungen....112
6.7 Fluid – Strukturkopplung ....116
6.8 Prüfstand Anbindung ....117
7 Validierung des Gesamtmodells....121
7.1 FRF ....121
7.1.1 Gipsfaserplatten auf Holzsteher beidseitig geschraubt ....122
7.1.2 Gipsfaserplatten auf Metallprofil beidseitig geschraubt....124
7.2 Schalltransmissionsverlust....129
7.2.1 EN ISO 12354-1....129
7.2.2 Messungen nach EN ISO 10140-2 ....131

8 Varianz der Kenngrößen auf Basis numerischer Ergebnisse ..... 133
8.1 Schlussfolgerungen ..... 133
9 Zusammenfassung und Ausblick ..... 134
10 Anhang ..... 136
10.1 Publikationen im Rahmen der vorliegenden Dissertation ..... 136
11 Literatur ..... 137

# 1 Einleitung

Die Urbanisierung und die wachsende Verdichtung von Wohnraum tragen dazu bei, dass Lärmbelästigung ein immer wesentlicheres Thema in der Gesellschaft einnimmt. In aktuellen Studien der WHO wie zum Beispiel in „Burden of disease from environmental noise. Quantification of healthy life years lost in Europe“ von 2011 wird auf die direkte Kausalität der Lärmaussetzung von Menschen auf die Schlafqualität verwiesen und die daraus möglichen gesundheitlichen Folgen dargestellt. Die Vielfallt der Lärmquellen bedürfen immer umfassender Schutzmaßnahmen, um dem Schutzziel der Gesundheit und des Komforts der Nutzer von Gebäuden zu entsprechen. Um diese Schutzziele zu erreichen, hat der Gesetzgeber Anforderungen an Gebäudebauteile definiert. Derzeit in Österreich gültige Deskriptoren zur Beschreibung der akustischen Performance vernachlässigen den tiefen Frequenzbereich und somit eine potentielle Schwachstelle von leichten Baukonstruktionen. Eine international geführte Diskussion im Rahmen der COST Action TU0901 zur Erweiterung der Deskriptoren im tiefen und hohen Frequenzbereich, stellt allerdings aus vielfältigen Gründen eine große Schwierigkeit für die Planer und die Industrie dar.

Vor allem für leichte Bauelemente, sei es aus mineralisch gebundenen Werkstoffen oder aus Holzwerkstoffen, die einen immer prominenteren Anteil der verbauten Baukonstruktionen darstellen, ist diese Entwicklung eine Herausforderung. Die wachsende Anwendung von derartigen Konstruktionen erweitert das Problem zunehmend, sodass aktuell normativ regulierte Rechenmodelle (z.B. EN ISO 12354-1) nicht in der Lage sind die bauakustische Performance und somit das besondere physikalische Verhalten solcher Konstruktionen zu prognostizieren. Die Prognose der bauakustischen Deskriptoren leichter Baukonstruktionen stellt somit eine Unsicherheit innerhalb von Forschung und Entwicklung dar. Aus derzeitiger Sicht eines Herstellers ist eine Messung zur Bestimmung der bauakustischen Kenngrößen jeder einzelner Bauteilvariante, die einzige Möglichkeit Planungs- und Entwicklungsfortschritte zu quantifizieren, um den Planern eine Beurteilung der Einhaltung der gesetzlichen Anforderungen durch die gewählte Konstruktion zu ermöglichen.

Leichte Baukonstruktionen bestehen in der Regel aus einer Tragkonstruktion und einem wandbildenden Bauelement, die beide mittels unterschiedlichen

Konstruktionsmitteln tragfähig mit einander verbunden sind. In [1] wurde gezeigt, dass die Einflüsse von sekundären Wanddetails von Leichtbautrennwänden einen wesentlichen Einfluss auf das Schalldämmmaß haben. Untersucht wurden die Einflüsse von Schraubenabstand, und Schraubenanordnung. Diese Parameter werden wesentlich durch die Verarbeitungsqualität auf der Baustelle beeinflusst. Die Ausbildung dieser Verbindung stellt einen bis dato noch in den Planungsmethoden weitestgehend unbekannten Einflussfaktor auf die akustische Performance leichter Baukonstruktionen dar. Die messtechnische Bestimmung dieses Einflusses im tiefen Frequenz Spektrum ist eine besondere Herausforderung, da derzeit gültige Messverfahren zur Bestimmung des Schalldämmmaßes eine ausreichende Diffusivität der Schallfelder in den Messräumen voraussetzen. Bei tiefen Frequenzen ist diese Bedingung für die Anwendbarkeit der in diesen Normen zugrundeliegenden Verfahren in den meisten Fällen nicht gegeben und bedarf daher neuer innovativer Verfahren.

## 1.1 Zielsetzung

Ziel ist es den Einfluss der Verbdingungsmittel in Leichtbaukonstruktionen zwischen Tragkonstruktion und Wandbildner zu quantifizieren und aufbauend auf diesen Erkenntnissen ein Simulationsmodell zu entwickeln, dass diesen Einfluss wiedergeben und prognostizieren kann.

Dieses entwickelte Simulationsmodell soll die Möglichkeit bieten die identifizierten Parameter in der Verbindungsmittelausbildung, wie Schraubendimensionen, Schraubenabstand, Anzugsmoment und Position der Schrauben, auf die Tragkonstruktion zu berücksichtigen und in eine Prognose eines Schalldämmmaßes einfließen zu lassen. Durch die numerischen Ergebnisse dieses validierten Prognosemodells sollen somit die Wechselwirkungen zwischen den unterschiedlichen Wandkomponenten und deren Verbindungselementen untersucht und optimiert werden können. Neben der Optimierung von „leichten“ Baukonstruktionen mit reduziertem messtechnischen Aufwand wird somit eine Angabe des Schalldämmmaßes mit einer dazugehörigen Standardabweichung, hervorgerufen durch Material- und Verarbeitungsqualitätsschwankungen, ermöglicht. Herstellern und Planern wird neben einem numerischen Optimierungsprozess und einer Prognose der

relevanten bauakustischen Kenngrößen von Trennwänden somit eine Möglichkeit geboten, Maßnahmen zur Steigerung der Verarbeitungsqualität in den Nachweis der schallschutztechnischen Anforderungen von Baukonstruktionen einfließen zu lassen.

## 1.2 Methodik

Der erste Schritt der gegenständlichen Untersuchung stellt die Analyse des Einflusses der Verbindungsausbildung zwischen Tragkonstruktion und Wandbildner einer klassisch aufgebauten Gipsfaserständerkonstruktion auf die Schwingungsübertragung zwischen Platte und Steher dar. Anhand dieser Untersuchungen soll diese Beeinflussung durch Parameter zur Beschreibung der Verbindung, wie Schraubengeometrie, Schraubenabstand, Schraubenanzugsmoment und Schraubenposition, quantifiziert werden. Die Arbeiten umfassen die Untersuchung der mittels Laservibrometrie gemessenen Übertragungsfunktion von unterschiedlich aufgebauten frei schwingenden Konstruktionen. Die Messung und Analyse der Schallübertragung eines frei gelagerten Gipsfaserständerkonstruktionselements mittels Laservibrometrie erlaubt eine Abbildung des Bauteils innerhalb der Finiten Elementeumgebung in unterschiedlichen Detailierungsgraden. Weiteres wird die abgestrahlte Schallleistung der Konstruktionsoberfläche unter Körperschallanregung und das Schalldämmmaß gemessen. Diese Erkenntnisse dienen neben der Darstellung des Einflusses der Verbindungsmittel, als Basis für die Erstellung eines auf einer Finiten Elemente Methode (FEM) basierenden Simulationsmodells. Zur Modellierung der Verbdingung zwischen Steher und Platte wurden unterschiedliche Modellansätze in der FEM Umgebung implementiert und dessen Fähigkeit zur Reproduktion der Messergebnisse überprüft. Stützend auf dieses Simulationsmodell werden beispielhaft verschiedene Konstruktionen numerisch auf ihre statistische Varianz des Schalldämmmaßes, hervorgerufen durch variierende Ausbildung der Verbindungsmittel, untersucht.

# 2 Grundlagen

## 2.1 Review derzeitiger Prognoseverfahren

Die Prognose des Luftschalldämmmaßes von Baukonstruktion wurde intensiv durch unterschiedliche Forschungsgruppen genauesten erforscht und es wurde eine Vielzahl von unterschiedlichen Modellen erstellt, die grundlegend auf verschiedenen Vorgehensweisen basieren. Das folgende Kapitel soll eine Übersicht über die zur Verfügung stehenden Methoden bieten und im Fokus des Einflusses von Verbindungsmitteln in leichten Trennwandkonstruktionen die bestehenden Methoden beleuchten.

Für homogene Baukonstruktionen wurden bereits Anfang des 19 Jahrhunderts Methoden entwickelt, das Schalldämmmaß zu prognostizieren. Eines der einfachsten Modelle zur Beschreibung der Schalltransmission durch eine unendlich ausgedehnte homogene Struktur wurde 1942 durch Cremer abgeleitet [2], wiederholt und verbessert wurde diese Methode durch [3]. Viele der Vorhersagemodelle der heute verwendeten Prognosemodelle zur Schalltransmission durch leichte mehrschalige Baukonstruktionen beschränken sich auf sehr vereinfachte Strukturen: Viele von ihnen enthalten nicht die Tragkonstrukion und damit einen prominenten Übetragungsweg und keine Berücksichtigt die detailreiche Ausbildung der Verbindung zwischen Tragkonstruktion und Plattenelement. [4]

### 2.1.1 Analytische Lösungsansätze

Die Prognose des Schalldämmmaßes hat eine lange Tradition die bis zum Anfang des 19 Jahrhunderts zurück reicht. Mehrschalige Konstruktionen gelangten aufgrund der Baupraktischen Einsatzvielfallt schnell an Bedeutung. Eines der ersten Modelle zur Prognose der Schalltransmission durch mehrschalige Konstruktionen ist in [5] dargstellt. Die Ausbreitung des Schalls in den Hohlraum der doppelschaligen Konstruktion beruht auf dem Impedanzansatz, der die Modellierung mehrerer Schichten möglich macht. London [6] präsentierte erstmals ein Wellen-Modell das die Schalltransmission von Einschaligen homogenen Bauteilen, bei dem auch der Einfluss des Schall-Einfallswinkels berücksichtigt werden kann. Ansonsten wurde eine große Anzahl

von unterschiedlichen Modellen zur Prognose des Schalldämmmaßes von leichten Trennwandkonstruktionen entwickelt z.B.: [7, 8, 9, 10, 11].
Entsprechend den Kombinationen des endlichen / unendlichen Fluidfeldes und des endlichen / unendlichen Strukturfeldes lassen sich die analytischen Ansätze in verschiedene Gruppen teilen. Die Endlichkeit der Struktur führt eine kontinuierliche Menge an Wellenzahlen ein, von denen Einige in der Lage sind, Schall auszustrahlen. [6] Dass eine endliche Struktur, z.B. durch die fehlenden Auslöschungsphänomene am Bauteilrand, Schall auch unterhalb der Koinzidenzfrequenz abstrahlt wird im unendlichen Modell nicht berücksichtigt.

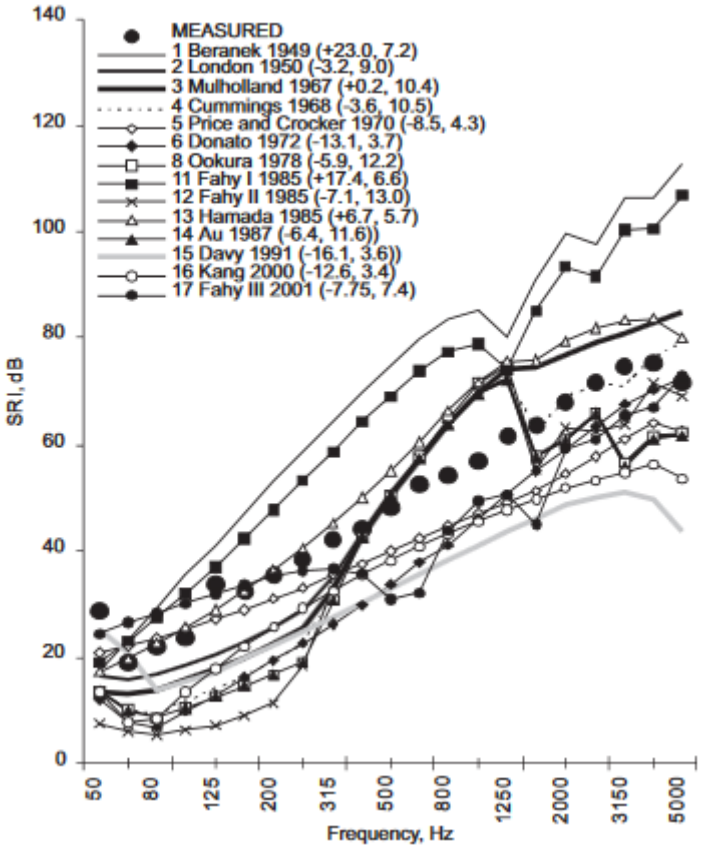



Abbildung 1: Beispiel für die Validierung - Die Zahlen in Klammern sind der durchschnittliche Vorhersagefehler EAVE und seine Standardabweichung im Frequenzbereich 100 Hz - 3150 Hz. [4]

Eine Vielzahl dieser Modelle wird in [4] verglichen wobei Abweichungen von bis zu 20dB zur der Referenzstruktur erzielt wurden. Begründet werden diese große Abweichungen mit den teils starken Vereinfachungen, die z.B. in der infiniten Ausdehnungen von Fluid und Struktur, des Vernachlässigen des

Übertragungsweges über die Steher, oder die Berücksichtigung von porösen Dämmstoffen zur Hohlraumbedämpfung. Eine mathematische Formulierung der Problemstellung wäre ohne diese Vereinfachungen nur schwer oder gar nicht möglich. Die schnelle Rechenzeit und die teilweise simple Implementierung spricht für diese Modelle. Wichtig ist stets die Einsatzgrenzen und die getroffenen Vereinfachungen hinsichtlich ihrer Anwendbarkeit gegenüber der zu untersuchenden Struktur zu überprüfen.

Viele der analytischen Ansätze besitzen keine Ansätze zur Berücksichtigung von mechanischen Verbindungen, wie z.B. Stützen zwischen den einzelnen Schichten eine Trennwandkonstruktion. [4] Wenn die Stützen Berücksichtigung finden, obwohl sie wie in [7, 12] dargestellt einen wesentlichen Einfluss auf das Schalldämmmaß besitzen, werden sie in der Regel ohne ihre Materialeigenschaften und Geometrie in die Modelle implementiert. Keine der Modelle bietet Parameter wie für das Schraubenanzugsmoment und der Schraubengeometrie zur detaillierten Berücksichtigung der in [1, 13] aufgezeigten Einflüsse der Verbindungsmittel.

### 2.1.2 Wellengleichungen

Dieser Abschnitt beschreibt kurz die Grundprinzipien der wellenbasierten Methode (WBM). Ausführliche Beschreibungen der Methode finden sich in [14]. Die Feldvariablen werden durch eine Erweiterung von Wellenfunktionen angenähert, die genau die dynamischen Gleichungen erfüllen. Die Faktoren in den Erweiterungen werden durch die Grenz- und Kontinuitätsbedingungen bestimmt. Die Grenz- und Kontinuitätsbedingungsfehler werden durch die Anwendung einer Galerkin-artigen gewichteten Formulierung zu null reduziert. [15] In der Anwendung in [14] wird ein Modell vorgestellt, um das gekoppelte vibro-akustische Problem einer Struktur zwischen zwei Räumen zu lösen. Ähnlich wie bei der FEM können bei dieser Methode im Gegensatz zu analytischen und statistischen Methoden das modale Verhalten der Messräume in das Prognoseverfahren mit dargestellt werden, und somit eine verbesserte Reproduktion von Messergebnissen im tiefen und mittleren Frequenzbereich erzielt werden.

Die in [14, 15, 16] dargestellten Validierungsbeispiele zeigen eine gute Übereinstimmung zwischen dem WBM und den Messungen in einem breiten Frequenzbereich. Das Modell ist trotz der verbesserten Abbildungsmöglichkeiten der Messräume eine vereinfachte Darstellung der Realität. Simplifikationen im Fall von Geometrie, Randbedingungen, strukturelle Details müssen gemacht werden, um das Problem im WBM zu formulieren. Diese Vereinfachungen machen jedoch in den untersten Frequenzbändern deterministische Vorhersagen unmöglich [15] Die Abbildung von Verbindungen zwischen den beiden Wandbildenden Platten (z.B. Stützen einer Tragkonstruktion) müssen noch in die Methode implementiert werden.

### 2.1.3 FEM

In der Regel können in der Bauakustik die Probleme als Differentialgleichungen modelliert werden. Meistens ergibt sich eine Differentialgleichung oder ein System von Differentialgleichungen, das zu kompliziert ist, um durch klassische analytische Methoden gelöst zu werden. Die Finite-Elemente-Methode ist ein Weg, um eine ungefähre Lösung für allgemeine Differentialgleichungen durch numerische Mittel abzuleiten [17] Dadurch gibt es zahlreiche Anwendungen für die Finite-Element-Analyse. Dennoch ist die Anwendung der FEM in der Bauakustik im Vergleich zu anderen Bereichen, z.B. der Strukturdynamik nicht weit verbreitet, wobei ein besonderes Hindernis die Abbildung der Verbindungen zwischen den einzelnen Elementen einer Leichtbaukonstruktion darstellt [18,19]. Dennoch ermöglicht die detaillierte Beschreibung der Wand durch die Finite-Elemente-Formulierung eine Vorhersage der bauakustischen Kenngrößen in Abhängigkeit gegenüber Änderungen der Bauteileigenschaften. Insbesondere Unsicherheiten bezüglich des Materials und der Geometrie sowie den Randbedingungen können mit FEM berücksichtigt werden. Nachfolgend sollen die für diese Arbeit die wesentlichen Beispiele für die Anwendung der FEM in der Bauakustik genannt werden und dessen Ergebnisse kurz zusammengefasst werden.

Die Anwendung der Finite-Elemente-Methode für die Lösung des gekoppelten strukturellen akustischen Problems wird in der Literatur vielfältig diskutiert [20, 21, 22, 23, 24, 25, 26, 27]. Eine konkrete Anwendung in der Bauakustik bietet

das numerische FEM-FEM-Modell in [12]. Das Modell wurde verwendet, um das Schalldämmmaß von Einschaligen- und Doppelschaligen Wänden zu berechnen. Als wesentlichen Parameter der Studie befienden sich die Rolle der Steifigkeit und die Ausbildung der Tragkonstruktion bei niedrigeren Frequenzen im Fokus. Das Modell konnte erfolgreich validiert werden und zeigt einen deutlichen Einfluss der Steher und dessen Geometrie auf das Schalldämmaß von doppelschaligen Ständerkonstruktionen auf. Der Einfluss der Verbindungsmittel wird nicht dargestellt und in das Modell implementiert. Ein ähnliches Modell wurde in [18] entwickelt, das ebenso das Schalldämmmaß von doppelschaligen Konstruktionen erfolgreich prognostizieren kann, und fokussiert sich dabei auf die Modellierung in den Strukturen einer ungleichmäßig, über den Frequenzbereich verteilten mechanische Dämpfung der Schwinungsenergie. Das Modell berücksichtigt unter anderem [12] die Wechselwirkung der mechanischen Verbindung zwischen Tragkonstruktion und Wandbildenden Plattenwerkstoffen. Die numerischen Prognosen stimmen gut mit den experimentellen Daten überein, wobei die Einzahlwerte von Simulation und Messung (Rw, C und Ctr) eine maximale Abweichung von 1 dB liefern [18] Die besonders hohe erzielte Genauigkeit lässt sich auf die Anwendung eines iterativen Verfahren zur Bestimmung der frequenzabhängigen Parameter des Dämpfungsmodells zurückführen, womit die Ergebnisse an die Messung gefittet werden.

Die in [28] getätigten Untersuchungen haben zum Fokus das Problem der FEM und dessen großen Diskretisierungsaufwands der gesamten Prüfraumstrukturen um das Bauteil herum zu reduzieren und entsprechend den signifkanten Raumeinfluss im tiefen und mittleren Frequenzbereich, ohne diesen großen Rechenaufwand, abbilden zu können. Die angeschlossenen Prüfräume werden als unendlich lange Röhren beschrieben und der Einfluss der Räume wird an der Wand dieser Röhren abgebildet, wodurch das Modell auf ein zweidimensionales Problem reduziert werden kann. Wodurch der Diskretisierungsaufwand stark reduziert wird und somit Analysen in höheren Frequenzbereichen bei gleichem Rechenaufwand durchgeführt werden können. Die Verbindungsmittel, in diesem Fall Schrauben, werden durch Federn repräsentiert dessen Federsteifigkeit und Federdämpfung iterativ bestimmt wurden. Abbildung 2 zeigt auszugsweise ein

Validierungsbeispiel einer doppelschaligen Gipskartonständerkonstruktion mit unterschiedlichen E Module der Platte in der Simulation. Der Einfluss von Schraubenabstand oder Schraubenanzugsmoment wurde in der Arbeit nicht untersucht.

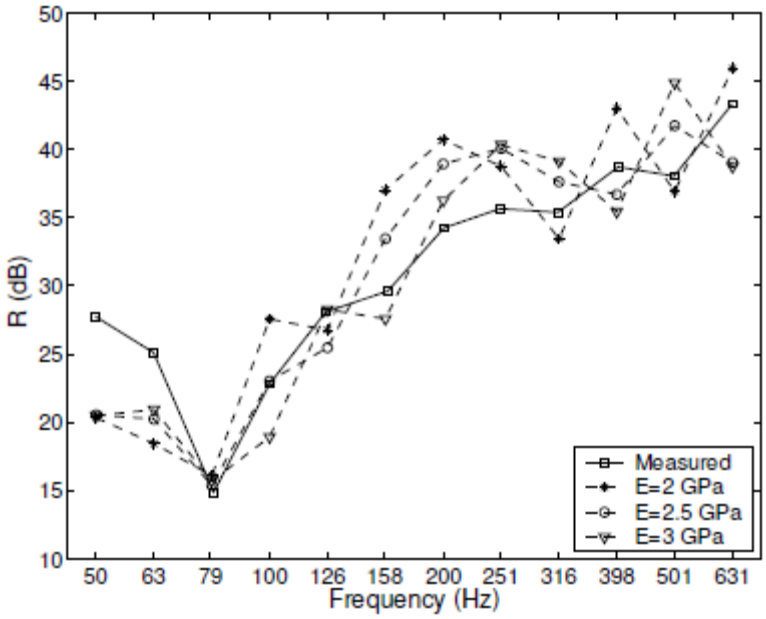



Abbildung 2: Darstellung des mittels der FEM prognostizierten Schalldämmmaßes R und des gemessenen Schalldämmmaßes einer Gipskartonständerkonstruktion [28]

Es wurde gefolgert, dass das vorgeschlagene Verfahren im Vergleich zur herkömmlichen Alternative, zur Einbeziehung der gesamten Fluidfelder im FE-Modell rechnerisch effektiv ist. Ein vernünftiger Frequenzbereich wird mit einer akzeptablen Rechenzeit erreicht. [28]

Neben den Anwendungen zur Prognose des Schalldämmmaßes wurde die FEM auch zur Prognose von Trittschallpegeln von Holzdecken angewendet. In [29] konnte anhand der numerischen Simulationen die Interaktion der unterschiedlichen Deckenkomponenten untersucht und Optimierungen der untersuchten Deckenaufbauten durchgeführt werden. Ähnliche wie in [30] konnte eine akzeptable Übereinstimmung zwischen Prognose und Messung in den Bereichen der tiefsten Eigenmoden der Deckensysteme erzielt werden

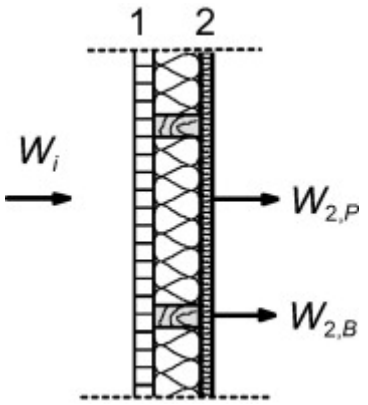
Der Fokus dieser Arbeit liegt in der Analyse der Direktschallübertragung durch das zu untersuchende Bauteil. Die in der Baupraxis auftretenden

Flankenübertragungswege stellen dennoch eine wichtige Komponete in einer gesamtheitlichen bauakustischen Betrachtung der Perfomance im Gebäude dar. In [30] wird diese Problematik im Fokus von Massivholzkonstruktionen mittels numerischer Simulationen berücksichtigt. Diese gesamtheitliche Betrachtung verlangt neben der dadurch entstehenden Modellgröße einen hohen Detailierungsgrad der teils feingliedrigen Verbindungsmittel, die wesentlich die Flankenübertragung bestimmen können. Die langen Berechnungszeiten dieser Modelle macht die Anwendung sehr schwierig. [15]. Doch durch die Anwendung von Reduzierungsalgorithmen können in [30] Ausschnitte eines mehrgeschossigen Massivholzbaus modelliert und die bauakustische Performance erfolgreich prognostiziert werden.

### 2.1.4 Transfermatrizen

Die Transfermatrix-Methode ist ein effizientes Werkzeug zur Berechnung der Schallübertragung durch mehrschichtige Strukturen. [32] Die Berechnugnsmethode nimmt an, dass jede einzelne Schicht eines mehrschichtigen Bauteils unendlich ausgedehnt ist und durch eine Matrix repräsentiert werden kann, die den Zusammenhang zwischen akustischen Kenngrößen und dem Input und dem Output an beiden Bauteiloberflächen darstellt. Charakteristische Daten, wie der Absorptionskoeffizient, Eingangsimpedanz und Übertragungsverlust (Schalldämmmaß), können dann unter Annahme eines ebenen Welleneinfalls berechnet werden [33]. In Abhängigkeit der Anzahl der Parameter zur Beschreibung des Materialmodells der jeweiligen Schicht gestalten sich so die Größe und die Komplexität der Matrix. In vielen Fällen reichen nur zwei physikalische Größen aus - die des Schalldrucks und der Teilchengeschwindigkeit. Die Zusammenhänge zwischen den zu berechneten akustischen Kenngrößen und dem In- und Output können dann mittels einer 2x2-Matrix beschrieben werden. Mittels der Modellierung von porösen Materialen als äquivalentem Fluid, können poröse Materialien auch in die Matrixbeschreibung aufgenommen werden. Die Transfermatrizenmethode bietet somit eine breite Anwendung in Bauakustik z.B. [32, 33, 34, 35] und wurde in mehreren Softwaretools für die Bauakustik umgesetzt [36, 37]. Vorteile sind eine effiziente Rechenzeit und eine breite Validierungsbasis. Die Nachteile sind

im Ansatz der unendlich ausgedehnten Strukturen zu sehen, die physikalisch besonders unterhalb der Koinzidenzgrenzfrequenz sich anders verhalten wie endlich große Bauteile. Neben diesem Nachteil ist eine Implementierung von mechanischen Verbindungen zwischen den einzelnen Schichten schwer möglich und bedarf empirische Ansätze wie z.B. [38]. Eine stabile mechanische Verbindung zwischen den einzelnen Schichten ist zur konstruktiven Umsetzung vieler Konstruktionen stets erforderlich. Dies erfordert eine besondere Vorgehensweise in der Transfermatrizenmethode.




$$\frac{W_{2,B}}{W_{2,P}} = n\sigma_B \cdot \left|\frac{v_B}{v_1}\right|^2 \cdot \left\langle \left|\frac{v_1}{v_2}\right|^2 \right\rangle$$

$$= n\sigma_B \cdot \left|\frac{Z_{B1}}{Z_{B1} + Z_{B2}}\right|^2 \cdot \left\langle \left|\frac{v_1}{v_2}\right|^2 \right\rangle,$$

Abbildung 3: Skizze einer doppelschaligen Konstruktion mit strukturellen Brücken (Steher) und das implementierte Verhältnis der abgestrahlten Schallleistung der Struktur mit und ohne Steher [32].

In [33] wird eine einfache Methode vorgestellt, in der eine Implementierung des Einflusses von mechanischen Verbindungen der Schichten in die Transfermatrix Methode durch eine vergleichende Betrachtung der abgestrahlten Schalleistung der Wand mit und ohne mechanische Verbindung der Schichten analysiert wird. Eine Berücksichtigung der in dieser Arbeit untersuchten Parameter der Verbindungsmittel zwischen Tragkonstruktion und wandbildender Platte in die Transfermatrizenmethode bedarf weitgehender und weiterer empirischer Ansätze, sodass eine Umsetzung entsprechend dem präsentierten Beispiel nur schwer möglich ist.

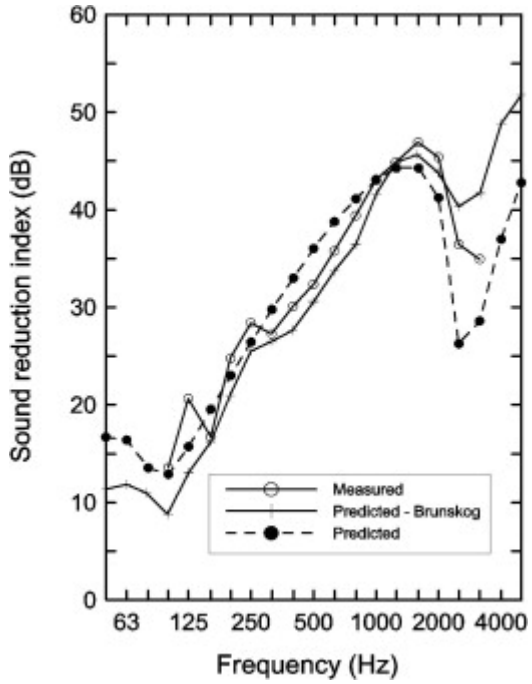



Abbildung 4: Schalldämmmaß einer doppelschaligen Trennwand aus 13 mm Gipskarton mit 45 × 95 mm Holzstehern und einem leeren Hohlraum mit 95 mm Tiefe. Vergleich der Modelle mit und ohne mechanische Verbindung der Schichten durch Steher [32].

### 2.1.5 SEA

Die Statistische Energie Analyse (SEA) wurde in den 1960er Jahren eingeführt und findet seitdem eine weitreichende Verbreitung in verschiedenen Industriezweigen. Die SEA erlaubt eine komplexe Darstellung des Schalltransmissionsverhaltens von Konstruktionen und wird erstmals 1970 in [39] bei der Beschreibung der Schalltransmission durch doppelschalige Wandkonstruktionen angewendet.

In der SEA wird die Struktur in kleinere Subsysteme unterteilt, deren Schwingungsenergie in resonante Moden gespeichert ist. Diese Subsysteme können gekoppelt werden, wobei diese Energie Ein- und Ableitungen in ein Subsystem durch Kopplungsverlustfaktoren beschrieben werden. Diese Faktoren können gemessen oder durch numerische Simulationen prognostiziert [40, 41, 42] werden. Es kann somit eine hybride Methode aus FEM und SEA geformt werden, in der die Parameter SEA, basierend auf FEM Simulationen, bestimmt werden und die Methoden der SEA zur Auswertung und Bestimmung der bauakustischen Kenngrößen dienen. Bei einer Kombination dieser beiden

Methoden sind auch die Kriterien und Anforderungen an beide Methoden zu berücksichtigen. [43, 44, 45]. Aus den abgeleiteten Zusammenhängen des Energieflusses im System kann ein lineares Gleichungssystem aufgestellt werden, dass die Schalltransmission durch dieeine Struktur beschreibt. Grundsätzlich sind vier Voraussetzungen für die SEA notwendig, wodurch die Anwendung der Methode besonders im anwendbaren Frequenzbereich eingeschränkt wird: [46]

- Statistisch unabhängige Anregungskräfte
- Gleiche Wahrscheinlichkeit von Moden, die in einem bestimmten Frequenzbereich auftreten
- Gleichverteilung der modalen Energie in einem Subsystem und einer inkohärente modale Antwort zwischen den Moden im gekoppelten System
- Schwache Kopplung zwischen den Subsystemen

Die SEA erlaubt durch die feingliedrigen Gestaltungsmöglichkeiten der Unterteilung in Subsysteme eine detaillierte Analyse der einzelnen Übertragungswege. Dadurch haben sich mehrere Wissenschaftler auch intensiv mit der Modellierung des Verbindungsmitteleinflusses auseinandergesetzt und diese Ergebnisse in ihre Modelle implementiert [47, 48, 49].
Einer der häufigsten verfolgten Ansätze, ist die Modellierung der Schraubverbindungen als Punkt- und Linienverbindung. Neben dem Nachteil der Anwendbarkeit unter den vier genannten Voraussetzungen können einige der in [1, 13] Parameter wie z.B. das Schraubenanzugsmoment, in den Modellen nur durch vorherige Messungen oder numerische Simulationen implementiert werden.

### 2.1.6 Boundary Element Method (BEM)

Eine der FEM ähnliche Methode ist die Boundary Element Method (BEM). Eine generelle Darstellung der Methode wird in [50, 51, 52, 53] gegeben. Die Darstellung des physikalischen Problems erfolgt analog, wie bei der FEM, durch die Aufstellung der partiellen Differentialgleichungen zur Beschreibung der physikalischen Problemstellung. Im Gegensatz zur FEM wird die 3D-Problemstellung in eine Randintegralgleichung und somit ein 2D-Problem übergeführt, womit nur die Domänenränder diskretisiert werden müssen. Die Berechnung des zu lösenden Problems erfolgt in zwei Schritten. Im Ersten Schritt werden die Gleichungen am Rand gelöst und dann wird basierend auf diesen Ergebnissen die Lösung innerhalb der Berechnungsdomäne generiert. Ähnliche wie die FEM findet die BEM somit einen sehr breiten Anwendungsbereich, wobei konkrete Anwendungen im Falle zu akustischen Anwendung in [54, 55, 56, 57] gefunden wurden.

Vorteile gegenüber der FEM

- Reduktion der Problemgröße (3D →2D), weniger Unbekannte
- nur Oberflächengitter, Gittergenerierung für das Volumen entfällt
- gut konditionierte Gleichungssysteme
- wenige Iterationen bei der iterativen Lösung

Nachteile gegenüber der FEM

- voll besetzte Matrizen

Durch den ersparten Diskretisierungsaufwand und die dadurch schlankeren Gleichungssysteme, zeigt sich die BEM als effiziente Methode, aber sie ist dennoch weniger popular als die FEM, die weitaus mehr Anwendung findet. Begründet könnte dies durch die komplizierte Darstellung von nichtlinearen Problemen und heterogenen Domänen im Vergleich zur FEM werden. Ebenso sind die Formulierungen der Strukturdynamik in der FEM simpler und daher weiter verbreitet. [12] Eine vielversprechende Kombination beider Methoden, FEM für die Struktur und BEM für das Fluid, ist Gegenstand der aktuellen Forschung und bietet viel Potenital [58].

### 2.1.7 Zusammenfassung

Eine große Anzahl von Prognosemodellen für doppelschalige Trennwände tritt in der Literatur auf, von denen viele nur für Sonderkonstruktionen gelten. Ein Vergleich vieler unterschiedlicher Modelle in [4] zeigte, dass der Prognosefehler im frequenzabhänigen Schalldämmmaß bis zu 20 dB und im bewerteten Schalldämmmaß bis zu 15 dB in Rw beträgt. Nur ein Modell konnte im Vergleich zu den durchgeführten Messungen befriedigende Ergebnisse liefern, siehe [7]. Das Modell hat sich durch eine Reihe von Messergebnissen auf Gipskartonwänden als erfolgreich erwiesen. Die Vier wichtigsten Unterschiede zwischen den Modellen sind [4]:

- Einige Modelle erlauben keine Hohlraumbedämpfung, während andere Modelle davon ausgehen, dass der Hohlraum schallabsorbierend ist ($\alpha = 1$).
- Die mechanische Kopplung zwischen den Platten und der Tragkonstruktionen wird nur in drei Modellen berücksichtigt
- Einige Modelle können nur senkrechten Schalleinfall berücksichtigen, während die meisten Modelle eine numerische Integration über alle Schalleinfallswinkel ermöglichen
- Der markante Einbruch des Schalldämmmaßes bei der Koinzidenzgrenzfrequenz wurde von allen Modellen nicht berücksichtigt

Neben dem im Vergleich aufgezeigten Methoden (SEA, WBM, TM, Analytische Ansätze) bietet die FEM das größte Potential zur Implementierung des Effektes von unterschiedlichen Verbindungsmittelausbildungen zwischen Tragkonstruktion und Plattenelementen auf das Schalldämmaß und wurde bereits häufig erfolgreich zur Prognose des Schalldämmaßes von Leichtbaukonstruktionen eingesetzt. Das wesentliche Problem dieser Methode ist der rasant steigende Rechenaufwand bei steigender Frequenz und Detailierungsgrad. Die anderen dargestellen entwickelten Modelle bieten dieses Potential nicht, oder kommen nicht ohne Messungen aus, welche die nicht zur Verfügung stehenden Parameter, wie z.B. Dämpfungsparameter, liefern. Neben diesen Problemen wurde in den dargestellten Anwendungen der FEM die

Modellierung der Verbindungsmittel zwischen Tragkonstruktion und Platte nur durch stark reduzierte Ansätze umgesetzt, wodurch Parameter wie Schraubenanzahl, Anzugsmoment, Schraubenposition gar nicht, oder nur teilweise in den Modellen dargestellt wurden. Als spannende und vielversprechende Variante präsentiert sich eine unterschiedliche Kombination von verschiedenen Modellen, welches die beschränkte Anwendbarkeit im gesamten bauakustisch relevanten Frequenzbereich der einzelnen Modelle ausnützt und entsprechend sinnvoll kombiniert.

# 3 Finite Elemente Methode in der Vibroakustik

Das anschließende Kapitel soll eine Zusammenfassung der auf die Finite Elemente Methode basierenden Modellansätze darstellen und um dem Leser eine Übersicht der Methode und der getroffenen Ansätze zu verschaffen. Eine vollständige und umfangreiche Darstellung, der in dieser Arbeit behandelten Problemstellung der gekoppelten Strukturmechanik-Akustik Differentialgleichungssystem, ist mehrfach in der Literatur dokumentiert [12, 17, 59, 60, 61].

## 3.1 Solids

Für das strukturelle System wird die Struktur durch die Differentialgleichung der Bewegung für einen Kontinuumskörper beschrieben, wobei kleine Deformationen angenommen werden. Ausgehend von der Navier Gleichung im Equilibrium kann nach [59] die Bewegungsgleichung mithilfe des Differenzialoperators $B$ wie folgt in Matrizen Schreibweise dargestellt werden.

$$\mathbf{f}_V + B^T \boldsymbol{\sigma} = \rho \mathbf{a} \tag{1}$$

mit

$$B = \begin{pmatrix} \frac{\partial}{\partial x} & 0 & 0 & 0 & \frac{\partial}{\partial z} & \frac{\partial}{\partial x} \\ 0 & \frac{\partial}{\partial y} & 0 & \frac{\partial}{\partial z} & 0 & \frac{\partial}{\partial x} \\ 0 & 0 & \frac{\partial}{\partial z} & \frac{\partial}{\partial y} & \frac{\partial}{\partial z} & 0 \end{pmatrix}^T ; \boldsymbol{\sigma} = \begin{pmatrix} \sigma_{11} & \sigma_{12} & \sigma_{13} \\ \sigma_{21} & \sigma_{22} & \sigma_{23} \\ \sigma_{31} & \sigma_{32} & \sigma_{33} \end{pmatrix} ; \mathbf{a} = \frac{\partial^2 \mathbf{u}}{\partial t^2} ; \mathbf{u} = \begin{pmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \end{pmatrix} \tag{2}$$

Wobei σ den Spannungstensor nach Cauchy, a die Beschleunigung des Festkörpers und $f_V$ die Summe der äußeren Kräfte darstellt. Die Modellierung des strukturellen Materialverhaltens beruht auf der Annahme, dass die Werkstoffe sich linear elastisch und isotrop verhalten. Für solche Materialen lässt sich der Zusammenhang zwischen Spannungen und Verzerrungen über das Hookshe Gesetzt wie folgt definieren.

$$\boldsymbol{\sigma} = \mathbf{D} \cdot \mathbf{S} \tag{3}$$

mit

$$\mathbf{D} = \begin{pmatrix} \lambda+2\mu & \lambda & \lambda & 0 & 0 & 0 \\ \lambda & \lambda+2\mu & \lambda & 0 & 0 & 0 \\ \lambda & \lambda & \lambda+2\mu & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \mu & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \mu & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \mu \end{pmatrix} ; \lambda = \frac{\nu E}{(1+\nu)(1-2\nu)} ; \mu = \frac{E}{2(1+\nu)} \cdot ; \cdot \mathbf{S} = \begin{pmatrix} S_{11} \\ S_{22} \\ S_{33} \\ S_{12} \\ S_{13} \\ S_{23} \end{pmatrix} \tag{4}$$

Zur Implementierung und der Ableitung der schwachen Form von Gleichung 4 in die FEM Umgebung wird auf Standard FEM Literatur verwiesen [12, 17, 59, 60, 61]

## 3.2 Schalenelemente

Eine Schale ist eine dünnwandige Struktur in 3D, dessen Dicke im Vergleich zu ihren anderen Abmessungen so klein ist, das eine analytische Berechnung der Veränderung der Verschiebung durch die Dicke angenommen wird. Mit dieser Annäherung ist es möglich, ein Modell für die Deformation zu entwickeln, das einem 2D-Ebenen-Spannungszustand ähnlicher ist, als einem vollen 3D-Zustand. [60] Durch diese Vereinfachung muss die betreffende Schalendomäne nur in der Ebene diskretisiert werden, was eine deutliche Reduktion der benötigten Elemente zur Folge hat. Eine Diskretisierung der 0.6mm starken C-Profile Bleche ist somit unter den dafür geltenden Vereinfachungen möglich. Um eine Schale in der FEM Umgebung Comsol zu beschreiben wird die Dicke, die elastischen Materialkenngrößen, sowie ihr E-Modul und ihre Querkontraktionszahl definiert. Schalenelemente in der FEM funktionieren als Zusammensetzung eines Schalenelements im ebenen Spannungszustand mit zwei Freiheitsgraden, der Verschiebung und eines Plattenelements mit drei Freiheitsgraden, eine der Verschiebung außerhalb der Ebene und zwei Rotationen, zur berücksichtig der außerhalb der Schalenebene wirkenden Spannungszustände. Das flache Schalenelement hat somit insgesamt fünf

Freiheitsgrade und benötigt keine Diskretisierung in der Dickenrichtung. Dieser ebene Spannungszustand und die daraus resultierende Annahme, das keine Spannungen in Dickenrichtung existieren, reduziert die Anzahl der Freiheitsgrade und somit den Rechenaufwand.

$$\sigma_{13} = \sigma_{23} = 0 \tag{5}$$

$$\sigma_{33} = 0 \tag{6}$$

$$s_{13} = s_{23} = 0 \tag{7}$$

$$s_{33} = -\frac{\lambda_L}{\lambda_L + 2\mu_L}(s_{11} + s_{22}) \tag{8}$$

Mit den in in Gleichung 4 bis Gleichung 8 dargestellten Vereinfachungen lässt sich Gleichung 3 wie folgt anschreiben:

$$\boldsymbol{\sigma} = \begin{pmatrix} \sigma_{11} \\ \sigma_{22} \\ \sigma_{12} \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{2\lambda_L\mu_L}{\lambda_L + 2\mu_L} + 2\mu_L & \frac{2\lambda_L\mu_L}{\lambda_L + 2\mu_L} & 0 \\ \frac{2\lambda_L\mu_L}{\lambda_L + 2\mu_L} & \frac{2\lambda_L\mu_L}{\lambda_L + 2\mu_L} + 2\mu_L & 0 \\ 0 & 0 & \mu_L \end{bmatrix} \begin{pmatrix} s_{11} \\ s_{22} \\ s_{12} \end{pmatrix} \tag{9}$$

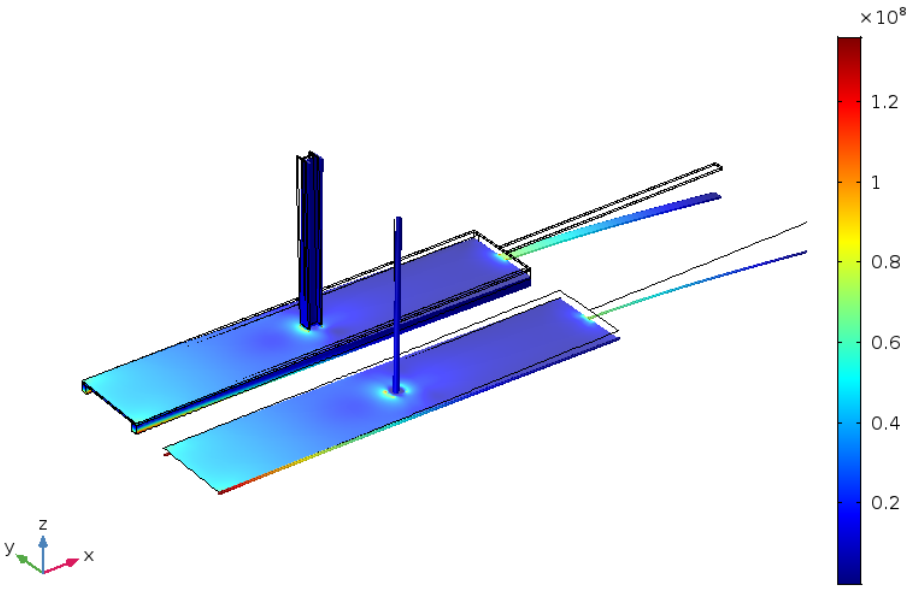



Abbildung 5: Vergleich des Spannungszustandes in N/m² einer Struktur modelliert aus Solid- und aus Schalenelementen [60]

Das für die Shell-Schnittstelle in COMSOL verwendete Element ist ein Mindlin-Reissner-Typ, womit Quer-Scher-Deformationen berücksichtigt werden können. Für vertiefende Darstellungen der verwendeten Modellierungsansätze innerhalb der FEM Umgebung Comsol wird auf [60, 61] verwiesen. Die dafür geltenden Vor- bzw. Nachteile fassen sich wie folgt zusammen:

- Notwendige Verknüpfung zwischen unterschiedlichen Modellierungsansätzen in den Strukturdomänen
- Schwere Präzisierung der Verbindungsgeometrie zwischen Schalen und Solidelement
- Physikalisch unrealistischere Randbedinungen als bei Solidelementen und dreidimensionaler Geometrie
+ Diskretisierungsaufwand des Schalenelements
+ Stabilitäts- und Konvergenzprobleme
+ Schnelleres Postprocessing (Datenmenge)

## 3.3 Dämpfung

Die Literatur bietet eine große Anzahl von verschiedenen Dämpfungsmodellen wie z.B. viskose Dämpfung, Coulombsche Dämpfung, Strukturdämpfung. Eine Übersicht von diesen verschiedenen Modellen wird in [62] angegeben. Das in dieser Arbeit verwendete Dämpfungsmodell entspricht einer Strukturdämpfung mittels isotropen Verlustfaktors, der frequenzabhängig und materialspezifisch in der FEM Umgebung COMSOL definiert werden kann. Der Verlustfaktor ist ein Maß für die inhärente Dämpfung in einem Material, wenn es dynamisch geladen ist. [60] Vorgestellt und diskutiert wird dieses Modell, das die Abbildung der Energiedissipation bei kleinen Verformungen durch innere Reibungsvorgänge beschreibt in [63, 64]. Dieses Modell führt in Gleichung 10 dem Hookshen Gesetz ein komplexes E-modul ein, das die strukturelle Dämpfung bestimmt. Dies bildet das Dämpfungsverhalten von Materialien wie Holz oder Metall besser ab, als zum Beispiel eine viskose Dämpfung [35].

Für Baumaterialien wird oft von einem frequenzunabhängigen Verlustfaktor von rund 0.01 ausgegangen [65].

$$E = E(1 + j\eta) \tag{10}$$

Der Verlustfaktor beeinflusst in der Frequenz Domäne die Amplitude der Schwingung deutlich. Einen Zusammenhang zwischen Schalldämmmaß und Größe des Verlustfaktors ist in Abbildung 6 zu erkennen.

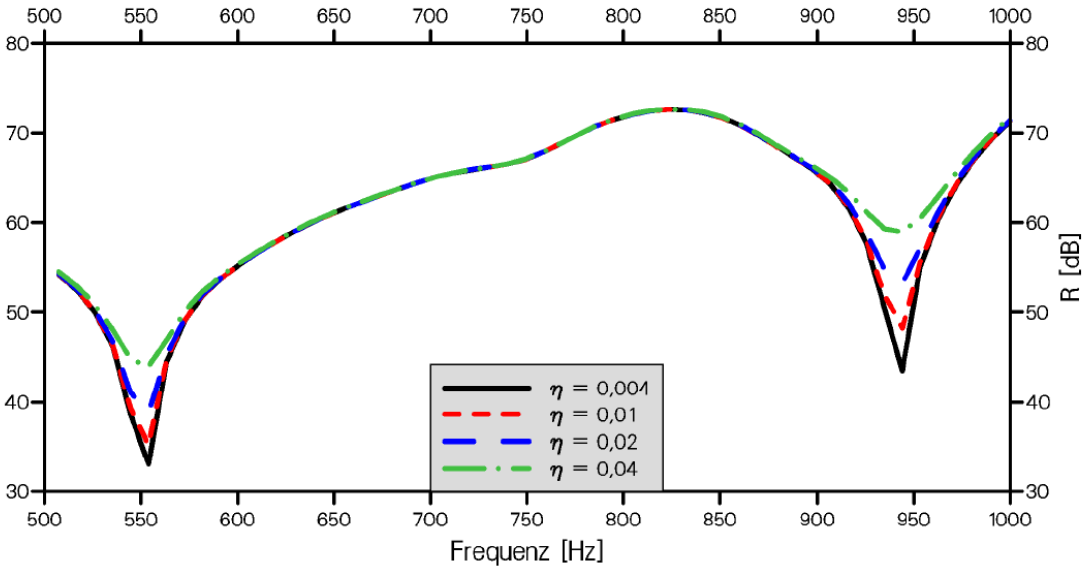



Abbildung 6: Auswirkungen der Veränderung des Verlustfaktors auf das Schalldämmmaß einer einschaligen Betonwand [63]

Es stellt sich heraus, dass eine Veränderung des Verlustfaktors nur Einfluss im Bereich der strukturellen Eigenfrequenzen hat. Das Niveau der Schalldämmkurve bleibt im übrigen Bereich unverändert. Mit steigendem Verlustfaktor werden die Eigenschwingungen der Wand stärker gedämpft. Es kommt zu kleineren Auslenkungen, das zu einem geringeren Schalldruckpegel im Empfangsraum und damit zu einem wachsenden Schalldämm-Maß führt. [63]

### 3.4 Akustisches Feld im Fluid

Die Differenzialgleichung des Fluids kann analog zu Gleichung 3 zur Beschreibung des mechanischen Feldes aus der Bewegungsgleichung, den kinematischen Beziehungen und dem Stoffgesetz unter folgenden Annahmen hergeleitet werden [4]:

- Das Fluid ist nicht viskos
- Das Fluid unterliegt nur kleinen Verschiebungen
- Das Fluid ist rotationsfrei
- Das Fluid ist kompressibel

Damit können die zugrundeliegenden partiellen Differentialgleichungen wie folgt angeschrieben werden:

Die Bewegungsgleichung

$$\rho_0 \frac{\partial^2 u_f(t)}{\partial t^2} + \nabla p_f(t) = 0 \tag{11}$$

Die Kontinuitätsgleichung

$$\frac{\partial p_f(t)}{\partial t} + \rho_0 \nabla \frac{\partial u_f(t)}{\partial t} = q_f(t) \tag{12}$$

Die Zustandsgleichung

$$p_f(t) = c_0^2 \rho_f(t) \tag{13}$$

Wobei $u_F$ die Verschiebung, $p_F$ der dynamische Druck, $\rho_F$ die dynamische Dichte, $q_F$ der hinzugefügte Massenfluss, $\rho_F$ die statische Dichte und $c_0$ die Schallgeschwindigkeit im Fluid darstellen. Unter Verwendung von Gleichung 11 bis zur Gleichung 13 und einer einfachen zeitlichen Ableitung lässt sich die inhomogene Differentialgleichung zur Beschreibung des akustischen Drucks $p_F$ nun anschreiben.

$$\frac{1}{c_0^2}\frac{\partial^2 p_f}{\partial t^2}+\rho_0\nabla\left(\frac{\partial^2 u_f}{\partial t^2}\right)=\frac{\partial q_f}{\partial t} \tag{14}$$

Durch Substitution von Gleichung 11 in Gleichung 14 lässt sich 14 wie folgt darstellen:

$$\frac{\partial^2 p_f}{\partial^2 t}-c_0^2\nabla^2 p_f=c_0^2\frac{\partial q_f}{\partial t} \tag{15}$$

Zur Implementierung und der Ableitung der schwachen Form von Gleichung 15 in die FEM Umgebung wird auf Standard FEM Literatur verwiesen [12, 17, 59, 60, 61].

### 3.5 Poröse Dämmstoffe

Durch die umfangreichen thermischen und akustischen Vorteile von Hohlraumbedämpfung mittels porösem Material finden diese in leichten Trennwandkonstruktion häufig Anwendung. Eine Modellierung der Schallübertragung über den Hohlraum dieser Konstruktion bedarf somit einer geeigneten Modellierung der Schalltransmission und des akustischen Verhaltens solcher Dämmstoffe. Aufgrund der feingliedrigen Struktur dieser Materialien ist es in der Regel nicht möglich, diese Strukturen und die Wechselwirkung zwischen Luft und Fasern in der FEM aufzulösen. Die Ausbreitung von Druckwellen der Luft in den Poren hängt stark von dem porösen Materialgerüst ab, wobei diese Struktur die Wellen zwingt, einen längeren Weg zu nehmen, und dadurch eine Dämpfungswirkungdurch Reibung an der Oberfläche des Dämmstoffes auftritt. Dieser Mechanismus beeinflusst wesentlich die Schallausbreitung im porösen Medium und somit das Schalldämmmaß von leichten Trennwandkonstruktionen mit Hohlraumbedämpfung. In der Literatur werden verschiedene Ansätze zur Modellierung poröser Materialien vorgeschlagen, die auf unterschiedlichen Vereinfachungen basieren. Einige Ergebnisse beruhen auf empirischen Studien, die auf der Parameteranpassung an experimentelle Daten basieren. Andere sind analytisch und basieren auf bestimmten Annahmen hinsichtlich der Geometrie und des Verhaltens des Strukturrahmens und der Wechselwirkung der

Materialien mit der Luft. [66] Anschließend sollen die wesentlichen Vertreter der Modelle zur Schallausbreitung im porösen Medium aufgezeigt und eine Entscheidungsfindung argumentiert werden. Die präsentierten Modelle basieren alle auf der Modellierung der porösen Struktur und des in den Poren enthaltenen Fluids als äquivalentes Fluid dessen Eigenschaften auf analytische und empirische Weise unter der Berücksichtigung der Geometrie und des Verhaltens der Struktur und der Interaktion mit der Luft bestimmt werden. Diese Modelle fügen sich somit, in die der Schallausbreitung in Fluiden angewandten numerischen Methoden einfach ein und können in einem strukturakustischen Modell durch Modifikation der komplexen Koeffizienten in Gleichung 15 berücksichtig werden. Die zwei Materialparameter, die häufig zur Beschreibung eines akustischen Fluids verwendet werden, sind die charakteristische Impedanz $Z_0$ und die Wellenzahl $k_0$.

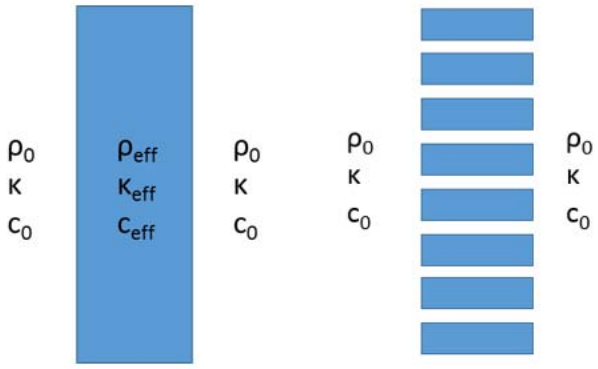



Abbildung 7: Schematische Darstellung der unterschiedlichen Modellierungsansätze eines empirischen Modells mit effektiven Materialkenngrößen eines äquivalenten Fluids und eines analytische Modells

In manchen Modellen werden auch äquivalente Kenngrößen in Form von Dichte $\rho_0$ und Kompressionsmodul $K_0$ verwendet. Einen Zusammenhang zwischen den Kenngrößen kann wie folgt dargestellt werden:

$$Z_0 = \omega\sqrt{\rho_0 K_0} \tag{16}$$

$$k_0 = \omega\sqrt{\frac{\rho_0}{K_0}} = \tag{17}$$

### 3.5.1 Empirische Modelle

Das hier beispielhafte [67] empirische Modell ist eine äquivalentes Fluid Modell, dass die Koeffizienten zur Berechnung der Eigenschaften, wie die Wellenzahl kc und die spezifische akustische Impedanz Zc, auf Basis von Messdaten anhand von Mineralwolleproben bestimmt.

$$k_c = \frac{\omega}{c}\left[1 + C_1\left(\frac{\rho_f f}{R_f}\right)^{-C_2} - iC_3\left(\frac{\rho_f f}{R_f}\right)^{-C_4}\right] \tag{18}$$

$$Z_c = \rho_0 c\left[1 + C_5\left(\frac{\rho_f f}{R_f}\right)^{-C_6} - iC_7\left(\frac{\rho_f f}{R_f}\right)^{-C_8}\right] \tag{19}$$

$\rho_f$ stellt dabei die Fuiddichte, f die Frequenz und $R_f$ der Strömungswiderstand dar. Die Koeffizienten $C_1$-$C_8$ stellen die empirisch ermittelten Koeffizienten dar, die in von [68, 69] neu bestimmt werden und damit das Problem beheben, das bei tiefen Frequenzen der reale Teil der akustischen Impdanz negativ wird. Diese empirischen Formeln sind verglichen mit den Formeln von Delany und Bazley bei niedrigeren Frequenzen physikalisch vertrauenswürdig [70]. Diese empirischen Modelle haben den Vorteil einer oft einfacheren Implementierung in die verwendeten Simulationsumgebungen. Sie haben allerdings den Nachteil, dass sie nur für Materialen und Materialeigenschaften gelten, die im Rahmen der zu grundlegenden Untersuchungen in die Bestimmung der Parameter eingeflossen sind. Dadurch ergeben sich für das Modell von Delany-Bazely-Miki folgende Rahmenbedingungen:

- Die Porosität des Material sollte nahe bei 1 liegen
- Der Wert des in Gleichung 18 und 19 enthaltenden Term $\frac{\rho_f f}{R_f}$ sollte zwischen 0.01 und 1 liegen
- Der Strömungswiderstand sollte zwischen 1000 und 50000 Pa s/m² liegen
- Für die in [68] entwickelten Koeffizienten sollte der Term $\frac{\rho_f f}{R_f}$ in Gleichung 18 und 19 kleiner 1 sein

Ausgehend von der Einfachheit empirischer Modelle und der Validität für die in dieser Arbeit untersuchten Materialien wird das Modell von Delany-Bazley mit den Koeffizienten von Miki verwendet.

Tabelle 1: Koeffizienten des Miki Models [70]

| $C_1$ | $C_2$ | $C_3$ | $C_4$ | $C_5$ | $C_6$ | $C_7$ | $C_8$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 0.069 | 0.107 | 0.109 | 0.160 | 0.632 | 0.632 | 0.618 | 0.618 |

### 3.5.2 Analytische Modelle

Die komplexen Strukturen poröser Materialen in der Baustoffindustrie machen es praktisch unmöglich, Ansätze nach Abschnitt 3.1 und 3.4 zu verfolgen und die Mikrostruktur und das darin enthaltene Fluid zu diskretisieren und dementsprechend die Schallausbreitung durch geeignete Fluid-Strukut Problemformulierungen zu lösen. Aus diesem Grund verfolgen auch die analytischen Modelle den Ansatz, dass die innere Struktur der Materialen gegenüber den betrachteten Wellenlängen sehr klein ist. Es wurden mehrere analytische Modelle für poröse Materialien mit unterschiedlichen Annahmen hinsichtlich der Geometrie und des Verhaltens des Strukturrahmens sowie der Wechselwirkung zwischen dem Rahmen und der akustischen Flüssigkeit vorgestellt und validiert. Eines der ersten analytischen Modelle zur Beschreibung der Schallausbreitung in porösen Strukturen, ist das Modell von Zwikker-Kosten [71, 72], das auf einem äquivalenten Fluid Modell basiert. Das Modell geht von einem starren Struktur Modell für die poröse Struktur aus, die durch die komplexe Dichte $\rho_{rig}$ definiert wird.

$$\rho_{rig} = \frac{\rho_f}{\varepsilon_p} \frac{1}{1 - \frac{2J_1(\beta\sqrt{-i})}{\beta\sqrt{-i}\,J_0(\beta\sqrt{-i})}} \qquad \beta = \sqrt{\frac{\omega\rho_f H_r^2}{\mu}} \tag{20}$$

Wobei $H_r$ der hydraulische Radius der Poren ist, β t ein Parameter ist, der das Verhältnis viskose Penetrationstiefe zu dem hydraulischen Radius der Poren darstellt. Neben der komplexen Dichte $\rho_f$ wird die Schallausbreitung im porösen Medium durch das komplexe Kompressionsmodul beschrieben.

$$K = \frac{\gamma p_A}{\varepsilon_p} \frac{1}{1+(\gamma-1)\frac{2J_1(\beta\sqrt{-1\mathrm{Pr}})}{\beta\sqrt{-i\,\mathrm{Pr}}J_0(\beta\sqrt{-1\mathrm{Pr}})}} \qquad \mathrm{Pr} = \frac{C_p\mu}{k} \tag{21}$$

$\rho_A$ ist der Umgebungsdruck, $\rho_f$ ist die Fuiddichte, γ ist das spezifische Wärmekapazitätsverhältnis, Pr ist die Prandtl Zahl, μ ist die dynamische Viskosität, k ist die Wärmeleitfähigkeit und $C_p$ ist die Wärmekapizität.

Die Meisten, der in der Literatur präsentierten porösen Materialmodelle, stellen den Strukturrahmen als starr dar [69]. Einen unterschiedlichen Ansatz bietet [73], in dem die Mikrostruktur des Materials schlaff modelliert wird. In [74] wird ein Vergleich dieser beiden Modellierungsansätze in unterschiedlichen Frequenzbereichen verfolgt. Es konnte allerdings keine klaren Vor- bzw. Nachteile der unterschiedlichen Ansätze herausgearbeitet werden.
Das Modell von Johnson-Champoux-Allard, das ebenfalls in die FEM Umgebung Comsol implementiert wurde, geht auch von einer starren porösen Struktur aus, die durch die komplexen Kenngrößen der Dichte und des Kompressionsmoduls beschrieben wird.

$$\rho_{rig} = \frac{\tau_\infty \rho_f}{\varepsilon_p}\left[1+\frac{R_f\varepsilon_p}{i\omega\rho_f\tau_\infty}\sqrt{1+\frac{4i\omega\tau_\infty^2\mu\rho_f}{R_f^2L_v^2\varepsilon_p^2}}\right] \tag{22}$$

$$K = \frac{\gamma p_A}{\varepsilon_P}\left[\gamma-(\gamma-1)\left(1+\frac{8\mu}{i\omega L_{th}^2\,\mathrm{Pr}\,\rho_f}\sqrt{1+\frac{i\omega L_{th}^2\,\mathrm{Pr}\,\rho_f}{16\mu}}\right)^{-1}\right]^{-1} \tag{23}$$

$$L_v = \frac{1}{s}\sqrt{\frac{8\mu\tau_\infty}{\varepsilon_p R_f}} \tag{24}$$

T ist der Porositätskrümmungsfaktor, Lv ist die viskose charakteristische Länge, Lth ist die thermisch-charakterische Länge.

Neben starren und schlaffen Materialmodellierungsansätzen für die Struktur poröser Dämmstoffe besitzt das Modell der Biot's theory [75] eine flexible Struktur, die eine elastische Kontinuums Formulierung für den Strukturrahmen mit der Theorie zur Schallausbreitung in einer starren Struktur unter

Berücksichtigung einer Kopplung der Spannungs-Dehnungs-Beziehungen und der Trägheits- und Viskositätskräfte als Basis zur Berechnung der Schallausbreitung kombiniert. Weitere Modelle zur Beschreibung der Schallausbreitung in porösen Medien werden z.B. in [76, 77, 78] dargestellt.

## 3.6 Das gekoppelte System – Fluid Struktur Interaktion

Die durch ein akustisches Feld im Fluid und dessen Druckschwankungen an der Oberfläche zur mechanischen Schwingung angeregte Struktur strahlt durch ihre Vibration Schall ab. Diesen Vorgang beschreibt der Begriff der Schalltransmission durch Bauteile. Ein wesentlicher Mechanismus stellt dabei die Kopplung zwischen Fluid Domäne und Struktur Domäne dar. Die Beschreibung dieser Kopplung erfolgt innerhalb der verwendeten Finiten Elemente Methode durch eine direkte starke Kopplung. Da eine direkte Beeinflussung des mechanischen und akustischen Feldes das Ziel dieser Kopplung ist, bedingt Diese eine direkte und simultane Lösung des aufgestellten Differential Gleichungssystems. Ein iteratives Lösungsverfahren zur Minimierung des aufzuwendenden Rechenaufwandes und somit eine getrennte Lösung der partiellen Differenzialgleichungen der beiden Felder ist in dem betrachteten Fall nicht zielführend. Ein besonderes dabei auftretendes Problem durch die direkt gekoppelten Felder an der Grenze zwischen Akustik- und Strukturdomäne stellen die unterschiedlichen Anforderungen an die Diskretisierung dar. Diese Anforderungen bedingen eine unterschiedliche Feinheit der Berechnungsgitter und bedingen somit nicht konforme Netze an der Grenze zwischen Struktur und Fluid.

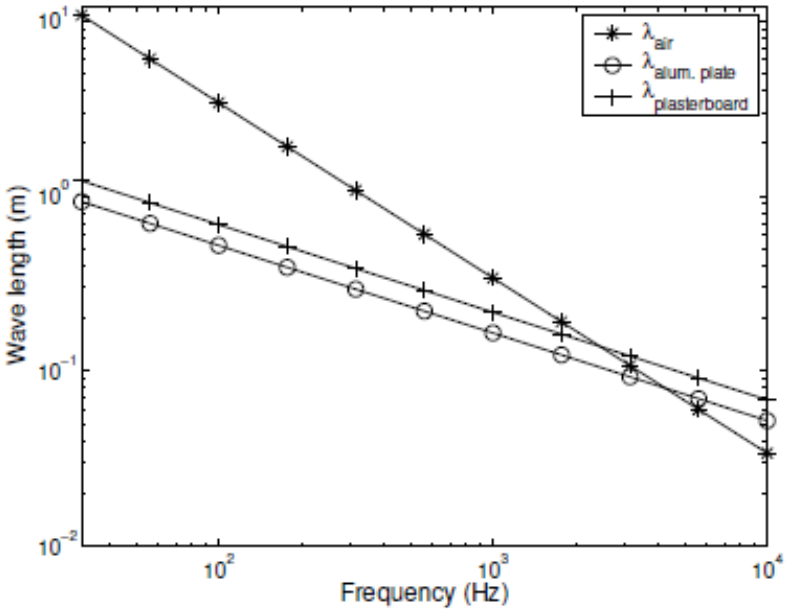



Abbildung 8: Longitunal Wellenlänge in Luft und die Biegewellenlänge von einem Aluminium Panel mit 3m Stärke und einem 12.5mm starken Gipskartonplatte [28]

Neben der optimierten Erfüllung der unterschiedlichen Anforderungen an die Diskretisierung und dem damit einhergehenden Reduktion der numerischen Fehler besitzen Nichtkonforme weitere große Vorteile, die in [59] dargestellt sind. In der gegenständlichen Arbeit wird diese Problemstellung nicht näher behandelt und mithilfe eines konformen Netzes und eines moderatem Netzwachstums, ausgehend von den kleinen Strukturen, gearbeitet. Die resultierende Verzerrung der Elemente bedingt eventuelle numerische Schwierigkeiten, die im weiteren Verlauf der Analysen Beachtung finden muss.

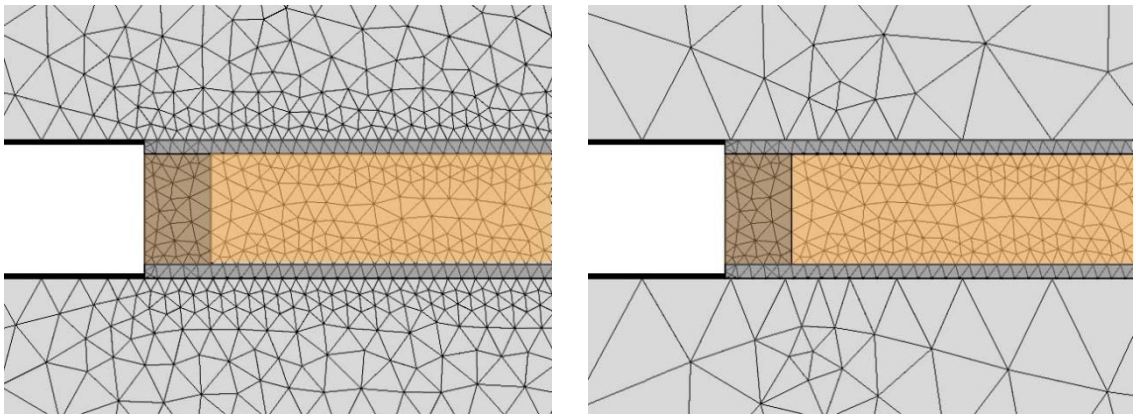


Abbildung 9: Darstellung des Prinzips der konformen (links) und nicht konformen Gitters (rechts)

Eine Implementierung der geschilderten Kopplungsbedingungen erfolgt in der bereits beschriebenen FEM – Softwareumgebung Comsol, die ein entsprechendes Modul zur Fluid-Struktur Kopplung bietet. In [60] wird dokumentiert, dass bezugnehmend auf die Acoustic-Solid Interaction, diese Frequenzdomain-Multiphysik-Schnittstelle die Druckakustik-, Frequenzdomänen- und Solid-Mechanik-Interfaces kombiniert, um die akustischen Druckschwankungen im Fluidbereich mit der strukturellen Verformung im Struktur Bereich zu verbinden. Es kann beispielsweise verwendet werden, um die Übertragung von Schall durch eine elastische Struktur zu bestimmen. Grundlegend erfolgt die Umsetzung durch die Aufbringung der akustischen Druckschwankung auf die Strukturdomäne als einwirkender Druck und der Strukturbeschleunigung auf die Randoberfläche des Fluids normal wirkender Beschleunigungkomponente. Die erste Bedingung zur Kopplung von Fluid und Struktur folgt aus dem bedingten Gleichgewicht zwischen Schalldruck $p_f$ des Fluids und der Normalkomponente $\sigma_n$ der mechanischen Spannungen der Wand an der Grenzfläche.

$$\boldsymbol{\sigma}_n = -\mathbf{n} p_f \tag{25}$$

Die zweite Bedingung folgt aus der Anforderung der Kontinuität an der Grenze zwischen Struktur und Fluid und bedingt das die Normalkomponenten der Geschwindigkeiten der Strukutroberfläche v und die der des Fluids $v_f$ an der Grenzschicht gleich groß sind und kann wie folgt dargestellt werden [59]:

$$\boldsymbol{\nu} = \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} \quad \boldsymbol{\nu}_f = -\nabla \psi \tag{26}$$

$$\mathbf{n} \cdot (\boldsymbol{\nu} - \boldsymbol{\nu}') = \mathbf{0} \tag{27}$$

$$\mathbf{n} \cdot \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} = -\mathbf{n} \cdot \nabla \psi \tag{28}$$

Abbildung 10 zeigt eine schematische Darstellung der Grenzschicht zwischen Fluid und Struktur und die beiden aufgebrachten Kopplungsbedingungen im Falle einer akustischen Struktur Fluid Interaktion. Eine vertiefte Darstellung des gekoppelten Feldproblems ist nicht Gegenstand dieser Arbeit und es wird hiermit auf weiterführende Literatur verwiesen [59, 60].

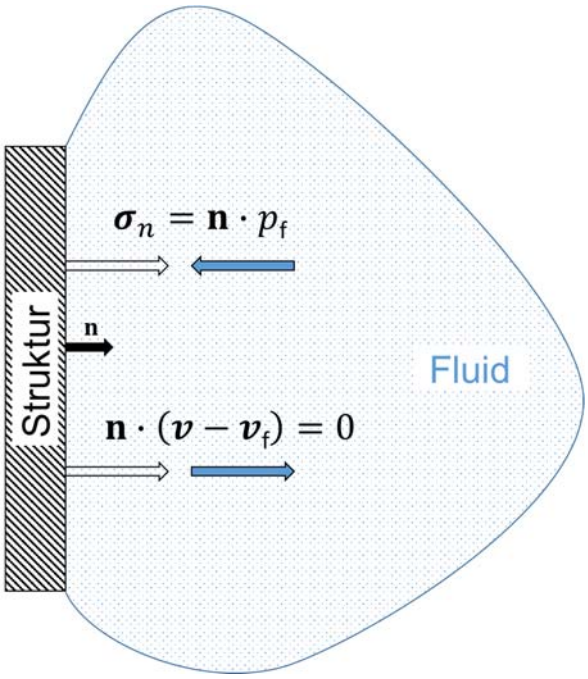



Abbildung 10: Schematische Darstellung der Kopplungsbedingungen zwischen Fluid und Struktur in ihrer Interaktion

## 3.7 Diskretisierung

Die wellenförmige Ausbreitung der variierenden Verformung in Abhängigkeit der Frequenz in strukturellen Domänen unter harmonischer Anregung bedingt für die Diskretisierung eine besondere Anforderung. Um diese fortscheitenden Wellen in der Struktur ausreichend fein aufzulösen und somit darstellen zu können, bedarf es einer bestimmten Mindestelementanzahl pro Wellenlänge [141, 142], geben in Abhängigkeit des jeweiligen Analyseziels und der angestrebten Ergebnisgenauigkeit als Faustregel sechs bis zwölf Elementknoten je Wellenlänge an. Das Problem bei gekoppelten Struktur – Akustik Problemen ist, dass die Wellenlänge mit den unterschiedlichen Domaineeigenschaften in Luft

und Struktur sich stark unterscheiden können und somit unterschiedlich große Diskretisierung erfordern. Üblicherweise muss die Struktur aufgrund der kleineren Biegewellenlänge gegenüber der Wellenlänge in der Luft feiner diskretisiert werden. Hierbei besteht die Möglichkeit mittels spezieller Kopplungsalgorithmen, eine unterschiedlich feine Elementgröße der FEM in den beiden Domänen zu ermöglichen. Genauer wird auf dieses Problem in Abschnitt 6.7 beschrieben. Dieses Kapitel gibt einen Überblick über die notwendige Diskretisierungsfeinheit in der FEM durch Vergleich der Ergebnisse einer simulierten Schallübertragungsmessung durch FEM und einer analytischen Lösung aus [79] eines physikalischen äquivalenten Modelles von zwei durch das Geschwindigkeitsfeld einer homogenen Trennwand gekoppelten Schalldruckfelder. Das Druckfeld des Luftvolumens im Empfangsraum wird durch die Oberflächengeschwindigkeit der Trennwand der beiden Räume angetrieben. Sowohl das Analytische Modell als auch die FEM-Simulation berechnen die beschriebenen Phänomene schrittweise und entkoppelt. In einem ersten Schritt wird das Schalldruckfeld im Senderaum hervorgerufen und durch eine Punktquelle berechnet. Dann wird das Geschwindigkeitsfeld, der durch das Druckfeld entlang der Wand angeregten Trennwand bestimmt. Der letzte Schritt berechnet das Schalldruckfeld im Empfangsraum, der durch die abgestrahlte Schallenergieenergie der Trennwand erzeugt wird. Quellfrequenzen von 80-200Hz werden untersucht und die dabei auftretenden Unterschiede im Ergebnis zwischen FEM und Analytischem Modell ausgewertet.

In der parametrischen Studie werden die folgenden Parameter der Räume, der Wand und der Quellposition variiert, wobei jede mögliche Kombination von Parametern untersucht wird.

- Dichte Trennwand $\rho$ = 800, 2300 kg / m³
- Poisson-Verhältnis-Trennwand $\mu$ = 0,4, 0,33
- Dicke Trennwand d = 0,1, 0,24 m
- E-Modul Trennwand E = 1010, 3010 Pa
- Länge der Prüfkammern Lx = 2, 5 m
- Breite der Prüfkammern Ly = 5, 6 m

- Quellposition x0 = 0,5, 1; 0,5, 2 m
- Quellposition y0 = 0,5, 2,5; 0,5, 3 m
- Quellposition z0 = 0,5, 1,5 m
- Eregerfrequenz f0 = 80, 125, 200Hz

Ziel der parametrischen Studie ist es, unterschiedliche Schalldruckfelder im Quell- und Empfangsraum zu erzeugen, die durch unterschiedliche Quellpositionen, Wandeigenschaften und Raumdimensionen verursacht werden, um über die möglichen Kombinationen, die auf reale Situationen bezogen sind, Aussagen über den Unterschied zwischen Analytischem Modell und FEM mit unterschiedlicher Diskretisierungsfeinheit zu treffen.

Tabelle 2: Netzeigenschaften in COMSOL

| | Coarse | Normal | Fine | Extra Fine |
|---|---|---|---|---|
| Maximum element size in m | 1,01 | 0,53 | 0,42 | 0,18 |
| Minimum element size in m | 0,21 | 0,10 | 0,05 | 0,01 |
| Maximum element growth rate | 1,70 | 1,50 | 1,45 | 1,35 |
| Curvature factor | 0,80 | 0,60 | 0,50 | 0,30 |
| Resolution of narrow regions | 0,30 | 0,50 | 0,60 | 0,82 |

Mit dem beschriebenen analytischen Modell wird das Schalldruckpegelfeld im Senderaum und im Empfangsraum berechnet und mit der FEM-Simulation in einem 0,05m XY-Gitter in 1m Raumhöhe verglichen. Für Abbildung 11 (a) und 2 (b) werden zehn Punkte aus dem Gitter der FEM und der analytischen Lösung zufällig herausgezogen und die Differenz der beiden energiegewichteten durchschnittlichen Schalldruckpegel dieser zehn Punkte für die verschiedenen Netzfeinheiten aus Tabelle 2 berechnet. Diese Berechnung wurde für alle Variationen der beschriebenen Parameter durchgeführt und ein Mittelwert für alle Varianten berechnet. Diese Ergebnisse hängen von der Fähigkeit des FEM-Modells ab, die analytischen Lösungen zu reproduzieren und können somit helfen die notwenige Diskretisierungsparameter zu bestimmen. Als zweite

Kenngröße, neben der Abweichung des Mittleren Schalldruckpegels in den virtuellen Prüfräumen, dient eine Kenngröße, die beschreibt wieviel Prozent der durch die zufällige Auswahl bestimmeten Punkte eine kleiner als 1dB große Abweichung zwischen dem Analytischen und dem FEM Modell liefert. Abbildung 11 zeigt den Vergleich dieses Indikators von den unterschiedlichen Diskretisierungsfeinheiten. Im Allgemeinen zeigt Abbildung 2, dass die FEM-Simulation in ziemlich allen untersuchten Frequenzen sehr gut performt und das Schalldruckfeld im Senderaum zufriedenstellend wiedergibt, wenn das Netz eine maximale Elementgröße kleiner als 0,42m hat. Betrachtet man den Vergleich der Ergebnisse in den Berechnungen des Schalldruckfeldes im Aufnahmeraum in Fig. 2 (b) und (c), so besteht offensichtlich ein größerer Unterschied zwischen beiden Ergebnissen. Es ist kein direkter Zusammenhang zwischen Diskretisierungsfeinheit und prognostizierten Fehlern in der FEM Simulation zu erkennen. Die Abweichung des durchschnittlichen Schalldruckpegels und die Anzahl der Punkte mit 1dB Unterschied im Empfangsraun zeigt, dass die analytische Lösung und die FEM-Simulation im Empfangsraum nicht übereinstimmende Ergebnisse liefern und somit in der Anregung der Trennwand durch das Luftschallfeld, in der die Biegewellenausbildung und die anschließenden Schallabstrahlung der beiden Modelle unterschiedliche physikalische Interpretationen darstellen. Nichtsdestotrotz lässt sich aus dem Vergleich eine Aussage über die notwendigen Diskretisierungsparameter im Senderaum und somit in der Fluid Domäne ableiten.

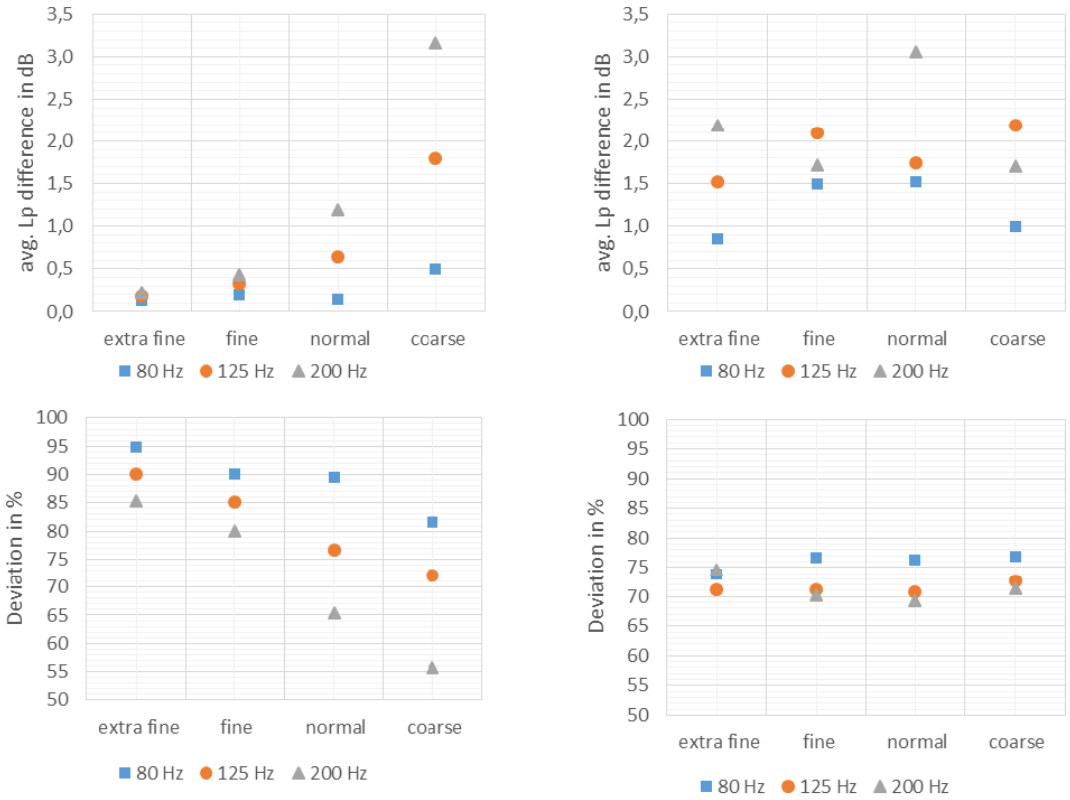



Abbildung 11. Abbildung des energetisch gemittelten Unterschieds im Schalldruckpegel zwischen der analytischen Lösung und den FEM - Simulationen mit unterschiedlichen Diskretisierungsparametern im Senderaum (a) und im Empfangsraum (b) Abbildung des durchschnittlichen Prozentsatzes der Punkte in der FEM-Lösung mit weniger als 1 dB Unterschied zur exakten analytischen Lösung im Senderaum aller Variationen (c) und Empfangsraum (d)

Die Differenzfläche in Abbildung 3 (c) zeigt, dass die FEM-Simulation in der Lage ist, das von der analytischen Lösung berechnete Schalldruckfeld in dem durch eine Punktquelle angeregten Senderaum zu reproduzieren. Die Abbildung zeigt weiters, dass auch komplizierte Modenstrukturen mit FEM mit akzeptablen Fehlern simuliert werden können, wenn die Diskretisierung und damit die Netz-Dichte entsprechend fein ausgelegt wird. Die großen Unterschiede treten nur in den Eigenmodentälern und –gipfeln auf, bei denen der Gradient des Drucks entsprechend groß ist. In diesen Regionen ist es nicht möglich, die auftretenden Unterschiede vollständig zu analysieren, weil die Fehler der analytischen Lösung durch das angewendete grobe Raster bei dem steilen Gradienten zu groß sind.

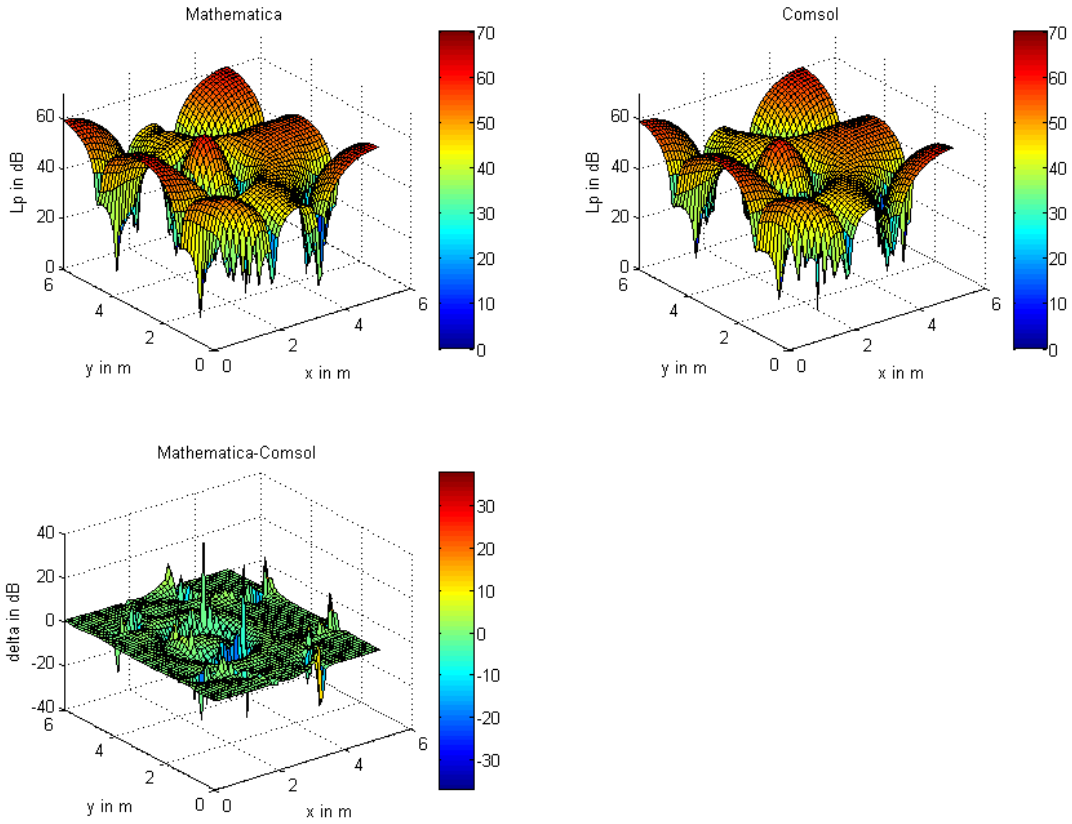



Abbildung 12: Vergleichsbeispiel zwischen dem Schalldruckpegelverteilung in dB der analytischen Lösung (a) und der FEM-Simulation mit extra feinem Mesh in COMSOL (b) der Variante Lx = 5m, Ly = 6m, ρ = 800kg / m³, M = 0,4, x0 = 1m, y0 = 2,5m; Z0 = 1,5m im Senderaum bei 125Hz Quellfrequenz; (C) zeigt die Differenz zwischen den beiden Schalldruckfeldern in dB

## 3.8 Zusammenfassung

Zusammenfassend wird die die akustische Fluid-Struktur Interaktion in COMSOL [60] durch die Differenztialgelichungen 29 bis 31 und der Kopplungsbedingungen laut Formel 32 beschrieben:

$$\text{Strukur:} \quad \begin{cases} \mathbf{f}_V + B^T\boldsymbol{\sigma} = \rho\dfrac{\delta^2\mathbf{u}}{\delta t^2} \\ + \text{Anfangs- und Randbedinungen} \end{cases} \tag{29}$$

$$\text{Fluid:} \quad \begin{cases} \dfrac{\partial^2 p_f}{\partial t^2} - c_0^2\nabla^2 p_f = c_0^2\dfrac{\partial q_f}{\partial t} \\ + \text{Anfangs- und Randbedinungen} \end{cases} \tag{30}$$

$$\text{Poröses Medium:} \quad \begin{cases} \dfrac{\omega^2}{K_{eff}} p_f + \nabla\dfrac{1}{\rho_{eff}}\nabla p_f = 0 \\ + \text{Anfangs- und Randbedinungen} \end{cases} \tag{31}$$

$$\text{Kopplung:} \quad \begin{cases} \boldsymbol{\sigma}_n = -\mathbf{n}p_f \\ \mathbf{n}\cdot(\boldsymbol{\nu} - \boldsymbol{\nu}') = \mathbf{0} \end{cases} \tag{32}$$

Die Schallausbreitung im porösen Medium zwischen den wandbildenden Platten der zweischaligen Konstruktion wird mittels äquivalentes Fluidmodel von Delany und Bazley mit den Parametern von Miki beschrieben.

$$k_c = \frac{\omega}{c}\left[1 + C_1\left(\frac{\rho_f f}{R_f}\right)^{-C_2} - iC_3\left(\frac{\rho_f f}{R_f}\right)^{-C_4}\right] \tag{33}$$

$$Z_c = \rho_0 c\left[1 + C_5\left(\frac{\rho_f f}{R_f}\right)^{-C_6} - iC_7\left(\frac{\rho_f f}{R_f}\right)^{-C_8}\right] \tag{34}$$

Die Diskretisierung mittels je fünf Elementen je Wellenlänge wird entsprechend Kapitel 3.7 als ausreichend angesehen. Die strukturelle Dämpfung durch innere Reibungsvorgänge in der Struktur wird durch ein komplexes E-modul abgebildet, das durch einen isotropen frequenzabhängigen Verlustfaktor bestimmt wird.

# 4 Identifizierung der Einflussgrößen

Wie unterschiedliche Literaturquellen bereits an einer Reihe von Konstruktionen gezeigt haben, gibt es eine Vielzahl von Einflussgrößen, die das Schalldämmmaß von doppelschaligen Konstruktionen bestimmen. [1, 12, 13, 80] berichten zum Beispiel, dass die Steifigkeit (oder der Typ) des Stehers und der Abstand der Schrauben zwischen dem Paneel und dem Steher entscheidende Parameter sind. [13] zeigt, dass der wichtigste Parameter die Steifigkeit des Stehers ist und dass die Schalldämmung mit abnehmender dynamischer Steifigkeit in den mittleren und niedrigen Frequenzen zunimmt. Bei hohen Frequenzen war der Effekt kleiner als erwartet. Diese Arbeit hat im Fokus, die Einflussgrößen im Kontext der Verbindungsmittel von diesen Konstruktionen, also hauptsächlich den Schraubverbindungen zwischen der Tragkonstruktion und den Plattenwerkstoffen, zu quantifizieren und in numerischer Simulation abbildbar zu machen.

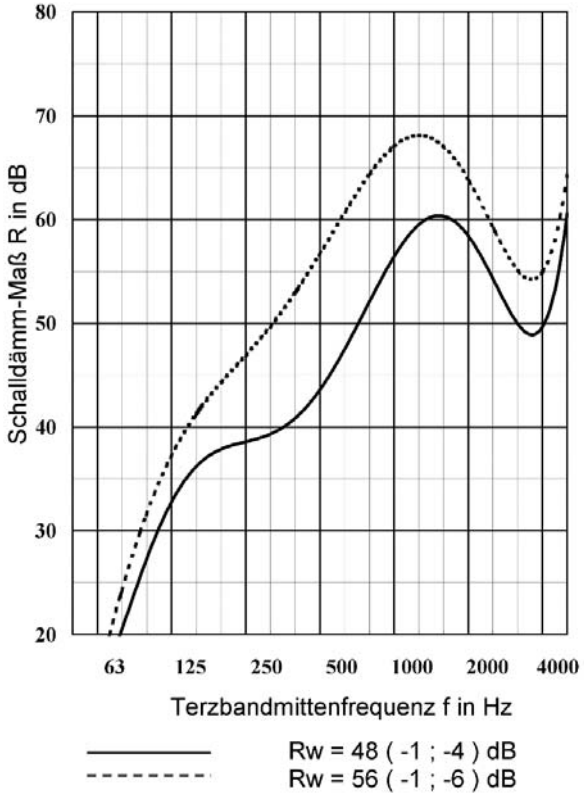



Abbildung 13: Schematische Charakteristik der günstigsten und der ungünstigsten Messergebnisse der untersuchten Gipskartonständerwandkonfigurationen [80]

Die Ergebnisse zeigen, dass die Bedingungen des Anschlusses der Wand an den Rahmen der Prüföffnung den Schallschutz merkbar beeinflussen können. [166]. Es konnte aufgezeigt werden, dass die Insitu gemessenen Abweichungen des Schalldämmmaßes von bis zu 8dB in der Einzahlgröße nicht alleine durch Materialschwankungen zu erklären sind. Eine intensivierte Untersuchung mit dem Fokus auf die Verbindungsmittel zeigte, dass eine Streubreite von bis 6dB im bewerteten Schalldämmmaß alleine durch den Schraubenpositionierungseffekt begründet werden kann. Aus den vorrangegangen Untersuchungen wird geschlossen, dass Schraubenposition, Schraubenabstand und Schraubenanzugsmoment wesentliche Einflussgrößen im Bezug auf das Schalldämmmaß von doppelschaligen Konstruktionen sind und diese somit im Zuge dieser Arbeit als zu untersuchende Parameter aufgenommen werden müssen.

## 4.1 Messsetup

In [1, 13, 80] wurde bereits gezeigt dass die Ausbildung der Schraubverbindung und somit der Kopplung zwischen Plattenwerkstoff und Tragkonstruktion bei Trockenbauwänden einen wesentlichen Einfluss in der klassischen Einbausituation dieser Bauelemente darstellen. Diese klassische Einbausiutation in den EN ISO 10140-1:2010 soll einer Situtierung im Gebäude entsprechen und beherbergt neben Einflüssen der Montagebedinungen viele andere mögliche Einwirkungen auf die Schallübertragung zwischen zwei Räumen. Um die, für die hierbei Charakterisierung der Bauteilverbindung ausschlaggebenden Phänomene zu untersuchen, bedarf es davon abweichende Prüfaufbauten, die im gegenständlichen Kapitel beschrieben und diskutiert werden.

### 4.1.1 Prüfstands Konzept - Bauteilverbindungen

Der Fokus dieses Prüfstands Konzeptes liegt auf der Bestimmung und Auswahl geeigneter Modelle zur Abbildung der vibrationsenergieübertragenden Eigenschaften der Verbindung zwischen der Gipsfaserplatte und des Holzstehers innerhalb der Simulationsumgebung. Um diese Eigenschaften der Schraubverbindung zu bestimmen, wurden die Prüfkörper an der Stehermitte mittels Shaker angeregt. Das Anregungsspektrum entspricht weißem Rauschen.

Auf der dem Steher abgewandten Seite wurde mittels Laservibrometrie die schnelle Verteilung an der Gipsfaserplattenoberfläche gemessen und somit die Übertragungsfunktion bestimmt. Als Referenz zur Bestimmung der Phasenverschiebung dient ein an der Laser zugewandten Oberfläche mittels Bienenwachs montierter Beschleunigungsaufnehmer. Das über die Oberfläche gemittelte Ergebnis in Form der mechanischen Impedanz dient als Validierungsgrundlage für die folgend beschriebenen Simulationsmodelle.

Abbildung 14: Darstellung der Konstruktion zur Abhängung der Probekörper und des Versuch Aufbaus

Die Probekörper, bestehend aus einer Gipsfaserplatte und Holzstehern, wurden auf einer Galgenkonstruktion aus Holz mittels Elementen zur elastischen Aufhängung von abgehängten Decken frei hängend montiert. Der Shaker steht auf einem Stativ und ist mittels Stinger und Kraftsensor zur dynamischen Messung der Krafteinleitung an den Prüfkörper gekoppelt. Die kraftschlüssige Verbindung zwischen Stinger und der anzuregenden Konstruktion wurde mittels Heißkleber hergestellt. Hierfür wurden unterschiedliche Varianten der Befestigung untersucht und es konnte kein wesentlicher Einfluss auf die Bestimmung der mechanischen Impedanz festgestellt werden. Neben der entkoppelten Aufhängung sorgt die empfangsraumseitige Aufstellung von Shaker und dem senderaumseitige Aufstellung des Rahmens für eine weitere Entkopplungsebene. Somit wird eine Einleitung von Vibrationen anders als über

den Shaker Kopf effektiv verhindert (siehe Abbildung 2). Ähnliche Prüfstandskonfigurationen wurden bereits in [47, 81] erfolgreich für bauakustische Messungen angewendet.

### 4.1.2 Prüfstands Konzept – Bauteile

Für die Bestimmung der bauakustischen Kenngrößen wie das Schalldämmaß und des Abstrahlgrades sowie der mechanischen Impedanz zur Charakterisierung des gesamten Bauteils mit dessen Verbindungselementen wurden unterschiedliche Messmethoden in verschiedenen Einbausituationen angewandt. Aufgrund der unterschiedlichen Messmethoden wurde die Leichtbau Konstruktion in unterschiedlichen Prüfständnen unter verschiedenen Randbedindungen eingebaut.

Abbildung 2 zeigt den beschriebenen Messaufbau für die Bestimmung des Abstrahlgrades mittels Intensitätssonde und Laservibrometer und die Messung der mechanischen Impedanz. Der Messaufbau unterscheidet sich hierbei nicht zu dem für die Bestimmung der vibrationsenergieübertragenden Eigenschaften der Bauteilverbindungen. Die Konstrutkion wird hierbei an einem Rahmen entkoppelt abgehängt, um die Einleitung von Vibrationen zu unterbinden und eine eindeutige Modellierung der Randbedingungen in der Finite Elemente Umgebung zu gewährleisten. Der Shaker steht auf einem Stativ und ist mittels Stinger und Kraftsensor an dem Prüfkörper gekoppelt.

Die zweite Messanordnung zur Bestimmung des Abstrahlgrades und des Schalldämmaßes der Bauteilausschnitte stellt eine Diffus-Diffus Raum Situation dar, wie sie in den klassischen Bauakusitkmessungen nach ÖNORM EN ISO 10140-2:2010, wie z.b. der Bestimmung des Luftschalldämmmaßes eines Fensters, angewendet wird, dar. Der Schalldruckpegel wurde sende- und empfangsraumseitig mittels Drehgalgenmikrofonen nach den Anforderungen von ÖNORM EN ISO 10140-1:2014 bestimmt und zur Ermittlung der von der Wandkonstruktion abgestrahlten Schallleistung herangezogen. Die Leichtbaukonstruktion wurde mittels Lautsprechersystems unter weißem Rauschen und einem Sinus Sweep angeregt. Die Geschwindigkeitsverteilung an der Bauteiloberfläche wurde durch Laservibrometrie in einem Raster mit einem Punktabstand von ca. 10cm bestimmt.

Abbildung 15: Messaufbau zur Untersuchung des Luftschalldämmmaßes.

Abbildung 4 zeigt das verwendete Lautsprechersystem und den Einbau der Wandkonstruktion an der Senderaumseite. Die Konstruktion wurde mittels Holzkeilen in der Prüföffnung fixiert und die entstehende Fuge mittels Kits geüllt. Anschließend wurden die Holzkeile entfernt, um ein möglichst freies Schwingen der Plattenränder zu gewährleisten. Diese Einbausituation entspricht in etwa einem Einbau auf einer Baustelle. Als Phasenreferenz für die Laservibrometrie wurde ein Beschleunigungsaufnehmer an der Empfangsraumseite auf der Bauteiloberfläche angebracht. Die Messungen der Übertragungsfunktionen erfolgt grundsätzlich in einer 1Hz Bandbreite. Zur Besseren Übersicht erfolgt in den Ergebnissdarstellungen eine Filterung in einer 1/12 Oktavenbandbreite.

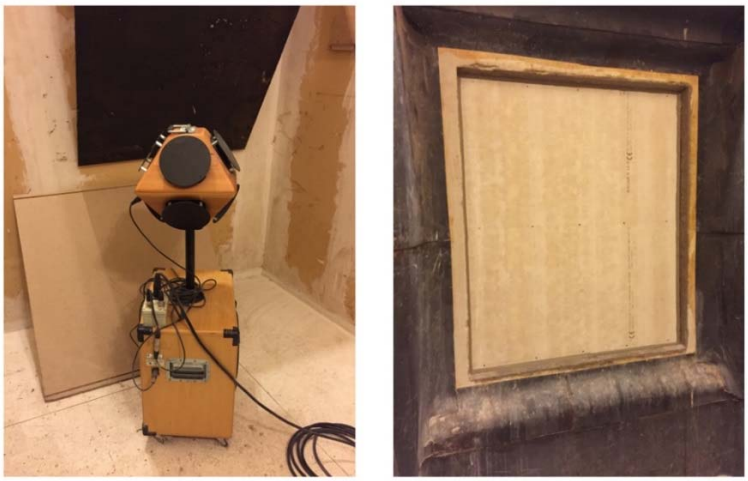


Abbildung 16: Lautsprecher zur Luftschallanregung und senderaumseitige Montage der zu untersuchenden Konstruktion im Fensterprüfstand mittels Fensterkitt

### 4.1.3 Prüfkörper

Im Fokus dieser Arbeit steht die Charakterisierung und Modellbildung von Bauteilverbindungselementen. Um diesem Fokus gerecht zu werden, wurde für die erste Modellfindung ein stark reduzierter Bauteilaufbau ausgesucht, um die Eindeutigkeit der Ergebnisse zu gewährleisten. Der erste Schritt zur Modellierung der Schallenergieübetragung über die Schraubverbindung stellt die Identifikation der notwendigen Parameter dar, die das Modell aufweisen muss, um alle auf die Übertragung relevanten Einflüsse darstellbar zu machen. Hierzu wurden unterschiedliche Konstruktionsvarianten mit variierenden Schraubenabständen, Schraubenpositionierungen und Anzugsmomenten der Schrauben vermessen und dessen mechanische Impedanz mittels Laservibrometrie bestimmt.

Hierfür wurde eine Probekörperkonfiguration gewählt, die eine eindeutige Charakterisierung der Verbindung zwischen Plattenwerkstoff und Tragkonstrutkion (z.B. der Schraube) erlaubt und dessen Einzelkomponenten eine einfache Materialmodellierung erlauben. Abbildung 18 zeigt eine schematische Darstellung der Probekörperkonfiguration bestehend aus einer Gipsfaserplatte in 12.5mm Stärke und einem Holz Steher (100x60x1250mm) welche miteinander verschraubt wurden. Abbildung 17 zeigt die beschriebene Probekörperkonfiguration in der Einbausituation im Prüfstand beschrieben in Kapitel 4.1.1.

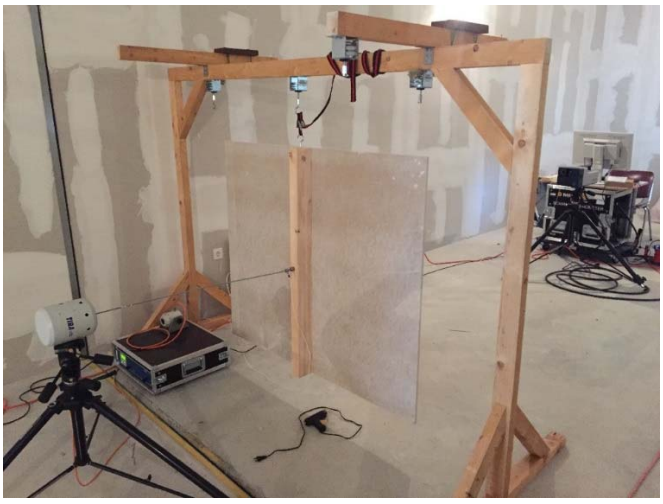


Abbildung 17: Prüfkörper zur Charakterisierung des Schwingungsverhaltens von Bauteilverbindungen

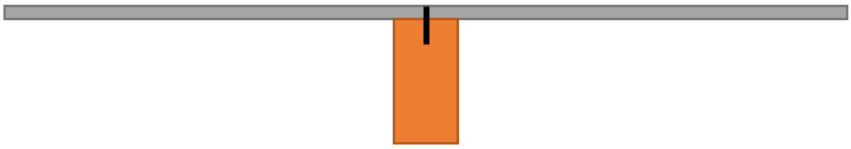


Abbildung 18: Schematische Darstellung der Prüfkörpergeometrie bestehend aus einer Gipsfaserplatte mit der Dimension 1250x1500x12.5mm und eines damit verschraubten Holzstehers in der Dimension 100x60x1250mm

Zur Validierung und Anwendung der Simulationsmodelle wurden folgende Konstruktionen ausgewählt. Die Konstruktionen bestehen aus zwei Gipsfaserplatten in 12.5mm Stärke und Holzstehern (100x60x1250mm), welche miteinander verschraubt und/oder verklebt wurden. Der Tragkonstruktionsdachsabstand beträgt 66cm. Die Wahl der Gipsfaserplatte erlaubt die Modellierung eines als isotropen Werkstoff und verspricht somit ein einfacheres numerisches Handling als eine klassische Gipskartonplatte. Alle in Abbildung 19 abgebildeten Konstruktionen wurden sowohl mit als auch ohne Mineralwolle in den Hohlräumen untersucht.

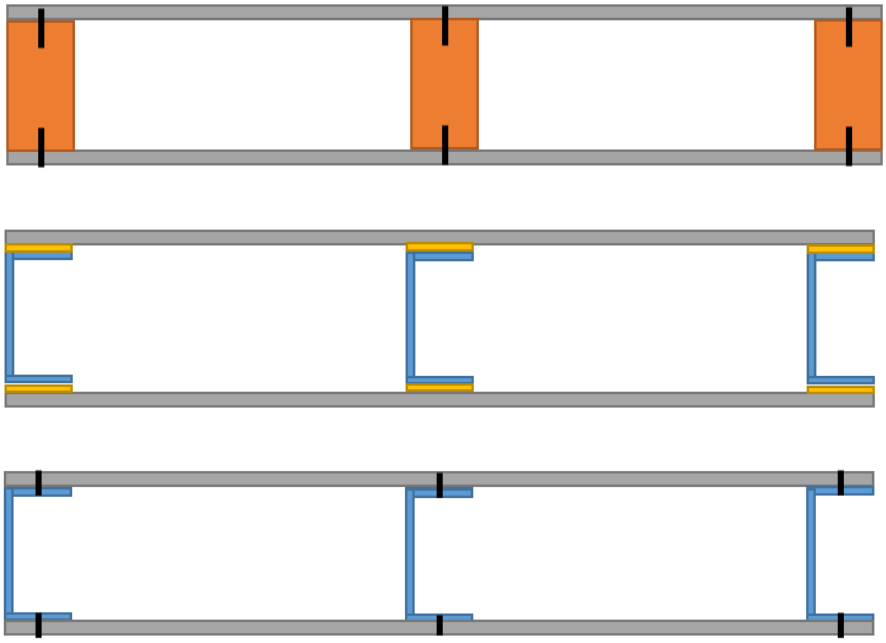


Abbildung 19: Schematische Darstellung der untersuchten Bauteilkonstruktionen (L/B = 1,25/1,50m) (12,5 mm Gipsfaserplatte, 100x60mm Holzsteher / 100mm C-Profil, 12,5mm Gipsfaserplatte) geklebt/geschraubt

Um grundsätzliche Annahmen des Modells zu bestätigen und eine korrekte Messanordnung zu überprüfen, wurde die Linearität des Systems anhand der Koherhänz überprüft. Wie in [13] beschrieben ist neben der reinen Linearität auch der Signalrauschabstand möglichst groß gehalten, um eine Kohärenz von 1.0 zwischen Anregung und Wirkung, also Krafteinwirkung durch den Shaker und den gemessenen Oberflächenbeschleunigungen, zu erhalten. [13] beschreibt hierzu ein Verfahren zur Ermittlung der notwendigen Messzeit und eine Anzahl der Mittelungen, die durchgeführt werden sollten, um das Signal/Rausch Verhältnis ausreichend groß zu halten. Es wird eine über alle gemittelten Messungen summierte Messzeit von 20s empfohlen. Ausgegangen wird hierbei als Zielgröße von der Kohärenz des Anregungssignals mit der zu messenden Größe. Diese Kohärenz kann entsprechend [82, 83] nach Formel 35 berechnet werden.

$$\gamma_{ri} = \frac{|S_{ri}|^2}{S_{rr} S_{ii}} \qquad \gamma_{global} = \frac{\langle \gamma_{ri} S_{rr} \rangle_N}{\langle S_{ii} \rangle_N} \tag{35}$$

In Formel 35 wird der Durchschnitt über alle N Messpunkte betrachtet. Die so definierte globale Kohärenz, kann als das Verhältnis zwischen dem mittleren kohärenten Autospektrum durch das mittlere Rohautospektrum betrachtet werden. [82]

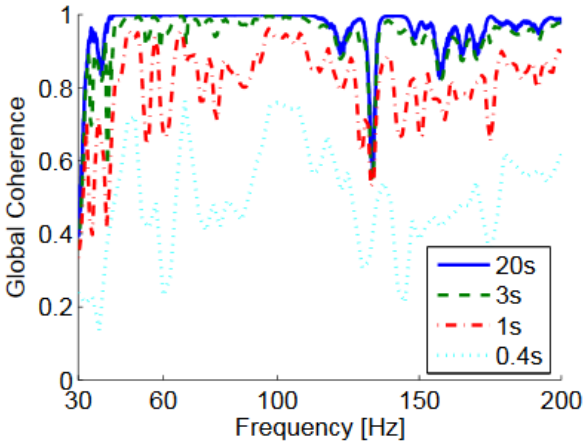



Abbildung 20: Globale Kohärenz des Anregungssignals und der gemessenen Oberflächengeschwindigkeit nach Gleichung 35 mit unterschiedlichen Mittelungslängen (20s, 3s, 1s, 0.4s) [84]

In der vorliegenden Arbeit wurde für alle Messungen eine Messzeit von 10s pro Messpunkt angewendet. Wobei diese Messung dreimal durchgeführt und entsprechend gemittelt wurde, womit eine gesamte Messzeit von 30s pro Messpunkt erzielt wurde. Abbildung 21 zeigt die ermittelte Kohärenz entsprechend Formel 35 für eine der durchgeführten Messungen.

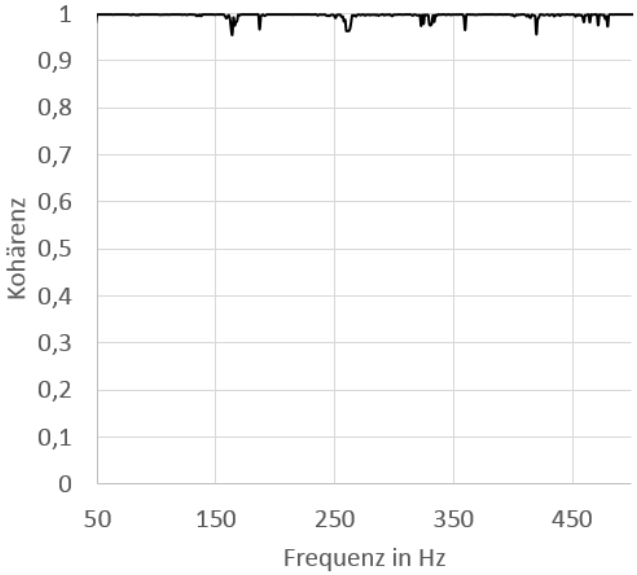



Abbildung 21: Globale Kohärenz des Anregungssignals und der gemessenen Oberflächengeschwindigkeit nach Gleichung 34 (Bsp. Messung 2xGFP, C Profil, geklebt)

## 4.2 Materialdaten

In Abschnitt 3 wurde gezeigt welche Materialparameter zur numerischen Beschreibung des Vibrationsverhaltens und der strukturellen Dämpfung notwendig sind und welchen signifikanten Einfluss diese aufweisen können. Unterschiedliche Literaturquellen stellen den Zusammenhang zwischen dem Schalldämmmaß von doppelschaligen leichten Trennwandkonstruktionen und dessen Materialparametern dar [12, 16, 85]. Die wesentlichsten Parameter sind Dichte, Elastizitätsmodul, Querkontraktionszahl und die Dämpfungseigenschaften der Materialen. Durch Variation dieser Eigenschaften in numerischen Simulation lässt sich dessen Einfluss und deren Interaktion, z.B. Masse und Steifigkeit, auf das Schalldämmmaß darstellen [86, 87]. Neben den auftretenden Schwankungen in den Materialeigenschaften bestimmen auch

etwaige Inhomogenität und anisotropes Materialverhalten das Schalldämmmaß von Trennwänden. [88, 89]. Durch das anisotrope Materialverhalten stellt sich im charakteristischen Bereich des Koinzidenzbereichs ein wesentlich breiter Einbruch im Luftschalldämmmaß ein, wodurch es bei der Verwendung eines isotropen Materialmodells in der Regel zu einer Überschätzung des Schalldämmmaßes einer Trennwand kommt [90]. Im Vergleich mit homogenen Wänden können bis zu 10 *dB* niedrigere bewertete Schalldämm-Maße auftreten [91]. Tabelle 3, Tabelle 4 und Tabelle 5 zeigen die gewählten Materialparameter für die weiterführenden Untersuchungen der Konstruktionen in der FEM Umgebung.

Tabelle 3: Materialparameter - Holz

| | |
|---|---|
| E-Modul in N/mm² | 8950 |
| Querkontraktionszahl | 0.3 |
| Rohdichte in kg/m³ | 400 |
| Isotropischer Verlustfakor | 0.011 (bei 500Hz) |

Tabelle 4: Materialparameter - Gipsfaserplatte

| | |
|---|---|
| E-Modul in N/mm² | 4150 |
| Querkontraktionszahl | 0.18 |
| Rohdichte in kg/m³ | 1200 |
| Isotropischer Verlustfakor | 0.014 (bei 500Hz) |

Tabelle 5: Materialparameter - Stahl

| | |
|---|---|
| E-Modul in N/mm² | 200000 |
| Querkontraktionszahl | 0.3 |
| Rohdichte in kg/m³ | 7850 |
| Isotropischer Verlustfakor | 0.01 |

### 4.2.1 Rohdichte

Wie z.B. in [16] gezeigt wird und in der Gleichung 1 zu erkennen ist, stellt die Dichte einen wesentlichen Einfluss auf das Schwingungsverhalten und somit auf das Schalldämmmaß von Leichtbaukonstruktionen dar. Die Dichte der verwendeten Baustoffe wurde anhand ihres Volumens und ihres Gewichtes vor und nach den Messprozeduren ermittelt und für die Eingabe in die Simulationsmodelle dokumentiert.

### 4.2.2 E Modul und Querkontratktionszahl

Die Materialdaten der Gipsfaserplatte und des Holzstehers wurden in Anlehnung an das Verfahren in ISO 16940:2008 gewonnen, wobei die dynamischen E-Module als Einzahlgröße über den für diese Untersuchung gesamten relevanten Frequenzbereich von 15-500Hz angesetzt wurden. Das äquivalente Biegesteifigkeitsmodul $B_{eq,i}$ wird für jede Resonanzfrequenz aus folgender Gleichung bestimmt:

$$B_{eq,i} = m_s \left( f_{res,i} \frac{2\pi L^2}{\lambda_i^2} \right)^2 \tag{36}$$

Wobei $m_s$ die Dichte pro Flächeneinheit der Probe in kg / m2 ist; L is the half-length of the beam,. $\lambda_i$ ist ein Parameter (ohne Dimension) für freie / geklemmte Randbedingungen gleich:

$$1{,}87510 \; \text{für i} = 1$$
$$4{,}69410 \; \text{für i} = 2$$
$$7{,}85476 \; \text{für i} = 3$$
$$10{,}9955 \; \text{für i} = 4$$

Die Querkontraktionszahl und somit das Verhältnis zwischen Querdehnung zu Längsdehnung bei einachsiger Krafteinwirkung in Längsrichtung eines Festkörpers von den verwendeten Baustoffen wurde anhand von Literaturquellen entsprechend Tabellen 3 bis 5 gewählt.

### 4.2.3 Verlustfaktor

Aus den zur Bestimmung des Emoduls gewonnen Übertragungsfunktionen der Streifen aus Gipsfaser kann wie in ISO 16940:2008 beschrieben auch der interne Verlustfaktor zu Beschreibung der Dämpfungseigenschaften gewonnen werden. Die in der Übertragungsfunktion identifizierten Plattenresonanzen können entsprechend Abbildung 22 analysiert und der Verlustfaktor frequenzabhänig berechnet werden. Standardmäßig wurden 1 Hz Bandbreiten in der FFT Analyse der Übertragungsfunktion verwendet.

$$\eta_i = \frac{\Delta f_i}{f_{res,i}}$$

**Key**
X frequency, $f$ (Hz)
Y impedance, $f/v$

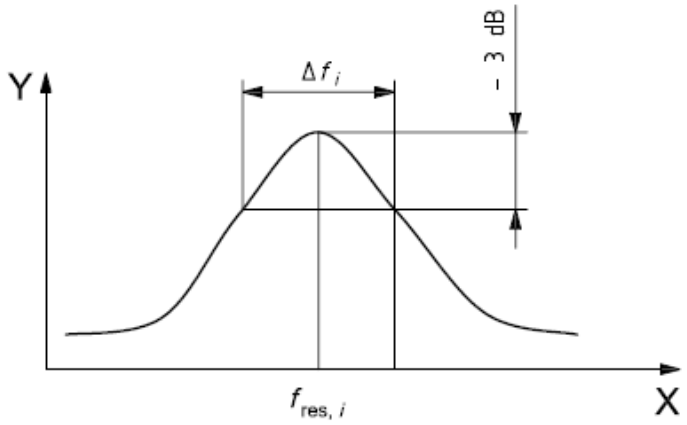



Abbildung 22: Darstellung des Prinzips zur Bestimmung der frequenzabhängigen Verlustfaktors entsprechend ISO 16940:2008

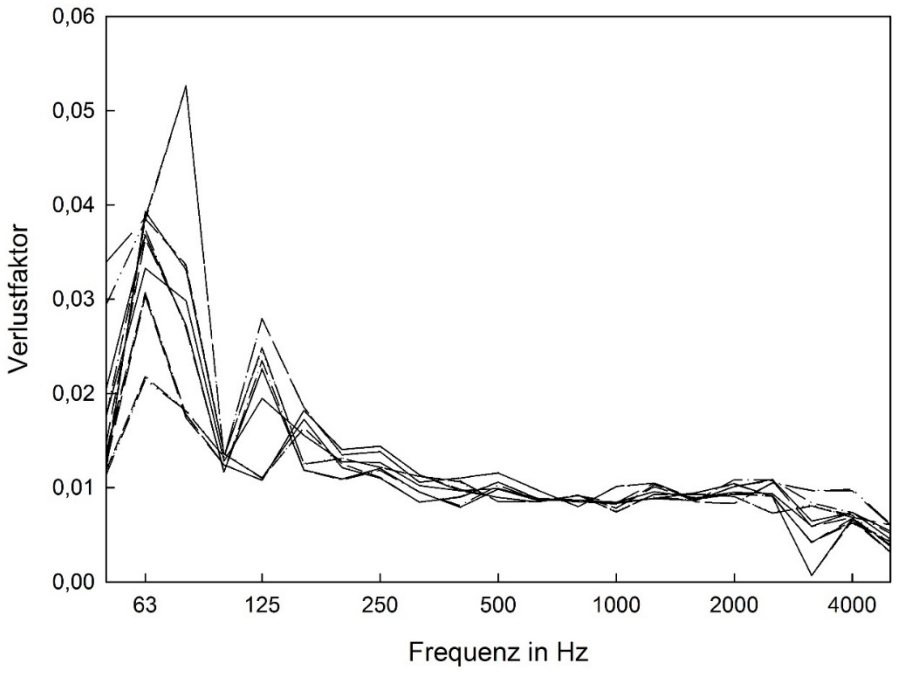



Abbildung 23: Darstellung des gemessenen frequenzabhänigen Verlaufs des Verlustfaktors einer 12.5mm starken Gipsfaserplatte

Abbildung 23 zeigt den Verlauf des internen Verlustfaktors der Gipsfaserplatte, der entsprechend dem beschriebenen Verfahren ermittelt wurde. Im tiefen Frequenzspektrum sind aufgrund des kleinen Verhältnisses von Probekörpergröße und Biegewellenlänge stark schwankende Zahlengrößen zu beobachten. Aufgrund bereits bestehender Daten in der Literatur [65, 91] und den beschriebenen Phänomenen wird der Verlauf des Verlustfaktors $\eta$ in Abhängigkeit der Frequenz f entsprechend Formel 37 angesetzt.

$$\eta(f) = 0.11 \cdot f^{-0.369} \tag{37}$$

## 4.3 Effekt der Bauteilgröße

Die Größe der untersuchten Bauteile entspricht stets die eines Normfensters für die Bestimmung des Schalldämmmaßes von 1.25m mal 1.50m. Die EN ISO 10140-1:2014 empfiehlt für die Messung des Schalldämmaßes von Bauteilen eine Mindestgröße von 10m². Aus diesem Grund wurden unterschiedliche Bauteilgrößen desselben Gipskartonständerbauteils in den beiden Prüfständen auf dessen Schalldämmmaß geprüft. Abbildung 24 zeigt den Vergleich der beiden Messergebnisse der Gipskartonständerkonstruktion mit einem Schraubenabstand von 353mm. Wie auch in Abbildung 25, dem Vergleich des gemessenen Schalldämmmaßes derselben Gipskartonständerkonstruktion mit mit einem Schraubenabstand von 705mm, ist zu erkennen, dass die Messung im Fensterprüfstand gegenüber der Messung im großen Prüfstand ein besseres Schalldämmmaß der Konstruktion aufweist. [92] führt dieses Phänomen, in [93] sind analoge Ergebnisse aufgezeigt worden, auf den sich veränderten Umfang zum Flächenverhältnis und auf das sich damit ändernde Abstrahlverhalten zurück. Der Autor von [92] argumentiert mit einem größeren Abstrahlgrad bei größerer schallabstrahlender Fläche. Dies kann allerdings nicht durch die etablierten Prognoseformeln in [94, 95, 96] bestätigt werden. Es ist ein konträrer Zusammenhang, nämlich ein sinkender Abstrahlgrad mit größerer Abstrahlfläche zu erkennen. Die Erkenntnisse von [97] sind somit kritisch zu betrachten und bedürfen aus jetziger Sicht einer weiterführenden Untersuchung zu dem Einfluss der Bauteilgröße auf das Schalldämmmaß. In den gegenständlichen Untersuchungen wurde weiters eine kleinere Größe favorisiert, weil die absoluten

Schalldämmmaße nicht im Fokus der Arbeit stehen, sondern die relativen Veränderungen des Schalldämmmaßes durch unterschiedliche Ausbildung der Verbindung zwischen Tragkonstruktion und wandbildenden Plattenwerkstoff. Nichtsdestotrotz scheint der Einfluss der Probengröße in dem für dieser Arbeit wesentliches Frequenzspektrum von 50-2000Hz recht klein zu sein, unter 5 dB, und ist somit deutlich weniger signifikant als andere Faktoren.

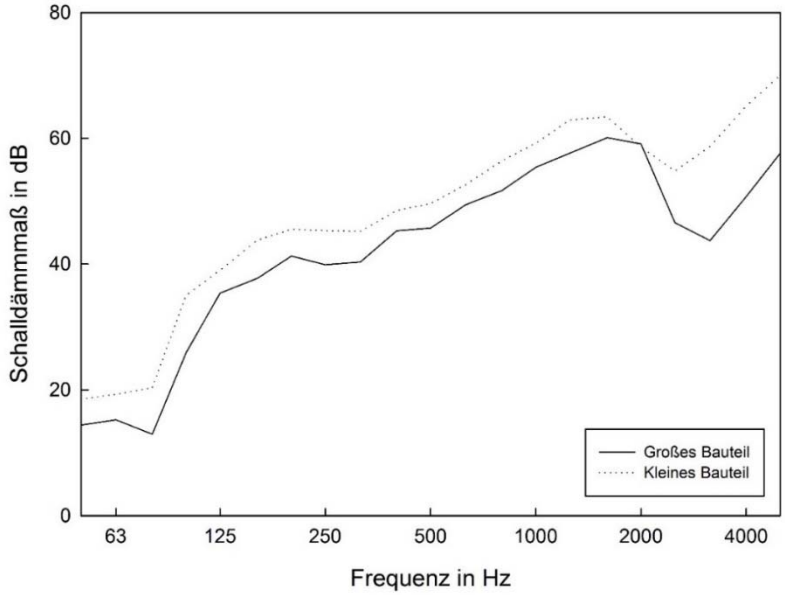



Abbildung 24: Vergleich des Schalldämmmaßes einer Gipsfaserständer-konstruktion in unterschiedlicher Größe (353mm Schraubenabstand)

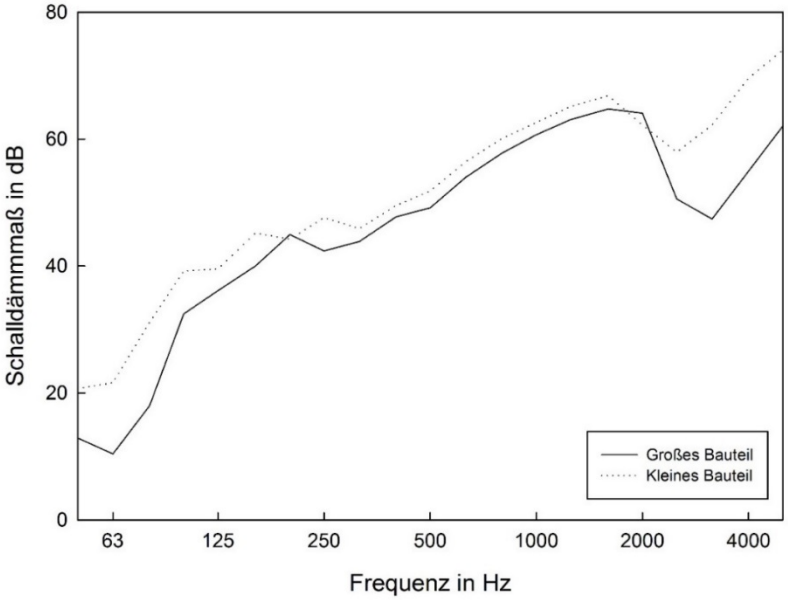



Abbildung 25: Vergleich des Schalldämmmaßes einer Gipsfaserständer-konstruktion in unterschiedlicher Größe (705mm Schraubenabstand)

## 4.4 Einfluss des Schraubenabstandes

Der Effekt des Schraubenabstandes bei Leichtbaukonstruktionen wurde bereits in mehreren Studien untersucht. [98] zeigt, dass ein direkter Zusammenhang zwischen Schalldämmaß und Schraubenabstand besteht. Es wurden mit steigenden Schraubeabständen systematisch steigende Schalldämmaße der untersuchten Gispkartonständerkonstruktion gemessen. Begründet wird dies mit dem Verhalten der Schraubenverbindung unterhalb einer bestimmten Grenzfrequenz als lineare Verbindung und oberhalb dieser Frequenz als Punktuelle Verbindung der Platte an denm jeweiligen Steher. Diese Grenzfrequenz ist in [98] definiert, als Frequenz bei der eine halbe Biegenwellenlänge der Platte dem Schraubenabstand entspricht. Es besteht somit ein direkter Zusammenhang zwischen Schraubenabstand und Plattenschwingungsverhalten. Abbildung 26 zeigt einen Auszug aus den erzielten Ergebnissen und vergleicht die gemessenen Schalldämmmaße mit der durch eine Prognose mittels SEA Modells, berechneten Ergebnisse mit unterschiedlichen Verbindungsmodelllen.

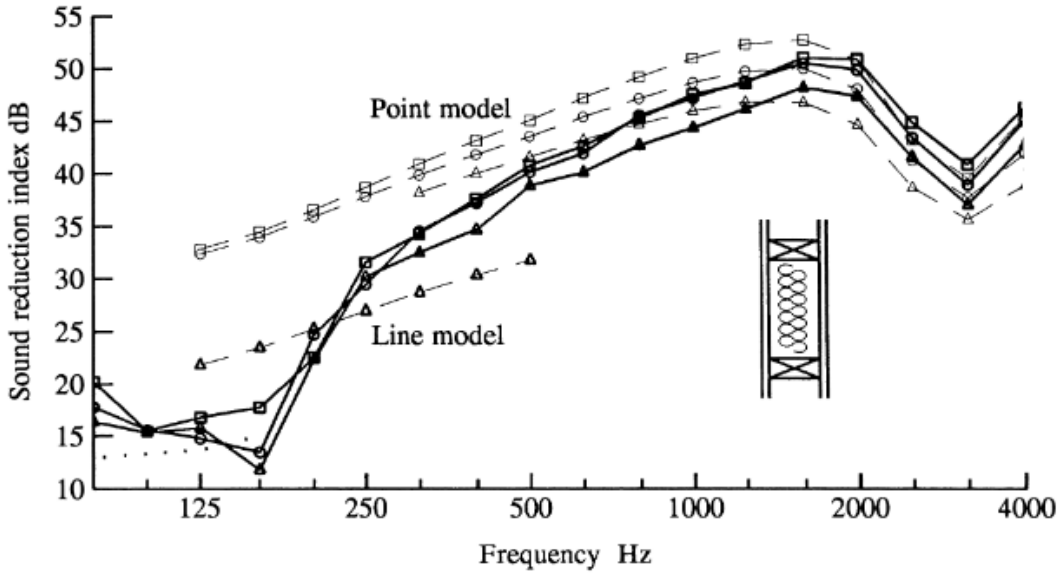



Abbildung 26: Schalldämmaß einer 50mm starken doppelschaligen Gipskarton-holzständerkonstruktion, bei welcher der Schraubenabstand verwendet wurde (Δ150mm, o 300mm, □ 600mm) [98]

Es ist deutlich zu erkennen, dass ab der erwähnten Grenzfrequenz eine verbesserte Prognose durch die Modellierung der Verbindung als punktuelle Zwangsbedingung an den Stellen der Schraubfixierungen erzielt wird. Ebenso zeigt Abbildung 26 die Notwendigkeit eines verbesserten Ansatzes in den tiefen Frequenzen unterhalb der Grenzfrequenz des Modellwechsels auf.

In [99, 100] konnten diese Ergebnisse unter anderem durch den Einsatz eines Laservibrometers, wodurch ein ähnlicher Ansatz wie in der gegenständlichen Arbeit verwendet wurde, bestätigt werden. Es konnte gezeigt werden, dass die Mobilität der wandbildenden Platten stark mit dem Schraubenabstand zusammenhängt und dass diese mit einem geringeren Abstand des Anregungspunktes zum nächsten Schraubenfixierung als dem 0,2 fachen der Biegewellenlänge maßgeblich durch die Steifigkeit des Stehers und dessen Verbindung mit der Platte beeinflusst wird. Bei größerem Abstand zwischen Anregung und Schraubenfixierung minimiert sich dieser Effekt und die Platte kann als unendlich große ausgesteifte Platte angesehen werden [100].

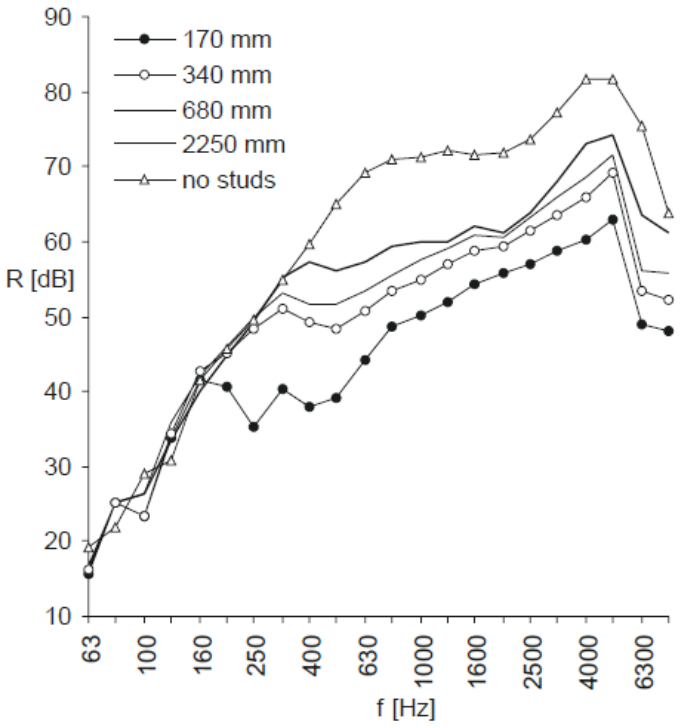



Abbildung 27: Der Einfluss des Schraubenabstandes in (mm) bei einer Gipskartonständerkonstruktion mit Holzstehern. Die Hohlraumdicke betrug 84mm und der Hohlraum wurde absorbiert. Der Steherabstand betrug 1100 mm. [85]

Allerdings wird in [85] dargestellt, dass der Effekt des Schraubenabstands und der dynamischen Steifigkeit des Stehers noch mehr systematisch untersucht werden sollte. Sie weisen auf eine wichtige praktische Bedeutung hin und besitzen einen signifikanten Einfluss auf das Schalldämmmaß. Anzumerken ist, dass die bisher erzielten Ergebnisse keine gute Konsistenz zeigen.

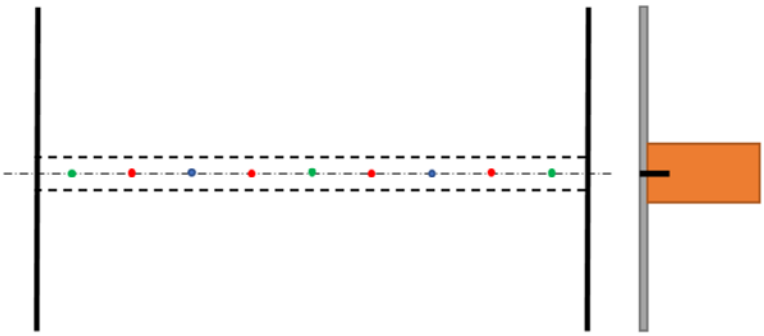


Abbildung 28: Untersuchte Schraubeabstände 55cm (grün), 27,5cm (grün+blau), 13,75cm (grün+blau+rot)

Zur besseren Charakterisierung des dargstellten Einflusses des Schraubenabstands wurden Untersuchungen anhand der in Abbildung 17 dargstellten Konstruktion durchgeführt. Das Bauteil wurde an der in Abbildung 14 dargestellten Konstruktion frei schwingend und vom Rahmen entkoppelt aufgehängt und mittels elektromagnetischen Schwingungsanreger am Steher in Schwingung versetzt. Der erste Schraubenabstand beträgt die halbe Plattenhöhe von ca. 55cm. Der Schraubenabstand wurde davon ausgehend in zwei Schritten immer halbiert. Es wurden somit ein Schraubenabstand von 55cm (3 Schrauben), 27,5cm (5 Schrauben) und 13,75cm (9 Schrauben) untersucht. Abbildung 29 zeigt die mittels Laservibrometrie gemessene über die Bauteiloberfläche gemittelte Übertragungsfunktion in Form der mechanischen Impedanz. Es ist ein deutlichlicher Einfluss überhalb von 58Hz (siehe Abbildung 29) im Verlauf der mechanischen Impdanz durch den Schraubenabstand zu erkennen. Am deutlichsten fällt der Sprung von 3 Schrauben auf 5 Schrauben aus, wobei Unterschiede von bis zu 15dB auftreten. Zwischen den Varianten mit 5 und 9 Schrauben ist ein deutlich geringer Einfluss zu erkennen, was sich mit den in [98] durchgeführten Untersuchungen deckt.

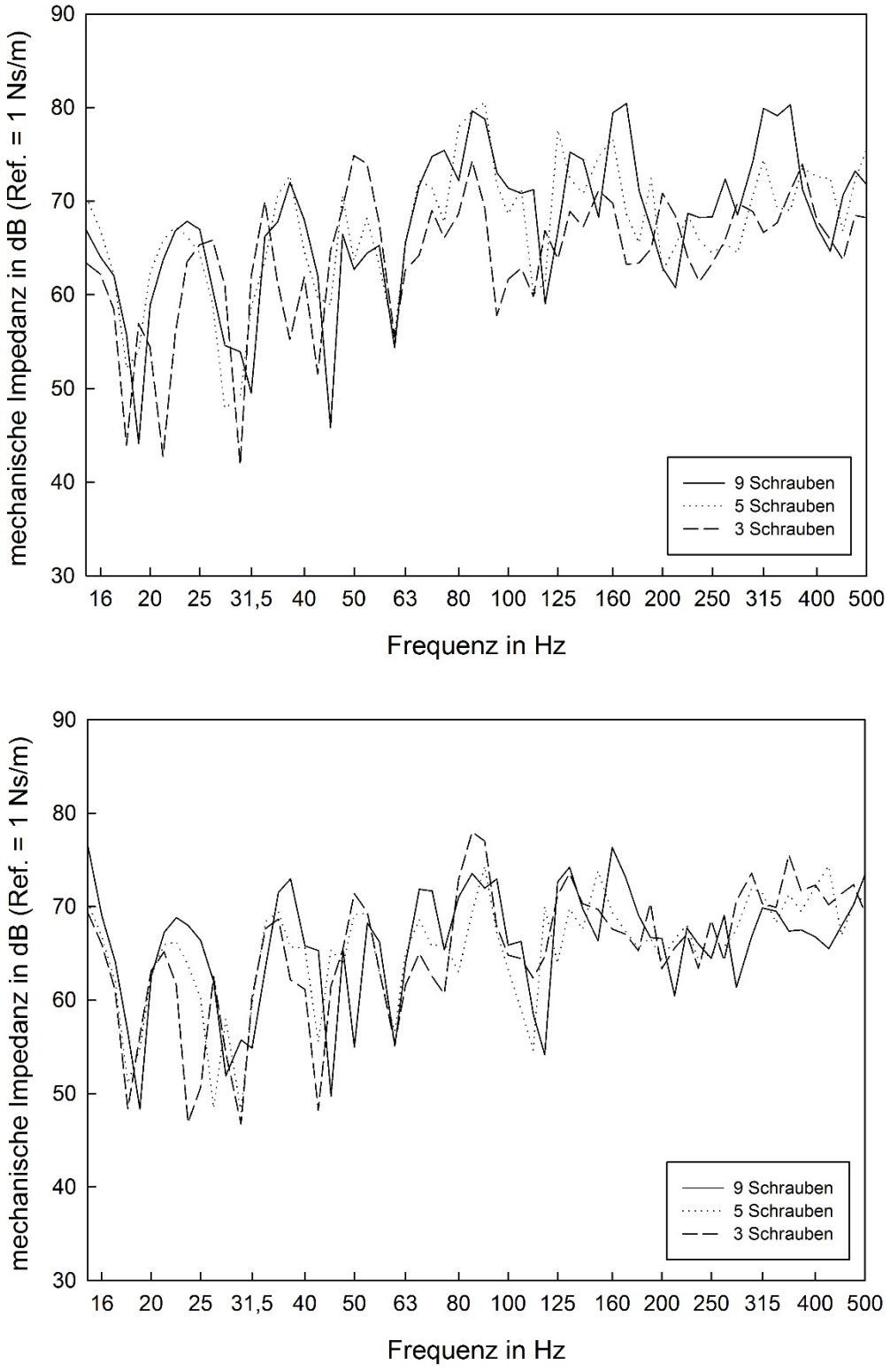
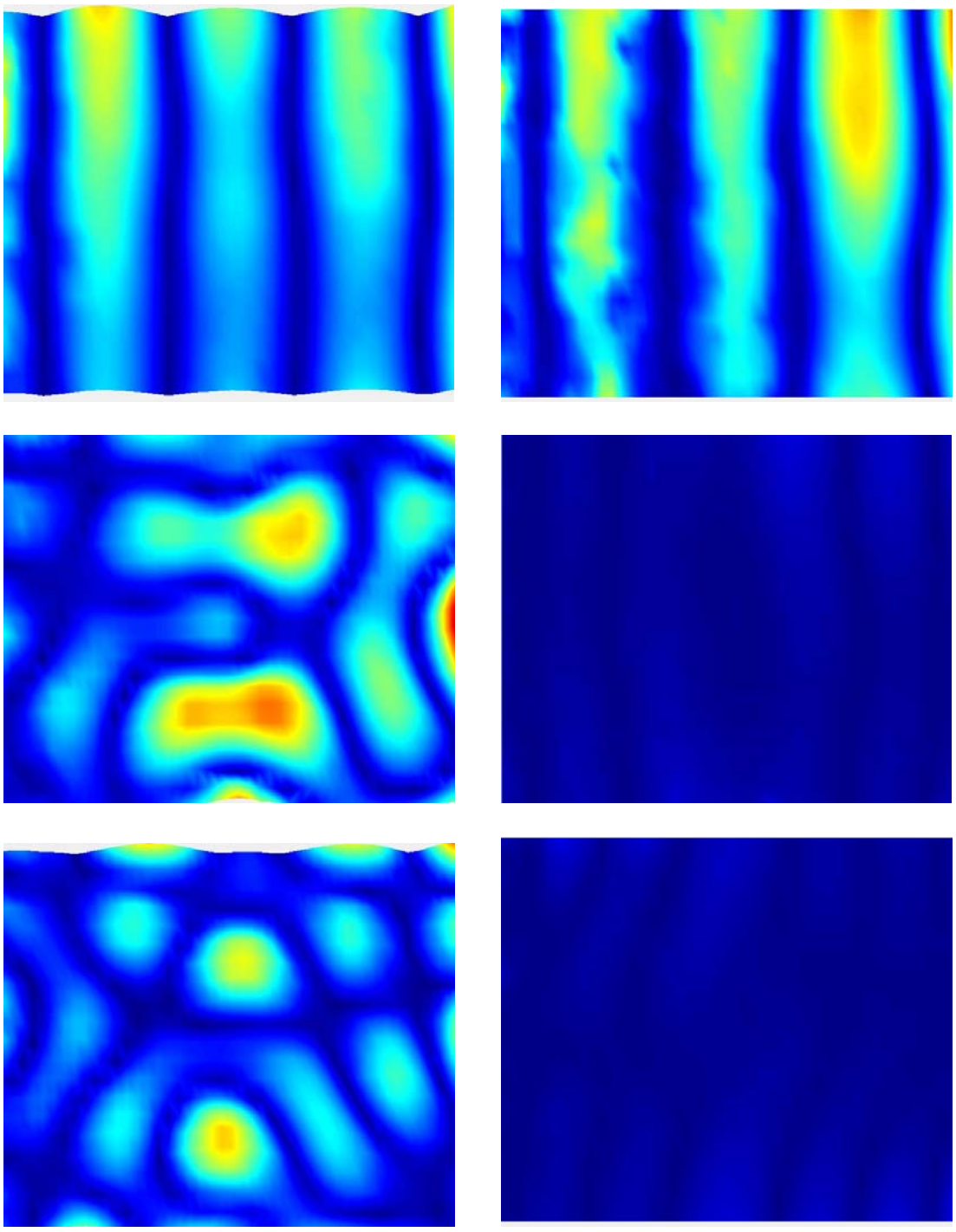



Abbildung 29: Gemessene mechanische Impedanz der untersuchten Konstruktion mit unterschiedlichem Schraubenabstand unter Körperschallanregung (5Nm Schraubenanzugsmoment oben, 1Nm Schraubenanzugsmoment unten)

Es ist eine systematisch sinkende mechanische Impedanz und damit auch sinkende Steifigkeit der Verbindung über den betrachteten Frequenzbereich zwischen 15 und 500 Hz mit steigender Schraubenanzahl in Abbildung 29 zu beobachten. Es wird somit davon ausgegangen, dass der Schallübertragungsweg über dem Steher im Gegensatz zu der über dem Hohlraum mit sinkendem Schraubenabstand an Dominanz gewinnt. Dieser Unterschied ist mit geringer werdendem Schraubenanzugsmoment weniger deutlich ausgeprägt. Neben der Beeinflussung der Verbindungssteifigkeit und somit der Aussteifung der Platte zeigt Abbildung 29 auch eine verbesserte Kopplung zwischen Steher und Platte auf. Abbildung 30 zeigt beispielhaft für die gemessenen Eigenfrequenzen, die mit steigender Schraubenanzahl verbesserte Kopplung durch die Vergrößerung der gemessenen Schwingungsamplitude auf der Plattenoberfläche auf. In den Abbildungen ist in den unterschiedlichen Ausbildungen der Platteneigenmoden eine mit sinkender Schraubenanzahl reduzierte Schwingungsamplitude zu erkennen. In den drei mittels Laservibrometrie und Körperschallanregungen entsprechend Abbildung 18 gemessenen Geschwindigkeitsverteilungen auf der der Anregung abgewandeten Bauteiloberfläche ist eine deutlich reduzierte Amplitude mit sinkenden Schraubenanzahl zu erkennen. Neben der sinkenden Amplitude ist auch zu erkennen, dass sich die Modenformen an der schallsbtrahlenden Bauteiloberfläche in abhängigkeit des Schraubenbildes unterschiedliche Formen annehmen. Es wird vermutet, dass dieses Phänomen auf die unterschiedlichen Zwangsbeindungen der Plattenabschnitte zwischen den Schraubfixierungen bedingt durch das differiernde Schraubenbild zurückzuführen ist. In Abbildung 29 ist dieses Phänomen ebenso durch die sich verschiebenden Resonanzerscheinungen in der ermittelten Übertragungsfunktion zu erkennen. Es ist somit durch die Beschriebenen Rückschlüsse anzunehmen, dass ein direkter Zusammenhang zwischen einem sinkenden Schalldämmmaß bei gleichzeitig sinkenden Schraubenabstand besteht.



5 Schrauben je Steher

3 Schrauben je Steher

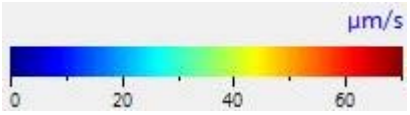



Abbildung 30: Gemessene Geschwindigkeitsverteilung auf der Plattenoberfläche bei Körperschallanregung mittels Shaker an dem angeschraubten Holzsteher (oben 58Hz, mitte 124 Hz, unten 181 Hz)

Die dargestellten Untersuchungen der Übertragungsfunktionen zur Quantifizierung der Einflussgrößen mit Bezug auf die Verbindung zwischen Platte und Steher zeigen eine wesentliche Beeinflussung in der Systemsteifigkeit und in der Kopplung zwischen Steher und Platte. Um diese Einflüsse auf das Schalldämmmaß darzustellen, wurde dieses entsprechend EN ISO 10140 2:2010 bestimmt. Dabei wurden Schraubenabstände zwischen 675 mm und 75 mm untersucht. Einer der wesentlichsten Einflüsse auf das Schalldämmmaß von leichten Baukonstruktionen in der Verbindungsstelle zwischen Tragkonstruktion und Wandbildner, ist jener der reduzierten Energieübertragung in der Schraubverbindung. Wie in Abbildung 29 in Zusammenhang mit Abbildung 30 zu erkennen ist, ist in den wesentlich sich ausbildenden Platteneigenmoden, eine mit der sich reduzierenden Schraubenanzahl, eine verringerte Schwingungsamplitude an der abstrahlenden Plattenoberfläche zu beobachten. Dies ist auf die mit der immer weniger steifen Verbindung zwischen Steher und Platte aufgrund des größeren Schraubenabstandes zurückzuführen.

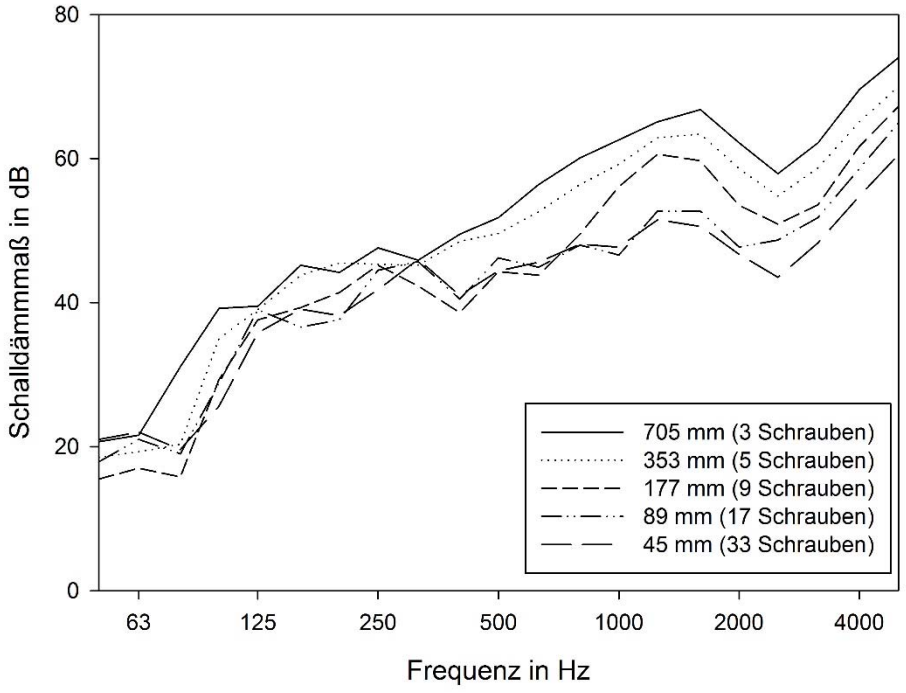
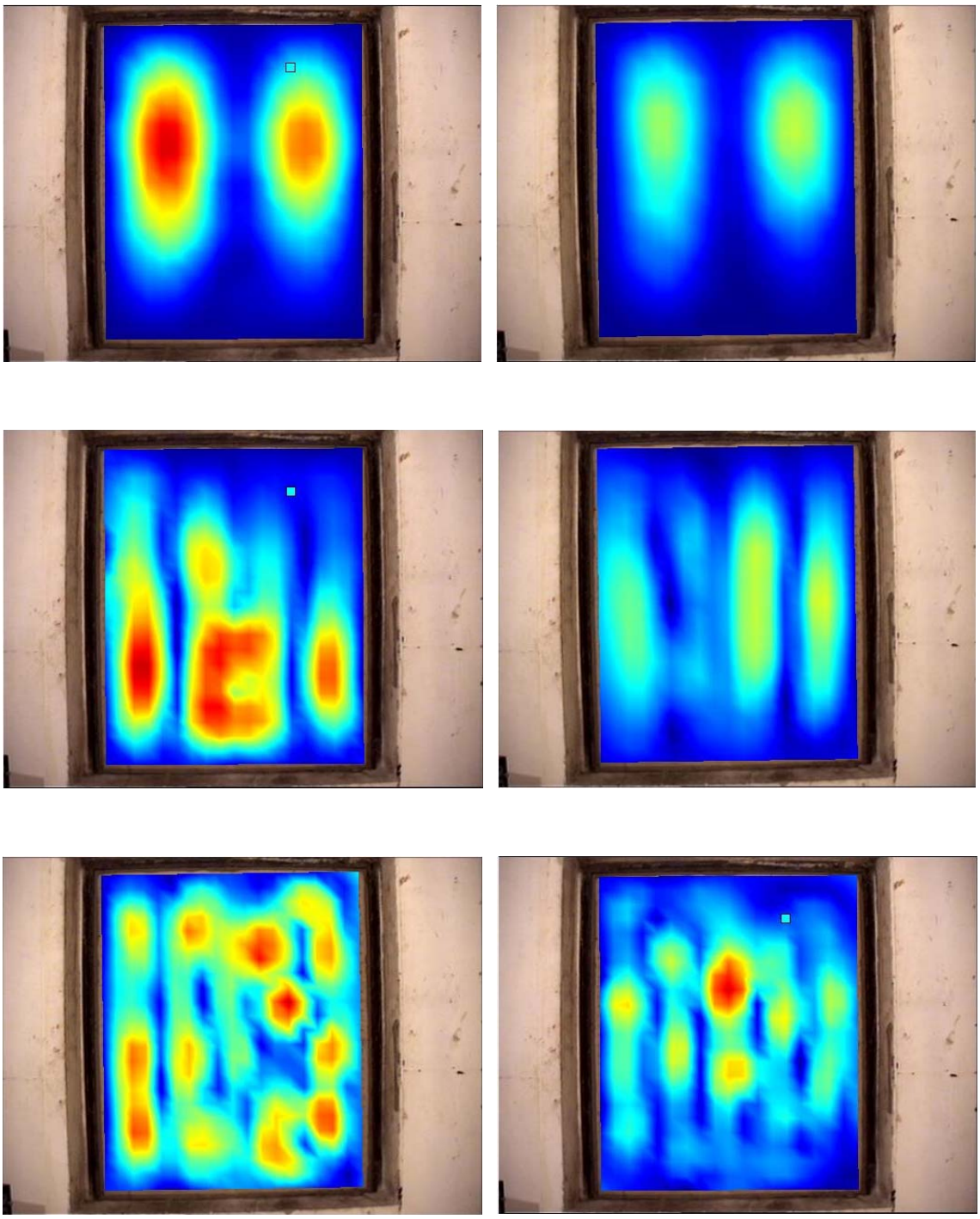



Abbildung 31: Darstellung des gemessenen Einflusses des Schraubenabstandes auf das Schalldämmmaß folgender Konstruktion: Gipsfaserplatte 12mm – Holzsteher (160x60mm) 160mm – Gipsfaserplatte 12,5mm (3-5 Schrauben je Steher, 5Nm Anzugsmoment)




353mm Schraubenabstand (5 Schrauben je Steher)

705mm Schraubenabstand (3Schrauben je Steher)

Abbildung 32: Gemessene Geschwindigkeitsverteilung auf der Plattenoberfläche bei Körperschallanregung mittels Shaker an dem angeschraubten Holzsteher (oben 90Hz, mitte 151Hz, unten 243Hz)

Äquivalent zu den präsentierten Erkenntnissen aus der Literatur konnte gezeigt werden, dass die dynamische Steifigkeit mit dem Abstand der Schrauben streng korreliert. Eine Verringerung des Schraubenabstandes impliziert eine Erhöhung der dynamischen Steifigkeit der Konstruktion und somit eine Verschlechterung des Schalldämmmaßes im tiefen und mittleren Frequenzbereich. Neben der Beeinflussung der dynamischen Steifigkeit konnte abweichend zu [98] gezeigt werden, dass der Schraubenabstand auch unterhalb der vom Autor bestimmten Grenzfrequenz, bei welcher der Schraubenabstand der halben Biegewellenlänge entspricht, Einfluss auf das Schwingungsverhalten leichter Baukonstruktionen hat. Die Einteilung unter und oberhalb dieser Grenzfrequenz in linien- und punktförmige Modellierungsansätze der Schraubenverbindungen ist somit aus der Sicht der erzielten Erkenntnisse zu überdenken. Ein individueller Modellanssatz mit Berücksichtigung der Positionierung und des Abstandes zu anderen Schrauben ist auch in tiefen Frequenzen im Bereich überhalb der ersten Feder-Masse-Resonanz als erfolgsversprechend anzusehen. Unterhalb der ersten Feder-Masse-Resonanz verhält sich die Gipsfaserständerkonstruktion wie ein homogenes Bauteil mit äquivalenter Masse, dessen dynamische Biegesteifigkeit von der Ausbildung von der Verbindung zwischen Steher und Platte abhängt und somit eine geringe Beeinflussung in den Messergebnissen erkennbar ist.

## 4.5 Einfluss der Schraubenpositionierung

Wie in vorrangehenden Untersuchungen [80, 13] gezeigt wurde, hat die Verarbeitungsqualtität einen starken Einfluss auf das Schalldämmmaß von leichten Baukonstruktionen. Einer dieser Einflüsse ist das Positionieren der Schraube auf dem Steher. Insbesondere bei C-Profilstehern aus Metall, die eine dafür empfindliche Geometrie und Steifigkeitsverhalten aufweisen, ist dieses Phänomen von Interesse. Einen Einfluss außerhalb der Reduktion oder Vergrößerung der frei schwingenden Plattenfläche und die damit hervorgerufen Verschiebungen in den Platteneigenmoden spielt dieser Effekt bei Stehern mit einer Rechtecksgeometrie, z.B. Holzstehern vermutlich eine stark untergeordnete Rolle. Aus diesem Grund werden die folgenden Untersuchungen an der in Abbildung 19 dargstellten Struktur mir Metall C-Profil Stehern

durchgeführt. Abbildung 34 zeigt den Einfluss der Schraubenposition auf die mechanische Impdanz der untersuchten Gipsfaserständerkonstruktion entsprechend Abbildung 19. Die dargstellten Ergebnisse zeigen eine zunehmende Abhängigkeit der Steifigkeit der Konstrution überhalb von 63Hz. Durch die unterschiedliche Schraubenposition kommt es zu einer geringfügigen Verschiebung der im Kurvenverlauf erkennbaren Resonanzeffekte. Im Kontekxt von Schallabstrahlung kommt es dabei zu einer direkten Beeinflussung der abgestrahlten Schalleistung, da der Abstrahlgrad sich frequenzabhängig darstellt. Neben der Verschiebung der Resonanzeffekte ist auch eine Veränderung der Amplitude zu erkennen, was auf die unterschiedliche Systemsteifigkeit zurückzuführen ist. Alternativ zu zusätzlicher Masse, können somit voraussichtlich Verbindungsausbildungen mit geringeren dynamischen Steifigkeiten eingesetzt werden, die diese Resonanzfrequenzen in den tiefen Frequenzbereich verschieben, wo sie eine niedrigere Abstrahlungseffektivität aufweisen. [12] Abbildung 34 zeigt den Vergleich der gemessenen mechanischen Impedanz der in Abbildung 33 dargestellten Konstruktion mit unterschiedlichen Schraubenpositionen auf dem Metallsteher.

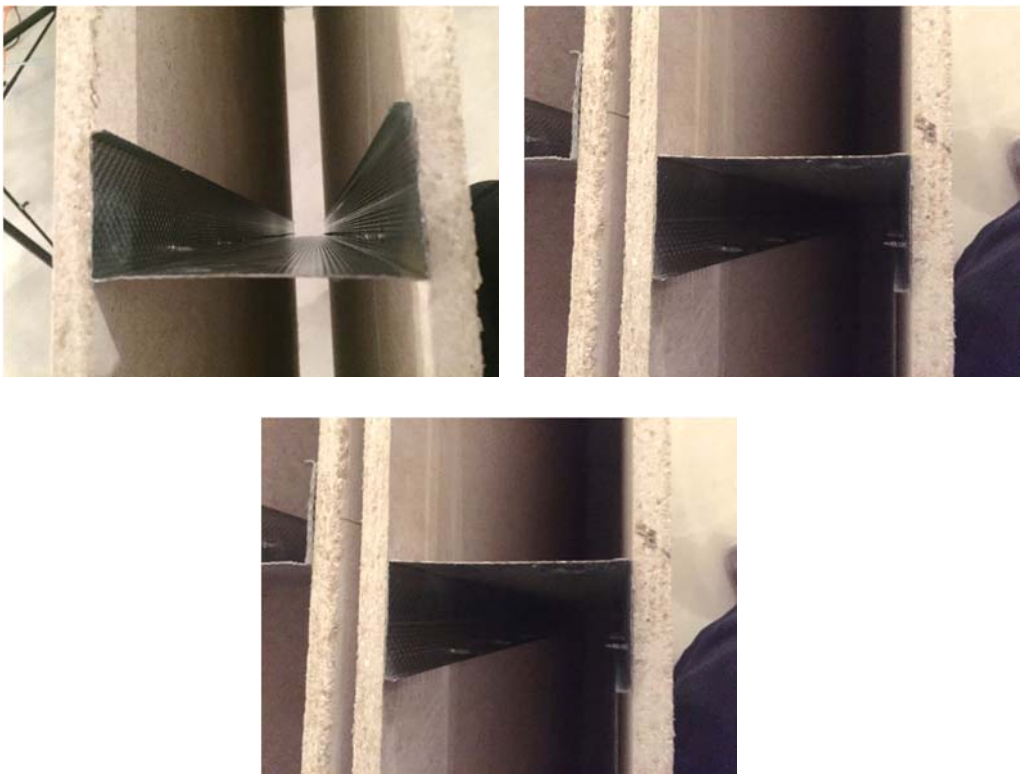


Abbildung 33: Schraubenpositionierung am Metallsteher der untersuchten Verschraubungsvarianten des Leichtbaubauteils

Es ist deutlich zu erkennen, dass mit der Positionierung der Schraube näher zum Steg des Metallprofils die dynamische Steifigkeit zunimmt und die auftretenden Plattenresonanzen verschoben werden. Durch die steigende Steifigkeit der Verbindung ist ein geringerer Verlust in der Vibrationsenergieübertragung über die Schraubverbindung zu erwarten und ein damit verschlechtertes Schalldämmmaß.

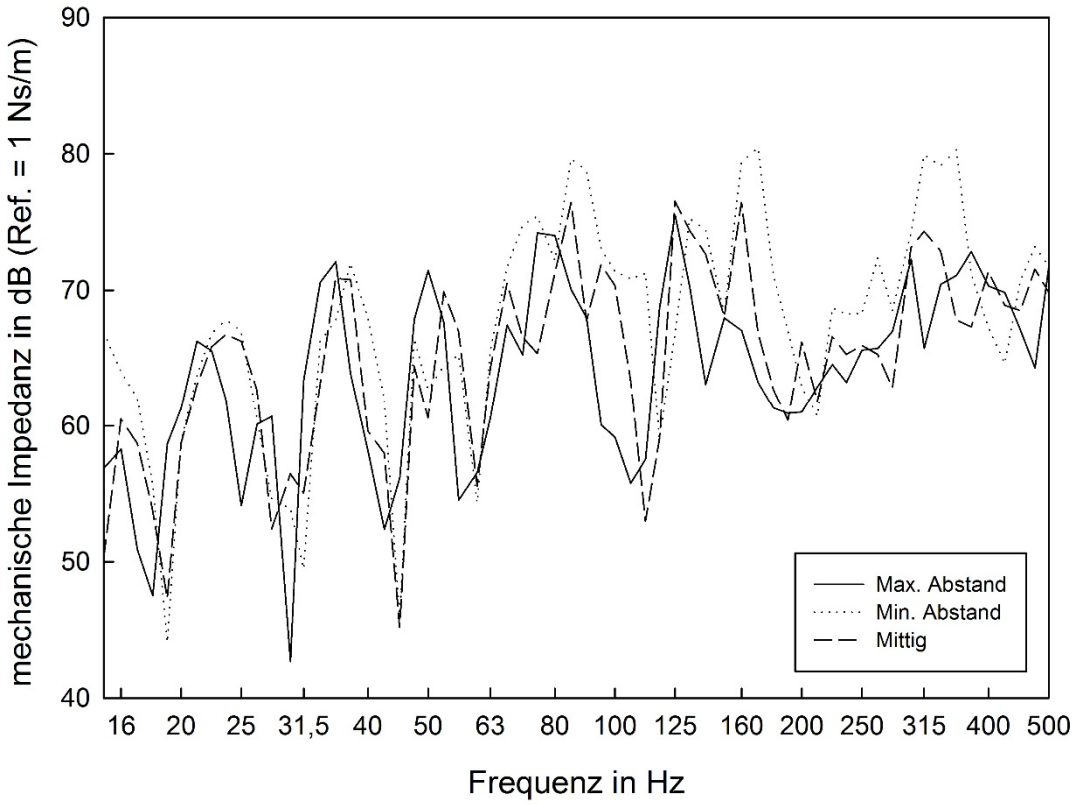
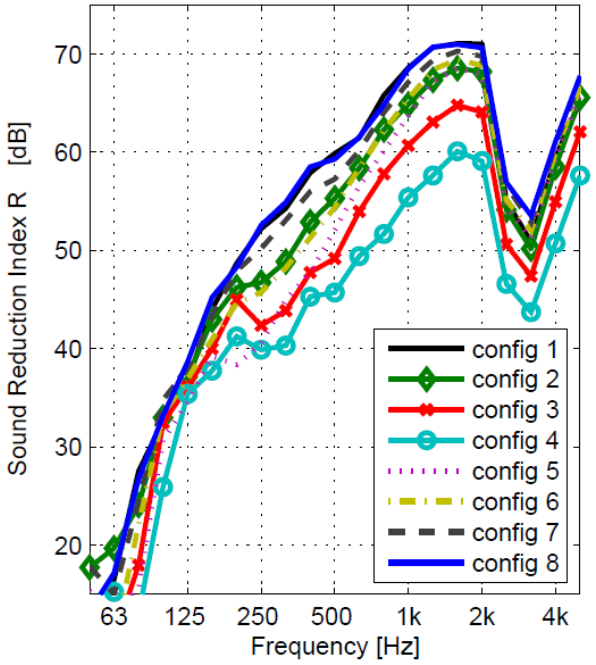



Abbildung 34: Vergleich der gemessenen mechanischen Impedanz der unterschiedlichen Verschraubungsvarianten einer Gipsfaserständerkonstruktion mit Metallstehern

## 4.6 Einfluss des Schraubenanzugsmoments

Neben dem Parameter des Schraubenabstandes wurden das Schraubenanzugsmoment und dessen Einfluss auf das Schalldämmmaß und die Vibrationsenergieübertragung zwischen Steher und Platte untersucht. Dieser Einfluss ist ein weitgehendes unbeleuchteteres Thema, als die des Schraubenabstandes, dennoch konnte in [13] gezeigt werden, dass die Luftschalldämmung von Leichtbaukonstruktionen durch die Anzahl der Schrauben, die zum Befestigen der Platten an den Steher verwendet werden,

und durch das Anzugsmoment der Schrauben wesentlich beeinflusst wird. Das bewertete Schalldämmaß $R_W$ steigt um bis zu 10dB, mit dem Lösen der Schrauben oder mit einer kleineren Anzahl von Schrauben.




| | Timber frame configuration | Rw (C;Ctr) |
|---|---|---|
| 1 | screws at bottom and top only | 58 (-3; -7) |
| 2 | one row, firmly fixed | 56 (-2; -7) |
| 3 | three rows, firmly fixed | 52 (-1; -4) |
| 4 | seven rows, firmly fixed | 48 (-1; -5) |
| 5 | seven rows, $\frac{1}{2}$ turn loosened | 52 (-1; -8) |
| 6 | three rows, $\frac{1}{2}$ turn loosened | 56 (-2; -6) |
| 7 | one row, $\frac{1}{2}$ turn loosened | 58 (-2; -6) |
| 8 | screws at bottom and top only | 59 (-3; -8) |

Abbildung 35: Einfluss des Schraubenabstandes und des Schraubenanzugsmoments auf das Schalldämmmaß einer Gipskartonständerkonstruktion [13]

In der zugrunde legenden Untersuchung wurde die in Abbildung 19 beschriebene Konstruktion mit unterschiedlichen Schraubenabständen und Schraubenanzugsmomenten hinsichtlich der Vibrationsenergieübertragung zwischen Tragkonstruktion und Plattenwerkstoff untersucht. Es wurden dazu zwei unterschiedliche Schraubenanzugsmomente angewendet, die mit 1Nm und 5Nm in etwa der in [13] verwendeten Anzugsmomente (1/2 turn loosened und firmly fixed) entsprechen. Die Schraubenanzugsmomente wurden mittels Drehmomentschlüssel möglichst reproduzierbar aufgebracht.

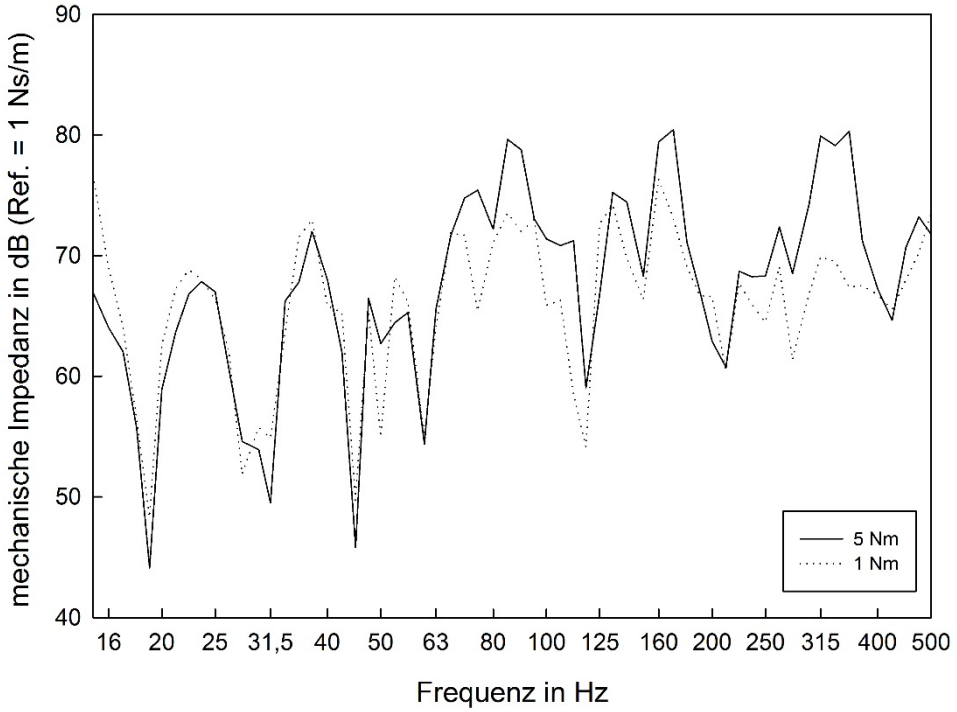



Abbildung 36: Vergleich der mechanischen Impedanz einer Gipsfaserständerkonstruktion (beidseitig 12.5mm Gipfaserplatte) mit Metallstehern (100mm) und 12 Schrauben je Steher mit unterschiedlichen Schraubenanzugsmomenten

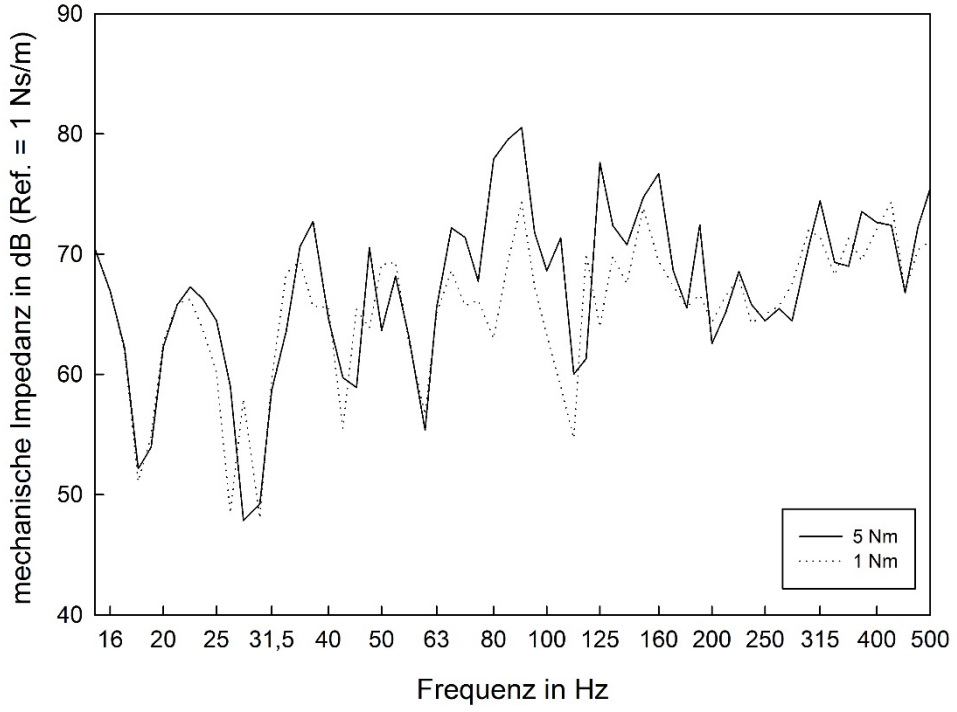



Abbildung 37: Vergleich der mechanischen Impedanz einer Gipsfaserständerkonstruktion (beidseitig 12.5mm Gipfaserplatte) mit Metallstehern (100mm) und 6 Schrauben je Steher mit unterschiedlichen Schraubenanzugsmomenten

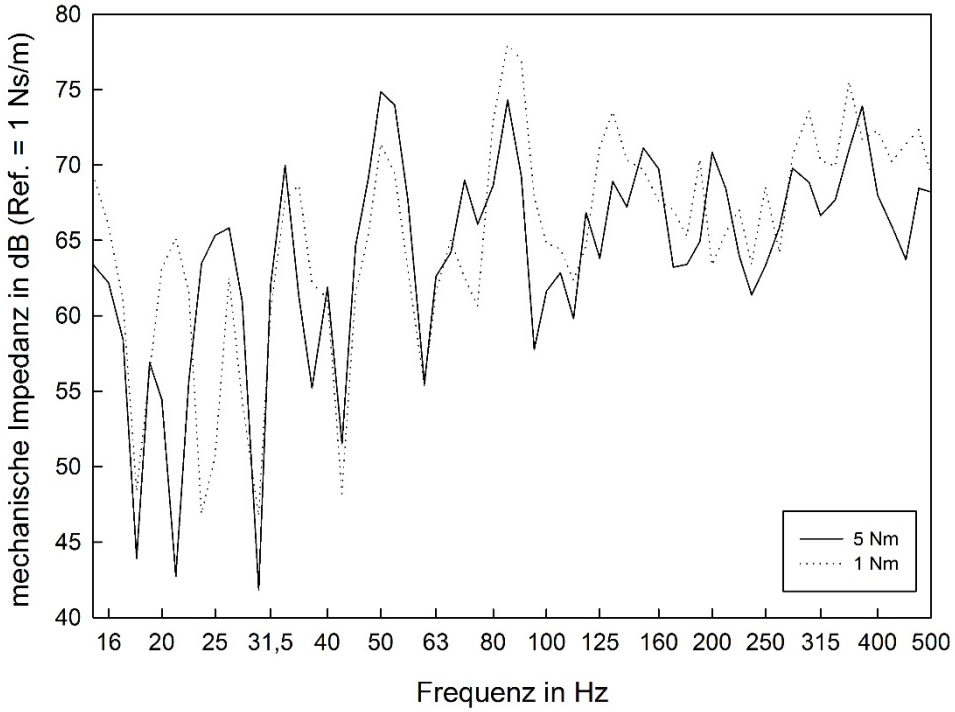



Abbildung 38: Vergleich der mechanischen Impedanz einer Gipsfaserständerkonstruktion (beidseitig 12.5mm Gipfaserplatte) mit Metallstehern (100mm) und 3 Schrauben je Steher mit unterschiedlichen Schraubenanzugsmomenten

Abbildung 36 bis 38 zeigt den Einfluss des Schraubenanzugsmoments bei unterschiedlichen Schraubenabständen. Es ist zu erkennnen, dass der Einfluss mit sich veränderter Schraubenanzahl pro Steher im betrachteten Frequenzspektrum stets gering ausfällt. Die größten Unterschiede von ca. 5dB in der mechanischen Impedanz treten bei allen Varianten knapp über der deutlich ausgepregten Plattenresonanz bei 63Hz auf. Generell ist zu beobachten, dass die Variante mit dem höheren Schraubenanzugsmoment stets eine um bis zu 10dB größere mechanische Impedanz und somit auch dynamische Steifigkeit aufweist, was auf eine negative Beeinflussung des Schalldämmmaßes durch das Anzugsmoment vermuten lässt.

## 4.7 Einfluss der Hohlraumbedämpfung

In [66] wurde die Auswirkung von Hohlraumbedämpfung in Holzriegelleichtbaukonstruktionen im tiefen und mittleren Frequenzbereich untersucht. Der Autor kommt zu dem Schluss, dass es notwendig ist, akustische Medien in die Modelle einzubeziehen, da Luft alleine zu höheren Amplituden und einem resonanten System führt, sodass diese Messergebnisse nicht wiedergeben werden können. Zu ähnlichen Erkenntnissen kommen die Untersuchungen in [101, 102, 103]. Es wurde festgestellt, dass kein linearer Zusammenhang zwischen Absorber-Menge und Verbesserung des Schalldämmmaßes besteht. Der erste Zentimeter des Absorptionsmittels hatte die größte Wirkung. Eine teilweise Befüllung des Hohlraumes kann somit ein effektiver Weg sein das Schalldämmmaß zu verbessern. Dabei ist die Dichte und Positionierung des Absorptionsmittels von untergeordneter Bedeutung [85]. Ebenso wurde der Einfluss des Strömungswiderstands des verwendeten porösen Materials zur Hohlraumbedämpfung untersucht und dabei festgestellt, dass sobald eine mechanische Verbindung zwischen den beiden Platten einer doppelschaligen Konstruktion besteht, der Strömungswiderstand nur eine untergeordnete Rolle spielt, da sich der Schallübertragungsweg über dem Steher zu dominant im Einfluss auf das Schalldämmmaß ausbildet.

Abbildung 39 zeigt den mittels der im Abschnitt 4.1.1 dargestellten Methode gemessen Vergleich der mechanischen Impedanz der untersuchten doppelschaligen Gipsfaserständerkonstruktion mit Metallstehern mit 5 Schrauben je Steher bei 5Nm Anzugsmoment und mit und ohne Hohlraumbedämpfung. Es ist deutlich zu erkennen, dass einbringen einer Mineralwolle in den Konstruktionshohlraum als Bedämpfung über das gesamte Frequenzspektrum einen Einfluss besitzt, aber der Übertragungsweg über den Steher hierbei als der Wesentliche gilt. Nur im Frequenzbereich unterhalb der ersten Plattenmode ist ein deutlicher Einfluss der Hohlraumbedämpfung zu erkennen.

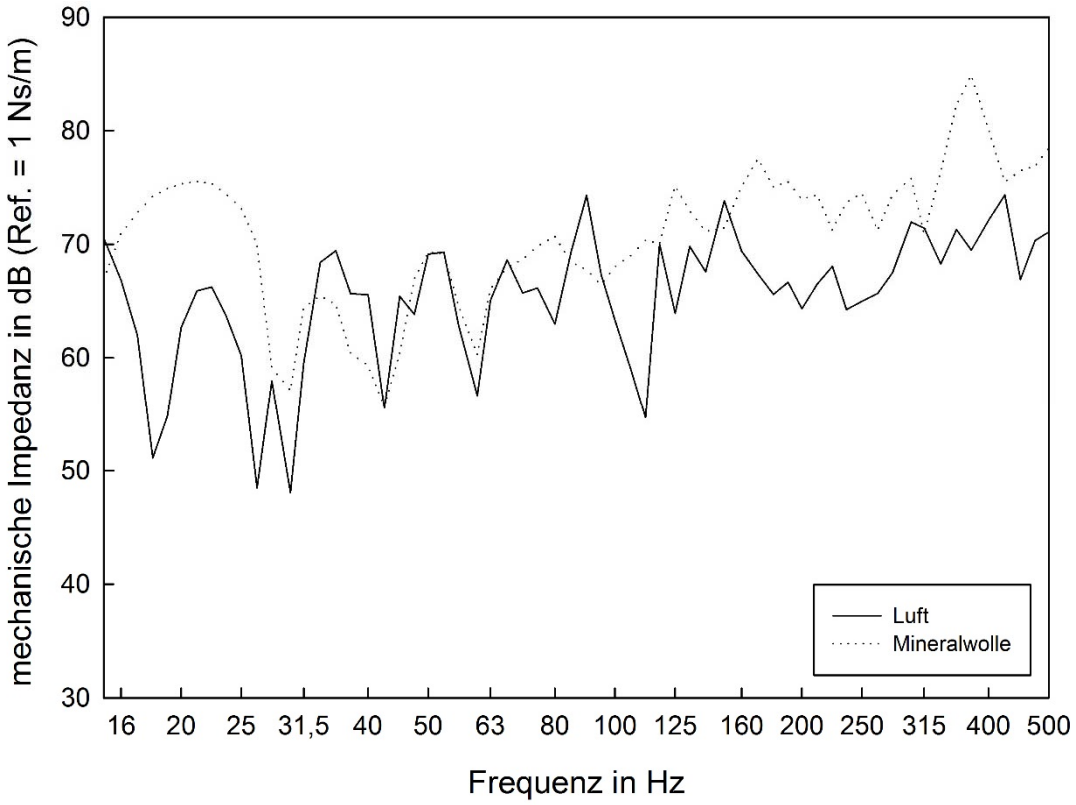



Abbildung 39: Vergleich der gemessenen mechanischen Impdedanz einer Gipsfaserständerkonstruktion mit und ohne Hohlraumbedämpfung mittels Mineralwolle

## 4.8 Zusammenfassung

Die Analyse der Differenzen im frequenzabhängigen Schalldämmmaßverlauf der Konstruktionen mit unterschiedlicher Ausbildung der Verbindung zwischen Wandbildner und Tragkonstruktion ist Auszugsweise in Abbildung 7 dargestellt. Durch die Vergrößerung des Schraubenabstandes ist oberhalb der Masse-Feder-Masse Resonanz fast durchwegs eine Verbesserung des Schalldämmmaßes von bis zu 10dB zu erzielen. Dieses Phänomen ist hauptsächlich auf die reduzierte Kopplung zwischen Steher und Platte und auf die steigende dynamische Steifigkeit mit steigender Schraubenanzahl und steigendem Schraubenanzugsmoment der Konstruktion zurückzuführen. In [85] wird vermerkt, dass der wichtigste Parameter die Steifigkeit des Stehers und dessen Verbindung zur Platte ist. Die Schalldämmung nimmt mit abnehmender dynamischer Steifigkeit in den mittleren und niedrigen Frequenzen zu. Diese

Beobachtungen decken sich mit den in dieser Arbeit erzielten Erkenntnissen. In [12] wird gezeigt, dass ein deutlicher Zusammenhang zwischen Translationsfedersteifigkeit, Rotationsfedersteifigkeit und der resultierenden Vibrationspegeldifferenz zwischen den beiden wandbildenden Schalen besteht. Analog zu den in dieser Arbeit gewonnenen Erkenntnissen zeigt sich ein deutlich verschlechtertes Schalldämmmaß mit erhöhter Steifigkeit des Übertragungsweges über die Tragkonstruktion.

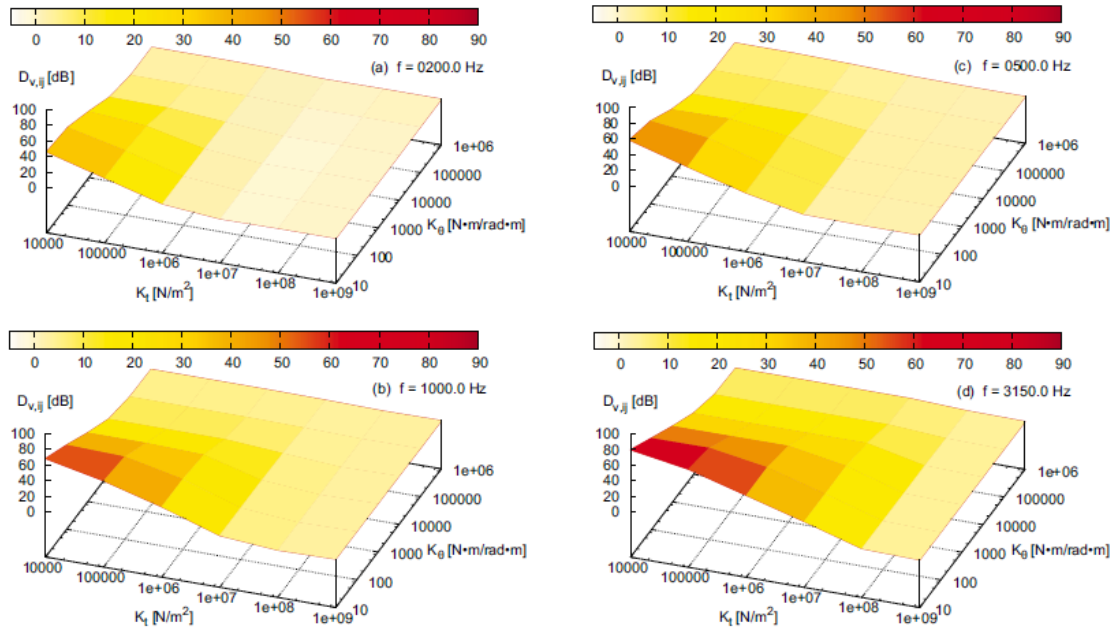



Abbildung 40: Vibration level difference $D_{v,ij}$ zwischen den beiden Wandoberflächen einer Gipskartonständerkonstruktion als Funktion von der Translationsfedersteifigkeit $K_t$ und der Rotationsfedersteifigkeit $K_\theta$ der Verbindung der beiden Platten (Modellierung von Steher und Verbindungselement) [12]

Eine Verschlechterung des Schalldämmmaßes durch den größeren Schraubenabstand ist nur in den Frequenzbereichen zu beobachten, in denen es durch den Wegfall von Schrauben zur Ausbildung von Platteneigenmoden kommt, die sich vorher durch die Schraubfixierungen der Platte an den wesentlich steiferen Steher nicht ausbilden konnten, oder entsprechend des Schraubenanzugsmoments nur gedämpft auftraten. Auszugsweise ist diese Beobachtung in Abbildung 7 (links) zu erkennen. Die dargestellte

Platteneigenmode (f=63 Hz) bildet sich nur in der Variante mit 3 Schrauben pro Steher aus, womit die Schraubenfixierungen sich in den Nulldurchgängen der Plattenmode befinden und diese somit zugelassen werden kann. Im Gegensatz dazu kann sich die dargestellte Platteneigenmode bei einer Fixierung der Platte an den Steher mit jeweils 5 Schrauben nicht ausbilden, da sich die Schrauben exakt in dem sich ausbildenden Maxima der Schwingungsform befinden. Eine weitergehende Untersuchung des Abstrahlgrades und der Oberflächengeschwindigkeiten erlaubt eine umfassendere Beurteilung dieser in Abbildung 7 (rechts) dargestellten Differenzen. Eine direkte Beeinflussung des Schraubenbildes auf die Ausbildung der Platteneigenmoden konnte somit messtechnisch nachvollzogen werden und die Erkenntnisse stehen somit im Gegensatz zu den in [12] dargestellten Schlussfolgerungen.

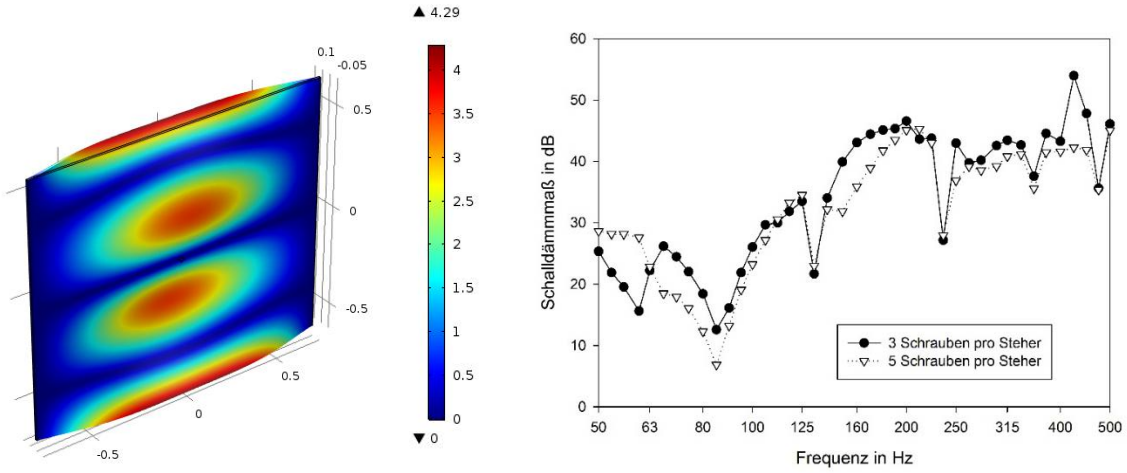



Abbildung 41: Darstellung der simulierten Plattenmode bei der Eigenfrequenz von 63Hz (links) Prognostiziertes Schalldämmmaß der Gipskartonständerkonstruktion entsprechend Abbildung 1 mit unterschiedlichen Schraubenabständen (rechts)

Abbildung 41 zeigt die auftretenden Differenzen in dem Schalldämmmaß und der mittleren Oberflächengeschwindigkeit der beiden Varianten mit 3 bzw. 5 Schrauben pro Steher. Da wie zuvor beschrieben der Abstrahlgrad nur geringfügig beeinflusst durch die Schraubenanzahl und das Schraubenmoment ist, wird vermutet, dass die Reduktion des Schalldämmmaßes und somit eine

Erhöhung der abgestrahlten Schallleistung in der energetisch stärkeren Kopplung zwischen Platte und Steher begründet ist. Diese These wird durch die Darstellung in Abbildung 9 gestützt, in der die Differenzen des Schalldämmmaßes mit den Differenzen der mittleren Oberflächengeschwindigkeiten korrelieren. Es ist somit davon auszugehen, dass die Verluste über die Verbindung zwischen Steher und Platte sich mit reduzierter Schraubenanzahl und sinkendem Schraubenanzugsmoment wesentlich vergrößern.

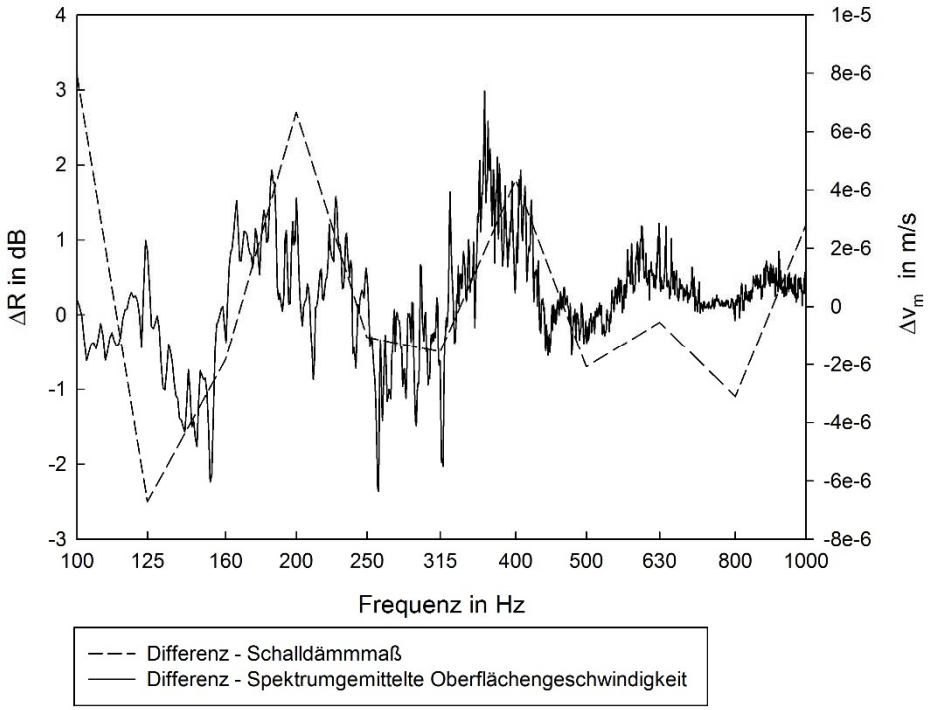



Abbildung 42: Darstellung der Differenz der gemessenen Schalldämmmaße der untersuchten Gipskartonständerkonstruktion mit 3 und 5 Schrauben pro Steher und der Differenz in der über die Oberfläche gemittelten Geschwindigkeitsverteilung

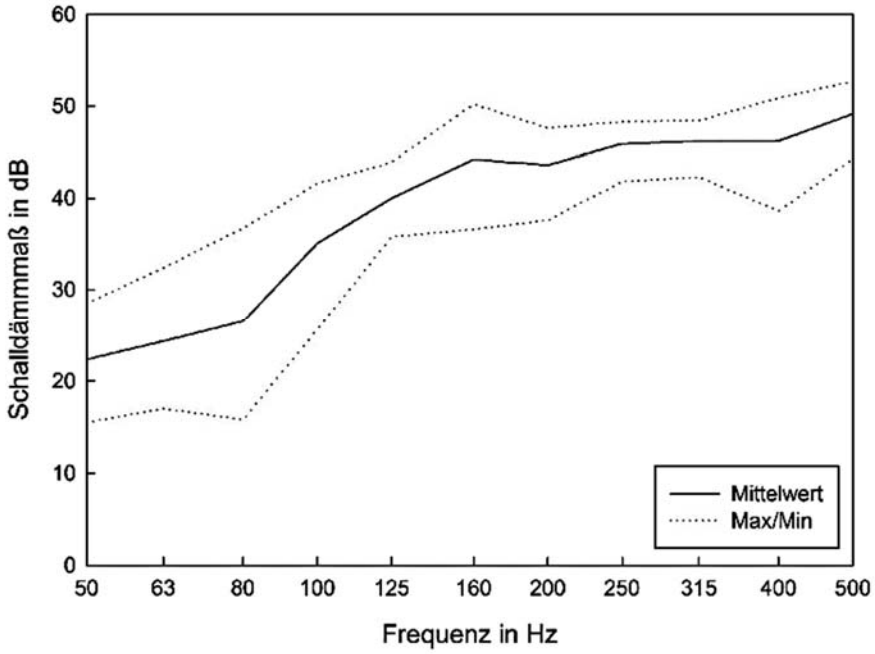



Abbildung 43: Vergleich des gemessenen frequenzabhängigen Schalldämmmaßes folgendes Bauteils: Gipsfaserplatte 15mm – Holzsteher 160 mm – Gipsfaserplatte 15 mm (3-5 Schrauben pro Steher, 1-5 Nm Anzugsmoment)

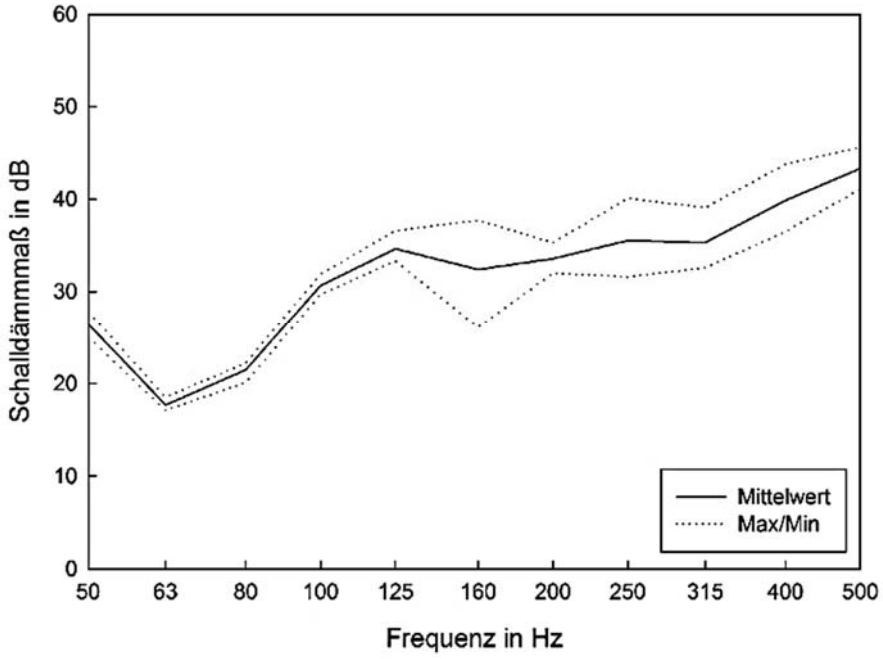



Abbildung 44: Vergleich des gemessenen frequenzabhängigen Schalldämmmaßes folgendes Bauteils: 12 mm – Holzsteher 100 mm – Gipsfaserplatte 12,5 mm (3-5 Schrauben pro Steher, 1-5 Nm Anzugsmoment)

Abbildung 43 und Abbildung 44 zeigen den Einfluss der Verbindungsmittel auf das Schalldämmmaß bei zwei verschieden Hohlraumtiefen. Es ist eine deutliche Abhängigkeit von der Verbindungsmittelausbildung im Schalldämmaß überhalb der Masse-Feder-Masse Resonanz (links f0=45 Hz, rechts f0=70 Hz) zu erkennen. Das Schalldämmaß der jeweiligen Konstruktionen zeigt Unterschiede in seinem Verlauf in Abhängigkeit des Schraubenabstandes und des jeweiligen Schraubenanzugsmoments von bis zu 20 dB.

# 5 Schallabstrahlung leichter Baukonstruktionen

## 5.1 Messmethoden

Das Ziel der Untersuchung ist es, die derzeit bestehenden Messmethoden zur Bestimmung des Schallabstrahlgrades von Baukonstruktionen unter Anregung von Luft- und Köperschallfeldern zu untersuchen und auf eine Übereinstimmung hin zu überprüfen. Ein Vergleich der Schalldruck- und Intensitätsmethode zur Bestimmung der abgestrahlten Schalleistung als Basis für die Berechnung des Abstrahlgrades, wurde im Labor des Akustik Center Austrias an einer Leichtbaukonstruktion durchgeführt. Die Konstruktion wurde durch Luftschall sowie durch einen Shaker angeregt. Als dritte Methode wurde das Rayleigh-Integralverfahren [104] zur Abschätzung der abgestrahlten Schallleistung in dem halb unendlichen Raum auf der Grundlage der Messung der Oberflächengeschwindigkeit mit einem Laser-Scanning-Doppler-Vibrometer untersucht und die Ergebnisse mit den herkömmlichen Methoden verglichen. Als Konstruktion wurde die in Abbildung 19 dargestellte Variante eines Leichtbauteils mit Metallstehern zu Untersuchung herangezogen.

Tabelle 6: Überblick Messmethoden - Schallabstrahlgrad

| Name der Methode | Intensity Method | Sound Pressure Method | Discrete Calculation Method (DCM) |
|---|---|---|---|
| Anregung | Shaker | Lautsprecher | Shaker |
| Messung - Schalleistung | Intensity Probe | - | Rayleigh Model |
| Messung - Schalldruckpegel | - | Microphone | Rayleigh Model |
| Schnelleverteilung an der Bauteiloberfläche | Laser Vibrometer | Laser Vibrometer | Laser Vibrometer |
| Prüfstandseinbau | Abgehängt | Kittt / Prüfstand | Abgehängt |

### 5.1.1 Intensitätsmethode

Die Intensitätsmethode beruht auf der direkten Messung der abgestrahlten Schallleistung des zu untersuchenden Bauteils mittels p-p oder p-u Sonde. Die Messung erfolgt an diskreten Punkten oder über die Abtastung der Bauteiloberfläche des Prüfkörpers. In beiden Fällen erfolgt eine Aufsummierung der gemessenen Schallleistung über die Oberfläche. Die für die Abstrahlgrad-ermittlung notwendige mittlere Oberflächengeschwindigkeit an der

Empfangsraumseite kann mittels Beschleunigungsaufnehmer oder Laserscanning Vibrometer bestimmt werden. Das grundsätzliche Verfahren ist im Rahmen der Messung des Luftschalldämmmaßes durch Intensitätsmessung in EN ISO 10140-2:2010 geregelt.
Bedingt durch die länger werdenden Wellenlängen bei tiefen Frequenzen ist eine Messung der abgestrahlten Schallintitensität durch eine p-p Sonde und somit die Bestimmung des Abstrahlgrades mittels Intensitätsmethode nur schwer möglich. Als grenzgebendes Merkmal ist hierbei die Dimensionierung des Abstandes d zwischen den beiden Mikrophonen zu sehen, die zur Bestimmung des Druckgradientens in Ausbreitungsrichtung x dienen.

$$\frac{\delta p}{\delta x} = \frac{p_2 - p_1}{d} \tag{38}$$

Weiters ist darauf zu achten, dass das zu erfassende Schallfeld möglichst direkt vom Bauteil aus abgestrahlt wird und keine Reflexionen der Prüfraumbegrenzungswände die Messung beeinträchtigen. Hierzu ist die direkt dem Bauteil zugewandte Prüfraumwand hochabsorbierend auszuführen EN ISO 10140-2:2010.

### 5.1.2 Schalldruck Methode

Bei der Schalldruckmethode wird mittels Beschleunigungsaufnehmer oder Laserscanning Vibrometer die mittlere Oberflächengeschwindigkeit an der Empfangsraumseite bestimmt. Zur Bestimmung des Abstrahlgrads wird mithilfe der Annahme eines diffusen Schallfeldes im Empfangsraum die abgestrahlte Schallleistung einer zu prüfenden Trennwand auf Basis der Messung von Schalldruckpegeln nach Formel 39 bestimmt.

$$W_2 = \frac{\left\langle p_2^2 \right\rangle}{4\rho_0 c_0} A \tag{39}$$

Formel 38 setzt ein homogenes Schallfeld voraus, was in den betreffenden Laborräumen nur bedingt zutrifft. Um die höhere Energiedichte an den

schallharten Prüfraumwänden zu berücksichtigen, und eine Unterschätzung der abgestrahlten Schallleistung auf Basis der in der Raummitte gemessenen Schalldruckpegel zu vermeiden, kann die Waterhouse Korrektur in Formel 39 eingesetzt werden. Die Schallleistung unter der Berücksichtigung des inhomogenen Schallfeldes an den Rändern berechnet sich nun wie folgt:

$$W_2 = \frac{\left\langle p_2^2 \right\rangle \left( 1 + \frac{S_T \lambda}{8V} \right)}{4 \rho_0 c_0} A \tag{40}$$

Besonders im tiefen Frequenzbereich bei großen Raumvolumina zwischen 50 und 150m³ ist diese Korrektur gut anwendbar und erzielt zufriedenstellende Ergebnisse [65]. Bei kleinen Volumina, welche übliche Laborräumlichkeiten aufweisen, ist diese Korrektur nicht anwendbar und findet aus diesem Grund auch keine Anwendung in den derzeitig gültigen Messnormen (ISO 10140-2). Dennnoch ist bei der Schalldruck-methode ein difuses Schallfeld im Messraum Grundvorraussetzung für die Andwendbarkeit und weist somit bei den üblichen Volumina der Laborraume durch die sinkende modale Überlappung klare Grenzen in Richtung tiefen Frequenzbereich auf.

### 5.1.3 DCM

Die Messung der Intensität bei tiefen Frequenzen beinhaltet aufgrund der Messprinzipien der beiden vorangehend geschilderten Messprinzipien große Probleme. Beide Methoden weisen Schwächen im tiefen Frequenzbereich auf [104, 105, 106, 107, 108] und hängen stark mit der Konditionierung des Schallfeldes im Messraum zusammen. [109]. Im Falle der Schalldruckmethode wird von einem homogänen Schallfeld ausgegangen und bei der Intensitätsmethode aufgrund des Messprinzips ausschließlich direkt und ohne weitere Reflexionen vom Probekörper. Beides ist in derzeitig normativ geregelten Messräumlichkeiten schwer umsetzbar. Ein entscheidender Vorteil des LDV-Ansatzes besteht darin, dass durch die Verwendung eines Rayleigh-Integrals die intrinsischen Schallübertragungseigenschaften eines Bauelements unabhängig

von den besonderen Eigenschaften der Testanlage bestimmt werden können. [13]

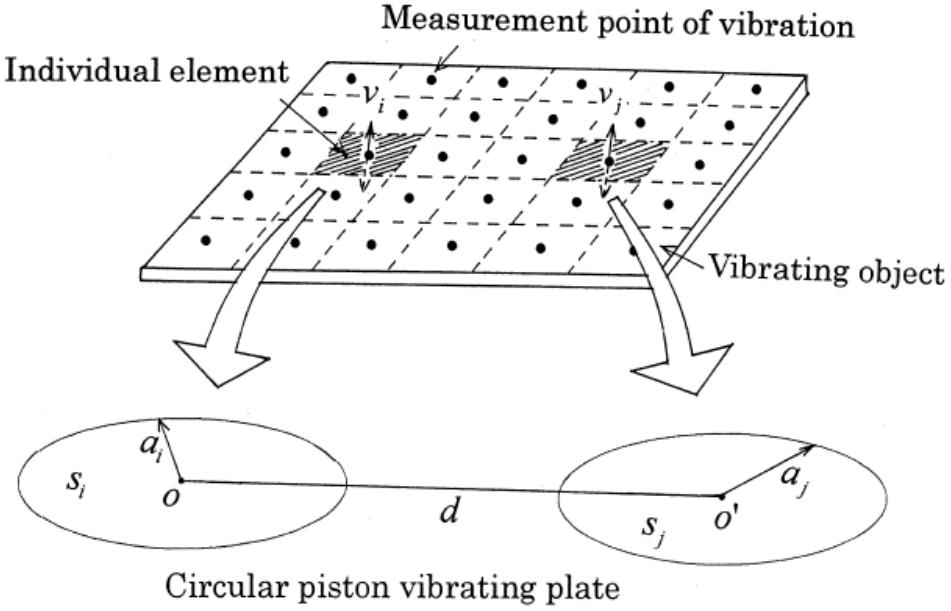



Abbildung 45: Diskretisierung der abstrahlenden Bauteiloberfläche bei der Bestimmung des Abstrahlgrades mittels der DCM (Discrete Calculation Method) [104]

Die DCM wird in [104] vorgestellt und basiert auf der Diskretisierung des Probekörpers in endlich große kreisrunde Teilgebiete $S_i$ von denen die mittlere Oberflächengeschwindigkeit bekannt ist. Diese Teilgebiete werden als individuelle Punktquellen angesehen (siehe Abbildung 82), die über ihre Interaktion und Summierung der von ihnen abgestrahlten Schallleistung bei ausreichend feiner Diskretisierung das Abstrahlverhalten der gesamten Probekörperoberfläche wiedergeben werden. Dabei sollte der Abstand d zwischen den Elementen die halbe Wellenlänge der Kooinzidänzfreqeuenz nicht überschreiten. [104, 109]. Im Falle der DCM und nach den in [105, 107] präsentierten Methoden kann der Schalldruck p hervorgerufen durch die Schallabstrahlung der einzelnen Kolbenstrahler und deren Interaktionen, in einem Abstand d an einem Punkt r wie folgt beschrieben werden:

$$\tilde{p}(\mathbf{r},\omega) = \frac{i\omega\rho}{2\pi}\iint_A \tilde{v}(\mathbf{r}_A,\omega)\frac{e^{-ikd}}{d}dS \tag{41}$$

Wobei rA der Positionsvektor auf der Oberfläche A, d der Abstand zwischen dem Punkt der Auswertung und dem Mittelpunkt des Bereichs A, v die Geschwindigkeit in normaler Richtung in der Mitte des Bereichs A, wobei die aktive akustische Intensität I entlang ist. So kann die Oberfläche A des Vibrationspaneels in normaler Richtung des Paneels erhalten werden.

$$\tilde{I}(\boldsymbol{r}_A,\omega)=\frac{1}{2}Re(\tilde{p}(\boldsymbol{r}_A,\omega)\tilde{v}(\boldsymbol{r}_A,\omega)) \tag{42}$$

Durch die Integration der Intensität über die schallabstrahlende Oberfläche A wird die gesamte abgestrahlte aktive Schallleistung W berechnet.

$$\widetilde{W}(\omega)=\int\int_A \tilde{I}(\boldsymbol{r}_A,\omega)dS \tag{43}$$

Entsprechend Tabelle 1 wurde der Abstrahlgrad der Leichtbaukonstruktion unter Körper- und Luftschallanregung mittels den drei Methoden gemessen. Wobei der Abstrahlgrad wiefolgt definiert ist:

$$\sigma(\omega)=\frac{\widetilde{W}(\omega)}{\rho_0 c_0 A\left\langle \tilde{v}^2 \right\rangle} \tag{44}$$

W bezeichnet die abgestrahlte Schallleistung über den Strukturoberflächenbereich A, ρ die Luftdichte, ω die Winkelfrequenz. Die Schallleistung W wird durch eine Intensitätssonde (Intensitätsmethode) gemessen, die auf der Grundlage der Schalldruckpegel (Schalldruckverfahren) im diffusen Schallfeld berechnet und durch eine Rayleigh Integral Formulierung (DCM) geschätzt wird.

## 5.2 Methodenvergleich

Die mittels der unterschiedlichen Methoden, entsprechend Tabelle 6, ermittelten Abstrahlgrade werden die Methoden in Abbildung 46 verglichen. Der Vergleich dient zur Auswahl der weiteren Methode der Bestimmung des Einflusses der Verbindungsmittel zwischen Tragkonstruktion und Wandbildner auf das Abstrahlverhalten der untersuchten Konstruktionen.

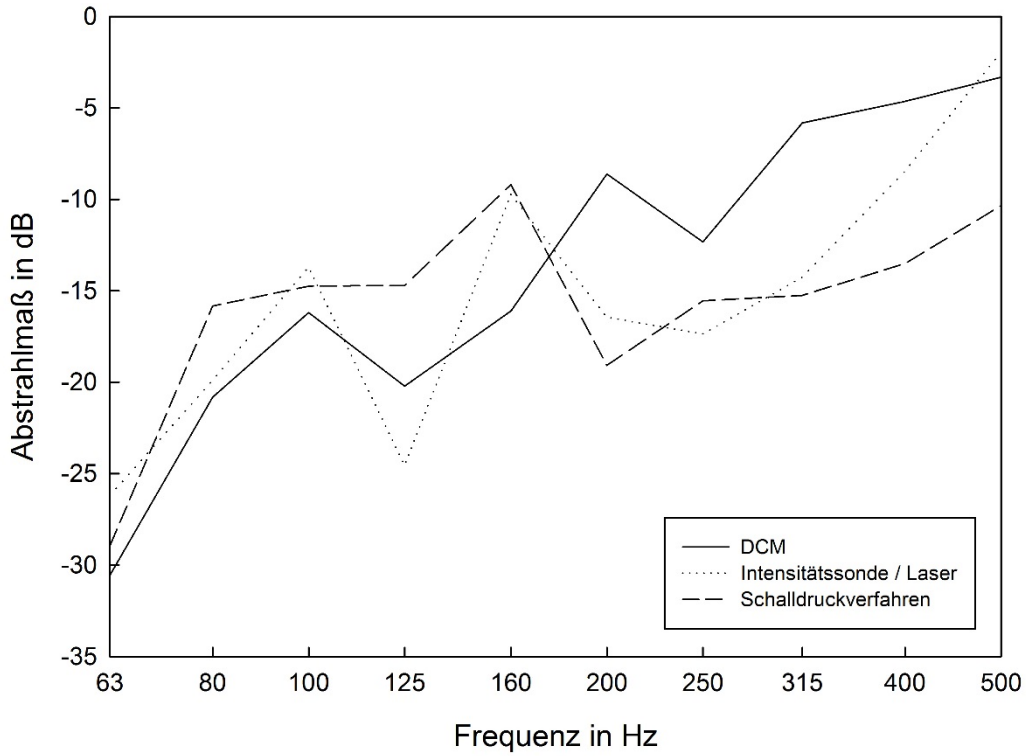



Abbildung 46: Vergleich der Ergebnisse unterschiedlicher Messmethoden zur Bestimmung des Abstrahlmaßes einer Gipsfaserständerkonstruktion

Der Vergleich der mittels unterschiedlicher Messmethoden bestimmten Abstrahlgrade, dargestellt in Abbildung 46, zeigt deutliche Abweichungen in den gemessenen Abstrahlgraden mit zunehmender Frequenz von max. 10dB auf. Einen wesentlichen Einfluss stellen die unterschiedlichen Randbedingungen der Lagerung der wandbildenden Elemente der Leichtbaukonstruktion in den unterschiedlichen Aufbausituationen dar. Der Plattenrand ist im Falle der Abhängung frei gelagert und im Fensterprüfstand durch Einbaukit gehalten. In dem betrachteteden Frequenzbereich spielt das Verhalten der Plattenränder eine wesentliche Rolle. In [110] wird gezeigt, das unter gleichbleibenden Randbedingungen, die präsentierten Messmethoden zu akzeptablen Ergebnisabchweichungen führen. Da die Methode zur Ermittlung des Abstrahlgrads mittels Schalldruckmethode aufgrund des Messprinzips bereits für weitere Untersuchungen ausscheidet, wurden tiefergehende Untersuchungen anhand der Intensitätsmethode und der DCM durchgeführt. Als Bauteil wurde die in Abbildung 19 dargstellte Gipsfaserständerkonstruktion gewählt und mittels der in Abbildung 14 dargstellten Vorrichtung frei schwingend aufgehängt. Die Anregung des Bauteils erfolgt in allen Varianten mittels einem

elektrodynamischen Schwingungserreger, der durch einen Stinger mit dem Bauteil verbunden ist. Auf der von der Anregung abgewandeten Bauteiloberfläche wird für beide Varianten zur Bestimmung des Abstrahlgrads die mittlere Oberflächengeschwindigkeit mittels Laserscanning Vibrometer gemessen. Für die DCM benötigt es keinen weiteren Messschritt, wobei für die Intensitätsmethode eine Abtastung der Bauteiloberlfäche mittels p-p Sonde und 100mm Spacer erfolgt. Die gemessenen bzw. berechneten abgestrahlten Schallleistungspegel und die mit der mittleren Oberflächengeschwindigkeit ermittelten Abstrahlgrade werden in Abbildung 47 bis 50 verglichen.

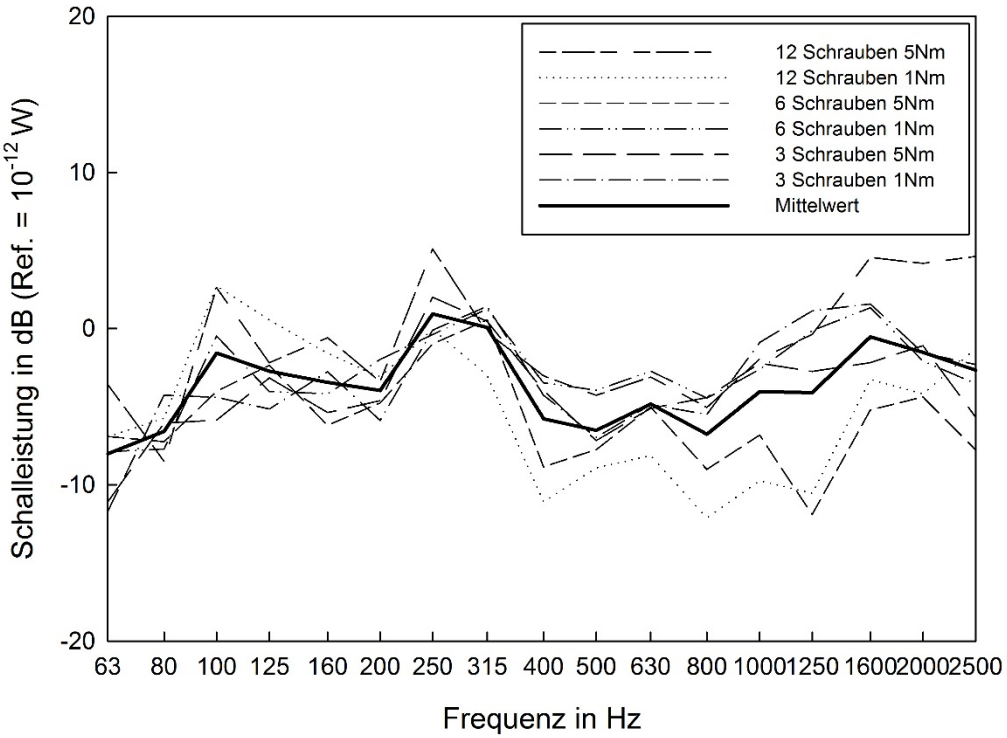



Abbildung 47: Darstellung der Differenz der ermittelten abgestrahlten Schallintensitäten mittels Intensitätsmethode und DCM des Bauteils ohne Hohlraumbedämpfung

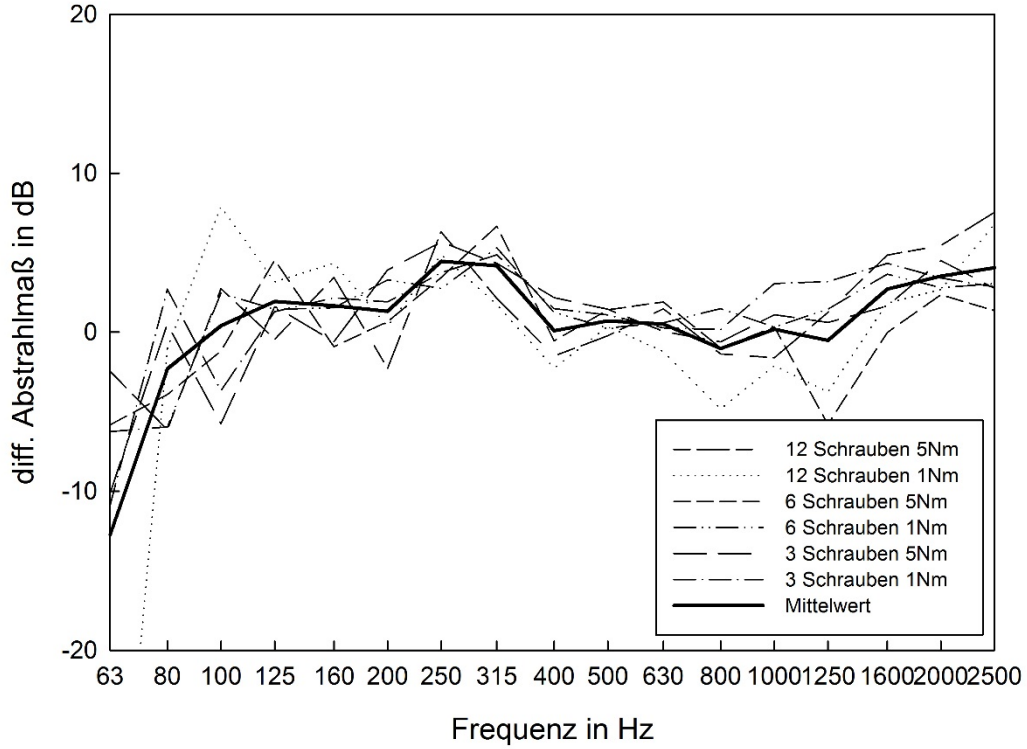



Abbildung 48: Darstellung der Differenz der ermittelten Abstrahlgrade mittels Intensitätsmethode und DCM des Bauteils ohne Hohlraumbedämpfung

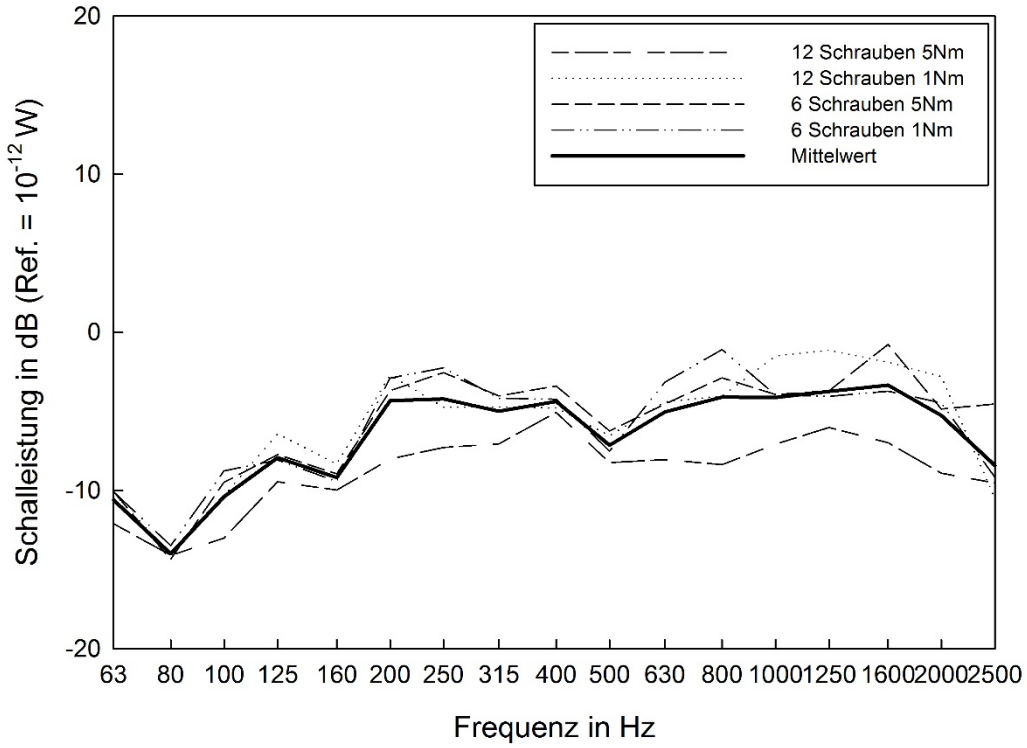



Abbildung 49: Darstellung der Differenz der ermittelten abgestrahlten Schallintensitäten mittels Intensitätsmethode und DCM anhand folgenden des Bauteils mit Hohlraumbedämpfung

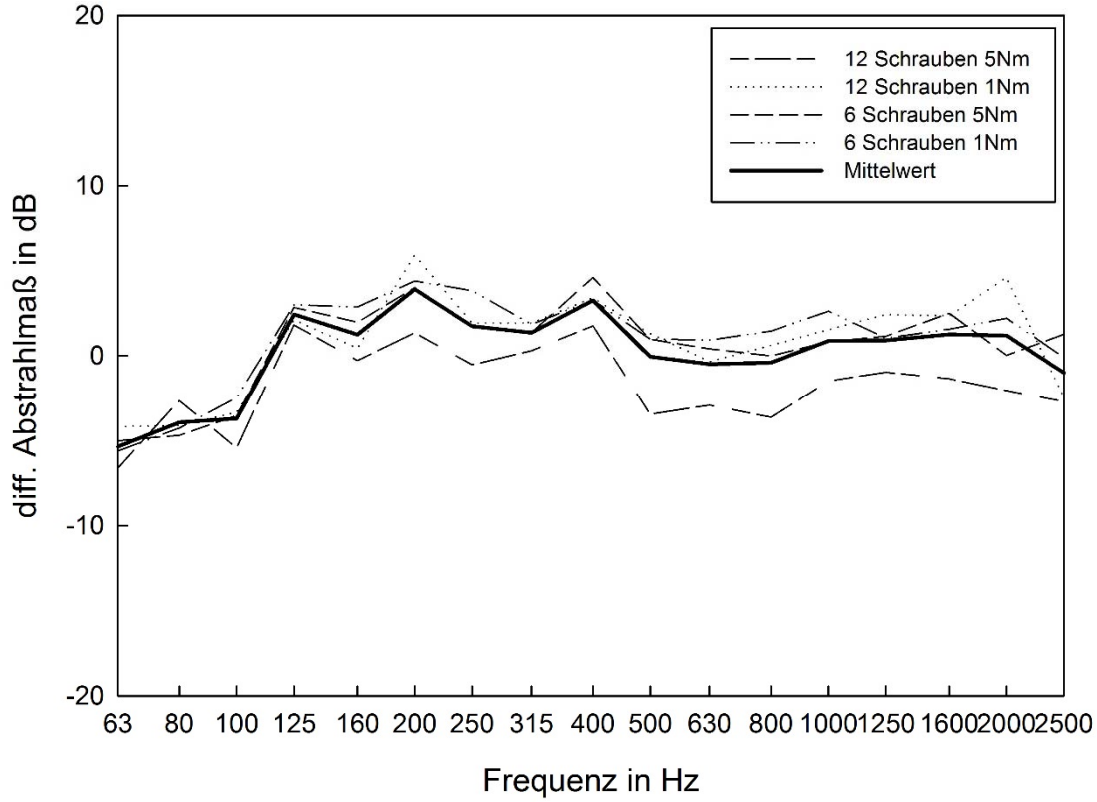



Abbildung 50: Darstellung der Differenz der ermittelten Abstrahlgrade mittels Intensitätsmethode und DCM des Bauteils ohne Hohlraumbedämpfung

Abbildung 47 bis 50 zeigt die Ergebnisse des Vergleichs zwischen den beiden Messmethoden. In allen Varianten ist eine vergrößtere Abweichung zwischen den beiden Methoden in den ermittelten Schallleistungen und Abstrahlgraden mit steigender Frequenz zu erkennen. Diese Tatsache ist vermutlich auf die Diskretisierung der Bauteiloberfläche bei der DCM zurückzuführen. Ebenso ist zu beobachten, dass mit Holraumbedämpfung die Differenzen zwischen den einzelnen Varianten kleiner werden und eine generelle Überschätzung der abgestrahlten Leistung durch die DCM stattfindet und somit auch eine Überschätzung des Abstrahlgrades der untersuchten Varianten. Trotz der teils großen Abweichungen, werden die weiterführenden Untersuchungen mittels DCM durchgeführt, da diese verlässlichere Ergebnisse im betrachteteten tiefen Frequenzspektrum (50-500Hz) liefert und einen geringeren Messaufwand hervorruft [104].

## 5.3 Einfluss der Verbindungsmittel

Neben bereits dem in Abschnitt 4 aufgezeigten Einflüssen auf das Schalldämmmaß und die Schallenergieübertragung zwischen Tragkonstruktion und Wandbildner der Ausbildung der Verbindung zwischen Steher und Platte, stellt der folgende Abschnitt diesen Einfluss auf die Schallabstrahlung und dessen Effektivität in Form des Abstrahlmaßes dar. Die Untersuchungen wurden an einem 1,25m mal 1,50m großen folgendem Bauteil mit unterschiedlichen Schraubenabständen (45-1410mm) und unterschiedlichen Schraubenanzugsmomenten (1Nm, 5Nm) durchgeführt. Das Bauteil wurde wie in Abbildung 14 dargestellt abgehängt womit die Plattenränder frei schwingen konnten. Das Bauteil wurde mittels elektrodynamischen Schwingungsanreger punktuell zur Schwingung angeregt und die dabei abgestrahlte Schallleistung auf der davon abgewandten Bauteiloberfläche mittels Intensitätssonde gemessen. Die für die Ermittlung des Abstrahlgrades notwendige mittlere Oberflächengeschwindigkeit wurde mittels Laservibrometrie bestimmt. Die Untersuchung wurde im Frequenzbereich zwischen 63Hz und 2500Hz durchgeführt, wodurch der Einsatz von einem 100 mm Spacer der Intenstiätssonde notwendig war. Die für die Ermittlung des Abstrahlgrades notwendige mittlere Oberflächengeschwindigkeit wurde mittels Laservibrometrie auf einem Messraster von ca. 10x10cm bestimmt

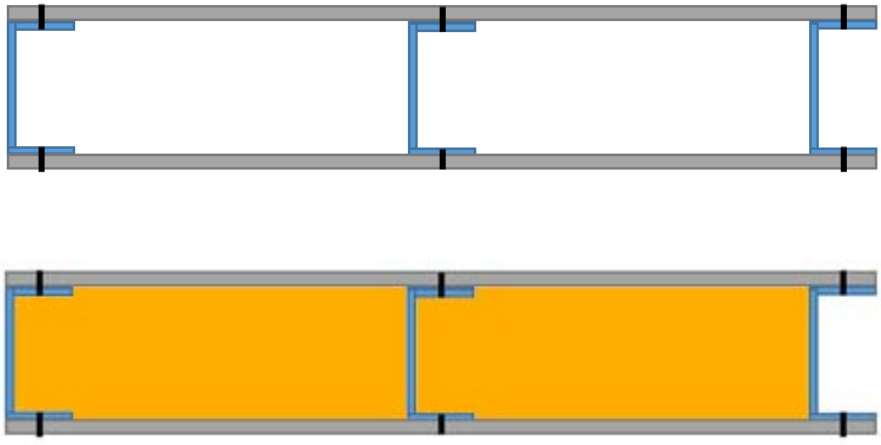


Abbildung 51: Schematische Darstellung der untersuchten Gipsfaserständerkonstruktionen ohne (oben) und mit Hohlraumbedämpfung

### 5.3.1 Schraubenabstand

Der Schraubenabstand stellt für den Plattenteil zwischen den Schraubfixierungen eine entsprechende Randbedingung dar, die das Abstrahlverhalten beeinflussen. Wie in Abbildung 52 zu erkennen ist, verändert sich besonders im tiefen Frequenzsprektrum, der Abstrahlgrad mit dem gewählten Schraubenabstand um bis zu 10dB. Mit steigender Frequenz in Richtung der Grenzfrequenz ist kein wesentlicher Einfluss des Schraubenabstandes auf den Abstrahlgrad feststellbar. Die Unterschiede in der abgestrahlten Schallleistung aus Abbildung 52 sind somit nur auf die sich veränderte über die Plattenoberfläche gemittelte Schnelle zurückzuführen.

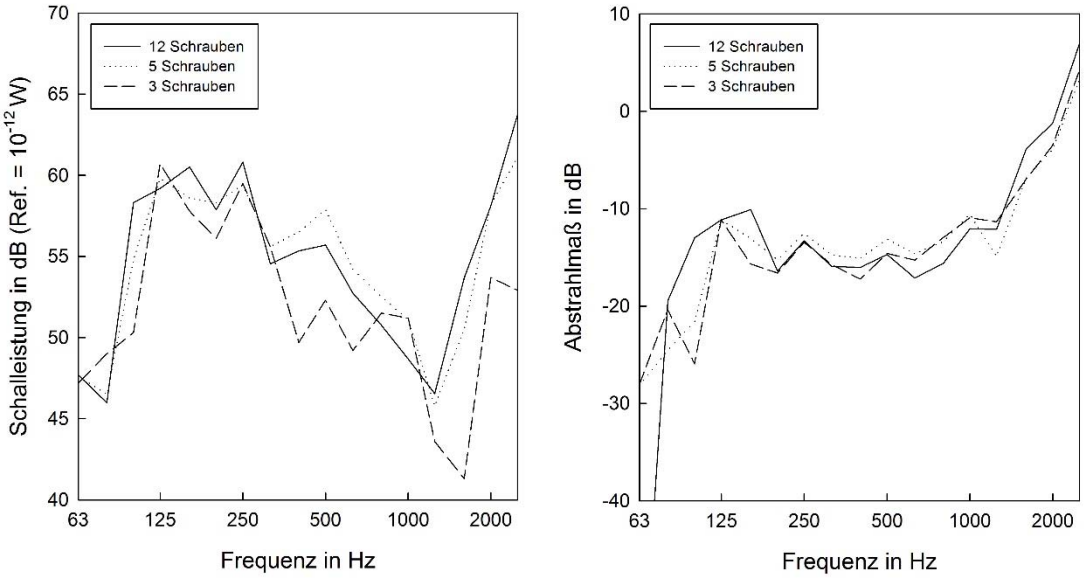



Abbildung 52: Abgestrahlte Schallintensität in dB (links) und ermittelter Abstrahlgrad in dB (rechts) der Varianten des Bauteils ohne Hohlraumbedämpfung und 1Nm Anzugsmoment der Schrauben

Wie ein Vergleich zwischen Abbildung 52 und Abbildung 54 zeigt, ist der Einfluss des Schraubenabstandes auf das Abstrahlmaß bei geringerem Schraubenanzugsmoment größer als bei einem hohen Anzugsmoment von 5Nm. Eine Erklärung für die grundsätzliche Beeinflussung des Abstrahlmaßes durch den Schraubenabstand und das Schraubenanzugsmoment liefert Abbildung 53. Zu erkennen ist, dass bei der dargestellten Platteneigenmode bei 85 Hz die Zwangsbedinung der Platte an den Rändern des Plattenabschnitts zwischen den Schraubfixierungen mit sinkendem Schraubenabstand und steigendem

Schraubenanzugsmoment, der einer Einspannung entspricht und somit die Schallauslöschungsphänomene am Rand, die für das Abstrahlverhalten unterhalb der Koenzidnezgrenzfrequenz wesentlich sind, auf einem größeren Plattenbereich nicht stattfinden. Ein Vergleich zu Abbildung 85 in Kapitel 6.8 der Darstellung der Abhängigkeit des Abstrahlmaßes zu den Plattenrandbedingungen zeigt, dass der Abstrahlgrad einer Platte mit freien Lagerung des Plattenrandes kleiner ist, als der einer Platte mit eingespannten Plattenrändern. Dieses Phänomen ist vergleichbar mit der hier auftretenden Situation der sich änderten Schraubfixierungspunkte und Schraubenanzugsmomente.

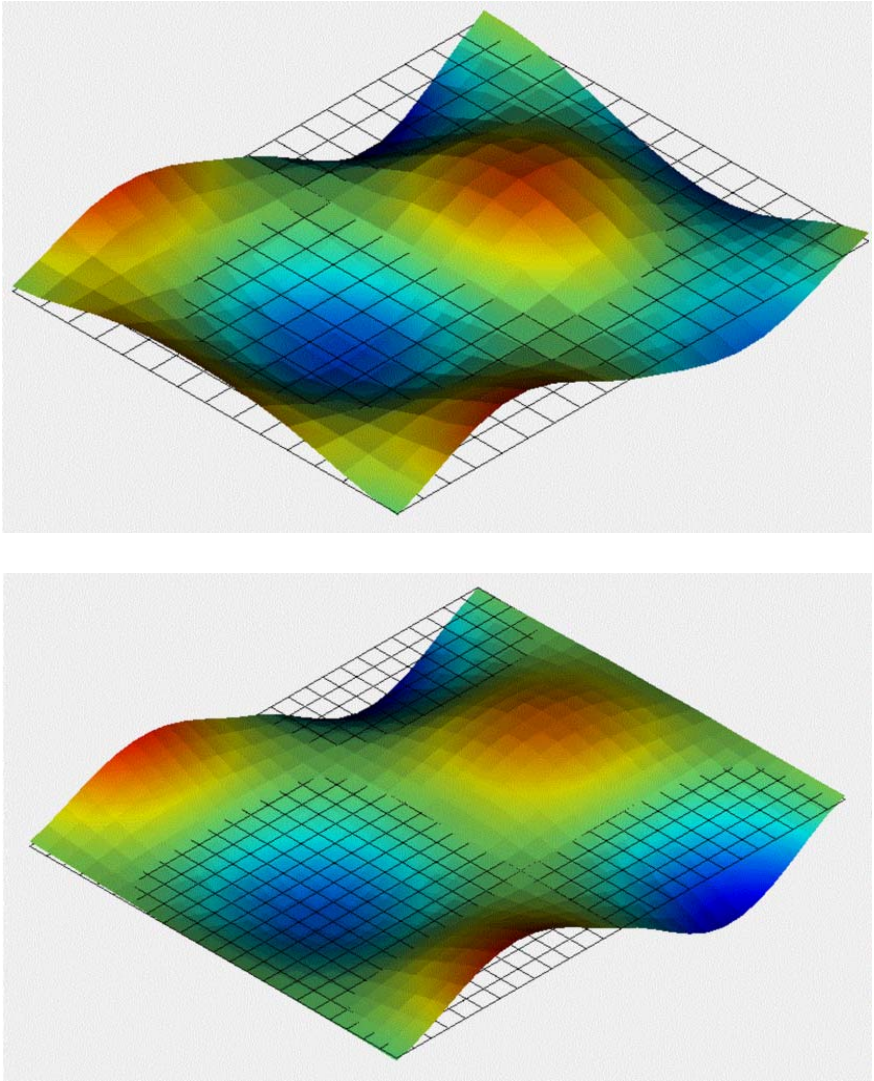


Abbildung 53: Gemessene Geschwindigkeitsverteilung der schallabstrahlenden Plattenoberfläche bei Körperschallanregung bei 85Hz. Variante mit 3 Schrauben und 1Nm Anzugsmoment (oben) Variante mit 12 Schrauben und 5Nm Anzugsmoment (unten)

Wie Abbildung 56 zeigt, ist das gezeigte Phänomen auch bei vorhanden sein einer Hohlraumbedämpfung der doppelschaligen Wandkonstruktion ähnlich ausgebildet noch vorhanden.

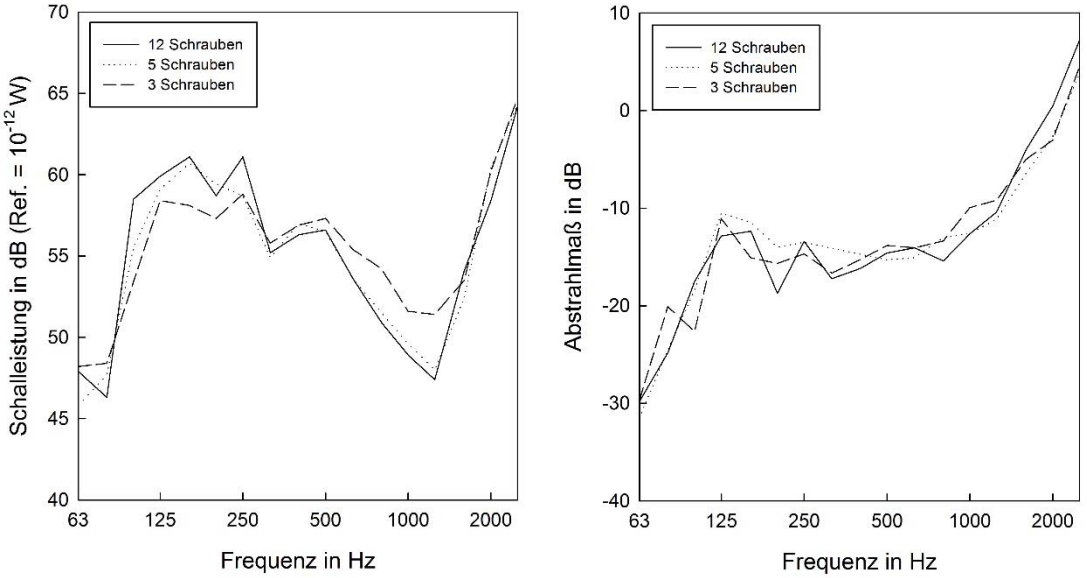



Abbildung 54: Abgestrahlte Schallintensität in dB (links) und ermitteltes Abstrahlmaß in dB (rechts) der Varianten des Bauteils ohne Hohlraumbedämpfung und 5Nm Anzugsmoment

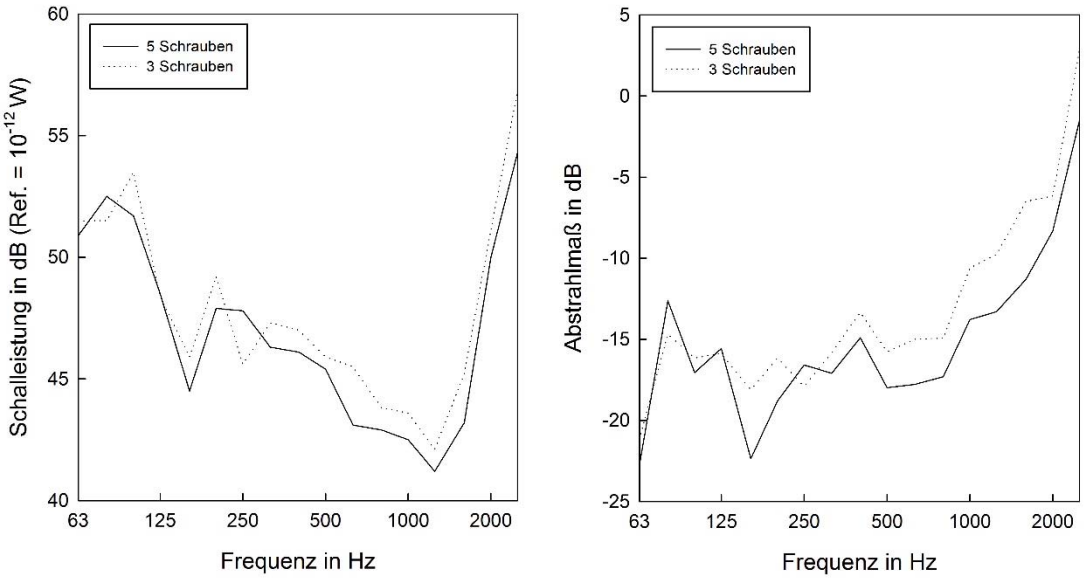



Abbildung 55: Abgestrahlte Schallintensität in dB (links) und ermitteltes Abstrahlmaß in dB (rechts) der Varianten des Bauteils mit Hohlraumbedämpfung und 5Nm Anzugsmoment

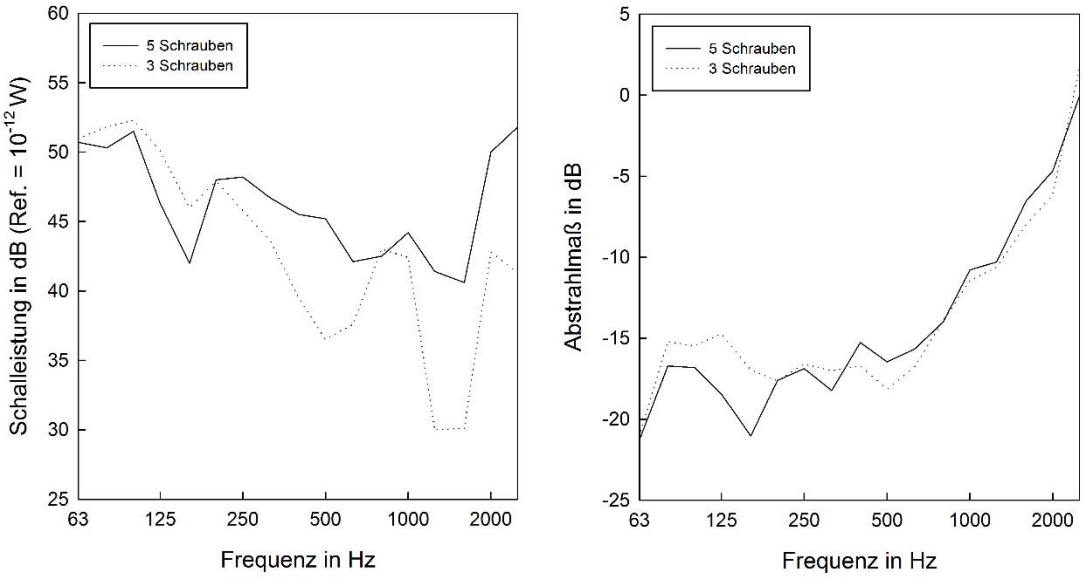



Abbildung 56: Abgestrahlte Schallintensität in dB (links) und ermittelter Abstrahlgrad in dB (rechts) der Varianten des Bauteils mit Hohlraumbedämpfung und 1Nm Anzugsmoment

### 5.3.2 Hohlraumbedämpfung

In [111] wurde der Einfluss der strukturellen Dämpfung der Materialien auf die Schallabstrahlung untersucht. „Die Ergebnisse für Verlustfaktoren von 0,01 und 0,03 sind sehr nahe beieinander, was bestätigt, dass der Strahlungswirkungsgrad effektiv unabhängig von der Dämpfung für Werte unterhalb von etwa 0,03 (für die vorliegende Plattengeometrie) ist“. [111] Die somit verbleibenden Einflüsse, die in dieser Arbeit untersucht werden, ist die Hohlraumbedämpfung und das Schraubenanzugsmoment. Abbildung 57 zeigt die deutlich reduzierte abgestrahlte Schallleistung der Varianten mit Hohlraumbedämpfung. Der Vergleich der gemessen Abstrahlgrade zeigt, dass nur im tiefen Frequenzbereich eine Beeinflussung des Abstrahlgrades durch die Hohlraumbedämpfung zu erkennen ist und der Unterschied in der abgestrahlten Schallleistung wiederrum auf die reduzierte mittlere Oberflächengeschwindigkeit zurückzuführen ist. In der Literatur ist umfassend beschrieben, durch welche Vorgänge der Weg der Schallübertragung und somit der reduzierten Energieübertragung über den Weg des Hohlraumes, durch eine Bedämpfung mittels poröser Baustoffe, erzielt werden kann. Es wird somit auf [4, 47, 85] verwiesen.

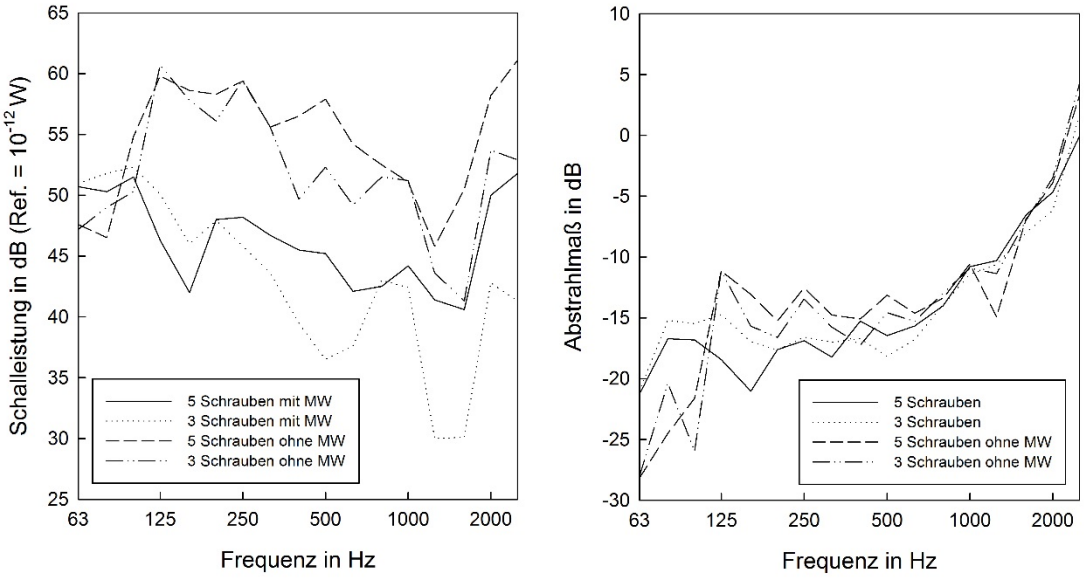



Abbildung 57: Abgestrahlte Schallintensität in dB (links) und ermittelter Abstrahlgrad in dB (rechts) der Varianten des Bauteils mit und ohne Hohlraumbedämpfung mittels Mineralwolle und 1Nm Anzugsmoment

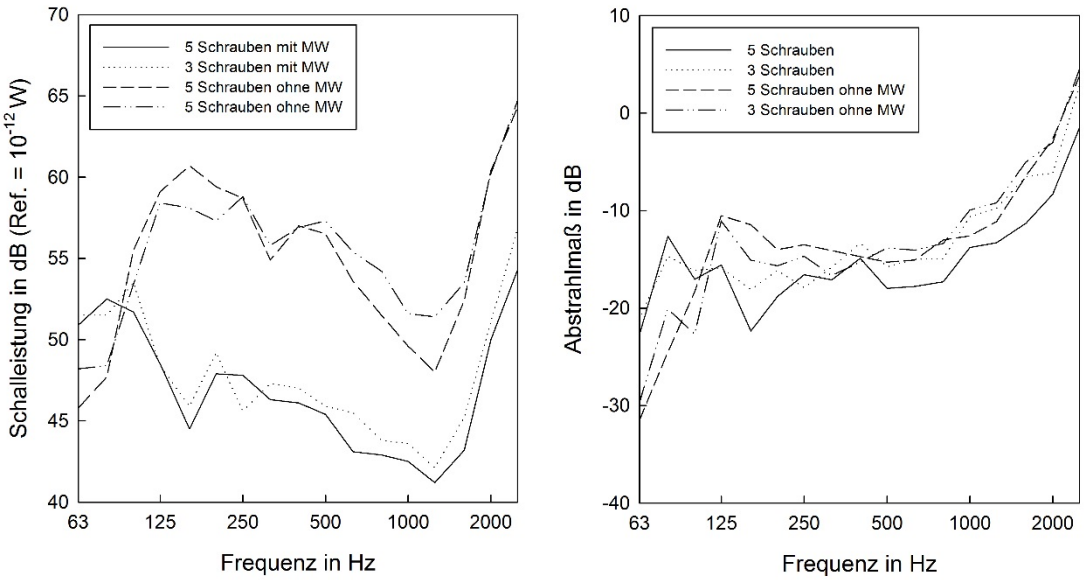



Abbildung 58: Abgestrahlte Schallintensität in dB (links) und ermittelter Abstrahlgrad in dB (rechts) der Varianten des Bauteils mit und ohne Hohlraumbedämpfung mittels Mineralwolle und 5Nm Anzugsmoment

## 5.4 Lösungsansätze zur Prognose des Abstrahlgrades

Ausgehend von der Problematik, dass sich eine ganzheitliche Implementierung des gesamten Raumvolumens und der gesamten Prüfraumstruktur in die FEM – Umgebung nicht nur aufwendig sondern auch sehr berechnungsintensivierend auswirken würde, bedarf es für die Ermittlung der Effizienz der Schallabstrahlung des Bauteils dazu alternativer Methoden. Die Schallabstrahlung von plattenartigen Strukturen wurde ausführlich untersucht, insbesondere in dem Fall einer Platte, die in einer unendlich ausgedehnten starren Struktur montiert ist. Dementsprechend sind vielfältige Lösungen dieser Problemstellung in der Literatur vorhanden [95, 94, 112]. Die Wesentlichsten werden anschließenden kurz dargestellt und anhand der konkreten Anwendung an einer in dieser Arbeit wesentlichen Konfiguration von Bauteil untersucht und mit Messergebnissen verglichen. Als Randbedingungen für diese Plattenstrukturen wird in den meisten Lösungen von einer einfachen unterstützenden Auflageverbindung ausgegangen, die eine freie Rotation des Plattenrandes zulässt. Diese Randbedingungen werden häufig wegen ihrer, für analytische Berechnungen günstigen Eigenschaften, verwendet. Dennoch stehen für die Vibration von Platten mit anderen Randbedingungen analytische Modelle zur Verfügung [114, 115, 111, 116, 117, 118]. Neben den analytischen Lösungen aus der Literatur werden zwei numerische Ansätze untersucht und dessen Lösungen mit denen der analytischen Berechnungsmethoden verglichen.

### 5.4.1 Analytische Modelle

Maidanik [95] zeigte erstmals eine Methode für die Prognose des Abstrahlgrades einer Platte, die in einer unendlichen ausgedehnten starren Struktur frei gelagert ist. Dementsprechend ergibt sich der Abstrahlgrad σ in Abhängigkeit der Frequenz f, der Plattengeometrie und den Materialeigenschaften zu:

$$\sigma = \begin{cases} max\left( \frac{4\pi^2}{c^2 S} \frac{B}{\rho_s h}, \frac{Pc}{4\pi^2 S f_c} \frac{(1-\alpha^2) ln\left(\frac{1+\alpha}{1-\alpha}\right) + 2\alpha}{(1-\alpha^2)^{\frac{3}{2}}} \right) & für\ f_{1,1} < f < f_c \\ 0.45\sqrt{\frac{P f_c}{c}} & für\ f \approx f_c \\ \left(1 - \frac{f_c}{f}\right)^{-\frac{1}{2}} & für\ f > f_c \end{cases} \quad (45)$$

mit

$$\alpha = \sqrt{\frac{f}{f_c}} \quad (46)$$

B bezeichnet dabei das Biegemodul, c die Schallgeschwindigkeit in dem Matierial, S die Bauteiloberfläche, $\rho_s$ die Rohdichte des Bauteils, h die Dicke des Bauteils, $f_c$ die Koenzidenzgrenzfrequenz des Bauteils und P der Umfang des Bauteils. Eine Berücksichtigung von unterschiedlichen Auflagerbedingungen der Platte ist bei dieser Methode nicht möglich. Diese liefert somit im tiefen Frequenzbereich bei von der freien Auflagerbedingung abweichenden Randbedingungen der betrachteten Struktur (f<<fc) deutlich irreführende Ergebnisse. [119].

Zur Verbesserung der Ergebnisse der von Maidanik eingeführten Methode zur Prognose des Abstrahlgrades zeigte Leppington [94] eine Methode auf, bei der auch unterschiedliche Randbedingungen in der Berechnung des Abstrahlgrades Berücksichtigung finden können. Leppington zeigte, dass die Gleichung 45 den Abstrahlgrad im tiefen Frequenzbereich unterschätzt und implementierte entsprechende Verbesserungen, die große Unterschiede im Abstrahlgrad unterhalb der Koinzidenzgrenzfrequenz aufzeigten. Entsprechend [94] berechnet sich der Abstrahlgrad σ in Abhängigkeit der Frequenz f, der Plattengeometrie und den Materialeigenschaften wie folgt:

$$\sigma = \begin{cases} max\left( \frac{P}{2\pi\mu kS\sqrt{\mu^2-1}} \left[ ln\left(\frac{\mu+1}{\mu-1}\right) + \frac{2\mu}{\mu^2-1} \right] \left[ C_{BC}C_{OB} - \mu^8 (C_{BC}C_{OB} - 1) \right] \right) & für\ f_{1,1} < \\ (0.5 - \frac{0.15L_1}{L_1})\sqrt{k}\sqrt{L_1} & für\ f \approx f_c \\ \frac{1}{\sqrt{1-\mu^2}} & für\ f > f_c \end{cases} \quad (47)$$

mit

$$\mu = \sqrt{\frac{f_c}{f}} \quad (48)$$

$C_{BC}$ und $C_{OB}$ sind Koeffizienten die in Abhängigkeit der Orientierung des Bauteils ($C_{OB}$=1 wenn das Bauteil in der Ebene der biegesteifen Platte liegt und $C_{OB}$=2 wenn die Ränder des Bauteils bündig mit den Rändern der biegesteifen starren Platte sind) und der Randbedingungen ($C_{BC}$=1 bei freier Auflagerung der Bauteilränder, $C_{BC}$=2 bei geklemmten Bauteilrändern) des Bauteils unterschiedlich groß ausfallen. Beide Ansätze gehen von der Annahme aus, dass das schallabstrahlende Bauteil in einer biegesteifen unendlichen ausgedehnten starren Platte liegt. Diese Bedingung führt zu einer einfacheren mathematischen Formulierung der analytischen Lösungen und deckt sich im weitesten Sinn mit der üblichen Prüfstandsituation zur Bestimmung des Schalldämmaßes von Fensterbauteilen. Diese Einbausituation dient im weiteren Verlauf der Arbeit als Prüfbedingung für die untersuchten Bauteilvarianten. Nichtsdestotrotz ist diese Situierung des Bauteils in einer starren Platte nicht immer repräsentativ für die betrachtete Situation. Aus diesem Grund wurde das Problem eines Bauteils, das nicht in einer starren Platte eingebunden ist, auch von einigen Autoren untersucht [112, 113].

### 5.4.2 Numerische Modelle:

Neben des, auf einer finiten Diskretisierung der abstrahlenden Oberfläche in einzelne agierende Kolbenstrahler basierenden (siehe Abschnitt 5.1.3) Verfahren, DCM [104] wurde in der bereits für die strukturdynamischen Berechnungen verwendete FEM – Umgebung COMSOL dazu verwendet einen unendlich großen Halbraum zu implementieren, in diesem, das in einer starren Platte eingebettetes Bauteil, Schall abstrahlt. Um Vergleichbarkeit und Wiederholbarkeit gegenüber den anderen Verfahren zu gewährleisten liegt der besondere Fokus auf der, den halbraumbegrenzenden Oberfläche angesetzten Randbedingung. Diese Randbedingungen müssen gewährleisten, dass keine Schallenergie an ihr reflektiert wird und somit zu einer Rückkopplung auf das Schwingungsfeld des Bauteils und des Schallfelds im Halbraum führt. Die Verwendung einer einfachen homogenen Dirichlet- oder Neumann-Randbedingung führt zu einer Totalreflexion der ausgehenden Wellen an der Grenze [59]. Ausführlich wird z.B. in [120, 121] eine dafür über das gesamte Frequenzspektrum geeignete Methode der Perfect Matched Layers zur Modellierung dieser Randbedingung dargstellt und diskutiert.

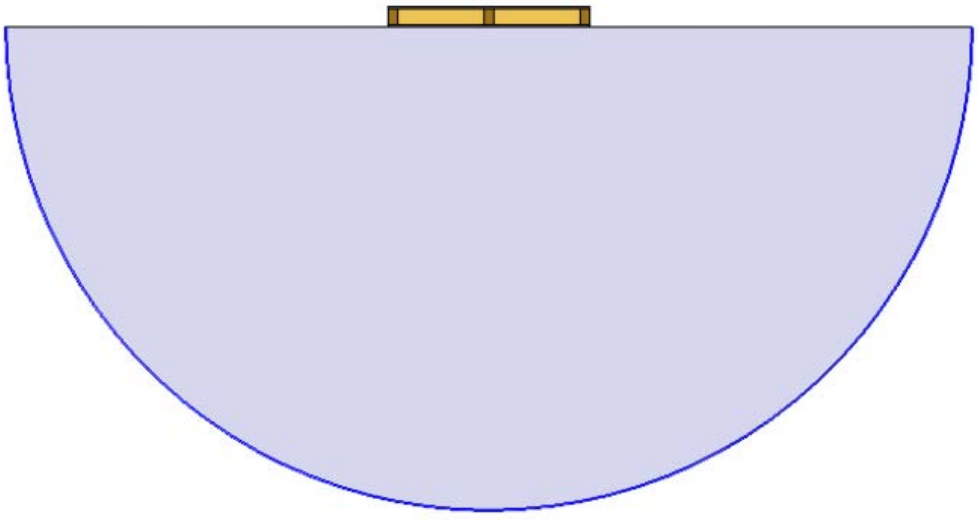


Abbildung 59: Darstellung eines horizontalen Schnitts des in Comsol Modellierten Halbraumes zur Modellierung des Abstrahlverhaltens des Bauteils und in blau markiert die nicht reflektierende Randbedingung

Die perfectly matched layer (PML) ist eine Domäne oder Schicht, die einem akustischen Modell hinzugefügt wird, um eine offene und nicht reflektierende unendliche Domäne nachzuahmen. Es stellt eine perfekt absorbierende Domäne als Alternative zu den nicht reflektierenden Randbedingungen auf. Das PML arbeitet mit allen Wellenarten, nicht nur ebenen Wellen. Es ist auch bei sehr schrägen Einfallswinkeln effizient. [60]

Ein Nachteil der PML, die einer zusätzlichen Schicht dessen Dicke mit sinkender Frequenz an Dicke gewinnt, ist der dafür zusätzliche auftretende Diskretisierungsaufwand. Die FEM-Umgebung COMSOL bietet zur Modellierung dieser Randbedingung neben den Perfect Matched Layers noch weitere Ansätze zur Umsetzung, womit bei den folgenden Studien von einer abstrahlenden Randbedingung ausgegangen wird. Diese Methode liefert im Gegensatz zur PML minimale Reflektionen von der die Domäne verlassenden Schallwelle, bietet aber für die durchgeführten Studien eine ausreichende Approximation einer nicht reflektierenden Randbedingung. Für die Abstrahlung von zylindrischen und sphärischen Wellen, führt COMSOL die entsprechenden Ausdrücke zweiter Ordnung aus [122].

## 5.5 Vergleich der Modell- und Messergebnisse

Durchgeführt wurde eine Untersuchung der unterschiedlichen dargestellten Modelle zur Prognose des Abstrahlgrades. Analysiert wurden die Ergebnisse zwischen der ersten Eigenresonanz ($f_0$=50Hz) bis zur Koinzidenzgrenzfrequenz des Bauteilaufbaus (fc=2100Hz, Gipsfaserplatte 12 mm – Holzsteher (100x60 mm) 100 mm – Gipsfaserplatte 12,5 mm, 5 Schrauben je Steher, 5Nm Anzugsmoment). Die Messung erfolgte entsprechend der zuvor dargestellten Methode mittels DCM und abgehängter Konstruktion unter Anregung mittels elektrodynamischen Schwingungsanreger an einer Position der abstrahlenden Oberfläche abgewandten Seite des Bauteils. Die numerische Prognose des Abstrahlgrades mittels FEM wurde nur bis 500Hz durchgeführt, da eine Berechnung des Abstrahlgrades bei höheren Frequenzen auf Grund der dafür notwendigen feinen Diskretisierungsgröße keine zeiteffiziente Möglichkeit darstellt.

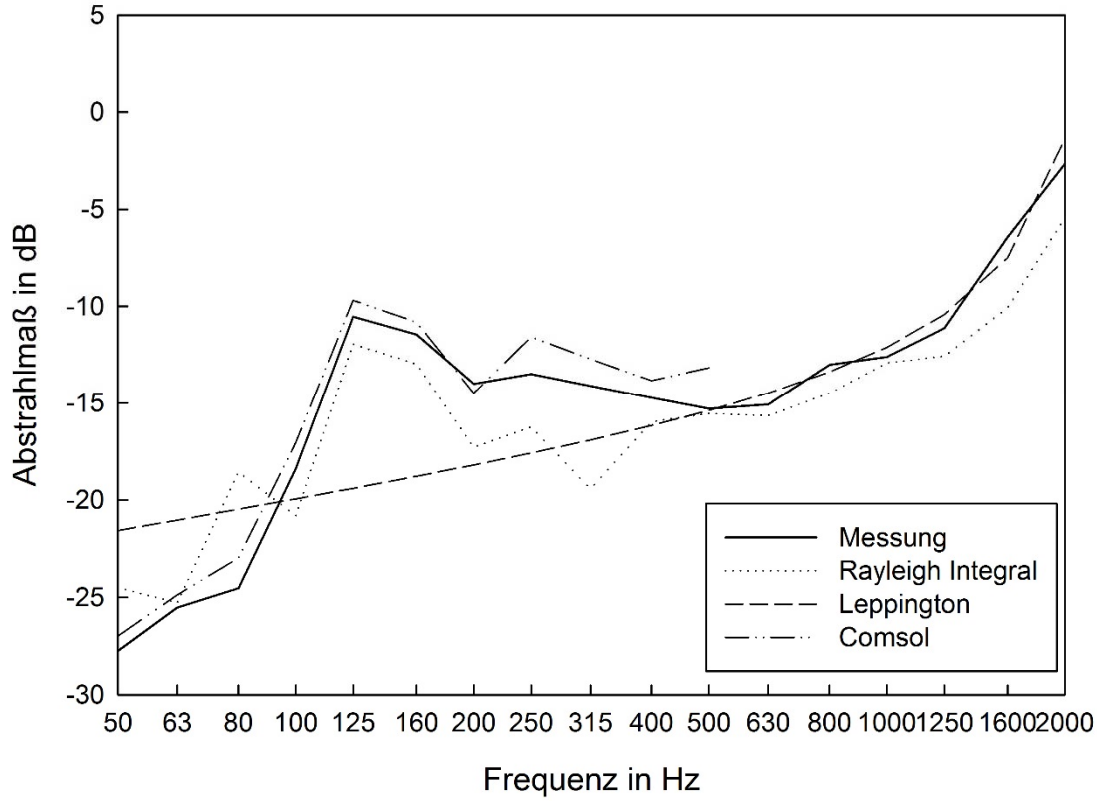



Abbildung 60: Vergleich der mittels der dargestellten Methoden ermittelten Abstrahlgrade eines Leichtbauteils unter Körperschallanregung

Der Vergleich der Ergebnisse der unterschiedlichen Ansätze zur Prognose des Schallabstrahlgrades in Abbildung 60 zeigt, dass bei tiefen Frequenzen, im Bereich der ersten Resonanzfrequenz, der Ansatz nach Leppington [94] bzw. Maidanik [95] keine zufriedenstellende Prognose des Abstrahlgrades geliefert werden. Diese Ansätze berücksichtigen keine Cross-Mode-Beiträge [119]. hervorgehoben; Es wurde in [119] festgestellt, dass dieser Beitrag insbesondere bei niedrigen Frequenzen nicht vernachlässigt werden sollte. Einen zufriedenstellenderen Vergleich liefern die beiden auf numerischen Verfahren basierenden Varianten mittels Rayleigh Integral [104] und FEM. Die Variante mit voller Diskretisierung des in den vom Bauteil abstrahlenden Lufthalbraumes (Variante COMSOL) liefert die besten Ergebnisse in dem für diese Arbeit wesentlichen Frequenzbereich.

# 6 Numerische Modellierung und Validierung

Das anschließende Kapitel umfasst die Darstellung und Validierung der Implimentierten Modellansätze zur Modellierung der Luft- und Körperschallübertragung der untersuchten Gipsfaserständerkonstruktionen. Die Berechnungen in der FEM und die Messungen mittels Laservibrometrie erfolgen grundsätzlich in einer 1Hz Schrittweite. Zur besseren Übersicht erfolgt anschließend eine Filterterung in unterschiedlichen Bandbreiten der Ergebnisse.

## 6.1 Schallausbreitung im Fluid

FEM Simulationen von bauakustischen Phänomenen stellen eine innovative Methode dar, um die gekoppelte Situation zwischen Schallfeld und Baukörper zu beschreiben. Um eine gesicherte Prüfstandsdimensionierung zu gewährleisten war es nötig, das Programm COMSOL und dessen Modul Acoustic-Solid Interaction auf die projektspezifische Eignung hin zu untersuchen und zu validieren.

Hierzu wurde innerhalb eines Wandprüfstandes das Schalldruckpegelfeld in einem engen Raster in zwei unterschiedlichen z-Koordinaten während einer Wandprüfung (Bestimmung des Bauschalldämmmaßes) erfasst und mit den Ergebnissen einer Simulation des Versuchablaufs und den sich einstellenden Schalldruckpegelfeldern in Sende- und Empfangsraum verglichen. Ziel ist eine möglichst gute Übereinstimmung zwischen FEM Simulation und der Messung in Größe und Ausbildung des Schalldruckpegelfeldes in beiden Räumen.

### 6.1.1 Messung des Schallfeldes in Empfangs- und Senderaum

Im Wandprüfstand einer Versuchsanstalt wurde eine Porenbetonwand mit einer Wanddicke von 40cm aufgebaut und dessen Bauschalldämmmaß nach EN ISO 10140-2:2010 gemessen. Der beschriebene Versuchsaufbau wurde genutzt, um das Schallfeld in Sende- und Empfangsraums messtechnisch zu erfassen. Die Zielvorgabe des Vergleiches der gemessenen Schallfelder und der simulierten Schallfelder bedingt eine möglichst engmaschig gerasterte Erfassung der Schalldruckpegel in Sende und Empfangsraum. In Abbildung 61 ist das angewendete Messraster im Grundriss dargestellt. Dieser Messraster wurde in zwei unterschiedlichen Höhen (1.77m und 1.27m) angewendet. An den

dargestellten Punkten wurde mittels eines Schallpegelanalysators und mehreren Mikrofonen der Schalldruckpegel gemessen und dokumentiert, wodurch das Schallfeld in den beiden Räumen beschrieben werden konnte. Ebenso wurde der Schallleistungspegel des Lautsprechers messtechnisch erfasst. Die Messungen wurden bei einem Dauerton von 80Hz durchgeführt, um einerseits eine Validierung im tiefen Frequenzbereich zu ermöglich als auch eine einfachere Umsetzung in der FEM – Software Umgebung zuzulassen, da die benötigte Netzauflösung für eine ausreichende Genauigkeit der Simulationsergebnisse mit der zu untersuchenden Frequenz bzw. Wellenlänge korreliert.

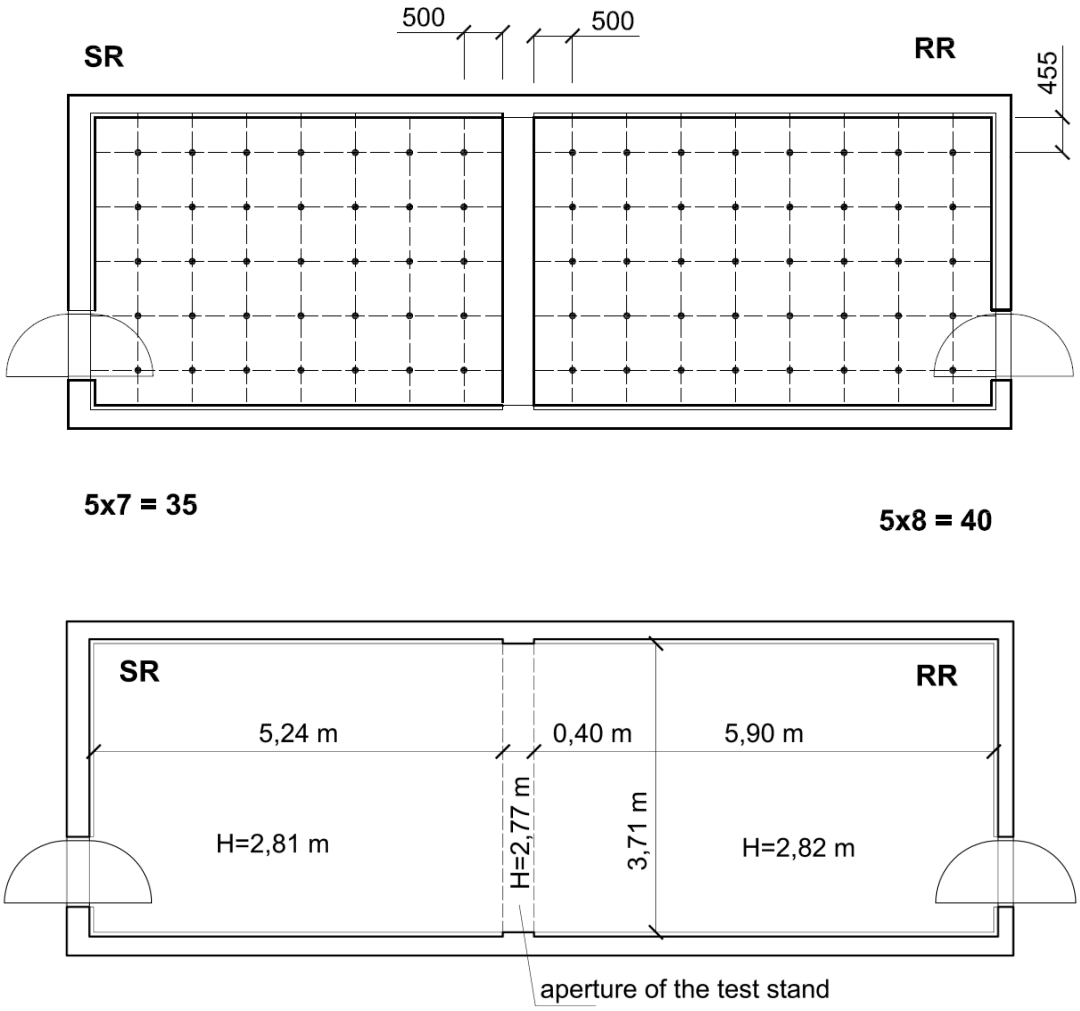



Abbildung 61: Grundrissdarstellung des Prüfstandes und dessen Abmessungen (unten). Grundriss Darstellung des angewendeten Messrasters in einem XY-Schnitt, der Abstand zwischen den Punkten beträgt 70cm (oben)

### 6.1.2 Simulation des Schallfeldes in Empfangs- und Senderaum

Als Modul innerhalb der FEM-Software Umgebung Comsol wurde das Acoustic-Solid Interaction Modul innerhalb der Frequenzdomäne verwendet. Das Acoustic-Solid Interaction Interface vereint das Druck Acoustic Modul und das Festkörpermechanik Modul, um die akustischen Druckvariationen in der Fluid Domäne mit den strukturellen Verformungen der Festkörper Domäne zu verknüpfen. Das Druck-Akustik-Modul wird dazu verwendet um die Druck-schwankungen innerhalb einer Fluid Domäne während des Ausbreitens von Schallwellen bei ruhenden Randbedingungen zu berechnen. Hierbei wird die Helmholtz Gleichung gelöst und sie ist somit geeignet alle Variationen von linearen akustischen Simulationen mit harmonischen Variationen des Druckfeldes zu lösen. Das Festkörper–Mechanik-Modul ist dazu geeignet, generelle strukturelle Analysen von 3D, 2D Strukturen durchzuführen. Das gekoppelte Interface dieser beiden Module kann somit als Beispiel benützt werden, um die Schalltransmission durch elastische Strukturen zu simulieren oder andere gekoppelte Vibroakustikphänomene zu untersuchen. Die gekoppelten Randbedingungen zwischen Fluid- und Festkörperdomäne interagieren als multiphysikalisches Problem, bei diesem die akustische Druckschwankung einen Druck auf den Rand des Festkörpers erzeugt und die strukturelle Vibration der Oberfläche des Festkörpers eine normal zur Oberfläche gerichtete Beschleunigung über den Rand der Fluid Domäne aufbringt.

Die Geometrie wurde entsprechend in COMSOL umgesetzt. Zusätzlich zu der im Grundriss dargestellten Geometrie wurden die im Sende- und Empfangsraum platzierten Absorber, erkennbar in Abbildung 62, dreidimensional in der FEM-Softwareumgebung aufgebaut. Die 40cm starke Porenbetonwand wurde als homogene Struktur mit empirisch angepassten Materialkennwerten (siehe 6.1.3) modelliert.

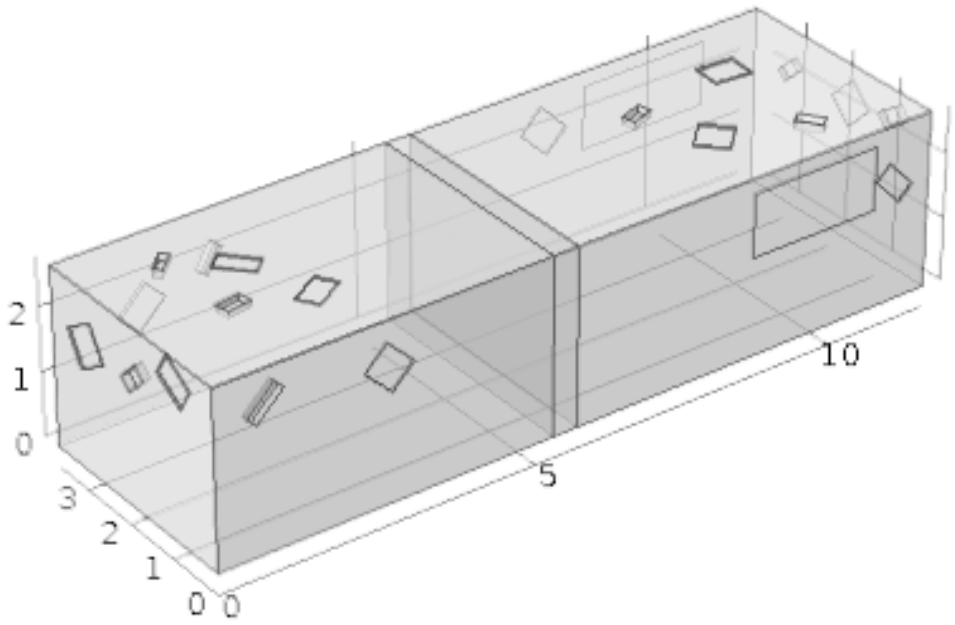



Abbildung 62: Dreidimensionalen Simulationsmodell des Prüfstands in COMSOL (Achsenbeschriftung in m)

### 6.1.3 Materialparameter

Als Materialdaten benötigt es abseits der in COMSOL eingebauten Materialfunktionen der Luft von Dichte und Schallgeschwindigkeit in Abhängigkeit des Drucks und der Temperatur, die Materialdaten der geprüften Porenbetonwand. Hierbei wurde angenommen, dass diese Wand einen homogenen isotropen Bauteil darstellt. Die benötigten Materialparameter wurden empirisch aus Simulationsläufen bestimmt. Es ergaben sich die in Tabelle dargestellten Materialkenngrößen.

Tabelle 7: Materialdaten der Porenbetonwand als homogenes isotropes Bauteil

| | | |
|---|---|---|
| E | 1,55 | kN/mm² |
| nu | 0,60 | - |
| rho | 475 | kg/m³ |

### 6.1.4 Randbedingungen

Als Randbedingung an den Absorberoberflächen wurde eine Oberflächenimpedanz vorgegeben. In Vereinfachung zu dem realen Verhalten des Schallfeldes an der Oberfläche in Abhängigkeit des Einfallswinkels wurde eine bei 80Hz konstante Oberflächenimpedanz angesetzt. Diese normale Oberflächenimpedanz, dargestellt in Tabelle 8, wurde anhand Formel 36 und 37 in Abhängigkeit des Strömungswiderstandes und der Absorberdicke für die im Prüfraum angebrachten Absorber nach dem Model von Delany und Bazley berechnet (siehe Abschnitt 3.5.1). Neben dem als schallhart angesetzten Boden und der beschrieben Randbedingung für die porösen Absorber im Prüfraum musste für die an Wänden und Decken der Prüfräume angebrachte Vorsatzschale eine weitere Randbedingung definiert werden.

Tabelle 8: Berechnete normale Oberflächen Impedanzen der Absorber innerhalb des Sende- und Empfangsraums

| Abs Nr. | Höhe in cm | Breite in cm | Tiefe in cm | Dichte in kg/m³ | sigma in Pa s/m | X | Zc real | Zc mg | kc real | kc mg | Zn real | Zn mg |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | 60,00 | 49,50 | 3,00 | 50,00 | 700,00 | 0,34 | 1160,70 | 195,99 | 1,77 | 0,52 | 1135,41 | 99,23 |
| 2 | 60,00 | 19,50 | 12,00 | 50,00 | 700,00 | 1,37 | 4301,22 | 284,17 | 1,58 | 0,23 | 4334,76 | 294,42 |
| 3 | 60,00 | 42,50 | 3,50 | 50,00 | 700,00 | 0,40 | 1337,29 | 204,26 | 1,74 | 0,48 | 1432,49 | 178,37 |
| 4 | 44,00 | 24,00 | 12,50 | 50,00 | 700,00 | 1,43 | 4474,59 | 287,30 | 1,58 | 0,22 | 4467,17 | 319,59 |
| 5 | 59,50 | 56,50 | 3,50 | 50,00 | 700,00 | 0,40 | 1337,29 | 204,26 | 1,74 | 0,48 | 1432,49 | 178,37 |
| 6 | 59,50 | 45,00 | 3,00 | 90,00 | 1000,00 | 0,24 | 1201,33 | 254,46 | 1,85 | 0,65 | 1217,29 | 206,44 |
| 7 | 44,50 | 16,50 | 12,00 | 50,00 | 700,00 | 1,37 | 4301,22 | 284,17 | 1,58 | 0,23 | 4334,76 | 294,42 |
| 8 | 60,00 | 36,00 | 3,50 | 50,00 | 700,00 | 0,40 | 1337,29 | 204,26 | 1,74 | 0,48 | 1432,49 | 178,37 |
| 9 | 40,50 | 24,00 | 10,50 | 90,00 | 1000,00 | 0,84 | 3836,04 | 355,98 | 1,63 | 0,31 | 3824,41 | 359,44 |
| 10 | 60,00 | 33,00 | 3,00 | 50,00 | 700,00 | 0,34 | 1160,70 | 195,99 | 1,77 | 0,52 | 1135,41 | 99,23 |
| 11 | 40,50 | 15,00 | 12,00 | 50,00 | 700,00 | 1,37 | 4301,22 | 284,17 | 1,58 | 0,23 | 4334,76 | 294,42 |
| 1 | 60,00 | 47,00 | 3,50 | 50,00 | 700,00 | 0,40 | 1337,29 | 204,26 | 1,74 | 0,48 | 1432,49 | 178,37 |
| 2 | 98,90 | 210,20 | 7,60 | 50,00 | 700,00 | 0,87 | 2772,33 | 251,43 | 1,62 | 0,30 | 2826,21 | 230,69 |
| 3 | 40,00 | 19,00 | 11,50 | 50,00 | 700,00 | 1,31 | 4127,79 | 280,95 | 1,58 | 0,24 | 4140,91 | 246,47 |
| 4 | 59,00 | 50,50 | 3,50 | 50,00 | 700,00 | 0,40 | 1337,29 | 204,26 | 1,74 | 0,48 | 1432,49 | 178,37 |
| 5 | 42,00 | 24,00 | 12,00 | 50,00 | 700,00 | 1,37 | 4301,22 | 284,17 | 1,58 | 0,23 | 4334,76 | 294,42 |
| 6 | 60,00 | 31,50 | 3,50 | 90,00 | 1000,00 | 0,28 | 1379,50 | 265,19 | 1,81 | 0,59 | 1422,72 | 279,98 |
| 7 | 102,70 | 213,50 | 7,80 | 50,00 | 700,00 | 0,89 | 2841,99 | 253,19 | 1,62 | 0,30 | 2896,75 | 266,71 |
| 8 | 60,00 | 48,00 | 3,50 | 50,00 | 700,00 | 0,40 | 1337,29 | 204,26 | 1,74 | 0,48 | 1432,49 | 178,37 |
| 9 | 40,00 | 21,00 | 12,00 | 50,00 | 700,00 | 1,37 | 4301,22 | 284,17 | 1,58 | 0,23 | 4334,76 | 294,42 |
| 10 | 40,00 | 21,00 | 12,00 | 50,00 | 700,00 | 1,37 | 4301,22 | 284,17 | 1,58 | 0,23 | 4334,76 | 294,42 |
| 11 | 59,00 | 50,50 | 3,50 | 50,00 | 700,00 | 0,40 | 1337,29 | 204,26 | 1,74 | 0,48 | 1432,49 | 178,37 |

Da die Vorsatzschale einen Plattenabsorber darstellt, war es nicht mehr möglich mit einfachen Modellen wie das von Delany und Bazley die Oberflächenimpedanz zu bestimmen, um als Randbedingung für das FEM Modell zu dienen. Hierfür wurde das Programm „WinFlag“ heranzogen, welches mittels Transfermatrizenmethode die einzelnen Impedanzen der Schichten und die der Oberflächen bestimmen kann. Tabelle 8 zeigt das Ergebnis der Berechnung der Oberflächenimpedanz der Vorsatzschale in Terz- und Oktavbändern.

### 6.1.5 Vergleich und Interpretation der Simulations- und Messergebnisse

In Abbildung 63 und 64 ist der Vergleich des nach 6.1.1 gemessenen und 6.1.2 simulierten Schalldruckpegelfeldes zu erkennen. Dargestellt ist jeweils ein XY-Schnitt in 1.20m bzw. 1.77m Höhe. Seitens der Messung, entstanden die dargestellten Flächen durch Interpolation zwischen den gemessen Punkten (siehe Abbildung 61).

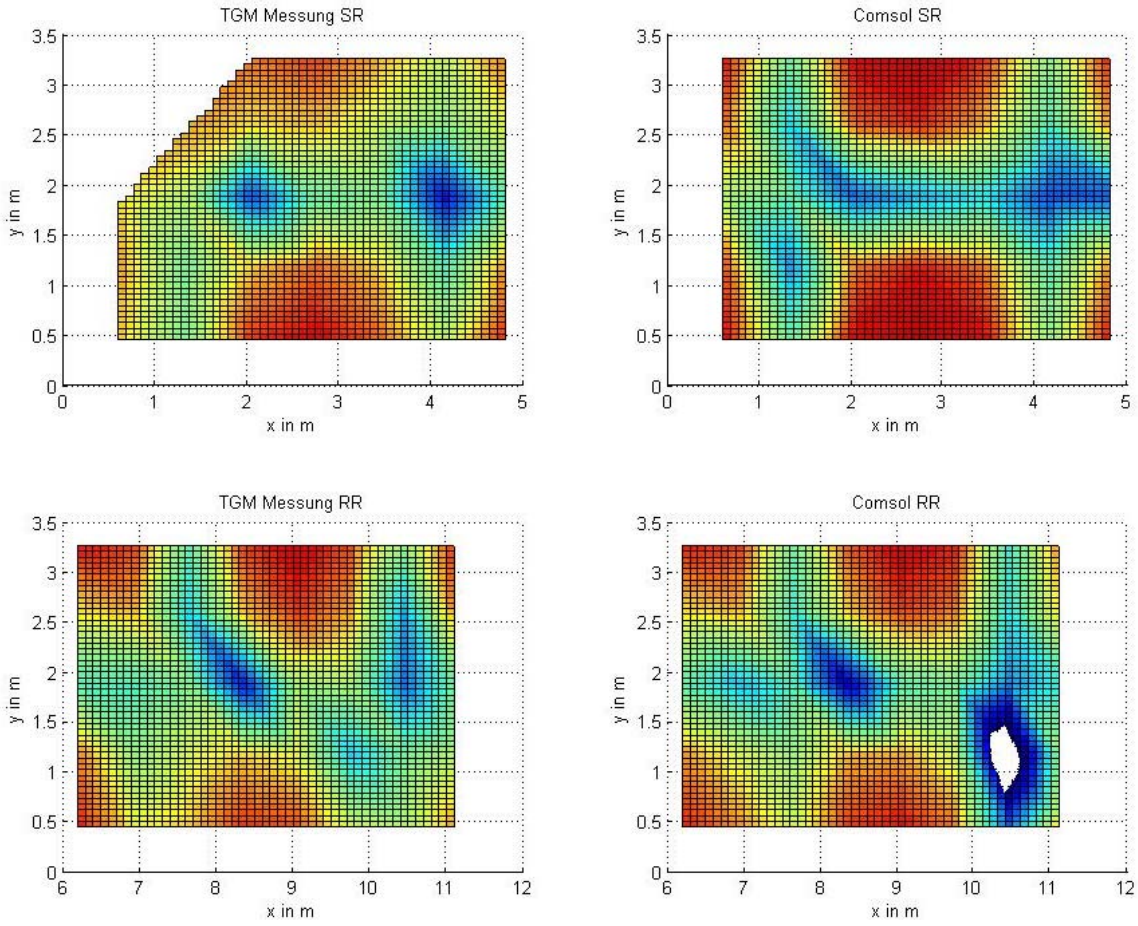



Abbildung 63: Vergleich der Schallpegelverteilung - Messung TGM (links) und Simulation (rechts) in einem XY-Schnitt in 1.20m Höhe

Der Vergleich der simulierten und gemessenen Datenpunkte zeigt eine, mit Berücksichtigung der vielen Annahmen und Vereinfachungen bei Randbedingungen und Materialparametern, hinsichtlich des Verwendungszwecks der Prüfstandsdimensionierung eine ausreichende Genauigkeit der Wiedergabe des gemessenen Schalldruckpegelfeldes, durch die

FEM-Simulationsumgebung. Die Divergenz der gemessenen und simulierten Daten in den Modentälern, in denen der Druckgradient gerechnet extrem groß ist, wird hervorgerufen durch rechnerisch nicht berücksichtigte Reflexionsphänomene durch z.B. raue Oberflächen. Da dieser Unterschied von simulierten Schallfeld zu gemessenen diffuseren Schallfeld in diesem konkreten Fall vernachlässigbar klein ist, ist davon auszugehen, dass sowohl Ausbildung als auch Größenordnung der sich einstellenden Schalldruckpegelfelder in den unterschiedlichen Geometrievarianten der Prüfstände mit hinreichender Genauigkeit (ca. ±5 dB) durch die FEM-Simulation mit der Softwareumgebung COMSOL prognostiziert werden können. Abbildung 63 zeigt, wie bereits Abbildung 62, eine ausreichende Übereinstimmung von gemessenen und simulierten Ausprägung des Schallfeldes in Sende- und Empfangsraum des Messaufbaus.

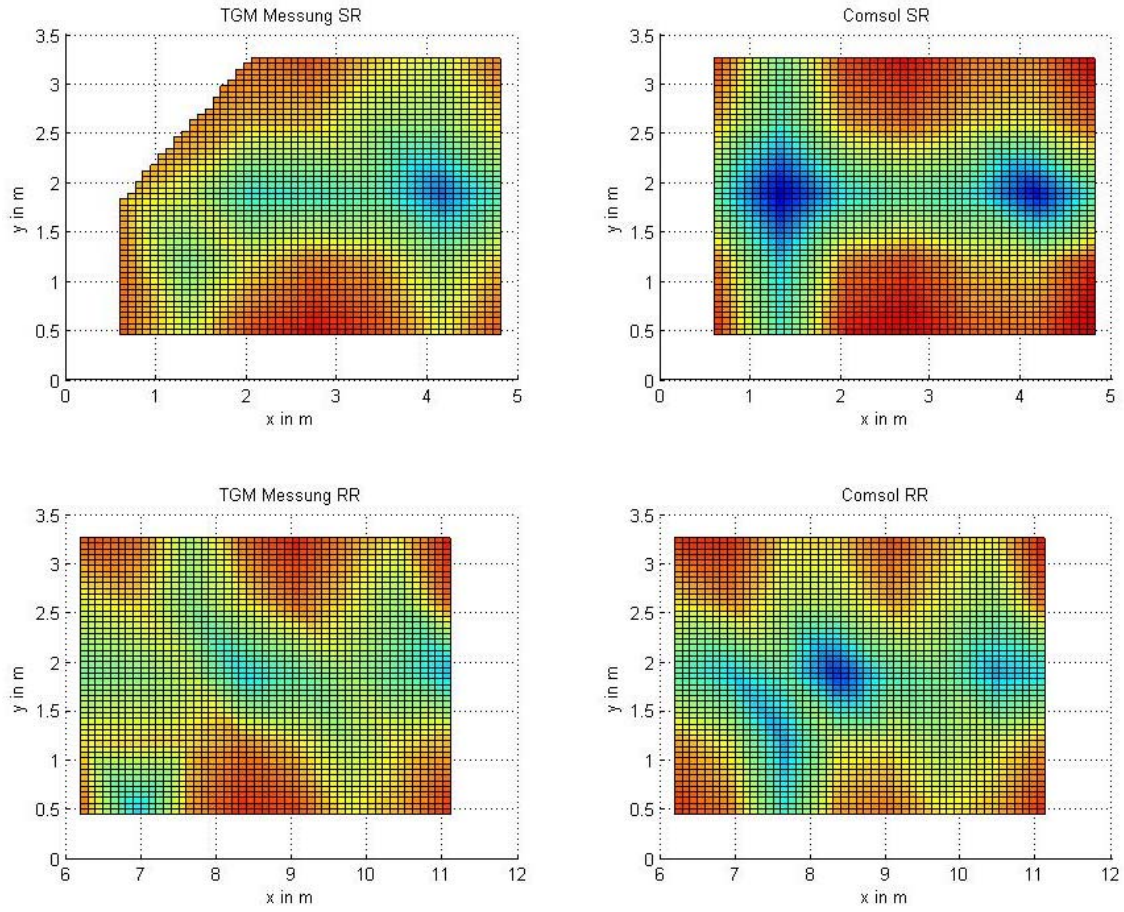



Abbildung 64: Vergleich der Schallpegelverteilung - Messung TGM (links) und Simulation (rechts) in einem XY-Schnitt in 1.77m Höhe

## 6.2 Luft- und Körperschallanregung

Während die numerische Abbildung einer Körperschallquelle, im Versuch repräsentiert durch einen elektrondynamischen Schwinungungsanreger einfach durch eine punktuelle Kraft, die über dem Frequenzspektrum der entsprechend gemessenen Kraft entspricht, stellt die Abbildung der Luftschallanregung innerhalb der Finite Elemente Umgebung durch ein diffuses Schallfeld, eine weitaus größere Hürde dar. Die Herausforderung besteht darin, das diffuse Schallfeld ohne die Modellierung des gesamten Senderraums möglichst genau nachzuempfinden, da mit der aufwendigen Modellierung der gesamten senderaumseitigen Struktur ein hoher numerischer Rechenaufwand entstehen würde. Trotz allem ist einer der prominentesten Ansätze im Rahmen der Simulation von Schalltransmission durch Baukonstruktionen mittels FEM die gesamte senderaumseitige Prüfraumstruktur mit, in die Simulationsumgebung aufzunehmen und entsprechend diese zu diskretisieren [123, 124, 125]. Ähnlich wie im vorangehenden Kapitel bedarf es bei dieser Vorgehensweise die Aufnahme der gesamten schallfeldbeeinflussenden Strukturen in den Messräumen, wie Diffuser und Absorber zur Konditionierung des Schallfeldes. Aufgrund der komplizierten Strukturen und des Ziels der Modellierung der Schraubverbindung innerhalb der leichten Baukonstruktion und der daraus resultierenden feinen Diskretisierung der Berechnugnsdomänen, braucht man zur zeiteffizienten Simulation, alternative Ansätze zur Modelllierung des diffusen Schallfeldes im Senderaum.

Nach Jacobsen und Roisin [96] wird das ideale diffuse Schallfeld als ein Schallfeld in einem unbegrenzten Medium definiert, das durch entfernte, unkorrelierte Quellen von zufälligem Rauschen erzeugt wird, die gleichmäßig über alle Richtungen verteilt sind. Zur Abbildung diffuser Schallfelder wurden bereits intensive Untersuchungen durchgeführt, die unterschiedliche Ansätze zur Modellierung dieses Schallfeldes aufzeigen [126, 127, 128, 129, 130, 131]. In dieser Arbeit wurde der Ansatz aus [132] verfolgt, ein diffuses Schallfeld durch eine hohe Anzahl von unkorrelierten Ebenenwellen mit zufälligen Phasen aus allen Richtungen im freien Raum zu superpositionieren. Diese ebenen Wellen müssen aufgrund von mehreren auftretenden Phänomenen, z.B. dem Koenzidenzeffekt einen unterschiedlich großen Einfallswinkel auf das Prüfobjekt

besitzen. Um die notwendige Anzahl und somit Winkelauflösung aller von 0 bis 180° möglicher Einfallswinkel (phi, theta) zu bestimmen, wurde anhand von einer homogenen Betonwand und der prognostizierten Ergebnisse von EN ISO 12354-1:2016 eine Anzahl von Wellen bestimmt, um eine möglichst genaue Übereinstimmung des prognostizierten Schalldämmmaßes zu erzielen.

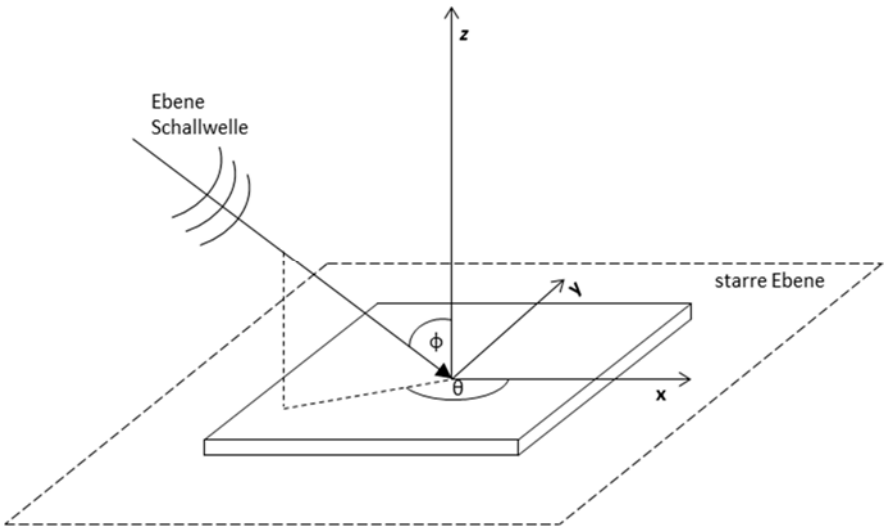



Abbildung 65: Schematische Darstellung des Modellierungsansatzes des diffuses Schallfeldes durch Überlagerung von Ebenen Wellen in der Finite Elemente Umgebung

Der Vergleich zwischen des mit der Methode aus EN12354-1:2016 berechneten Schalldämmmaßes und des Ergebnisses der FEM Berechnung zeigt bei einer Anzahl von 588 ebenen Wellen eine gute Übereinstimmung über das gesamte betrachtete Frequenzspektrum. Für weitergehende Untersuchungen im Rahmen dieser Arbeit werden somit 588 phasenverschobene ebene Wellen als Luftschallanregung durch ein diffuses Schallfeld innerhalb der FEM Umgebung angesehen. Die numerischen Ergebnisse in dieser Arbeit entsprechen somit jener einer idealisierten Situation, in dieser sich das Schalldämmaß eines Trennbauteils unabhängig von der Geometrie oder den akustischen Eigenschaften des Messraumes darstellt.

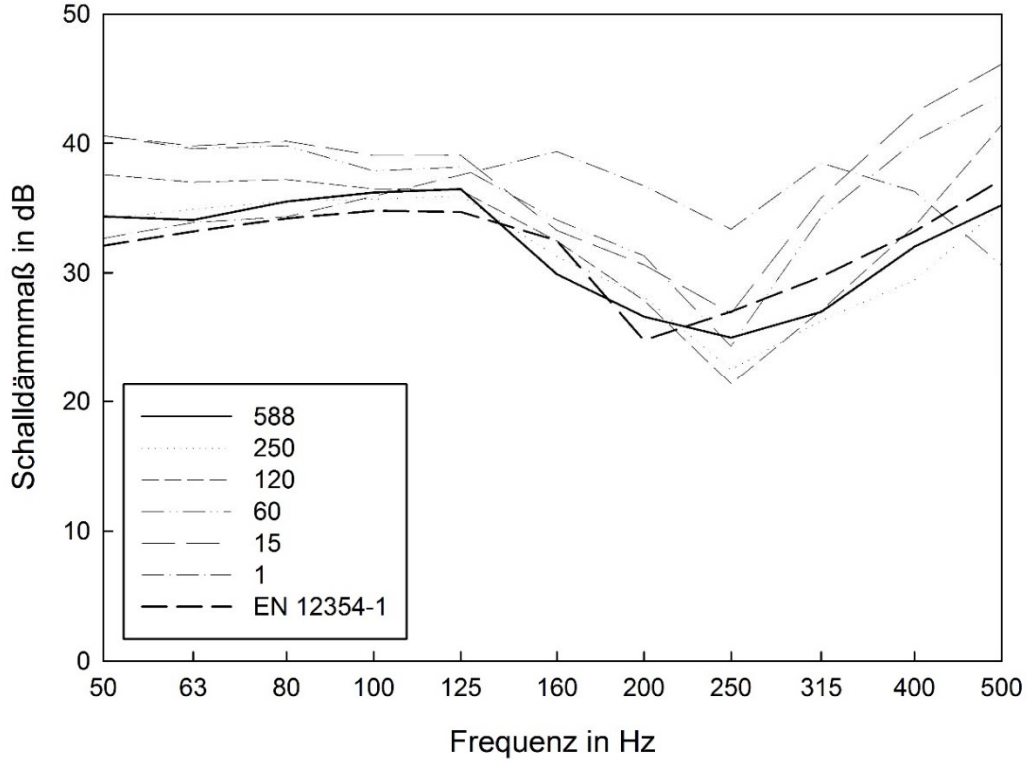



Abbildung 66: Vergleich des mittels der Methode aus [EN 12354-1] und der FEM Umgebung mit unterschiedlichen Anzahlen von Ebenen Wellen berechneten Schalldämmmaßes einer 160mm starken Betonwand

## 6.3 Schallabstrahlung

Die Schallabstrahlung wird entsprechend dem in Kapitel 5.4.2 beschriebenen numerischen Verfahren innerhalb der FEM Umgebung umgesetzt. Als Validierungskenngrößen dienen die gemessenen Schallabstrahlleistungen der unter 19 beschriebenen Bauteile unter Körperschallanregung mittels Shaker. Beispielhaft wird hier die Variante des Bauteils (Gipsfaserplatte 12 mm – Holzsteher (100x60 mm) 100 mm – Gipsfaserplatte 12,5 mm) mit 5 Schrauben je Steher mit jeweils 5Nm Schraubenanzugsmoment herangezogen. Das Bauteil wird, wie in Abschnitt 4.1.1 dargestellt, frei schwingend mittels Shaker punktförmig angeregt. Abbildung 67 zeigt den Vergleich der Messung der abgestrahlten Schalleistung der von der mittels Shaker angeregten Bauteiloberfläche abgewandte wandbildenden Platte und des auf Basis der gemessenen Oberflächengeschwindigkeit numerisch berechneten Schalleistungspegels. Die Unterschiede des Schallleistungspegels fallen über das gesamte betrachtete Frequenzspektrum mit max. 3dB klein aus.

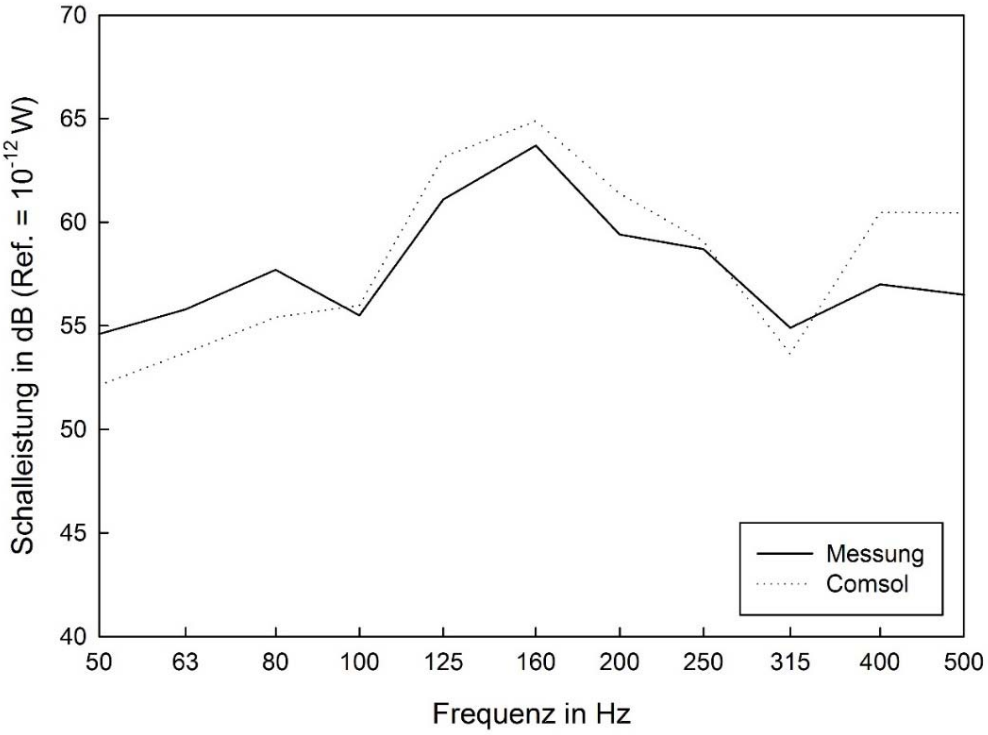



Abbildung 67: Vergleich der mittels der beschriebenen FEM Umgebung prognostizierten und des mittels Intensitätssonde gemessenen Schallabstrahlung unter Körperschallanregung mittels Shaker folgender Konstruktion: Gipsfaserplatte 12 mm – Holzsteher (100x60 mm) 100 mm – Gipsfaserplatte 12,5 mm (5 Schrauben je Steher, 5Nm Anzugsmoment)

Abbildung 68 zeigt den Vergleich des aus der gemessenen Oberflächengeschwindigkeit und der gemessenen Schallleistung ermittelten Abstrahlgrads und des aus der numerischen Simulation ausgewerteten Abstrahlgrads. Anlog zu der Bewertung der Divergenzen in dem abgestrahlten Schallleistungspegel fällt der Vergleich der Abstrahlgrade positiv aus. Es ist mit steigender Frequenz eine Vergrößerung der Divergenz des prognostizierten und des gemessenen Abstrahlgrades erkennbar. Die Unterschiede bleiben aber mit max. 3,5dB gering. Das Modell zur Schallabstrahlung kann als validiert betrachtet werden.

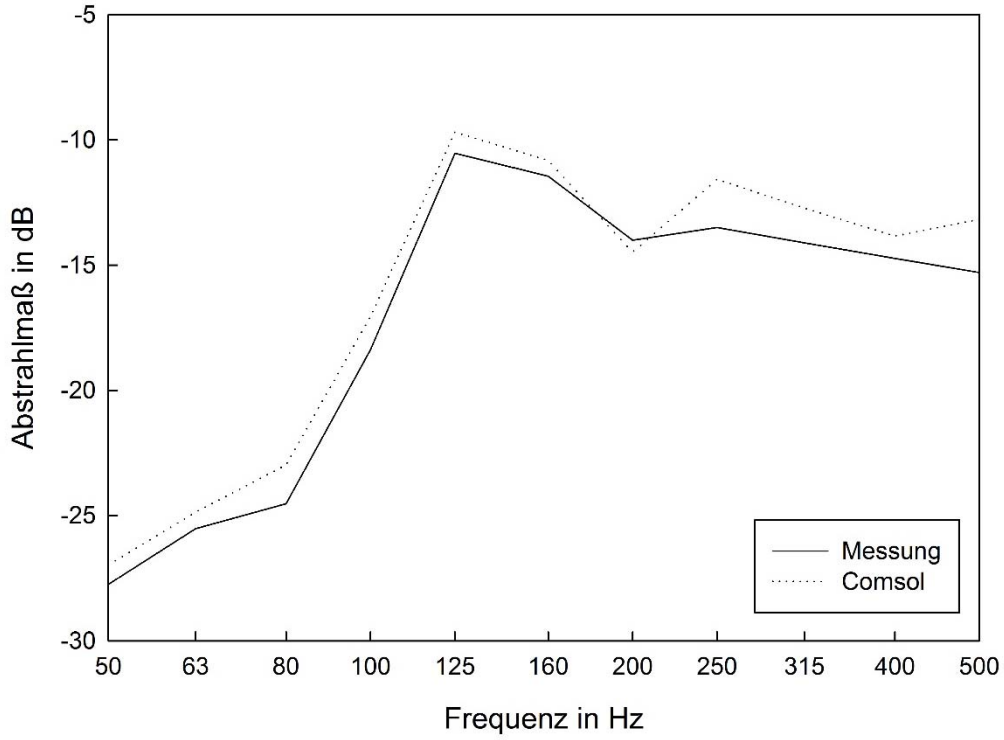



Abbildung 68: Vergleich des mittels der beschriebenen FEM Umgebung prognostizierten und des mittels Intensitätssonde und Laservibrometer gemessenen Abstrahlgrades folgender Konstruktion: Gipsfaserplatte 12 mm – Holzsteher (100x60 mm) 100 mm – Gipsfaserplatte 12,5 mm (5 Schrauben je Steher, 5Nm Anzugsmoment)

## 6.4 Wandbildner

Die in Abschnitt 3 zur Beschreibung der Schwingungsmechanismen dargestellten Modellansätze wurden innerhalb des FEM Softwarepakets COMSOL umgesetzt. Eine Überprüfung dieser Ansätze wurde anhand der Punktförmigen Anregung der frei schwingenden Gipsfaserplatte (L/B/D 1.25x1.5x0.0125m) und der Messung der über die Plattenoberfläche gemittelten Übertragungsfunktion durchgeführt. Tabelle 9 stellt die verwendeten Materialparameter innerhalb der FEM-Umgebung dar.

Tabelle 9: Materialparameter - Gipsfaserplatte

| | |
|---|---|
| E-Modul in N/mm² | 4150 |
| Querkontraktionszahl | 0.18 |
| Rohdichte in kg/m³ | 1200 |
| Isotropischer Verlustfakor | 0.014 (bei 500Hz) |

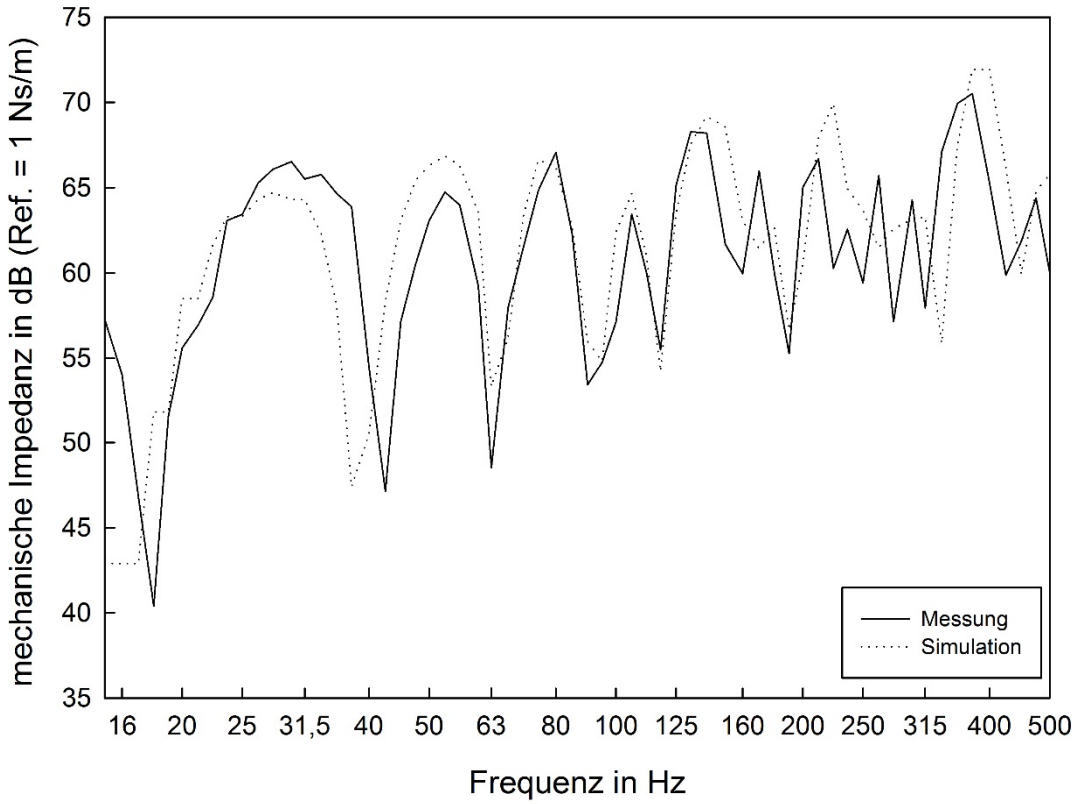



Abbildung 69: Vergleich der gemessenen (durchgezogene Linie) und der berechneten (strichlierte Linie) mechanischen Impdanz der Gipsfaserplatte

In dem Vergleich der simulierten und der gemessenen mittleren Übertragungsfunktion zwischen Shakeranregungspunkt und abgewandter Plattenoberfläche ist eine gute Übereinstimmung von Simulation und Messung zu erkennen. Lediglich die vermutlich durch anregungs-, system- und materialseitige Imperfektionen angeregten Eigenmoden der Platte im Bereich von 355 Hz können mittels Simulation und den damit getroffenen Vereinfachungen nicht exakt nachempfunden werden. Ebenso wird vermutet, dass die Messung eines frequenzabhängigen dynamischen E-Moduls, analog zu der frequenzabhängigen Ermittlung der Dämpfungsparameter, zu einer verbesserten Übereinstimmung zwischen Messung und Simulation beitragen wird.

## 6.5 Tragende Elemente

Äquvivalent zu den Validierungsbeispielen in Abschnitt 6.4 wurden die tragenden Elemente, wie in Abbildung 14 dargestellt, im Prüfrahmen aufgehängt und mittels elektrodynamischen Schwindungsanreger in Vibration versetzt. Die sich auf der von Anregungsoberfläche abgewandte Oberfläche einstellende Schnellverteilung, wurde mittels Laservibrometer gemessen und eine entsprechende Übertragungsfunktion bestimmt. Diese Übertragungsfunktion wurde mittels dem FEM Programm Comsol nachgerechnet und entsprechend verglichen.

### 6.5.1 Holzsteher

Abbildung 70 zeigt eine zufriedenstellende Übereinstimmung zwischen dem mittels der FEM bestimmten Simulationsergebnisses der Übertragungsfunktion und die der entsprechend Abschnitt 4.1.1 bestimmten Übertragungsfunktion. Die Abweichungen unterhalb der ersten Eigenmode des Holzstehers sind auf Inhomogenität und Imperfektionen im Messetup und im Holzsteher zurückzuführen, die in der FEM Umgebung nicht nachempfunden werden konnten.

Tabelle 10: Materialparameter – Holz

| | |
|---|---|
| E-Modul in N/mm² | 8950 |
| Querkontraktionszahl | 0.3 |
| Rohdichte in kg/m³ | 400 |
| Isotropischer Verlustfakor | 0.011 (bei 500Hz) |

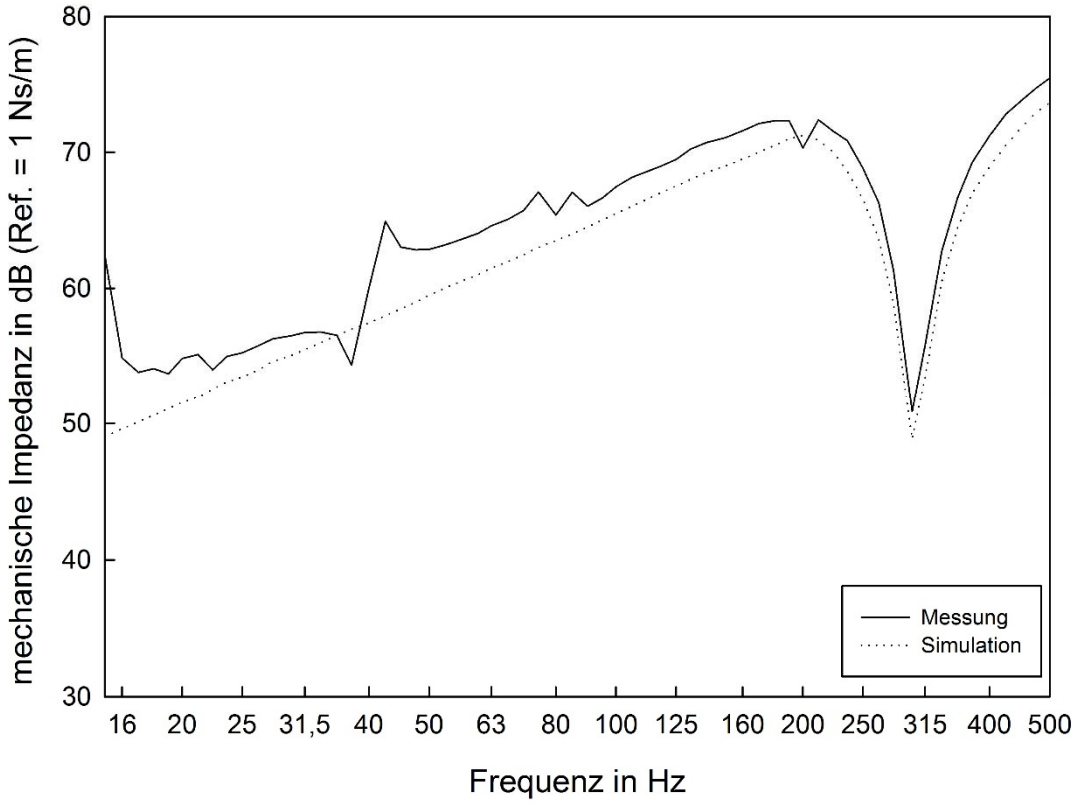



Abbildung 70: Vergleich der gemessenen (durchgezogene Linie) und der berechneten (strichlierte Linie) mechanischen Impdanz des Holzstehers

### 6.5.2 Metallständerprofile

Entsprechend der Ausführungen bezüglich des Holzstehers wurde ein für eine Gipskartonständerwand typisches C-Profil herangezogen, um das FEM entsprechend zu validieren. Das FEM Modell des Stehers besteht aufgrund der Dünnwandigen Struktur und des damit verbunden Diskretisierungsaufwands aus Schalenelementen, die keine Dicke aufweisen und somit nur zweidimensional diskretisiert werden müssen. Abbildung 71 zeigt eine zufredenstellende Übereinstimmung zwischen den mittels der FEM bestimmten Simulationsergebnisses und der entsprechend Abschnitt 4.1.1 bestimmten Übertragungsfunktion. Das Ergebniss ist deutlich unzufriedenstellender als die des Holzstehers. Das ist auf die erschwerte Abbildbarkeit der dünnwandigen Struktur des Stehers zurückzuführen.

Tabelle 11: Materialparameter – Metallsteher

| | |
|---|---|
| E-Modul in N/mm² | 8950 |
| Querkontraktionszahl | 0.3 |
| Rohdichte in kg/m³ | 400 |
| Isotropischer Verlustfakor | 0.011 (bei 500Hz) |

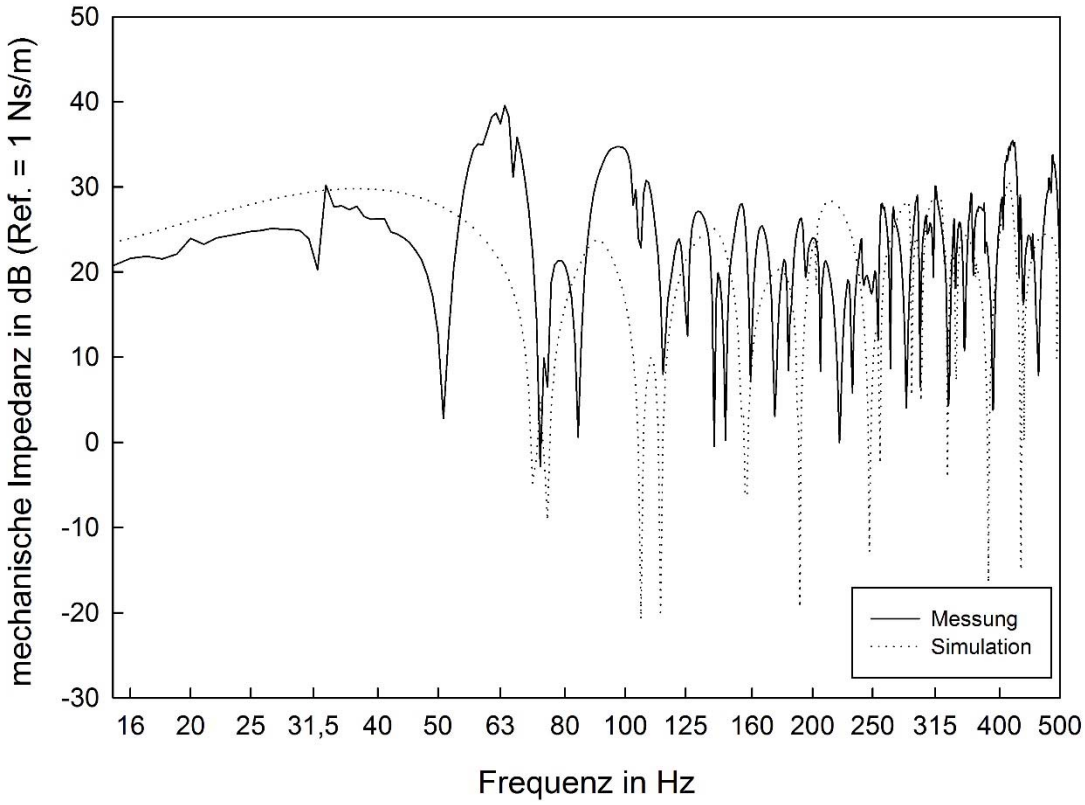



Abbildung 71: Vergleich der gemessenen (durchgezogene Linie) und der berechneten (strichlierte Linie) mechanischen Impdanz des C-Profils

## 6.6 Verbindungsmittel

Der Abschnitt beschreibt die unterschiedlichen Modellierungsansätze für eine Kleb- und eine Schraubverbindung zwischen Tragkonstruktion und Plattenwerkstoff. Äquivalent zu den vorhergehenden Validierungsbeispielen wurden die untersuchten Bauteile, wie in Abbildung 19 dargestellt, im Prüfrahmen aufgehängt und mittels eines elektrodynamischen Schwindungsanreger in Vibration versetzt. Als Validierungskenngröße dient

wiederrum die messtechnisch bestimmte und über die schallabstrahlende Oberfläche gemittelte Übertragungsfunktion. Die unterschiedlichen Modelle zur Abbildung der Energieübertragung werden in der FEM Umgebung entsprechend umgesetzt und zur Validierung herangezogen.

### 6.6.1 Klebeverbindungen

Den aus der Sicht der Abbildung der Verbindungseigenschaften innerhalb der FEM einfachsten Verbindungstyp, stellt eine Klebeverbindung zwischen Tragkonstruktion und Gipsfaserplatte dar. Entsprechend Gleichung 49 kann die Klebeschicht als unendlich dünne elastische Schicht abgebildet werden, dessen Materialeigenschaften durch die des Klebers bestimmt werden.

Abbildung 72: Schematische Darstellung des untersuchten Bauteils (1.25m x 1.50m) mit Klebeverbindung

Verwendet wurde ein PU-Kleber der vollflächig auf den Steg des C-Profils aufgetragen wurde und entsprechend als kraftschlüssige Verbindung zu der Gipsfaserplatte dient. Die Materialeigenschaften des Klebers wurden entsprechend der Tabelle 12 angenommen.

Tabelle 12: Materialparameter des Klebers:

| | |
|---|---|
| E-Modul in N/mm² | 100 |
| Isotropischer Verlustfakor | 0.01 |

Die Berechnung der in Abbildung 73 dargestellten Verbindungskräfte zwischen Steher und Platte erfolgt nach Gleichung 49, die eine Berücksichtigung der strukturellen Dämpfung in der Klebeschicht, beschrieben durch einen isotropen Verlustfakor $\eta$, erlaubt.

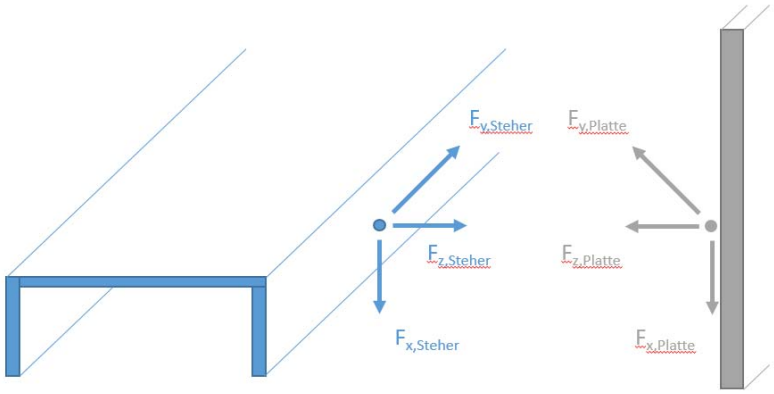



Abbildung 73 Darstellung der Funktionsweise der elastischen Schichte zur Abbildung der Klebeverbindung zwischen Metallsteher und Gipsfaserplatte

$$F_{y,Steher} = -F_{y,Platte} = k_{Kleber}(u_{Steher} - u_{Platte})(1+i\eta) \tag{49}$$

Abbildung 74 zeigt eine zufriedenstellende Übereinstimmung zwischen dem mittels der FEM bestimmten Simulationsergebnisses, der Übertragungsfunktion und die der entsprechend Abschnitt 4.1.1 bestimmten Übertragungsfunktion, über den gesamten untersuchten Frequenzbereich, zwischen 15 und 500Hz. Das Modell des Klebers als elastische Zwischenschicht konnte somit erfolgreich validiert werden.

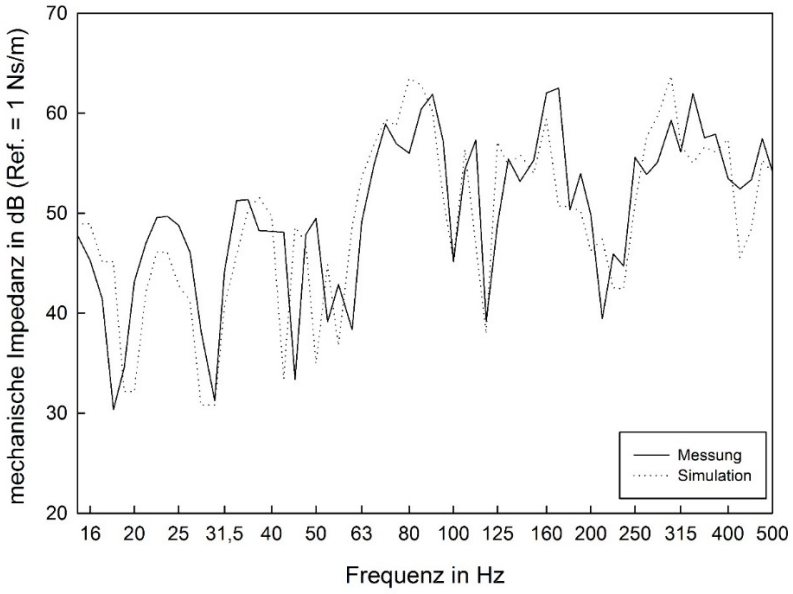



Abbildung 74: Vergleich der gemessenen (durchgezogene Linie) und der berechneten (strichlierte Linie) Mechanischen Impdanz des Bauteils mit Klebeverbindung

### 6.6.2 Schraubenverbindungen

Die Literatur bietet unterschiedliche Möglichkeiten der Modellierung der Schraubenverbindung, wobei am häufigsten im betreffenden Frequenzbereich von einer linienförmigen Verbindungsmodellierung (Model d) ausgegangen wird und erst in höheren Frequenzbereichen des Spektrums >500Hz zu einer punktförmigen Modellierung (Modell b) übergegangen wird. Keines der in Abbildung 6 dargestellten Modelle bietet alle zuvor beschriebenen Paramater für eine physikalisch korrekte Abbildung der Verbindung innerhalb der Simulationsumgebung. In [132] wurde gezeigt, dass durch eine Modellierung der Schraubenverbindung, als fixe punktuelle Verbindung (Modell b), die Modellierung zu einem zu steifem Verhalten führt. Weiteres wurde in [133] gezeigt, dass unterschiedliche Schraubengeometrie wie z.B. Schraubenkopfdurchmesser dw, Schraubenlänge lf und Gewindesteigung P erheblichen Einfluss auf die zu erwartende Steifigkeit und Schwingungsverhalten der Konstruktion führen.

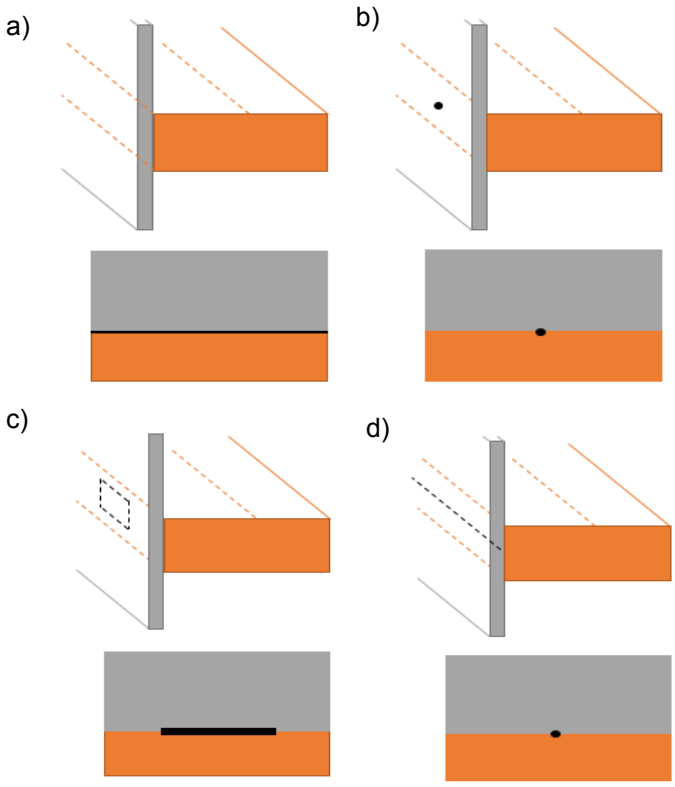



Abbildung 75: Schematische Darstellung der verschiedenen Schraubmodelltypen [133]

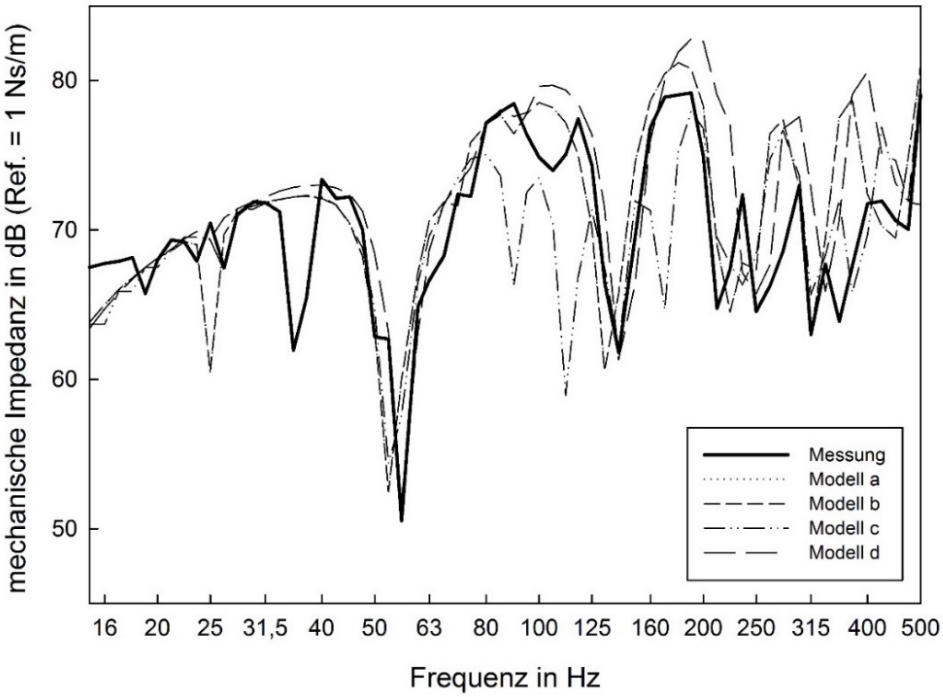



Abbildung 76: Vergleich der gemessenen (durchgezogene Linie) und der mittels der dargestellten Schraubenmodelle berechneten (strichlierte Linie) Mechanischen Impdanz des Bauteils

Um die Problematik der zu steifen Verbindungen und den hohen Diskretisierungsaufwand zu umgehen, finden Modelle Anwendung, die den Steher als Tragkonstruktion und die dadurch bedingte mechanische Kopplung zwischen den beiden Platten einer doppelschaligen Konstruktion als Federelement modellieren. Die Eigenschaften dieser Feder, Dämpfung und Steifigkeit werden in der Regel empirisch ermittelt. Beispielhaft in [134] wird die Ermittlung dieser Parameter gezeigt und eine erfolgreiche Validierung des Modells durchgeführt.

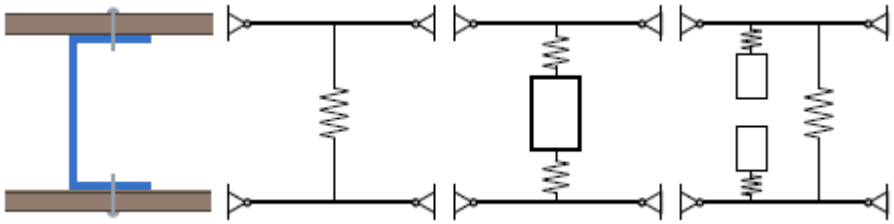


Abbildung 77: Darstellung unterschiedlicher Modelle zur Modellierung der mechanischen Kopplung der wandbildenden Plattenelemente einer doppelschaligen Wandkonstruktion [134]

Um eine empirische Ermittlung der Parameter von Modellen zu vermeiden und dennoch alle in Abschntit 4 gezeigten Einflüsse abbildbar zu machen, wurde ein Modell in Anlehnung an [135] entwickelt. Das Modell bildet die Schraube über einen äquivalent steifen Träger ab, wodurch eine effiziente Implementierung in die FEM Umgebung gewährleistet wird. Die beiden Schalenelemente durch die die Einspannung der Platte an dem Schraubenkopf und der Schraubenspitze abgebildet werden kann, weisen keine wesentliche Verformung in Dickenrichtung auf und können somit ebenso mit wenigen Elementen effizient diskretisiert werden.

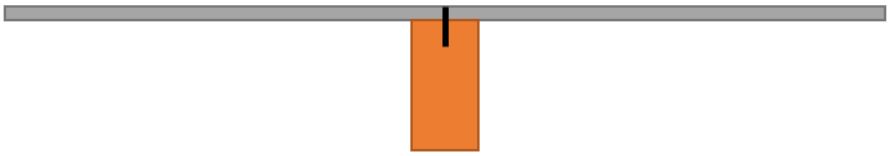


Abbildung 78: Schematische Darstellung des Bauteils zur Untersuchung der unterschiedlichen Schraubenmodelle (L/B/D 1.25/1.5/0.0125m Gipsfaserplatte und Holzsteher L/B/H 1.25/0.06/0.1m)

Die in Abbildung 6 dargestellte Vorspannkraft in Abhängigkeit des Anzugsmoments (unter Vernachlässigung der Reibung zwischen Schraubenkopf und Platte) und die Fläche der Schalenelemente berechnen sich in Anlehnung an [135] laut Gleichung 50 bis 51..

$$F_{pretension} = \frac{M_{torque}}{0.16 \cdot P} \tag{50}$$

$$A_{Shell} = \frac{\pi}{4}\left(d_w + \frac{l_f}{5}\right)^2 \tag{51}$$

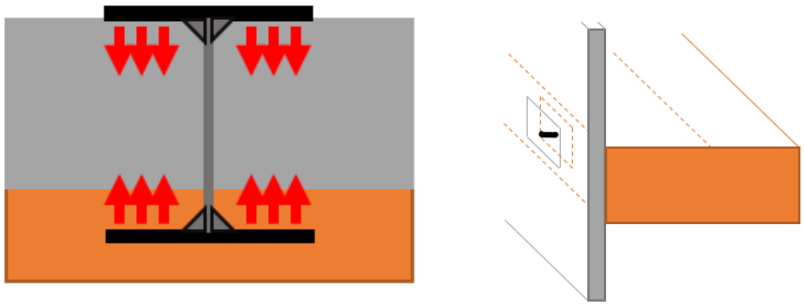


Abbildung 79: Schematische Darstellung des Schraubenmodells in der FEM-Simulation [134]

Abbildung 80 zeigt den Vergleich zwischen Simulationsergebnissen und Messungen in Form der mechanischen Impedanz der Beispielkonstruktionen. Es wurden unterschiedliche Schraubenabstände untersucht und in allen Fällen wurde eine zufriedenstellende Abweichung von max. 3dB erzielt. Allgemein ist zu beobachten, dass es durch vermutliche Imperfektionen der Konstruktionen wie z.B. Anisotropie, Homogenität und sonstigen geometrischen Abweichungen zur Anregung von Moden während der Messung gekommen ist, welche so in den Simulationsergebnissen in dieser Form nicht zu erkennen sind. Generell lässt sich eine Vergrößerung der Abweichung in Richtung der höheren Frequenzen des untersuchten Spektrums beobachten, was für eine zu grobe Diskretisierung innerhalb der Simulationsumgebung sprechen kann.

Durch den Vergleich der gemessenen und simulierten mechanischen Impedanz der Beispielkonstruktion konnte gezeigt werden, dass mit dem präsentierten Schraubenmodell das Schwingungsverhalten der verschraubten Konstruktion über das Frequenzspektrum zwischen 15Hz und 500Hz innerhalb der Finite Elemente Simulationsumgebung gut nachvollzogen werden kann.

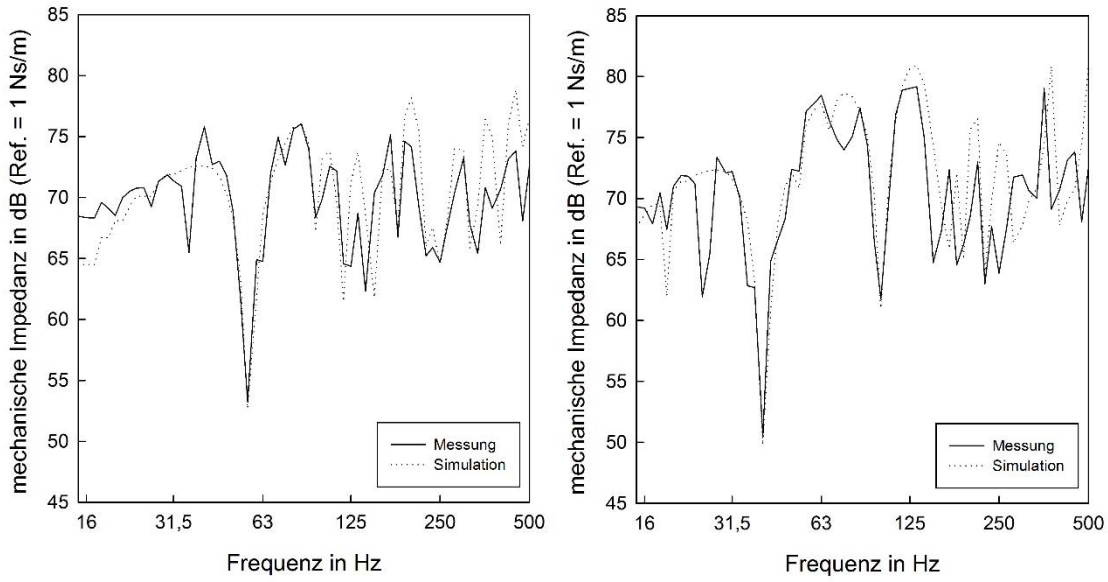



Abbildung 80: (a) Vergleich zwischen der Messung mit drei Schrauben, 55cm Schraubenabstand und 5Nm Anzugsmoment und Simulationsergebnis (b) Vergleich zwischen Messung mit fünf Schrauben, 27.5 cm Schraubenabstand und 1Nm Anzugsmoment und Simulationsergebnis – Model e

## 6.7 Fluid – Strukturkopplung

Die in Abschnitt 3.6 dargestellten Ansätze zur Kopplung von Fluid und Struktur finden neben der Abbildung von Anregung der Struktur durch Luftschall und Schallabstrahlung in den Empfangsraum auch Anwendung in der Berücksichtigung des Übertragungswegs über den Hohlraum. Abbildung 81 zeigt den Vergleich der berechnete über die senderaumseitige Oberfläche gemittelte mechanische Impedanz der in Abbildung 19 dargestellten verklebten Konstruktion und der gemessenen mechanischen Impedanz. Die Berechnung erfolgte einmal mit (strichlierte) und einmal ohne (gepunktete Linie) Berücksichtigung des Übertragungsweges über den Hohlraum.

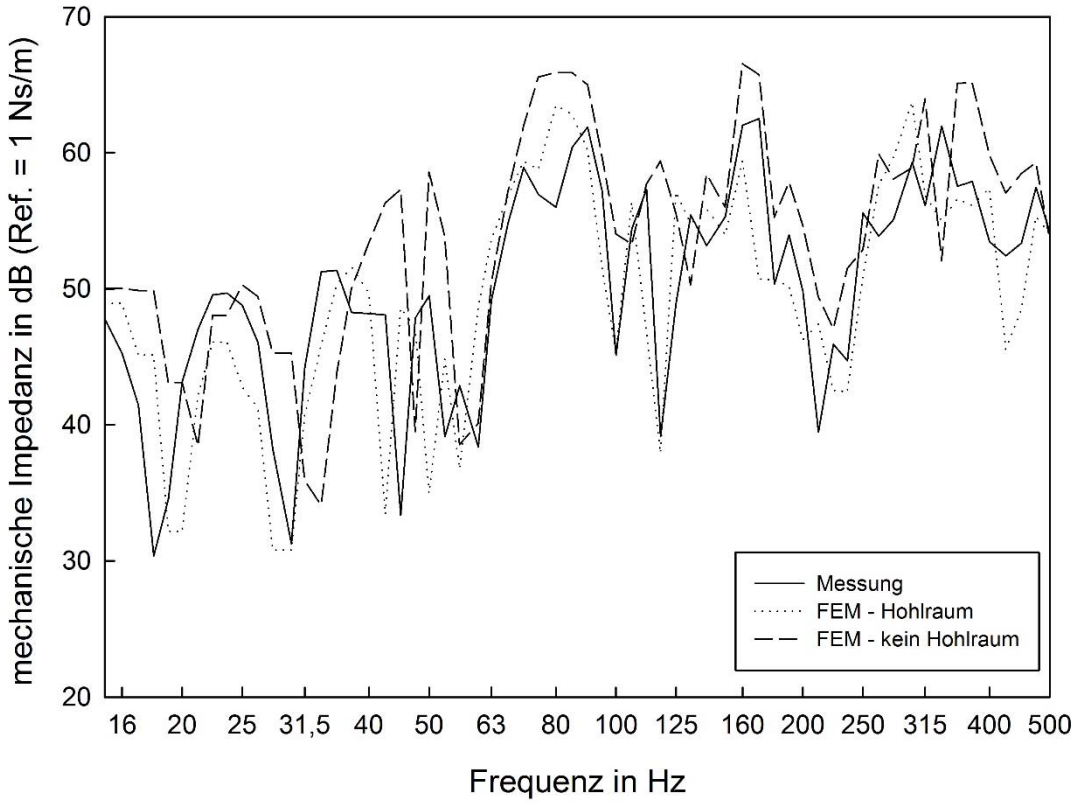



Abbildung 81: Darstellung des Vergleichs der gemessenen mechanischen Impedanz einer verklebten Gipsfaserständerkonstruktion mit Metallstehern und der berechneten mechanischen Impedanz mittels FEM Modell mit und ohne Übertragungsweg über den Hohlraum

Der Vergleich zeigt eindeutig die Notwendigkeit der Berücksichtigung des Übertragungsweges über den Hohlraum. Dies wird im weiteren Verfahren auch dementsprechend umgesetzt.

## 6.8 Prüfstand Anbindung

Bei Modellen unter Berücksichtigung von endlichen Ausmaßen der Bauteildomänen ist es erforderlich, die Randbedingungen der Wand zu kennen und dementsprechend zu modellieren. In [12] ist die Wirkung von Randbedingungen auf das Luftschalldämmmaß einer schweren und einer leichten homogenen einschichtigen Wandkonstruktion zu sehen. [12] definiert für beide Wandtypen eine niederfrequente Zone unterhalb der Koinzidenzgrenzfrequenz, für die der Einfluss der Randbedinungen wesentlich ist. Für den Fall der schweren Wand liegt diese Zone bei etwa 400 Hz, während für den Fall der leichten Wand die Zone bei etwa 50 Hz liegt.

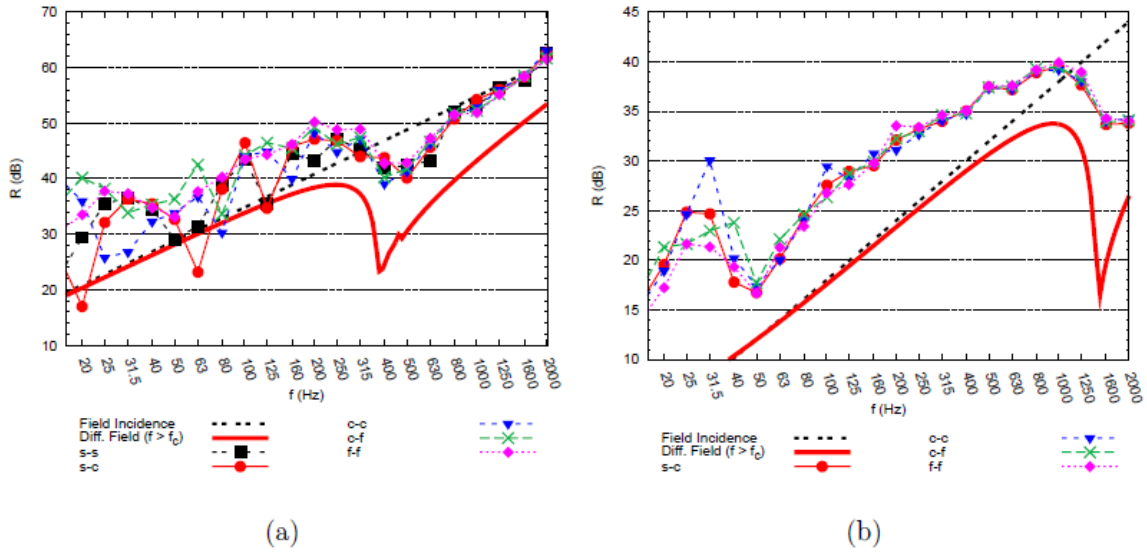



Abbildung 82: Einfluss der Randbedingungen (s = einfach unterstützt, c = geklemmt, f = frei) der Wand im Schallreduktionsindex: (a) schwere homogene Wand; (B) leichte homogene Wand [12]

Die Anbindung an den Prüfstand und die dadurch beeinflusste Befestigung des Plattenrandes hat einen wesentlichen Einfluss auf das Schwingungsverhalten und somit auf das Schalldämmmaß einer Wandkonstruktion [136]. Als Basis für die folgende Untersuchung dient die numerische Prognose des Schalldämmmaßes und des Abstrahlgrades der in Abschnitt 4 dargestellten Gipsfaserständerkonstruktion und einer massiven Stahlbetonwand mit einer Dicke von 160mm. Es wurden die in der Praxis vorkommenden

Modellierungsansätze als Randbindungen für die Prüfstandsanbindung untersucht (alle Plattenränder eingespannt, frei aufliegend und frei schwingend) und dessen Einfluss insbesondere auf den Abstrahlgrad bestimmt. Neben diesen extremen Formen der Anbindung wurde ein in [136] präsentiertes Modell der Einspannung des Plattenrandes durch eine Tangential- und eine Rotationsfeder mit entsprechender Federsteifigkeit und Dämpfung in der Analyse berücksichtigt.

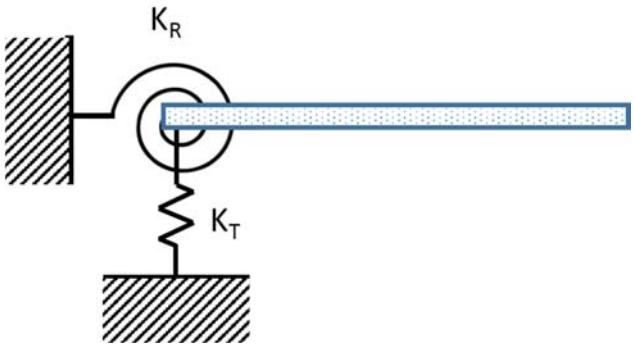



Abbildung 83: Schematische Darstellung der Auflagerbedingung des Plattenrandes durch eine translatorische Feder mit der Federsteifigkeit $K_T$ und einer Rotationsfeder mit der Federsteifigkeit $K_R$

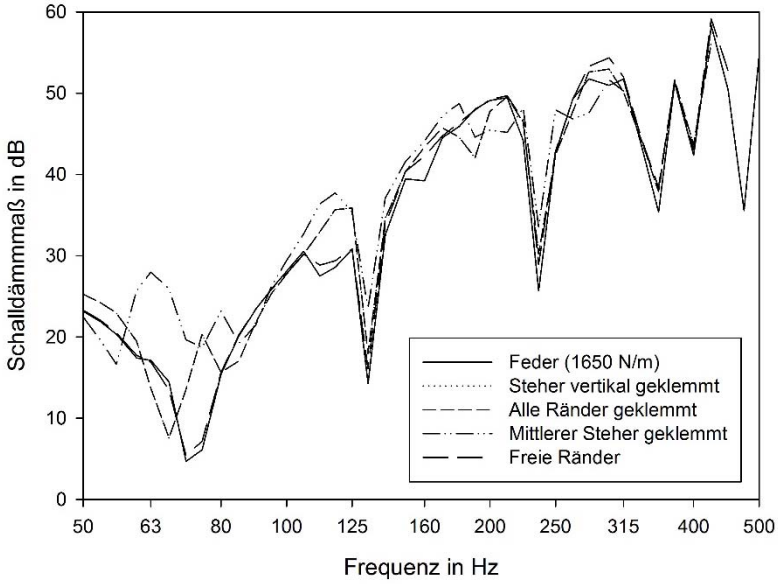



Abbildung 84: Schalldämmmaß in Abhängigkeit der Befestigung am Plattenrand folgendes Bauteils: Gipsfaserplatte 12 mm – Holzsteher (100x60 mm) 100 mm – Gipsfaserplatte 12,5 mm

Abbildung 84 zeigt für das Schalldämmmaß der Gipsfaserständerkonstruktion eine wesentliche Beeinflussung durch die Plattenanbindung an die starre virtuelle Prüfstandswand im Bereich der ersten Resonanzfrequenz (ca. 70Hz). Es findet nicht nur eine deutliche Reduktion des Einbruches des Schalldämmmaßes im Bereich der Resonanzfrequenz statt, sondern auch eine Verschiebung dieses Einbruches. Betrachtet man den gesamten Frequenzbereich, lässt sich feststellen, dass freie Kanten das schlechteste Schalldämmmaß im tiefen Frequenzbereich ergeben.

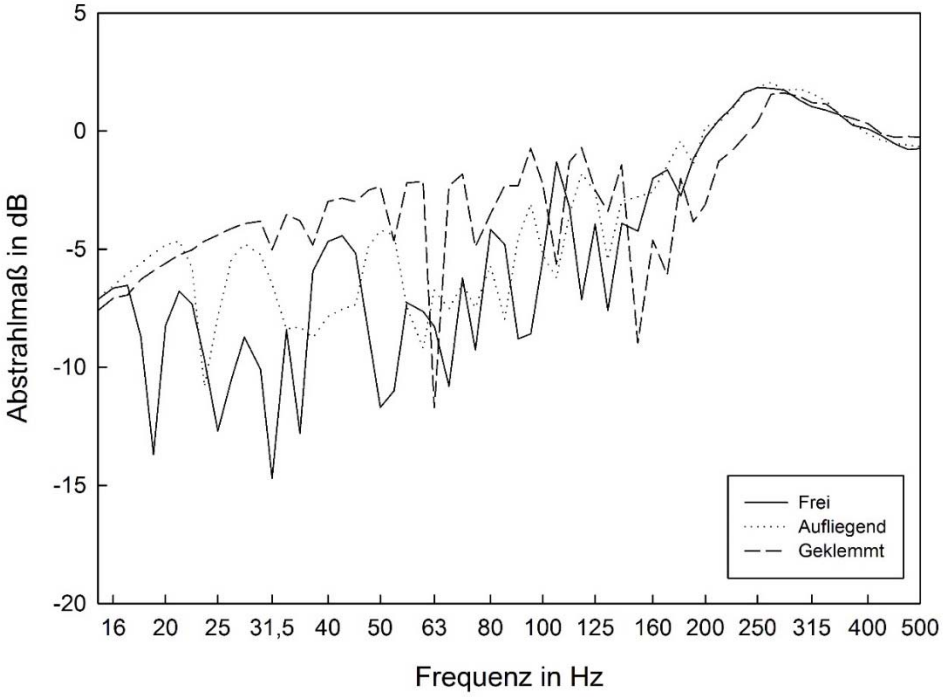



Abbildung 85: Abstrahlgrad einer massiven Stahlbetonwand mit einer Dicke von 160mm in Abhängigkeit der Befestigung am Plattenrand

Entsprechend der Darstellung des Einflusses der Bauteilrandbedingungen in Abbildung 85 lässt sich eine generelle Verbesserung des Abstrahlmaßes mit der steigenden Einschränkung durch die Randbedingung erkennen, obwohl bei einigen einzelnen Frequenzen ein entgegengesetzter Trend gefunden werden kann. Diese Erkenntnis deckt sich mit den in der Literatur dokumentierten und gemessenen Ergebnissen [38, 65, 91]. Unterhalb der Koinzidenzfrequenz strahlt nur der Plattenrand Schall ab, da es entsprechend der fehlenden Auslöschungsphenomäne durch die finiten Bauteilabmessungen nur hierbei zu einer Schallabstrahlung in das Fernfeld kommt. Die Divergenz dieser Erkenntnis

in einzelnen Frequenzen wird in [119] auf zwei Phänomene zurückgeführt. Erstens kommt es durch die Veränderung der Randbedingungen am Plattenrand zu einer Verschiebung der Eigenfrequenzen, wodurch sich auch Charakteristika des frequenzabhängigen Verlaufs des Abstrahlmaßes verändern. Zweitens führt die Abhängigkeit von den Randbedingungen auf die Position und Form der Eigenmodi und deren Überlappung zu unterschiedlichen Einbrüchen und Spitzen im frequenzabhängigen Verlauf des Abstrahlmaßes der Stahlbetonwand. Diese Faktoren werden wesentlich durch die Randbedingungen beeinflusst, wodurch sich in diesem Frequenzbereich die Kurven des Abstrahlmaßes für unterschiedliche Randbedingungen sich mehrmals schneiden. Die Unterschiede zwischen den Ergebnissen für unterschiedliche Randbedingungen verringern sich jedoch, wenn sich die Frequenz der kritischen Frequenz nähert und verschwinden oberhalb der Koinzidenzgrenzfrequenz. Abbildung 86 zeigt die Auswirkung des veränderten Abstrahlmaßes, auf das numerisch nach Modell aus Abschnitt 6 prognostizierte Schalldämmmaß. Es ist deutlich der Einfluss der Plattenrandbedingungen unterhalb der Koinzidenzfrequenz zu erkennen, das im Wesentlichen auf den sich veränderten Abstrahlgrad zurückzuführen ist.

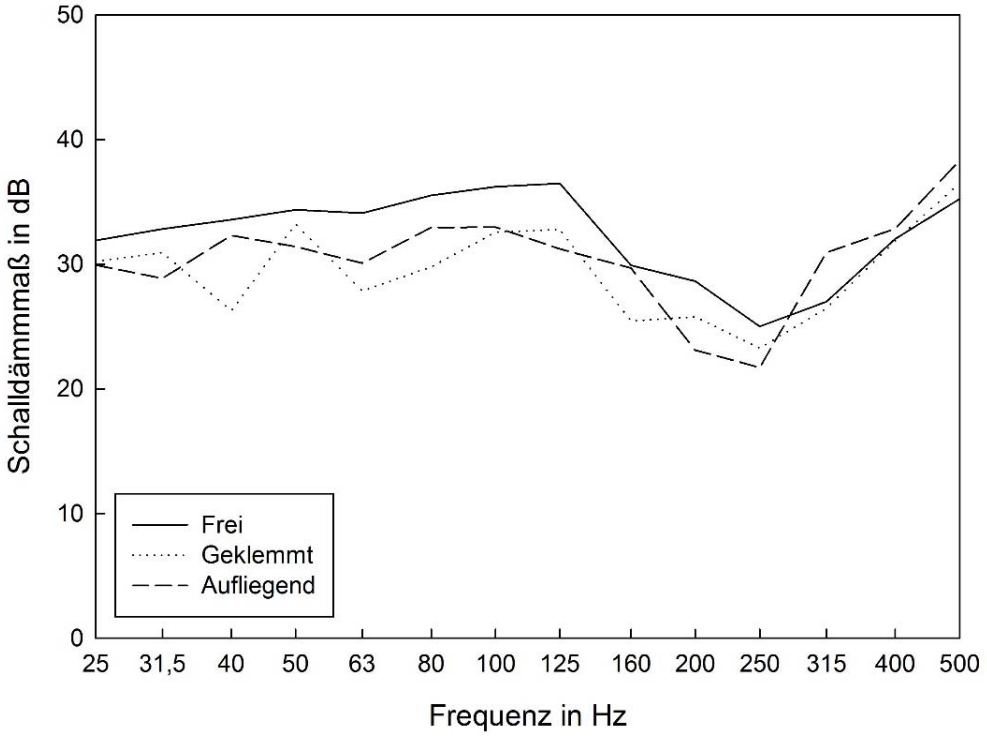



Abbildung 86: Schalldämmmaß einer massiven Stahlbetonwand mit einer Dicke von 160mm in Abhängigkeit der Befestigung am Plattenrand

# 7 Validierung des Gesamtmodells

Anhand dieser Analyse in [133] konnte ein Modell gebildet und in eine Finite Element Umgebung implementiert werden. Dieses Modell bildet die identifizierten Einflussparameter wie Schraubenabstand, Schraubenanzugsmoment und Schraubendimensionen erfolgreich in dem Vergleich der Übertragungsfunktionen und Schalldämmmaße ab. Im Folgenden soll eine der Validierungen auf unterschiedlichen Ebenen gezeigt werden.

## 7.1 FRF

Die Bauteilvarianten mit Holz- und Metallstehern wurden mit und ohne Mineralwolle zur Hohlraumbedämpfung entsprechend Abbildung 14 im Prüfrahmen abgehängt und mittels elektrodynamischen Schwingungsanreger an einer Plattenoberfläche zur Schwingung angeregt. Auf der anregungsseite-abgewandten Plattenoberfläche der Doppelschaligen Konstruktion wurde mittels Laservibrometrie die mittlere Oberflächengeschwindigkeit bestimmt. Durch die simultane Messung der aufgebrachten Kraft durch den Shaker wurden die Übertragungsfunktionen in Form der mechanischen Impedanz bestimmt. Untersucht wurden folgende Einflussparameter der Schraubverbindung:

- Schraubenanzahl: 3,5,6,12
- Schraubenanzugsmoment: 1,5 Nm
- Metallsteher/Holzsteher
- Mit und ohne Hohlraumbedämpfung durch Minerallwolleeinlage

Durch den Vergleich der gemessenen und simulierten mechanischen Impedanz der Beispielkonstruktion konnte gezeigt werden, dass mit dem Schraubenmodell aus [133] das Schwingungsverhalten der verschraubten Konstruktion über das Frequenzspektrum zwischen 15 Hz und 500 Hz innerhalb der Finite Elemente Simulationsumgebung gut nachvollzogen werden kann.

### 7.1.1 Gipsfaserplatten auf Holzsteher beidseitig geschraubt

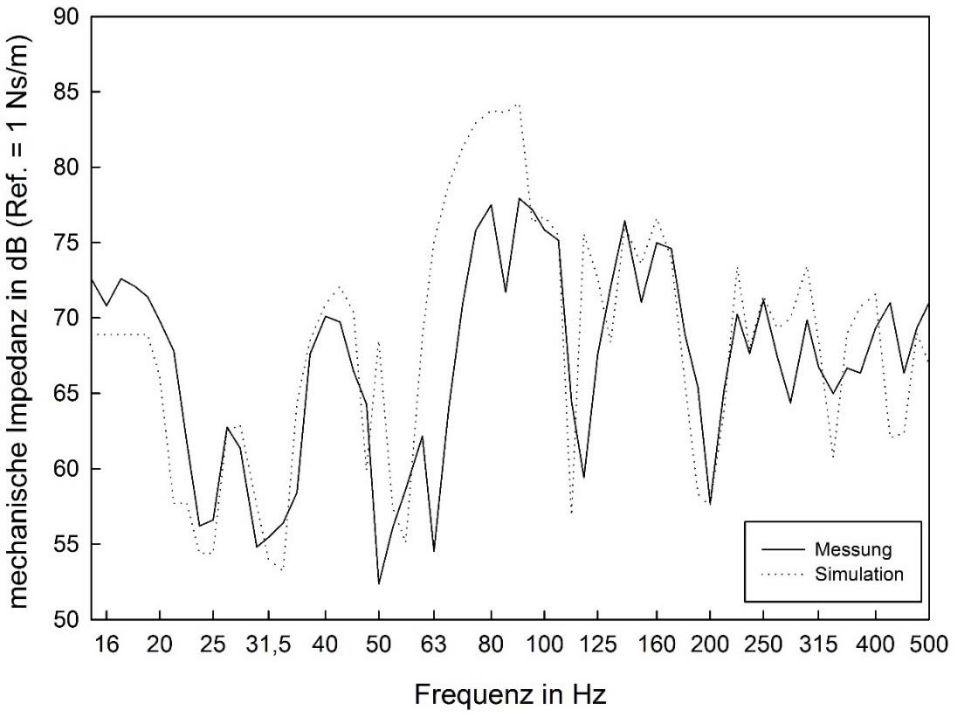



Abbildung 87: Vergleich der Messung und der Simulation der mechanischen Impedanz einer Gipsfaserständer Konstruktion auf Holzstehern mit 5 Schrauben 1Nm je Steher und ohne Hohlraumbedämpfung

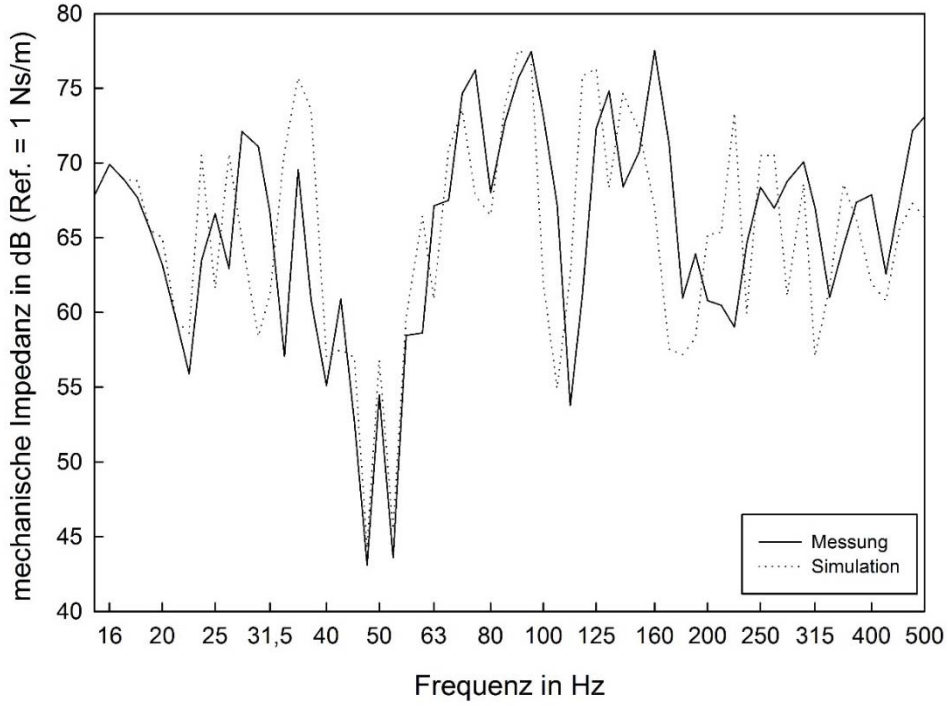



Abbildung 88: Vergleich der Messung und der Simulation der mechanischen Impedanz einer Gipsfaserständer Konstruktion auf Holzstehern mit 3 Schrauben 5Nm je Steher und ohne Hohlraumbedämpfung

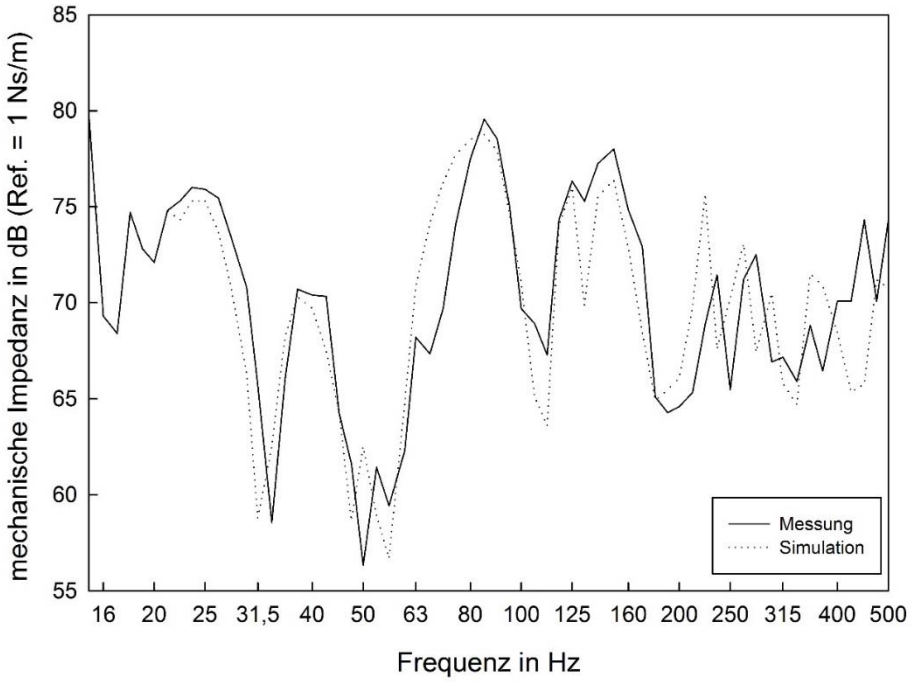



Abbildung 89: Vergleich der Messung und der Simulation der mechanischen Impedanz einer Gipsfaserständer Konstruktion auf Holzstehern mit 5 Schrauben 1Nm je Steher und mit Hohlraumbedämpfung

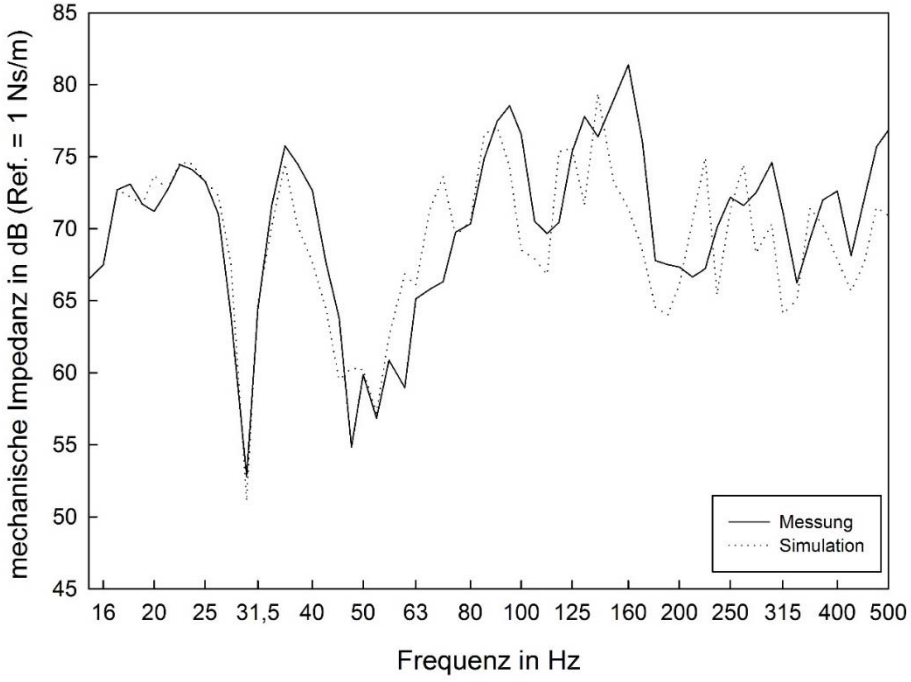



Abbildung 90: Vergleich der Messung und der Simulation der mechanischen Impedanz einer Gipsfaserständer Konstruktion auf Holzstehern mit 3 Schrauben 5Nm je Steher und mit Hohlraumbedämpfung

### 7.1.2 Gipsfaserplatten auf Metallprofil beidseitig geschraubt

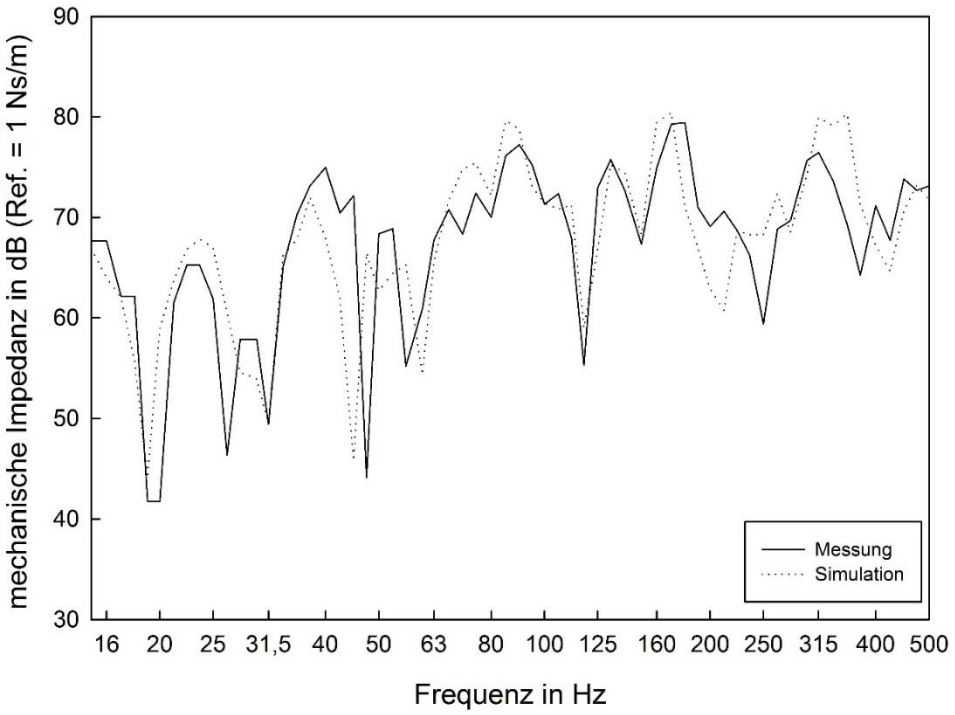



Abbildung 91: Vergleich der Messung und der Simulation der mechanischen Impedanz einer Gipsfaserständer Konstruktion auf Metallstehern mit 12 Schrauben 5Nm je Steher und ohne Hohlraumbedämpfung

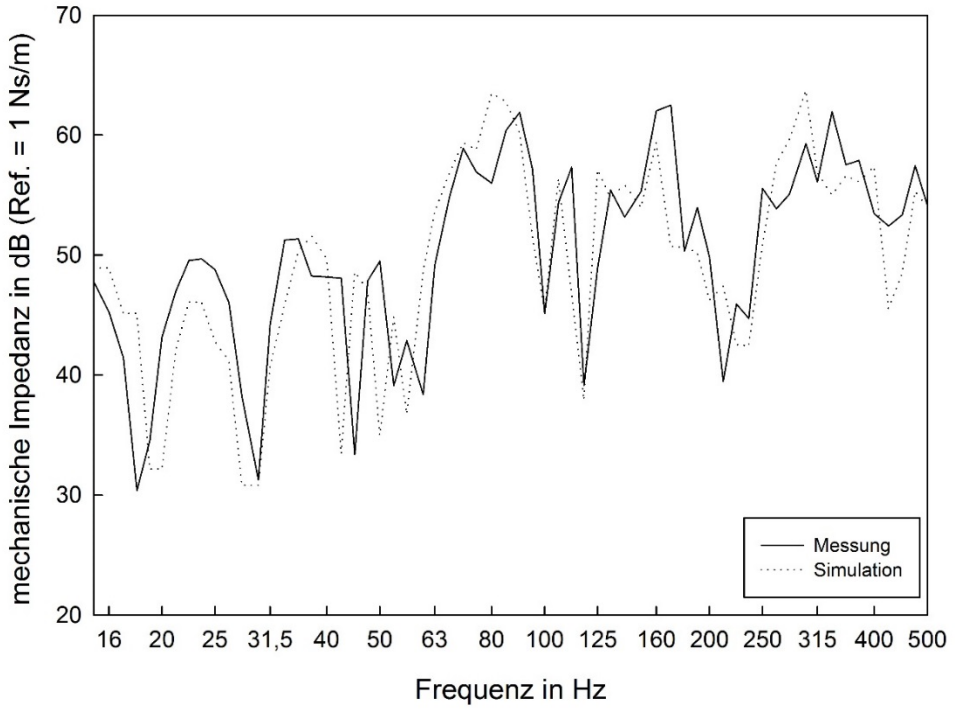



Abbildung 92: Vergleich der Messung und der Simulation der mechanischen Impedanz einer Gipsfaserständer Konstruktion auf Metallstehern mit 12 Schrauben 1Nm je Steher und ohne Hohlraumbedämpfung

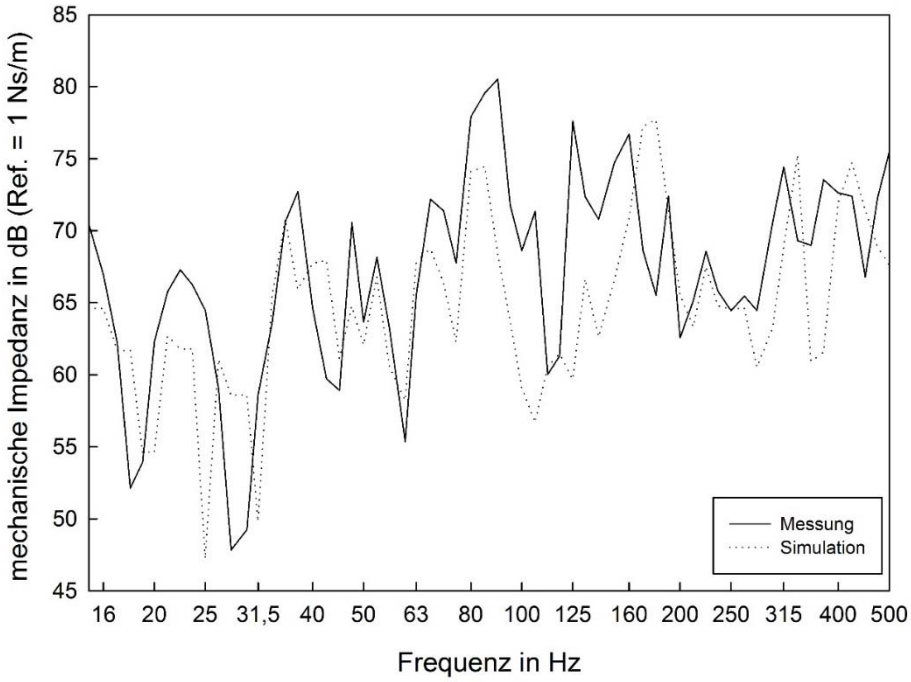



Abbildung 93: Vergleich der Messung und der Simulation der mechanischen Impedanz einer Gipsfaserständer Konstruktion auf Metallstehern mit 6 Schrauben 5Nm je Steher und ohne Hohlraumbedämpfung

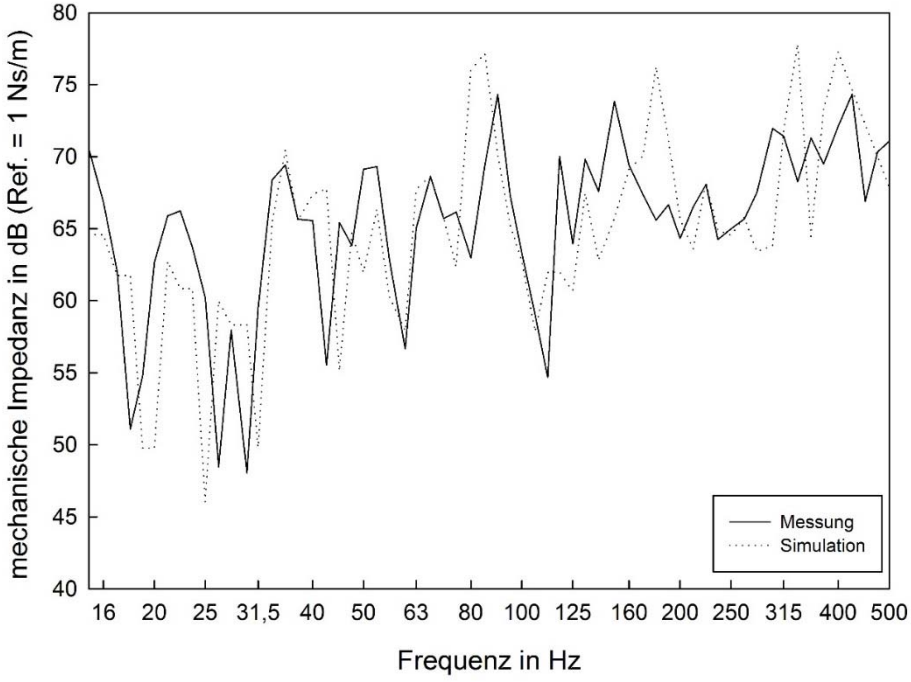



Abbildung 94: Vergleich der Messung und der Simulation der mechanischen Impedanz einer Gipsfaserständerkonstruktion auf Metallstehern mit 6 Schrauben 1Nm je Steher und ohne Hohlraumbedämpfung

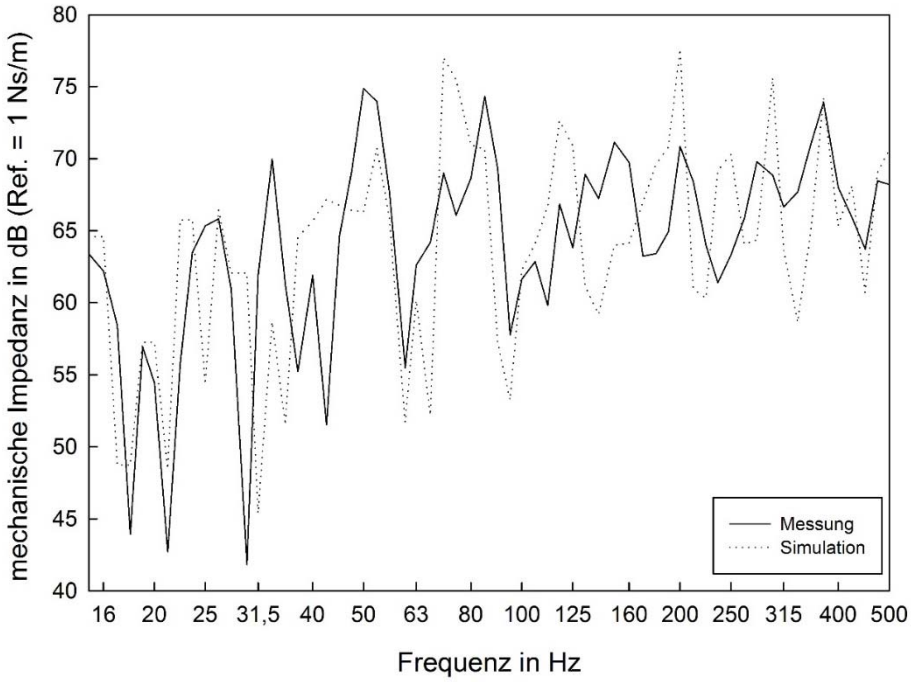



Abbildung 95: Vergleich der Messung und der Simulation der mechanischen Impedanz einer Gipsfaserständerkonstruktion auf Metallstehern mit 3 Schrauben 5Nm je Steher und ohne Hohlraumbedämpfung

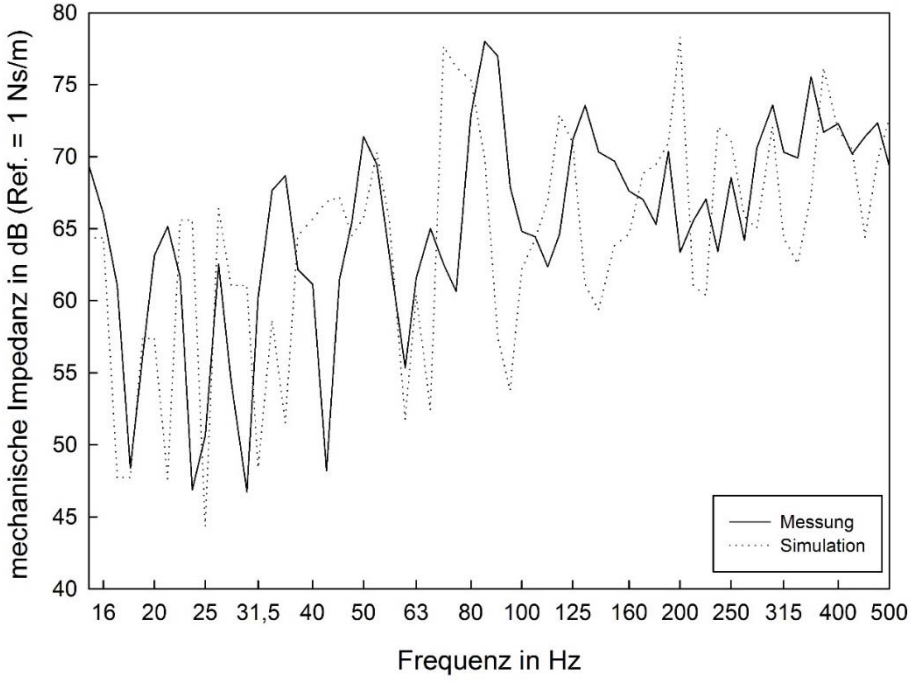



Abbildung 96: Vergleich der Messung und der Simulation der mechanischen Impedanz einer Gipsfaserständerkonstruktion auf Metallstehern mit 3 Schrauben 1Nm je Steher und ohne Hohlraumbedämpfung

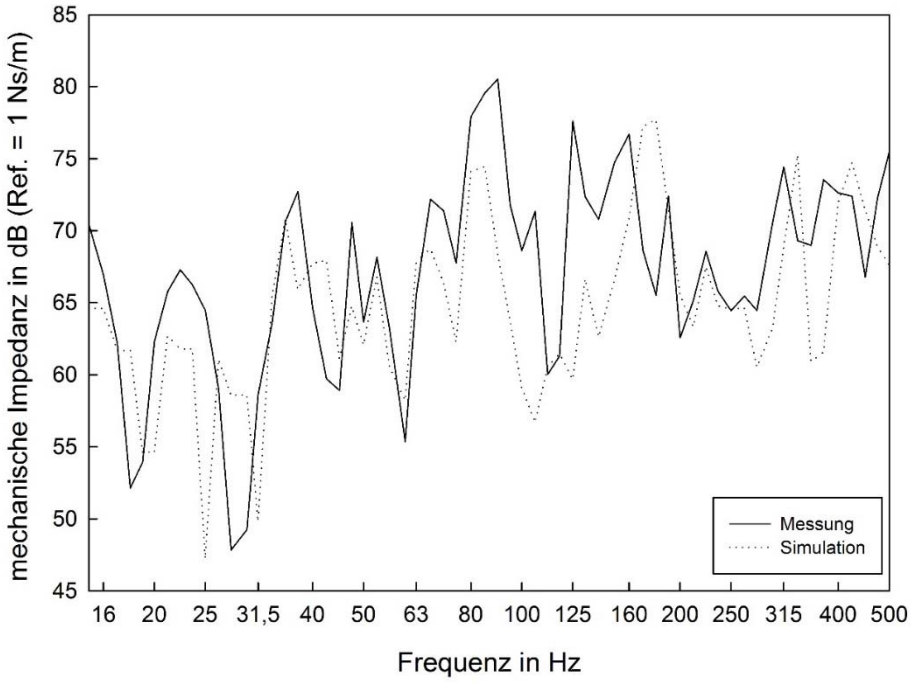



Abbildung 97: Vergleich der Messung und der Simulation der mechanischen Impedanz einer Gipsfaserständer Konstruktion auf Metallstehern mit 6 Schrauben 5Nm je Steher und mit Hohlraumbedämpfung

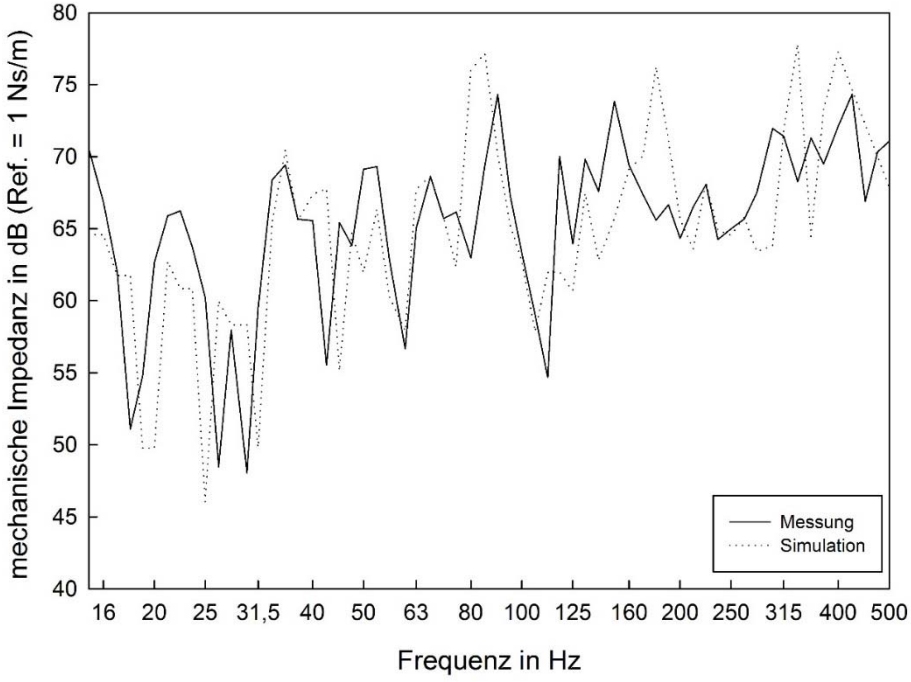



Abbildung 98: Vergleich der Messung und der Simulation der mechanischen Impedanz einer Gipsfaserständerkonstruktion auf Metallstehern mit 6 Schrauben 1Nm je Steher und mit Hohlraumbedämpfung

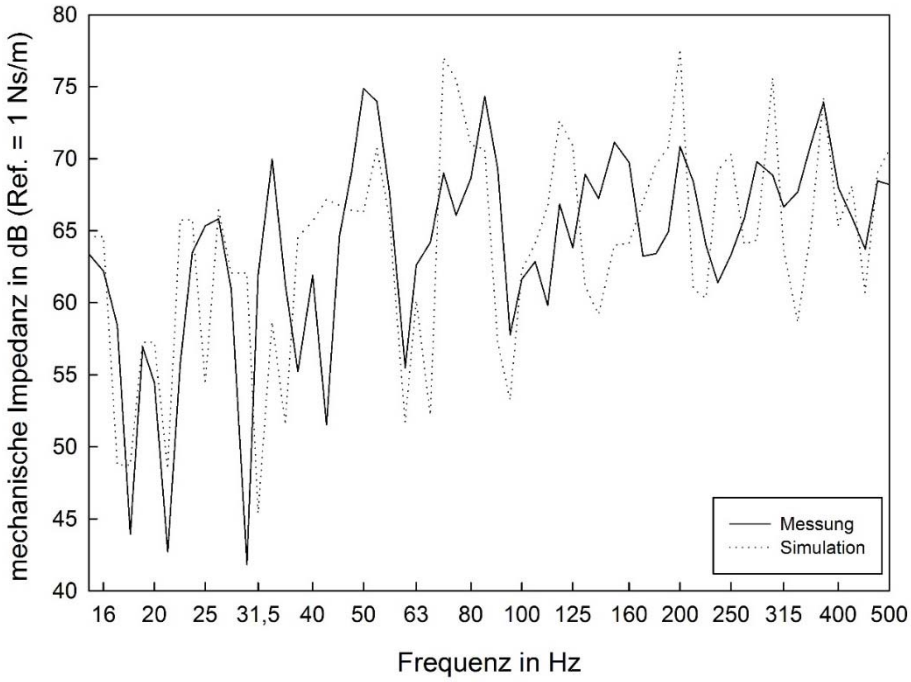



Abbildung 99: Vergleich der Messung und der Simulation der mechanischen Impedanz einer Gipsfaserständerkonstruktion auf Metallstehern mit 3 Schrauben 5Nm je Steher und mit Hohlraumbedämpfung

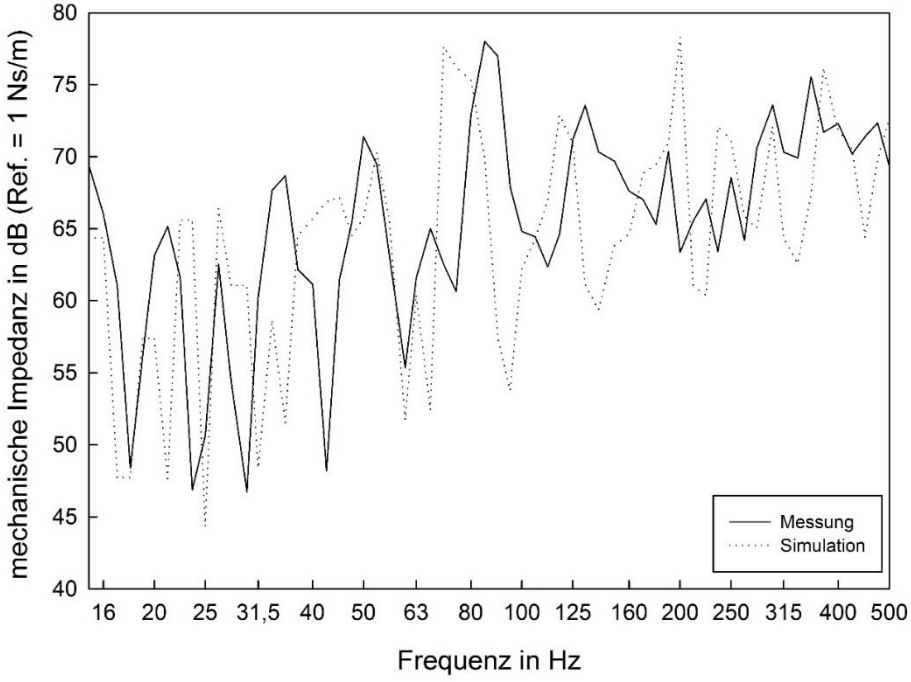



Abbildung 100: Vergleich der Messung und der Simulation der mechanischen Impedanz einer Gipsfaserständerkonstruktion auf Metallstehern mit 3 Schrauben 1Nm je Steher und mit Hohlraumbedämpfung

## 7.2 Schalltransmissionsverlust

Neben dem im vorhergehenden Abschnitt, der Validierung durch Messung der Übertragungsfunktion bei Körperschallanregung, stellt die Anregung durch Luftschall eine weitere Einflussgröße im Vibrationsverhalten der untersuchten Bauteile dar. Wie in mehreren Literaturquellen augezeigt wird, ist zum Beispiel das Abstrahlverhalten von Bauteilen stark abhängig von der Anregungsart siehe z.B. [12, 16]. Aus diesem Grund wurde das entwickelte Schraubenmodell mit den Ansätzen dargestellt in 6.6 und 6.2 für die Luftschallanregung und die Schallabstrahlung in ein FEM Modell implementiert, sodass das Luftschalldämmmaß der Konstruktion als Ergebnis geliefert wird. Neben des sich veränderten Vibrationsverhaltens je nach Anregungsart der Konstruktion steht im Fokus der Bauakustik vorrangig das Luftschalldämmmaß. Das Luftschalldämmmaß stellt eine etablierte Größe dar, um die akustische Performance im Blickpunkt des Schallschutzes einer Konstruktion zu beurteilen.

### 7.2.1 EN ISO 12354-1

Um die Ansätze zur Schallabstrahlung und Modellierung des Diffusen Schallfelds zur Luftschallanregung des zu untersuchenden Bauteils zu überprüfen wurde ein Vergleich zwischen dem vielfach validierten Berechnungsmodell der EN 12354-1:2016 zur Prognose Luftschalldämmmaß von homogenen Bauteilen angestellt. Als Validierungsbeispiel dienten eine Stahlbetonwand mit zwei unterschiedlichen Dicken von 100mm und 160mm. Die Materialparameter der Stahlbetonwand sind in Tabelle 13 angegeben.

Tabelle 13: Materialparameter - Stahlbeton:

| | |
|---|---|
| E-Modul in N/mm² | 3000 |
| Querkontraktionszahl | 0.3 |
| Rohdichte in kg/m³ | 1000 |
| Isotropischer Verlustfakor | 0.01 |

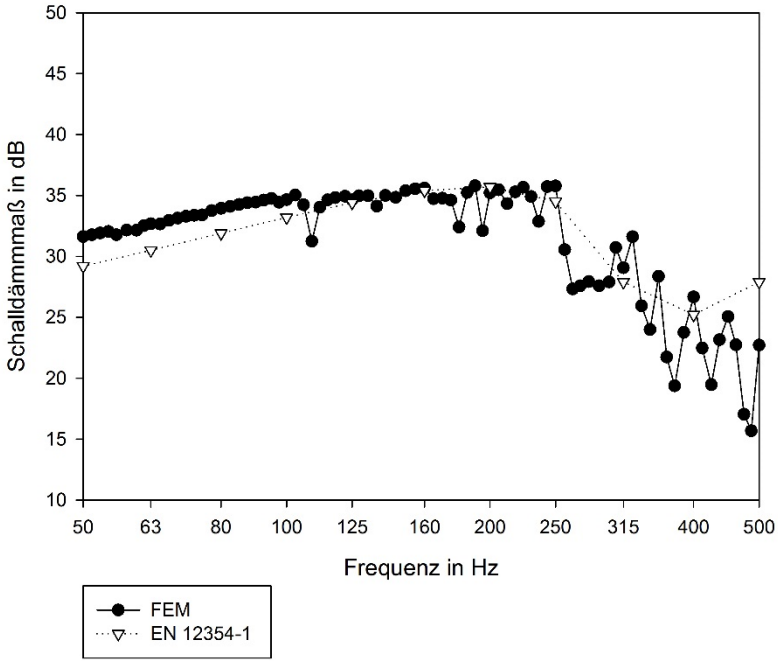



Abbildung 101: Vergleich des prognostizierten und gemessenen frequenzabhängigen Schalldämmmaßes einer Betonwand mit 100mm Dicke

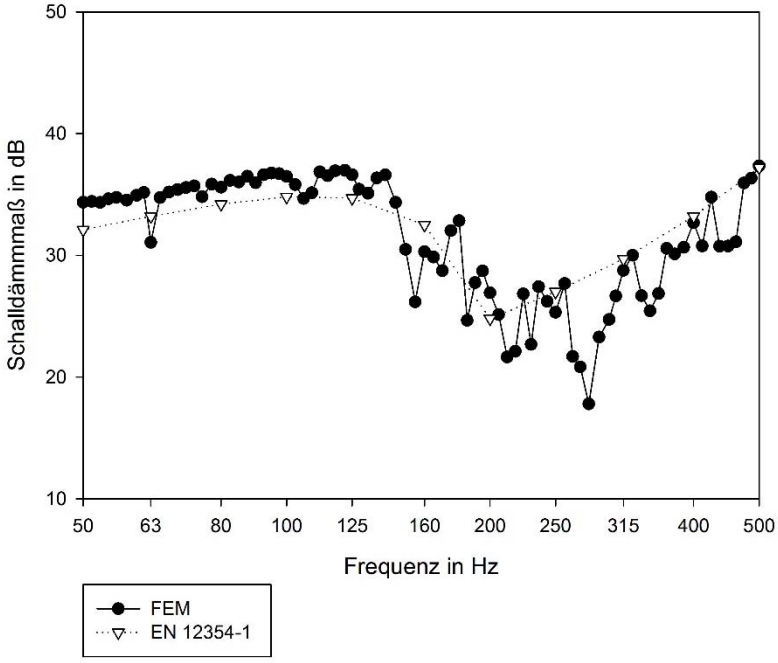



Abbildung 102: Vergleich des prognostizierten und gemessenen frequenzabhängigen Schalldämmmaßes einer Betonwand mit 160mm Dicke

Abbildung 101 und Abbildung 102 zeigt den Vergleich des mittels des Berechnungsverfahrens aus EN12354-1:2016 prognostizierten und des mittels der präsentierten Ansätze in FEM berechnenden Luftschalldämmmaßes zweier

Stahlbetonkonstruktionen. Der Vergleich zeigt eine zufriedenstellende Übereinstimmung und insbesondere eine gute Nachvollziehbarkeit der FEM Simulation des Koinzidenzeffektes bei 315Hz bzw. 200Hz der Stahlbetonkonstruktion. Durch die endliche Anzahl an einfallenden Wellen und damit die fehlende Reproduzierbarkeit der Einfallswinkel kommt es im Bereich des Koinzidenzeffektes zur Spitze des Schalldämmmaßes in der mittels FEM berechneten Kurvenverlaufs. Es gibt für die entsprechende Frequenz keinen Einfallswinkel, bei dem der Effekt der Spuranpassung zwischen Biegewelle des Bauteils und einfallender Schallwelle zutrifft. Eine Verbesserung in diesem Bereich könnte durch eine Erhöhung der Anzahl an Schallwellen, die superpositioniert werden, um ein diffuses Schallfeld zu repräsentieren, erreicht werden.

### 7.2.2 Messungen nach EN ISO 10140-2

Entsprechend Abbildung 15 wurde das Luftschalldämmmaß nach EN ISO 10140-2 Bauteil im Fensterprüfstand bestimmt. Diese Messgrößen dienten als Validierungsgrößen für das FEM Modell entsprechend Abschnitt 6. Wie auch schon im vorigen Abschnitt zeigt der Vergleich der gemessenen und prognostizierten Schalldämmmaße der Beispielkonstruktionen, dass mit dem Schraubenmodell aus [133] der Schalltransmissionsverlust über das Frequenzspektrum zwischen 50Hz und 500Hz innerhalb der Finite Elemente Simulationsumgebung gut nachvollzogen werden kann. Zu beobachten ist jedoch, dass bei geringen Schraubenabständen eine deutliche Unterschätzung der Dämpfung der Resonanz bei 80 Hz zu beobachten ist. Diese Feststellung gilt es noch weiter zu analysieren und erlaubt somit Platz für weitführende Untersuchungen. Dennoch wird die Validierung als erfolgreich angesehen, da die auftretenden Unterschiede zwischen Messung und Rechnung abgesehen von dem beschriebenen Effekt im Bereich der Feder-Masse-Resonanz mit max. 5dB im betrachteten Frequenzspektrum gering ausfallen.

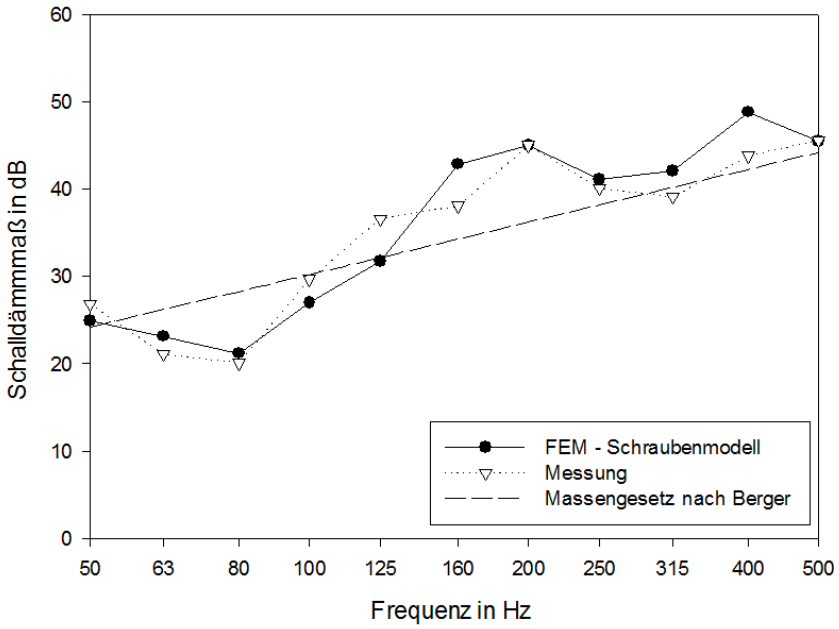



Abbildung 103: Vergleich des prognostizierten und gemessenen frequenzabhängigen Schalldämmmaßes mit 3 Schrauben pro Steher (links) und 5 Schrauben pro Steher (rechts)

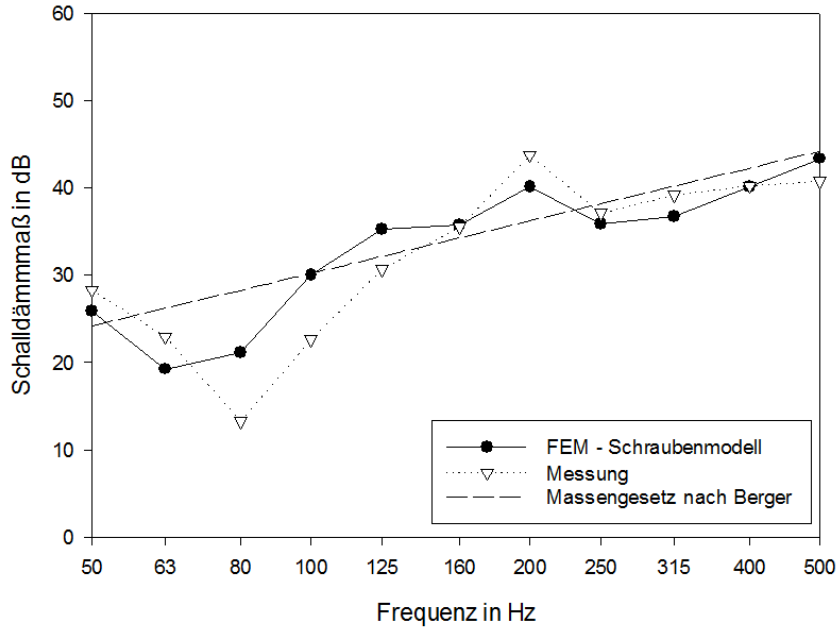



Abbildung 104: Vergleich des prognostizierten und gemessenen frequenzabhängigen Schalldämmmaßes mit 3 Schrauben pro Steher (links) und 5 Schrauben pro Steher (rechts)

# 8 Varianz der Kenngrößen auf Basis numerischer Ergebnisse

Das validierte numerische Modell wurde schließlich angewendet, um einen probabilistischen Ansatz zur Prognose des Schalldämmmaßes von leichten Trennwänden durchzuführen. Abbildung 105 zeigt beispielsweise das erzielte maximale, minimale und durchschnittliche Schalldämmmaß einer Gipskartonständerkonstruktion. Es sind ähnliche Schwankungen von max. 10dB wie bei den Messungen in Abschnitt 2.1.2 zu beobachten, wodurch die Ergebnisse eine Einschätzung der zu erwartenden Planungsunsicherheit erlauben.

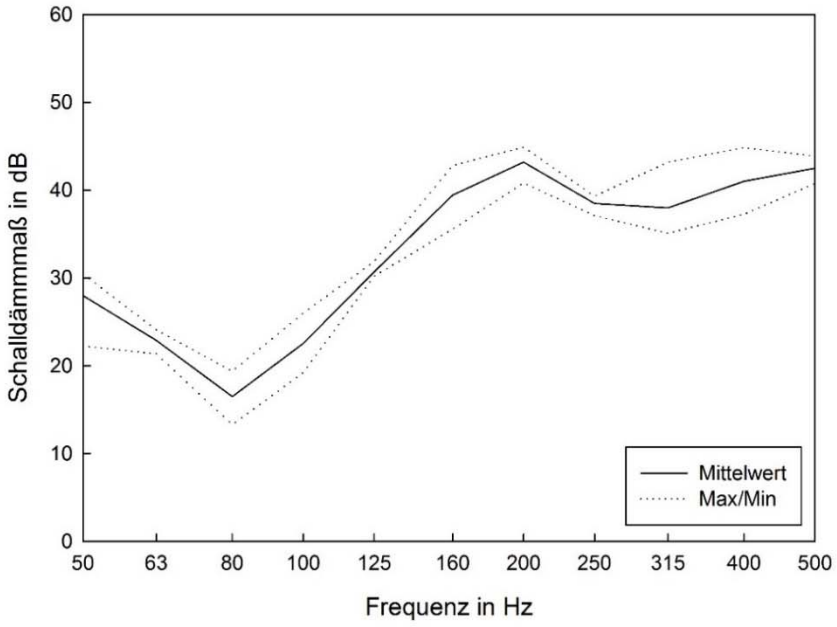



Abbildung 105: Verlauf des aus der Parameterrechnung (2-17 Schrauben pro Steher, 1-5Nm Anzugsmoment) resultierenden maximalen, minimalen und durchschnittlichen Schalldämmmaßes folgendes Bauteils: Gipsfaserplatte 12 mm – Holzsteher (100x60 mm) 100 mm – Gipsfaserplatte 12,5 mm

## 8.1 Schlussfolgerungen

Bei allen betrachteten Validierungsgrößen konnte gezeigt werden, dass das entwickelte Schraubenmodell in dem präsentierten Kontext der FEM Umgebung in der Lage ist, die Einflüsse der Schraubverbindungen auf das Schallübertragungsverhalten der untersuchten Konstruktionen zufriedenstellend wiederzugeben. Durch vertiefende Ansätze zur Schallabstrahlung und Abbildung eines diffusen Schallfeldes könnte die Qualität des FEM Modells weiter gesteigert werden.

# 9 Zusammenfassung und Ausblick

Die durchgeführten Untersuchungen hatten zum Ziel, den Einfluss von Parametern, die eine Verbindung zwischen Tragkonstruktion und wandbildenden Platte einer doppelschaligen Konstruktion beschreiben im tiefen Frequenzbereich darzustellen. Folgende wesentliche Einflüsse auf das Luftschalldämmmaß von leichten Trennwandkonstruktionen konnten identifiziert werden:

- Schraubenabstand
- Schraubenposition
- Schraubenanzugsmoment

Diese Parameter können im frequenzabhängigen Verlauf des Luftschalldämmmaßes von leichten Trennwandkonstruktionen Unterschiede von bis zu 10dB verursachen. Im Unterschied zu bestehenden Untersuchungen zu diesen Einflüssen, konnte gezeigt werden, dass diese Einflüsse auch im tiefen Frequenzbereich eine wesentliche Rolle im Schalltransmissionsverhalten von den untersuchten Ständerkonstruktionen spielen. Die Beeinflussung findet auf einer breiten Ebene des Schallübertraungsverhalten statt. Durch die Vergrößerung des Schraubenabstandes und Verringerung des Schraubenanzugsmoments ist oberhalb der Masse-Feder-Masse Resonanz durchwegs eine Verbesserung des Schalldämmmaßes zu erzielen. Der wesentlichste Einfluss stellt die geringe Energieübertragung und damit schwächere Kopplung zwischen Steher und Platte über die Schraubverbindung bei sinkendem Schraubenabstand und sinkendem Schraubenanzugsmoment dar. Neben diesem offensichtlichen Effekt findet eine Beeinflussung der Schraubverbindung durch die veränderten Zwangsbedinungen des Plattenrandes der Plattenabschnitte zwischen den Schraubfixieren auf das Abstrahlverhalten dieser Baukonstruktion statt. Ebenso kann die Fixierung der Platte mittels einer Schraubverbindung an spezifischen Punkten dazu führen, dass sich einzelne Plattenmoden nicht ausbilden können und es somit zu einer schmalbandigen Verbesserung des Schalldämmmaßes durch eine vergrößerte Schraubenanzahl kommt. Auf Basis der durchgeführten Untersuchungen zur Bestimmung der Einflussgrößen mit dem Kontext der Verbindungsmittel wurde

eine FEM Modell entwickelt und erfolgreich validiert, das diese Einflüsse auf das Schalldämmmaß entsprechend wiedergeben kann.

Dieses Modell bietet die Möglichkeit der Berücksichtigung der identifizierten Parameter in der Verbindungsmittelausbildung wie Schraubendimensionen, Schraubenabstand, Anzugsmoment und Position der Schrauben auf der Tragkonstruktion. Durch die numerischen Ergebnisse des validierten Prognosemodells können somit die Wechselwirkungen zwischen den unterschiedlichen Wandkomponenten und deren Verbindungselementen untersucht und optimiert werden. Neben der Optimierung von „leichten" Baukonstruktionen mit reduziertem messtechnischem Aufwand wird eine Angabe des Schalldämmmaßes mit einer zugehörigen Standardabweichung, hervorgerufen durch Material- und Verarbeitungsqualitätsschwankungen, ermöglicht. Für Hersteller und Planer wird neben einem numerischen Optimierungsprozess und einer Prognose der relevanten bauakustischen Kenngrößen von Trennwänden somit die Möglichkeit geboten, Maßnahmen zur Steigerung der Verarbeitungsqualität in den Nachweis der schallschutztechnischen Anforderungen von Baukonstruktionen einfließen zu lassen. Die Betrachtung im präsentierten Frequenzbereich bis zu 500Hz stellt nur einen kleinen Ausschnitt der bauakustisch relevanten Frequenzspektren dar. Es bedarf somit für den Frequenzbereich >500Hz alternative Ansätze, die den enorm steigenden Rechenaufwand der FEM in diesem Bereich nicht besitzt. Ein möglicher Weg wäre die Prognose von Kopplungsverlustfaktoren, die in Abhängigkeit der Parameter der Verbindung zwischen Tragkonstruktion und Plattenwerkstoff, für SEA Modelle durch das FEM Modell. Da hier nur ein kleiner Ausschnitt der Konstruktion betrachtet wird und somit der Diskretisierungsaufwand weitaus geringer ausfällt, ist der Rechenaufwand aus Sicht eines Anwenders im Rahmen der Planung oder der Forschung und Entwicklung deutlich vertretbarer. Durch die präsentierten Modelle können neben vergleichenden Betrachtungen von unterschiedlichen Konstruktion andere Bauteilverbindungen wie Stoßstellen von Leichtbaukonstruktionen analysiert werden. Die zukünftig gefundenen Datensätze und Modelle können dazu dienen, ein probalistisches Sicherheitskonzept in der Bauakustik zu etablieren und somit Planungsunsicherheiten und die damit einhergehende unwirtschaftliche Überdimensionierung zu reduzieren.

# 10 Anhang

## 10.1 Publikationen im Rahmen der vorliegenden Dissertation

- M- Neusser, T. Bednar, Sound radiation efficiency of lightweight building constructions - Study on the influence of panel fastening by numerical calulcations and laser scanning vibrometry measurments, Forum Acusticum, Boston, 2017

- M. Neusser, A. Wilfling, F. Dolezal, H. Müllner: Modellierung der Schallübertragung einer Gipsfaserständerkonstruktion innerhalb einer Finite Element Umgebung und Validierung durch Laservibrometrie, DAGA, Aachen, 2016

- M. Neusser, A. Wilfling, F. Dolezal, H. Müllner: Comparison of an FEM - Model and different Measurement methods for the determination of sound radiation efficiency, Euroregio, Porto, 2016

- M. Neusser, H. Konder, T. Bednar: Sound pressure fields in two coupled rooms - Comparison of a finite element approach and an analytic solution, Euronoise, Maastricht, 2015

- F. Dolezal, M. Neusser, M. Teibinger, B. Nusser: Akustik Center Austria - new research and testing competence for timber constructions, WCTE, Vienna, 2016

# 11 Literatur


[1] H. Muellner, I. Plotizin: How ”secondary” details of the construction and workmanship effect the airborne sound insulation of plasterboard walls. Proceedings of Internoise, The Hague, The Netherlands, 27-30 August, 2001, 1133–1136.

[2] L. Cremer: Theorie der Schalldämmung dünner Wände bei schrägem Einfall. Akust. Z. 7 (1942) 81-104.

[3] L. Cremer, M. Heckl, E. E. Ungar: Structure-borne sound. Springer-Verlag, Berlin, 1988.

[4] V. Hongisto Sound insulation of double panels – comparison of existing prediction models Acta Acust Acust, 92 (2006), pp. 61–78

[5] L. L. Beranek, G. A. Work: Sound transmission through multiple structures containing flexible blankets. J. Acoust. Soc. Am. 21,419–428,1949

[6] A. London: Transmission of reverberant sound through double walls. J. Acoust. Soc. Am. 22 (1950) 270–279

[7] J.L. Davy Predicting the sound insulation of walls Build Acoust, 16 (2009), pp. 1–20

[8] K. A. Mulholland, H. D. Parbrook, A. Cummings: The transmission loss of double panels. J. Sound Vib. 6 (1967) 324–334.

[9] A. Cummings, K. A. Mulholland: The transmission loss of finite sized double panels in a random incidence sound field. J. Sound Vib. 8 (1968) 126–133.

[10] R. J. Donato: Sound transmission through a double-leaf wall. J. Acoust. Soc. Am. 51 (1972) 807–15.

[11] M. Heckl: The tenth Sir Richard Fairey memorial lecture: Sound transmission in buildings. J. Sound Vib. 77 (1981) 165–189

[12] Poblet-Puig et al.: The role of studs in sound transmission, Acta Acustica united with Acustica Vol. 95 (2009) 555 – 567

[13] N.B. Roozen, H. Muellner, L. Labelle, M. Rychtáriková, C. Glorieux, Influence of panel fastening on the acoustic performance of light-weight building elements: Study by sound transmission and laser scanning vibrometry, Journal of Sound and Vibration Volume 346, 23 June 2015, Pages 100–116

[14] W. Desmet, A wave based prediction technique for coupled vibro-acoustic analysis, Phd Thesis, 1998, Katholieke Universiteit Leuven

[15] F. Dolezal, Trittschall-Flankenübertragung bei Massivholzkonstruktionen, 2009, Technische Universität Wien

[16] A. Dijckmans, Wave based calculation methods for sound-structure interaction, Phd Thesis, KU Leuven, 2011

[17] N. Ottosen, H. Petersson: Introduction to the finite element method. Prentice Hall, 1992.

[18] A.Arjunan, C.J.Wang, K.Yahiaoui, D.J.Mynors, T.Morgan, M.English, Finite element acoustic analysis of a steel stud based double-leaf wall, Building and Environment 67 (2013)202–210.

[19] F.Fahy, P.Gardonio, Sound and Structural Vibration: Radiation, Transmission and Response, Academic Press, Amsterdam, 2007.

[20] A. Pietrzyk: Sound insulation at low frequencies. Chalmers University of Technology, Sweden, 1997.

[21] S. P. S. Maluski, B. M. Gibbs: Application of a nite-element model to low-frequency sound insulation in dwellings. J. Acoust. Soc. Am. 108 (2000) 1741-1751.

[22] P. Davidsson, G. Sandberg: Sound reduction in double walls at low frequencies a parametric study. Proceedings of Tenth International Congress on Sound and Vibration, Stockholm, Sweden, 2003. (8 pages).

[23] W. Kropp, A. Pietrzyk, T. Kihlman: On the meaning of the sound reduction index at low frequencies. Acta Acustica 2 (1994) 379-392.

[24] Gladwell, G.M.L. A variational formulation of damped acousto-structural vibration problems, Journal of Sound and Vibration, 1966, 4,172-186.

[25] Craggs, A. An acoustic finite element approach for studying boundary flexibility and sound transmission between irregular enclosures, Journal of Sound and Vibration,, 1973, 30, 343-357.

[26] Sandberg, G. Finite Element modelling of fluid-structure interaction, PhD thesis, TU Lund, 1986.

[27] Pietrzyk, A., Kropp, W., Kihlman, T. The Finite Element Method as a tool for the description of sound fields at low frequencies, in InterNoise'93

[28] P. Davidson, Structure-acoustic analysis; finite element modelling and reduction methods, Phd Thesis, Lund, Sweden, August 2004

[29] A. Rabold, Anwendung der Finite Element Methode auf die Trittschallberechnung, Dissertation, Februar 2002, Technische Unversität München

[30] O. Flodén, Vibrations in lightweight structures Efficiency and Reduction of Numerical Models, Phd Thesis, Lund, Sweden, January 2014

[31] M.L. Munjal Acoustics of duct and mufflers John Wiley & Sons, New York (1987)

[32] B.H. Sharp Prediction methods for the sound transmission of building elements Noise Control Engineering Journal, 11 (1978), pp. 53–63

[33] T. E. Vigran, Building Acoustics, Taylor & Francis 2008

[34] Y.W. Lam Noise transmission through profiled metal cladding. Part III: Double-skin SRI prediction Building Acoustics, 2 (1995), pp. 403–417

[35] Petersen, C.: Dynamik der Baukonstruktionen. Wiesbaden 2000.

[36] http://www.winmls.com/, Stand 28.05.2017

[37] http://www.insul.co.nz/, Stand 28.05.2017

[38] Vigran, T.E. (2010) Sound transmission in multilayered structures – Introducing finite structural connections in the transfer matrix method, Applied Acoustics, 71, 39–44.

[39] A. J. Price, M. J. Crocker: Sound transmission through double panels using statistical energy analysis. J. Acoust. Soc. Am.47 (1970) 683–93.

[40] L. Maxit, J. Gyader, Estimation of sea coupling loss factors using a dual formulation and fem modal information, part I: Theory, Journal of Sound and Vibration (2001) 239(5), 907-930

[41] L. Maxit, J. Gyader, Estimation of sea coupling loss factors using a dual formulation and fem modal information, part II: Numerical aplications, Journal of Sound and Vibration (2001) 239(5), 931-948

[42] K. Lundberg, A Method for Estimating SEA Loss Factors, Acta Acustica Vol. 83 (1997) 605-613

[43] Winter, C.; Buchschmid, M.; Mecking, S.; Weineisen, C.; Müller, G.; Schanda, U.: Modelling the Sound Transmission across Junctions of Building Components by Energy Influence Coefficients. Eurodyn 2014: Eurodyn. IX International Conference on Structural Dynamics 2014.

[44] Christoph Winter, Martin Buchschmid, Gerhard Müller, Untersuchung leichter Massivholzkonstruktionen im mittleren und höheren Frequenzbereich, Daga 2016, Aachen

[45] Mace, B. R.; Shorter, P. J.: Energy Flow Models from Finite Element Analysis. In: Journal of Sound and Vibration 233 (2000) 3, S. 369–89.

[46] C H Hodges and J Woodhouse Theories of noise and vibration transmission in complex structures, Rep. Prog. Phys. 49 (1986) 107-170. Printed in Great Britain

[47] R. Sean Smith, Sound Transmission through Parallel Plates, Heriot Watt University December 1997

[48] Guigou-Carter C, Villot M. Analytical and experimental study of single frame double wall. Euronoise 2006, Tampere, Finland

[49] R. Craik Sound transmission through buildings using statistical energy analysis Gower Publishing Ltd., Hampshire England, 1996

[50] G. Chen, J. Zhou, Boundary element methods. London: Academic press Computational mathematics and applications. 1992

[51] C. Brebbia, J. Domnguez, Boundary elements an introductory course. Boston: WIT press, 1992

[52] Hunter, P. and A. Pullan,. FEM/BEM notes. The university of Auckland: Department of engineering ecience, 1997

[53] Bonnet, M, Boundary integral equation methods for solids and fluids, Wiley, 1999

[54] Ciskowski, R. and C. Brebbia ,Boundary element methods in acoustics. Southampton Boston: Computational Mechanics Publications London New York, Elsevier Applied Science, 1991

[55] Von Estorff, Boundary element in acoustics: advances and applications. Wit Press, 2010

[56] Kirkup, S, The boundary element method in acoustics, 2007

[57] Shaw, R. (). Integral equation methods in acoustics. In C. Brebbia (Ed.), Boundary elements, 1988, 221-244

[58] http://silent-timber-build.com/, Stand 28.05.2017

[59] M. Kaltenbacher, Numerical Simulation of Mechatronic Sensors and Actuators, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2015

[60] Comsol Multiphysics User Guide, https://www.comsol.de, 2017

[61] D. Chapelle and K.J. Bathe, The Finite Element Analysis of Shells Fundamentals, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, 2003.

[62] C. W. Bert. Material damping: An introductory review of mathematical models, measures and experimental techniques. Journal of Sound and Vibration, 29(2):129-153, 1973.

[63] Fahy, F.J. Sound and Structural Vibration. Academic Press, London, 1985.

[64] Cremer, L., HeckL, M. Körperschall. Springer-Verlag, Berlin, 1996.

[65] C. Hopkins, Sound Insulation, Elsevier, 2007

[66] O. Flodén, J. Negreira, K. Persson, G. Sandberg, The effect of modelling acoustic media in cavities of lightweight buildings on the transmission of structural vibrations, Engineering Structures Volume 83, 15 January 2015, Pages 7–16

[67] Delany ME, Bazley EN. Acoustical properties of fibrous absorbent materials. Appl Acoust 1970; 3(2):105–16.

[68] Komatsu T. Improvement of the Delany–Bazley and Miki models for fibrous sound-absorbing materials. Acoust Sci Technol 2008;29(2):121–9.

[69] Allard JF, Atalla N. Propagation of sound in porous media – modelling sound absorbing materials. 2nd ed. Chichester (United Kingdom): John Wiley & Sons Ltd.; 2009.

[70] O. Flodén, J. Negreira, K. Persson, G. Sandberg, The effect of modelling acoustic media in cavities of lightweight buildings on the transmission of structural vibrations, Engineering Structures 83 (2015) 7–16

[71] C. Zwikker and C. W. Kosten, Sound Absorbing Materials, Elsevier Publishing, New York, 1949.

[72] Kirchhoff G. On the influence of heat conduction in a gas on sound propagation. Annu Phys Chem 1868;134:177–93.

[73] Göransson P. Acoustic finite element formulation of a flexible porous material a correction for inertial effects. J Sound Vib 1995;185(4):559–80.

[74] Panneton R. Comments on the limp frame equivalent fluid model for porous media. J Acoust Soc Am 2007;122(6):217–22.

[75] Biot MA. Theory of propagation of elastic waves in a fluid-saturated porous solid. I. Low-frequency range. Journal of Acoustic Society America 1956; 28(2):168–78.

[76] K. Wilson, “Relaxation-matched modeling of propagation through porous media, including fractal pore structure,” J. Acoust. Soc. Am., vol. 94, no. 2, pp. 1136–1145, 1993.

[77] Dunn IP, Davern WA. Calculation of acoustic impedance of multi-layer absorbers. Appl Acoust 1986;19(5):321–34.

[78] Mechel FP. Ausweitung der absorberformel von delany and bazley zu tiefen frequenzen. Acustica 1976;35(3):210–3.

[79] M. Neusser, H. Konder, T. Bednar: Sound pressure fields in two coupled rooms - Comparison of a finite element approach and an analytic solution, Euronoise, Maastricht, 2015

[80] H. Müllner, I. Plotizin, Beeinträchtigung des Schallschutzes von Gipskartonständerwänden durch „sekundäre“ Wanddetails und Verarbeitungsqualität, DAGA, 2002

[81] V. Desarnaulds, R. Fecelier, Improvement of airborne sound insulation of lightweight timber framed walls through prefabricated multilayer wood studs, Euronoise, Maastricht, 2015

[82] N.B. Roozen, Q. Lecl_ere, M. Rychtarikov_a, C. Glorieux, A global error estimator for the uncertainty of a multi-channel spectral analysis, Applied Acoustics (2014)

[83] J.S. Bendat, A.G. Piersol, Engineering Applications of Correlation and Spectral Analysis, Wiley-Interscience, NewYork, 1980.

[84] N.B. Roozen, L. Labelle, M. Rycht_arikov_a, C. Glorieux, Determining radiated sound power of building structures by means of Laser Doppler vibrometry, Journal of Sound and Vibration, 2015

[85] Valtteri Hongisto, Mika Lindgren, Riikka Helenius, Sound Insulation of Double Walls – An Experimental Parametric Study, ACTA ACUSTICA UNITED WITH ACUSTICA Vol. 88 (2002) 904–92

[86] S. R. Mehra, Berechnung der Luftschalldämmung von einschaligen Trennbauteilen endlicher Abmessung. Dissertation, Lehrstuhl Konstruktive Bauphysik der Universität Stuttgart, 1995

[87] S. R. Mehra, Einfluß der Randeinspannung auf Luftschalldämmung von Trennbauteilen. Bauphysik, 21(5), 16–23, 1999

[88] W. Maysenhölder, Low frequency sound transmission through periodically inhomogeneous plates with arbitrary local anisotropy and arbitrary global symmetry. Acustica, 82(4), 628–635, 1996

[89] W. Maysenhölder, Sound transmission through periodically inhomogeneous anisotropic thin plates: generalizations of Cremer's thin plate theory. Acustica, 84(4), 668–680, 1998.

[90] L. Ackermann, Simulation der Schalltransmission durch Wände, Braunschweiger Schriften zur Mechanik Nr. 43-2002, Braunschweig 2002

[91] W. Fasold, E. Veres, Schallschutz und Raumakustik in der Praxis. Verlag für Bauwesen, Berlin, 1998.

[92] Robin R. Wareing , John L. Davy , John R. Pearse, Variations in measured sound transmission loss due to sample size and construction parameters, Applied Acoustics 89 (2015) 166–177

[93] T. Kihlman and A.C. Nilsson, The effects of some laboratory designs and mounting conditions on reduction index measurements, Journal of Sound and Vibration (1972) 24 (3), 349-364

[94] F.G. Leppington at al: Resonant and non-resonantn acoustic properties of elastic panels. I. The radiation problem. Proc. R. Soc. Lond. A 406 (1986) 139-171.

[95] G. Maidanik, E. M. Kerwin Jr., Influence of Fluid Loading on the Radiation from Infinite Plates below the Critical Frequency, Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 40, 1034-1038, 1966.

[96] F. Jacobsen, T. Roisin. The coherence of reverberant sound fields, The Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 108, No. 1, Acoustical Society of America (2000), pp. 204–210.

[97] R. Wareing, J. Davy, J. Pearse, Variations in measured sound transmission loss due to sample size and construction parameters, Applied Acoustics 89 (2015) 166–177

[98] Craik, RJM & Smith, RS 2000, 'Sound transmission through double leaf lightweight partitions. Part I: Airborne sound' Applied Acoustics, vol 61

[99] S. Schoenwald, B. Zeitler, T.R.T. Nightingale, Investigation of flanking sound transmission in lightweight building structures using a scanning laser vibrometer, Euronoise 2009, Edinburgh, October 26-28, 2009.

[100] A.R. Mayr, B.M. Gibbs, Point and transfer mobility of point-connected ribbed plates, Journal of Sound and Vibration, 330 (2011)

[101] Jose Maria Bravo, Jaime Sinisterra, Antonio Uris, Jaime Llinares, Hermelando Estelles Influence of air layers and damping layers between gypsum boards on sound transmission, Applied Acoustics 63 (2002) 1051–1059

[102] Ford RD, Lord P, Williams PC. The influence of absorbent linings on the transmission loss of double-leaf partitions. J Sound Vib 1967;5(1):22–8.

[103] Loney W. Effect of cavity absorption and multiple layers of wallboard on the sound-transmission loss of steel-stud partitions. J Acoust Soc Am 1973; 53(6):1530–4.

[104] N. Hashimoto, “Measurement of sound radiation efficiency by the discrete calculation method”, Appl. Acoust., 62, 429–446, (2001)

[105] W. Kropp, A. Pietrzyk, T. Kihlman, On the meaning of the sound reduction index at low frequencies, Acta Acustica, Vol. 2, 1994, pp 379-392

[106] A. Osipov, P. Mees, G. Vermeir, Low-frequency airborne soundtransmission through single partitions in buildings, Applied Acoustics 52 (3-4) (1997) 273-288.

[107] A. Dijckmans, G. Vermeir, Numerical investigation of the repeatability and reproducibility of laboratory sound insulation measurements, Acta Acustica united with Acustica 99 (3)(2013) 421-432.

[108] E. Reynders, Parametric uncertainty quantcation of sound insulation values, Journal of the Acoustical Society of America 135(4)(2014) 1907-1918.

[109] H. Tröbs, S. Schönwald, A. Zemp, Comparison of different measurement methods of radiation efficiency of lightweight structures, Forum Acusticum, Krakow, 2014

[110] M. Neusser, A. Wilfling, F. Dolezal, H. Müllner: Comparison of an FEM - Model and different Measurement methods for the determination of sound radiation efficiency, Euroregio, Porto, 2016

[111] Squicciarini G, Thompson DJ, Corradi R. The effect of different combinations of boundary conditions on the average radiation efficiency of rectangular plates. J Sound and Vib. 2014,3931–3948

[112] A. Putra, D.J.Thompson, Sound radiation from rectangular baffled and unbaffled plates, Applied Acoustics 71 (2010) 1113 - 1125.

[113] H. Nelisse, O. Beslin, J. Nicolas, A generalized approach for the acoustic radiation from baffled or baffled plate with arbitrary boundary condition, Journal of Sound and Vibration 211 (1998) 207-225

[114] Warburton G. The vibration of rectangular plates. Proc Instn Mech Eng. 1954;168(1):371–384.

[115] Gardonio P, Brennan MJ. Mobility and impedance in structural dynamics in Fahy FJ and Walker J (eds) Advances in Acoustics, Noise anVibration. London: Spon Press; 2004.

[116] Gompert MC. Sound radiation from baffled, thin, rectangular plates. Acustica. 1977;37(1):93–102.

[117] Berry A, Guyader JL, Nicolas J. A general formulation for the sound radiation from rectangular, baffled plates with arbitrary boundary conditions. J Acoust Soc Am. 1990;88(1):2792–2802.

[118] Berry A. A new formulation for sound radiation of fluid loaded plates. J Acoust Soc Am. 1994;96(1):2792–2802.

[119] G. Squicciarini, D. Thompson, R. Corradi, The effect of differenz combinations of bouindary conditions on the average radiation efficiency of rectangular plates, Journal of Sound and Vibration, Volume 333, Issue 17, 18 August 2014, Pages 3931–3948

[120] J.P. Berenger, A perfectly matched layer for the absorption of electromagnetic waves , J. Comp. Phys. 114 (1994).

[121] F. Collino and P. Monk, The perfectly matched layer in curvilinear coordinates, SIAM J. Sci. Comp. 19 (1998)

[122] A. Bayliss, M. Gunzburger, and E. Turkel, “Boundary Conditions for the Numerical Solution of Elliptic Equations in Exterior Regions,” SIAM J. Appl. Math., vol. 42, no. 2, pp. 430–451, 1982.

[123] A. Pietrzyk: Sound insulation at low frequencies. PhD thesis. F 97–01 3060, Chalmers University of Technology, Sweden, 1997.

[124] S. P. S. Maluski, B. M. Gibbs: Application of a finite-element model to low-frequency sound insulation in dwellings. J. Acoust. Soc. Am. 108 (2000) 1741–1751.

[125] P. Davidsson, G. Sandberg: Sound reduction in double walls at low frequencies – a parametric study. Proceeding of Tenth International Congress on Sound and Vibration, Stockholm, Sweden, 2003, (8 pages).

[126] Misol, Malte und Bloch, Christian und Monner, Hans Peter und Sinapius, Michael (2014) Influence of non-ideal diffuse sound field excitations on the control performance of active panel structures. In: International Conference on Noise and Vibration Engineering, Seiten 39-53. Proceedings of the International Conference on Noise and Vibration Engineering ISMA 2014, 15.-17. Sept. 2014, Leuven, Belgien.

[127] Garg, Maji Vibration induced due to acoustic excitation in diffuse field conditions, Acoustics Australia / Australian Acoustical Society 41(3):219-224 · December 2013

[128] Jonas Brunskog and Peter Davidsson, Sound transmission of structures; a ¯finite element approach with simplified room description, Accepted for publication in Acta acustica united with Acustica, 2004.

[129] A. C. Nilsson: Reduction index for a panel in a baffle. Re- port 73–02, Dep. Building Acoustics, Chalmers University of Technology, Goteborg, Sweden, 1973.

[130] R. W. Guy: The steady state transmission of sound at normal and oblique incidence through a thin panel backed by rectangular room – a multi-modal analysis. Acustica 43 (1979) 295–304.

[131] L. Gagliardini, J. Roland, J. L. Guyader: The use of a functional basis to calculate acoustic transmission between rooms. J. Sound Vib.145 (1991) 457–478.

[132] S. J. Elliott, C. Maury, P. Gardonio, The synthesis of spatially correlated random pressure fields, The Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 117, No. 3, Acoustical Society of America (2005), pp. 1186–1201

[133] M. Neusser, A. Wilfling, F. Dolezal, H. Müllner: Modellierung der Schallübertragung einer Gipsfaserständerkonstruktion innerhalb einer Finite Element Umgebung und Validierung durch Laservibrometrie, DAGA, Aachen, 2016

[134] Cristina Dıaz-Cereceda, Jack Hetherington, Jordi Poblet-Puig, Antonio Rodrıguez-Ferran, A deterministic model of impact noise transmission through structural connections based on modal analysis, Journal of Sound and Vibration, Volume 330, Issue 12, 6 June 2011, Pages 2801-2817

[135] VDI-Richtline 2230 (1977)

[136] Løvholt, Finn; Norén-Cosgriff, Karin; Madshus, Christian Ellingsen, Ståle Engvik, Simulating low frequency sound transmission through walls and windows by a two-way coupled fluid structure interaction model. Journal of Sound and Vibration

[137] J. Dominguez, Boundary elements in dynamics. Southampton Boston: Computational mechanics publications and Elsevier applied science, 1993

[138] C. Providakis, D. Beskos, Free and forced vibrations of plates by boundary elements. Comput. Methods Appl. Mech. Eng. 74, 231-350, 1989

[139] L. Palermo, On the harmonic response of plates with the shear deformation effect using the elastodynamic solution in the boundary element method. Eng. Anal. Bound. Elem. 31, 176-183, 2007

[140] Åsa Bolmsvik, Andreas Linderholt, Anders Brandt, Torbjörn Ekevid, FE modelling of light weight wooden assemblies – Parameter study and comparison between analyses and experiments, Engineering Structures Volume 73, 15 August 2014, Pages 125–142

[141] Derosa, S. Franco, F. Marulo, F. Conicella, F. Esposito, G. Full validation of the structural-acoustic response of a simple enclosure. Journal of Aircraft, 36(5), 866–875, 1999

[142] Göransson, P. Acoustic finite elements. In: Proceedings of ISAA C6 ’Advanced techniques in applied and numerical acoustics, Seiten 1–45, 1995