

DLR-IB-FA-BS-2017-25

**Analyse und Beeinflussung der
Schallabstrahlung von
gitterversteiften Paneelen**

Masterarbeit

Maik Titze
Malte Misol



DLR

**Deutsches Zentrum
für Luft- und Raumfahrt**

Institut für Faserverbundleichtbau und Adaptronik

DLR-IB-FA-BS-2017-25

**Analyse und Beeinflussung der
Schallabstrahlung von
gitterversteiften Paneelen**

Zugänglichkeit:

Stufe 2

Braunschweig, August, 2017

Institutsleiter:


Prof. Dr.-Ing. M. Wiedemann

Abteilungsleiter:


Prof. Dr.-Ing. H. P. Monner

Der Bericht umfasst: 89 Seiten

Autor:

Maik Titze

Betreuer:


Dr.-Ing. M. Misol



DLR

Deutsches Zentrum
für Luft- und Raumfahrt

Inhaltsangabe

Diese Arbeit liefert einen wichtigen Beitrag für das Verständnis des vibroakustischen Verhaltens von Gridpaneelen in niedrigen Frequenzbereichen bei einer breitbandigen Strukturanregung. Zudem werden constrained-layer-damping Elemente sowie Faservliese und Schaummaterialien als passive Dämpfungsmaßnahmen zur Reduktion der abgestrahlten Schalleistung evaluiert. Für diese Untersuchungen wird zunächst eine experimentelle Modalanalyse durchgeführt, um im Anschluss über einen Model-Updating Prozess ein möglichst valides numerisches Modell in ANSYS zu entwickeln. Dieses Modell wird genutzt, um eine turbulente Grenzschicht (TBL) Anregung im Labor zu synthetisieren. Diese Anregungsart ist maßgeblich für den Schalleintrag im Reiseflug eines Flugzeugs verantwortlich und beschreibt ein breitbandiges Anregungsverhalten ab einer Frequenz von 100 Hz. Der erstellte Versuchsaufbau und das validierte numerische Modell dienen anschließend als Grundlage, um die Potentiale der passiven Dämpfungsmaßnahmen zur Reduktion des abgestrahlten Schalleistungspegels bei einer TBL-Anregung zu untersuchen. Dabei zeigt sich der Versuchsaufbau für die Evaluation von Faservliesen und Schaummaterialien im Bezug zu einer TBL-Anregung als ungeeignet. Zusammenfassend verdeutlichen die gewonnenen Erkenntnisse die Problematik des masseneffizienten Einsatzes passiver Dämpfungsmaßnahmen zur Reduktion der abgestrahlten Schalleistung in niedrigen Frequenzbereichen bei einer breitbandigen Anregung.

Abstract

This thesis provides an important contribution to enhance understanding of the vibroacoustic behavior of a gridpaneel in low frequency ranges under broadband excitation. In addition, passive damping measures like constrained-layer-damping elements as well as fiber and foam materials are evaluated to assess their ability in reducing the radiated sound power. First, an experimental modal analysis is carried out, to subsequently develop a valid numerical model in ANSYS by a model-updating process. Second, this model is used to synthesize a turbulent boundary layer (TBL) excitation in the laboratory. This excitation type is mainly responsible for the sound exposure inside the passenger cabin during cruise flight in an aircraft. It describes a broadband excitation at a frequency of 100 Hz. The developed experimental setup in connection with the validated numerical model is further used to assess the ability of the passive damping measures to reduce the radiated sound power of the gridpaneel under a TBL-excitation. It is recognized, that the experimental setup is not suitable for an evaluation of fiber and foam materials in relation to TBL-excitation. In summary, the findings emphasize the problem of using passive damping materials for a mass efficiently reduction of the radiated sound power in low frequency ranges in relation to a broadband excitation.

Inhaltsverzeichnis

Abkürzungsverzeichnis	XIII
Symbolverzeichnis	XIII
1. Einleitung	1
2. Stand der Technik	3
2.1. Grundlagen und Anwendungsumfelder gitterversteifter Strukturen	3
2.2. Grundlagen der modalen Systemidentifikation und des Model-Updating	4
2.2.1. Experimentelle Modalanalyse	4
2.2.2. Numerische Modellbildung und Validierung	5
2.3. Entstehung und Beeinflussung von Schallfeldern in vibroakustischen Systemen	7
2.3.1. Grundlagen der abgestrahlten Schalleistung biegeschwingender Plattenstrukturen	7
2.3.2. Darstellung ausgewählter passiver Dämpfungsmaßnahmen	8
3. Experimentelle Systemidentifikation und numerische Modellbildung eines Gridpaneels aus Aluminium	11
3.1. Beschreibung des zu untersuchenden Gridpaneels aus Aluminium	11
3.2. Entwicklung eines Versuchsaufbaus und Durchführung einer EMA	12
3.2.1. Aufbau der Messkette	12
3.2.2. Definition der Randbedingungen	13
3.2.3. Durchführung der experimentellen Modalanalyse	14
3.3. Model-Updating eines numerischen Modells anhand der Versuchsdaten	20
3.3.1. Erstellung eines FE-Modells des Gridpaneels	20
3.3.2. Modellanpassung der Eigenformen und Eigenfrequenzen	21
3.3.3. Modellanpassung der Dämpfungscharakteristik	22
4. Imitation einer turbulenten Strömungsanregung im Labor	25
4.1. Grundlagen der Imitation einer turbulenten Strömungsanregung	25
4.2. Synthese einer TBL-Anregung für das Gridpaneel	26
4.2.1. Simulation der Schnelleantworten	26
4.2.2. Darstellung des Versuchsaufbaus und Ermittlung der Übertragungsfunktionen	27
4.2.3. Berechnung des TBL-Signals und Analyse der Strukturantwort	28
5. Analyse und Beeinflussung der Schallabstrahlung des Gridpaneels bei einer TBL-Anregung	31
5.1. Charakterisierung der akustischen Eigenschaften des Gridpaneels	31
5.1.1. Überprüfung der Anwendbarkeit des Rayleigh-Integrals	31
5.1.2. Vergleich des Abstrahlverhaltens und der Abstrahleffizienz des Gridpaneels zu einfachen Plattenstrukturen	32

5.2.	Experimentelle und numerische Untersuchung des Einflusses von CLD-Folien	34
5.2.1.	Auswahl und Platzierung von CLD-Foliensegmenten	34
5.2.2.	Experimentelle Untersuchung des Einflusses der CLD-Konfigurationen auf die Schallabstrahlung	39
5.2.3.	Numerische Modellierung des Gridpaneels mit applizierten CLDs	44
5.3.	Applikation von Schaum- und Vliesmaterialien zur Reduzierung der abgestrahlten Schallleistung	47
6.	Zusammenfassung und Ausblick	49
	Abbildungsverzeichnis	56
	Tabellenverzeichnis	58
A.	Erläuterungen zu verwendeten MATLAB- und ANSYS-Skripten	59
A.1.	Durchführung der Synthese einer TBL-Anregung in ANSYS und MATLAB	59
A.1.1.	Implementierung einer TBL-Anregung in ANSYS	59
A.1.2.	Berechnung des TBL-Signals für das Lautsprecherarray in MATLAB	61
A.2.	Berechnung der abgestrahlten Schallleistung und des Abstrahlgrads in MATLAB auf Grundlage gemessener und simulierter Schnelleverteilungen	67
A.3.	Berechnung der Dehnungsenergie und kumulierten Dehnungsintensität zur Platzie- rung von CLDs in ANSYS	72

Abkürzungsverzeichnis

Abkürzung	Bedeutung
ARSM	Adaptive Response Surface Methode
CAD	Computer Aided Design
CFK	Kohlenstofffaserverstärker Kunststoff
CL	Deckschicht des CLD
CLD	Constrained-layer damping
EMA	Experimentelle Modalanalyse
FEM	Finite Elemente Methode
FVK	Faserverstärker Kunststoff
LHS	Latin Hypercube Sampling
LSV	Laser Scanning Vibrometer
MAC	Modal Assurance Criterion
RMSE	Root Mean Square Error
TBL	Turbulente Grenzschicht
VEL	Viskoelastische Schicht des CLD

Symbolverzeichnis

Symbol	Bedeutung
$[]$	Matrix
$\{ \}$	Vektor
H	Hermiteische
α	Massenmatrix-Multiplikator (Rayleigh-Dämpfung)
α_{Adekit}	Rayleigh-Koeffizient auf Materialebene für das Materialmodell „Adekit“
$\alpha_{Aluminium}$	Rayleigh-Koeffizient auf Materialebene für das Materialmodell „Aluminium“
α_i^m	Massenmatrix-Multiplikator für das Material i (Rayleigh-Dämpfung)
β	Steifigkeitsmatrix-Multiplikator (Rayleigh-Dämpfung)
β_{Adekit}	Rayleigh-Koeffizient auf Materialebene für das Materialmodell „Adekit“
$\beta_{Aluminium}$	Rayleigh-Koeffizient auf Materialebene für das Materialmodell „Aluminium“
β_j^m	Steifigkeitsmatrix-Multiplikator für Material j (Rayleigh-Dämpfung)
c_0	Schallausbreitungsgeschwindigkeit für das Fluid
ΔL_W	Schallleistungspegeländerung
Δm	Massenzuwachs
η	Isoliergrad
η_{VEL}	Verlustfaktor der viskoelastischen Schicht
Ω	Kreisfrequenz
ω	Kreisfrequenz
Φ_i	Eigenwert für einen Strukturpunkt für die Mode i
Φ_S	Steuerbarkeitsindex

ψ	Eigenvektor
ρ_0	Dichte Fluid
ρ_{Adekit}	Dichte des Materialmodells „Adekit“
$\rho_{Aluminium}$	Dichte des Materialmodells „Aluminium“
ρ_{CL}	Dichte der Deckschicht der CLD-Folie
σ	Abstrahlgrad
C	Strukturelle Dämpfungsmatrix
c	Steifigkeit
$d_{COMBIN14}$	Dämpfungskoeffizient des COMBIN14-Elements
E_{Adekit}	E-Modul des Materialmodells „Adekit“
$E_{Aluminium}$	E-Modul des Materialmodells „Aluminium“
f_e	Eigenfrequenz
$f_{EMA,i}$	Eigenfrequenz der Mode i aus der EMA
f_{err}	Erregerfrequenz
$f_{FEM,i}$	Eigenfrequenz der Mode i aus der FEM
g	Konstanter struktureller Dämpfungskoeffizient
g_j^E	Konstanter struktureller Dämpfungskoeffizient für Material j (Verlustfaktor)
G_{VEL}	Schubmodul der viskoelastischen Schicht
H_{kl}^+	Pseudoinverse der Übertragungsfunktionsmatrix
$\overline{H1}_{ema,i}$	Über Messpunkte gemittelte Übertragungsfunktion aus der EMA für die Frequenzlinie i
$\overline{H1}_{fem,i}$	Über Messpunkte gemittelte Übertragungsfunktion aus der FEM für die Frequenzlinie i
K	Strukturelle Steifigkeitsmatrix
k	Wellenzahl
$k_{COMBIN14}$	Steifigkeit des COMBIN14-Elements
K_m	Viskoelastische Dämpfungsmatrix für Element m (Prony)
L_W	Schallleistungspegel
m	Masse
m_j	Konstanter struktureller Dämpfungskoeffizient für Material j
MAC_i	Cross-MAC Wert zwischen den Eigenvektoren aus der FEM und EMA für die Mode i
obj	Zielfunktion
P	Anregungsspektrum
r_{ij}	Abstand der Quelle i vom Empfänger j
S_E	Fläche eines diskretisierten Elements
U	Antwortspektrum
\tilde{v}	Effektive mittlere Schnelle
v_n	Schnelle für Element n
W	Schallleistung
W_0	Schallleistung eines Kolbenstrahlers

1 Einleitung

Gridpaneele stellen eine mögliche Antwort auf die steigenden Leichtbauanforderungen für zukünftige Rumpfstrukturen in der Luftfahrt dar. Insbesondere in Kombination mit der Bauweise aus kohlenstofffaserverstärktem Kunststoff (CFK) entstehen leichte und äußerst steife Strukturen. Diese Strukturen können jedoch einen gesteigerten Schalleintrag in die Passagierkabine vor allem in niedrigen Frequenzbereichen fördern. Bisher bestehen kaum Untersuchungen zu den vibroakustischen Eigenschaften von Gridpaneelen. Daher ist es das Ziel dieser Arbeit, die vibroakustischen Eigenschaften eines Gridpaneels zu evaluieren und ausgewählte Dämpfungsmaßnahmen hinsichtlich ihrer Einflussmöglichkeiten zu bewerten. Der masseneffiziente Einsatz geeigneter Dämpfungsmaßnahmen gestaltet sich vor allem in niedrigen Frequenzbereichen bei breitbandigen Anregungen schwierig. Daher werden die Untersuchungen auf einen Frequenzbereich bis 500 Hz für eine breitbandige Strukturanregung beschränkt und berücksichtigen ausschließlich passive Dämpfungskonzepte. Grundlage für die Untersuchungen bildet ein Gridpaneel aus Aluminium, dessen geometrischer Aufbau auf den Arbeiten von *Vasiliev et al.* basiert. Dabei besteht der Ansatz, dass wesentliche resultierende Erkenntnisse auf das vibroakustische Verhalten eines Gridpaneels aus CFK übertragbar sind. Das Vorgehen in dieser Arbeit lässt sich in drei wesentliche Themenschwerpunkte — Experimentelle Systemidentifikation und numerische Modellierung, Synthese einer turbulenten Strömungsanregung (TBL) im Labor, Analyse und Beeinflussung der abgestrahlten Schalleistung bei einer TBL-Anregung — gliedern.

Zunächst wird für das Gridpaneel ein geeigneter Versuchsaufbau entwickelt, über den eine Bestimmung der modalen Parameter im betrachteten Frequenzbereich ermöglicht wird. Hierzu findet ein Vergleich verschiedener Lagerungsbedingungen und Anregungskonzepte für das Gridpaneel statt. Aus den Untersuchungen resultiert eine elastische Lagerung des Gridpaneels mittels Gummipuffern und eine optimierte Anregungsposition für einen Shaker. Darauf aufbauend werden im Frequenzbereich bis 500 Hz zehn Eigenfrequenzen identifiziert, wobei die zugehörigen Schwingformen der Eigenfrequenzen 4-10 im Wesentlichen denen einer freien Lagerung entsprechen. Im Anschluss daran wird ein Model-Updating-Prozess genutzt, um ein numerisches Modell des Gridpaneels unter Berücksichtigung der Randbedingungen des Versuchsaufbaus zu validieren. Hierzu findet eine Parameteroptimierung statt, die die Lage der Eigenfrequenzen, die Gestalt der Eigenformen und die Schwingungsamplituden im Bezug zu den Versuchsdaten angleicht. Ziel ist es, das strukturdynamische Verhalten des Gridpaneels in der Simulation möglichst exakt vorhersagen zu können. In einem nächsten Schritt wird versucht eine turbulente Grenzschicht (TBL) Anregung im Labor zu imitieren. Diese Grenzschicht gilt als eine der hauptursächlichen Störquellen für den Schalleintrag in die Passagierkabine im Reiseflug. Durch die Darstellung einer TBL-Anregung im Labor, kann somit die Praxisrelevanz der folgenden Untersuchungen gefördert werden. Ziel dieser Darstellung ist es, ein möglichst exaktes Abbild der auftretenden Schnelleverteilung des Gridpaneel bei einer TBL-Anregung im Labor über ein Lautsprecherarray zu synthetisieren. Dies gelingt nur in bestimmten Frequenzbereichen, die jedoch für einen Abgleich der Untersuchungen zwischen Versuch und Simulation ausreichen. Im letzten Teil der Arbeit findet eine Analyse des vibroakustischen Verhaltens des Gridpaneels bei einer TBL-Anregung statt. Dieses wird insbesondere in Bezug zu gewöhnlichen Platten gesetzt, um den Einfluss der Rippenstruktur erfassen zu können. Darauf aufbauend werden passive Dämpfungsmaßnahmen

zur Beeinflussung der abgestrahlten Schalleistung des Gridpaneels bei einer TBL-Anregung evaluiert. Hierbei findet eine starke Fokussierung auf die Applikation von Dämpfungsfolie statt. Es werden Konfigurationen verschiedener Flächenbelegungen des Gridpaneels mit Dämpfungsfolie, die aus dem Ansatz der modalen Dehnungsenergie abgeleitet sind, im Versuch evaluiert und untereinander eingeordnet. Zusätzlich wird das zuvor entwickelte numerische Modell für eine vollflächige Belegung des Gridpaneels mit Dämpfungsfolie angepasst und die Korrelation zwischen Experiment und Simulation untersucht. Zuletzt werden allgemeine Untersuchungen für die Möglichkeiten der Schallbeeinflussung mittels Schaum- und Vliesmaterialien unter Berücksichtigung des Bauraums des Gridpaneels durchgeführt.

2 Stand der Technik

Dieses Kapitel soll einen generellen Überblick über die relevanten Themenfelder der gitterversteiften Strukturen, der experimentellen Modalanalyse in Verbindung mit den Möglichkeiten zur Modellanpassung und -validierung sowie zur Abstrahlung und Beeinflussung von Schallfeldern in vibroakustischen Systemen bieten. Hierzu werden hauptsächlich allgemeine Hinweise mit Verweisen auf tieferegreifende Literaturquellen gegeben.

2.1 Grundlagen und Anwendungsumfelder gitterversteifter Strukturen

Gitterversteifte Strukturen bieten eine vielversprechende Möglichkeit zur lastgerechten Generierung effizienter Leichtbaustrukturen. Insbesondere im Bauwesen kommen diese Strukturen seit längerer Zeit zum Einsatz. Neuere Bestrebungen zielen auf einen Einsatz dieser Strukturen in der Luft- und Raumfahrttechnik ab. Hierzu gilt es jedoch wesentliche Herausforderungen hinsichtlich neuartiger Gestaltungskonzepte und fertigungstechnischer Restriktionen zu bewältigen.

Die ersten Gridstrukturen in der Luft- und Raumfahrttechnik fanden im Raketenbau Anwendung. Es wurde dabei gezeigt, dass sehr hohe Verhältnisse von Festigkeit zu Gewicht bei verhältnismäßig hoher Steifigkeit erreicht werden können [1]. Weiterführende Arbeiten im Bereich des Flugzeugbaus wurden insbesondere durch *Vasiliev et al.* in [2], [3] und [4] geprägt. Diese Arbeiten führten schließlich zur Fertigung eines Flugzeugrumpfsegmentes als Gridstruktur. Diese Struktur besteht vollständig aus kohlenstofffaserverstärktem Kunststoff (CFK). Der Aufbau als gitterversteifte Schalenstruktur ermöglicht dabei eine tieferegreifende Ausnutzung des Leichtbaupotentials als es herkömmliche Bauweisen ermöglichen würden. Das besondere dieser Struktur liegt darin, dass nicht wie bei der Stringer-Spant-Bauweise die Haut als Hauptlasttragelement fungiert, sondern die helikale Rippenstruktur. Die Auslegung der helikalen Rippen erlaubt einen hauptsächlich einachsigen Spannungszustand, welcher ideale Voraussetzungen für den Einsatz von CFK-Verbunden bietet. Im Vergleich zu einer Stringer-Spant-Bauweise aus CFK können auf diese Weise bis zu 15% Gewicht gespart werden. Das Design aus dieser Veröffentlichung soll daher für die folgenden Untersuchungen als Grundlage dienen (Vgl. Kap. 3) [5]. Parallel wurde in [6] die Möglichkeit einer Topologieoptimierung als Ansatz zur Erzeugung von Gridstrukturen untersucht. Im Gegensatz zu den Arbeiten von *Vasiliev et al.* wird hierbei ein hybrides Strukturkonzept aus FVK und metallischen Werkstoffen in Betracht gezogen.

Erste vibroakustische Untersuchungen von Gridstrukturen finden sich in [7], [8] sowie [9]. Durch die Applikation einer Rippenstruktur auf eine ebene Platte, wird die Anzahl der Eigenfrequenzen insbesondere in niedrigen Frequenzbereichen reduziert. Gleichzeitig zeigen die Untersuchungen, dass durch eine geeignete Dimensionierung der Rippenstruktur die Möglichkeit besteht, die Anregung einzelner Eigenformen zu erschweren. Durch diesen Effekt können die Schallabstrahlung reduziert und die akustischen Eigenschaften verbessert werden.

2.2 Grundlagen der modalen Systemidentifikation und des Model-Updating

Dieser Abschnitt soll wesentliche Grundlagen zur Durchführung einer experimentellen Modalanalyse (EMA) vermitteln. Weiterführend wird die Möglichkeit zur Validierung und Anpassung eines numerischen Modells an die gewonnenen Versuchsdaten aus einer EMA thematisiert.

2.2.1 Experimentelle Modalanalyse

Die experimentelle Modalanalyse verfolgt das Ziel die dynamischen Eigenschaften einer Struktur zu charakterisieren. Hierzu werden die Eigenfrequenzen, die Eigenformen, die modalen Dämpfungsgrade und die generalisierten Massen ermittelt. Das dynamische Strukturverhalten kann folgend als Überlagerung von Ein-Freiheitsgrad-Schwingern approximiert werden [10]. Auf Basis dieser Kennwerte ist es beispielsweise möglich, numerische Modelle zu validieren oder dynamische Antworten einer Struktur für bestimmte Lastfälle vorherzusagen.

Die Grundlage für eine EMA bilden geeignete Versuchsdurchführungen. Die wesentlichen erforderlichen Merkmale bilden die Lagerung, die Anregung und die messtechnische Behandlung der Struktur. Abbildung 2.1 illustriert einen typischen Aufbau einer solchen Versuchsdurchführung. Für den Versuchsaufbau können beispielsweise möglichst freie Randbedingungen gefordert werden. Hierzu wird die Versuchsstruktur häufig an elastischen Gummiseilen befestigt. Die Anregung der Struktur kann unter anderem über einen elektrodynamischen Erreger, häufig auch als Shaker bezeichnet, erfolgen [11]. Wichtig ist, dass durch die Lasteinleitung in die Struktur alle relevanten Eigenformen in dem zu untersuchenden Frequenzbereich angeregt werden können. Andernfalls ist die Systemidentifikation nur unvollständig durchführbar. Diese Bedingung adressiert die sogenannte Steuerbarkeit, welche in Verbindung mit der Beobachtbarkeit grundlegende Voraussetzung für die erfolgreiche Durchführung einer EMA ist [12]. Die Beobachtbarkeit beschreibt, ob alle notwendigen Voraussetzungen erfüllt sind, um die relevanten Eigenformen erfassen zu können. Dabei gilt, dass die Anzahl der Beobachtungspunkte größer als die Anzahl der zu unterscheidenden Eigenformen sein muss und diese Beobachtungspunkte alle wesentlichen Bewegungsmöglichkeiten der Struktur erfassen können müssen [12]. Die Erfassung dieser Bewegungsmöglichkeiten kann zum Beispiel über Beschleunigungsaufnehmer realisiert werden. Um den Versuchsaufbau zu vervollständigen, sind neben Erregern, Lagerung und Sensoren die erforderliche Leistungselektronik zur Verstärkung, Signalaufbereitung und -weiterleitung zu implementieren. Mit Hilfe eines solchen Versuchsaufbaus ist es nun möglich, die Strukturantworten an den k Beobachtungspunkten auf die Strukturangregung an den l Anregungspunkten zu erfassen und über geeignete Verfahren im Zeit- oder Frequenzbereich die modalen Parameter zu ermitteln.

In dieser Arbeit wird zur Strukturregung ein elektrodynamischer Krafterreger und zur Erfassung der Strukturantwort ein Laser-Scanning-Vibrometer (LSV) verwendet. Ein LSV ist in der Lage die Schnelle an einer Strukturoberfläche zu ermitteln. Somit wird nicht die Beschleunigung, sondern die Geschwindigkeit als Antwortgröße verwendet. Zur Ermittlung der modalen Parameter wird das Softwaretool X-Modal III verwendet. Dieses wird über das Structural Dynamics Research Lab der University of Cincinnati vertrieben und erlaubt unter anderem die Verwendung eines Algorithmus der dem PolyMAX-Verfahren ähnlich ist. Dieses Verfahren zählt zu den modernsten Algorithmen in der Modalanalyse und ist in vielen kommerziellen Softwarepaketen implementiert. Das PolyMAX-Verfahren arbeitet dabei im Frequenzbereich und ist insbesondere zur Identifikation von Mehrfreiheitsgrad-

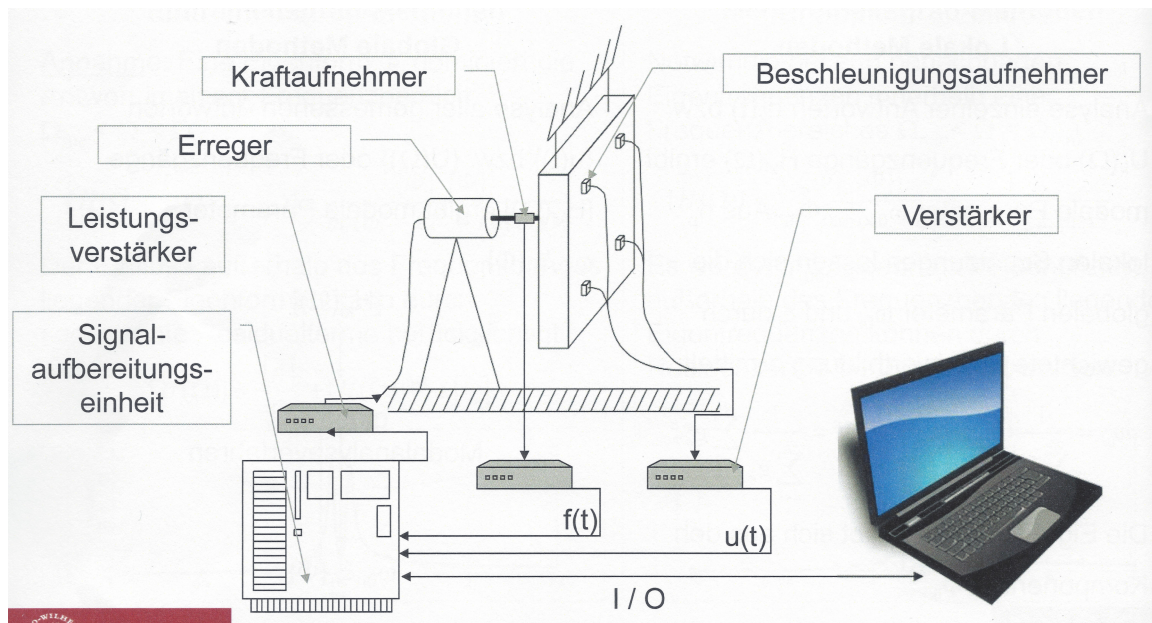


Abbildung 2.1.: Schematische Darstellung einer EMA [11]

Systemen auch bei komplexen Eigenformen gut geeignet [13].

2.2.2 Numerische Modellbildung und Validierung

Häufig wird die EMA genutzt, um ein numerisches Modell zu validieren bzw. eine genauere Approximation der Versuchsdaten durch Parameteranpassungen eines numerischen Modells zu erreichen. Dieser Vorgang wird auch als Model-Updating bezeichnet und ist unter anderem in [14] und [15] ausführlich thematisiert.

In der vorliegenden Arbeit wird für das Model-Updating auf das Tool Optislang von Dynardo zurückgegriffen. Dieses Softwarepaket erlaubt eine Integration in MATLAB und ANSYS und bietet somit eine gut geeignete Umgebung, um eine Modellanpassung an Versuchsdaten vorzunehmen. Dazu werden insbesondere die Funktionen des „Latin Hypercube Sampling (LHS)“ sowie der „Adaptive Response Surface Methode (ARSM)“ genutzt, um Sensitivitätsanalysen und Parameteroptimierungen durchzuführen. Das LHS erlaubt bei einer geringen Anzahl an Designpunkten eine möglichst vollständige Abdeckung des Parametersuchraums. Die ARSM eignet sich für hochdimensionale rechenintensive numerische Modelle. Im Gegensatz zu herkömmlichen direkten oder gradientenbasierten Optimierungsmethodiken wird eine Approximation des Suchraums durch Bildung einer Antwortfläche basierend auf Designalternativen erstellt, die anschließend für die Suche nach einem globalen Optimum genutzt wird [16] [17]. Neben den Algorithmen zur Optimierung, sind die für die Zielfunktionen verwendeten Kriterien sowie die Auswahl der Parameter in Kombination mit den zulässigen Suchräumen entscheidend für den Erfolg des Model-Updating. Hierzu wurden verschiedene Verfahren entwickelt und erprobt, die hauptsächlich auf den modalen Parametern basieren oder direkt Frequenzantwortfunktionen nutzen. In Abhängigkeit von dem Simulationszweck, sollen auf diese Weise die Lage der Eigenfrequenzen, die Gestalt der Eigenformen sowie das Dämpfungsverhalten der Struktur möglichst genau abgebildet werden.

Im Rahmen dieser Arbeit findet die numerische Modellbildung in ANSYS 17.2 statt. Zusätzlich wird

das Softwarepaket MATLAB R2016a genutzt, um auf Basis von Simulationsergebnissen aus ANSYS weiterführenden Auswertungen durchzuführen. Dabei nehmen Modellparameter, die mit der Geometrie oder den Materialeigenschaften der Struktur assoziiert sind, wesentlichen Einfluss auf die Lage der Eigenfrequenzen und die Gestalt der Eigenformen. Diese modalen Eigenschaften können in ANSYS mit einer Modalanalyse gewonnen und anschließend mit den Ergebnissen der EMA abgeglichen werden. Für den Vergleich der Eigenformen eignet sich insbesondere das MAC-Kriterium nach Gleichung 2.1.

$$MAC_{cdr} = \frac{\left| \{\psi_{dr}\}^H \{\psi_{cr}\} \right|^2}{\{\psi_{dr}\}^H \{\psi_{dr}\} \{\psi_{cr}\}^H \{\psi_{cr}\}} \quad (2.1)$$

Dieses Kriterium vergleicht die lineare Abhängigkeit zweier Eigenvektoren. Ein Wert von Null bedeutet, dass die Eigenvektoren linear unabhängig sind. Ein Wert von Eins hingegen, dass zwischen den Eigenvektoren eine vollständige lineare Abhängigkeit besteht [18]. Die Korrelation der Dämpfung zwischen numerischem und physischem Modell lässt sich mittels eines Vergleichs der Schwingungsamplituden untersuchen. Einfluss auf die Schwingungsamplituden nehmen dabei alle im Dämpfungsmodell hinterlegten Modellparameter. Bei einer „Full-Harmonic“-Analyse können dies sowohl Rayleigh-Koeffizienten auf globaler Ebene als auch lokaler Materialebene sein. Zusätzlich ist es möglich weitere strukturelle Dämpfungsgrade zu hinterlegen. Alle hinterlegten Dämpfungseigenschaften werden im Verlauf der Simulation addiert. Den direkten Einfluss der einzelnen wählbaren Dämpfungsparameter zeigt Gleichung 2.2 [19].

$$\begin{aligned} [C] = & \alpha [M] + (\beta + \Omega^{-1}g) [K] + \sum_{i=1}^{N_{ma}} \alpha_i^m [M_i] + \sum_{i=1}^{N_{ma}^{MD}} \sum_{k=1}^{N_{sa}} \alpha_p [M_k]_i \\ & + \sum_{j=1}^{N_m} (\beta_j^m + 2\Omega^{-1}m_j + \Omega^{-1}g_j^E) [K_j] + \sum_{j=1}^{N_{mb}^{MD}} \sum_{n=1}^{N_{sb}} \beta_q [K_n]_j + \sum_{k=1}^{N_e} [C_k] \\ & + \sum_{m=1}^{N_v} \Omega^{-1} [K_m] + \sum_{l=1}^{N_g} [G_l] + \Omega^{-1} \sum_{k=1}^{N_e^*} [K_k^*] \end{aligned} \quad (2.2)$$

$[C]$ = Strukturelle Dämpfungsmatrix

α = Massenmatrix – Multiplikator (Rayleigh – Dämpfung)

$[M]$ = Strukturelle Massenmatrix

β = Steifigkeitsmatrix – Multiplikator (Rayleigh – Dämpfung)

g = Konstanter struktureller Dämpfungskoeffizient

Ω = Kreisfrequenz

$[K]$ = Strukturelle Steifigkeitsmatrix

α_i^m = Massenmatrix – Multiplikator für Material i (Rayleigh – Dämpfung)

β_j^m = Steifigkeitsmatrix – Multiplikator für Material j (Rayleigh – Dämpfung)

m_j = Konstanter struktureller Dämpfungskoeffizient für Material j

g_j^E = Konstanter struktureller Dämpfungskoeffizient für Material j (Verlustfaktor)

K_m = Viskoelastische Dämpfungsmatrix für Element m (Prony)

Die dargestellten Dämpfungsmodelle basieren dabei auf keinen direkten physikalischen Wirkprinzipien. Sie stellen lediglich eine Annäherung an beobachtete Dämpfungseigenschaften von Strukturen dar, die sich auf Energie dissipierende Effekte zurückführen lassen. Für eine detaillierte Beschreibung der Wirkmechanismen einzelner Dämpfungseinflüsse sei auf [20] und die VDI Richtlinienreihe 3830 „Werkstoff- und Bauteildämpfung“ verwiesen.

2.3 Entstehung und Beeinflussung von Schallfeldern in vibroakustischen Systemen

Dieser Abschnitt zeigt die Möglichkeit einer vereinfachten numerischen Ermittlung der abgestrahlten Schallleistung von plattenähnlichen Strukturen mittels des Rayleigh-Integrals. Zusätzlich werden Möglichkeiten diskutiert, über die Applikation von Fasern, Vliesen oder Constrained-Layer-Damping (CLD) die abgestrahlte Schallleistung zu reduzieren.

2.3.1 Grundlagen der abgestrahlten Schallleistung biegeschwingender Plattenstrukturen

Hauptursache für die Abstrahlung von Schallenergie in das Fernfeld durch Plattenstrukturen sind Biegeschwingungen. Unter der Annahme, dass das an die Platte angrenzende Medium mit derselben Schnelle schwingt wie die Strukturoberfläche, können unter gegebenen Voraussetzungen vibroakustische Systeme numerisch vereinfacht berechnet werden [20]. Um ein Schallfeld vollständig beschreiben zu können, müssen zu jeder Zeit an jedem Ort die Schalldrücke sowie die Schallschnellen bekannt sein. Im Fernfeld gilt, dass Schnelle und Druck in Phase sind [21]. Mit Hilfe des Rayleigh-Integrals ist es darauf aufbauend möglich, die in das Fernfeld transportierte Schallleistung zu bestimmen. Das Rayleigh-Integral basiert auf der Elementarstrahler-Theorie und setzt voraus, dass die Plattenstruktur wie in Abbildung 2.2 dargestellt geeignet diskretisiert wird. Hierzu wird die Plattenstruktur in identische Rechtecke aufgeteilt, wobei die Kantenlänge der Rechtecke entsprechend kleiner sein muss als die Biegewellenlänge [22].

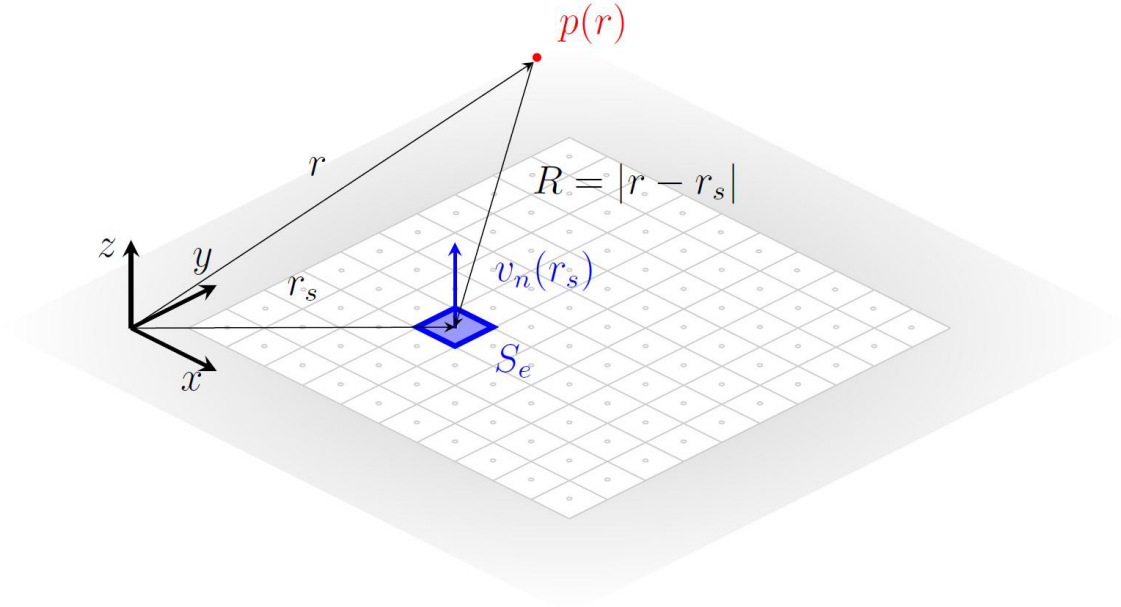


Abbildung 2.2.: Diskretisierung einer Plattenstruktur für das Rayleigh-Integral [23]

Mit Hilfe der Schallresistenzmatrix R nach Gleichung 2.3 ist es anschließend möglich die abgestrahlte Schallleistung gemäß Gleichung 2.4 zu berechnen. Hier beschreibt r_{ij} den Abstand zwischen der Elementquelle i und dem Empfängerelement j [23].

$$R = \frac{\omega^2 \rho_0 S_E^2}{4\pi c_0} \begin{bmatrix} 1 & \frac{\sin(kr_{12})}{kr_{12}} & \dots & \frac{\sin(kr_{1N})}{kr_{1N}} \\ \frac{\sin(kr_{21})}{kr_{21}} & 1 & \dots & \vdots \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{\sin(kr_{N1})}{kr_{N1}} & \dots & \dots & 1 \end{bmatrix} \quad (2.3)$$

$$W = \{v_n\}^H [R] \{v_n\} \quad (2.4)$$

Anschließend kann die tatsächlich abgestrahlte Schallleistung mit der theoretisch abgestrahlten Schallleistung eines Kolbenstrahlers, der mit dem zeitlich und räumlich gemittelten Schnellequadrat \tilde{v}^2 (Gl. 2.5) schwingt, verglichen werden. Durch diesen Vergleich ist es möglich, die Abstrahleffizienz in Form des Abstrahlgrads nach Gleichung 2.6 zu bewerten [23].

$$\tilde{v}^2 = \sum_{n=1}^N \frac{v_n^2}{2} \frac{S_{E,n}}{\sum S_{E,n}} \quad (2.5)$$

$$W_0 = \rho_0 * c_0 * \sum S_{E,n} * \tilde{v}^2$$

$$\sigma = W/W_0 \quad (2.6)$$

2.3.2 Darstellung ausgewählter passiver Dämpfungsmaßnahmen

In vielen technischen Anwendungen wird die von einem vibroakustischen System abgestrahlte Schallleistung als störend empfunden. Daher wurden eine Vielzahl von Möglichkeiten entwickelt, die sowohl

aktiv als auch passiv versuchen diese zu reduzieren. Im Folgenden sollen kurz die passiven Dämpfungseigenschaften von Schaum- und Vliesmaterialien sowie constrained-layer-damping Elementen dargestellt werden.

Faserige Materialien wie Vliese oder Schaumstoffe werden häufig als passive Absorber in akustischen System eingesetzt. Die Wirkungsweise dieser Materialien basiert darauf, dass den schwingenden Luftteilchen durch die Reibung und den Strömungswiderstand Energie entzogen und in Wärme umgewandelt wird. Somit wird die Schallenergie eines akustischen Systems reduziert. Der erzielbare Wirkungsgrad dieser Materialien hängt dabei wesentlich von dem Materialaufbau und der Schichtdicke im Bezug zur Wellenlänge und somit der Frequenz ab. Daher sind diese Materialien vor allem für die Bedämpfung niedrigerer Frequenzbereiche schlecht geeignet [24]. Weitere ausführliche Darstellungen der Potentiale und Einsatzmöglichkeiten finden sich in [24], [22] und [25].

Für die Bedämpfung vibroakustischer Systeme haben sich insbesondere Systeme mit zwangsgelagerten viskoelastischen Schichten etabliert. Diese constrained-layer-damping (CLD) Elemente können sowohl aktiv als auch passiv ausgelegt werden. Der einfachste Aufbau eines passiven CLD beschreibt eine auf die schwingende Strukturoberfläche applizierte viskoelastische Schicht, die eine weitere Deckschicht besitzt. Diese Deckschicht besitzt eine deutliche höhere Materialsteifigkeit als die viskoelastische Schicht und kann bei biegeschwingenden Strukturen aufgrund der resultierenden Zwangslagerung zusätzliche Schubverformungen in dieser induzieren. Auf diese Weise kann dem vibroakustischen System Schwingungsenergie entzogen und aufgrund des Hystereseverhaltens der viskoelastischen Zwischenschicht als Wärme dissipiert werden [26] [27]. In [28] wird vertieft auf die frequenz- und temperaturabhängigen Eigenschaften viskoelastischer Materialien zur Vibrationsdämpfung eingegangen. Beispielhafte Materialkennwerte sind in Abbildung 5.8b aufgeführt. Hinsichtlich der optimalen Gestaltung und Platzierung der CLD-Elemente wurden eine Vielzahl an Untersuchungen durchgeführt. Für einen optimalen Dämpfungsgrad sollte das Produkt aus E-Modul und Schichtdicke der Deckschicht möglichst identisch mit dem der schwingenden Struktur sein [29]. Abbildung 2.3 verdeutlicht das typische Dämpfungsverhalten eines applizierten CLDs hinsichtlich der Dickenverhältnisse zwischen Struktur und Deckschicht, wenn diese aus demselben Material bestehen und die viskoelastische Zwischenschicht identisch bleibt. In der Anwendung ist neben dem Dämpfungsgrad auch das Zusatzgewicht der CLDs von Bedeutung, so dass ein Kompromiss zwischen Zusatzmasse und erzielbarem Dämpfungsgrad eingegangen werden muss. Dieser Kompromiss beinhaltet dabei ebenfalls das Ausmaß der Flächenbelegung der schwingenden Struktur mit CLDs. Hier hat sich der Ansatz der modalen Dehnungsenergie etabliert [30], bei dem eine Platzierung der CLDs anhand der Orte maximaler Dehnung der Eigenmoden durchgeführt wird (s. Kap. 5.2.1).

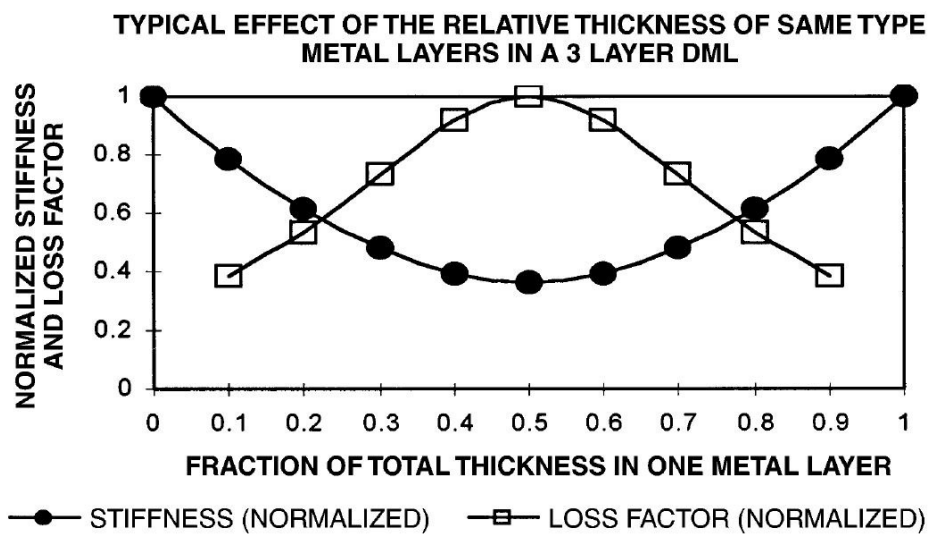


Abbildung 2.3.: Dämpfungsverhalten eines CLD in Abhängigkeit der Schichtdicken [29]

3 Experimentelle Systemidentifikation und numerische Modellbildung eines Gridpaneels aus Aluminium

Dieses Kapitel beschäftigt sich mit der Durchführung einer EMA sowie der Erzeugung eines möglichst optimal an die Versuchsdaten angepassten numerischen Modells. Hierzu wird ein Versuchsaufbau entwickelt und anschließend ein Model-Updating-Prozess vorgenommen. Ziel ist es, auf Basis des generierten numerischen Modells das dynamische Verhalten des Gridpaneels möglichst exakt vorhersagen zu können.

3.1 Beschreibung des zu untersuchenden Gridpaneels aus Aluminium

Das zu untersuchende Testobjekt ist an den Designentwurf aus [5] angelehnt. Aufgrund der hohen Fertigungskosten, die eine solche Struktur aus CFK bedingen würde, wurde das Gridpaneel aus Aluminium gefertigt. Es wird sich jedoch eine Übertragbarkeit der gewonnenen Erkenntnisse auf CFK-Strukturen erhofft, die es letztendlich bei gegebener Möglichkeit zu überprüfen gilt. Abbildung 3.1a zeigt den Aufbau des Gridpaneels und die in dieser Arbeit geltende Definition des zugehörigen Koordinatensystems. Es besteht aus einer 1,5 mm starken Aluminiumplatte mit den Außenmaßen 600 mm x 800 mm (HxB). Zusätzlich wurden vier Bohrungen eingefügt, um eine Befestigung der Struktur im Versuchsaufbau vornehmen zu können. Auf diese Platte sind Verstärkungsrippen aus Aluminium in drei unterschiedlichen Richtungen appliziert. Die erste Richtung ist vertikal und beschreibt somit die Umfangsrichtung. Die anderen beiden Rippenrichtungen verlaufen in einem Winkel von ± 35 Grad zur Längsachse und beschreiben die helikalen Rippenrichtungen. Die Stegbreite der Rippen beträgt 3 mm und die Steghöhe 30 mm. Anders als in einer Flugzeugschale, weist das Gridpaneel keine Krümmung auf. Um die Fertigung dieser Struktur zu erleichtern und kostengünstig zu gestalten, wurden die Rippen geschlitzt, ineinandergesteckt und anschließend verklebt. Die gesamte Rippenstruktur wurde im nächsten Schritt mit dem Aluminiumblech, welches fortan als Haut bezeichnet wird, verklebt. Als Klebstoff wurde Adekit A 170 BK verwendet. Dieser strukturelle Epoxidklebstoff ist für die Luftfahrtindustrie zugelassen und eignet sich vor allem für das Fügen von metallischen und Verbundwerkstoffen. Abbildung 3.1b zeigt einen Ausschnitt der verklebten Struktur. Die gesamte Struktur weist ein Gewicht von 5,125 kg auf. Insgesamt sind 140 Hautfelder und 121 Kreuzungspunkte der Rippen entstanden. Durch die gewählten Maße der Struktur, wurde zu den Rändern die eigentliche Achsensymmetrie verletzt. Abbildung 3.1c zeigt den Bereich der Struktur, der eine vollständige Achsensymmetrie aufweist. Anstatt der eigentlichen Symmetrie bezüglich der x- und y-Achse der Gesamtstruktur, ist eine um 180 Grad gedrehte Punktsymmetrie bezüglich der einzelnen Quadranten der Struktur entstanden (s. Abb. 3.1d). Dieser Sachverhalt wirkt sich wesentlich auf die spätere Applikation von passiven Dämpfungsmaßnahmen (Vgl. Kap. 5) aus.

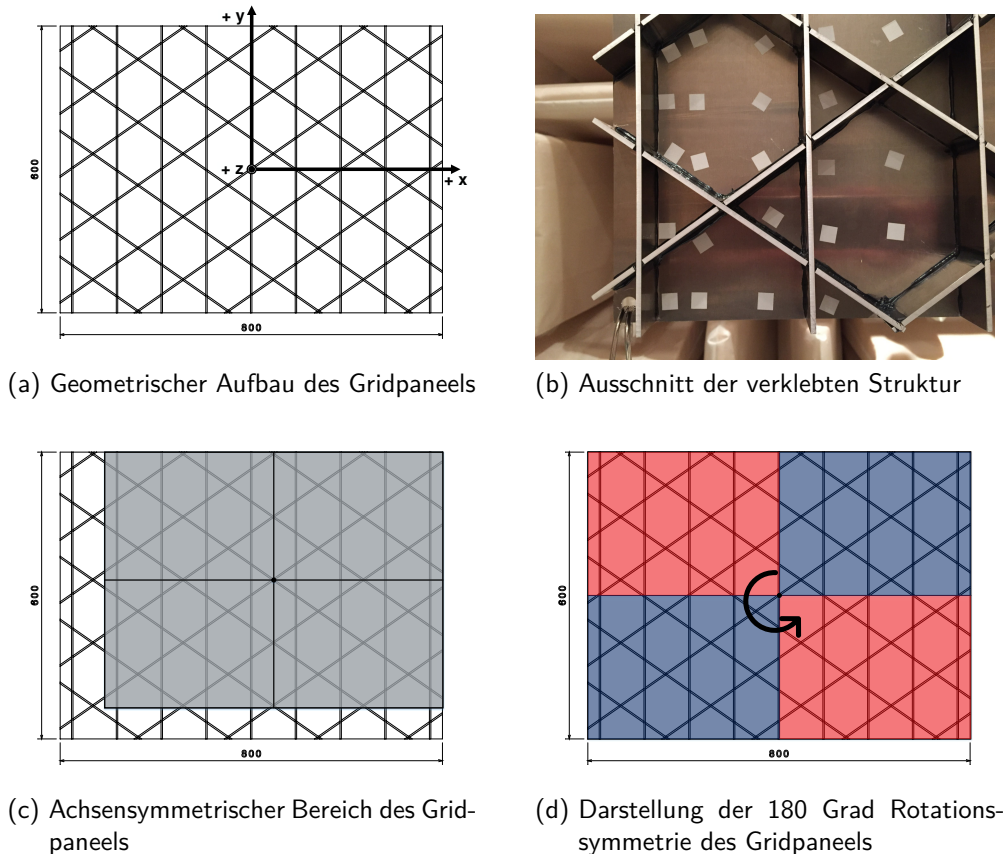


Abbildung 3.1.: Darstellung des Aufbaus vom Gridpaneel

3.2 Entwicklung eines Versuchsaufbaus und Durchführung einer EMA

Dieser Abschnitt thematisiert den Aufbau eines geeigneten Versuchsablaufs, um die modalen Parameter des Gridpaneels ermitteln zu können. Hierzu werden drei unterschiedliche Lagerungskonzepte diskutiert. Ein besonderer Fokus liegt auf der eindeutigen Identifizierung der gewünschten modalen Größen, um diese in einen anschließenden Model-Updating-Prozess weitergeben zu können.

3.2.1 Aufbau der Messkette

Um eine modale Systemidentifikation durchzuführen, gilt es eine geeignete Messkette aufzubauen und die Lagerung sowie die Anregung des Gridpaneels zu definieren. Dabei sind Steuerbarkeit und Beobachtbarkeit von zentralem Interesse (Vgl. Kap. 2.2.1). Für die Vermessung der Beobachtungspunkte wird ein Laser-Scanning-Vibrometer (LSV) PSV-400 des Unternehmens Polytec in Verbindung mit einer Geometriescaneinheit PSV-A-420 verwendet. Es erlaubt eine relativ große Anzahl an Messpunkten in kurzer Zeit zu erfassen. Das LSV wird an einem OFV-5000 Controller in Verbindung mit einer PSV-400 Verbindungsbox betrieben. Für die Anregung wird ein elektrodynamischer Erreger von Brüel & Kjaer genutzt. Die Messdaten werden mit den Softwarepaketen von Polytec erfasst und ausgewertet. Über den Export als Universalfile können diese Daten anschließend in X-Modal III weiterverarbeitet werden und erlauben die Extraktion der gesuchten modalen Parameter.

3.2.2 Definition der Randbedingungen

Zu den Randbedingungen des Versuchsaufbaues zählen der Frequenzbereich, die Anzahl der Beobachtungspunkte, die Definition der Lasteinleitungsstellen für die Strukturanregung sowie die Einspannung des Gridpanels. Wie bereits in Kapitel 1 beschrieben, sollen die Untersuchungen auf einen Frequenzbereich bis 500 Hz beschränkt sein. Auf der Haut des Gridpanels wurden insgesamt 285 Messpunkte möglichst gleichmäßig verteilt. Hierbei gilt die Annahme, dass in niedrigen Frequenzbereichen aufgrund der langen Biegewellenlängen hauptsächlich globale Schwingformen auftreten werden. Lokale Schwingformen einzelner Rippen oder Hautfelder können nicht erwartet werden. Somit kann durch die in Abbildung 3.2 gezeigte Anordnung der Messpunkte von einer hinreichend genauen Diskretisierung der Struktur ausgegangen werden, um einerseits das Kriterium der Beobachtbarkeit zu erfüllen und andererseits eine Auswertung der abgestrahlten Schalleistung mittels des Rayleigh-Integrals (Vgl. Kap. 2.3) für spätere Analysen zu ermöglichen. Die genaue Lage der Messpunkte wurde über die Geometriescaneinheit des LSV ermittelt.

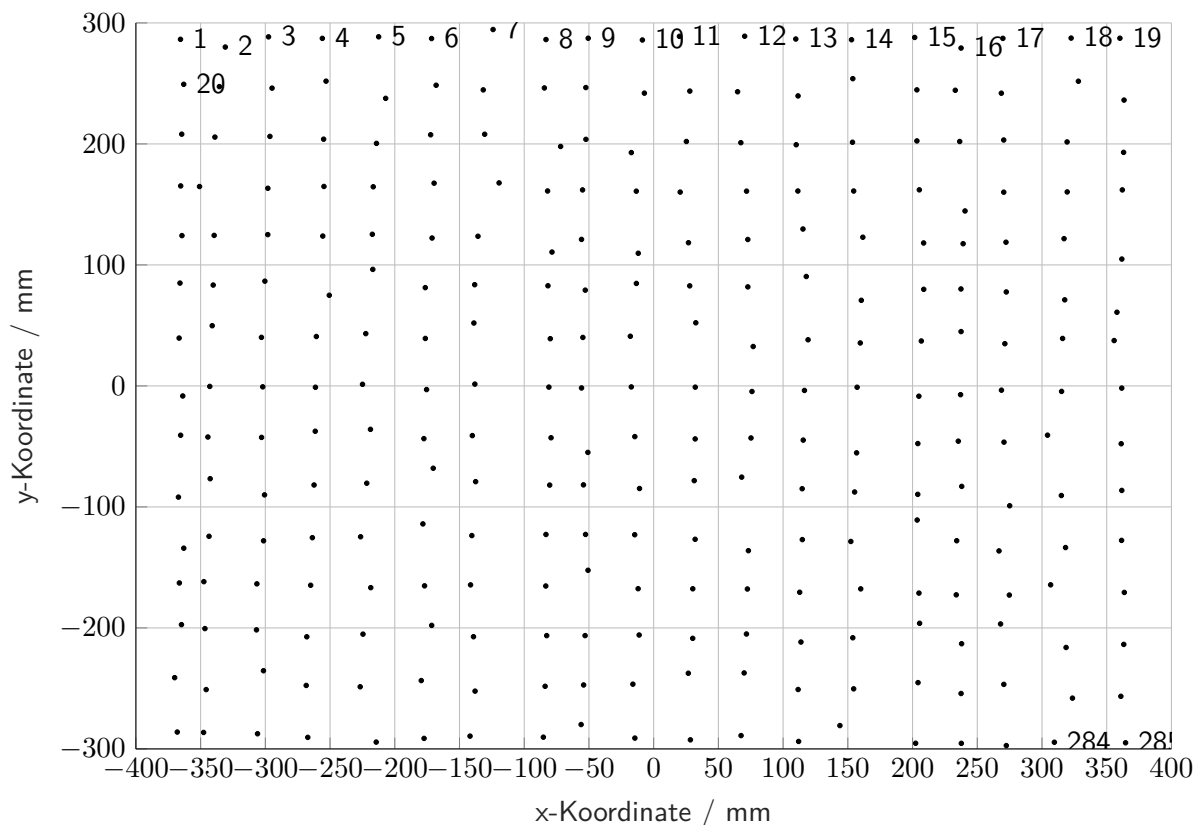


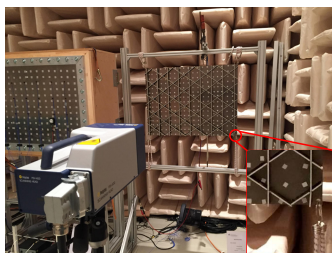
Abbildung 3.2.: Anordnung der Messpunkte für das LSV

Hinsichtlich der auftretenden Eigenfrequenzen und -formen ist die Einspannung des Gridpanels von entscheidender Bedeutung. Wünschenswert wäre es, die exakten Randbedingungen, wie diese in einem Flugzeuggesamtentwurf auftreten würden, abzubilden. Es kann jedoch davon ausgegangen werden, dass dies aufgrund der unbekanntenen Impedanzen der Einspannung und der Schwierigkeiten diese im Versuchsaufbau abzubilden nicht realisierbar ist. Daher wurden drei Lagerungskonzepte entwickelt, die das Angleichen eines numerischen Modells an die Versuchsdaten erleichtern sollen. Eine Erweite-

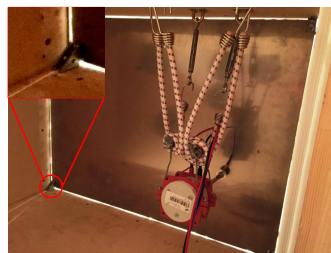
rung der Untersuchungen auf möglichst realitätsnahe Randbedingungen wird somit nicht im Rahmen dieser Arbeit stattfinden. Dafür können das konzeptionelle Vorgehen und die gewonnenen Erkenntnisse für weiterführende Untersuchungen genutzt werden. Die drei Lagerungskonzepte beschreiben eine freie Lagerung an Gummiseilen (s. Abb. 3.3a), eine feste Einspannung an Aluminiumwinkeln über Schraubverbindungen (s. Abb. 3.3b) und eine elastische Lagerung auf Gummidämpfern (s. Abb. 3.3c). Die Schraubverbindungen der festen Einspannung weisen ein Anzugsmoment von 10 Nm auf. Als Gummidämpfer werden Schwingmetallpuffer Typ A (Artikel-Nr. 3911 206) von Continental verwendet. Diese weisen eine Steifigkeit in x- und y-Richtung von 8 N/mm auf und verhindern somit ein Aufliegen des Gridpaneels am Rahmen der Einspannung durch die auftretende Absenkung aufgrund des Eigengewichts des Gridpaneels. Die Steifigkeit in z-Richtung beträgt 53 N/mm und unter der Annahme einer Parallelschaltung der vier Gummielemente und einem Gewicht des Gridpaneels von 5,125 kg kann anhand von Gleichung 3.1 der Isoliergrad bestimmt werden [31]. Dieser beträgt ab einer Erregerfrequenz von $f_e = 108 \text{ Hz}$ einen Wert von über 90 %, so dass ab dieser Frequenz von einer Strukturentkopplung ausgegangen werden kann.

$$\eta = 1 - \frac{1}{\left(\frac{f_{err}}{f_e}\right)^2 - 1} \quad (3.1)$$

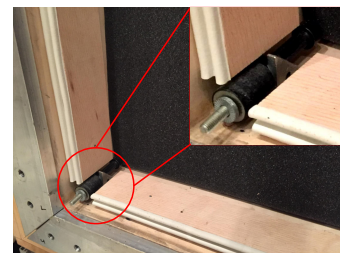
$$f_e = \frac{1}{2 * \pi} * \sqrt{\frac{c}{m}} = \frac{1}{2 * \pi} * \sqrt{\frac{4 * 53000 \text{ N/m}}{5,125 \text{ kg}}} = 32,3699 \text{ Hz}$$



(a) Freie Lagerung des Gridpaneels



(b) Feste Einspannung des Gridpaneels



(c) Elastische Lagerung des Gridpaneels

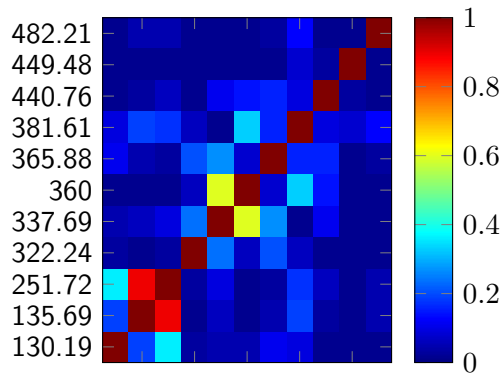
Abbildung 3.3.: Lagerungskonzepte für die Durchführung einer EMA am Gridpaneel

3.2.3 Durchführung der experimentellen Modalanalyse

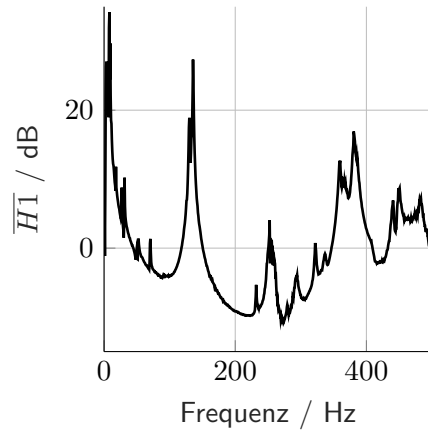
Für die in Kapitel 3.2.2 gezeigten Lagerungskonzepte wurden verschiedene experimentelle Versuchsdurchläufe durchgeführt. Dabei wurden die Orte und die Anzahl der Anregungspunkte sowie das Anregungssignal variiert. Die Lagerung des Shakers erfolgte dabei stets elastisch (Vgl. Abb. 3.3b), um eine Strukturankopplung durch die Anregung zu vermeiden. Die Voruntersuchungen zeigten, dass ein Strukturankopplungspunkt an einer geeigneten Stelle genügt, um im Frequenzbereich bis 500 Hz alle Eigenfrequenzen identifizieren zu können. Als Anregungssignal wird dazu ein Pseudo Random Signal verwendet. Die Frequenzauflösung beträgt 0,625 Hz. Für diese Konfiguration von Randbedingungen wurde für alle drei Lagerungskonzepte eine EMA durchgeführt.

In Abbildung 3.4 sind die Auto-MAC-Werte sowie die über alle Messpunkte gemittelten Frequenzant-

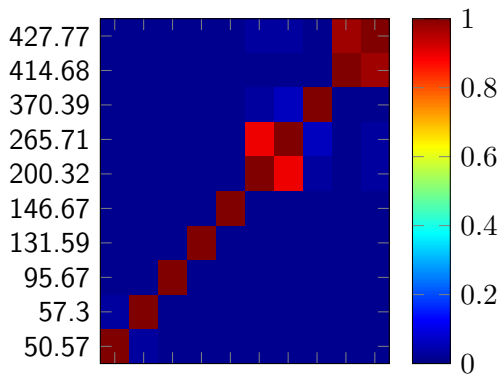
wortfunktionen (FRF) für die verschiedenen EMA der Lagerungskonzepte dargestellt. Die Auto-MAC-Werte beschreiben dabei den MAC-Wert nach Gleichung 2.1, wobei die identifizierten Eigenvektoren mit sich selbst verglichen werden. Auf diese Weise lässt sich prüfen, ob die identifizierten Eigenformen voneinander unabhängig sind. Dies muss als notwendiges Kriterium gelten, um die Bedingung zu erfüllen, dass Massenträgheitskräfte einer Eigenform keine Arbeit an einer anderen reellen Eigenform leisten. Sowohl die freie als auch die feste Lagerung zeigen, dass die eindeutige Identifizierung der Eigenformen schwierig ist. Dies kann zum einen durch Unsicherheiten bezüglich der Auswahl geeigneter Polstellen in X-Modal III durch den Anwender begründet werden. Zum anderen können ungeeignete Randbedingungen die Bestimmung der modalen Parameter erschweren. Die Abbildungen 3.4a und 3.4b zeigen, dass für die freie Lagerung die Bestimmung der modalen Parameter die größten Schwierigkeiten verursacht. Ein besonderes Indiz hierfür sind die teils deutlichen linearen Abhängigkeiten der ausgewählten Eigenmoden sowie der teilweise verrauschte Verlauf des gemittelten FRF. Diese Tatsachen lassen ungeeignete Randbedingungen für die Versuchsdurchführung und -auswertung vermuten. Die feste Lagerung bietet hier eine deutliche Verbesserung (Vgl. Abb. 3.4c und Abb. 3.4d), liefert jedoch auch noch Hinweise auf einen nicht vollständig geeigneten Versuchsaufbau. Die elastische Lagerung hingegen weist kaum lineare Abhängigkeiten der identifizierten Eigenmoden auf (Vgl. Abb. 3.4e). Auch der Verlauf des gemittelten FRF zeigt sehr ausgeprägte Peaks bei kaum vorhandenem Rauschen (Vgl. 3.4f). Zusätzlich wurde ein Vergleich der dargestellten Lagerungskonzepte zu entsprechenden numerischen Modellen durchgeführt. Dabei fiel auf, dass lediglich die elastische Lagerung bezüglich der Reihenfolge und Gestalt der Eigenformen eine sehr gute Anfangskorrelation aufwies. Daher soll für die folgenden Untersuchungen die elastische Lagerung als Randbedingung vorausgesetzt werden.



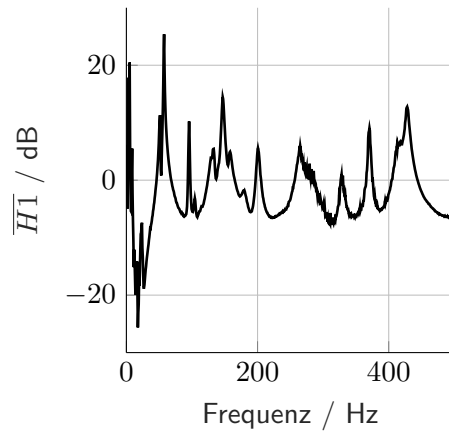
(a) Auto-MAC freie Lagerung



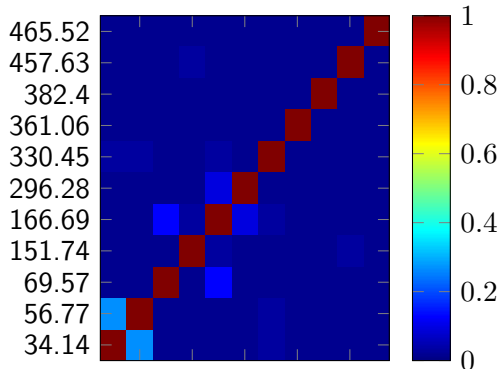
(b) Gemittelte FRF freie Lagerung



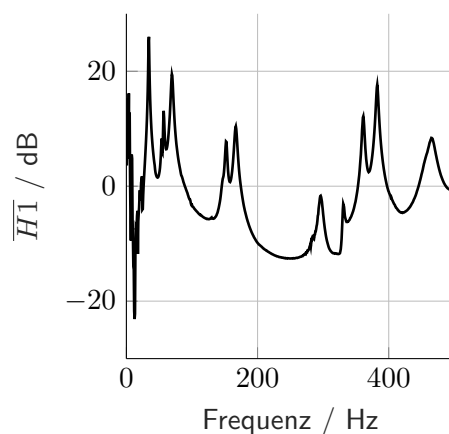
(c) Auto-MAC feste Lagerung



(d) Gemittelte FRF feste Lagerung



(e) Auto-MAC elastische Lagerung



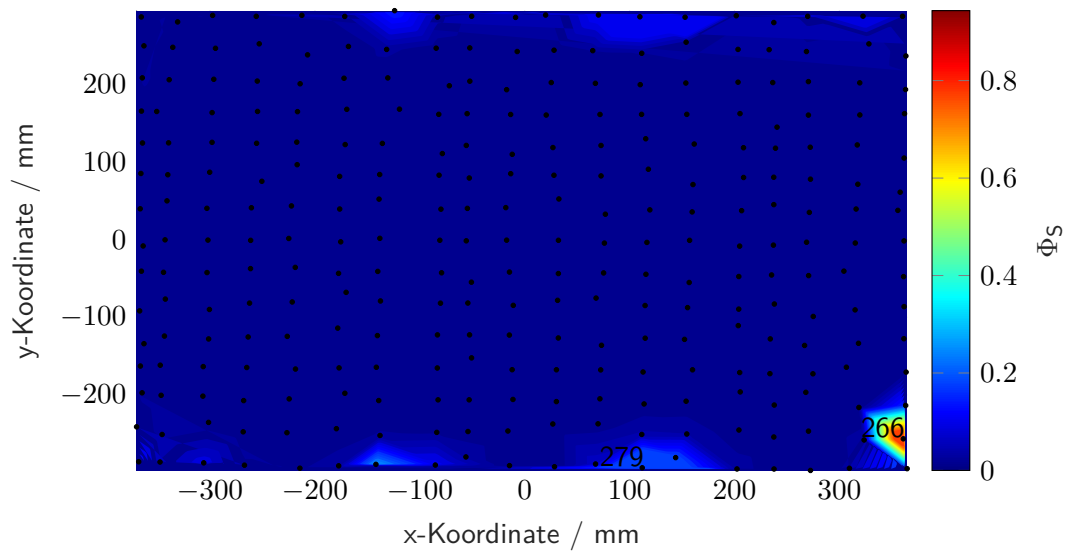
(f) Gemittelte FRF elastische Lagerung

Abbildung 3.4.: MAC-Werte und Autoleistungsspektren für verschiedene Lagerungskonzepte

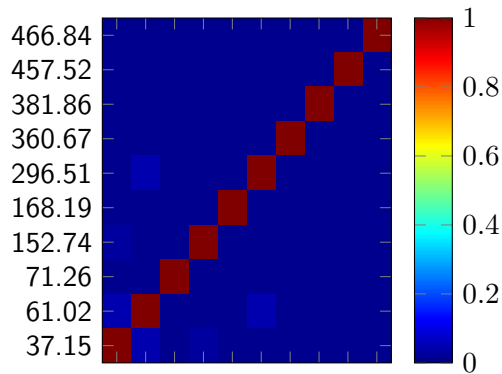
In der Analyse der durchgeführten EMA für das elastische Lagerungskonzept fällt auf, dass eine Einkopplung der Strukturangeregung bei ca. 330 Hz erkennbar ist. Auch eine Betrachtung des Kraftspektrums zeigt eine sehr ungleichmäßige Krafteinleitung im Verlauf des Frequenzbereichs. Um diesen Umständen entgegenzuwirken, soll die Position des Shakers optimiert werden. Zu diesem Zweck wird auf Grundlage der gewonnenen Ergebnisse der Steuerbarkeitsindex nach Gleichung 3.2 für alle 285 Messpunkte ausgewertet [32]. Er wird aus dem Produkt der Eigenwerte Φ an einem Messpunkt über alle n Moden gebildet und auf den Strukturpunkt mit dem größten Wert normiert. Somit ist dieser Index ein Maß für das Potential eines Strukturpunktes alle relevanten Moden anzuregen. Abbildung 3.5a zeigt den Steuerbarkeitsindex für die Messpunkte. Der Punkt 266 weist den Steuerbarkeitsindex 1 auf. Durch seine Lage ist eine Anregung in dem dargestellten Versuchsaufbau jedoch nicht möglich, ohne eine Vielzahl an Messpunkten zu verdecken. Daher wird der Messpunkt 279, welcher mit einem Wert von $\Phi_S = 0,33$ den zweitgrößten Steuerbarkeitsindex aufweist, als neuer Anregungspunkt für den Shaker gewählt. Auf Basis dieser neuen Versuchskonfiguration wird erneut eine EMA durchgeführt. Die Ergebnisse zeigen sehr gute Auto-MAC-Werte (s. Abb. 3.5b) und weisen einen sehr glatten und ausgeprägten Verlauf des gemittelten FRF auf (s. Abb. 3.5c).

$$\Phi_S = \frac{\prod_{i=1}^n \Phi_i}{\max(\prod_{i=1}^n \Phi_i)} \quad (3.2)$$

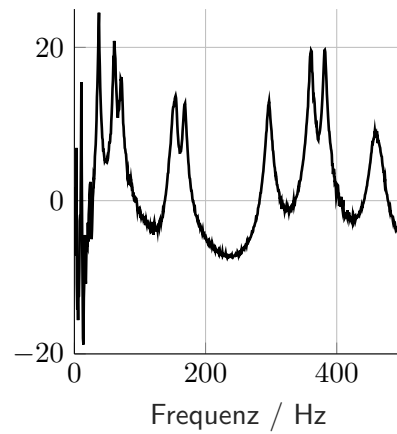
Mit der optimierten Anregungsposition konnten alle modalen Parameter bis 500 Hz identifiziert werden. Insgesamt existieren in diesem Frequenzbereich 10 Eigenmoden (s. Abb. 3.6), wobei die ersten drei Moden wesentlich von der Lagerung bestimmt sind. Die Moden 4-10 weisen eine hohe Ähnlichkeit mit den Untersuchungen der freien Lagerung auf und bestätigen die angestrebte Strukturentkopplung durch die elastische Lagerung.



(a) Darstellung des Steuerbarkeitsindex



(b) Auto-MAC elastische Lagerung mit optimierter Anregungsposition



(c) Gemittelte FRF elastische Lagerung mit optimierter Anregungsposition

Abbildung 3.5.: Ergebnisse der optimierten Versuchskonfiguration der elastischen Lagerung

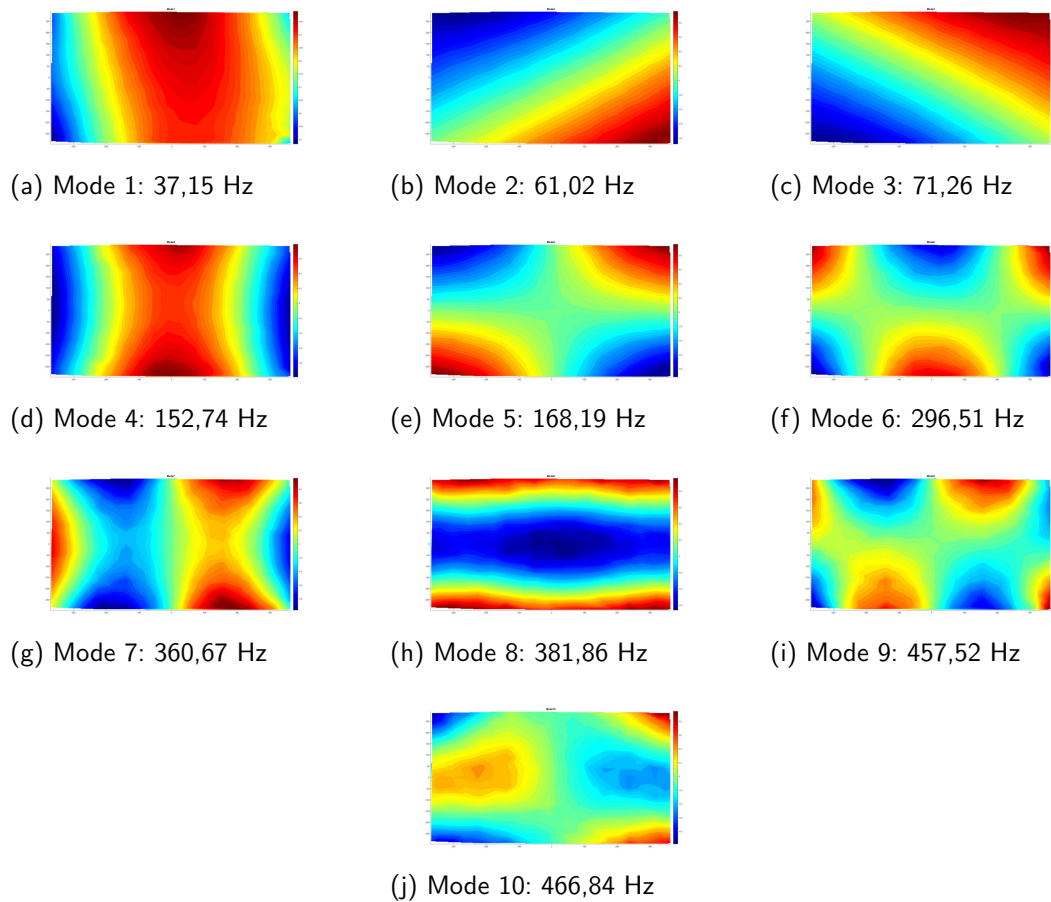


Abbildung 3.6.: Darstellung der Eigenmoden des Gridpaneels bis 500 Hz für die elastische Lagerung

3.3 Model-Updating eines numerischen Modells anhand der Versuchsdaten

In diesem Abschnitt sollen die gewonnenen Versuchsdaten aus der EMA genutzt werden, um ein möglichst valides numerisches Modell zu erstellen. Zu diesem Zweck werden die Modellierung des Versuchsaufbaus sowie die Vorgehensweise zur Optimierung der Lage der Eigenfrequenzen, der Gestalt der Eigenformen sowie der Dämpfungscharakteristik für das numerische Modell ausführlich dargestellt.

3.3.1 Erstellung eines FE-Modells des Gridpaneels

Der erste Schritt der numerischen Modellbildung dient der Erstellung eines geeigneten CAD-Abbilds des in Kapitel 3.1 dargestellten Gridpaneels. Hierzu wurden drei CAD-Modelle mit unterschiedlichen Detaillierungsgraden entwickelt und erste FE-Analysen durchgeführt, um die Qualität der Anfangskorrelation im Vergleich zu den Versuchsdaten (Vgl. Kap. 3.2) bestimmen zu können. Abbildung 3.7 zeigt Ausschnitte der drei CAD-Modelle. Das erste Modell (s. Abb. 3.7a) basiert auf der Annahme, dass die Struktur soweit vereinfacht werden kann, als wäre diese aus einem vollen Aluminiumblock gefräst. Es existieren somit keine Fügstellen. Das zweite CAD-Modell (s. Abb. 3.7b) weist einen höheren Detaillierungsgrad der realen Struktur auf. Es gründet darauf, dass die Steifigkeitseigenschaften der Kreuzungspunkte der Rippen einen wesentlichen Einfluss ausüben. Daher wurde dieser Bereich als quaderförmiger Körper mit den Kantenlängen 3 mm modelliert. Hierdurch besteht die Möglichkeit den Verbindungspunkten eigene Steifigkeitseigenschaften zuzuschreiben. Dem dritten CAD-Modell (s. Abb. 3.7c) liegt dieselbe Annahme zugrunde, jedoch wurde der Detaillierungsgrad weiter erhöht. So stellen die Verbindungspunkte eine sehr genaue geometrische Approximation der Fügstellen der Rippenstruktur dar (Vgl. Abb. 3.1b). Es ist sowohl das Einschlitzen der Rippen als auch eine ca. 1 mm dicke Klebschicht modelliert.

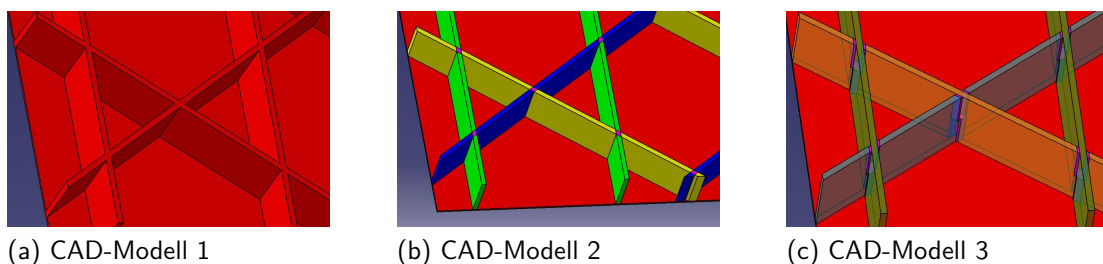


Abbildung 3.7.: CAD-Modellierung des Gridpaneels mit unterschiedlichen Detaillierungsgraden

Die CAD-Geometrie wird anschließend in ANSYS Workbench 17.2 importiert. Die einzelnen Körper werden dabei als Bauteilgruppe zusammengefasst, so dass diese sich die Knoten an den angrenzenden Kanten und Flächen teilen. Hierdurch müssen keine Kontaktdefinitionen vorgenommen werden. Für die Haut und die Rippen wird ein isotrop elastisches Materialmodell „Aluminium“ erstellt. Für die Klebschichten an den Kreuzungspunkten der Rippen wird ein isotrop elastisches Materialmodell „Adekit“ eingefügt. Die Gummipuffer werden als COMBIN14-Feder-Dämpfer-Elemente modelliert. Die gesamte Struktur wird automatisiert fein vernetzt. Die Lasteinleitung findet analog zu der Positionierung des Shakers in der EMA auf einer Kreisfläche mit einem Durchmesser von 15 mm statt.

Mit Hilfe dieses FE-Modells ist es möglich Modalanalysen und harmonische Analysen in ANSYS durchzuführen und die Ergebnisse mit den Versuchsdaten abzugleichen.

Erste vorläufige Analysen mit Materialparametern aus der Literatur zeigten, dass die CAD-Modelle 1 und 2 insbesondere hinsichtlich der Reihenfolge der Eigenformen eine schlechte Korrelation aufweisen. Das CAD-Modell 3 hingegen kann die Reihenfolge der 10 Eigenmoden aus den Versuchsdaten exakt abbilden. Zusätzlich liegen die Abweichungen bezüglich der Lage der zugehörigen Eigenfrequenzen unterhalb von 5 Prozent. Daher wird dieses numerische Modell als Grundlage für das folgende Model-Updating in Kap. 3.3.2 und Kap. 3.3.3 verwendet.

3.3.2 Modellanpassung der Eigenformen und Eigenfrequenzen

Um den numerischen Aufwand zu minimieren, soll das Model-Updating in zwei Stufen erfolgen. Hierzu werden im ersten Schritt die Dämpfungseigenschaften vernachlässigt. Es kann davon ausgegangen werden, dass diese einen geringen Einfluss auf die auftretenden Eigenformen und -frequenzen ausüben. Daher werden in der ersten Optimierungsstufe als Zielfunktion die Lage der Eigenfrequenzen und die Gestalt der Eigenformen des numerischen Modells den Versuchsdaten aus der EMA angeglichen. Zu diesem Zweck gilt es zunächst geeignete Modellparameter zu identifizieren, für die die Zielfunktion eine entsprechende Sensitivität aufweist. Dies sind insbesondere Parameter, die Einfluss auf die Masse und das Steifigkeitsverhalten der Struktur nehmen. Aufgrund der hohen Anfangskorrelation des CAD-Modells mit den Versuchsdaten und dem hohen numerischen Aufwand, den eine Einbeziehung geometrischer Parameter in den Optimierungsprozess bedingen würde, sollen keine geometrischen Größen optimiert werden. Somit verbleiben die E-Moduln und Dichten der beiden Materialmodelle sowie die Steifigkeit der COMBIN14-Elemente als Optimierungsgrößen. Um eine Anwendung des Latin-Hypercube-Sampling sowie der ARSM zu ermöglichen (Vgl. Kap. 2.2.2), werden für jeden dieser Parameter Intervallgrenzen festgelegt. Diese Grenzwerte beschreiben somit den gesamten Parametersuchraum, in dem der Optimierungsprozess stattfindet. Dieser Suchraum ist in Tabelle 3.1 dargestellt. Die Grenzwerte wurden dabei so gewählt, dass dem Optimierer genug Freiraum geboten ist, um ein globales Optimum zu finden. Dabei wurde jedoch darauf geachtet, dass keine zu weite Entfernung von üblichen Materialparametern der Literatur vorliegt. Eine Ausnahme bildet der E-Modul von Adekit. Dieser kann bewusst eine deutlich höhere Steifigkeit annehmen, um anhand der optimierten Parameter die Plausibilität der angenommenen geometrischen Verhältnisse überprüfen zu können. Eine deutlich höhere Steifigkeit als 3000 MPa wäre ein Indikator für geometrisch ungeeignet modellierte Kreuzungspunkte der Rippen.

Die Lage der Eigenfrequenzen kann direkt mit den Ergebnissen der FE-Analyse verglichen werden. Um die Gestalt der Eigenformen zu vergleichen, wird das Cross-MAC-Kriterium nach Gleichung 2.1 verwendet. Hierbei werden die Eigenvektoren aus den Versuchsdaten mit den Eigenvektoren des numerischen Modells verglichen. In Anlehnung an den dargestellten Optimierungsprozess in [33] wird anschließend eine Zielfunktion formuliert (s. Gl. 3.3). Der Aufbau der Zielfunktion zeigt, dass die beiden Kriterien „Lage der Eigenformen“ und „Gestalt der Eigenformen“ eine gleiche Gewichtung erfahren. Minimiert wird in Optislang mittels ARSM die mittlere Abweichung des numerischen Modells von den Versuchsdaten. Hierzu werden nur die Moden 4-10 verwendet. Diese Moden entsprechen im Wesentlichen einer freien Lagerung des Gridpanels und sollen daher fokussiert betrachtet werden. Auf diese Weise wird ein späterer Wissenstransfer der Ergebnisse dieser Arbeit

erleichtert.

$$obj1 = \min \left(\left(\left(\sum_{i=4}^{10} \frac{|f_{FEM,i} - f_{EMA,i}|}{f_{EMA,i}} \right) \frac{1}{7} + \left(\sum_{i=4}^{10} |MAC_i - 1| \right) \frac{1}{7} \right) \frac{1}{2} \right) \quad (3.3)$$

Tabelle 3.1.: Intervallgrenzen der Optimierungsgrößen für die erste Optimierungsstufe

Optimierungsgröße	Untere Intervallgrenze	Obere Intervallgrenze	Optimierter Wert
ρ_{Adekit}	1000 kg/m ³	1400 kg/m ³	1157,3 kg/m ³
E_{Adekit}	5E08 Pa	3E10 Pa	3E9 Pa
$\rho_{Aluminium}$	2400 kg/m ³	3100 kg/m ³	2754,69 kg/m ³
$E_{Aluminium}$	6E10 Pa	8E10 Pa	6,89E10 Pa
$k_{COMBIN14}$	30000 N/m	80000 N/m	79992,4 N/m

Die Ergebnisse der Parameteroptimierung sind in Tabelle 3.1 dargestellt. Sie zeigen physikalisch begründbare Werte für die Optimierungsgrößen und beweisen die Eignung der getroffenen Annahmen bezüglich der Vereinfachung des realen Versuchsaufbaus. Tabelle 3.2 zeigt die resultierenden Eigenfrequenzen des numerischen Modells im Vergleich zu den Versuchsdaten sowie den Cross-MAC zwischen FEM und EMA. Die Werte zeigen eine sehr gute Übereinstimmung des numerischen Modells im Bereich der Moden 4-8. Die Moden 9 und 10 besitzen zwar gute MAC-Werte zeigen jedoch eine stärkere Verschiebung bezüglich der Lage der Eigenfrequenzen. Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass bezüglich der Eigenfrequenzen und -formen ein sehr valides numerisches Modell erstellt werden konnte.

Tabelle 3.2.: Vergleich der Eigenfrequenzen und -formen zwischen FEM und EMA

Mode n	Eigenfrequenz			Cross-MAC _{n,n}
	EMA / Hz	FEM / Hz	Abweichung	
1	37,15	32,46	-14,45 %	0,99
2	61,02	56,70	-7,62 %	0,93
3	71,26	60,35	-18,08 %	0,91
4	152,74	150,78	-1,30 %	0,94
5	168,19	164,70	-2,12 %	0,95
6	296,51	300,51	+1,33 %	0,99
7	360,67	360,26	-0,11 %	0,99
8	381,86	381,81	-0,01 %	0,99
9	457,52	482,05	+5,09 %	0,91
10	466,84	486,88	+4,12 %	0,89

3.3.3 Modellanpassung der Dämpfungscharakteristik

Um das dynamische Verhalten einer Struktur möglichst exakt simulieren zu können, ist neben den Eigenfrequenzen und -formen das Dämpfungsverhalten von entscheidender Bedeutung. Dies gilt insbesondere hinsichtlich der Berechnung abgestrahlter Schalleistungspegel. Die Dämpfung der Struktur

begrenzt die Schwingungsamplituden und nimmt daher wesentlichen Einfluss. Gleichung 2.2 zeigt die vielfältigen Möglichkeiten Dämpfungsparameter in ANSYS zu hinterlegen. Daher wurden verschiedene Optimierungsschleifen mittels Optislang in ANSYS durchgeführt. Diese Schleifen basieren auf strukturellen Dämpfungsparameter (Parameter g), globalen Rayleigh-Koeffizienten (Parameter α , β und lokalen Rayleigh-Koeffizienten auf Materialebene (Parameter α_i^m , β_j^m). Die beste Approximation konnte hierbei durch die Verwendung eines Dämpfungsmodells auf Basis von Rayleigh-Koeffizienten für die verwendeten Materialmodelle erzielt werden. Daher soll folgend die Vorgehensweise für die Optimierung mittels dieser Koeffizienten erläutert werden.

Die Optimierung der Dämpfungsmodelle wird mittels einer „Full-Harmonic“-Analyse durchgeführt. Die Zielfunktion ist dadurch beschrieben, dass eine möglichst exakte Abbildung der Schwingungsamplituden aus den Versuchsdaten erzielt werden soll. Für den Vergleich dieser Schwingungsamplituden wird ein über alle Übertragungsfunktionen gemittelter Frequenzgang genutzt. Dieser beinhaltet somit die Informationen der 285 Messpunkte. Um den numerischen Aufwand zu begrenzen, sollen nicht alle 800 Frequenzlinien aus den Versuchsdaten für einen Abgleich verwendet werden. Stattdessen werden die Amplituden der Betriebsschwingformen bei den Eigenfrequenzen 4-10 verwendet. Im Bereich der Eigenfrequenzen wird die Betriebsschwingform hauptsächlich durch die entsprechende Eigenmode dominiert. Außerhalb der Eigenfrequenzen kann eine Schwingungsantwort als eine Überlagerung der Eigenformen mit einer entsprechenden Gewichtung beschrieben werden. Daher wird angenommen, dass eine Optimierung der Amplituden bei den Eigenfrequenzen repräsentativ für den globalen Verlauf des Frequenzganges wirkt. Da die Lage der Eigenfrequenzen zwischen FEM und EMA leicht unterschiedlich ist (Vgl. Tab. 3.2), werden die Amplituden bei den Eigenfrequenzen der EMA mit den Amplituden bei den Eigenfrequenzen der FEM verglichen. Auf diese Weise nehmen die Frequenzverschiebungen keinen Einfluss auf die Optimierung. Gleichung 3.4 zeigt die Formulierung der Zielfunktion. Es wird der „Root-Mean-Square-Error (RMSE)“ der Abweichung der Amplituden zwischen der gemittelten Übertragungsfunktion von FEM und EMA minimiert. Mit Hilfe des RMSE lässt sich somit die Qualität der Anpassung des Amplitudenverlaufs der FEM an die Versuchsdaten beschreiben. Als Optimierungsgrößen stehen die Rayleigh-Koeffizienten für die Werkstoffmodelle „Aluminium“ und „Adekit“ sowie die geschwindigkeitsproportionale Dämpfung der COMBIN14-Elemente zur Verfügung. Die Intervallgrenzen sind in Tabelle 3.3 aufgelistet und orientieren sich an gängigen Werten in der Literatur. Für die Optimierung wird wiederum das LHS und ARSM verwendet. Die optimierten Parameter sind ebenfalls in Tabelle 3.3 dargestellt.

$$obj2 = \min \left(\sqrt{\frac{\sum_{i=4}^{10} (\overline{H1}_{ema,i} - \overline{H1}_{fem,i})^2}{7}} \right) \quad (3.4)$$

Tabelle 3.3.: Intervallgrenzen der Optimierungsgrößen für die zweite Optimierungsstufe

Optimierungsgröße	Untere Intervallgrenze	Obere Intervallgrenze	Optimierter Wert
α_{Adekit}	0	315	0
β_{Adekit}	0	1,6E-4	3,94E-5
$\alpha_{Aluminium}$	0	160	25,89
$\beta_{Aluminium}$	0	8E-05	0
$d_{COMBIN14}$	0 Ns/m	0,5 Ns/m	0,005 Ns/m

Die Ergebnisse der Optimierung sind in Abbildungen 3.8 aufgeführt. Die Abbildung zeigt deutlich, dass eine sehr gute globale Anpassung des Amplitudenverlaufs der gemittelten Übertragungsfunktion realisiert werden konnte. Lediglich für den Bereich der 7. Eigenfrequenz ergibt sich eine erhöhte Abweichung. Zusammenfassend konnte durch das Model-Updating ein hinsichtlich der Versuchsdaten valides numerisches Modell erzeugt werden, welches für die Vorhersage des dynamischen Verhaltens des Gridpaneels gut geeignet ist.

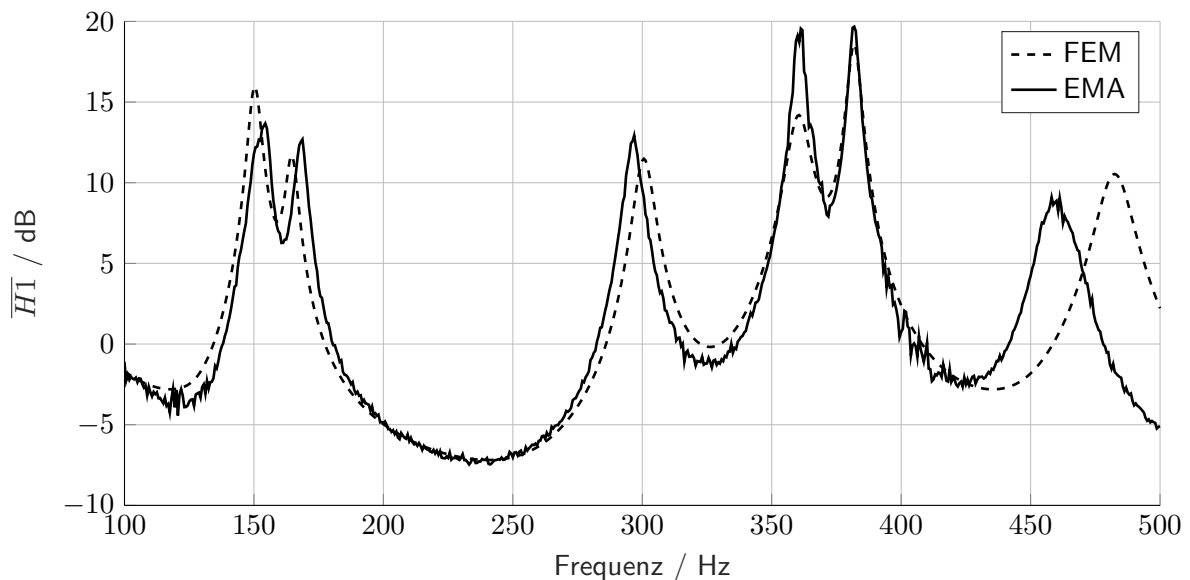


Abbildung 3.8.: Vergleich des Frequenzganges der gemittelten Übertragungsfunktion von EMA und FEM

4 Imitation einer turbulenten Strömungsanregung im Labor

Dieses Kapitel beinhaltet wesentliche Grundlagen für die Synthese einer TBL-Anregung unter Laborbedingungen sowie deren Umsetzung für das Gridpaneel. Dazu wird ein Versuchsaufbau entwickelt und die Schnelleverteilung des Gridpaneels, die sich bei einer TBL-Anregung einstellt, im Labor mit Hilfe eines Lautsprecherarrays nachgebildet. Die wesentlichen Inhalte der verwendeten MATLAB- und ANSYS-Skripte zur Durchführung der dargestellten Untersuchungen sind in Anhang A.1 aufgeführt.

4.1 Grundlagen der Imitation einer turbulenten Strömungsanregung

Im Reiseflug eines Flugzeugs stellt die turbulente Grenzschicht (TBL) an der Oberfläche der Flugzeugrumpfstruktur eine der bedeutendsten Quellen für den Schalleintrag in die Passagierkabine dar. Die charakteristischen Eigenschaften dieser Grenzschichtanregung wurden sowohl in Windkanaltests als auch unter realen Flugbedingungen ausführlich untersucht. Eine spektrale Betrachtung der entstehenden Druckverteilungen am Flugzeugrumpf zeigen insbesondere im Bereich von 100 Hz bis über 2000 Hz in Abhängigkeit von der Fluggeschwindigkeit ein ausgeprägtes breitbandiges Anregungsverhalten [34]. In [35] wird ein mathematisches Modell (Corcos-Modell) aufgebaut, welches die Berechnung dieser Druckverteilungen ermöglicht. Dieses Modell bildet für eine Vielzahl an weiterführenden Arbeiten die Grundlage, welche versuchen die Druckverteilung eines TBL-Feldes im Labor über Lautsprecher-Arrays nachzubilden. Auf diese Weise sollen die sowohl zeit- als auch kostenintensiven Untersuchungen der Auswirkungen von TBL-Feldern auf Flugzeugstrukturen in Windkanal- oder realen Flugtests substituiert werden. Beispiele hierfür finden sich in [36], [37], [38] und [39]. Sie adressieren vor allem die Voraussetzungen für eine erfolgreiche Umsetzung eines TBL-Feldes unter Laborbedingungen und demonstrieren die Machbarkeit. Eine wesentliche Erkenntnis ist die deutlich reduzierte Anzahl an notwendigen Quellen, wenn, anstatt der Druckverteilung des TBL-Feldes, die Schnelleantworten einer Plattenstruktur unter TBL-Anregung imitiert werden sollen. Dies liegt darin begründet, dass die Schnelleantwort einer Plattenstruktur in niedrigen Frequenzbereichen durch wenige dominante Eigenmoden bestimmt ist und somit eine geringe Anzahl an unabhängigen Quellen ausreicht.

In dieser Arbeit soll die Imitation einer TBL-Anregung in Anlehnung an das Vorgehen in [40] vorgenommen werden. Ziel ist es somit die Schnelleantworten des Gridpaneels unter TBL-Anregung im Labor mit Hilfe eines Lautsprecherarrays zu imitieren. Zu diesem Zweck wird basierend auf dem Modell von Corcos die Druckverteilung einer turbulenten Grenzschicht für ein FE-Modell ermittelt. Anhand dieser Druckverteilung können für die Knoten des FE-Netztes den Druckzuständen äquivalente komplexe Knotenlasten für die jeweiligen Frequenzlinien berechnet werden. Diese Knotenlasten werden anschließend für eine harmonische Analyse des FE-Modells genutzt, um die Schnelleantworten der Struktur unter TBL-Anregung zu erhalten. Zu diesem Zweck ist eine genaue Kenntnis der strukturdynamischen Eigenschaften des Bauteils im Versuchsaufbau essentiell. Anschließend gilt es, die Übertragungsfunktionen der einzelnen Lautsprecher (Quellen) zu den interessierenden Messpunkten auf der Strukturoberfläche zu ermitteln. Aus den gemessenen Übertragungsfunktionen in

Kombination mit den simulierten Strukturschnellen ist es folgend möglich, optimierte Signale für die Quellen zu berechnen. Werden die Quellen mit diesen optimierten Signalen angesteuert, kann die Strukturantwort unter einer TBL-Anregung im Labor mit Hilfe eines Lautsprecher-Arrays imitiert werden. Wesentliche Voraussetzung hierfür ist ein geeigneter Versuchsaufbau hinsichtlich Anordnung und Anzahl der Quellen.

4.2 Synthese einer TBL-Anregung für das Gridpaneel

Dieser Abschnitt befasst sich mit der Umsetzung einer Imitation der Schnelleverteilung des Gridpaneels bei einer TBL-Anregung im Labor. Es wird detailliert die Vorgehensweise und der Versuchsaufbau beschrieben. Anschließend findet ein Vergleich der im Experiment resultierenden Schnelleverteilung mit der Vorgabe statt und es werden Möglichkeiten zur Optimierung des Versuchsaufbaus diskutiert.

4.2.1 Simulation der Schnelleantworten

Um eine TBL-Anregung für das Gridpaneel im Labor imitieren zu können, muss die Strukturantwort des Gridpaneels bekannt sein. Dazu werden für die in Abbildung 4.1 dargestellten 1271 Knoten die komplexen Knotenlasten für eine turbulente Grenzschicht in einem Frequenzbereich bis 500 Hz für eine Frequenzauflösung von 0,625 Hz ermittelt (Vgl. Kap. 4.1). Diese Knotenlasten werden von *Misol*¹ zur Verfügung gestellt.

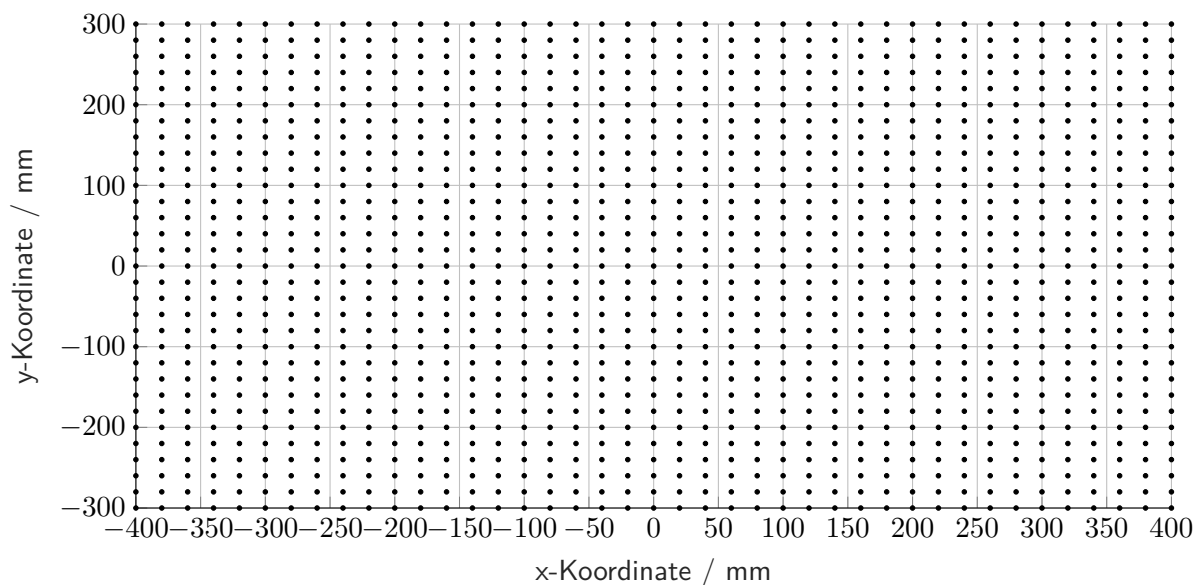


Abbildung 4.1.: Referenzknoten für die Imitation der Druckverteilung einer turbulenten Grenzschicht mittels komplexer Knotenlasten

Für die Simulation der Schnelleantworten des Gridpaneels unter TBL-Anregung wird das in Kapitel 3 entwickelte FE-Modell genutzt. Dieses Modell entspricht im wesentlichen dem Versuchsaufbau für

¹Dr.-Ing. Malte Misol, Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt Braunschweig, Institut für Faserverbundleichtbau und Adaptronik

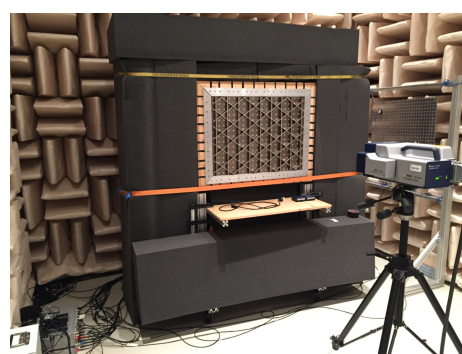
die Imitation der TBL-Anregung (s. Kap. 4.2.2). Die ermittelten komplexen Knotenlasten werden als Tabellen in Form von Real- und Imaginärteil für die einzelnen Frequenzschritte in ANSYS eingelesen und anschließend den korrelierenden Knoten im FE-Netz des Gridpanels zugewiesen. Anschließend wird eine harmonische Analyse durchgeführt und die komplexen Schnelleantworten an den FE-Knoten, die mit den in Abbildung 3.2 dargestellten 285 Messpunkten für das LSV korrelieren, exportiert. Somit sind die benötigten Schnelleantworten des Gridpanels für die geforderten Frequenzlinien bekannt und können für die Synthese einer TBL-Anregung im Labor genutzt werden.

4.2.2 Darstellung des Versuchsaufbaus und Ermittlung der Übertragungsfunktionen

Der grundlegende Versuchsaufbau für die Synthese einer TBL-Anregung im Labor ist durch bereits bestehende Versuchsaufbauten weitestgehend vorgegeben, so dass im Rahmen dieser Arbeit lediglich leichte Modifikationen möglich sind. Der Versuchsaufbau besteht aus einem doppelwandig ausgeführtem Kasten aus Holz, dessen Zwischenräume mit Dämmmaterial gefüllt sind. Dieser Kasten ist elastisch auf Gummipuffern gelagert. An der Rückseite des Kastens befindet sich ein Lautsprecherarray aus sechs Lautsprechern (s. Abb. 4.2a). An der Vorderseite des Kastens befindet sich die Aufnahme für das Gridpaneel mit der elastischen Lagerung. Zusätzlich wurden Holzleisten mit P-Dichtungen angebracht (s. Abb. 3.3c). Diese sollen den Austritt von Schallenergie am Rand des Gridpanels verhindern, um akustische Messungen der durch das Gridpaneel abgestrahlten Schallleistung zu ermöglichen. Das Lautsprecherarray strahlt somit Schallenergie in eine Kavität mit den Maßen 605 mm x 805 mm x 400 mm (BxHxT), welche vereinfacht als schallhart berandet angenommen werden kann. Um auftretende Reflexionen an den Rändern der Kavität zu bedämpfen, wurde diese vollständig mit akustisch dämmendem Schaumstoff aufgefüllt. Um akustische Einwirkungen der Rückseite des Lautsprecherarrays auf das Gridpaneel zu verhindern, wurde der Versuchsaufbau zusätzlich mit Blöcken aus akustisch dämmendem Schaumstoff eingerahmt (s. Abb. 4.2b).



(a) Darstellung des Lautsprecherarrays



(b) Berandung des Versuchsaufbaus mit akustisch dämmendem Schaumstoff

Abbildung 4.2.: Darstellung des Versuchsaufbaus zur TBL-Synthese

Ähnlich dem Vorgehen in Kapitel 3.2 wird ein LSV genutzt, um für die in Abbildung 3.2 dargestellten 285 Messpunkte die Strukturantwort für einen Frequenzbereich bis 500 Hz bei einer Frequenzauflösung von 0,625 Hz auf eine Anregung zu erfassen. Dazu werden die Lautsprecher nacheinander über einen Funktionsgenerator mit einem Pseudo Random Signal und einer maximalen Amplitude von 10 V angesteuert. Dieses Anregungssignal passiert zunächst einen Kemo 255G Tiefpassfilter

mit einer Eckfrequenz von 500 Hz. Dieser Filter ist für die spätere gleichzeitige Ansteuerung aller Lautsprecher durch ein dSpace-System notwendig (Vgl. Kap. 4.2.3) und muss daher bereits bei der Erfassung der Übertragungsfunktionen berücksichtigt werden. Anschließend wird das Signal um 6 dB verstärkt und an die Lautsprecher weitergegeben, so dass diese mit einer maximalen Amplitude von 20 V angesteuert werden. Diese Amplitude beschreibt gleichzeitig die Leistungsgrenze der verwendeten Lautsprecher. Durch diese Messung kann die Übertragungsfunktionsmatrix $H_{kl}(\omega)$ für die geforderten Frequenzlinien gebildet werden. Die Matrix besitzt $k = 285$ Zeilen und $l = 6$ Spalten, wodurch das Übertragungsverhalten der Ansteuerung der sechs Lautsprecher über einen Tiefpassfilter und Verstärker auf die 285 Messpunkte beschrieben ist. Abbildung 4.3 zeigt eine Singulärwertzerlegung dieser Matrix über die Frequenz, wobei eine Normierung der jeweiligen maximalen Singulärwerte auf 1 vorgenommen wurde. Die Abbildung verdeutlicht somit die Fähigkeit des Versuchsaufbaus in Abhängigkeit der Frequenz voneinander unabhängige Freiheitsgrade des Gridpanels zu steuern. Wie zu erwarten, zeigen sich insbesondere im Bereich der Eigenfrequenzen erhebliche Einbrüche, da in diesen Bereichen das Antwortverhalten der Struktur durch eine einzelne dominante Mode bestimmt ist. Außerhalb dieser Bereiche bleibt zu überprüfen, ob das Ausmaß voneinander unabhängig steuerbarer Freiheitsgrade ausreicht, um eine erfolgreiche Imitation der Schnelleverteilung des Gridpanels im Labor realisieren zu können.

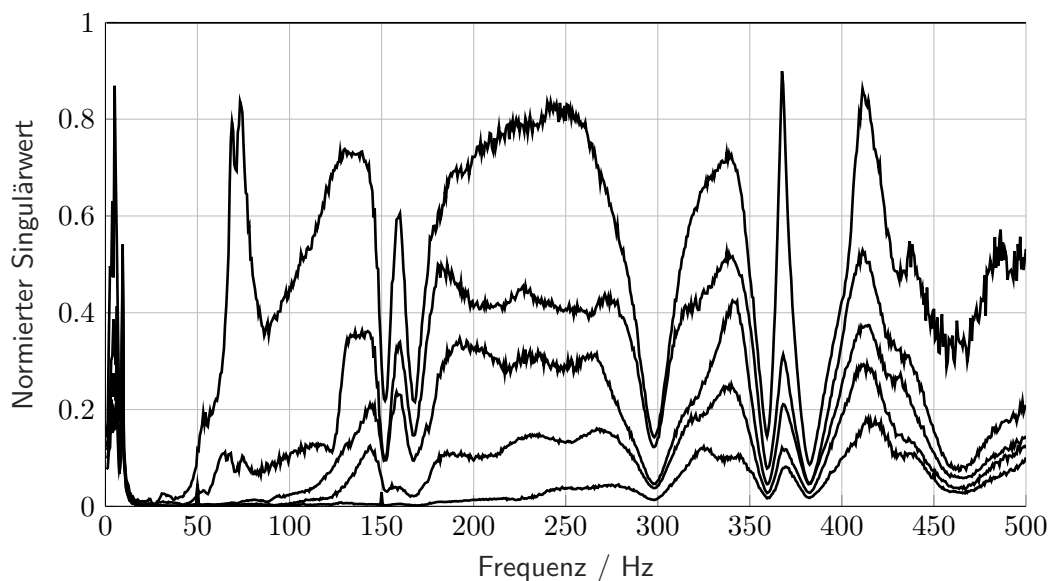


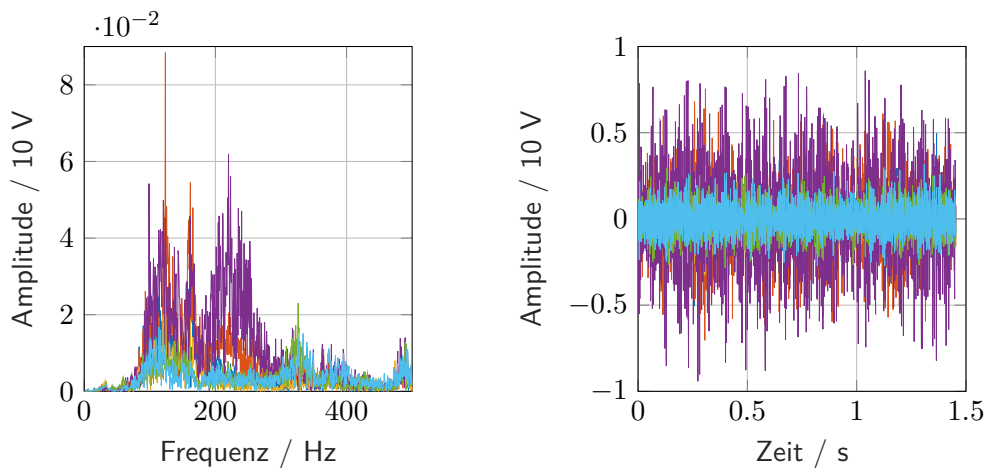
Abbildung 4.3.: Singulärwertzerlegung von $H_{kl}(\omega)$ über die Frequenz normiert auf Eins

4.2.3 Berechnung des TBL-Signals und Analyse der Strukturantwort

Nachdem über eine Simulation die Schnelleverteilung an den Strukturpunkten des Gridpanels bei einer TBL-Anregung bekannt ist und die Übertragungsfunktionen der Quellen im Versuchsaufbau auf die Strukturpunkte ermittelt wurden, wird ein TBL-Signal für die Quellen berechnet. Hierzu wird für jede Frequenzlinie die Moore-Penrose Pseudoinverse der Übertragungsfunktionsmatrix gebildet. In Verbindung mit dem Schnellevektor für die Strukturpunkte, kann über Gleichung 4.1 für

jede Quelle ein Anregungsspektrum berechnet werden (s. Abb. 4.4a). Über eine inverse Fast-Fourier-Transformation wird anschließend ein äquivalentes Zeitsignal für jede Quelle bestimmt (s. Abb. 4.4b). Damit die Leistungsgrenze des Lautsprecherarrays nicht überschritten wird, werden die Anregungsspektren mit einem Vorfaktor von 0,5 multipliziert. So kann sichergestellt werden, dass die Lautsprecher nicht mit mehr als 20 V angesteuert werden. Für die spätere Analyse des TBL-Signals ist es wichtig zu berücksichtigen, dass dadurch die Schnelleamplituden im Versuchsaufbau nur die Hälfte der Schnelleamplituden aus der FEM betragen und daher vor einem Vergleich mit dem Faktor 2 multipliziert werden müssen. Dieses Vorgehen ist unter der Annahme eines linearen Systemverhaltens zulässig.

$$P(\omega) = H_{kl}^+(\omega)U(\omega) \quad (4.1)$$



(a) Anregungsspektren für die Lautsprecher zur Imitation einer TBL-Anregung des Gridpanels

(b) Zeitsignal für die Lautsprecher zur Imitation einer TBL-Anregung des Gridpanels

Abbildung 4.4.: TBL-Signale für die Lautsprecher des Lautsprecherarrays

Unter idealen Voraussetzungen ergibt sich im Versuch eine zu der FEM identische Schnelleverteilung, wenn die Lautsprecher mit den berechneten TBL-Signalen angesteuert werden. Für die Ansteuerung wird ein dSpace DS2103 DAC Board genutzt. Zusätzlich zu den sechs Lautsprechersignalen wird ein Triggersignal ausgegeben, dass die Ermittlung der Phaseninformationen der Strukturschnellen mittels eines LSV ermöglicht. Hierdurch kann die im Versuch synthetisierte Schnelleverteilung des Gridpanels mit der Vorgabe aus der FEM abgeglichen werden. Für den Vergleich sollen zwei wesentliche Kriterien erfüllt sein. Zum einen wird über das MAC-Kriterium nach Gleichung 2.1 die lineare Abhängigkeit der Schnellevektoren für die Frequenzlinien zwischen FEM und Experiment verglichen. Es findet also eine Untersuchung hinsichtlich der Ähnlichkeit der auftretenden Betriebsschwingformen statt. Zum anderen wird die abgestrahlte Schallleistung mittels das Rayleigh-Integrals nach Gleichung 2.4 untersucht. Das Rayleigh-Integral berücksichtigt somit Ort-, Zeit- und Amplitude der auftretenden Strukturschnellen. Für den Beweis der Anwendbarkeit des Rayleigh-Integrals für das Gridpaneel sei auf Kapitel 5.1.1 verwiesen. Wird für eine Frequenzlinie ein hoher MAC-Wert in Kombination mit einer vergleichbaren abgestrahlten Schallleistung zwischen FEM und Experiment nachgewiesen, kann davon ausgegangen werden, dass die geforderte Imitation einer TBL-Anregung für diese Frequenzli-

nie erfolgreich im Versuch abgebildet werden konnte. Für den MAC-Wert wird eine Grenze von 0,8 festgelegt, da ab diesem Wert von einer guten Korrelation der Schnellektoren ausgegangen werden kann. Diesem Kriterium genügen im Frequenzbereich von 100 Hz bis 500 Hz 321 Frequenzlinien. Hinsichtlich der maximal zulässigen Abweichung des Schallleistungspegels zwischen FEM und Experiment wird 1,5 dB als Grenzwert festgelegt. Diesen Grenzwert erfüllen im selben Frequenzbereich 212 Frequenzlinien. Der Kombination beider Kriterien können dahingegen nur 105 Frequenzlinien entsprechen. Abbildung 4.5 zeigt die Gegenüberstellung der abgestrahlten Schallleistung auf Grundlage des Rayleigh-Integrals für die Schnellektoren aus der FEM und dem Experiment. Die Frequenzlinien, die beide geforderten Kriterien erfüllen sind mit blauen Punkten markiert. Einerseits zeigen die Ergebnisse, dass in der Nähe der Eigenfrequenzen Frequenzlinien existieren, die der gewünschten Imitation einer TBL-Anregung entsprechen. Jedoch finden sich eine Vielzahl an Frequenzlinien, für die die gewünschte Synthese der Schnelleverteilung nicht den geforderten Kriterien entspricht. Im Bereich der Eigenfrequenzen 9 und 10 kann dieses Verhalten auf die deutliche Frequenzverschiebung zwischen dem Versuchsaufbau und dem numerischen Modell zurückgeführt werden (Vgl. Tab. 3.2 und Abb. 3.8). Diese bleibt durch den direkten Vergleich der Frequenzlinien unberücksichtigt. Für die anderen Frequenzlinien ist vermutlich der Versuchsaufbau nicht für eine Imitation eines TBL-Signals geeignet. Dies betrifft insbesondere den Aufbau des Lautsprecherarrays. Nach den Empfehlungen in [41] und [42], wäre ein gleichmäßig angeordnetes Lautsprecherarray mit drei Reihen und vier Spalten vermutlich besser geeignet. Eine andere Möglichkeit, die ebenfalls in [42] dargestellt ist und in den bestehenden Versuchsaufbau einfach integriert werden könnte, wäre ein auf das Gridpaneel appliziertes Array aus Piezokeramischen-Patches als Anregungsquelle. Zusätzlich bleibt auch der Einfluss der Kavität zwischen den Lautsprechern und dem Gridpaneel zu prüfen. Zusammenfassend lässt sich jedoch feststellen, dass genügend über den Frequenzbereich verteilte Frequenzlinien existieren, an denen ein Abgleich der Auswirkungen einer TBL-Anregung auf das Gridpaneel zwischen Simulation und Experiment stattfinden kann.

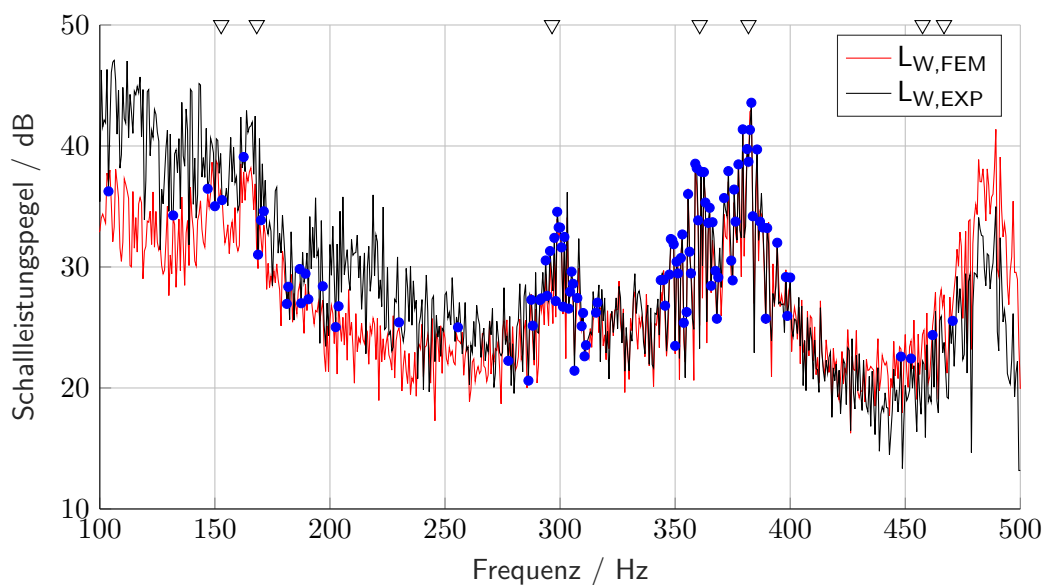


Abbildung 4.5.: Vergleich der abgestrahlten Schallleistung des Gridpaneels bei einer TBL-Anregung für Simulation und Experiment

5 Analyse und Beeinflussung der Schallabstrahlung des Gridpaneels bei einer TBL-Anregung

Dieses Kapitel befasst sich thematisch mit dem charakteristischen vibroakustischen Verhalten des Gridpaneels bei einer TBL-Anregung. Hierzu wird ein Vergleich von abgestrahlter Schallleistung und der Abstrahleffizienz zu gewöhnlichen Platten durchgeführt. Darauf aufbauend werden passive Dämpfungsmaßnahmen hinsichtlich ihrer Eignung für eine Reduktion der abgestrahlten Schallleistung bei einer TBL-Anregung im Frequenzbereich bis 500 Hz bewertet. Hierzu findet eine starke Fokussierung auf die Applikation von Dämpfungsfolie statt. Es werden verschiedene Konfigurationen im Experiment evaluiert und für eine vollflächige Belegung des Gridpaneels mit Dämpfungsfolie ein numerisches Modell validiert. Zusätzlich soll der Einfluss von Vlies- und Schaummaterialien evaluiert werden. Dies ist aufgrund eines ungeeigneten Versuchsaufbaus jedoch nicht im Bezug zur TBL-Anregung möglich, so dass lediglich eine allgemeine Bewertung vorgenommen wird.

5.1 Charakterisierung der akustischen Eigenschaften des Gridpaneels

In diesem Abschnitt sollen die akustischen Eigenschaften des Gridpaneels bei einer TBL-Anregung mittels FEM-Simulationen evaluiert und im Vergleich zu gewöhnlichen Platten eingeordnet werden. In einem vorgelagerten Schritt wird dazu die Anwendbarkeit des Rayleigh-Integrals zur Berechnung der abgestrahlten Schallleistung des Gridpaneels bewiesen. Die verwendeten MATLAB- und ANSYS-Skripte zur Berechnung des Rayleigh-Integrals sind in Anhang A.2 aufgeführt.

5.1.1 Überprüfung der Anwendbarkeit des Rayleigh-Integrals

Als Voraussetzung für die Charakterisierung der akustischen Eigenschaften des Gridpaneels soll zunächst die Anwendbarkeit des Rayleigh-Integrals nach Gleichung 2.4 überprüft werden. Zu diesem Zweck wird für den Versuchsaufbau aus Kapitel 3.2, mit der optimierten Anregungsposition für den Shaker und der elastischen Lagerung des Gridpaneels, die abgestrahlte Schallleistung des Gridpaneels über eine Schallintensitätsmesssonde von Brüel & Kjaer ermittelt. In einem nächsten Schritt wird anhand der mittels des LSV gemessenen Strukturschnellen die abgestrahlte Schallleistung über das Rayleigh-Integral berechnet. In Abbildung 5.1 sind die Verläufe der Schalleistungspegel über die Frequenz dargestellt. Die Abbildung zeigt eine gute Übereinstimmung des globalen Verlaufs der Schalleistungspegel in einem Bereich von 150 Hz bis 470 Hz. Somit kann das Rayleigh-Integral in dem Frequenzbereich genutzt werden, um auf Grundlage von gemessenen Strukturschnellen für die 285 Messpunkte aus Abbildung 3.2 die abgestrahlte Schallleistung des Gridpaneels zu bestimmen.

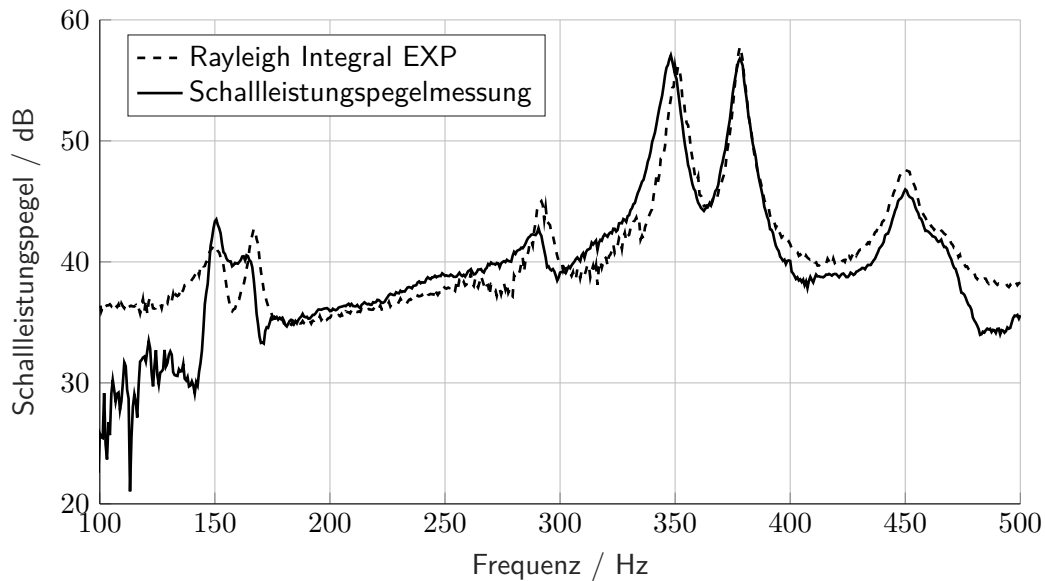
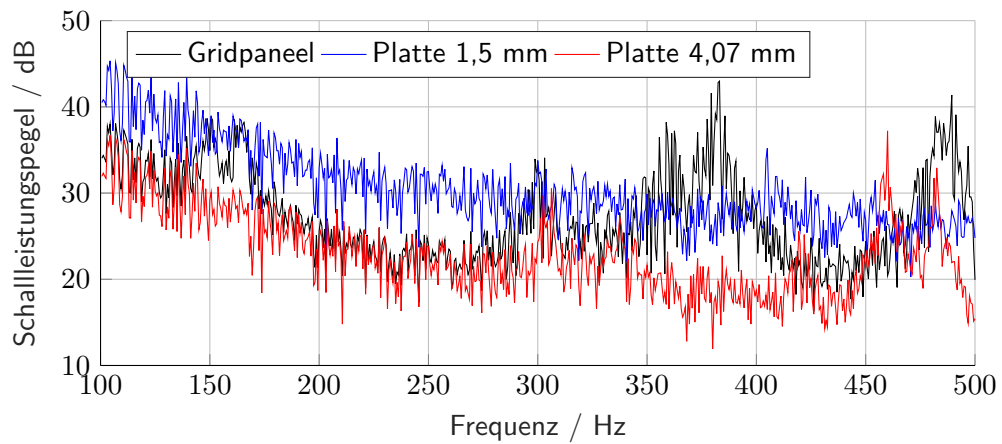


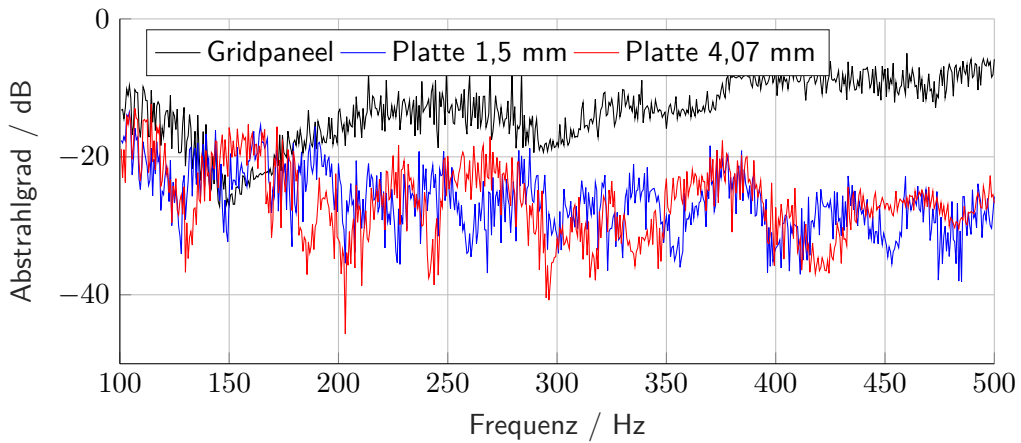
Abbildung 5.1.: Vergleich der Schallleistungspegel zwischen einer Messung und der Berechnung mittels Rayleigh-Integral

5.1.2 Vergleich des Abstrahlverhaltens und der Abstrahleffizienz des Gridpaneels zu einfachen Plattenstrukturen

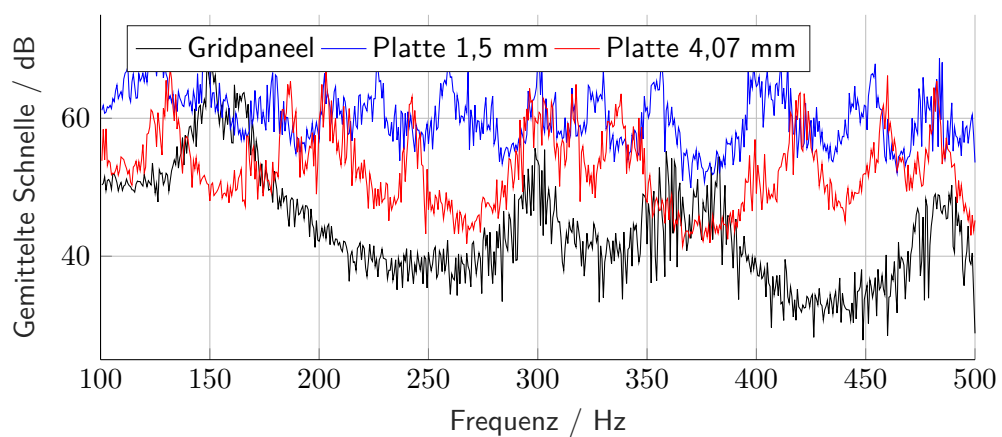
Um die spezifischen Eigenschaften bezüglich der Schallabstrahlung des Gridpaneels bei einer TBL-Anregung zu untersuchen, sollen diese mit denen von einfachen Plattenstrukturen verglichen werden. Auf diese Weise wird der Einfluss der Rippen auf das Abstrahlverhalten und die Abstrahleffizienz verdeutlicht. Dazu werden zwei weitere FE-Modelle aufgebaut, die dem Aufbau des FE-Modells vom Gridpaneel entsprechen. Jedoch werden anstatt der Geometrie des Gridpaneels zwei einfache Plattengeometrien verwendet. Die erste Geometrie beschreibt eine Aluminiumplatte mit den Maßen 800 mm x 600 mm x 1,5 mm (BxHxT) und stellt somit die Haut des Gridpaneels ohne Rippenstruktur dar. Die zweite Geometrie bildet eine Aluminiumplatte mit den Maßen 800 mm x 600 mm x 4,07 mm und besitzt dieselbe Masse wie das Gridpaneel. Für die drei FE-Modelle werden anschließend die komplexen Oberflächenschnellen bei einer TBL-Anregung an den 285 Strukturpunkten aus Abbildung 3.2 exportiert (Vgl. Kap. 4.2.1). Über das Rayleigh-Integral nach Gleichung 2.4 wird anschließend die abgestrahlte Schallleistung berechnet. Zusätzlich wird die gemittelte Schnelle über Gleichung 2.5 sowie der Abstrahlgrad anhand von Gleichung 2.6 ermittelt. Die Ergebnisse sind in Abbildung 5.2 gegenübergestellt.



(a) Vergleich der Schallleistungspegel bei einer TBL-Anregung zwischen dem Gridpaneel und einfachen Plattenstrukturen



(b) Vergleich des Abstrahlgrad bei einer TBL-Anregung zwischen dem Gridpaneel und einfachen Plattenstrukturen



(c) Vergleich der gemittelten Schnelle bei einer TBL-Anregung zwischen dem Gridpaneel und einfachen Plattenstrukturen

Abbildung 5.2.: Analyse der charakteristischen akustischen Eigenschaften des Gridpaneels im Vergleich zu einfachen Plattenstrukturen bei einer TBL-Anregung

Aus Abbildung 5.2a geht hervor, dass das Gridpaneel insgesamt im Vergleich zur 1,5 mm dicken Platte im betrachteten Frequenzbereich deutlich weniger Schallleistung in das Fernfeld abstrahlt. In den Bereichen der Eigenfrequenzen 7-10 ist jedoch ein erhöhter Schallleistungspegel zu beobachten. Dies lässt sich auf die hohe Abstrahleffizienz (s. Abb. 5.2b) der entsprechenden Eigenmoden in Kombination mit dem ausgeprägtem Resonanzverhalten (s. Abb. 5.2c) des Gridpaneels begründen. Die massenäquivalente Platte strahlt im Vergleich zum Gridpaneel bis auf einen einzelnen Peak bei ca. 460 Hz im gesamten Pegelverlauf weniger Schall ab. Dieses Verhalten kann einerseits auf die geringere Steifigkeit der Platte in Relation zum Gridpaneel zurückgeführt werden, woraus eine allgemein höhere Koinzidenzfrequenz resultiert. Andererseits können bei der einfachen Platte Moden höherer Ordnung im betroffenen Frequenzbereich entstehen. Diese Moden zeigen ein deutlich ineffizienteres Abstrahlverhalten. Zusammenfassend zeigt das Gridpaneel bereits ab einer Frequenz von ca. 300 Hz ein deutlich erhöhtes Abstrahlverhalten. Dies kann insbesondere durch die bereits bei niedrigen Frequenzen auftretenden hohen Abstrahlgrade begründet werden.

5.2 Experimentelle und numerische Untersuchung des Einflusses von CLD-Folien

Dieser Abschnitt thematisiert ausführlich die Auswirkungen von CLDs auf die abgestrahlte Schallleistung des Gridpaneels bei einer TBL-Anregung. Dazu werden zunächst wichtige Grundlage hinsichtlich der Eigenschaften und Platzierung von CLD-Elementen geschaffen. Hieraus können acht CLD-Konfigurationen für das Gridpaneel, die unterschiedliche Flächenbelegungen aufweisen, abgeleitet und im Versuchsaufbau evaluiert werden. Zusätzlich wird für die vollflächige Belegung des Gridpaneels mit Dämpfungsfolie das bestehende numerische Modell erweitert und anhand der Versuchsdaten validiert.

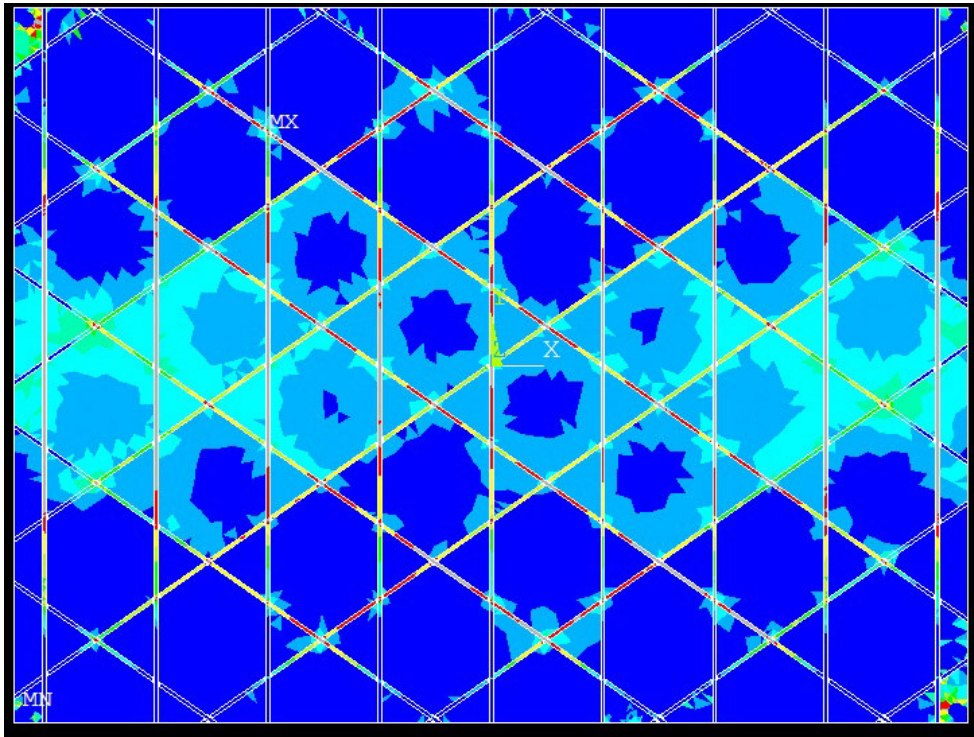
5.2.1 Auswahl und Platzierung von CLD-Foliensegmenten

Für die Untersuchungen zum Einfluss von CLD-Elementen wurde die Dämpfungsfolie 2552 von 3M ausgewählt. Sie besteht aus einer 0,13 mm dicken viskoelastischen Schicht aus dem Material ISD 112 von 3M. Durch eine applizierte 0,25 mm dicke Aluminiumschicht wird eine Zwangslage der viskoelastischen Schicht in der Dämpfungsfolie erreicht. Das Material ISD 112 wird in einer Vielzahl von Veröffentlichungen genutzt und bietet hohe Dämpfungsgrade in dem betroffenen Frequenzbereich bis 500 Hz bei Raumtemperatur. Ein Vergleich dieses Materials mit ähnlichen Werkstoffen wird beispielsweise in [43] vorgenommen. Die spezifischen Materialeigenschaften von ISD 112 können [29] entnommen werden. Die Dämpfungsfolie besitzt ein Flächengewicht von $0,83 \text{ kg/m}^2$ und bietet somit die Möglichkeit eine großflächige Abdeckung der Oberfläche des Gridpaneels bei gemäßigten Gewichtssteigerungen vorzunehmen. Im Vergleich hierzu liegt das theoretische Flächengewicht des Gridpaneels bei $10,7 \text{ kg/m}^2$. Die technischen Daten der Dämpfungsfolie sind in [44] aufgeführt. Neben den guten Dämpfungseigenschaften, wurde die Folie aufgrund ihrer guten Verfügbarkeit und der einfachen Verarbeitung ausgewählt. Nach den Ausführungen in [45] und [46] könnten für die Applikation von CLD-Elementen auf der Haut oder den Rippen des Gridpaneels höhere Effizienzen hinsichtlich der Dämpfung erzielt werden, wenn die Dickenverhältnisse der Dämpfungsfolie den Dicken der Haut und der Rippen angepasst werden würden. Dies würde jedoch zeitgleich zu einem erhöhten Flächengewicht führen. In [47] ist ein Auslegungsprozess für die CLD-Belegung einer Platte

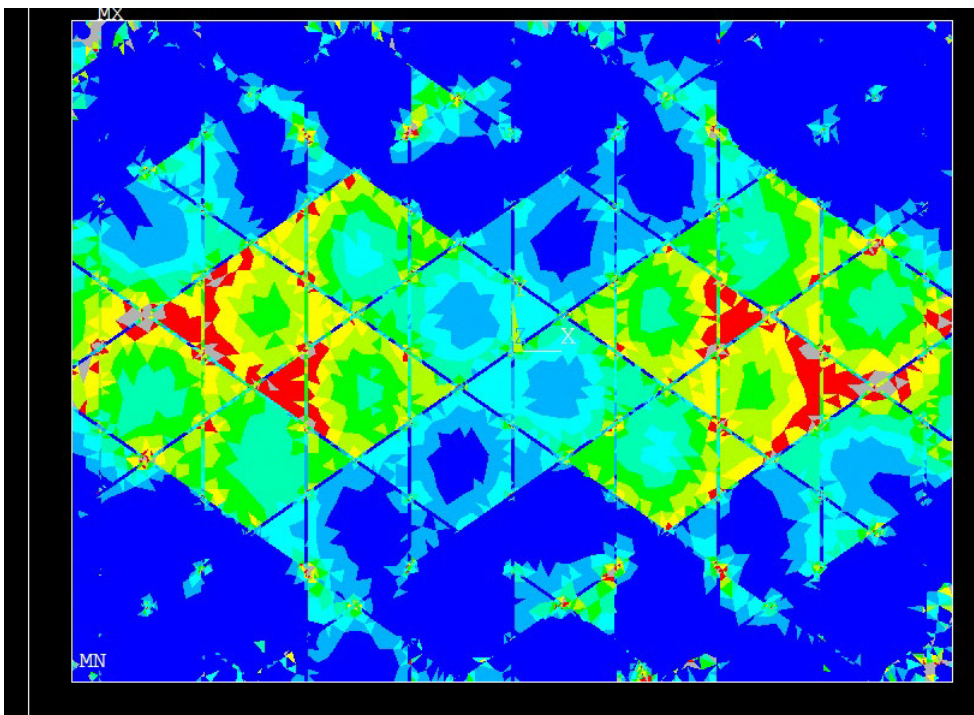
aufgezeigt, die sowohl die Effizienz der CLDs hinsichtlich der Dämpfung als auch die Zusatzmasse berücksichtigt. Diese Arbeit soll sich jedoch auf den grundlegenden Einfluss von CLDs auf das Abstrahlverhalten des Gridpanels bei einer TBL-Anregung beschränken und einen Abgleich zwischen experimentellen Daten und den Ergebnissen aus FEM-Simulationen ermöglichen. Hierfür bietet die ausgewählte Dämpfungsfolie einen guten Kompromiss aus Flächengewicht und Dämpfungseffizienz. Daher findet keine weitere Optimierung des Aufbaus der CLD-Elemente statt.

Neben der Auswahl eines geeigneten Aufbaus der CLDs ist deren Platzierung auf der zu bedämpfenden Struktur von essentieller Bedeutung. Dabei hat sich insbesondere der Ansatz der modalen Dehnungsenergie (MSE) etabliert. Orte hoher Dehnungsenergie einer biegeschwingenden Plattenstruktur erzeugen in applizierten CLD-Elementen eine Schubverzerrung in der viskoelastischen Schicht die aufgrund der Zwangslage durch eine Deckschicht zusätzlich verstärkt wird. Die viskoelastische Schicht dissipiert dabei Energie als Wärme und erhöht hierdurch den Dämpfungsgrad der Gesamtstruktur (Vgl. Kap. 2.3.2). Da die Schwingungsantwort einer Struktur als gewichtete Überlagerung der Eigenformen aufgefasst werden kann, bietet sich die Analyse der modalen Dehnungsenergien an. So ist es möglich nur einzelne Moden zu bedämpfen, oder die Dehnungsenergie mehrerer Moden für eine optimale Platzierung zu berücksichtigen. Für diese Arbeit sollen hierzu die Moden 4-10 des Gridpanels mit gleicher Gewichtung berücksichtigt werden, da diese weitestgehend von der Einspannung im Versuchsaufbau entkoppelt sind (Vgl. Kap. 3.2.2). Um die modalen Dehnungsenergien zu bestimmen, wird eine Modalanalyse in ANSYS unter Verwendung des numerischen Modells aus Kapitel 3.3 genutzt. Zunächst wird für jedes Element im FE-Netz die Dehnungsenergie mit dem Befehl *SENE* und das Volumen bestimmt. Da die Haut und die Rippen als biegeschwingende Platten- bzw. Balkenstrukturen aufgefasst werden können, entstehen hauptsächlich Dehnungsanteile, die zu der gewünschten Schubverformung einer applizierten viskoelastischen Schicht führen. Daher muss keine getrennte Betrachtung der Anteile der Dehnungsenergie vorgenommen werden. In einem nächsten Schritt wird die Dehnungsenergie für jede Mode von jedem Element auf das jeweilige Elementvolumen bezogen, um eine mittlere Dehnungsintensität des Elements zu berechnen. Dieser Schritt ist für eine Vergleichbarkeit der Dehnungsenergien zwischen den einzelnen Elementen notwendig, da diese unterschiedliche Volumina aufweisen. Anschließend wird für jede Mode das Element mit der höchsten Dehnungsintensität herausgefiltert und für eine Normierung der Dehnungsintensitäten der anderen Elemente genutzt. Somit erhält jedes Element für jede Mode einen Wert zwischen Null und Eins der repräsentativ für die auf das Elementvolumen bezogene Dehnungsenergie steht. Über eine Addition der normierten Dehnungsintensitäten ist es folgend möglich alle Elemente in einer Rangfolge anzuordnen. Dabei zeigen Elemente mit hohen Werten auf Orte, die im Bezug zu den Moden 4-10 die höchste kumulierte Dehnungsenergie aufweisen. An diesen Stellen sollte bevorzugt eine Applikation von CLD-Elementen stattfinden. Eine detaillierte Beschreibung des verwendeten ANSYS-Skripts zur Durchführung der beschriebenen Berechnungen ist in Anhang A.3 aufgeführt. Abbildung 5.3a zeigt, dass insbesondere in den Rippen sehr hohe kumulierte Dehnungsintensitäten auftreten. Dabei sollte berücksichtigt werden, dass die Rippen hauptsächlich einer in-plane Biegung unterliegen und eine doppelt so große Materialdicke besitzen wie die Haut. Dies führt zu einer geringeren Effizienz von applizierten CLDs. In Abbildung 5.3b ist die kumulierte Dehnungsintensität ohne die Elemente der Rippen dargestellt. Auffällig ist die erkennbare Punktsymmetrie, die der Symmetrie des geometrischen Aufbaus des Gridpanels entspricht (Vgl. Kap. 3.1).

Anhand der kumulierten Dehnungsintensitäten wurden insgesamt acht Konfigurationen von CLD-Belegungen für das Gridpaneel abgeleitet. In der Konfiguration CLD 1 wurden die Rippen des Gridpaneels an einer Seite mit einem 10 mm breiten Streifen CLD-Folie beklebt. Die Konfiguration CLD 2 beschreibt eine Beklebung beider Seiten der Rippen sowie zusätzlich der Oberflächen der Rippen (s. Abb. 5.4a). Die anschließenden Konfigurationen CLD 3, CLD 4 und CLD 5-1 wurden anhand der Elemente mit den höchsten kumulierten Dehnungsintensitäten in absteigender Reihenfolge abgeleitet. Dabei wurde die beklebte Fläche zwischen den Konfigurationen jeweils um ca. 30% bis 40% erhöht. Zwischen den Konfigurationen CLD 5-2, CLD 5-3 und CLD 5-4 wurde eine feinere Abstufung gewählt, um eine genauere Untersuchung des Einflusses zusätzlicher CLD-Elemente zu ermöglichen. Die Konfiguration CLD 5-4 beschreibt dabei die maximal mögliche Flächenbelegung der CLD-Folie für das Gridpaneel (s. Abb. 5.4b), wodurch ein Massenzuwachs von 10% entsteht. Die einzelnen Ausmaße der Massenzunahme Δm im Bezug zum Ausgangsgewicht des Gridpaneels und die Anordnung der CLD-Elemente für die einzelnen Konfigurationen sind in Abbildung 5.4 illustriert.



(a) Darstellung der kumulierten normierten Dehnungsintensität für Haut und Rippen

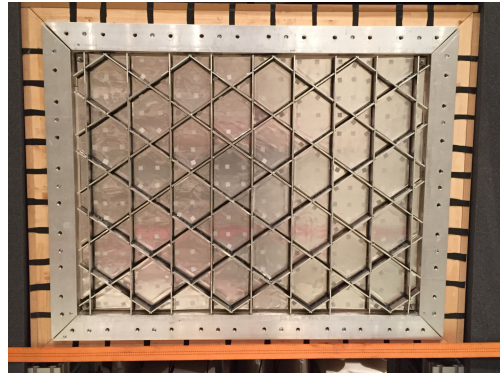


(b) Darstellung der kumulierten normierten Dehnungsintensität für die Haut

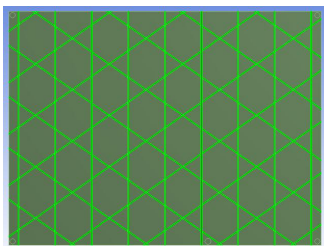
Abbildung 5.3.: Darstellung der kumulierten Dehnungsintensitäten für die Moden 4-10 des Gridpaneels



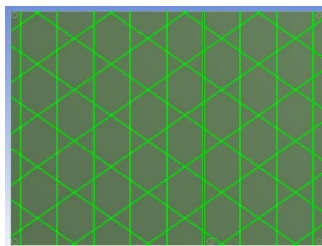
(a) Beklebung der Rippen mit Dämpfungsfolie (CLD 5-2)



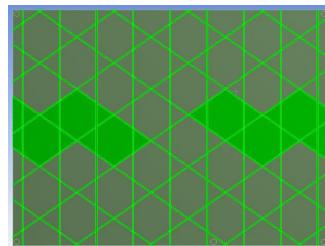
(b) Vollständige Beklebung des Gridpanels mit Dämpfungsfolie (CLD 5-4)



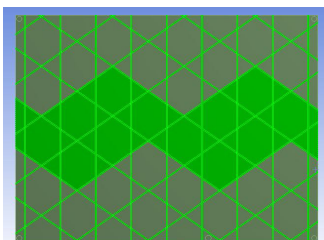
(c) CLD 1: $\Delta m = 1,70\%$



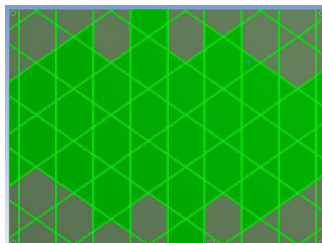
(d) CLD 2: $\Delta m = 2,92\%$



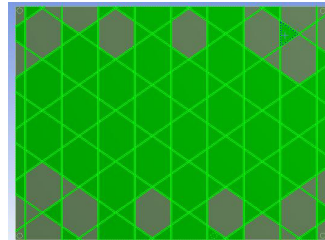
(e) CLD 3: $\Delta m = 4,11\%$



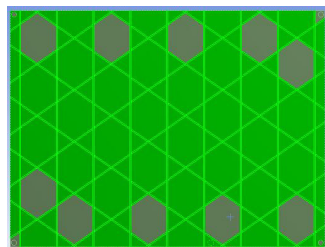
(f) CLD 4: $\Delta m = 5,21\%$



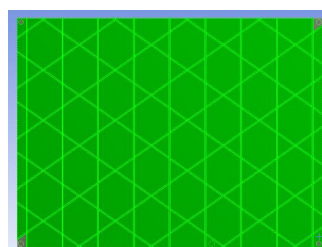
(g) CLD 5-1: $\Delta m = 7,50\%$



(h) CLD 5-2: $\Delta m = 7,96\%$



(i) CLD 5-3: $\Delta m = 8,58\%$



(j) CLD 5-4: $\Delta m = 9,99\%$

Abbildung 5.4.: Darstellung der Flächenbelegungen des Gridpanels mit Dämpfungsfolie

5.2.2 Experimentelle Untersuchung des Einflusses der CLD-Konfigurationen auf die Schallabstrahlung

Für die Untersuchung des Einflusses der einzelnen CLD-Konfigurationen werden, diese im Versuch umgesetzt und ausgewertet. Dazu wird der in Kapitel 4.2 dargestellte Versuchsaufbau genutzt. Das Gridpaneel unterliegt somit dem zuvor synthetisierten TBL-Signal. Anhand der gemessenen Strukturschnellen mit einem LSV können über das Rayleigh-Integral nach Gleichung 2.4 die abgestrahlten Schallleistungspegel bestimmt werden. Die Differenz aus der abgestrahlten Schallleistung der einzelnen CLD-Konfiguration zu dem Aufbau ohne CLD-Applikation nach Gleichung 5.1, beschreibt somit die Pegeländerung der abgestrahlten Schallleistung.

$$\Delta L_W(\omega) = L_{W,CLD}(\omega) - L_{W,ohneCLD}(\omega) \quad (5.1)$$

Diese Pegeländerung repräsentiert folglich den Einfluss der einzelnen CLD-Segmente auf das strukturdynamische Verhalten des Gridpaneels bei einer TBL-Anregung. Dabei ist die Gültigkeit dieser Aussage auf die 105 Frequenzlinien aus Abbildung 4.5 beschränkt, für die eine erfolgreiche Synthese der TBL-Anregung im Labor erfolgen konnte. Außerhalb dieser Frequenzlinien sind nur allgemeine Rückschlüsse zulässig, die nicht ohne weiteres in Bezug zu einer TBL-Anregung gesetzt werden dürfen. Für eine einfachere Darstellung der Ergebnisse soll kein direkter Vergleich an den einzelnen Frequenzlinien erfolgen, sondern die Schallleistungspegel sollen für definierte Intervallgrenzen energetisch summiert werden. Äquivalent zu Gleichung 5.1 werden anschließend die Pegeldifferenzen in Bezug auf die Teilschallleistungspegel der einzelnen Intervalle gebildet. Die Intervallgrenzen sowie die zugehörigen Bandmittenfrequenzen wurden in Anlehnung an [48] und [49] ermittelt und sind für die Bandbreitenkennzahl 1/3 in Tabelle 5.1 dargestellt. Diese Intervallgrenzen entsprechen somit der üblichen Terzbanddarstellung.

Tabelle 5.1.: Grenz- und Bandmittenfrequenzen in Anlehnung an DIN EN 61260-1 für die Bandbreitenkennzahl 1/3

Untere Grenzfrequenz / Hz	Obere Grenzfrequenz / Hz	Bandmittenfrequenz / Hz
112,2018	141,2538	125,8925
141,2538	177,8279	158,4893
177,8279	223,8721	199,5262
223,8721	281,8383	251,1886
281,8383	354,8134	316,2278
354,8134	446,6836	398,1072
446,6836	562,3413	501,1872

In Abbildung 5.5 sind die Ergebnisse bezüglich der auftretenden Pegeländerungen dargestellt. Die Balken sind aufsteigend nach der Zusatzmasse geordnet (CLD 1, CLD 2 bis CLD 5-4). Dargestellt ist einerseits die absolute Schallpegeländerung für das jeweilige Intervall sowie die Schallpegeländerung bezogen auf die Zusatzmasse durch die CLDs, womit die Effizienz der Maßnahme bewertet werden kann. Positive Änderungen beschreiben dabei eine Zunahme der abgestrahlten Schallleistung, negative Pegeländerung entsprechend eine Reduktion des Schallleistungspegels im Vergleich zum Gridpaneel ohne applizierte CLDs. Die ungefilterte Darstellungsweise analysiert dabei alle Frequenzlinien innerhalb der jeweiligen Intervalle. Die gefilterte Darstellung greift hingegen nur auf die 105 Frequenzlinien,

für die eine erfolgreiche TBL-Synthese vorliegt, zurück. Hierbei gilt es zu beachten, dass für die Mittenfrequenz 126 Hz nur eine Frequenzlinie, für die Mittenfrequenz 251 Hz nur drei Frequenzlinien und für die Mittenfrequenz 501 Hz nur vier Frequenzlinien zur Verfügung stehen. Daher sind die Aussagen der gefilterten Darstellung in diesen Frequenzintervallen bezüglich des Einflusses der CLD-Elemente bei einer TBL-Anregung wenig repräsentativ. Für die restlichen Frequenzbereiche ist ersichtlich, dass der globale Verlauf der Pegeländerung mit dem der ungefilterten Darstellung größtenteils übereinstimmt. Es kann daher davon ausgegangen werden, dass Frequenzverschiebungen resonanter Bereiche infolge des Massenzuwachses aufgrund der Filterung nicht unberücksichtigt bleiben. Daher kann für diese Intervallbereiche die Validität der Ergebnisse bezüglich der Pegeländerungen bei einer TBL-Anregung bestätigt werden. Die Gegenüberstellung der gefilterten und ungefilterten Ergebnisse gibt zudem Hinweise darauf, dass die Sensitivität der Pegeländerung bezüglich leichter Differenzen im Hinblick auf die korrekte Abbildung einer TBL-Anregung relativ klein zu sein scheint. Diese Aussage scheint vor allem dann gültig zu sein, wenn verteilt über den betrachteten Frequenzbereich genügend Frequenzlinien existieren, für die eine erfolgreiche Synthese einer TBL-Anregung vorgenommen werden konnte. Weitere Hinweise hierfür liefern die Ergebnisse in Kapitel 5.2.3.

Die Bewertung der Auswirkungen der einzelnen CLD-Maßnahmen zeigt den Trend, dass im allgemeinen die absolute Pegeländerung mit zunehmender Flächenbelegung der CLD-Elemente steigt. Bezüglich der Effizienz zeigen sich unterschiedliche Ergebnisse. Der ideale Trend wäre hier ein stetig abnehmender Verlauf, da die CLD-Konfigurationen gemäß den Orten maximaler Dehnungsenergien erstellt wurden. Dies kann jedoch nicht in allen Intervallbereichen beobachtet werden. Um den genauen Einfluss der CLD-Elemente zu bewerten, sind in Abbildung 5.6 äquivalent dem Vorgehen für die Schallleistungspegeländerung die Pegeländerungen des Abstrahlgrads und der effektiven mittleren Schnelle für die ungefilterte Darstellungsweise abgebildet. Aus den Diagrammen geht hervor, dass der Einfluss im Wesentlichen auf Änderungen der Schnelleamplituden beruhen. Eine Änderung der charakteristischen Schnelleverteilung und somit der Abstrahleffizienz erscheint im Verhältnis zur Änderung der mittleren Schnelle und im Bezug zur absoluten Änderung des Schallleistungspegels von untergeordneter Bedeutung.

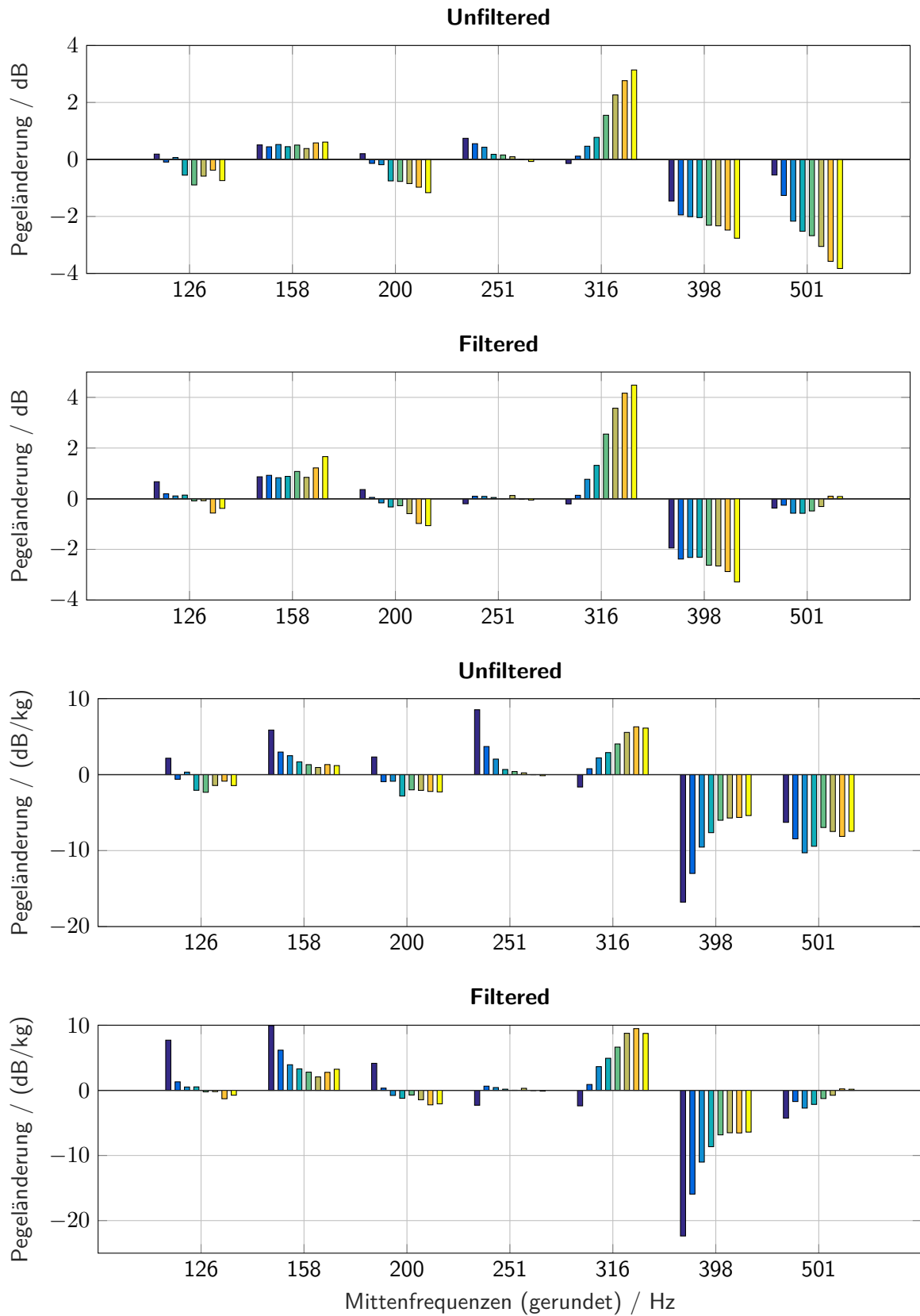


Abbildung 5.5.: Vergleich der Pegeländerung für die einzelnen CLD-Konfigurationen

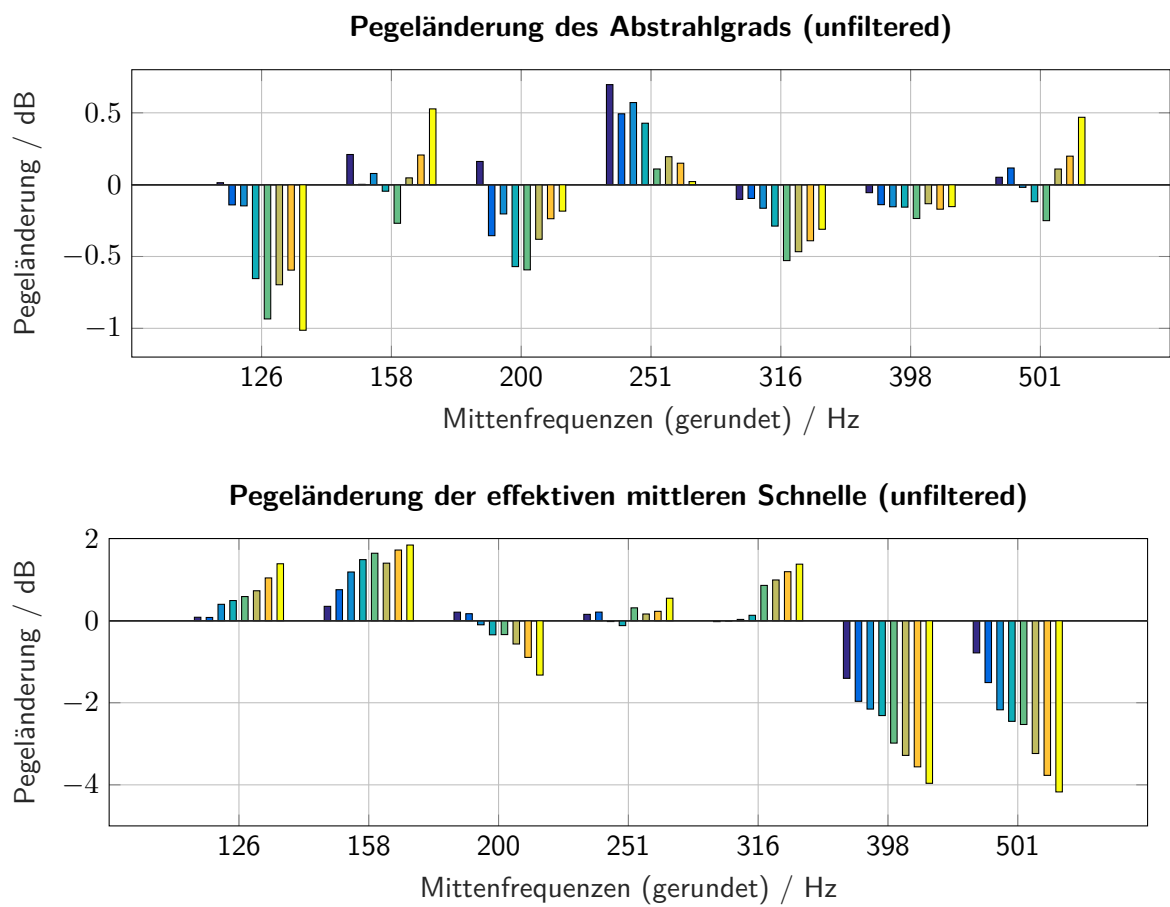


Abbildung 5.6.: Einfluss der CLD-Konfigurationen auf den Abstrahlgrad und die effektive mittlere Schnelle

Die Pegeländerung der effektiven mittleren Schnelle können zum einen durch Frequenzverschiebungen resonanter Bereiche in einen anderen Intervallbereich aufgrund der Massenzunahme begründet werden. Andererseits lassen sich auch Amplitudenreduktionen beobachten, die auf die zusätzliche Systemdämpfung infolge der CLD-Applikationen zurückgeführt werden können. Diese wesentlichen Effekte sollen anhand der Pegelverläufe der effektiven mittleren Schnelle ausgewählter CLD-Konfigurationen näher erläutert werden. Abbildung 5.7 zeigt diese Verläufe für das Gridpaneel ohne eine CLD-Applikation sowie für die vollständige Beklebung der Rippen (CLD 2) und die vollständige Beklebung des gesamten Gridpaneels (CLD 5-4). Für die Konfiguration CLD 2 sind im Vergleich zum Pegelverlauf ohne aufgebrauchte CLDs ab einer Frequenz von ca. 300 Hz insbesondere im Bereich der Eigenfrequenzen 6-10 teils deutliche Reduktionen der Schnelleamplituden erkennbar. Für die Beklebung der Rippen kann also bewiesen werden, dass ab einer Frequenz von ca. 300 Hz zusätzliche Dämpfung in das System eingebracht wird. Diese führt zu Schalleistungsreduktionen von bis zu 2 dB im Terzband mit der Mittenfrequenz von 398 Hz. Wird hingegen der Verlauf der effektiven mittleren Schnelle für das vollständig mit CLDs beklebte Gridpaneel betrachtet, sind deutliche Frequenzverschiebungen resonanter Bereiche erkennbar. Hierdurch kann auch die hohe Schalleistungspegeländerung bei der Mittenfrequenz 316 Hz begründet werden (s. Abb. 5.5). Hier verschiebt sich der Peak für die 7. Eigenfrequenz aus dem Intervall für die Mittenfrequenz 398 Hz unterhalb die Grenzfrequenz von 354,8 Hz (s. Tab. 5.1) und fällt somit in den Intervallbereich mit der Mittenfrequenz 316 Hz. Zusätzlich bildet dieser Peak eine höhere maximale Amplitude im Vergleich zu dem Gridpaneel ohne CLDs aus. Im Intervallbereich mit der Mittenfrequenz 501 Hz sind für die Konfiguration 5-4 dafür deutlich größere Dämpfungseinflüsse als bei der CLD 2 Konfiguration erkennbar.

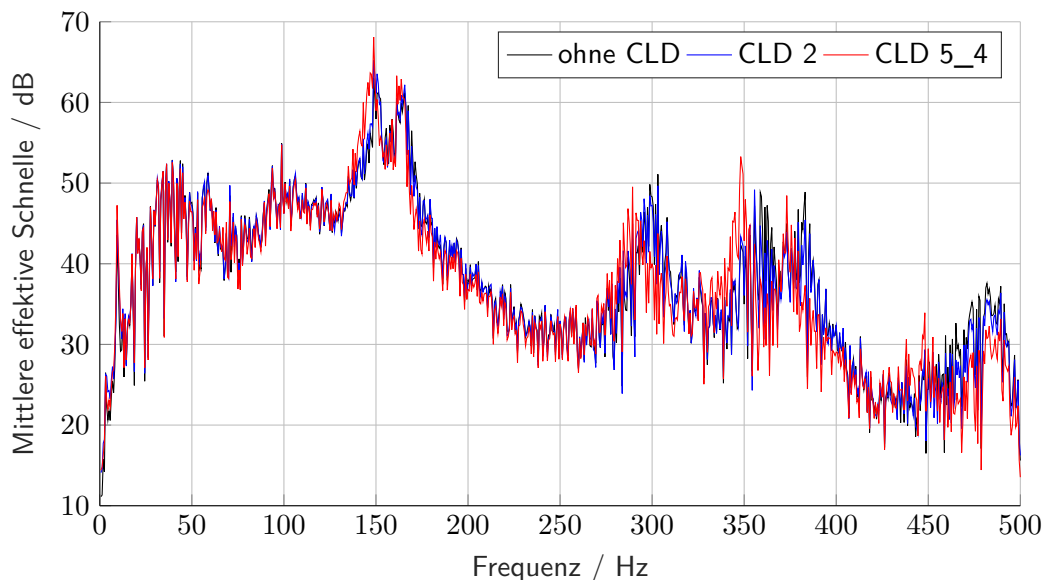


Abbildung 5.7.: Vergleich des effektiven mittleren Schnelleverlauf ausgewählter CLD-Konfigurationen

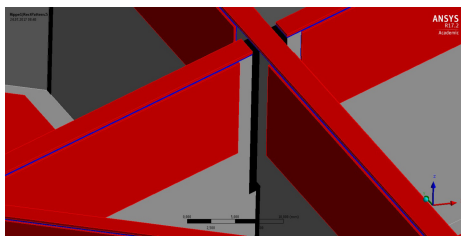
Zusammenfassend lässt sich aus den Beobachtungen feststellen, dass ein messbarer Dämpfungseinfluss von CLD-Belegungen erst ab einer Frequenz von ca. 300 Hz unter den dargestellten Randbedingungen auftritt. Für die Belegung der Rippen mit CLD-Elementen konnten dabei deutliche Reduktionen des Schalleistungspegels bei einer Massenzunahme von lediglich 3% nachgewiesen werden. Insbesondere im Intervallbereich mit einer Mittenfrequenz von 398 Hz zeigt diese Belegung eine

höhere Effizienz im Vergleich zu anderen CLD-Belegungen. Im daran anschließenden Frequenzbereich zeigte insbesondere die CLD 3 Konfiguration einen erheblichen Einfluss. In dieser Konfiguration sind die Hautfelder mit den höchsten kumulierten modalen Dehnungsenergien der Haut zusätzlich zu der Rippenstruktur mit CLD-Elementen beklebt (Vgl. Abb. 5.4). Wie bereits erläutert, bildet die Kombination der verwendeten Dämpfungsfolie mit der Haut oder der Rippenstruktur kein optimales System, um einen maximal möglichen Dämpfungsgrad zu erreichen. Daher sollten in zukünftigen Untersuchungen für die Konfigurationen CLD 2 und CLD 3 ein hinsichtlich der Schichtdicken optimierter Aufbau der Dämpfungsfolie verwendet werden. Dabei muss der Einfluss auf den Schalleistungspegel infolge gesteigerter Dämpfung in Relation zu der damit verbundenen höheren Zusatzmasse betrachtet werden. Eine großflächigere Belegung des Gridpaneels mit CLD-Elementen erscheint anhand der durchgeführten Versuche hinsichtlich der damit verbundenen deutlich höheren Zusatzmassen und den erreichten Pegeländerungen als nicht zielführend. Unterhalb von 300 Hz konnte gezeigt werden, dass der Dämpfungseinfluss der CLD-Konfigurationen bei den dargestellten Randbedingungen vernachlässigbar ist. Sollte ein optimierter Aufbau der Dämpfungsfolie für die CLD 2 und CLD 3 Konfigurationen keine deutlich gesteigerte Reduktion des abgestrahlten Schalleistungspegels erreichen, ist die Anwendung von CLD-Elementen zur Beeinflussung der abgestrahlten Schalleistung des Gridpaneels bei einer TBL-Anregung in niedrigen Frequenzbereichen nicht masseneffizient umsetzbar und daher nicht zu empfehlen.

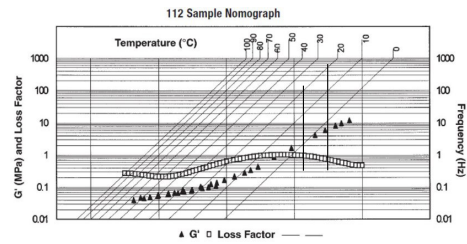
5.2.3 Numerische Modellierung des Gridpaneels mit applizierten CLDs

Die numerische Modellierung des Einflusses der CLDs auf das strukturdynamische Verhalten des Gridpaneels bei einer TBL-Anregung findet in ANSYS Workbench 17.2 statt. Dazu wird das numerische Modell aus Kapitel 3.3 (Vgl. Abb. 3.8) angepasst. Die Modellierung soll für die Konfiguration CLD 5-4, welche die vollständige Abdeckung des Gridpaneels mit CLDs darstellt, durchgeführt werden. In einem ersten Schritt werden hierzu die viskoelastischen Schichten (VEL) und die Deckschichten (CL) als zusätzliche Volumenkörper entsprechend der Belegung im Experiment (s. Abb. 5.4j) modelliert. Abbildung 5.8a zeigt einen Ausschnitt der geometrischen Modellierung. Dargestellt sind die VEL in Blau und die CL in Rot. Die CL bestehen aus Aluminium, daher wird für diese Körper ein weiteres linear isotrop elastisches Materialmodell „Aluminium-CL“ implementiert. Hierfür werden in der Literatur übliche Materialkennwerte angenommen. Die VEL der Dämpfungsfolie 2552 bestehen aus dem Material ISD 112. Die starke Temperatur- und Frequenzabhängigkeit dieses Materials ist in Abbildung 5.8b dargestellt. Der relevante Frequenzbereich für den Verlauf des Speichermoduls und des Verlustfaktors bei einer Temperatur von 20 Grad ist entsprechend markiert. Dieses frequenzabhängige Verhalten kann nicht direkt ins ANSYS implementiert werden. In der Literatur wurden eine Vielzahl an Modellen entwickelt, die das Verhalten von viskoelastischen Materialien insbesondere in CLD-Systemen darstellen [50]. Eine Verwendung eines solchen etablierten Modells zur Darstellung des Dämpfungsverhaltens der VEL ist hinsichtlich des zeitlichen Umfangs dieser Arbeit nicht möglich gewesen. Stattdessen soll versucht werden, mit einem frequenzabhängigen linear isotrop elastischen Materialmodell für die VEL das strukturdynamische Verhalten zu approximieren. Dazu werden bei 100 Hz und bei 500 Hz Stützstellen für den Schubmodul und den materialabhängigen Verlustfaktor (g_j^E , s. Gl. 2.2) definiert. Zwischen diesen Stützstellen werden für jede Frequenzlinie die frequenzabhängigen Schubmoduln und Verlustfaktoren linear interpoliert. Die Poissonzahl wird mit $\nu = 0,49$

angenommen [29]. Somit ergibt sich ein linear frequenzabhängiges Materialverhalten, das auf den gewählten Stützstellen bei 100 Hz und 500 Hz basiert.



(a) Modellierung der CLDs



(b) Nomogramm der Materialeigenschaften von ISD 112 [29]

Abbildung 5.8.: Numerische Modellierung der CLD 5-4 Konfiguration

Ähnlich dem Vorgehen in Kapitel 3.3 soll auch hier ein Model-Updating Prozess genutzt werden, um das numerische Modell zu validieren. Als Zielfunktion gilt die Minimierung der Abweichung zwischen der simulierten Schalleistungspegeländerung durch die Applikation der CLDs und der gemessenen (s. Kap. 5.2.2) nach Gleichung 5.2. Um den numerischen Aufwand zu begrenzen, werden für den Vergleich 7 der 105 Frequenzlinien aus Abbildung 4.5 ausgewählt, für die eine erfolgreiche Synthese der TBL-Anregung im Labor erfolgen konnte. Die 7 Frequenzlinien werden dabei so ausgewählt, dass diese einerseits in der Nähe der auftretenden Eigenfrequenzen liegen und andererseits in der Lage sind den globalen Verlauf der Pegeländerung abzubilden.

$$obj3 = \min \left(\sqrt{\frac{\sum_N (\Delta L_{W,FEM}(\omega_n) - \Delta L_{W,EXP}(\omega_n))^2}{N}} \right) \quad (5.2)$$

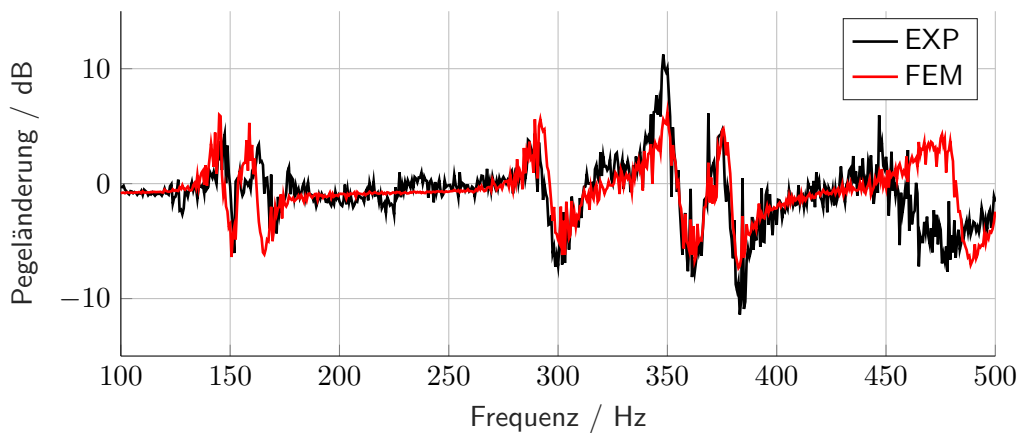
Um den Einfluss des Dämpfungsverhaltens in der Optimierung zu berücksichtigen, werden als Optimierungsgrößen die Stützstellen des Schubmoduls und Verlustfaktors für das Materialmodell der VEL-Schichten ausgewählt. Zusätzlich wird als weitere Optimierungsgröße die Dichte des Materialmodells der CL-Schichten berücksichtigt, um den Masseneinfluss der CLDs abbilden zu können. Anschließend wird erneut das LHS und die ARSM zur Optimierung der Parameter genutzt. Die Optimierungsgrößen mit den Intervallgrenzen und den optimierten Parametern sind in Tabelle 5.2 dargestellt.

Tabelle 5.2.: Intervallgrenzen der Optimierungsgrößen für die Anpassung des CLD-Modells

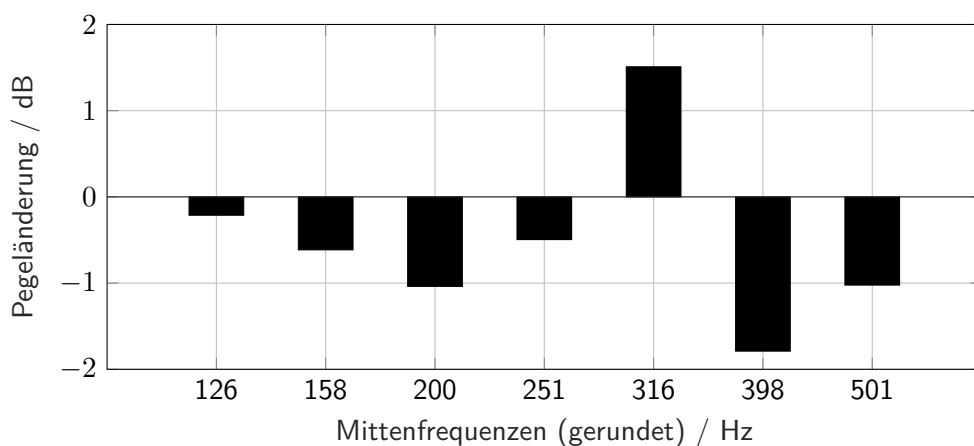
Optimierungsgröße	Untere Intervallgrenze	Obere Intervallgrenze	Optimierter Wert
$G_{VEL}(100 \text{ Hz})$	1 MPa	10 MPa	1,00 MPa
$G_{VEL}(500 \text{ Hz})$	1 MPa	10 MPa	6,32 MPa
$\eta_{VEL}(100 \text{ Hz})$	0,1	1,1	0,1
$\eta_{VEL}(500 \text{ Hz})$	0,1	1,1	0,1
ρ_{CL}	2600 kg/m ³	3000 kg/m ³	3000 kg/m ³

Mit diesen optimierten Größen wird anschließend die Pegeländerung für den gesamten Frequenzbereich mit einer Frequenzauflösung von 0,625 Hz simuliert. In Abbildung 5.9a ist ein Vergleich der

gemessenen Pegeländerung und der simulierten Pegeländerung für alle Frequenzlinien dargestellt. Bis auf leichte Frequenzverschiebungen zeigt sich bis zu einer Frequenz von 430 Hz eine sehr gute Übereinstimmung der Ergebnisse. Dies bestätigt die These aus Kapitel 5.2.2, dass die Sensitivität der Pegeländerung für leichte Differenzen hinsichtlich der TBL-Anregungen relativ schwach ausgeprägt zu sein scheint. Der deutliche Unterschied der Verläufe für die Pegeländerungen ab 430 Hz kann insbesondere auf die unterschiedliche Lage der Eigenfrequenzen 9 und 10 zwischen dem Versuchsmodell und dem numerischen Modell zurückgeführt werden (Vgl. Abb. 3.8). Insgesamt kann das entwickelte numerische Modell für die CLD 5-4 Konfiguration im Vergleich zu den Versuchsdaten als valide betrachtet werden. Abbildung 5.9b zeigt die Terzbanddarstellung der Schalleistungspegeländerung auf Basis der Simulationsergebnisse. In zukünftigen Arbeiten bleibt zu untersuchen, inwiefern das numerische Modell auch geeignet ist die anderen CLD-Konfigurationen korrekt abzubilden. Insbesondere bleibt zu untersuchen, ob das Materialmodell für die VEL-Schichten geeignet ist das Dämpfungsverhalten ausreichend genau darzustellen. Hier sollte gegebenenfalls auf etablierte Modelle zur Dämpfungsbeschreibung des Materialverhaltens viskoelastischer Schichten zurückgegriffen und diese in das numerische Modell implementiert werden.



(a) Vergleich der Schallpegeländerung für die CLD 5-4 Konfiguration zwischen Experiment und Simulation



(b) Terzbanddarstellung der Schalleistungspegeländerung für die Simulation der CLD 5-4 Konfiguration

Abbildung 5.9.: Ergebnisse der Simulation der Einfluss der CLD 5-4 Konfiguration

5.3 Applikation von Schaum- und Vliesmaterialien zur Reduzierung der abgestrahlten Schalleistung

Für die Untersuchungen des Einflusses applizierter Faser- oder Schaummaterialien auf die abgestrahlte Schalleistung bei einer TBL-Anregung wird der Versuchsaufbau aus Kapitel 4.2 genutzt. Dabei können die Auswirkungen auf den Schalleistungspegel nicht wie bisher über das Rayleigh-Integral anhand gemessener Strukturschnellen erfasst werden. Daher sollen hierzu Schallintensitätsmessungen verwendet werden. In einem ersten Schritt wird die Korrelation des ermittelten Schalleistungspegels auf Grundlage des Rayleigh-Integrals mit den Ergebnissen aus einer Schallintensitätsmessung für das Gridpaneel ohne applizierte Dämpfungsmaterialien verglichen. Die Gegenüberstellung der Schalleistungspegel ist in Abbildung 5.10 dargestellt. Sie zeigt deutliche Abweichungen und lässt den Rückschluss zu, dass der Versuchsaufbau nicht geeignet ist, um die abgestrahlte Schalleistung des Gridpaneels für eine TBL-Anregung mit einer Schallintensitätsmessung im Labor zu ermitteln. Die Abweichung beruhen vermutlich auf Fremdschalleinflüssen die im Wesentlichen durch das Lautsprecherarray in dem Versuchsaufbau erzeugt werden. Diese Fremdschalleinflüsse haben deutlich höhere Pegel, als die abgestrahlte Schalleistung der Strukturschwingungen des Gridpaneels infolge der TBL-Anregung. Insbesondere im Randbereich zwischen Gridpaneel und Versuchsaufbau (s. Abb. 3.3c) scheinen die getroffenen Maßnahmen zur Verhinderung von Fremdschalleinflüssen durch zusätzliche Holzleisten und Dichtungen nicht ausreichend zu sein.

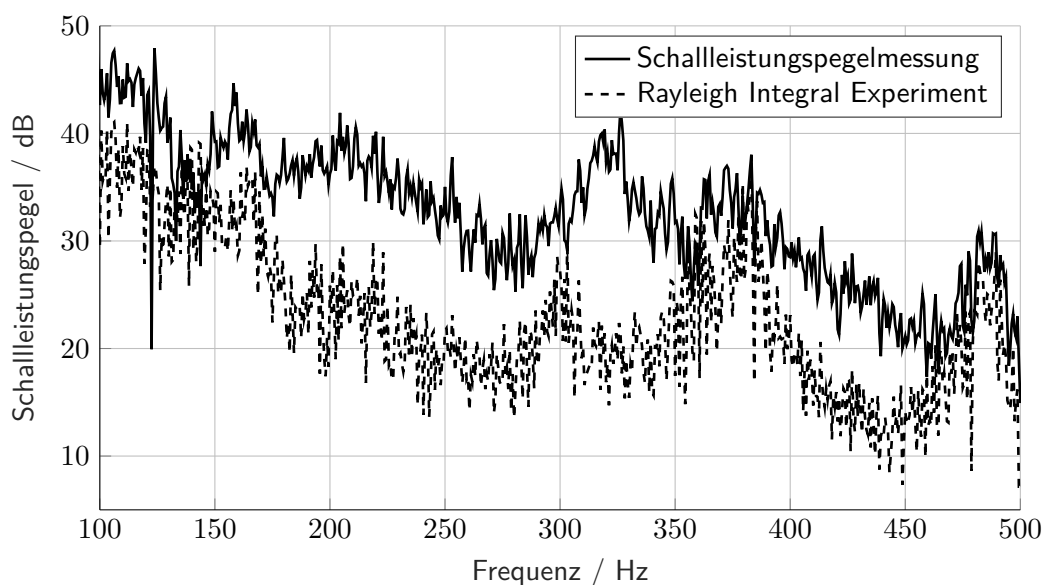
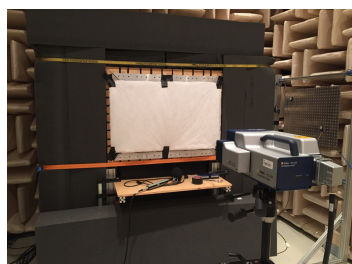


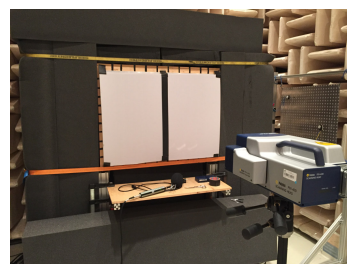
Abbildung 5.10.: Vergleich des Schalleistungspegels bei einer TBL-Anregung zwischen Rayleigh-Integral und Schallintensitätsmessung

Aufgrund der schlechten Eignung des Versuchsaufbaus zur Erfassung des Schalleistungspegels über eine Schallintensitätsmessung bei einer TBL-Anregung für das Gridpaneel können folglich keine Erkenntnisse bezüglich des Einflusses von Schaum- oder Vliesmaterialien im Bezug zur TBL-Anregung generiert werden. Unter der Annahme, dass ein wesentlicher Teil des Fremdschalleinflusses aus der mangelhaften Abdichtung des Randbereichs zwischen Gridpaneel und Versuchsaufbau resultiert, ist es jedoch möglich über eine vollflächige Abdeckung mit den Dämpfungsmaterialien den Einfluss auf die

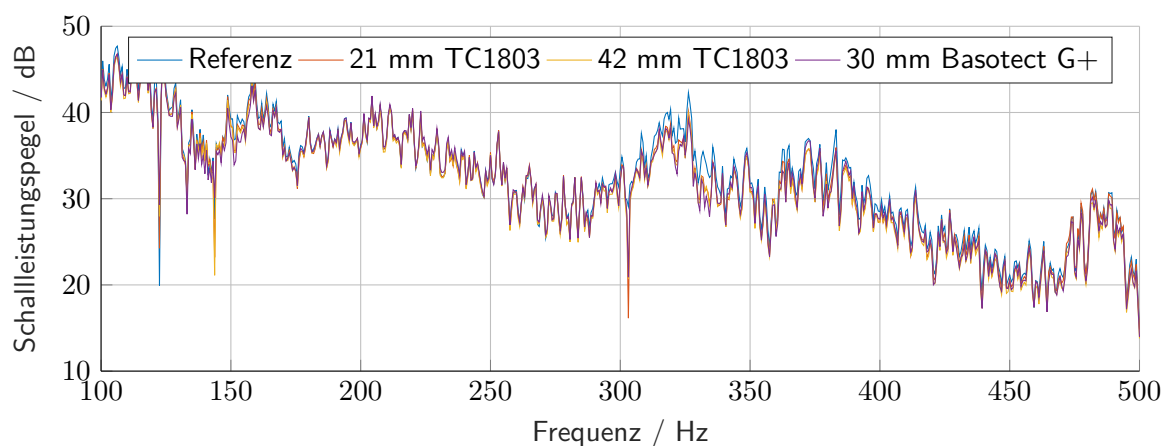
allgemeine akustische Anregung zu untersuchen. Für die Untersuchungen wird als Vliesstoff TC1803 von 3M ausgewählt. Dieser weist ein Flächengewicht von ca. $0,162 \text{ kg/m}^2$ auf. Als Schaum wird Basotect G+ von BASF ausgewählt. Sein Flächengewicht liegt bei $0,27 \text{ kg/m}^2$. Beiden Werkstoffen werden laut Herstellerangaben gute akustisch dämpfende Eigenschaften für den Einsatz in der Automobil- sowie Luft- und Raumfahrtindustrie attestiert. Als Voraussetzung für die Untersuchungen soll gelten, dass die maximale Dicke des Dämmmaterials der Rippenhöhe von 30 mm entsprechen muss, so dass die Möglichkeit der Integration in den bestehenden Bauraum gegeben ist. Unter diesen Voraussetzungen werden drei Konfigurationen hinsichtlich ihres Einflusses auf den abgestrahlten Schallleistungspegel untersucht. Die erste Konfiguration besteht aus einer einzelnen Lage TC1803 ($\Delta m = 1,5\%$), die zweite Konfiguration aus zwei gestapelten Lagen TC1803 ($\Delta m = 3,0\%$) und die dritte Konfiguration aus einer Lage Basotect G+ ($\Delta m = 2,5\%$). Abbildung 5.11a und 5.11b zeigen die Applikation der Dämmmaterialien im Versuchsaufbau. Abbildung 5.11c zeigt den Verlauf der gemessenen Schallleistungspegel und ermöglicht den Vergleich zu dem Schallleistungspegelverlauf ohne aufgebrauchte Dämmwerkstoffe. Die Ergebnisse geben keine Anhaltspunkte für wirksame Schallleistungsreduktionen im betrachteten Frequenzbereich bis 500 Hz. Dies deckt sich mit den Erkenntnissen der Literatur in Bezug auf die verwendete Schichtdicke im niedrigen Frequenzbereich (Vgl. Kap. 2.3.2). Somit kann aus den Untersuchungen geschlussfolgert werden, dass eine Applikation von Vlies- oder Schaummaterialien für das Gridpaneel bei niedrigen Frequenzen und einer maximalen Schichtdicke von 30 mm keine nennenswerten Reduktionen der abgestrahlten Schallleistung bewirken können.



(a) Applikation des Thinsulate TC1803 Vlieswerkstoffs



(b) Applikation des Basotect G+ Schaummaterials



(c) Vergleich des Einflusses von Vlies- und Schaumwerkstoffen auf den Schallleistungspegel

Abbildung 5.11.: Applikation und Auswertung der Dämpfungseigenschaften von Schaum- und Vliesmaterialien

6 Zusammenfassung und Ausblick

Diese Arbeit soll wesentliche Erkenntnisse bezüglich der vibroakustischen Eigenschaften sowie deren Beeinflussungsmöglichkeiten für Gridpaneele liefern. Diese gelten als ein mögliches zukünftiges Rumpfstrukturkonzept im Flugzeugbau, können aufgrund ihrer leichten und hochsteifen Bauweise jedoch den Schalleintrag in die Passagierkabine begünstigen. Daher müssen grundlegende Untersuchungen hinsichtlich des Schallabstrahlverhaltens durchgeführt und geeignete Maßnahmen zur Reduktion der Schallexposition von Passagieren evaluiert werden. Zu diesem Zweck werden im Rahmen dieser Arbeit geeignete passive Dämpfungsmaßnahmen in einem Frequenzbereich bis 500 Hz untersucht. Zusätzlich wird ein numerisches Modell entwickelt und anhand der gewonnenen Versuchsdaten validiert. Dadurch werden weiterführende Untersuchungen ermöglicht und der experimentelle Aufwand begrenzt. Ausgangspunkt für die Untersuchungen ist ein Gridpaneel aus Aluminium, das auf einem von *Vasiliev et al.* entwickelten Strukturkonzept für eine Gridstruktur aus CFK basiert. Dabei besteht die Annahme, dass ein Transfer der wesentlichen Erkenntnisse auf eine Struktur aus CFK möglich ist.

In einem ersten Schritt werden die strukturdynamischen Eigenschaften des Gridpaneels untersucht. Dazu wird ein Versuchsaufbau entwickelt, der eine möglichst eindeutige Identifizierung der Eigenfrequenzen, Eigenformen und Dämpfungsgrade ermöglicht. In diesem Zusammenhang werden unterschiedliche Anregungs- und Lagerungskonzepte untersucht und die Strukturantworten mit Hilfe eines Laser-Scanning-Vibrometers (LSV) erfasst. Unter Verwendung der Software X-Modal III findet anschließend eine Identifizierung der modalen Parameter statt. Dabei stellt sich heraus, dass eine elastische Lagerung des Gridpaneels auf Gummipuffern in Verbindung mit einer optimierten Anregungsposition des Shakers am besten für die Durchführung einer experimentellen Modalanalyse (EMA) geeignet ist. Somit konnten in dem Frequenzbereich bis 500 Hz zehn Eigenfrequenzen identifiziert werden, wobei das dynamische Verhalten der Struktur in dem Frequenzbereich der Eigenfrequenzen 4-10 dem einer freien Lagerung stark ähnelt. Dies kann auf die Auslegung der Gummipuffer zurückgeführt werden, die einen Isoliergrad von über 90 % ab einer Frequenz von 108 Hz aufweisen. Anhand der identifizierten modalen Parameter findet eine Validierung eines numerischen Modells statt. Dieses Modell wird in ANSYS aufgebaut und entspricht dem Versuchsaufbau aus der EMA. In einem zweistufigen Model-Updating Prozess werden mit Hilfe der Software Optislang ausgewählte Modellparameter angepasst, um eine möglichst exakte Vorhersage des Strukturverhaltens zu realisieren. Hierzu werden das Latin-Hypercube-Sampling (LHS) sowie die Adaptive-Response-Surface-Methode (ARSM) genutzt. In der ersten Optimierungsstufe werden die Dichten und E-Moduln der Materialmodelle sowie die Steifigkeit der Federelemente für die Gummipuffer als Optimierungsgrößen ausgewählt. Die Zielfunktion bildet die Minimierung der Abweichung der MAC-Werte sowie der Lage der Eigenfrequenzen für die Moden 4-10. Die ersten drei Moden bleiben unberücksichtigt, da diese wesentlich auf der elastischen Kopplung mit dem Versuchsaufbau basieren. Auf diese Weise kann die Vergleichbarkeit und Übertragbarkeit der Ergebnisse, aufgrund der Fokussierung auf den Frequenzbereich einer möglichst freien Lagerung, vereinfacht werden. Die zweite Optimierungsstufe beinhaltet die Anpassung der Amplituden der über alle Messpunkte gemittelten Übertragungsfunktion bei den Eigenfrequenzen. Dazu werden auf Materialebene Rayleigh-Koeffizienten vergeben und das Dämpfungsverhalten der

Federelemente angepasst. Aus dem Optimierungsprozess resultiert ein äußerst valides numerisches Modell. Deutlichere Abweichung im Bezug zu den Versuchsdaten bestehen lediglich bei der Lage der Eigenfrequenzen 9 und 10 sowie hinsichtlich der Amplitude für die 7. Eigenfrequenz. Nachdem das strukturdynamische Verhalten des Gridpaneels erfolgreich charakterisiert werden konnte und ein valides numerisches Modell existiert, werden das vibroakustische Verhalten und Maßnahmen zur Beeinflussung der Schallabstrahlung untersucht. Um die Praxisrelevanz dieser Untersuchungen zu fördern, findet hierbei als Lastfall die Strukturanregung durch eine turbulente Grenzschicht (TBL) Berücksichtigung. Diese Anregungsart ist maßgeblich für den Schalleintrag in die Passagierkabine im Reiseflug verantwortlich und beschreibt ab einer Frequenz von ca. 100 Hz ein sehr breitbandiges Anregungsverhalten, welches zu höheren Frequenzen langsam abnimmt. Die Implementierung dieser Anregung in der Simulation basiert auf Knotenlasten, die der Druckverteilung einer TBL äquivalent sind. Auf dieser Basis werden für das zuvor validierte numerische Modell die resultierenden Schnelleverteilungen bei einer TBL-Anregung für den Frequenzbereich bis 500 Hz mit einer Frequenzauflösung von 0,625 Hz ermittelt. Um auch experimentelle Untersuchungen durchführen zu können, wird anschließend über ein Lautsprecherarray versucht, diese Schnelleverteilung im Versuch zu synthetisieren. Dazu werden die Übertragungsfunktionen der Quellen auf ausgewählte Messpunkte sowie die ermittelten Schnellen aus der Simulation für diese genutzt. Für den Vergleich zwischen vorgegebener Schnelleverteilung aus der Simulation und der Resultierenden aus dem Versuch werden die MAC-Werte der Betriebsschwingformen sowie die Berechnung der abgestrahlten Schallleistung mittels des Rayleigh-Integrals genutzt. Sie zeigen in ausgewählten Frequenzbereichen teilweise sehr gute Übereinstimmungen. Für die meisten Frequenzlinien können jedoch maßgebliche Abweichungen festgestellt werden, die auf einen ungeeigneten Versuchsaufbau hindeuten. Für einen Abgleich zwischen Simulation und Versuch existieren jedoch genügend über den Frequenzbereich verteilte Frequenzlinien, so dass mit der Analyse der Schallabstrahlung und der Untersuchung passiver Dämpfungsmaßnahmen fortgefahren wird. Für die Einordnung des vibroakustischen Verhaltens des Gridpaneels findet ein Vergleich mit zwei konventionellen Plattenstrukturen statt. Die erste Struktur beschreibt die Haut des Gridpaneels ohne Rippen und die zweite Struktur besitzt eine dem Gridpaneel äquivalente Masse. Für alle Strukturen wird der abgestrahlte Schallleistungspegel, die effektive mittlere Schnelle sowie der Abstrahlgrad bei einer TBL-Anregung unter identischen Randbedingungen bis zu einer Frequenz von 500 Hz in der FEM bestimmt. Ein direkter Vergleich zeigt, dass das Gridpaneel bezüglich der massenäquivalenten Struktur deutlich stärker Schall abstrahlt. Dieses Verhalten kann auf den, im Vergleich zu den konventionellen Plattenstrukturen, bereits in niedrigen Frequenzbereichen erheblich gesteigerten Abstrahlgrad zurückgeführt werden. Im Vergleich zur Platte die ausschließlich die Haut darstellt, strahlt das Gridpaneel bis auf die direkten Frequenzbereiche der Eigenfrequenzen 7-10 weniger Schall ab. Dies liegt vor allem an dem deutlich höheren Niveau der mittleren Schnelle der Plattenstruktur, die auf die geringe Plattendicke zurückgeführt werden kann. Zusammenfassend lässt sich feststellen, dass die Rippenstruktur des Gridpaneels dazu führt, dass weniger Eigenmoden niedrigerer Ordnung im selben Frequenzbereich auftreten, die eine sehr hohe Abstrahleffizienz aufweisen. Im Letzten Teil dieser Arbeit werden die Potentiale ausgewählter passiver Dämpfungsmaßnahmen zur Reduktion der abgestrahlten Schallleistung bei einer TBL-Anregung eingeordnet. Dazu wird die Dämpfungsfolie 2552 von 3M als constrained-layer-damping (CLD) Maßnahme sowie die Einflussmöglichkeiten des akustischen Faservlieses TC1803 von 3M und des Basotect G+ Schaums von BASF im Experiment evaluiert. Für die Untersuchung der CLDs werden acht unterschiedliche Flächenbele-

gungen des Gridpaneels ausgeführt, die aus Berechnungen in ANSYS für die modale Dehnungsenergie (MSE) der Moden 4-10 abgeleitet sind. Ziel ist es, die Bereiche mit den jeweils höchsten kumulierten Dehnungsintensitäten nacheinander mit CLDs zu bekleben. Die Auswertung der Pegeldifferenzen im Vergleich zu dem Schalleistungspegel des Gridpaneels ohne CLD-Applikation und in Relation zu den Massesteigerungen zeigt, dass eine masseneffiziente Strukturbedämpfung nur mit einer Belegung der Rippen beziehungsweise vereinzelter Hautfelder zu realisieren wäre. Hierzu sind jedoch weiterführende Untersuchungen mit einem an die Strukturverhältnisse angepasstem Aufbau der CLDs zur Erzielung gesteigerter Dämpfungsgrade notwendig. Insgesamt zeigen die Untersuchungen, dass unter den gegebenen Randbedingungen eine Bedämpfung der Struktur mit CLDs nicht zu empfehlen wäre. Die Pegelsenkungen in bestimmten Terzbändern betragen lediglich bis zu 3 dB, wobei in anderen Terzbändern Pegelsteigerungen zu beobachten sind. Somit ist das Potential zur Schallpegelreduktion der Dämpfungsfolie in dem betrachteten Frequenzbereich global gesehen sehr gering. Zusätzlich zu den Versuchen, wird für die vollflächige Belegung des Gridpaneels das bereits bestehende numerische Modell angepasst und über einen weiteren Model-Updating-Schritt validiert. Hierbei wurde auf ein stark vereinfachtes Modell zur Beschreibung des viskoelastischen Materialverhaltens zurückgegriffen. Ein Vergleich der Pegelsenkungen zeigt jedoch sehr gute Übereinstimmungen bis zu einer Frequenz von 430 Hz. Es bleibt jedoch zu untersuchen, inwiefern das Dämpfungsverhalten ausreichend genau abgebildet werden konnte. Zuletzt sollte eine Evaluation des Faservlieses und des Schaums bei einer TBL-Anregung im Experiment stattfinden. Dabei wird jedoch festgestellt, dass der Versuchsaufbau nicht geeignet ist, um den Schalleistungspegel mit einer Schallintensitätsmesssonde zu bestimmen. Somit können hier nur allgemeine Aussagen abgeleitet werden, die nicht in Bezug zu einer TBL-Anregung gesetzt werden können. Die möglichen Schichtdicken der Dämmmaterialien sind für die Versuche auf den Bauraum des Gridpaneels von 30 mm begrenzt. Die Ergebnisse zeigen, dass unter diesen Randbedingungen keine nennenswerten Reduktionen des Schalleistungspegels durch die Applikation des Faservlieses oder Schaummaterials im Frequenzbereich bis 500 Hz beobachtet werden können.

Im Rahmen dieser Arbeit konnten wichtige Erkenntnisse hinsichtlich des vibroakustischen Verhaltens von Gridpaneelen bei einer TBL-Anregung gewonnen werden. Es gelang die strukturdynamischen Eigenschaften des Gridpaneels im Versuch eindeutig zu charakterisieren und ein valides numerisches Modell zu entwickeln. Zusätzlich wurde eine TBL-Anregung im Labor synthetisiert und in der Simulation implementiert. Dies erlaubte die ausführliche Evaluation der Potentiale von CLDs als passive Dämpfungsmaßnahme. Hinsichtlich der Darstellung einer TBL-Anregung im Labor bestehen jedoch noch deutliche Verbesserungspotentiale. Hier ist eine Modifikation des Versuchsaufbaus notwendig. Der dargestellte Versuchsaufbau ist zudem für eine Auswertung von Faser- oder Vliesmaterialien hinsichtlich ihrer Potentiale zur Schallreduktion bei einer TBL-Anregung ungeeignet. Die dargestellten Ergebnisse verdeutlichen die Problematik des masseneffizienten Einsatzes passiver Dämpfungsmaßnahmen in niedrigen Frequenzbereichen bei breitbandigen Strukturanregungen.

Aufbauend auf den gewonnenen Erkenntnissen sollten insbesondere die Möglichkeiten der Applikation von CLD-Elementen zur Strukturbedämpfung weiter fokussiert werden. Für die Beklebung der Rippen und einzelner Hautfelder ist ein hinsichtlich der Strukturverhältnisse optimierter Aufbau der CLD-Elemente notwendig. Hieraus sind abschließende Bewertungen zum Potential von CLD-Maßnahmen für eine masseneffiziente Reduktion des Schalleistungspegels möglich. Zusätzlich wäre

auch eine Anpassung des numerischen Modells mit einem geeigneteren viskoelastischen Materialmodell anzustreben. Auf diese Weise könnte ein numerisches Optimierungsverfahren genutzt werden, um möglichst effiziente CLD-Strukturen und Flächenbelegungen zu generieren. Damit auch Vlies- und Schaummaterialien hinsichtlich ihrer Dämpfungseigenschaften bei einer TBL-Anregung ausgewertet werden können, wäre zudem ein optimierter Versuchsaufbau zur Synthese einer TBL-Anregung notwendig. Hierbei sollte als Anregungsquelle auf ein Array aus Piezopatches zurückgegriffen werden, um einen Großteil des in dieser Arbeit generierten numerischen Modells weiterverwenden zu können. Neben den untersuchten passiven Dämpfungsmaßnahmen sollten zudem die Potentiale aktiver Dämpfungsmaßnahmen wie dem active-constrained-layer-damping (ACLD) untersucht und eingeordnet werden. Abschließend bleibt zudem die Übertragbarkeit der Ergebnisse auf ein Gridpaneel aus CFK zu evaluieren.

Literatur

- [1] Paul Slysh. »High Strength Composite Structure«. United States Patent 4,012,549.
- [2] V. V. Vasiliev, V. A. Barynin und A. F. Rasin. »Anisogrid lattice structures – survey of development and application«. In: *Composite Structures* 54.2 (2001), S. 361–370.
- [3] V. V. Vasiliev und A. F. Rasin. »Anisogrid composite lattice structures for spacecraft and aircraft applications«. In: *Composite Structures* 76.1-2 (2006), S. 182–189.
- [4] V. V. Vasiliev, V. A. Barynin und A. F. Rasin. »Anisogrid composite lattice structures – Development and aerospace applications«. In: *Composite Structures* 94.3 (2012), S. 1117–1127.
- [5] Valery Vasiliev, Alexander Rasin und Viktor Nikityuk. »Development of Geodesic Composite Fuselage Structure«. In: *International Review of Aerospace Engineering (IREASE)* 7.2 (2014).
- [6] Steffen Niemann *et al.* »The use of topology optimisation in the conceptual design of next generation lattice composite aircraft fuselage structures«. In: *The Aeronautical Journal* 117.1197 (2013), S. 1139–1154.
- [7] Michael L. Drake *et al.* »Integral acoustic control system for composite isogrid structures«. In: Hrsg. von Nesbitt W. Hagood und Gareth J. Knowles. SPIE Proceedings. SPIE, 1993, S. 623–633.
- [8] R. Cordero und M. Aversano. »Lattice composite structure development for small aircraft«. In: *ECCM16 - 16th European Conference on Composite Materials, Seville, Spain, 22-26 June 2014*.
- [9] Franziska Elisabeth Machtans und Oliver Unruh. *Simulation des vibroakustischen Verhaltens von Gridstrukturen. DLR-Interner Bericht. DLR-IB 131-2015/56, 61 S. <http://elib.dlr.de/98443/>. 2015.*
- [10] Anders Brandt. *Noise and Vibration Analysis*. Chichester, UK: John Wiley & Sons, Ltd, 2011.
- [11] M. Sinapius. *Experimentelle Modalanalyse, SS 2016, Vorlesungsskript, TU Braunschweig*. 2016.
- [12] Hans Günther Natke. *Einführung in Theorie und Praxis der Zeitreihen- und Modalanalyse: Identifikation schwingungsfähiger elastomechanischer Systeme*. 3., überarbeitete Auflage. Grundlagen und Fortschritte der Ingenieurwissenschaften / Fundamentals and Advances in the Engineering Sciences. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag und Imprint, 1992.
- [13] Bart Peeters *et al.* »The PolyMAX Frequency-Domain Method: A New Standard for Modal Parameter Estimation?« In: *Shock and Vibration* 11.3-4 (2004), S. 395–409.
- [14] M. I. Friswell und J. E. Mottershead. *Finite Element Model Updating in Structural Dynamics*. Bd. 38. Solid Mechanics and its Applications. Dordrecht: Springer Netherlands, 1995.
- [15] Tshilidzi Marwala. *Finite-element-model Updating Using Computational Intelligence Techniques: Applications to Structural Dynamics*. London: Springer-Verlag London, 2010.
- [16] G. Gary Wang. »Adaptive Response Surface Method Using Inherited Latin Hypercube Design Points«. In: *Journal of Mechanical Design* 125.2 (2003), S. 210.

- [17] Amit Kumar Rathi und Arunasis Chakraborty. »Adaptive Response Surface based FE Model Updating for Operational Modal Analysis of RC Road Bridge«. In: *4th Optimization and Stochastic Day, Bangalore, 18-19 September 2014*.
- [18] Randall J. Allemang. »The Modal Assurance Criterion – Twenty Years of Use and Abuse«. In: *Sound and Vibration* (2003), S. 14–21.
- [19] ANSYS Academic Research. »Theory Reference«. In: *Release 17.2, Help System, ANSYS, Inc.*
- [20] Michael Möser und Wolfgang Kropp. *Körperschall: Physikalische Grundlagen und technische Anwendungen*. 3., aktualisierte Aufl. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010.
- [21] Gholam R. Sinambari und Stefan Sentpali. *Ingenieurakustik: Physikalische Grundlagen und Anwendungsbeispiele*. 5., völlig überarb. u. erw. Aufl. 2014. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2014.
- [22] Michael Möser. *Technische Akustik*. 10. Aufl. VDI. Berlin u.a.: Springer Vieweg, 2015.
- [23] Oliver Unruh. *Schallabstrahlcharakteristik von Platten mit inhomogener Dämpfung und komplexen Schwingungseigenformen. Dissertation. DLR-Forschungsbericht. DLR-FB 2015-34, 233 S. <http://elib.dlr.de/99284/>. 2015.*
- [24] Helmut V. Fuchs. *Raum-Akustik und Lärm-Minderung: Konzepte mit innovativen Schallabsorbent und -dämpfern*. 4. Auflage. VDI-Buch. 2017.
- [25] Peter Zeller. *Handbuch Fahrzeugakustik: Grundlagen, Auslegung, Berechnung, Versuch*. 2., überarbeitete Auflage. ATZ / MTZ-Fachbuch. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag, 2012.
- [26] Edward M. Kerwin. »Damping of Flexural Waves by a Constrained Viscoelastic Layer«. In: *The Journal of the Acoustical Society of America* 31.7 (1959), S. 952–962.
- [27] Benjamin M. Shafer. »An overview of constrained-layer damping theory and application«. In: *Proceedings of Meetings on Acoustics*. ASA, 2013, S. 065023.
- [28] David I. G. Jones. *Handbook of viscoelastic vibration damping*. Chichester: Wiley, 2001.
- [29] 3M. *Viscoelastic Damping Polymers, 110- 112- 130-, Technical Data*. 1999.
- [30] Samir Assaf, Mohamed Guerich und Philippe Cuvelier. »Vibration and Damping Analysis of Plates with Partially Covered Damping Layers«. In: *Acta Acustica united with Acustica* 97.4 (2011), S. 553–568.
- [31] Continental. *SCHWINGMETALL, Die Original Gummi-Metall-Verbindung von ContiTech, Produktkatalog*. 2011.
- [32] M. Sinapius. *Aktive Vibroakustik, WS 2016/2017, Vorlesungsskript, TU Braunschweig*. 2016.
- [33] D. Ribeiro *et al.* »Finite element model updating of a bowstring-arch railway bridge based on experimental modal parameters«. In: *Engineering Structures* 40 (2012), S. 413–435.
- [34] John S. Mixson und John F. Wilby. »Interior Noise«. In: *NASA Reference Publication 1258, Vol. 2, Aeroacoustics of Flight Vehicles: Theory and Practice, Volume 2: Noise Control*. Hrsg. von Harvey H. Hubbard. Bd. chap. 16. 1991.
- [35] G. M. Corcos. »Resolution of Pressure in Turbulence«. In: *The Journal of the Acoustical Society of America* 35.2 (1963), S. 192–199.

- [36] Cedric Maury, Stephen John Elliott und Paolo Gardonio. »Turbulent Boundary-Layer Simulation with an Array of Loudspeakers«. In: *AIAA Journal* 42.4 (2004), S. 706–713.
- [37] Stephen J. Elliott, Cédric Maury und Paolo Gardonio. »The synthesis of spatially correlated random pressure fields«. In: *The Journal of the Acoustical Society of America* 117.3 (2005), S. 1186–1201.
- [38] Teresa Bravo und Cédric Maury. »The experimental synthesis of random pressure fields: Methodology«. In: *The Journal of the Acoustical Society of America* 120.5 (2006), S. 2702–2711.
- [39] Cédric Maury und Teresa Bravo. »The experimental synthesis of random pressure fields: Practical feasibility«. In: *The Journal of the Acoustical Society of America* 120.5 (2006), S. 2712–2723.
- [40] Malte Misol *et al.* »Measurement, simulation and synthesis of turbulent-boundary-layer-induced vibrations of panel structures«. In: *23rd International Congress on Sound and Vibration*. Hrsg. von Konstantinos Vogiatzis *et al.* International Institute of Acoustics and Vibration (IIAV), 2016.
- [41] Teresa Bravo und Cédric Maury. »A synthesis approach for reproducing the response of aircraft panels to a turbulent boundary layer excitation«. In: *The Journal of the Acoustical Society of America* 129.1 (2011), S. 143–153.
- [42] Teresa Bravo und Cédric Maury. »The reproduction of the response of an aircraft panel to turbulent boundary layer excitations in laboratory conditions«. In: *Proceedings ICA 2010, 20th International Congress on Acoustics*. Hrsg. von Marion Burgess. Sydney: Australian Acoustical Society NSW Division, 2010.
- [43] Michael L. Drake. *AD-A209 071, Damping properties of various materials*. 1989.
- [44] 3M. *Damping Foil 2552, Technical Data*. 2001.
- [45] J.-L. Marcelin, Ph. Trompette und A. Smati. »Optimal constrained layer damping with partial coverage«. In: *Finite Elements in Analysis and Design* 12.3-4 (1992), S. 273–280.
- [46] R. Plunkett und C. T. Lee. »Length Optimization for Constrained Viscoelastic Layer Damping«. In: *The Journal of the Acoustical Society of America* 48.1B (1970), S. 150–161.
- [47] J.F.A. Madeira *et al.* »Multiobjective optimization for vibration reduction in composite plate structures using constrained layer damping«. In: *Computers & Structures* (2017).
- [48] EN ISO 266. *Normfrequenzen*. 1997-08.
- [49] DIN EN 61260-1. *Elektroakustik - Bandfilter für Oktaven und Bruchteile von Oktaven - Teil1: Anforderungen (IEC 61260-1:2014); Deutsche Fassung EN 61260-1:2014*. 2014-10.
- [50] Fei Lin. *Vibro-acoustical analysis and design of a multiple-layer constrained viscoelastic damping structure: Dissertation, Michigan Technological University*. 2010.

Abbildungsverzeichnis

2.1. Schematische Darstellung einer EMA	5
2.2. Diskretisierung einer Plattenstruktur für das Rayleigh-Integral	8
2.3. Dämpfungsverhalten eines CLD in Abhängigkeit der Schichtdicken	10
3.1. Darstellung des Aufbaus vom Gridpaneel	12
3.2. Anordnung der Messpunkte für das LSV	13
3.3. Lagerungskonzepte für die Durchführung einer EMA am Gridpaneel	14
3.4. MAC-Werte und Autoleistungsspektren für verschiedene Lagerungskonzepte	16
3.5. Ergebnisse der optimierten Versuchskonfiguration der elastischen Lagerung	18
3.6. Darstellung der Eigenmoden des Gridpaneels bis 500 Hz für die elastische Lagerung .	19
3.7. CAD-Modellierung des Gridpaneels mit unterschiedlichen Detaillierungsgraden	20
3.8. Vergleich des Frequenzganges der gemittelten Übertragungsfunktion von EMA und FEM	24
4.1. Referenzknoten für die Imitation der Druckverteilung einer turbulenten Grenzschicht mittels komplexer Knotenlasten	26
4.2. Darstellung des Versuchsaufbaus zur TBL-Synthese	27
4.3. Singulärwertzerlegung von $H_{kl}(\omega)$ über die Frequenz normiert auf Eins	28
4.4. TBL-Signale für die Lautsprecher des Lautsprecherarrays	29
4.5. Vergleich der abgestrahlten Schalleistung des Gridpaneels bei einer TBL-Anregung für Simulation und Experiment	30
5.1. Vergleich der Schalleistungspegel zwischen einer Messung und der Berechnung mittels Rayleigh-Integral	32
5.2. Analyse der charakteristischen akustischen Eigenschaften des Gridpaneels im Vergleich zu einfachen Plattenstrukturen bei einer TBL-Anregung	33
5.3. Darstellung der kumulierten Dehnungsintensitäten für die Moden 4-10 des Gridpaneels	37
5.4. Darstellung der Flächenbelegungen des Gridpaneels mit Dämpfungsfolie	38
5.5. Vergleich der Pegeländerung für die einzelnen CLD-Konfigurationen	41
5.6. Einfluss der CLD-Konfigurationen auf den Abstrahlgrad und die effektive mittlere Schnelle	42
5.7. Vergleich des effektiven mittleren Schnelleverlauf ausgewählter CLD-Konfigurationen	43
5.8. Numerische Modellierung der CLD 5-4 Konfiguration	45
5.9. Ergebnisse der Simulation der Einflusses der CLD 5-4 Konfiguration	46
5.10. Vergleich des Schalleistungspegels bei einer TBL-Anregung zwischen Rayleigh-Integral und Schallintensitätsmessung	47
5.11. Applikation und Auswertung der Dämpfungseigenschaften von Schaum- und Vliesmaterialien	48

Tabellenverzeichnis

3.1. Intervallgrenzen der Optimierungsgrößen für die erste Optimierungsstufe	22
3.2. Vergleich der Eigenfrequenzen und -formen zwischen FEM und EMA	22
3.3. Intervallgrenzen der Optimierungsgrößen für die zweite Optimierungsstufe	24
5.1. Grenz- und Bandmittenfrequenzen in Anlehnung an DIN EN 61260-1 für die Band- breitenkennzahl 1/3	39
5.2. Intervallgrenzen der Optimierungsgrößen für die Anpassung des CLD-Modells	45

A Erläuterungen zu verwendeten MATLAB- und ANSYS-Skripten

A.1 Durchführung der Synthese einer TBL-Anregung in ANSYS und MATLAB

A.1.1 Implementierung einer TBL-Anregung in ANSYS

Um in ANSYS für ein FE-Modell eine TBL-Anregung zu implementieren, gilt es zunächst für ein definiertes Knotengitter die komplexen Knotenlasten zu berechnen, die der Druckverteilung einer turbulenten Grenzschicht entsprechen (s. Kap. 4.1 und Kap. 4.2.1). Wichtig ist hierbei, dass für jede Frequenzlinie, die in der Simulation berücksichtigt werden soll, entsprechende Werte vorliegen. Der folgend beschriebene Ablauf kann ansonsten dazu führen, dass ANSYS für eine nicht vorliegende Frequenzlinie die Knotenlasten interpoliert. Es müssen nach diesem Schritt vier Dateien existieren, die in ANSYS weiterverarbeitet werden. Die erste Datei *NodeID_X_Y_Z_TBLMesh.txt* beschreibt das Knotengitter, für das die Knotenlasten zur Darstellung der TBL-Anregung berechnet wurden. Die Datei ist so aufgebaut, dass jede Zeile für einen Knoten die Knoten-ID sowie dessen x-, y-, und z-Koordinaten enthält. Die Datei für diese Arbeit besteht somit aus 1271 Zeilen mit Knoten zwischen $x=-400$ mm bis $x=+400$ mm und $y=-300$ mm bis $y=+300$ mm. Die zweite erforderliche Datei *Frequency.txt* enthält eine Auflistung der Frequenzlinien, für die die Knotenlasten ermittelt wurden. Jede Zeile repräsentiert dabei eine Frequenzlinie, so dass die Datei 801 Einträge besitzt. Der erste Eintrag ist 0 Hz gefolgt von Einträgen mit einer Schrittweite von 0,625 Hz bis zum letzten Eintrag mit 500 Hz. Die letzten beiden Dateien *P_imag.txt* und *P_real.txt* listen die berechneten Knotenlasten in Real- und Imaginärteil auf. Die Dateien bestehen aus 1271 Zeilen, welche die Knoten in der Reihenfolge aus der Datei *NodeID_X_Y_Z_TBLMesh.txt* repräsentieren, und 801 Spalten, die die jeweilige Frequenzlinie beschreiben.

In einem ersten Schritt werden anschließend die erzeugten komplexen Knotenlasten in ANSYS eingelesen und für jeden Knoten eine Tabelle mit den Realteilen der Knotenlasten *fz_%NodeID%* und eine Tabelle mit den Imaginärteilen der Knotenlasten *fzi_%NodeID%* erzeugt.

```
NumOfNodes = 1271 ! Number of Nodes in the source data
```

```
NumOfFreq = 801 ! Number of Frequencysteps in the source data
```

```
! Read the real-parts of the nodal forces for the Frequencysteps and  
the total amount of Nodes to be considered
```

```
*dim , P_real , array , NumofNodes , NumOfFreq , 1
```

```
*vread , P_real(1,1) , P_real , txt , , KJI , 1 , NumOfFreq , NumOfNodes  
(801e17.7 , )
```

```
! Read the imaginary-parts of the nodal forces
```

```
*dim , P_imag , array , NumofNodes , NumOfFreq , 1
```

```
*vread , P_imag(1,1) , P_imag , txt , , KJI , 1 , NumOfFreq , NumOfNodes  
(801e17.7 , )
```

```

! Read the Frequencysteps of the source data
*dim , Freq , array , NumOfFreq , 1
*vread , Freq ( 1 , 1 ) , Frequency , txt ! , , KJI , 1 , 1 , NumOfFreq
(e16.7)

```

```

! Create Nodal Load Tables for the imaginary- and the real-parts for
the Nodes

```

```

*do , k , 1 , NumOfNodes

```

```

! Define Tables

```

```

*DIM , fz_%k% , TABLE , NumOfFreq , 1 , 1 , FREQ

```

```

*DIM , fzi_%k% , TABLE , NumOfFreq , 1 , 1 , FREQ

```

```

! Frequency Values

```

```

! Define Tablecontent

```

```

*do , i , 1 , NumOfFreq

```

```

    fz_%k%( i , 0 , 1 ) = Freq ( i , 1 )

```

```

    fz_%k%( i , 1 , 1 ) = P_real ( k , i )

```

```

    fzi_%k%( i , 0 , 1 ) = Freq ( i , 1 )

```

```

    fzi_%k%( i , 1 , 1 ) = P_imag ( k , i )

```

```

*enddo

```

```

*enddo

```

Anschließend muss in ANSYS die Fläche mit den FE-Knoten, die für eine Zuweisung der Knotenlasten genutzt werden sollen, als Komponente *OberflaecheHautHinten* benannt werden. Für jeden der 1271 Knoten wird anschließend der Knoten in dieser Komponente gesucht, dessen Koordinaten am ehesten dem Referenzknoten aus dem Knotengitter *NodeID_X_Y_Z_TBLMesh.txt* entspricht. Daher muss die Fläche in ANSYS fein genug vernetzt sein, um einen zu großen Fehler zu vermeiden.

```

! Apply Nodal Loads

```

```

! Select correlating Nodes in the FEM-Mesh to the Node-Mesh used in
the source data

```

```

! Read in the Node-Mesh of the source data

```

```

*dim , XYZ_TBL , array , NumOfNodes , 4

```



```

*vread ,XYZ_TBL(1,1) ,NodeID_X_Y_Z_TBLMesh,txt , ,KJI,1,4 ,NumOfNodes
(f15.6 ,f15.6 ,f15.6 ,f15.6)

! Select the Nodal-Component which should be used to search for the
correlating nodes
cmsel ,s ,OberflaecheHautHinten ,node

! Search for the correlating Nodes and save the Node-Ids
*dim ,KorrNodes_FEM_TBL ,array ,NumOfNodes

*do ,i ,1 ,NumOfNodes
    KorrNodes_FEM_TBL(i,1) = node ( XYZ_TBL(i,2) ,XYZ_TBL(i,3) ,
    XYZ_TBL(i,4) )
*enddo

!Apply Forces from the Nodal Load Tables to the correlating Nodes
*do ,k ,1 ,NumOfNodes

    num=chrval(k)
    tmp=strcat('fz_' ,num)
    tmp2=strcat('fzi_' ,num)

    descr1=strcat(strcat('%' ,tmp) ,'%')
    descr2=strcat(strcat('%' ,tmp2) ,'%')

    F ,KorrNodes_FEM_TBL(k,1) ,FZ ,descr1 ,descr2

*enddo

! Reselect all Nodes to continue with solving
nset ,all

```

Auf diese Weise konnten die berechneten Knotenlasten für die TBL-Anregung auf das FE-Netz übertragen werden. Folgend kann eine harmonische Analyse für die berücksichtigten Frequenzlinien genutzt werden, um das dynamische Verhalten der Struktur zu untersuchen.

A.1.2 Berechnung des TBL-Signals für das Lautsprecherarray in MATLAB

In einem ersten Schritt gilt es für die Messpunkte des Messgitters (s. Abb. 3.2) die Schnelleverteilung aus der FEM für eine TBL-Anregung zu exportieren. Zu diesem Zweck wird eine Datei *NodeID_X_Y_Z_MeshEXP.txt* genutzt. Diese Datei enthält 285 Zeilen für die Knoten und 4 Spalten,

die die Node-ID sowie die x-, y- und z-Koordinaten des Messgitters enthalten. In der FEM müssen die Flächen zu einer Komponente *OberflaecheHautVorne* zusammengefasst werden, die zur Suche nach korrelierenden Knoten für das Messgitter verwendet werden sollen. Anschließend wird für jeden Knoten des Messgitters der korrelierende Knoten im FE-Netz gesucht.

```
resume  
/post1
```

```
NumOfNodes=285 !
```

```
! Select correlating Nodes in the FEM-Mesh to the Node-Mesh used in  
the source data
```

```
! Read in the Node-Mesh of the source data
```

```
*dim,XYZ_EMA,array,NumOfNodes,4
```

```
*vread,XYZ_EMA(1,1),NodeID_X_Y_Z_MeshEXP,txt,,KJI,1,4,NumOfNodes  
(f15.6,f15.6,f15.6,f15.6)
```

```
! Select the Nodal-Component which should be used to search for the  
correlating nodes
```

```
cmisel,s,OberflaecheHautVorne,node
```

```
! Search for the correlating Nodes and save the Node-Ids
```

```
*dim,KorrNodes_FEM_EMA,array,NumOfNodes
```

```
*do,i,1,NumOfNodes
```

```
    KorrNodes_FEM_EMA(i,1) = node ( XYZ_EMA(i,2),XYZ_EMA(i,3),  
                                  XYZ_EMA(i,4) )
```

```
*enddo
```

```
*dim,NodalInfo,array,NumOfNodes,4
```

```
*do,i,1,NumOfNodes
```

```
    NodalInfo(i,1)=KorrNodes_FEM_EMA(i,1)
```

```
        *get,locx,node,NodalInfo(i,1),loc,x
```

```
        *get,locy,node,NodalInfo(i,1),loc,y
```

```
        *get,locz,node,NodalInfo(i,1),loc,z
```

```
        NodalInfo(i,2)=locx
```

```
        NodalInfo(i,3)=locy
```

```
        NodalInfo(i,4)=locz
```

```
*enddo
```

Daran anschließend wird für jeden der 285 Knoten und jede Frequenzlinie die Verformung in z-Richtung in Real- und Imaginärteil ermittelt. Abschließend werden zur weiteren Verarbeitung in MATLAB vier Dateien bereitgestellt. Die Datei *frf_uz_freq_real.txt* enthält die Realteile der Verformungen für die Knoten (Zeilen) und die Frequenzlinien (Spalten) und die Datei *frf_uz_freq_imag.txt* entsprechend die Imaginärteile. Zusätzlich werden die Dateien *frf_freq.txt* und *NodalInfo.txt* erzeugt, die die Frequenzlinien sowie die Knoteninformationen auflisten.

```
*get , NumOfSets , active , 0 , set , nset , last , 1 ! Number of Sets in Loadstep
1
NumOfSubsteps=NumOfSets/2

*dim , UZ_real , array , numofnodes , NumOfSubsteps
*dim , UZ_imag , array , numofnodes , NumOfSubsteps
*dim , FRQ , array , 1 , NumOfSubsteps

*do , j , 1 , NumOfSubsteps
    set , 1 , j , , real !Export Realpart
        *do , i , 1 , numofnodes
            *get , UZ_real ( i , j ) , node , KorrNodes_FEM_EMA ( i , 1 )
                , u , z
        *enddo
*enddo

*do , j , 1 , NumOfSubsteps
    set , 1 , j , , imag !Export Imaginarypart
        *do , i , 1 , numofnodes
            *get , UZ_imag ( i , j ) , node , KorrNodes_FEM_EMA ( i , 1 )
                , u , z
        *enddo
    *get , FRQ ( 1 , j ) , FREQUENCY
*enddo

*MWRITE , UZ_real ( 1 , 1 ) , frf_uz_freq_real , txt
( 800 e14 . 5 , )

*MWRITE , UZ_imag ( 1 , 1 ) , frf_uz_freq_imag , txt
( 800 e14 . 5 , )

*MWRITE , FRQ ( 1 , 1 ) , frf_freq , txt
( 800 f9 . 3 )

*MWRITE , NodalInfo ( 1 , 1 ) , NodalInfo , txt
( 4 f16 . 5 )
```

Zusätzlich zu den Informationen über das strukturdynamische Verhalten des Gridpaneels bei einer TBL-Anregung aus der FEM, werden die im Versuchsaufbau ermittelten Übertragungsfunktionen der Lautsprecher auf die Messpunkte benötigt. Diese können mittels der Software von Polytec als Universalfile exportiert werden. Aus dem Versuch stehen somit sechs Dateien *V02M125.unv* bis *V02M130.unv* zur Verfügung mit den Informationen für die Lautsprecher 1 bis 6. Mit Hilfe dieser Informationen ist es folgend in MATLAB möglich für jeden Lautsprecher ein Zeitsignal zu berechnen (*Anregungssignal_zeit*). Werden diese Zeitsignale über ein dSpace-System auf die Lautsprecher übertragen, kann die Schnelleverteilung des Gridpaneels bei einer TBL-Anregung im Labor approximiert werden (s. Kap. 4).

```

clc , clear ;

Freq_fem=textread('DATA/frf_freq.txt');

AnzMspkt = 285; %length(UZ_fem(:,1));
OmegaStp= length(Freq_fem(1,:));
AnzQuellen = 6;

%%%%%%%%%%
%
% Indexierung des Polytec-LSV beachten !!!
%
%%%%%%%%%%

%Berechnung der Schnellen
UZ_fem_real=textread('DATA/frf_uz_freq_real.txt');

UZ_fem_imag=textread('DATA/frf_uz_freq_imag.txt');

UZ_fem_complex = complex(UZ_fem_real,UZ_fem_imag);

for i=1:length(UZ_fem_complex(:,1))
    for j=1:length(UZ_fem_complex(1,:))
        V_FEM_complex(i,j)=1i*2*pi*Freq_fem(1,j)*UZ_fem_complex(i,j)
            *1e-3; % V in m/s
    end
end

% Erstellen der Uebertragungsmatrix
% [ {H11(w)} , ... , {H1j(w)} ;
%   ... ;
%   {Hi1(w)} , ... , {Hij(w)} ]

```

```

% mit i=Messpunkt & j=Anregungsquelle und Uebertragungsfunktion {Hij(
    w)} als Vektor ueber die
% Frequenzen w am Messpunkt i auf eine Anregung durch die Quelle j

%Pseudo Random 0–500 Hz Anregung, 6dB Verstaerkung am
    Leistungsverstaerker ,
%Zusaetzliche Abdichtung+Zusaetzliche Einhausung+Zusaetzlicher
    Akustischer
%Schaum an den Aussenseiten
Pfad{1}='DATA/V02M125.unv';
Pfad{2}='DATA/V02M126.unv';
Pfad{3}='DATA/V02M127.unv';
Pfad{4}='DATA/V02M128.unv';
Pfad{5}='DATA/V02M129.unv';
Pfad{6}='DATA/V02M130.unv';

for k=1:AnzQuellen

    str=Pfad{k};
    %Input of EMA
    [UffDataSets, Info, errmsg] = readuff(str, '', 58);

    for i=1:length(UffDataSets(1,:))
        Inhalt{i,1}=UffDataSets{1,i}.d1;
        Inhalt{i,2}=UffDataSets{1,i}.d2;
    end

    Suchparam='Vib Ref1 H1 Geschwindigkeit / Spannung';
    z=find(strcmp(Inhalt(:,2),Suchparam));

    for i=1:AnzMspkt
        NodalData{1,i}=UffDataSets{1,z(i,1)};
    end

    x=NodalData{1,1}.x;

    for i=1:AnzMspkt
        H1_ema{i,k}=NodalData{1,i}.measData;
    end

end
end

```

```

%Loeschen der Uebertragungsfunktionen nach 500 Hz
index=find(x==500);

for k=1:AnzQuellen
    for i=1:AnzMspkt
        H1_ema{i,k}(index+1:length(H1_ema{i,k}(:,1)))=[];
    end
end

%Erstellen des Strukturantwortvektors
% { {U1(w)} ; {U2(w)} ; ...} mit Strukturantwort {Ui(w)} als Vektor
% ueber die Frequenzen w
% am Messpunkt i

for i=1:AnzMspkt
    for k=1:OmegaStp
        U{i,1}(k,1)=V_FEM_complex(i,k);
    end
end

%Berechnen des Anregungsvektors
% [H(w)] P(w) = U(w) —> P(w) = pinv([H(w)]) U(w)
% Mit Anregung {Pj(w)} als Vektor ueber die Frequenzen fuer eine
% Anregung an der Quelle j

for w=1:OmegaStp
    for i=1:AnzMspkt
        for k=1:AnzQuellen
            H_tmp(i,k)=H1_ema{i,k}(w,1);
        end
        U_tmp(i,1)=U{i,1}(w,1);
    end

    P_tmp=H_tmp\U_tmp;

    for k=1:AnzQuellen
        P{k,1}(w,1)=P_tmp(k,1);
    end
end

```

```

%Untersuchung Singulaerwerte
Singulaerwerte (:,w)=svd(H_tmp);

Singulaerwerte2 (:,w)=Singulaerwerte (:,w)./max(Singulaerwerte (:,w))
;

end

figure
plot(x, Singulaerwerte2)

for i=1:AnzQuellen
    for k=1:OmegaStp
        P_real(i,k)=real(P{i,1}(k,1));
        P_imag(i,k)=imag(P{i,1}(k,1));
        P_complex(i,k)=P{i,1}(k,1);
    end
end

scale=0.1/2; % Skalierung um Leistungsgrenze der Lautsprecher zu
beruecksichtigen

%% Berechnen Zeitsignal
Anregungsspektrum=scale.*P_complex;

Anregungsspektrum_conj = [zeros(AnzQuellen,1) 0.5.*Anregungsspektrum
(:,1:end-1)...
Anregungsspektrum(:,end) flip(conj(0.5.*Anregungsspektrum(:,1:end
-1)),2)];

Anregungssignal_zeit = size(Anregungsspektrum_conj,2)*ifft(
Anregungsspektrum_conj,[],2,'symmetric');

```

A.2 Berechnung der abgestrahlten Schalleistung und des Abstrahlgrads in MATLAB auf Grundlage gemessener und simulierter Schnelleverteilungen

In einem ersten Schritt müssen entweder aus der FEM oder dem Versuch die Informationen bezüglich des Messgitters und der Schnelleverteilung an den Messknoten für die Frequenzlinien bekannt sein. Für den Fall, dass die Schnelleverteilung aus der FEM genutzt werden soll, können äquivalent zu dem Vorgehen in Kapitel A.1 die Verformungsinformationen in z-Richtung für die benötigten Knoten sowie die Informationen über das Knotengitter aus ANSYS exportiert werden. Anschließend werden

diese in MATLAB eingelesen.

```
clc , clear ;

Freq_fem=textread('DATA_FEM/frf_freq.txt');
UZ_fem_real=textread('DATA_FEM/frf_uz_freq_real.txt');
UZ_fem_imag=textread('DATA_FEM/frf_uz_freq_imag.txt');
NodalInfo_fem=textread('DATA_FEM/NodalInfo.txt');

UZ_fem_complex = complex(UZ_fem_real, UZ_fem_imag);

Freq=Freq_fem;

Fak=1e-3; %1e-3 wenn in mm!!, sonst 1

for i=1:length(UZ_fem_complex(:,1))
    for j=1:length(UZ_fem_complex(1,:))
        V_compl(i,j)=1i*2*pi*Freq(1,j)*UZ_fem_complex(i,j)*Fak; % V
            in m/s % MM
    end
end

xyz = NodalInfo_fem(:,2:4).*Fak;
```

Sollen hingegen Schnelleverteilungen auf Grundlage von Versuchsdaten genutzt werden, müssen diese über die Software von Polytec als Universalfile exportiert und anschließend in MATLAB eingelesen werden.

```
clc , clear ;
Pfad{1}='DATA/V02M139.unv'; Fak(1,1)=1; %TBL-Anregung, 6dB
    Verstaerkung am Leistungsverstaerker, Trigger extern TTL
```

```
AnzMspkt=285;
AnzMessungen=1;
```

```
AuswahlMessung = 1;
```

```
for k=1:AnzMessungen

    str=Pfad{k};
    %Input of EMA
    [UffDataSets, Info, errmsg] = readuff(str, '', 58);

    for i=1:length(UffDataSets(1,:))
```



```

        Inhalt{i,1}=UffDataSets{1, i}.d1;
        Inhalt{i,2}=UffDataSets{1, i}.d2;
    end

    Suchparam='Vib  Geschwindigkeit ';
    z=find(strcmp(Inhalt(:,2),Suchparam));

    for i=1:AnzMspkt
        NodalData{1,i}=UffDataSets{1,z(i,1)};
        Index_mspkt(i,1) = UffDataSets{1, z(i,1)}.rspNode;
    end

    x=NodalData{1,1}.x;

    for i=1:AnzMspkt
        V_ema{k,1}(i,:)=NodalData{1,i}.measData.*Fak(k,1);
        %%%%%%%%%!!!!!!! Faktor beachten!
    end

end

%Laden des Messgitters
load('DATA/xyz_ema.mat')
xyz=xyz;

V_compl=V_ema{1,1};

Freq=0.625:0.625:500;

```

Somit sind entweder aus der FEM oder dem Versuch Informationen zur Schnelleverteilung für die Frequenzlinien *Freq* und das Messgitter *xyz* in der Variable *V_compl* hinterlegt. Anschließend werden für ein definiertes regelmäßiges Gitter die Schnellekomponenten interpoliert und darauf aufbauend der Schallleistungspegel *L_w* mittels Rayleigh-Integral sowie der Abstrahlgrad *sigma_{db}* bestimmt (Vgl. Kap. 2.3.1). Ein Großteil dieses Skripts wurde von *Radestock*² bereitgestellt.

```

%Erstellen eines Regelmässigen Gitters
B=0.800;
H=0.600;
nodenum_x=19;%19;
nodenum_y=15;%15;
dist_x=B/(nodenum_x);

```

²Martin Radestock, Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt, Institut für Faserverbundleichtbau und Adaptronik

```

dist_y=H/(nodenum_y);

for i=1:nodenum_x
x_coord(i) = dist_x/2+(i-1)*dist_x;
end

for i=1:nodenum_y
y_coord(i) = dist_y/2+(i-1)*dist_y;
end

[X,Y]=meshgrid(x_coord , y_coord );

%plot(X,Y, '. ')

% Interpolieren der Versuchsdaten auf das regelmaessige Gitter

for f=1:length(Freq)

x_ema=xyz (: ,1) ./1000+B/2;
y_ema=xyz (: ,2) ./1000+H/2;
Vq=griddata(x_ema , y_ema , V_compl (: , f) , X , Y , 'v4 ' );

% Ausgeben des interpolierten Datensatzes

k=0;
for i=1:nodenum_y
    for j=1:nodenum_x
        k=k+1;
        V_ema_interp(k , f) = Vq(i , j);
        xyz_interp(k , 1:3)=[X(i , j) , Y(i , j) , 0];
    end
end

end

%% Berechnen der Schallabstrahlung

frq=Freq;

% Einstellungen und Parameter

% Frequenzaufloesung und -intervall
df = frq(2)-frq(1);

```

```

rho0 = 1.204; % Dichte des gasfoermigen Mediums [kg/m
    ^3]
c0 = 343; % Schallgeschw. des gasfoermigen Mediums
    [m/s]
omega = 2*pi*frq; % Kreisfrequenz [Hz]
w0 = 1e-12;
node_num = size(xyz_interp,1); % Knotenanzahl

% gesamte Flaechе (genaehert: ebene Flaechе) [m^2]:
S_ges = (max(xyz_interp(:, 1)) - min(xyz_interp(:, 1))+dist_x)*(max(
    xyz_interp(:, 2)) - min(xyz_interp(:, 2))+dist_y);

v_n_2=V_ema_interp;

% Abstandsmatrix der abstrahlenden Knoten aufbauen:
nxy = size(xyz_interp,1);
rx = repmat(xyz_interp(:,1),1,nxy) - repmat(xyz_interp(:,1)',nxy
    ,1);
ry = repmat(xyz_interp(:,2),1,nxy) - repmat(xyz_interp(:,2)',nxy
    ,1);
rz = repmat(xyz_interp(:,3),1,nxy) - repmat(xyz_interp(:,3)',nxy
    ,1);
dist = sqrt(rx.*rx + ry.*ry + rz.*rz);

%% Schallstrahlungsresistenzmatrix (Impedanzmatrix) und abgestrahlte
    Schalleistung berechnen

W_rad = zeros(1, length(frq));

k=omega./c0;

for f = 1:length(frq)
    tic;
    % Fuer eine Frequenz die Matrix erstellen
    R1=sin(dist.*k(f))./(dist.*k(f));
    for i=1:1:size(xyz_interp,1)
        R1(i,i)=1;
    end

    % Vorfaktor der Matrix ermitteln (Strahlerflaechе ist ein Quadrat
    )

```

```

    fac=omega(f).^2.*rho0.*( dist_x*dist_y )^2./(4*pi*c0);
    R=fac.*R1;
    % Berechnung der abgestrahlten Schallleistung
    W_rad(f) = real(v_n_2(:,f) ' * R * v_n_2(:,f));
end

% Abgestrahlter Schallleistungspegel:
Lw = 10*log10(W_rad/w0);

%% Berechnung des Gesamtabstrahlgrades

v_eff_n=(abs(v_n_2).^2)./2;% sqrt(2);

v_gemittelt = sum((v_eff_n.*( dist_x*dist_y)),1)./S_ges; %Effektivwert
    des mittleren Schnellequadrats

v0 = 5e-8;
V_aver_db = 10*log10(v_gemittelt./(v0^2));

W_0=(rho0*c0*S_ges).*v_gemittelt;

sigma=W_rad./W_0;

sigma_db=10*log10(sigma);

```

A.3 Berechnung der Dehnungsenergie und kumulierten Dehnungsintensität zur Platzierung von CLDs in ANSYS

Das folgende Skript berechnet die notwendigen Kenngrößen in ANSYS, die in Kapitel 5.2.1 benötigt werden, um geeignete CLD-Konfigurationen zu ermitteln. Dazu müssen im FE-Modell für die Volumenkörper der Haut eine Komponente *VolumenHaut* und für die Volumenkörper der Rippen eine Komponente *VolumenRippen* erstellt werden. Nach erfolgreicher Durchführung einer Modalanalyse, können anschließend die modalen Dehnungsenergien sowie die kumulierten Dehnungsintensitäten bestimmt werden.

```

resume
/post1

```

```

NumOfSubsteps=7 ! Anzahl zu beruecksichtigender Moden

```

```

!Auswahl der zu beruecksichtigenden Moden
*dim , Substp , array , NumOfSubsteps

```

```

SubStp(1)=7
SubStp(2)=8
SubStp(3)=9
SubStp(4)=10
SubStp(5)=11
SubStp(6)=12
SubStp(7)=13

```

```

! Auswahl der FE-Elemente die einbezogen werden sollen
cmsel , s , VolumenHaut , elem
cmsel , a , VolumenRippen , elem

```

```

*do , step , 1 , NumOfSubsteps

```

```

    set , 1 , SubStp( step )
    AVPRIN , 0 ,
    ETABLE , mode%step%VOL , VOLU ,
    AVPRIN , 0 , ,
    ETABLE , mode%step%SE , SENE ,
    SEXP , mode%step%INT , mode%step%VOL , mode%step%SE , -1 , 1 ,

```

```

    esort , etab , Mode%step%Int
    *get , Mode%step%Int_max , sort , 0 , max
    *get , Mode%step%Int_max_el , sort , 0 , imax
    *get , Mode%step%Int_min , sort , 0 , min
    *get , Mode%step%Int_min_el , sort , 0 , imin
    eusort

```

```

    scale=1/Mode%step%Int_max

```

```

    SMULT , mode%step%NRM , mode%step%INT , , scale

```

```

! *get , NumElem , ELEM , 0 , count
! *dim , ElemArray , array , NumElem , 1

```

```

! Folgende Skriptbereiche wurden der aufgefuehrten
! Quelle entnommen:

```

```

! http://atomicules.co.uk/2016/01/15/Calculating-
! average-bearing-pressure-on-faces-in-ANSYS.html

```

```

! Get the maximum element number. We already defined
! this above , but we'll redefine for completeness

```

```

*get , maxelem , elem , , num , max

! Create two-column array to store results , bigger
  than needed because of the way data will be copied
  to it
*dim , earray%step% , array , maxelem , 5

! Create a mask , used to filter data we put into the
  array
*dim , eselmask%step% , array , maxelem

! Need to fill in the mask with zeroes and ones . Ones
  for data we want , zeroes for data we don't want
! Generate the mask from the selected elements
! This will actually fill with -1s (unselected
  elements) , 0s (undefined) and 1s (selected)
*vget , eselmask%step%(1,1) , elem , , esel

! Change the -1s to 1 and the 0s to 1s using the Not
  function ; Values less than 0 become 1 , values
  greater become 0
*vfun , eselmask%step%(1,1) , not , eselmask

! And again to invert so correct
*vfun , eselmask%step%(1,1) , not , eselmask

! Apply the mask so we only pull in data for the
  elements we want
*vmask , eselmask%step%(1)

! Get the area data from the element table to the
  first column of the array
*vget , earray%step%(1,2) , elem , 1 , etab , mode%step%VOL

*vmask , eselmask%step%(1)
*vget , earray%step%(1,3) , elem , 1 , etab , mode%step%SE

*vmask , eselmask%step%(1)
*vget , earray%step%(1,4) , elem , 1 , etab , mode%step%INT

*vmask , eselmask%step%(1)
*vget , earray%step%(1,5) , elem , 1 , etab , mode%step%NRM

```

```

*do , i , 1 , maxelem
    *set , earray%step%(i , 1) , i
*enddo

! Calculate total volume
*vscfun , VolTotal%step%,sum , earray%step%(1,2)
*vscfun , SETotal%step%,sum , earray%step%(1,3)

! VolTotal represents a total area of (600*800)mm2
! If 20% should be covered Then VolTarget = 0.2*VolTotal

! Re-ordering earray in ascending order compared to mode1NRM
*moper , test%step%,earray%step%,sort , earray%step%(1,5)

*dim , index%step%,array , maxelem

NumOfDivisions = 9

*dim , indexSE%step%,array , NumOfDivisions
*dim , indexVOL%step%,array , NumOfDivisions

*dim , StepsIndex%step%,array , NumOfDivisions

StepsIndex%step%(1)=0.1
StepsIndex%step%(2)=0.2
StepsIndex%step%(3)=0.3
StepsIndex%step%(4)=0.4
StepsIndex%step%(5)=0.5
StepsIndex%step%(6)=0.6
StepsIndex%step%(7)=0.7
StepsIndex%step%(8)=0.8
StepsIndex%step%(9)=0.9

sum_se%step% = 0
sum_vol%step% = 0
k1%step%=1
k2%step%=1

*do , i , 1 , maxelem
    *set , index%step%(i) , maxelem-i+1

```

```

sum_se%step%=sum_se%step%+earray%step%(index%step%(i)
,3)
sum_vol%step%=sum_vol%step%+earray%step%(index%step%(
i),2)

```

```

percSE%step% = sum_se%step% / SETotal%step%
percVOL%step% = sum_vol%step% / VOLTtotal%step%

```

```

*IF , k1%step%,LE, NumOfDivisions ,THEN
*do , j , k1%step%,NumOfDivisions
    *IF , percSE%step%,GE, StepsIndex%step%(j) , Then
        indexSE%step%(j)=index%step%(i)
        k1%step%=k1%step%+1
    *ENDIF
*enddo
*ENDIF

```

```

*IF , k2%step%,LE, NumOfDivisions ,THEN
*do , j , k2%step%,NumOfDivisions
    *IF , percVOL%step%,GE, StepsIndex%step%(j) , Then
        indexVOL%step%(j)=index%step%(i)
        k2%step%=k2%step%+1
    *ENDIF
*enddo
*ENDIF

```

```

*enddo

```

```

*dim , LimValSE%step%,array , NumOfDivisions
*dim , LimValVOL%step%,array , NumOfDivisions

```

```

*do , i , 1 , NumOfDivisions
    *set , LimValSE%step%(i , 1) , earray%step%(indexSE%step%(i)
,5)
    *set , LimValVOL%step%(i , 1) , earray%step%(indexVOL%step
%(i) ,5)

```

```

*enddo

```

```

*enddo

```

```

!Auswahl der Mode die geplottet werden soll
step=7

```



```

! Darstellung der Mode in Abhhaengigkeit der Volumen- oder
  Dehnungsenergiegrenzwerte
PLETAB,MODE%step%NRM,NOAV
!/CVAL,1,LIMValse%step%(8),LIMValse%step%(7),LIMValse%step%(6),
  LIMValse%step%(5),LIMValse%step%(4),LIMValse%step%(3),LIMValse%
  step%(2),LIMValse%step%(1)
/CVAL,1,LIMVALVOL%step%(8),LIMVALVOL%step%(7),LIMVALVOL%step%(6),
  LIMVALVOL%step%(5),LIMVALVOL%step%(4),LIMVALVOL%step%(3),LIMVALVOL
  %step%(2),LIMVALVOL%step%(1)
/DSCALE,1,OFF
/REPLOT

```

```

! Ermittlung der kumulierten Dehnungsintensitaet
*dim,weightSteps,array,NumOfSubsteps

```

```

! Gewichtung der Moden

```

```

weightSteps(1)=1
weightSteps(2)=1
weightSteps(3)=1
weightSteps(4)=1
weightSteps(5)=1
weightSteps(6)=1
weightSteps(7)=1

```

```

*vscfun,TotalWeight,sum,weightSteps(1)

```

```

*dim,scaleWeight,array,NumOfSubsteps

```

```

*VOPER,scaleWeight,weightSteps,DIV,TotalWeight

```

```

step=8

```

```

! Calculate Most effective Elements

```

```

*do,step2,1,NumOfSubsteps
  scale = 1/SETotal%step2%
  SMULT,mode%step2%SN,mode%step2%SE,,scale
*enddo

```

```

SADD, Mode%step%NRM, MODE1NRM, MODE2NRM, weightSteps (1) , weightSteps (2)
SADD, Mode%step%SE, MODE1SN, MODE2SN, weightSteps (1) , weightSteps (2)
!SADD, Mode%step%INT , MODE1INT , MODE2INT , weightSteps (1) , weightSteps (2)

```

```

*do , step2 , 3 , NumOfSubsteps
    SADD, Mode%step%NRM, Mode%step%NRM, mode%step2%NRM, 1 , weightSteps
        ( step2 )
    SADD, Mode%step%SE, Mode%step%SE, mode%step2%SN, 1 , weightSteps (
        step2 )
!    SADD, Mode%step%INT , Mode%step%INT , mode%step2%INT , 1 , weightSteps
        ( step2 )
*enddo
AVPRIN, 0 ,
ETABLE, mode%step%VOL, VOLU,

```

```

esort , etab , Mode%step%NRM
*get , Mode%step%NRM_max, sort , 0 , max
*get , Mode%step%NRM_max_el, sort , 0 , imax
*get , Mode%step%NRM_min, sort , 0 , min
*get , Mode%step%NRM_min_el, sort , 0 , imin
eusort

```

```

scale=1/Mode%step%NRM_max

```

```

SMULT, mode%step%NRM, mode%step%NRM, , scale

```

```

!*get , NumElem , ELEM, 0 , count
!*dim , ElemArray , array , NumElem, 1

```

```

! Folgende Skriptbereiche wurden der aufgefuehrten Quelle
entnommen:

```

```

! http://atomicules.co.uk/2016/01/15/Calculating-average-bearing-pressure-on-faces-in-ANSYS.html

```

```

! Get the maximum element number. We already defined this
above, but we'll redefine for completeness

```

```

*get , maxelem , elem , , num, max

```

```

! Create two-column array to store results , bigger than
  needed because of the way data will be copied to it
*dim , earray%step%, array , maxelem , 5

! Create a mask , used to filter data we put into the array
*dim , eselmask%step%, array , maxelem

! Need to fill in the mask with zeroes and ones . Ones for
  data we want , zeroes for data we don't want
! Generate the mask from the selected elements
! This will actually fill with -1s (unselected elements) , 0s
  (undefined) and 1s (selected)
*vget , eselmask%step%(1,1) , elem , , esel

! Change the -1s to 1 and the 0s to 1s using the Not function
  ; Values less than 0 become 1 , values greater become 0
*vfun , eselmask%step%(1,1) , not , eselmask

! And again to invert so correct
*vfun , eselmask%step%(1,1) , not , eselmask

! Apply the mask so we only pull in data for the elements we
  want
*vmask , eselmask%step%(1)

! Get the area data from the element table to the first
  column of the array
*vget , earray%step%(1,2) , elem , 1 , etab , mode%step%VOL

*vmask , eselmask%step%(1)
*vget , earray%step%(1,3) , elem , 1 , etab , mode%step%SE

!*vmask , eselmask%step%(1)
!*vget , earray%step%(1,4) , elem , 1 , etab , mode%step%INT

*vmask , eselmask%step%(1)
*vget , earray%step%(1,5) , elem , 1 , etab , mode%step%NRM

*do , i , 1 , maxelem
  *set , earray%step%(i , 1) , i
*enddo

```

```

! Calculate total volume
*vscfun , VolTotal%step%,sum , earray%step%(1,2)
*vscfun , SETotal%step%,sum , earray%step%(1,3)

! VolTotal represents a total area of (600*800)mm2
! If 20% should be covered Then VolTarget = 0.2*VolTotal

! Re-ordering earray in ascending order compared to mode1NRM
*moper , test%step%,earray%step%,sort , earray%step%(1,5)

*dim , index%step%,array , maxelem

NumOfDivisions = 9

*dim , indexSE%step%,array , NumOfDivisions
*dim , indexVOL%step%,array , NumOfDivisions

*dim , StepsIndex%step%,array , NumOfDivisions

StepsIndex%step%(1)=0.1
StepsIndex%step%(2)=0.2
StepsIndex%step%(3)=0.3
StepsIndex%step%(4)=0.4
StepsIndex%step%(5)=0.5
StepsIndex%step%(6)=0.6
StepsIndex%step%(7)=0.7
StepsIndex%step%(8)=0.8
StepsIndex%step%(9)=0.9

sum_se%step% = 0
sum_vol%step% = 0
k1%step%=1
k2%step%=1

*do , i , 1 , maxelem
    *set , index%step%(i) , maxelem-i+1

    sum_se%step%=sum_se%step%+earray%step%(index%step%(i) , 3)
    sum_vol%step%=sum_vol%step%+earray%step%(index%step%(i) , 2)

    percSE%step% = sum_se%step% / SETotal%step%

```

```

percVOL%step% = sum_vol%step% / VOLTtotal%step%

*IF , k1%step%, LE , NumOfDivisions , THEN
*do , j , k1%step% , NumOfDivisions
    *IF , percSE%step% , GE , StepsIndex%step%(j) , Then
        indexSE%step%(j) = index%step%(i)
        k1%step% = k1%step% + 1
    *ENDIF
*enddo
*ENDIF

*IF , k2%step% , LE , NumOfDivisions , THEN
*do , j , k2%step% , NumOfDivisions
    *IF , percVOL%step% , GE , StepsIndex%step%(j) , Then
        indexVOL%step%(j) = index%step%(i)
        k2%step% = k2%step% + 1
    *ENDIF
*enddo
*ENDIF

*enddo

*dim , LimValSE%step% , array , NumOfDivisions
*dim , LimValVOL%step% , array , NumOfDivisions

*do , i , 1 , NumOfDivisions
    *set , LimValSE%step%(i , 1) , earray%step%(indexSE%step%(i) , 5)
    *set , LimValVOL%step%(i , 1) , earray%step%(indexVOL%step%(i) , 5)
*enddo

! Dartsellung der kumulierten Dehnungsintensitaet in Abhaengigkeit
! der Volumen- oder Dehnungsenergiegrenzwerte
PLETAB , MODE%step% , NRM , NOAV
/CVAL , 1 , LIMValse%step%(8) , LIMValse%step%(7) , LIMValse%step%(6) ,
    LIMValse%step%(5) , LIMValse%step%(4) , LIMValse%step%(3) , LIMValse%
    step%(2) , LIMValse%step%(1)
!/CVAL , 1 , LIMVALVOL%step%(8) , LIMVALVOL%step%(7) , LIMVALVOL%step%(6) ,
    LIMVALVOL%step%(5) , LIMVALVOL%step%(4) , LIMVALVOL%step%(3) , LIMVALVOL
    %step%(2) , LIMVALVOL%step%(1)
/DSCALE , 1 , OFF
/REplot

```