



DIPLOMARBEIT Master Thesis

Analyse der Modellierung von Brettsperrholzplatten zur Prognose des Schalldämm-Maßes von Baukonstruktionen

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades
eines Diplom-Ingenieurs

unter der Leitung von

Univ. Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Thomas Bednar

und

Univ. Ass. Dipl.-Ing. Maximilian Neusser

E206-2

Institut für Bauphysik und Schallschutz

eingereicht an der Technischen Universität Wien
Fakultät für Bauingenieurwesen

Von

Sebastian Zilles, BSc

Matr-Nr. 0931453

Wien, am

eigenhändige Unterschrift

EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Wien, am

.....

(Unterschrift)

STATUARY DECLARATION

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources / resources, and that I have explicitly marked all material which has been quoted either literally or by content from the used sources.

Vienna,

date

.....

(signature)

Danksagung

An dieser Stelle möchte ich allen Personen danken, die mir während des Schreibens meiner Diplomarbeit mit Rat und Tat zur Seite standen. Im Speziellen meinen Bruder Benjamin, für die Nachhilfe in Elektrotechnik und meiner Freundin Carina, vor deren Korrektur auch die Formatvorlage des Instituts nicht verschont blieb. Weiters will ich mich bei Harald dem Labormitarbeiter für seine Hilfe bei Laborprüfungen bedanken.

Für die Betreuung von universitärer Seite bedanke ich mich bei Herrn Dipl.Ing. Maximilian Neusser und Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Thomas Bednar.

Besonderer Dank gebührt meiner Family & Friends und dem biz-Team die mich die gesamte Ausbildungszeit hindurch unterstützten.

Wien, am 01.09.16

(Unterschrift des Studenten)

Zusammenfassung

In diese Masterarbeit wird die Schallübertragung in orthotropen Platten, am Beispiel von Brettsperrholz Platten behandelt.

In der Arbeit wird versucht die bestimmenden Parameter der Schallübertragung im Holz zu identifizieren und parallel am Beispiel CLT (cross-laminated timber) zu quantifizieren, wobei ein orthotropes Modell zu Grunde gelegt wird, mit folgender Abfolge.

Der erste Teil erläutert das akustische Verhalten einer orthotropen Platte und definiert in weiterer Folge parameterbestimmte Frequenzbereiche anhand einer qualitativen Schalldämmkurve.

Eine Sensitivitätsanalyse der einzelnen Parameter, welche mithilfe der Simulationssoftware INSUL durchgeführt wurden, umfasst den zweiten Teil der Arbeit und schließt mit übersichtlicher Darstellung der Ergebnisse in Form von Einzahlangaben wie z.B. dem bewerteten Schalldämmmaß (R_w) und dem Schalldämmmaß als Funktion der Frequenz (R) ab. Die Parameterbereiche der Sensitivitätsanalyse werden wie folgt eruiert. Die Streuung der einzelnen Parameter, beispielsweise durch Fertigungstoleranzen, werden mithilfe der Literatur festgelegt und durch Laborprüfungen (z.B.: Dichtemessung, Modalanalyse), an drei- bis fünf-schichtigen CLT Platten (u.a. der Firma Stora Enso) validiert. Die Untersuchung im Labor wird im dritten Teil dieser Arbeit erläutert, wobei eine generelle Aussage über die Durchführbarkeit einer dynamischen Methode, der Modalanalyse, zur Bestimmung der Steifigkeit am Brettsperrholz diesen letzten Teil abschließt.

Ziel dieser Arbeit ist die Schwankungsbreite der Festigkeitsparameter zu bestimmen und eine Auskunft darüber zu geben, ob diese Werte einen maßgeblichen Einfluss auf den Schalldämmwert haben. Darüber hinaus soll die Aussagekraft der Modalanalyse zur Bestimmung des Elastizitätsmoduls an unterschiedlichen CLT-Platten diskutiert werden. Weiters wird die Frage diskutiert: "Ist ein orthotropes Modell zur Beschreibung des Schwingverhaltens ausreichend?".

Zur Simulation wurden folgende Parameter identifiziert und isoliert betrachtet: Dicke, Dichte, Steifigkeit, Orthotropie und innere Dämpfung. Die Simulationen anhand einer 3-schichtigen 90mm dicken Brettsperrholzplatte zeigen Schwankungen des Schalldämmmaßes von bis zu +2/-4 dB aller Parameter. Eine Erhöhung der Schalldämmung einer CLT-Wand wurde durch die Erhöhung der Dicke, der Dichte und der inneren Dämpfung festgestellt. Die Verminderung des Unterschieds der beiden Biegesteifigkeiten, in anderen Worten das Reduzieren des Modells von orthotrope auf isotrope Eigenschaften, ergab ebenfalls eine Verbesserung.

Die parallele Laboruntersuchung ergab für die Dichte Werte zwischen 431 und 542 kg/m³, der inneren Dämpfung Werte bei 0,1. Der E-Modul konnte nur bei frei aufgehängten einaxial schwingenden Platten bestätigt werden. Die berechneten Eigenfrequenzen stimmten unter der Annahme einer höheren Steifigkeit als in der statischen Bemessung angenommen mit den Messergebnissen Großteils überein.

Grundsätzlich zeigte sich durch die Resonanzfrequenzanalyse, dass für die exakte Identifizierung der Eigenfrequenzen ein vereinfachtes orthotropes Modell, mit zwei Biegesteifigkeiten, nicht ausreicht.

Abstract

This master thesis is all about the structure-born sound in orthotropic plates, especially in cross-laminated timber structures.

The thesis is divided into three major parts. The first part focuses on the 'theory of sound transmission in orthotropic plates'. Determining the parameters that influence the transmission loss (TL) is the main goal of this chapter.

As a result, TL in the shape of the well known sound reduction index (R_w) will be plotted against the frequency band of interest, which for building acoustics ranges from 50 to 5000 Hz. At the best, frequency ranges which are most determined by a certain material parameter will be defined in this chart.

In the second part, the crucial parameters will be quantified and their range of tolerance will be set as per the literature studies and the modal analyses provided by the author. The simulation ought to deliver results whether the parameters and their variations influence the TL or not, and to what extent.

Finally, the results are presented through the weighted sound reduction index (R_w) for each parameter for a quick overview as well as over the extended building acoustic frequency range.

The modal analysis as mentioned above is the key topic to be discussed in the last part. CLT plates provided especially by Stora Enso will be investigated, by identifying the resonance frequencies at least at the fundamental frequency and the first harmonic, in the best case to validate the Young's Modulus for CLT specimens.

As a result, the identifies parameters fur the simulations are: thickness, density, stiffness, internal-loss and orthotropie. The orthotropie was definied as fraction between the bending stiffnesses of the two axes. It has been found, that an increasing thickness, density or internal loss improves the acoustic performances of the plate up to 2 dB by each property. The plate was 3-layerd and 90mm thick in total. Another result: If the orthotropie is set to one, so there is no difference between the two stiffnesses, the sound reduction increases as well.

In the laboratory part, the density, internal loss and the stiffness, used in the simulation, were confirmed. The stiffness, which was investigated in the modal analysis, need to be higher as in the static calculations to fit the measured natural frequencies. Furthermore, free-free boundary conditions performed well when it comes to modal analysis.

The modal analysis showed, that the acoustic behavior of some of the specimens is not described by a simple orthotropic model very well. A solution to verify the resonance frequencies might be a more complex plate model.

Inhaltsverzeichnis

Einleitung	10
1. Literaturrecherche	11
1.1. Modalanalyse	11
1.2. Schalldämmmaß der orthotropen Platte	12
2. Theorie	13
2.1. Impedanz	13
2.2. Transmissionsgrad	14
2.3. Massengesetz	15
2.4. Biegewelle	16
2.5. Dämpfung	17
2.6. Zusammenhang Steifigkeit - Dämpfung - Trägheit	18
2.7. Koinzidenz	20
2.8. Höhere Modendichte	21
2.9. Qualitativer Schalldämmverlauf orthotroper Platten	21
2.10. Abstrahlgrad	22
2.11. Endliche Platte	25
2.12. Endliche Schubsteife	28
2.13. Dicke Platte	29
2.14. Dicken-Resonanz	30
2.15. Modalanalyse:	30
3. Simulation	31
3.1. Simulation	31
3.2. Software - INSUL [30]	31
3.3. CLT	34
3.4. Parametermatrix	37
3.5. Varianten	38
4. Laboruntersuchung	48

4.1.	Dichte und Körperschall-Nachhallzeit.....	55
4.2.	Brettsperrholzplatten Prüfmaterial.....	58
4.3.	Ergebnisse und Diskussion.....	59
4.4.	Fazit zur Modalanalyse.....	74
5.	Schlussbemerkung und Ausblick.....	74
6.	Appendix A.....	76
6.1.	Matlab-Code.....	76
6.2.	Ergebnisblätter zur Simulation.....	78
7.	Appendix B.....	85

EINLEITUNG

Der Schallschutz von Leichtbaukonstruktionen wird in der Praxis durch einen Vergleich mit bereits geprüften Bauteilen abgeschätzt. Zu dieser Ungenauigkeit kommen noch Fertigungstoleranzen der Bauindustrie hinzu. Darüber hinaus streuen die Materialparameter der einzelnen Bauteilschichten je Aufbau. Diese Arbeit gibt einen Einblick in das Schwingverhalten einer Platte und erläutert das Schalldämmverhalten anhand eines orthotropen Plattenmodells mit den einflussnehmenden Materialparametern, um Letzteres zu untersuchen.

Neben der theoretischen Darstellung einer schwingenden Platte, wird Brettsperrholz als ideal orthotrope Platte in den weiteren Untersuchungen herangezogen. Grundsätzlich ist Brettsperrholz eine junge Möglichkeit, Holz im konstruktiven Ingenieurbau zu verwenden und dadurch ergibt sich ein erhöhter Forschungsbedarf um das Verhalten dieser Holzkonstruktion unter Belastung vorhersagen zu können. Prinzipiell werden bei Brettsperrholzplatten, Brettlamellen aneinandergereiht, kreuzweise geschichtet und unter Druck verleimt. Daher die im Englischen gängige Bezeichnung „cross laminated timber“ kürzer: CLT, dieses passende Akronym wird im weiteren Verlauf verwendet.

Anhand der NORM B 4010 und der EN 338:2009 erhält man grundsätzlich die bestimmenden Parameter die für die statische Bemessung von Brettsperrholz notwendig sind. Nun stellt sich die Frage, in wie weit diese Werte bei einer dynamischen Beanspruchung das Verformungsverhalten einer CLT-Platte beschreiben könne. In der vorliegenden Arbeit wird der Einfluss (dynamischer) Festigkeitskennwerte auf das Schwingverhalten von Brettsperrholzplatten untersucht und in wie weit streuende Materialparameter das Schalldämmmaß beeinflussen. Dazu wird eine Parameterstudie mit der Software INSUL durchgeführt. Die festgelegten Parameter werden darüber hinaus durch eigene Laborprüfungen validiert. Zum Beispiel wird mit der sogenannten Modalanalyse, an verschiedenen Brettsperrholzplatten, der E-Modul bestimmt. Der Modalanalyse wird ein einfaches orthotropes Modell zu Grunde gelegt, um der Frage nachzugehen, ob das Schwingverhalten speziell im Bereich der ersten Eigenfrequenzen zufriedenstellend genau nachgebildet werden kann.

1. LITERATURRECHERCHE

1.1. Modalanalyse

In [1] leitet der Autor Modeneigenformen von rechteckigen Platten auf Grundlage der Eigenformen von Stäben her. Dabei wird in drei verschiedene Auflagerbedingungen bzw. Randbedingungen unterschieden: freies Ende, einfach gestützt und eingespannt. Diese Randbedingungen an allen vier Plattenrändern bzw. auch als Kombinationen derselben führt zu den Eigenfrequenzen einer Platten, welche in [2] zusammengefasst sind. Eine empirische Lösung, jedoch für rechteckige orthotrope Platten, wird in [3] formuliert. Darüber hinaus werden in dieser Arbeit auch für höhere Eigenfrequenzen für die bereits oben angeführten drei Randbedingungen empirische Formeln angeboten.

Eine Variante der Modalanalyse ist die Resonalyser-Methode die in [4] zur Bestimmung der Materialparameter herangezogen wurde. Die Materialeigenschaften aufgrund des anisotropen Stoffaufbau des verwendeten Polymers durch konventionelle Versuche, wie dem Biegezugversuch, kann man nur mit sehr hohem Aufwand bestimmen und somit greift man auf diese Form der Modalanalyse zurück. Die Resonalyser-Methode hat neben der experimentellen Bestimmung der Eigenfrequenzen und Eigenmoden, das Ziel das Schwingverhalten auch theoretisch zu bestimmen. Die Ergebnisse des Modells, werden iterativ den experimentell festgestellten Schwingungsformen durch Variation der Steifigkeiten angenähert. Im Unterschied zu isotropen und orthotropen wird bei anisotropen Materialverhalten auch die Form der Eigenfrequenz ergo Eigenmode mitberücksichtigt. Diese iterative Ermittlung der Materialparameter wird auch in [5] für orthotrope Brettsperrholzplatten angewendet. Weiters werden die durch die Resonanzmethode ermittelten Parameter im Plattenbiegeversuch verifiziert. Die gemessenen Durchbiegungen waren um ca. 7% größer als die berechneten Werte. Zum Verhältnis zwischen statischen und dynamischen Steifigkeiten wird in [6] die generell höheren dynamischen Kennwerte gegenüber den Ergebnissen statischer Messungen als bekannt vorausgesetzt und im Fall von Holz die geringere Steifigkeit bei statischen Versuchen durch zusätzliches Kriechen erklärt.

Eine ähnliche Methode zur Parameterbestimmung von orthotropen Platten, die auch in dieser Arbeit verwendet wird, findet in [7] Anwendung. Hier wird ein Aufnehmer und ein Impulshammer zur Anregung der Platte verwendet. Mithilfe der schnellen Fourier-Transformation (FFT) wird das Antwortsignal in die Platten-Eigenschwingungen umgelegt. In dieser Arbeit wird darauf hingewiesen, dass die Wertigkeit der erhaltenen Parameter durch die Modalanalyse noch anhand statischer Bruchversuche (Zug- und Biegeprobe) festgestellt werden muss. Hierzu wird auf eine derzeit laufende Untersuchung mit 150 Proben verwiesen.

In [8] wird die Resonanzfrequenzmethode mithilfe von Ultraschall für mehrere baupraktisch relevante Einsatzgebiete appliziert. Im Detail findet die Methode Anwendung in der Qualitätssicherung bei Frischbeton und in der Erhöhung der Nutzungsdauer bei Bauteilen durch eine verbesserte Zustandsanalyse.

1.2. Schalldämmmaß der orthotropen Platte

Das Schalldämmmaß der unendlichen orthotropen Platte nach Kirchhoff wird in [9] ausgehend von der Huberschen Gleichung für Orthotrope Platten formuliert. In [9] wird die Thematik Körperschall umfangreich diskutiert. Für diese Arbeit relevante Ergebnisse sind die Herleitung des Schalltransmissionsgrades und ihre Spezifika in Hinblick auf Platten mit Schubsteife oder dicke Platten. Auch die Herleitung des massenbestimmten Schalldämmmaßes unterhalb der Koinzidenzfrequenz findet sich in diesem umfangreichen Werk [9]. Der praktische Fall der Schalltransmission bei endlichen Plattenabmessung wird u.a. in [10] und [11] behandelt.

Die analytische Lösung der Schalltransmission unendlicher Platten, welche durch ein diffuses Schallfeld angeregt wird, wurde durch die Begrenzung des Schallwelleneinfallswinkels an endliche Abmessungen angepasst. Mehrere Autoren: [12], [13], [14], haben die Vorgabe von [15], in der der Schalleinfallswinkel mit $\cos^2(\vartheta) = \frac{1}{2}$ abschätzt wird, für jede Luftwellenzahl erweitert und das obere Limit des Schalleinfalls über die Plattenfläche definiert.

Unterhalb der Koinzidenzfrequenz ist es wichtig zwischen nicht-resonanter und resonanter Schalltransmission zu unterscheiden. In den Artikeln von [16] und [17] wird die nicht-resonante Schalldämmung durch das Massengesetz der Schalldämmung als gut beschrieben angeführt. Jedoch weisen [18] und [19] daraufhin, dass die resonante Schallübertragung, bei der die Anregungsfrequenz mit der Eigenfrequenz der Platte übereinstimmt, nicht vernachlässigt werden darf. In [19] und [20] werden die beiden Arten der Schallübertragung miteinander verglichen.

Neben der analytischen Beschreibung der Schalldämmung von endlichen rechteckigen Platten bietet die numerische Simulation eine Vielzahl an Algorithmen die auch komplexeren Strukturen nach ihrer Schalldämmfähigkeit beurteilen können.

Zur numerischen Simulation wird in der Einleitung von [21] eine ausführliche Aufzählung getätigt. Des Weiteren findet man in [22] eine Erklärung zur Boundary-Element-Method (BEM), Methode der Finiten-Elemente (FEM) und zur Direkten-Finite-Elemente-Methode (DFEM).

Eine weit verbreitetes Verfahren zur Bestimmung der Schalldämmung auch von komplexeren Strukturen wie z.B. gekoppelte Wand-Deckenelemente etc. bietet die SEA-Methode (Statistische Energie Analyse). Diese ist in [23] erklärt. Für Frequenzbereiche unter 200Hz gibt die SEA-Methode keine Aussage mehr über die Schalltransmission da kein diffuses Schallfeld mehr angenommen werden kann. Abhilfe schafft für diesen Frequenzbereich die Modalanalyse, die jedoch weitaus komplizierter ist, da die einzelnen Moden, auch vom Raumvolumen des betrachteten Systems abhängig, bestimmt werden müssen [23].

2. THEORIE

Um die einflussnehmenden Parameter der Schallleitung in Festkörpern bestimmen zu können, werden in den folgenden Kapiteln wichtige Zusammenhänge erklärt.

Als Ergebnis dieser theoretischen Betrachtung sollen die zumeist frequenzabhängigen Eigenschaften des Schalldämmmaßes mit zugehörigen Parametern einfach illustriert werden.

2.1. Impedanz

In der Akustik hat sich das Darstellen akustischer Vorgänge mithilfe der Impedanz und Admittanz, ursprünglich in der Elektrotechnik verwendet, durchgesetzt. Da diese Formulierung im Zusammenhang mit periodischen Vorgängen oder Signalen sinnvoll ist. Ein weiterer Vorteil nach Meinung des Autors liegt darin, dass man das Pendant eines akustischen Vorgangs in der Elektrotechnik finden und dadurch besser verstehen kann. Des Weiteren ist es möglich komplizierte Strukturen als einfache mechanische Schaltbilder darzustellen.

Die Impedanz ist der Quotient aus Erregung und Auslenkung, in der Akustik als Kraft (F) bzw. Druck und Schnelle (ϑ) nach [9] zu

$$Z = \frac{F}{\vartheta} \quad (1)$$

Da diese beiden Größen meist phasenverschoben auftreten, weist die Impedanz einen Komplex- und Realteil auf.

Als Beispiel sei die Impedanz einer Longitudinalwelle nach [15] angeführt:

$$Z_K = \frac{-\sigma_x}{\vartheta_x} = \frac{D}{c_l} = \rho c_l \quad (2)$$

Mit σ_x als Spannung und ϑ_x Schnelle, phasengleich, in Ausbreitungsrichtung bezeichnet. Durch Umformen mit der Steifigkeit D gelangt man zum bekannten Zusammenhang, der die Kennimpedanz Z_K eines Mediums als Produkt aus Dichte (ρ) und Schallgeschwindigkeit, hier als Longitudinalgeschwindigkeit (c_l) angeführt, formuliert.

Nun ist davon auszugehen, dass zu jeder Wellenform, auf Basis seiner Wellenausbreitung bzw. Bewegungsgleichung, eine Impedanz definiert werden kann.

Es spielt in weiterer Folge auch die Art der Anregung eine Rolle, ergo konzentriert sich die Erregerkraft auf einen Punkt oder wird eine Struktur bspw. durch eine ebene Welle angeregt, spricht man von einer Punkt- bzw. Trennimpedanz¹.

Für Trennbauteile, wie z.B. Platten, welche durch eine ebene Welle angeregt werden, definiert man nun diese Trennimpedanz. Diese benötigt zwar weitere Bedingungen, führt aber bei einfachen Bewegungsformen, wie z.B. der Biegewelle, zu interpretierbaren Ergebnissen.

¹ Dieser Terminus ist nicht konsequent in der Fachliteratur zu finden, eine ausführliche Erklärung findet man bei [15].

Nach [15] ist die Trennimpedanz „[...] als das Verhältnis von anregendem Druck (bzw. Druckdifferenz) zur Schnelle der angeregten Struktur definiert, vorausgesetzt, dass beide Größen neben der gleichen Frequenz auch die gleiche örtliche Verteilung aufweisen.“

Diese Bedingung ist erfüllt, wenn die Struktur unendlich ausgedehnt ist und keine Diskontinuitäten oder Inhomogenitäten vorliegen.

Abschließend sei noch hinzugefügt, dass eine hohe Impedanz einem hohen Widerstand entgegen einer Anregung entspricht. Neben einer hohen Impedanz ist auch der Unterschied der Impedanz zwischen zwei unterschiedlichen Medien für eine hohe Schalldämmung von großer Bedeutung, da Schall an der Grenzfläche der beiden Medien reflektiert wird. Ein Sonderfall tritt ein, wenn die Impedanzen beider Medien übereinstimmen, womit Schallenergie verlustlos übertragen wird. Dies ist beispielsweise bei Wasser und Kunststoff der Fall [24].

2.2. Transmissionsgrad

In der Einleitung zu diesem Kapitel wurde auf das sogenannte Schalldämmmaß bereits vorgegriffen. Das Schalldämmmaß per Definition ist der Quotient von einfallender zu abgestrahlter oder - allgemeiner - durchgelassener Schalleistung. Des Weiteren nimmt man an, dass ein Teil der Leistung reflektiert, ein weiterer Teil vom Trennbauteil absorbiert wird und dabei teilweise dissipiert.

Diese Überlegung gilt in beider Richtung: Schallwellen aus der Luft werden im gleichen Maße an der Wasseroberfläche reflektiert wie Schallwellen im Wasser, die auf eine Luftschicht treffen.

Dieses Verhalten entspricht dem Reziprozitätsprinzip.

Setzt man nun wie bekannt die durchgelassene Schalleistung P_{trans} zur einfallenden Schalleistung P_{ein} in ein Verhältnis, ergibt sich die Definition des Schalleistungs-Transmissionsgrades τ nach [15]:

$$\tau = \frac{P_{trans}}{P_{ein}} = \left| 1 + \frac{Z_{\tau}}{2Z_0} \right|^{-2} \quad (3)$$

Dieser Transmissionsgrad lässt sich ebenfalls durch das Verhältnis von Trennimpedanz Z_{τ} des Trennbauteils zu Kennimpedanz des umgebenden Mediums (z.B. der Luft Z_0), bei senkrecht einfallendem Schall, beschreiben.

Das in der Einleitung zu dieser Theorie angeführte Schalldämmmaß ergibt sich durch die reziproke und logarithmische Darstellung des Schalleistungs-Transmissionsgrades wie folgt:

$$R = 10 \lg \left(\frac{1}{\tau} \right) = 20 \lg \left| 1 + \frac{Z_{\tau}}{2Z_0} \right| \quad (4)$$

Diese mathematische Darstellung erschwert das Erkennen von Zusammenhänge und maßgebende Parameter sind nicht einfach zu identifizieren. Im Weiteren werden mehrere Versuche unternommen das Schalldämmmaß anschaulich bzw. „angreifbar“ abzubilden.

2.3. Massengesetz

Bleibt man bei der Annahme einer Platte mit unendlichen Abmessungen, und stellt man die Impedanz der Luft der vielhöheren Wand gegenüber ergibt sich das Massengesetz der Luftschalldämmung nach [24] zu:

$$R = 10 \log \left(\frac{\omega m'}{2Z_0} \right)^2 \quad (5)$$

Dieses Gesetz gilt solange die Trennimpedanz der Wand sehr hoch ist oder genauer gesagt solange der Massenwiderstand m' in Abhängigkeit der jeweiligen Kreisfrequenz $\omega = 2\pi f$ ein Vielfaches des Wellenwiderstandes der Luft $Z_0 = \rho_0 c_0$ ist.

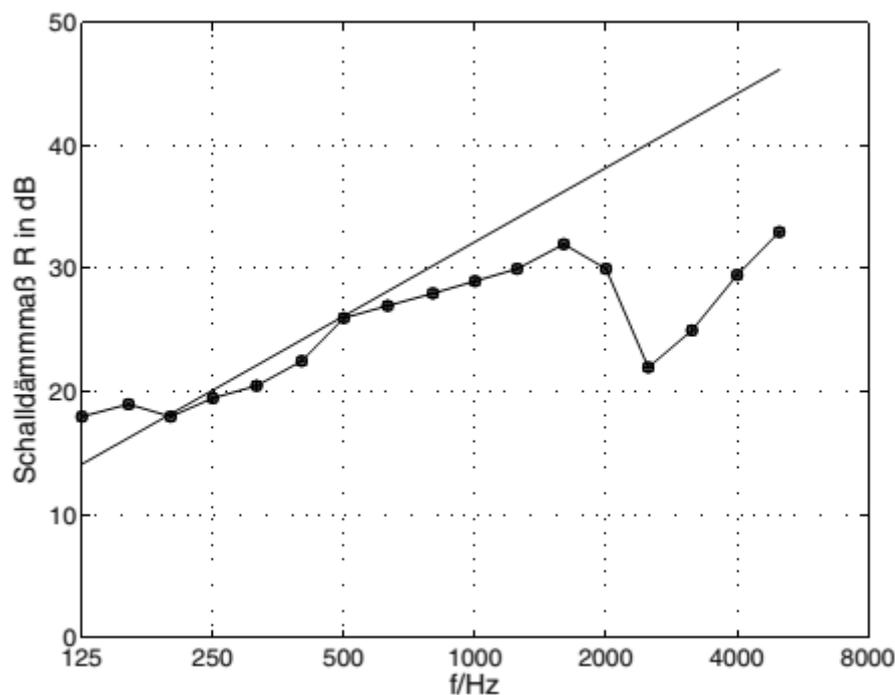


Abbildung 1 - Darstellung des Massegesetz mit winkelabhängigen Schalleinfall am Beispiel einer 3mm starken Glasscheibe. Der Schalldämmeinbruch bei 2500Hz entspricht dem Koinzidenzfall. [15]

Das Massengesetz wird auch zur Erklärung der nicht-resonanten Schallübertragung herangezogen. Also der Teil der Schalltransmission der nicht von Eigenfrequenzen des Bauteils abhängt. Dadurch wird das Massengesetz - im geltenden Bereich - als obere Grenze der Schalldämmung von Wänden angesehen und steigt mit 6 dB je Frequenzverdoppelung (Oktav) oder Massenverdoppelung [15]. In Abbildung 1 wird die berechnete und gemessene Schalldämmkurve gegenübergestellt, und weist eine gute Übereinstimmung bis zum Eintreten der Koinzidenz auf.

2.4. Biegewelle

Das Schalldämmmaß in Abhängigkeit der Frequenz zeigt mehrere Bereiche auf, in denen das Massengesetz das tatsächliche Verhalten der Schalldämmung nicht gut beschreibt. Das liegt darin, dass neben der nicht-resonanten Schallleitung resonante Übertragung ebenfalls vorliegt.

Eine Platte schwingt in mehreren Schwingungsformen, quasi-longitudinal in Form der Dehnwelle, transversal als reine Schubwelle oder um die Plattenachse(n) als Torsionswelle (wölben). Maßgeblich verantwortlich für die Schallübertragung ist jedoch die Biegewelle, aus folgenden zwei Gründen:

- Die Wellenauslenkung ist normal zur Plattenebene und stellt somit ideale Bedingungen für die Schallabstrahlung dar.
- Die Biegesteifigkeit setzt einer äußerlich einwirkenden Kraft den geringsten Widerstand entgegen, wodurch sich Biegewellen leichter anregen lassen.

Auch im Fall der Biegewelle ist die Schalltransmission durch eine Impedanz darstellbar. Diese Trennimpedanz wird bspw. aus der allgemeinen Plattentheorie von Kirchhoff im Fall einer dünnen Platte ohne Schubverformung (Vgl. [25]) oder Timoschenko-Mindlin für Platten endlicher Schubsteife abgeleitet.

In [15] wird bspw. das Schwingungsverhalten einer ebenen isotropen Platte mit Schubsteife beschrieben. Setzt man diese Gleichungen zu Null erhält man die Eigenwerte bzw. Eigenfrequenzen.

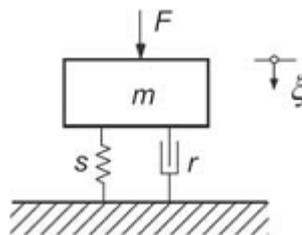


Abbildung 2 - Einmassenschwinger mit Steifigkeit s , Dämpfung r , Masse m und einer angreifenden Kraft F .

Für einen Einmassenschwinger mit einem Freiheitsgrad existiert eine Eigenschwingung. Für ein System mit unendlich vielen Freiheitsgraden existieren demnach unendlich viele Schwingungsformen, welche über das ganze Frequenzspektrum verteilt sind. Die verschiedenen Formen dieser Eigenfrequenzen nennt man Moden und nehmen Muster von seltener Schönheit an (Vgl. Chladni-Figuren nach Ernst Florens Friedrich Chladni). Wird nun diese Eigenfrequenz durch eine Schallwelle oder allgemein: periodischer Anregung gleicher Frequenz angeregt, liegt Resonanz vor. Schall wird bei Vernachlässigung der Dämpfung (siehe folgendes Kapitel), ohne Verlust durch das (Trenn-)Bauteil übertragen.

Bei endlichen Platten soll an dieser Stelle die erste Eigenfrequenz oder Grundschiwingung angeführt werden, da diese meist im Bereich unter 50 Hz liegt und einen massiven Schalldämmeinbruch zur Folge hat, wodurch Gehrgeräusche gut hörbar werden.

2.5. Dämpfung

Im Resonanzfall wird die Auslenkung der Struktur oder besser gesagt die Auswirkung auf die Schalldämmung durch die Dämpfung bestimmt. Im Gegensatz zur üblichen geschwindigkeitsproportionalen Dämpfung wird für Festkörper die Hysterese-Dämpfung mit dem Verlustfaktor η mit viel kleiner als 1 angenommen. Ein Unterschied zur viskosen Dämpfung besteht in der geringeren dämpfenden Wirkung des Systems im Fall eines Einmassenschwingers. Der interessierte Leser findet bei [10] unter „2.4.3 Transmitted force to the foundation (base)“ eine genaue Gegenüberstellung.

Zur Erklärung werden kurz die beiden Bewegungsgleichungen angeführt:

Der Widerstand gegen eine angreifende Kraft in einem Masse-Feder-Dämpfungssystem bildet sich aus der Massenträgheit F_m der Kraft aus der viskosen Dämpfung F_v und der Federkraft F_k zu:

$$F_v + F_k = F_m \quad (6)$$

$$-ma = c * v + k * x \quad (7)$$

Wobei die Beschleunigung mit $a = \frac{dv}{dt} = \frac{d^2x}{dt^2}$, die Dämpfungskonstante als c und die Federsteifigkeit mit k beschrieben wird. Im Unterschied dazu wird die Hysterese-Dämpfung als proportional zur Auslenkung beschrieben und die BGL (Bewegungsgleichung) stellt sich wie folgt dar:

$$-ma = k(1 + j\eta)x \quad (8)$$

Die Variable η entspricht dabei der inneren Dämpfung oder dem Verlustfaktor (Loss-factor), der bei Baumaterialien in der Größenordnung von 10^{-2} (für weiche Materialien wie Gummi) bis 10^{-4} für Stahl anzusetzen ist [10]. Dieser Verlustfaktor ist per Definition frequenzabhängig, siehe nachstehende Abbildung 3, wird aber zu Bemessungszwecken als konstant angenommen.

Setzt man diese eindimensionale Betrachtung in die Biegetheorie um, wird die Federsteifigkeit zur komplexen Biegesteifigkeit B' [10]:

$$B' = B(1 + j\eta) \quad (9)$$

Der Realteil $\Re\{B'\}$ entspricht der elastischen Biegesteife, welche als verlustlose Feder betrachtet werden kann und der Imaginärteil $\mathcal{I}\{B'\}$ entspricht dem Verlustterm der

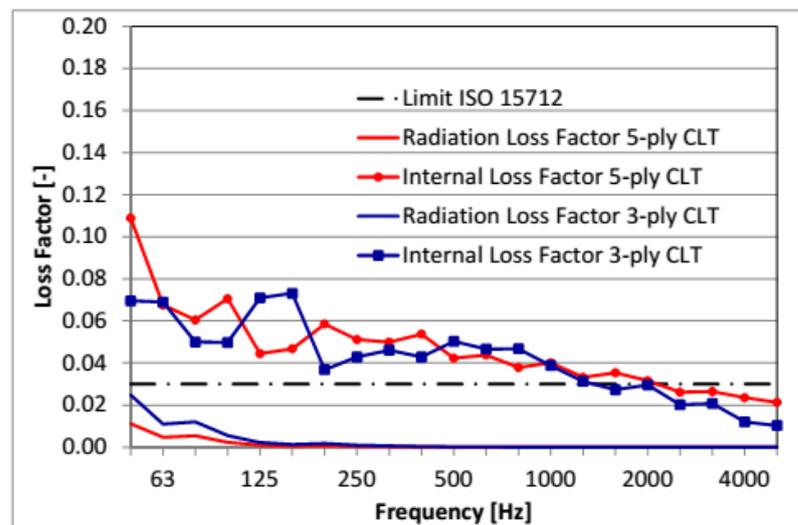


Abbildung 3 - Internal Loss-factor oder Verlustfaktor verschiedener CLT Elemente [34].

Biegesteifigkeit. Wer das Pendant der Steifigkeit in der Elektrotechnik finden will, kann den Kondensator im Wechselstromkreis mit einer Wirk- und Scheinkapazität verwenden, wobei die Wirkkapazität dem Realteil der Biegesteife - auch als Speichermodul bezeichnet - ähnelt.

2.6. Zusammenhang Steifigkeit - Dämpfung -Trägheit

Wie bereits erwähnt existiert der Zustand der Resonanz, bei dem die Erregerfrequenz der Eigenschwingung des Systems entspricht. Im einfachsten Fall dem Einmassenschwinger, soll nun das Schwingverhalten bei höherer oder niedriger Frequenzanregung beschrieben werden.

Man stelle sich eine Masse an einer Feder hängend vor bei der die Masse unterhalb der Eigenschwingung angeregt wird. Man kann feststellen, dass die Steifigkeit der Feder den maßgeblichen Widerstand entgegen der Bewegung ausmachen. Zur besseren Veranschaulichung stelle man sich eine äußere Kraft vor die sehr langsam die Masse bewegt. Aufgrund dieser langsamen Bewegung wird die Massenträgheit eine geringe Rolle spielen. Erhöht man die Anregefrequenz der äußeren Kraft wird irgendwann Resonanz eintreten und das System wird durch ihr schwingungsdämpfendes Verhalten bestimmt. Wird die Frequenz weiter erhöht, ist die Massenträgheit bestimmendes Element. Da sich die einwirkende Wechselkraft „zu schnell“ ändert.

Formuliert man jede dieser Bewegungsformen als Impedanz - als mechanische Impedanz, ergibt sich folgende Tabelle, siehe Abbildung 4. Hier wurde einfachheitshalber auf eine viskose Dämpfung zurückgegriffen. Man sieht das bei steigender Kreisfrequenz ω die Impedanz der Federsteifigkeit abnimmt, wohingegen der Massenbezogene Widerstand zunimmt.

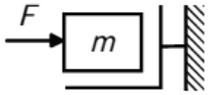
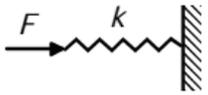
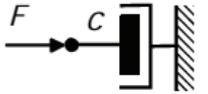
Element	Symbol	Calculation	Impedance	Mobility
Mass		$F = m \cdot a = m \frac{dv}{dt} = j\omega m v$	$j\omega m$	$1/j\omega m$
Spring		$F = k \cdot x = k \int v dt = -j \frac{k}{\omega} v$	$-j \frac{k}{\omega}$	$j \frac{\omega}{k}$
Damper (viscous)		$F = c \cdot v$	c	$1/c$

Abbildung 4 - Die Herleitung der Impedanz eines Einmassenschwingers in Komponenten aufgeteilt [10].

In Abbildung 5 sind die Zusammenhänge in den Frequenzbereich transformiert. Die dicke schwarze Linie zeigt einen vollständigen Verlauf der Impedanz eines Einmassenschwingers.

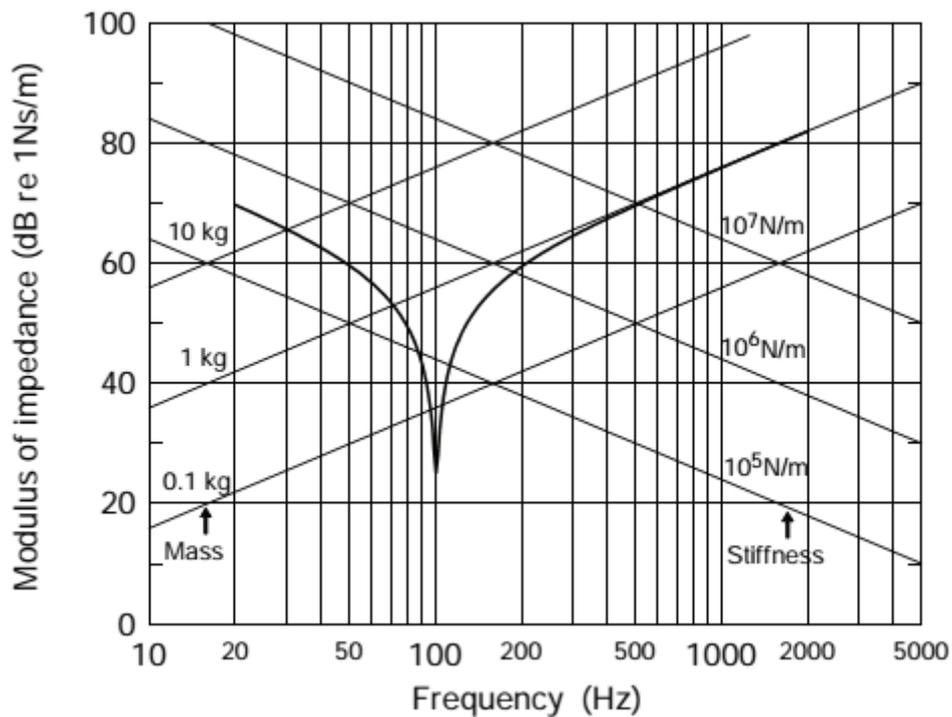


Abbildung 5 - Eingezeichnet ist der Impedanzverlauf eines Massenschwingers mit Resonanzfrequenz bei 100Hz. Auf der Abszisse ist die Frequenz, der Ordinate die Impedanz abgebildet. Die steigenden und fallenden Parallelen Linien sind die masse- und steifigkeitsbezogen Impedanzen.

Im Fall der Platte kann man dieses Schwingungsverhalten in der Nähe der ersten Eigenfrequenz beobachten.

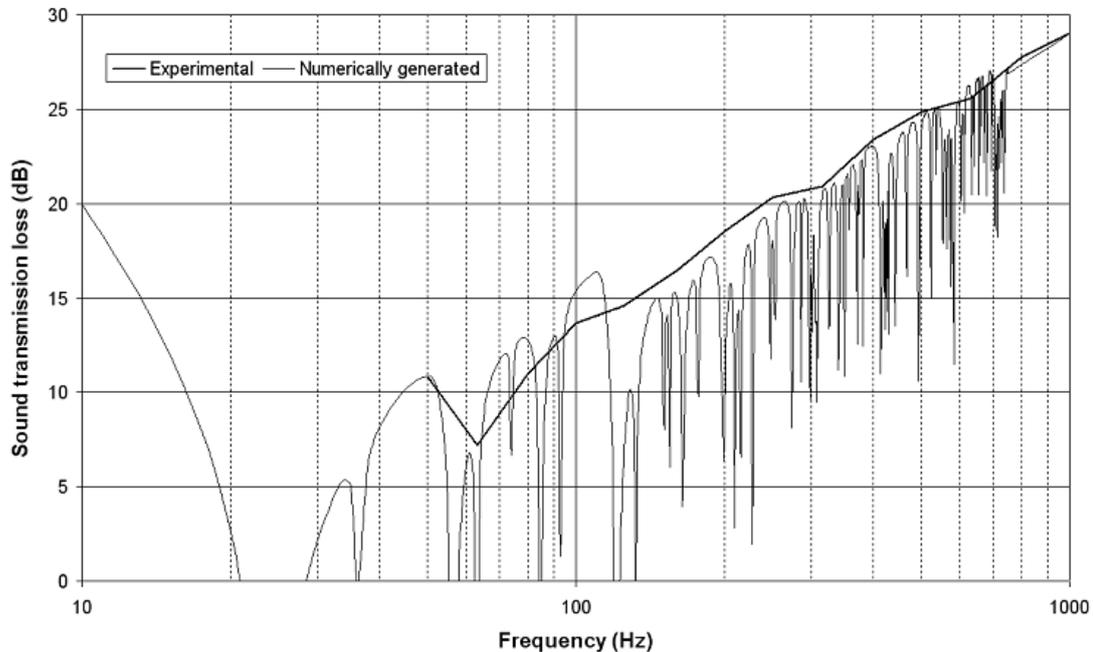


Abbildung 6 - Darstellung des Schalldämmmaßes (Sound Transmission Loss STL) einer numerischen Simulation und einer Messung, einer 10mm dicken Gipskartonplatten ab 10Hz. [17]

Abbildung 6 zeigt das Ergebnis einer numerischen Simulation, nach [17]: eine Gipskartonbauplatten mit einer Dichte $\rho = 660 \text{ kg/m}^3$, E-Modul $E = 2400 \text{ MPa}$ und Querkontraktionszahl $\mu = 0,22$. Die Simulation berücksichtigt keine Dämpfung, deshalb sieht man bei jeder Biegeeigenfrequenz die Schalldämmeinbrüche klar. Bei Berücksichtigung eines Verlustfaktors glättet sich der Schalldämmverlauf der numerischen Simulation. Man erkennt weiters das Abfallen des steifigkeitsbestimmten Bereiches hin zur ersten Eigenfrequenz f_0 , die bei ca. 12 Hz liegt.

Die zugehörige Schalldämmmessung beginnt bei 50Hz, da für kleinere Frequenzen der Prüfaufbau bzw. das Raumvolumen des Empfangsraumes eine Untergrenze festsetzt. Die geprüfte Gipskartonplatte wird mit 0.64 auf 1.20 m Kantenlänge angegeben.

2.7. Koinzidenz

Der Fall der Koinzidenz entspricht - im praktischen Fall - einer Resonanzfrequenz eines Systems, wobei in diesem Fall das System zwischen unterschiedlichen Medien betrachtet wird. Zum Beispiel bei Wasser zu Festkörper oder Luft zu einem Festkörper kann (akustische) Koinzidenz auftreten.

Die Trennimpedanz in unserem Fall einer Platte ist frequenzabhängig. Entspricht nun die Schallwellenlänge in der Luft die einer Biegewellenlänge in der Platte, bewegt sich diese Schallwelle theoretisch verlustlos von dem einem Medium zum anderen. Diese Tatsache stellt neben der ersten Eigenfrequenz der Platte einen weiteren massiven Schalldämmeinbruch dar.

Zur Veranschaulichung ist nachstehend die Trennimpedanz [15] einer dünnen Platten nach der Kirchhoff'schen Plattentheorie, also ohne Berücksichtigung der endlichen Schubsteife und Drehträchtigkeit, angeführt. Der Fall der Koinzidenz liegt vor, wenn die Wellenzahl der Anregung durch bspw. Luftschallwellen, der Biegewellen im Trennbauteil entsprechen und der Klammerausdruck zu Null wird. Diese Übereinstimmung tritt bei der Koinzidenzfrequenz auf.

$$Z_{\tau} = \frac{\mathcal{F}\{p(x, y)\}}{\mathcal{F}\{\vartheta(x, y)\}} = \frac{P(k_x, k_y)}{\theta(k_x, k_y)} = \frac{B'}{j\omega} \left[(k_x^2 + k_y^2)^2 - k_B^4 \right] \quad (10)$$

$$= j\omega m' \left[1 - \frac{(k_x^2 + k_y^2)^2}{k_B^4} \right] \quad (11)$$

Die Achsen x und y liegen in der Plattenebene. Weiters wird die Biegewellenzahl $k_B = \sqrt[4]{\omega^2 \left(\frac{m'}{B'}\right)}$ und mit komplexen Ansätzen im Wellenbereich der Druck $P(k_x, k_y)$ und die Schnelle $\theta(k_x, k_y)$ dargestellt.

Im Fall einer anisotropen oder im Fall von CLT einer orthotropen Platte ergeben sich mehrere Koinzidenzereignisse, da die Biegewellenzahl, richtungsabhängig, unterschiedliche Werte annimmt. Daraus folgt, dass der Schalldämmeinbruch zufolge Koinzidenz einen breiteren Frequenzbereich beeinflusst.

Um einen einfachen Zusammenhang zwischen Materialeigenschaften und Lage der Koinzidenzfrequenz herzustellen, wird die Koinzidenzfrequenz bei isotropen Materialeigenschaften formuliert. Man erkennt durch Gl. (12), dass bei höherer Steifigkeit also höherem Elastizitätsmodul die Koinzidenzfrequenz abnimmt.

$$f_c \approx \frac{60}{d} \sqrt{\frac{\rho}{E_{dyn}}} \quad (12)$$

2.8. Höhere Modendichte

Bei Frequenzen oberhalb der Koinzidenzfrequenz, bestimmen die Eigenfrequenzen der Platte das Schalldämmmaß. Aufgrund dieser eng aneinandergereihten Eigenfrequenzen, deren negative Auswirkung auf die Schalldämmung nur durch die innere Dämpfung des Materials verhindert wird, bezeichnet man jenen Abschnitt über der Koinzidenz als durch die Dämpfung bestimmt.

2.9. Qualitativer Schalldämmverlauf orthotroper Platten

Nach Betrachtung der einzelnen Stadien die bei unterschiedlicher Frequenz den Schalldämmverlauf charakterisieren, soll die Interpretation folgender Illustration einer Platte mit orthotropen Eigenschaften keine Schwierigkeit mehr darstellen.

Es sei noch hinzuzufügen, dass der Bereich rund um die erste Eigenfrequenz im bauakustischen Messbereich nicht erfasst werden, da diese im Bereich von 10 Hz liegt. Aufgrund der erheblichen Reduktion der Schalldämmung soll dieser Fall nicht außer Acht gelassen werden sollen.

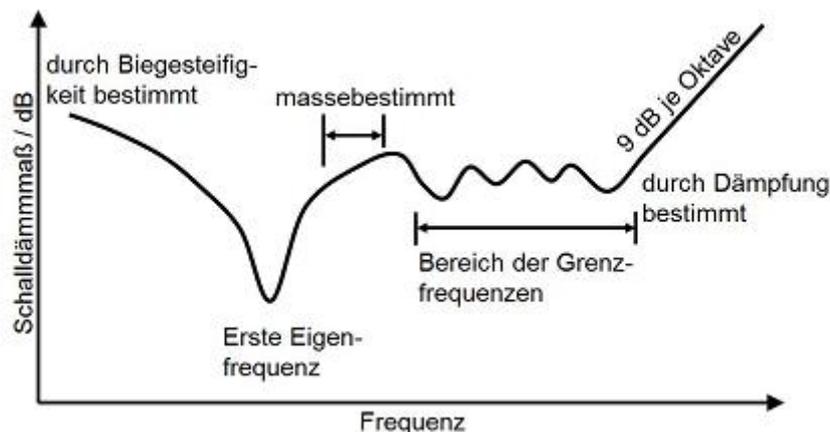


Abbildung 7 - qualitativer Verlauf des Schalldämmmaßes in Abhängigkeit der Frequenz in dB, nach [39].

2.10. Abstrahlgrad

Ein wichtiger Begriff für die im weiteren folgenden Betrachtungen ist der Abstrahlgrad σ . Da die Schalldämmwirkung einer Struktur auch von der Beschaffenheit der Oberfläche oder etwa bei endlichen Strukturen von der Einspannsituation des Trennbauteils entscheidend bestimmt werden kann, soll der Abstrahlgrad kurz diskutiert werden.

Der Abstrahlgrad ist das Verhältnis zwischen abgestrahlte Leistung P zur Schwingenergie des Körpers, die sich aus der mittleren Schnelleverteilung \bar{v} der abstrahlenden Fläche A und der Impedanz des umgebenden Mediums, der Luft, mit $\rho_0 c_0$ ergibt, hier als P_a angegeben.

$$\sigma = \frac{P}{P_a} = \frac{P}{\rho_0 c_0 A \bar{v}^2}. \quad (13)$$

Im einfachsten Fall entspricht eine schwingende Kolbenmembran, siehe Abbildung 8², der Membran eines Musikklautesprechers, welcher in einer starren Wand eingebettet ist. Sind die Abmessungen der Membran viel größer als die der Schallwellenlänge der umgebenden Luft, wird ein Abstrahlgrad $\sigma = 1$ erreicht. Das bedeutet, tiefe Frequenzen mit großen Schallwellenlängen benötigen größere abstrahlenden Flächen um Schall effektiv abstrahlen zu können. Bei zu kleinen Abmessungen des Kolbenstrahlers zur Schallwellenlänge kann Luft ausweichen und es kommt zum akustischem Kurzschluss und dadurch zum Abstrahlgrad $\sigma < 1$. In [26], wird die geringe Massenträgheit der Luft als Grund für geringe Abstrahlungswerte angeführt. Dabei schwingen die Luftteilchen ebenfalls konphas und nicht leicht zeitversetzt wodurch sich keine Luftschallwelle ausbilden kann.

² Dem interessierten Leser fällt vermutlich die Abstrahlcharakteristik auf, die sich erst mehrere Wellenlängen senkrecht zur Strahlerfläche im sogenannten Fernfeld, ausbildet. Hier sei auf einschlägige Literatur verwiesen.

In beiden Fällen ist die geringe Massenträgheit der Luft Grund für geringe Abstrahlwerte, somit sei es dem Leser überlassen, welches abstrahiertes Modell zu Erklärung angeführt wird.

In Abbildung 8 wird der beschriebene Kolbenstrahler in einer unendlich ausgedehnten akustisch starren Wand dargestellt. Das Richtdiagramme des Fernfelds des Kolbenstrahlers erinnert treffenderweise an einen akustisch äquivalenten Kugelstrahler [27].

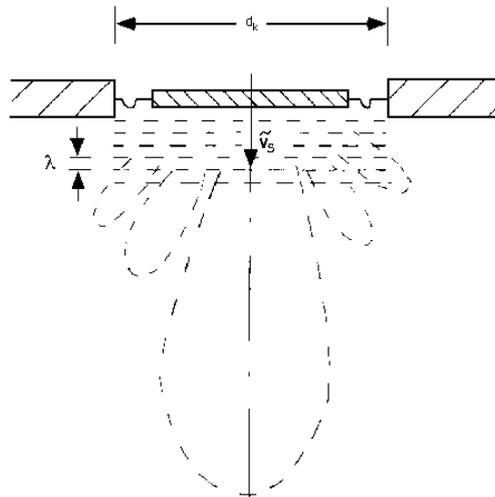


Abbildung 8 - Schematische Skizze eines Kolbenstrahlers in einer schallharten Wand. Mit dargestellter Abstrahlcharakteristik, welche die Schalldruckverteilung bei bestimmten Membrandurchmesser zur Luftwellenlänge, in diesem Fall ist der Kolbenmembrandurchmesser d_k zur abgestrahlten Luftwellenlänge $\lambda \gg 1$, abstrahiert. [27]

In der nachstehenden Abbildung 9 wird der Abstrahlgrad eines Kolbenstrahlers in Abhängigkeit von ka , mit Wellenzahl k (der Luft) und Membrandurchmesser a , zur Membran dargestellt. Man erkennt den geringen Abstrahlgrad bei kleiner Wellenzahl/Durchmesser aufgrund des akustischen Kurzschlusses. Die Erhöhung des Abstrahlgrades $\sigma > 1$ erklärt sich wie folgt: Die Membran bewegt sich als konphas „als Ganzes“ schwingende Fläche. Unterteilt man nun die abstrahlende Fläche in viele Einzelquellen welche Schall abstrahlen, überlagern sich die Teilschallquellen (siehe Dipolstrahler) wodurch der Abstrahlgrad größer als 1 werden kann.

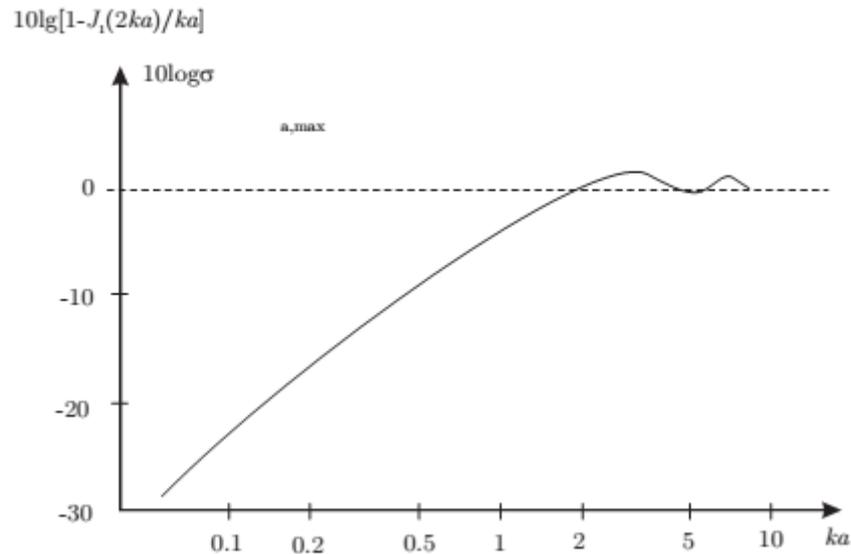


Abbildung 9 - Abstrahlgrad eines Kolbenstrahlers. [40]

Das Modell des Kolbenstrahlers als schwingende starre Fläche in einer schallharten Wand definiert zudem das Optimum einer abstrahlenden Fläche. Für Flächen, die in sich schwingen (z.B. als Biegewelle), ergeben sich zusätzliche hydrodynamische Kurzschlüsse [15], jedoch innerhalb der Platte zwischen Wellental und -Berg (siehe Abbildung 10) der Biegewelle, welche die Abstrahlwirkung weiter reduzieren.

In Abbildung 10 wird das Ausweichen der Luftteilchen vom Wellenberg zum Wellental oder Wellenbauch illustriert.



Abbildung 10 - Wellental und -Berg einer Biegewelle. Die Pfeile zeigen die Luftverschiebung hin zum Wellenthal an. [23]

2.11. Endliche Platte

Das Schalldämmmaß als Verhältnis zwischen durchgelassener zu einfallender Schalleistung wird analytisch durch die Trennimpedanz beschrieben. Die Formulierung dieser Impedanz beruht auf einem idealen Modell, welches eine unendlich ausgedehnte Struktur ohne Diskontinuitäten voraussetzt. Diese Bedingung wird in der Praxis verletzt.

In diesem Kapitel wird die endliche Platte diskutiert und die bisweilen vernachlässigten Randeinflüsse mit in Betracht gezogen.

Die Schallabstrahlung unendlicher Strukturen beginnt ab der Übereinstimmung der Wellenzahl – in unserem Fall der BiegeWellenzahl k_B – der schwingenden Struktur mit jener des umgebenden Mediums, das zumeist der konstanten Luftwellenzahl k_0 , entspricht. Der Fall dieser Übereinstimmung ist als Koinzidenz bekannt und die zugehörige Wellenzahl oder Wellenlänge wird als Spurwellenlänge, die zugehörige Frequenz als kritische oder Grenzfrequenz der betrachteten Struktur determiniert.

Wird das Schalldämmmaß einer Platte unterhalb der Koinzidenzfrequenz durch das Massengesetz, der ersten Biegeeigenfrequenz oder der Steifigkeit maßgeblich bestimmt. Ist das Abstrahlverhalten bei ebenen endlichen Platten, in diesem Bereich, der Form der Auflagerbedingungen bzw. Einspannsituation geschuldet. Das Abstrahlverhalten fließt natürlich in das übergeordnete Schalldämmverhalten mit ein.

Bei unendlichen Strukturen ohne Randeinflüsse unterhalb der Koinzidenzfrequenz kann die Struktur zum Schwingen angeregt werden eine effektive Schallabstrahlung erfolgt jedoch erst oberhalb der Koinzidenzfrequenz. Siehe dazu das Diagramm in Abbildung 11, das den Abstrahlgrad einer unendlich großen, schwingenden Platte darstellt.

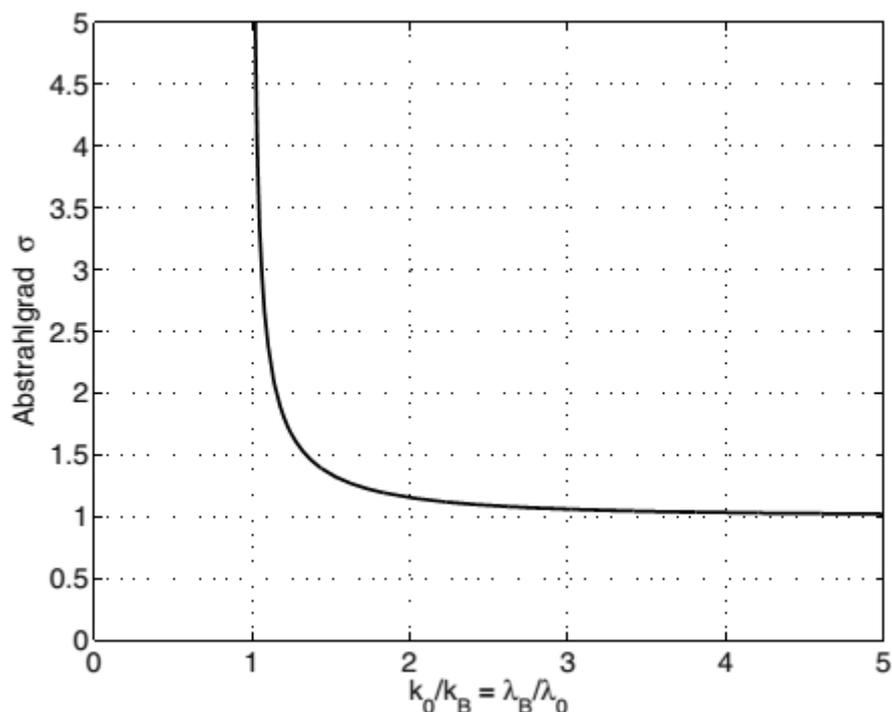


Abbildung 11 - Das Abstrahlverhalten einer unendlichen Struktur als Funktion aus der BiegeWellenzahl und der konstanten Wellenzahl der Luft.

Warum strahlt eine unendlich große Platte unterhalb der Koinzidenz keinen Schall ab? Die Ursache liegt darin, dass die Luftmassen Wellenberg und -tal der Platte durch bloßes Hin- und Herbewegen ausgleichen. Dadurch werden die Luftmoleküle nicht zum Schwingen angeregt. In anderen Worten die Luftmoleküle sind für niedrige Biegefrequenzen, ergo langen Biegewellen, zu flink. Dieses Auslöschen benachbarter Schwingungsformen zeigt sich, in gewisser Entfernung zum Rand auch bei endlichen Platten.

Teilt man nun wie unter Kapitel „Kolbenstrahler“ eine Platte in mehrere Strahlungsquellen, also in Di-, Quadrupol etc., kann man dieses Auslöschen/Ausgleichen der Schwingungsformen gut illustrieren. In der nachstehenden Abbildung wird versucht bei punkt-oder linienförmiger Lagerung einer Platte sowohl das Auslöschen von Wellental und Berg als auch die Eckabstrahlung rund um die Auflager bei kurzen Biegewellen darzustellen.

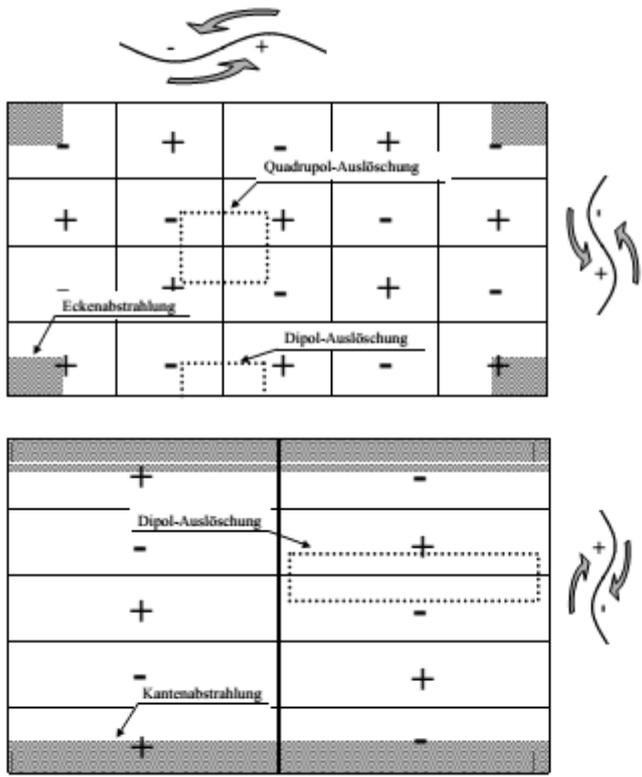


Abbildung 12 - Phänomen der Randabstrahlung und des Auslöschens der Schwingungsformen. [23]

Abbildung 12 entspricht jedoch insofern nicht der ganzen Wahrheit, als die Abstrahlung von freien Enden nicht explizit eingezeichnet wurde. Jeder Rand einer Struktur strahlt Schall ab, jedoch haben freie Enden ein geringes Abstrahlverhalten. Dies wird deutlich in der nachstehenden Abbildung.

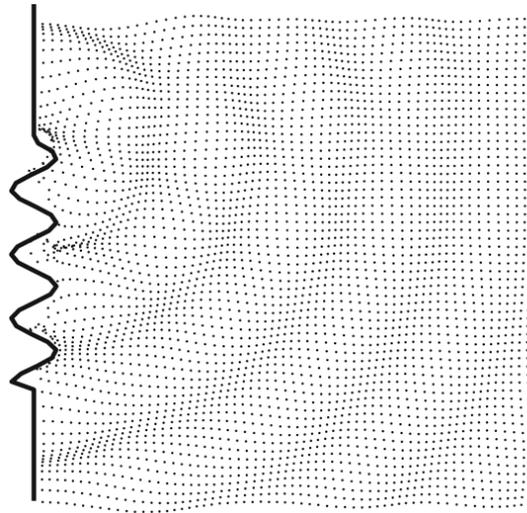


Abbildung 13 - Ein Schallfeld wird durch eine schwingende zweidimensionale Struktur angeregt. Wobei das obere Ende mit einem Schwingungsknoten und das untere Ende mit einem Schwingungsberg oder Schwingungsbauch abschließt. [25]

Um die in Abbildung 13 dargestellten Schwingungsformen am oberen und unteren Rand einordnen zu können, zeigt die folgende Abbildung drei charakteristische Auflagerbedingungen in diesem Fall von Stäben.

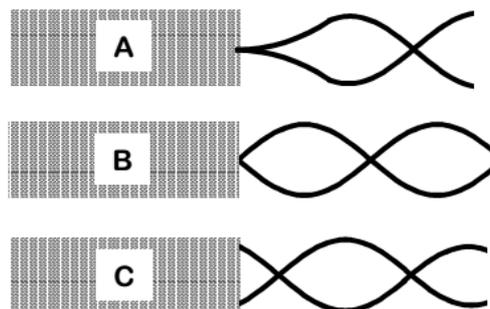


Abbildung 14 - Die charakteristischen drei Auflagerbedingungen; A eingespannt, B einfach gelagert und C als freies Ende. [23]

Die Auflagerbedingungen sind mit A eingespannt, B einfach gelagert und c ein freies Ende bezeichnet.

Nun lässt sich die Schwingungsform am unteren Ende von Abbildung 12 als freies Ende einstufen. Durch die frei schwingende Struktur am unteren Ende, kann sich keine vollständige Welle im angrenzenden Medium ausbilden. Daraus folgt, dass Schall wenig effektiv abgestrahlt wird.

Der Abschluss oben entspricht einer einfachen Lagerung. Aufgrund eines vollständigen Wellenbergs bildet sich dort eine geschlossene Schallwelle im angrenzenden Medium aus. Dies führt zu einer besseren Schallabstrahlung. Es sei noch hinzugefügt, dass die Auflagersituation nur unterhalb der Koinzidenz eine große Rolle spielt, also speziell für biegeweiche Plattenwerkstoffe interessant ist.

In Abbildung 15 wird der Einfluss der Einspannsituation einer 10cm starken Gipsdielenwand dargestellt. Wobei die Schalldämm-Performance einer einfachen Lagerung im Allgemeinen zwischen den beiden eingezeichneten Schalldämmkurven liegt.

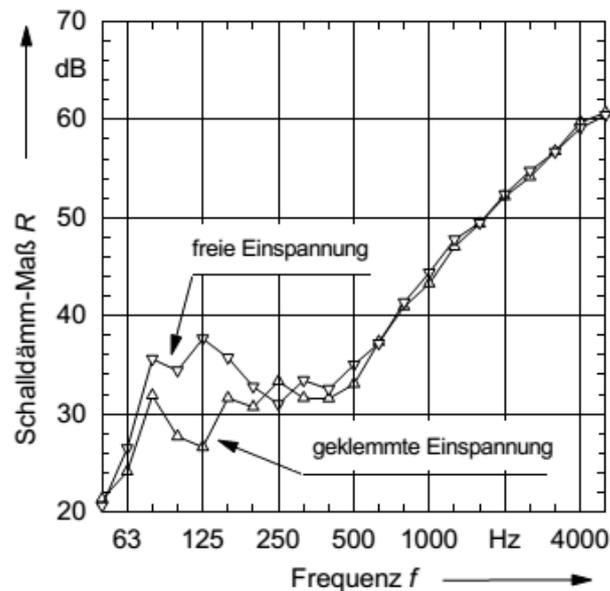


Abbildung 15- Auswirkung der Einspannsituation unterhalb der Koinzidenzfrequenz $f_c=280\text{Hz}$ einer 10cm starken Gipswand $m'=120\text{kg/m}^2$. [23]

2.12. Endliche Schubsteife

Die einfache Biegetheorie beruht auf der Annahme schubstarrer Verformung, also ist der Schubmodul unendlich groß. Bei höheren Frequenzen ist es angebracht, die endliche Schubsteife, um den zunehmenden Einfluss der transversalen Bewegung, zu berücksichtigen. An dieser Stelle soll festgehalten werden, dass die Biegewelle eine Form der Transversalwelle ist, da die Auslenkung senkrecht zur Wellenfortpflanzungsrichtung steht. Doch gesellt sich nun zur Biegewelle eine Scherwelle hinzu, die sich in Richtung der Plattenebene fortpflanzt und die Auslenkung in Plattennormale (Plattendickenrichtung) ausführt.

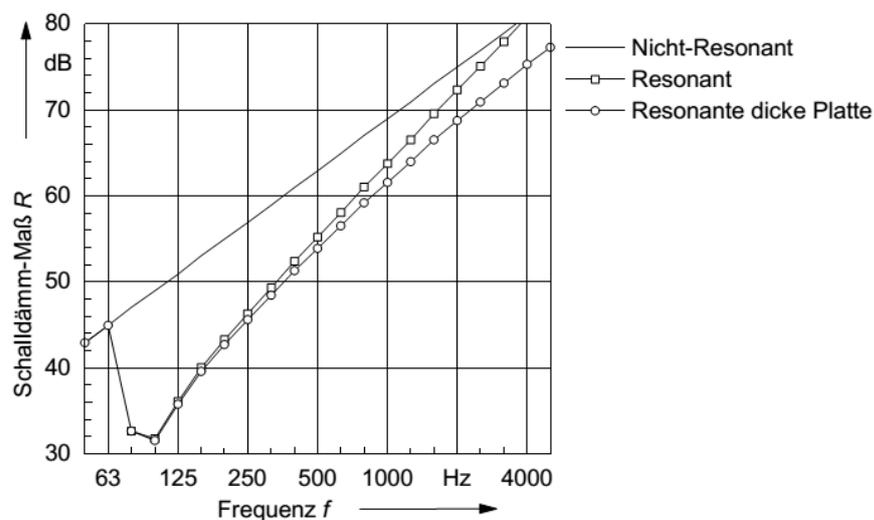


Abbildung 16 - Der Schalldämmverlauf bei Berücksichtigung der Schubsteife als „Resonante dicke Platte“ im Vergleich zur akustisch dünnen Platte als „Resonant“. [23]

Diese weitere Bewegungsform führt zu einer weiteren Möglichkeit der Schallübertragung, mit zusätzlichen Resonanzfrequenzen, und somit zur Verschlechterung des Schalldämmmaß. Der Einfluss der endlichen Schubsteife lässt sich in Abbildung 16 nachvollziehen.

Die Ausgangsdaten zu Abbildung 16 entsprechen einer Kalksandsteinwand mit $m' = 500 \text{ kg/m}^2$, $h = 0,30 \text{ m}$, $c_{CI} = 3000 \frac{\text{m}}{\text{s}}$. Die Koinzidenzfrequenz liegt, wie gut zu erkennen ist, bei 70 Hz.

Der nicht-resonante-Verlauf stellt den Verlauf nach dem Massengesetz dar. Ein Kennzeichen ist die Erhöhung des Schalldämmmaßes R um 6dB je Frequenzverdoppelung. Der Verlauf „Resonante dicke Platte“ beinhaltet die Schubverformung und weicht der „Resonanten“ Kurve, berechnet durch die einfache Biegetheorie, ab 500Hz merklich ab.

Der Grund, warum in diesem Zusammenhang zwischen akustisch dünn und einer dicken Platte unterschieden wird, liegt daran, dass die Grenzfrequenz ab der die Scherwelle das Schalldämmverhalten merklich beeinflusst von der Dicke der Platte abhängt. Mehr zu diesem Grenzwert im Kapitel 2.13 Dicke Platte.

2.13. Dicke Platte

Eine Platte ist akustisch dünn, wenn die Dicke der Platte ein Sechstel der Biegewellenlänge nicht übersteigt [15].

$$\text{dicke Platte bei: } \lambda_B < 6h$$

mit der Biegewellenlänge λ_B :

$$\lambda_B = 2\pi \sqrt[4]{\frac{EI}{m' \omega^2}} \quad (14)$$

Die Biegesteife wird mit EI und die Kreisfrequenz als ω bezeichnet.

Daraus folgt eine Grenzfrequenz f_g für die akustisch dünne Platte mit:

$$f_g = \frac{c_L}{20h} \quad (15)$$

Beide Zusammenhänge gehen auf [15] zurück.

Mit der quasi-Longitudinalgeschwindigkeit c_L in der Platte:

$$c_L = \sqrt{\frac{E}{\rho(1 - \mu^2)}} \quad (16)$$

Man kann an dieser Stelle die Grenzfrequenz in Abbildung 16 bestimmen.

Die akustisch dünne Platte mit zugehöriger Biegewelle wird, wie bereits erläutert, durch die einfache Biegetheorie nach Kirchoff beschrieben. Bei steigender Frequenz muss man die endliche Schubsteife und die vorhandene Rotationsträgheit berücksichtigen, um die Ausbreitung einer Biegewelle in einer Platte korrekt darzustellen. In [15] wird diese Biegewelle als korrigierte Biegewelle deklariert.

Die Berücksichtigung dieser beiden Faktoren bewirkt eine Reduzierung der Biegesteifigkeit, wodurch die Zunahme der Biegewellengeschwindigkeit bei höheren Frequenzen abflacht. Des Weiteren nimmt die Dichte der Eigenmoden der Platte zu, ergo mehr Eigen- oder Resonanzfrequenzen werden je Frequenzbereich beobachtet. Als Hinweis: das Schwingverhalten einer akustisch dicken Platten entspricht keiner reinen Biegewelle mehr, transversale und antisymmetrische Auslenkungen an der Plattenoberfläche mischen sich hinzu. Die Folge ist eine bessere Schallübertragung womit die Schalldämmkurve bei höheren Frequenzen abflacht.

2.14. Dicken-Resonanz

Wird die Anregungsfrequenz weiter erhöht, bilden sich Dehnwellen oder quasi-Longitudinalwellen aus. Bei halber Longitudinalwellenlänge reduziert die Dickenresonanz das Schalldämmmaß, welches im bauakustischen Messbereich durchaus noch eine Rolle spielen kann. In [23] werden unterschiedliche Ansätze zur Bestimmung dieses Einbruchs im Schalldämmverlauf dargestellt. Dabei werden Plateaus, also obere Grenzwerte, zur Schalldämmung nach unterschiedlichen Ansätzen bestimmt, diese oberen Grenzwerte werden durch Messungen bestätigt.

Eine Grenzfrequenz f_D für diesen Schalldämmeinbruch oder die erste Dickenresonanz bei $n=1$ lässt sich wie folgt darstellen.

$$f_D = \frac{c_L}{2nh} \quad (17)$$

2.15. Modalanalyse:

Mithilfe der Modalanalyse oder Resonanzfrequenzmethode kann man Eigenschwingungsformen aufgrund der Geometrie und den Materialeigenschaften des Bauteils analytisch nachvollziehen.

Die experimentelle Modalanalyse entwickelt sich seit den 1950er Jahren und ist zu einer weit verbreiteten Methode der Schwingungsanalyse von Maschinen über Fahrzeuge bis hin zu Bauwerken avanciert. Ziel der experimentellen Modalanalyse ist die Identifikation modaler Parameter, wie Eigenfrequenz, Eigenformen, modale Masse, Steifigkeiten und Dämpfungsgrade einer Struktur aus einer Schwingungsmessung [28]. Dieser Vorgang ist reversibel, es besteht die Möglichkeit mithilfe von Werkstoffparametern das Schwingverhalten bzw. in unserem Fall das Schalldämmmaß bei geringer Modendichte³ vorauszusagen bzw. zu bestimmen.

Darüber hinaus kann man bei geringer Modendichte das Schalldämmverhalten bzw. die Schallübertragung einer Struktur durch die Modalanalyse bestimmen. Bei höherer Modendichte steigt der Rechenaufwand enorm. Die SEA-Analyse (Statistical Energy Analysis) ist bei höheren Modendichte eine geeignetere Berechnungsmethode [23].

Für im Bauwesen antreffende einfache Strukturen, z.B.: Platten, lässt sich das Schalldämmmaß im bauakustischen Frequenzbereich durch analytische

³ Beschreibt die Häufigkeit von Resonanzfrequenzen oder Eigenfrequenzen je Frequenzbereich.

Berechnungsmethoden [29] – EN 12354 Teil 1 (2016) – gut annähern. Somit wird in dieser Arbeit nicht näher auf anspruchsvolle Simulationsmöglichkeiten eingegangen.

3. SIMULATION

Dieser zweite Teil der Arbeit widmet sich der Sensitivitätsanalyse. Auf Basis der einflussnehmenden Parameter die im ersten Teil identifiziert wurden werden unterschiedliche Simulationen, die jeweils einen Parameter isoliert betrachtet, durchlaufen. Ein Wertebereich, welcher durch Literaturrecherche oder durch eigene Erkenntnisse definiert wurde, wird diesem Parameter zugewiesen und die Auswirkung auf das Schalldämmverhalten in der Simulation dokumentiert.

3.1. Simulation

Es bestehen mehrere Möglichkeiten zur Simulation. Der Autor wollte auf eine Softwareumgebung zurückgreifen die einerseits speziell für das Bauwesen zur Verfügung gestellt wird und andererseits einen mehrjährigen Entwicklungsprozess in welchem Vergleichsprüfungen im Labor den Simulationsergebnissen gegenübergestellt wurden.

Mit der Simulationssoftware INSUL wurden diese Vorgaben erfüllt. Die Software wird im Weiteren vorgestellt.

3.2. Software – INSUL [30]

Die Softwarelösung INSUL, welche als Prognosetool für den Schalldurchgang im bauakustischen Frequenzbereich also von 50 Hz bis 5000 Hz verwendet wird, ist von Marshall Day Acoustics.

Der Luft- oder Trittschalldämmverlauf wird, laut Software Handbuch INSUL 2014, durch wissenschaftliche Untersuchungen dem tatsächlichen Verlauf angepasst und zwar durch:

1. *B.H.Sharp, Prediction Methods for the Sound Transmission of Building Elements. Noise Control Engineering Vol 11 1978*
2. *L.Cremer M.Heckel E.E.Ungar, Structureborne Sound (Springer Verlag,1988)*
3. *F.Fahy, Sound and Structural Vibration (Academic Press, 1985)*
4. *J.H. Rindel, Sound Radiation form Building Structures and Acoustical Properties of Thick Plates. COMETT-SAVOIR Course Notes, CSTB Grenoble*

Auf der deutschen Vertriebsseite wird die Funktionspalette von INSUL zusammengefasst:

Funktionsumfang: [31]

- Berechnung des Schalldämm-Maßes R für biegesteife und biegeeweiche Wände, Decken und Fußbodenaufbauten (Berechnung von bis zu drei Schalen)
- Berechnung des Trittschallpegels für Deckenkonstruktionen
- Berechnung von Regengeräuschen (ISO 140-18)
- Berechnung des Schalldämm-Maßes von Verglasungen (bis zu Dreifach-Verglasungen, Normalgläser, Laminatgläser)
- Berechnung des Schalldämmmaßes von Sandwichpaneelen und Trapezblechen
- Berechnung der Schalldämmung gegen Außenlärm (DIN EN 12354-3)

- Ergebnisse als Terz-, Oktav- und bewertete Einzahlgrößen
- mehrschichtiger Schalenaufbau (mehrere Lagen, verschiedene Materialien und Materialstärken)
- verschiedene Kopplungsmodelle (Holz- und Stahlrahmen, Punkt-Festverbindungen, etc.)
- Materialeditor (Eingabe von eigenen Materialparametern)
- Berechnung des zusammengesetzten Schalldämm-Maßes
- Auralisation des Schalldämm-Maßes
- Export der Daten nach SONarchitect ISO und Bastian
- PDF-Export

Wie im ersten Teil dieser Arbeit beschrieben, kann der Schalldämmverlauf einer Platte in Frequenzbereiche mit wenig bestimmenden Parametern zerlegt werden. Diese werden anschließend aneinandergereiht und ergeben einen stetigen Schalldämmverlauf. Der Transmission Loss (TL) in dB, also der Schalltransmissionsverlust, wird von 50 bis 5000 Hz abgebildet. Der erste Frequenzbereich wird durch das Massengesetz bestimmt, da die einflussreiche erste Eigenfrequenz unter 50 Hz liegt und damit keine Berücksichtigung findet.

Der mathematische Zusammenhang wird nach [31] wie folgt dargestellt:

$$TL = 20 \log(mf) - 48 \quad (18)$$

Der Einfluss der Koinzidenzfrequenz wird im Diagramm der Abbildung 18 als „Critical frequency“ definiert und der TL-Verlauf bei höheren Frequenzen nach [31] folgendermaßen berücksichtigt.

$$TL = R = 20 \log(mf) - 10 \log\left(\frac{2\eta f}{\rho f_c}\right) - 47 \quad (19)$$

Mit den dargestellten Variablen: m als Masse, f als Frequenz und unabhängige Variable, η als Verlustfaktor, ρ der Dichte, f_c der Koinzidenzfrequenz oder kritischen Frequenz. Bei sehr dicken Platten werden zusätzlich Transversal- oder Scherwellen berücksichtigt, durch welche das Schalldämmverhalten verschlechtert wird. Anhand eines einfachen Beispiels in Abbildung 18, einer einschaligen 18mm starken Holzfaserplatte, wird die Funktionsweise des Programms erklärt. „Equation 1“ und „Equation 2“ entsprechen der Formel (18) und (19).

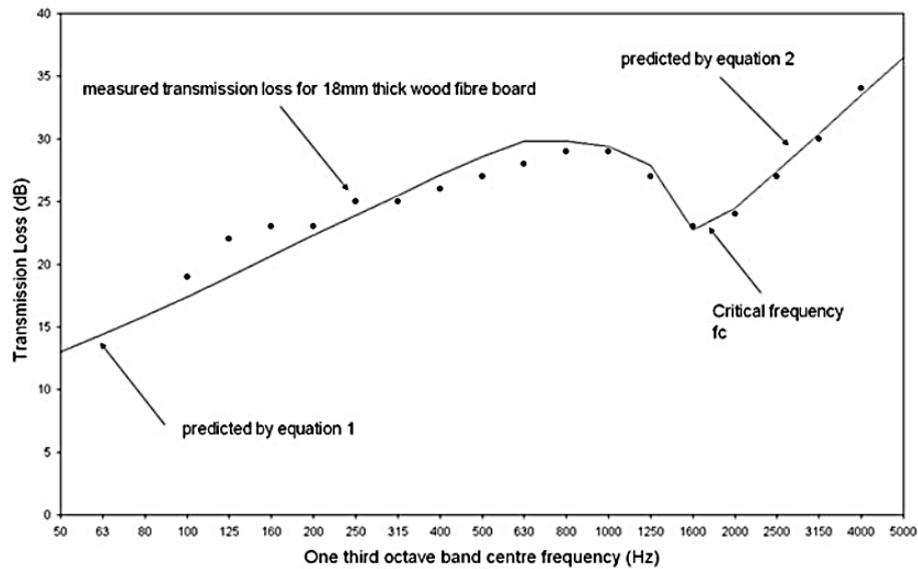


Abbildung 18 - Schalltransmissionsfaktor "Transmission Loss" einer 18mm starken Holzfaserverplatte mit Laborergebnissen und der analytischen Berechnung durch INSUL. [30]

Das Interface der Software gibt einen weiteren Einblick und wird in Abbildung 17 dargestellt. Die Oberfläche zeigt rechts den aktuellen Schalldämmverlauf der gewählten Struktur und links die Eigenschaften des Bauteilaufbaus.

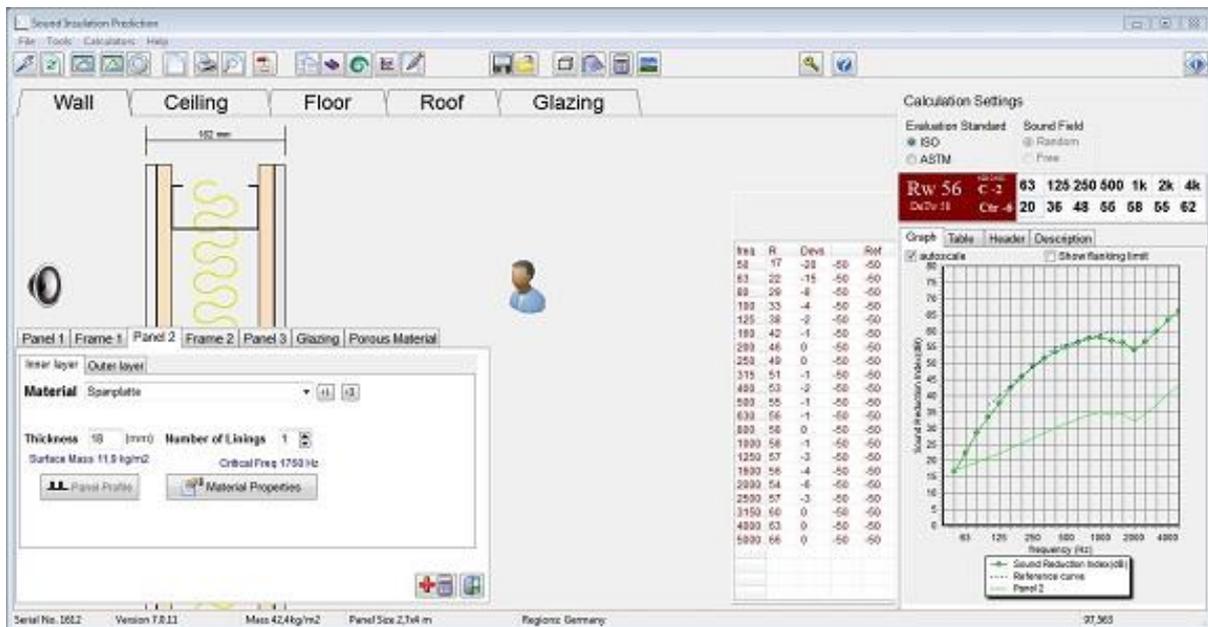


Abbildung 17 - Screenshot der INSUL Arbeitsoberfläche. Rot hinterlegt ist das Ergebnis der Berechnung, das den Einzahlwert des Schalldämmmaßes R_w , die Spektrum-Anpassungswerte C und Ctr in dB angibt.

3.3. CLT

Die Parameteranalyse beschränkt sich auf das Brettsperrholz oder „Cross laminated timber (CLT)“. Die später angeführte Resonanzfrequenzmethode wird ebenfalls nur an Brettsperrholzelementen durchgeführt. Eine kurze Einführung in die Funktions- und Bemessungssituation, im Speziellen der später benötigten Beigesteifigkeit, wird angeführt.

Das Brettsperrholz, eine seit 20 Jahren [32] verwendete Konstruktionsvariante, wird auch als Massivholz bezeichnet, da Holzlamellen ohne Zwischenraum zu Platten aneinandergereiht und übereinander gestapelt werden. Der Grundgedanke des CLT ist, das Quell- und Schwindverhalten von Holz durch schichtweises kreuzweises verleimen der einzelnen Platten zu reduzieren.

Holz ist ein Material mit orthotropen Materialparameter. Im Fall des CLT wird die Orthotropie durch die Anordnung der Holzlamellen bestimmt. Die ungerade Zahl der Schichten definiert eine Haupt- und Nebentragsrichtung. Der Zusammenhang der Biegesteifigkeiten kann bei gleich dicken Schichten wie in Abbildung 20 angegeben werden.

Die Bezeichnungen sind der in Abbildung 19 konsistent. Dabei ist B11 die Biegesteifigkeit in Richtung der Decklamellen und B22 in Nebentragsrichtung. Der merkliche Steifigkeitsunterschied ist dafür verantwortlich, dass bei statischer Betrachtung der Tragfähigkeit die Nebentragsrichtung vernachlässigt wird.

Zur Bestimmung der ersten Eigenfrequenz wird diese „schwächere“ Biegesteifigkeit noch sehr hilfreich sein und kann nicht vernachlässigt werden. Die Erklärung ist eine einfache: Systeme geringer Steifigkeiten bspw. eine weiche Feder besitzen eine niedrige Eigenfrequenz, daher führt das System mit geringerer Biegesteifigkeit die erste Eigenfrequenz aus.

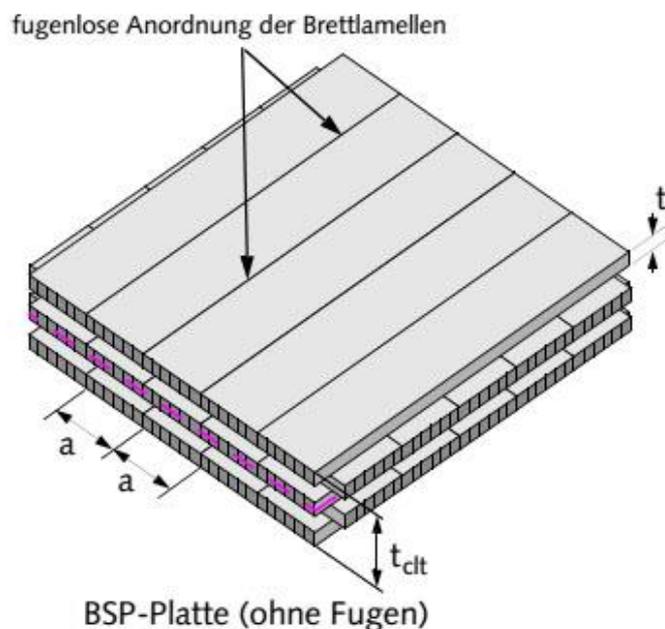


Abbildung 19 - Schemaskizze Brettsperrholz mit fugenlosen aneinandergereihten Holzlamellen mit breite a und dicke t_i . [33].

Schicht anzahl	B_{11}	B_{22}
Bsp-3s	$B_{11} = \frac{26}{27} \cdot E_0 \cdot \frac{t_{\text{clt}}^3}{12} \approx 0.963 \cdot E_0 \cdot \frac{t_{\text{clt}}^3}{12}$	$B_{22} = \frac{1}{27} \cdot E_0 \cdot \frac{t_{\text{clt}}^3}{12} \approx 0.037 \cdot E_0 \cdot \frac{t_{\text{clt}}^3}{12}$
Bsp-5s	$B_{11} = \frac{99}{125} \cdot E_0 \cdot \frac{t_{\text{clt}}^3}{12} \approx 0.792 \cdot E_0 \cdot \frac{t_{\text{clt}}^3}{12}$	$B_{22} = \frac{26}{125} \cdot E_0 \cdot \frac{t_{\text{clt}}^3}{12} \approx 0.208 \cdot E_0 \cdot \frac{t_{\text{clt}}^3}{12}$
Bsp-7s	$B_{11} = \frac{244}{343} \cdot E_0 \cdot \frac{t_{\text{clt}}^3}{12} \approx 0.711 \cdot E_0 \cdot \frac{t_{\text{clt}}^3}{12}$	$B_{22} = \frac{99}{343} \cdot E_0 \cdot \frac{t_{\text{clt}}^3}{12} \approx 0.289 \cdot E_0 \cdot \frac{t_{\text{clt}}^3}{12}$

Abbildung 20 - Biegesteifigkeit bei einheitlichen Lamellendicken und Materialparametern. Bei drei bis fünf Schichten. Die Haupttragachse stimmt der Orientierung der Deckenlammelle überein. [33]

Bei uniproportionalen Schichten kann Abbildung 20 nicht verwendet werden daher wird die Biegesteifigkeit wie gewöhnlich als Produkt aus Eigenanteil dem Flächenträgheitsmoment, dem Steineranteil und Elastizitätsmodul berechnet.

$$B_x = \sum_{n=0}^k E_0 \left(\frac{bt_i^3}{12} \right) + \sum_{m=0}^j E_0 e_j^2 A_j \quad (20)$$

x wird als die Plattenachse in Richtung der Auslenkung bzw. Biegebewegung darstellt. Der E-Modul der Schichten und die dazugehörige Orientierung der Holzfasern in 0° zur Faser E_0 und senkrecht zur Faser E_{90} wird für alle Schichten als konstant vorgegeben. b ist die Breite der Platte (meistens als 1m angenommen), e_j der zum Steiner-Anteil gehörige Abstand zur neutralen Faser und A_i die zugehörige Fläche aus Produkt von b und t_i .

Zur Berechnung der statischen Biegesteifigkeit wird die Querkontraktionszahl oder Poisson-Zahl nicht berücksichtigt (Vgl. [33]). Da man davon ausgeht, dass der Effekt der Querkontraktion, ergo die Änderung der Abmessungen senkrecht zur Beanspruchungsrichtung, durch die einzelnen Brettlamellengrenzflächen nicht gut übertragen wird. Weitere Gründe sind vereinzelte Risse in den Lamellen, die ebenfalls den positiven Effekt der Querkontraktion im gesamten Querschnitt vermindern. [33]

Die auftretende Drillung der Platte bei Moden die in beide Achsen eine Biegebewegung beschreiben, sei hier zusätzlich angeführt. Bei einer Schmalseitenverklebung, bei welcher die einzelnen Lamellen zusätzlich an der schmalen Längsseite verleimt sind und bei einheitlichen Materialparametern, lässt sich die Drillsteifigkeit nach DIN 1052 wie folgt angeben.

$$D_{xy} = G_0 \frac{bt_{\text{CLT}}^3}{6} \quad (21)$$

Der Schubmodul G_0 wird als parallel zur Faser angenommen.

In [33] wird zur statischen Bemessung von Brettsperrholz die Drillsteifigkeit in anderer Form berechnet. Die zu empfehlende Bemessungshilfe von pro:Holz Austria bemisst die Drillsteifigkeit, unter Berücksichtigung von Rissen, mithilfe eines Korrekturbeiwerts.

Der endlichen Schubsteife ist ebenfalls Rechnung zu tragen, da im Speziellen das Brettsperrholz geringe Schubmodule, wie der Rollschub die Steifigkeit beeinflusst. Eine ingenieurmäßige Möglichkeit die Schubnachgiebigkeit zu berücksichtigen ist die Abminderung des Steiner-Anteils bei Bestimmung der Biegesteifigkeit durch einen Beiwert γ , wie dies im Gamma-Verfahren zur Anwendung kommt.

$$B_x = \sum_{n=0}^k E_0 \left(\frac{bt_i^3}{12} \right) + \sum_{m=0}^j \gamma_j E_0 e_j^2 B_j \quad (22)$$

Das Gamma-Verfahren ist in EN 1995-1-1, Anhang B: Nachgiebig verbundene Biegestäbe beschrieben und wird in dieser Arbeit angewendet. Für den Fall des Brettsperrholzes wurde in [33] das Gamma-Verfahren konkretisiert.

3.4. Parametermatrix

In den Kapiteln der Theorie wurde der Schalldämmverlauf im bauakustisch relevanten Bereich skizziert. Für bestimmte Abschnitte konnte man wenige Materialparameter definieren die diesen maßgeblich beeinflussen. Diese sollen im Anschluss nun kurz aufgezählt werden. Die bestimmenden Parameter werden in weiterer Folge für das Brettsperrholz quantifiziert und in der Simulation verwendet.

Kürzel	Bezeichnung / Einheit	Brettsperrholz
ρ	Dichte in kg/m^3	350 - 550*
d	Dicke in mm	60 - 120
E	Elastizitätsmodul in MPa	
	E_0 In Faserrichtung	11600-14700**
	E_{90} Quer zur Faser	390-490**
μ	Querkontraktionszahl (wird vernachlässigt)	
G	Schubmodul in MPa	
	G_0 In Faserrichtung	720-910**
	G_R Rollschub (wird nicht berücksichtigt)	
η	Verlustfaktor	0,01 - 0,1***

Bestimmende Parameter:

* aus eigener Labormessung

** Holzklasse GL14h-GL36h (nach enBR)

*** aus Literatur

Quellen zu den Werten aus der Literatur sind: [6] und Baustoffkennwerte nach eurocodenaher Berechnungsrichtlinie (enBR:2007) des Instituts für Holzbau an der TU Graz siehe Anhang

Die einzelnen Simulationsszenarien isolieren jeweils einen Parameter und variieren den zugehörigen Wertebereich vom Minimal zum Maximalwert um die Auswirkung auf das Schalldämmmaß einer Wand bestehend aus einer CLT Platte zu beobachten. Eine Wand aus einer CLT-Platte entspricht weder den Anforderungen an Schall- noch an den Wärmeschutz nach geltender Bautechnikverordnung, dennoch versucht der Autor durch diese Simulationsanordnung die Auswirkungen der einzelnen Parameter auch in Hinblick auf eine variierende Koinzidenzfrequenz klar darzustellen.

Die Simulation enthält ebenfalls eine doppelschalige Wand wie sie als Trennwand zwischen verschiedenen Nutzungen Anwendung findet, und einem einschaligen Aufbau mit Vorsatzschale unterschiedlicher Befestigungsart.

3.5. Varianten

Die bereits definierten Wertebereiche zu den Materialeigenschaften werden nun in Simulationsvarianten unterteilt. Eine Standardvariante soll zudem als Basis für die abschließende Diskussion bzw. Ergebnisgegenüberstellung herangezogen werden.

Die Standardvariante bildet sich im Wesentlichen aus dem Mittel zu jeder Materialeigenschaft, wobei in jeder Simulation von einer 3-Schicht Platte ausgegangen wird. Zur Simulation in INSUL wurden neben den variierenden Materialeigenschaften sämtliche Einstellungen auf Werkseinstellung belassen:

- Plattenabmessung: Höhe 2,7m, Breite 4,0m
- Raumvolumen: 50m³
- Nachhallzeit des Empfangsraumes: 0,5s
- Sewell-Korrektur⁴ und Flankendämpfung⁵ aktiviert.

Es wird in fünf Positionen unterschieden die gleichzeitig einen Materialparameter darstellen:

Steifigkeit, Orthotropie, Dicke, Dichte und innere Dämpfung. Auf die Variation der Querkontraktionszahl wurde verzichtet, da diese, laut gängiger Auffassung, die Steifigkeit im Brettspertholz „nicht beeinflusst“. Aufgrund der Tatsache, dass INSUL den Schubmodul über die Querkontraktionszahl bestimmt wurde dieser mit 0,25 angenommen.

Die Positionen werden kurz erläutert:

Steifigkeit:

In Anlehnung an die DIN EN 338-Bauholz für tragende Zwecke: Festigkeitsklassen und der DIN EN 14080 Holzbauwerke-Brettschichtholz und Balkenschichtholz-Anforderungen unter Berücksichtigung der enBR wurde wie folgt vorgegangen:

Wie im Fall des Brettschichtholzes (BSH) wird für Brettspertholz ebenfalls die Festigkeitsklassen für zusammengeklebte Brettlammellen glue laminated (Gl) herangezogen. Die Standard-Festigkeitsklasse trägt die Bezeichnung *GL24h*⁶ und wurde auch in dieser Arbeit verwendet. Dieser Festigkeitsbereich besitzt eine untere Grenze, welche bei einer statistischen Verteilung den Festigkeitswert darstellt, der von weniger als 5% der Stichproben nicht erreicht wird, die 5%-Fraktile. Dieser Grenzwert, als bspw. *GL24h*_{5%} bezeichnet, wird ebenfalls verwendet und nach enBR wie folgt berechnet:

$$E_{0,05} = \frac{5}{6} E_{0,mean} \quad (23)$$

Zum weiteren Vergleich wurde die in den Tabellen als höchste Festigkeitsklasse ausgewiesene Holzqualität (*GL36h*) mitberücksichtigt.

⁴ Berücksichtigt bei geringeren Plattenabmessungen die geringere Abstrahlung unterhalb der Koinzidenz

⁵ Berücksichtigt die Schalldämmung Trennbauteil zu Flankenbauteil

⁶ GL24h: Gl für glue laminated, 24 für die Biegefestigkeit in N/mm² und h für homogenes Holz (also nicht c für kombiniert)

Der Schubmodul konnte in INSUL nicht gesondert eingegeben werden, lediglich die Querkontraktionszahl. Diese wurde auf 0,25 festgelegt und nicht variiert.

Orthotropie:

Die Berechnung der Biegesteifigkeit übernimmt INSUL auf Basis des Elastizitätsmoduls und der Dicke des Bauteils. Unter der Einstellung Orthotropie ist es nun möglich einen Faktor zu definieren der das Verhältnis der beiden Biegesteifigkeiten definiert. Dieser Faktor durfte aber nicht kleiner als Eins sein, somit wurde die Nebentragsrichtung mit kleinerer Biegesteife durch E-Modul und Bauteildicke definiert und die Biegesteifigkeit der Haupttragsrichtung durch diesen Orthotropie-Faktor im Verhältnis multipliziert.

Auf Basis der Berechnung der Biegesteife in Abbildung 20 liegt das Verhältnis zwischen B_{11} und B_{22} bei gleichem E-Modul und gleicher Lamellenstärke der Brettlagen bei 26. Dieses Verhältnis wird auch in der Basisvariante verwendet.

$$B_{11} \frac{1}{27} I = B_{22} \frac{26}{27} I \Rightarrow B_{11} = 26 B_{22} \quad (24)$$

I wird als Trägheitsmoment bezeichnet. Das bedeutet, die Biegesteife in Haupttragsrichtung ist 26-mal höher als die in Nebentragsrichtung. Ein Minimalwert von 16 und ein Maximalwert von 36 wurden für die Simulation festgelegt. Eine weitere Simulationsvariante soll den Unterschied zwischen zwei und einer Koinzidenzfrequenz aufzeigen. Hierzu wurde der Orthotropie-Faktor gleich Eins gesetzt.

Siehe folgende Eingabemaske der Softwarelösung INSUL.

The screenshot shows the material editor interface for a CLT material. The 'Name' field is 'CLT' and the 'Typ' is 'Orthotropic'. The 'Kern' tab is selected, showing the following input fields and values:

- Dicke: 90,0 (mm)
- Dichte: 450,0 (kg/m3)
- Kategorie: Alle
- prtg: Elastizitätsmodul 0,468 (GPa)
- fc.m 28637 (Hz.kg/m2)
- Schwingungsdämpfung (η): 0,050
- Orthotropiefaktor: 26,00
- Anisotropic Ratio: 1,000
- Querdehnzahl: 0,25

Abbildung 21 - Eingabemaske des Materialeditors von INSUL. Eingabewerte entsprechen der Standardvariante.

Dicke:

Die Standardvariante besitzt drei gleich starke Lagen zu je 30mm. In dieser Simulationsvariante wird zusätzlich ein 60 und 90mm starkes Brettsperrholz simuliert.

Dichte:

Neben 450kg/m^3 als Mittelwert wird noch eine Holzdichte mit 350 und 550kg/m^3 zur Berechnung mit INSUL herangezogen. Beide Grenzwerte wurden in eigenen Labormessungen bestätigt.

Verlustfaktor:

Diese Parameteranalyse verwendet Angaben aus [10] und [34], und definiert den Standardwert mit 0,05, die Variation mit 0,01 und 0,1.

Ergebnisse:

Im folgenden Kapitel werden die Simulationsergebnisse der einzelnen Parameter sowohl als Schalldämmmaß je Terzband von 50-5000 Hz, als auch als bewertete Einzahlangabe mit den Spektrums-Anpassungswerten C und Ctr in fünf Ergebnisblättern zusammengefasst. Abschließend soll ein Spinnendiagramm die Unterschiede der Einzahl-Werte zwischen der Standardvariante und den gewählten Grenzwerten übersichtlich darstellen. Die kleineren Werte werden durchgehend als Minimalwerte (Min) und die erhöhten Werte gegenüber den Standardwerten als Maximalwerte (Max) definiert. Des Weiteren werden bis zu zwei Zusatzwerte für weitere Analysen angeführt. Um dem bautechnischen Aspekt in dieser Arbeit zu genügen, werden weitere Aufbauten, bspw. mit Vorsatzschale, durch INSUL simuliert und der Standard CLT-Wand gegenübergestellt.

Die Ergebnisdarstellung schließt mit einer Diskussion ab.

Simulation

Die ausgewählten Parameter in Tabellenform:

Tabelle 1 - Variantenmatrix: Je Variante wird ein Parameter gegenüber der Standardvariante geändert. Bis zu drei (und teilweise zwei) weitere Zusatzwerte sind angeführt.

	E-Modul		Orthotropie	Dicke	Dichte	innere Dämpfung	Poisson-Zahl
Einheit:	Festigkeitsklasse	MPa	-	mm	kg/m ³	-	-
Variante:							
Standard (3s Platte)	GL24h	11600*	26	90 (a'=30)	450	0.05	0.25
E-Modul	GL24h-5%**	9666,7					
	GL28h-5%**	10500					
	GL36h	14700					
Orthotropie			16, 36, 1, 1***				
Dicke				60; 120			
Dichte					350, 550		
innere Dämpfung						0.01, 0.1	

*tatsächlich wurde 11600/26 eingegeben

** die 5%-Fraktile des E-Modul (E0,05)

*** mit geändertem E-Modul=11600 MPa als der Standardwert

Variation des Elastizitätsmoduls:

Neben der Standardvariante (als GL24h mit 11600 MPa) werden drei weitere Elastizitätskonstanten simuliert. Wobei GL24h-5% die untere Grenze und GL28h-5% die obere Grenze der Festigkeitsklasse GL24h darstellen und hier verwendet werden. Der zugehörige E-Modul bei GL36h wird ebenfalls simuliert (als Zusatzwert 1) und soll die Auswirkungen einer sehr hochwertigen Festigkeitsklasse darstellen.

Tabelle 2 - Eingangsparameter Variante E-Modul

E-Modul		
Min	Max	Zusatzwert 1
GL24h-5%	GL28h-5%	GL36h
9666,7 MPa	10500 MPa	14700 MPa

Als Resultat ergeben sich Unterschiede in den Koinzidenzfrequenzen, die jedoch keinen Einfluss auf die Einzahl-Bewertung des Schalldämmmaßes haben. Erkennbar ist die fallende Koinzidenzfrequenz bei steigendem Elastizitätsmodul, am Beispiel der Kurve GL36h.

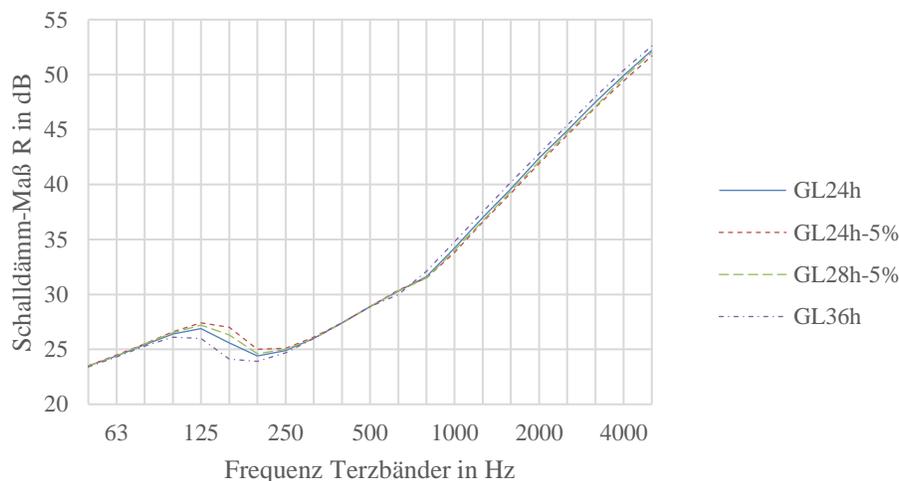


Diagramm 1 - Simulationsergebnis der Variante E-Modul als Schalldämmmaß je Terzband.

Tabelle 3 - Ergebnisse Variante E-Modul

Ergebnisse in dB:	Standard	Min	Max	Zusatzwert 1
Rw	34	34	34	34
C	-1	-1	-1	-1
Ctr	-3	-3	-3	-3
Koinzidenzfrequenz in Hz:				
fc1	148	192	155	131
fc2	742	794	761	643

Variation der Orthotropie:

Wie bereits beschrieben ergibt sich das Verhältnis zwischen B11 und B22 bei drei gleich starken Lamellen zu 26. Des Weiteren wurde 16 und 36 als Minimal und Maximalwert angenommen. Die Änderung der Biegesteife würde man bspw. durch unterschiedliche Lamellenstärken erhalten. Zwei weitere Simulationen sollen zeigen, wenn B11 gleich B22 ist und somit der Einbruch bei Koinzidenz verringert wird (Zusatzwert 1 und 2).

Tabelle 4 - Eingangsparameter Variante Orthotropie

Orthotropie			
Min	Max	Zusatzwert 1	Zusatzwert 2
16	36	1	1

Für die Variation der Biegesteife ergibt sich keine Differenz in den Einzahlwerten, solange die Biegesteifigkeiten je Platte stark unterschiedlich sind und somit die Koinzidenz stark ausgeprägt ist. Im Fall Z1 wurden beide Biegesteifigkeiten der Nebentragrichtung (B22) gleichgesetzt. Im Fall Z2 wurden ebenfalls eine Biegesteife in beiden Achsen angenommen, wobei die höhere Biegesteife (B11) für beide Plattenrichtungen angenommen wurde. Bei Z1 erkennt man die bessere Schalldämmung unterhalb der Koinzidenz. Dieses Verhalten führt zu einer Verbesserung um $R_w = 1$ dB.

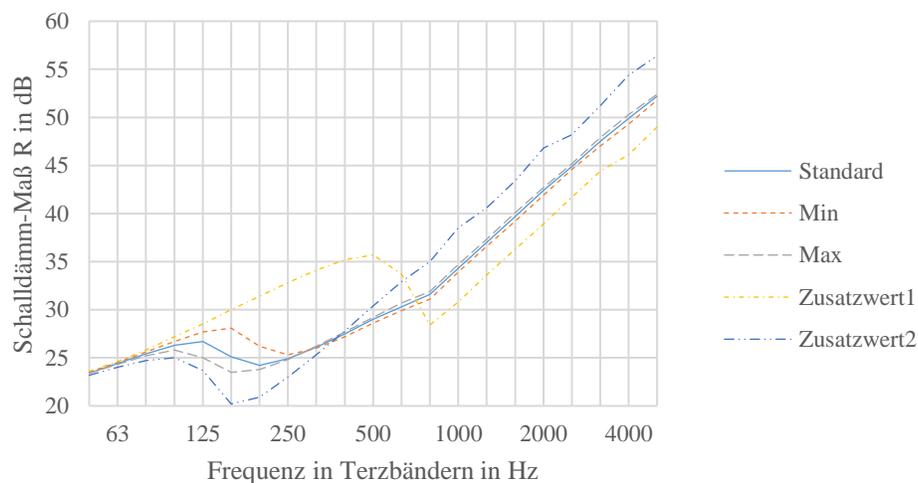


Diagramm 2 - Simulationsergebnis der Variante Orthotropie als Schalldämmmaß je Terzband.

Tabelle 5 - Ergebnis Variante Orthotropie

Ergebnisse in dB:	Standard	Min	Max	Zusatzwert 1 (Z1)	Zusatzwert 2 (Z2)
R _w	34	34	34	35	34
C	-1	-1	-1	-1	0
C _{tr}	-3	-3	-3	-3	-4
Koinzidenzfrequenz in Hz:					
fc1	142	181	121	724	142
fc2	724	724	724	724	142

Variation der Dicke der CLT Platte

Um den Einfluss der Dicke zu beobachten, wird neben dem Standardwert von 90mm, die Gesamtplattenstärke mit 60 und 120mm simuliert.

Tabelle 6 - Eingangsparameter Variante Plattenstärke

Plattendicke	
Min	Max
60mm	120mm

Eine höhere Plattenstärke führt zu besseren Schalldämmwerten. Erhöht man die Gesamtdicke um ein Drittel, verbessert sich das Schalldämmmaß als Einzahlwert um 2dB. Gut erkennbar ist auch die Verschiebung des Koinzidenzeinbruchs bei dünnerer Platte nach rechts.

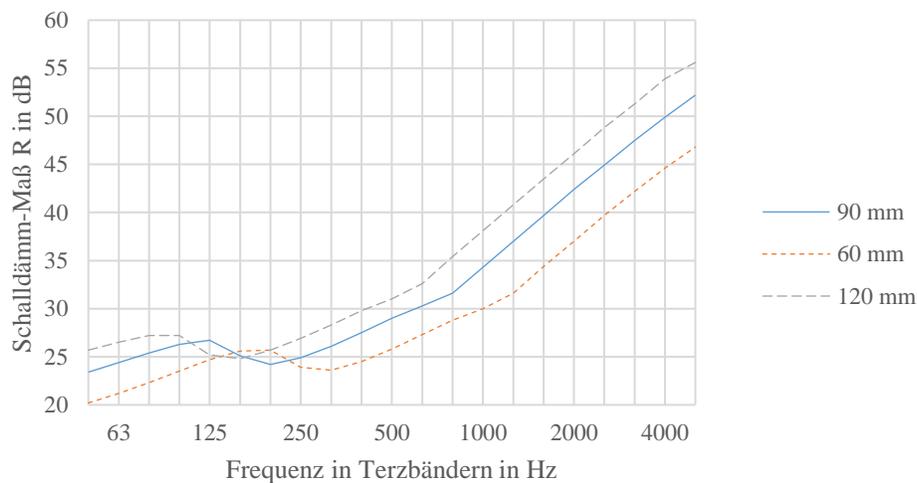


Diagramm 3 - Simulationsergebnis der Variante Plattenstärke als Schalldämmmaß je Terzband.

Tabelle 7 - Ergebnisse Variante Plattenstärke

Ergebnisse in dB:	Standard	Min	Max
Rw	34	31	36
C	-1	-1	0
Ctr	-3	-3	-3
Koinzidenzfrequenz in Hz:			
fc1	142	213	106
fc2	724	1086	543

Variation der Holzdichte

Auf Basis interner Messung wurde eine Schwankungsbreite der Dichte von 400 bis 550kg/m³ festgestellt. Somit wurde für die minimale Dichte mit 350 und der Maximalwert mit 550kg/m³ bestimmt. Diese Schwankungsbreite kann durchaus im Zuge des Fertigungsprozesses auftreten.

Tabelle 8 - Eingangsparameter Variante Dichte

Holzdichte	
Min	Max
350 kg/m ³	550 kg/m ³

Eine Schwankungsbreite der Dichte um +/- 100 kg/m³ ergibt eine Verbesserung bei höherer Dichte des Schalldämmmaßes um 2 dB und eine Verschlechterung bei geringerer Dichte von 1dB. Gut erkennbar ist die parallele Verschiebung der Funktion bei Änderung der Dichte.

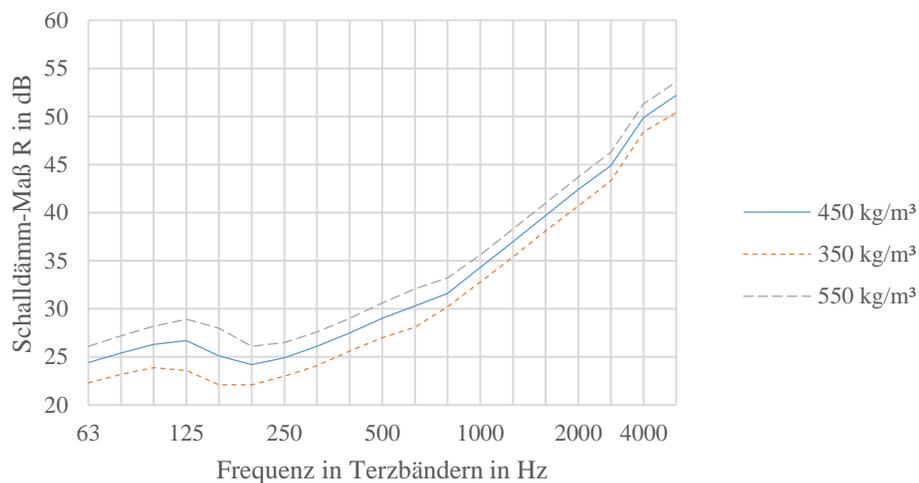


Diagramm 4 - Simulationsergebnis der Variante Dichte als Schalldämmmaß je Terzband.

Tabelle 9 – Ergebnis Variante Dichte

Ergebnisse in dB:	Standard	Min	Max
Rw	34	32	35
C	-1	-1	0
Ctr	-3	-3	-2
Koinzidenzfrequenz in Hz:			
fc1	142	125	157
fc2	724	638	800

Variation der Materialdämpfung

Den bereits angeführten Literaturquellen wurde die Schwankungsbreite des inneren Verlustfaktors mit 0,01 als Minimum und 0,1 als Maximalwert entnommen.

Tabelle 10 - Eingangsparmeter Variante Materialdämpfung

Materialdämpfung	
Min	Max
0,01	0,1

Man erkennt gut den Einfluss der Materialdämpfung ab der Koinzidenzfrequenz. Eine höhere Dämpfung um die angeführten 100% auf $\eta=0,1$ führt zu einer Verbesserung des resonanzbestimmten Frequenzbereiches und somit zu einem Schalldämmmaß von 36 dB gegenüber der höheren inneren Dämpfung (= steiferes Material) mit 30 dB.

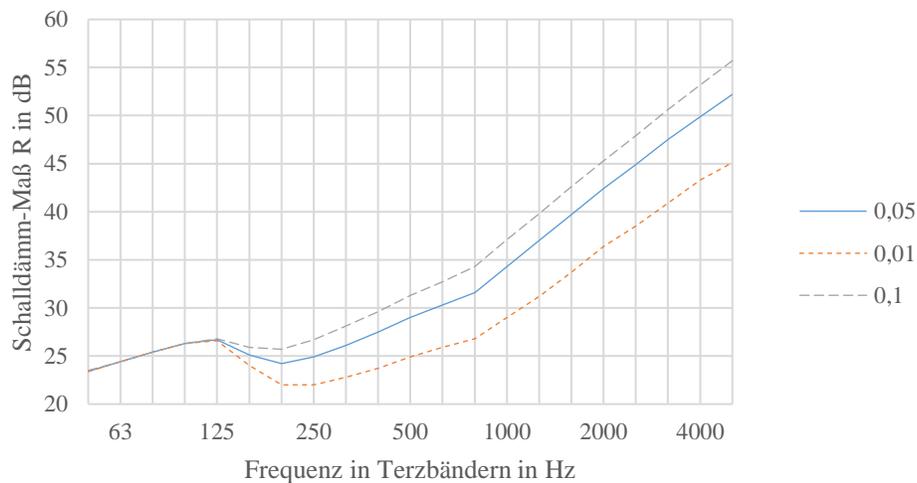


Diagramm 5 - Simulationsergebnis der Variante Materialdämpfung als Schalldämmmaß je Terzband.

Tabelle 11 - Ergebnis Variante Dichte

Ergebnisse in dB:	Standard	Min	Max
Rw	34	30	36
C	-1	-1	-1
Ctr	-3	-3	-3
Koinzidenzfrequenz in Hz:			
fc1	142	142	142
fc2	724	724	724

Diskussion:

Die Simulationsergebnisse bei Variation einzelner Eigenschaften einer 3-schichtigen Brettsperrholzplatte weisen keine signifikanten Änderungen auf. Die Softwarelösung INSUL prognostiziert Schwankungen der Einzahlbewertung bei Variation einzelner Eigenschaften bis zu 4dB, wobei die Vorhersagegenauigkeit der Software $\pm 3\text{dB}$ beträgt. Jedoch kann bei einschaligen Wänden davon ausgegangen werden, dass diese gut prognostiziert werden. Zum Beweis gibt der Bauphysik-Katalog der Firma StoraEnso für eine einschalige CLT-Wand ein Schalldämmmaß von 34dB (CLT-C3s 100mm) an, welches auch in der Simulation der Standardvariante ($R_w=34\text{dB}$) mit INSUL ausgegeben wird.

Das folgende Spinnendiagramm gibt für alle Varianten den Einzahlwert des Schalldämmmaßes an. Man erkennt, dass sich folgende Parameter:

- höhere Dichte
- höhere Dicke
- höhere innere Dämpfung

sich positiv auf das Schalldämmmaß auswirken. Eine weitere Verbesserung kann durch die bessere Wahl der beiden Biegesteifigkeiten in der Weise erreicht werden, sodass der anisotrope Charakter einer CLT-Platte durch gleiche Biegesteifigkeiten entschärft wird. Dadurch schrumpft der Einbruch der Schalldämmung aufgrund von Koinzidenz zu einem kleineren Bereich. Der Elastizitätsmodul des Holzes in üblichen Sortierklassen hat keinen Einfluss auf das Schalldämmmaß, obwohl sich die Koinzidenzfrequenz merklich verschiebt.

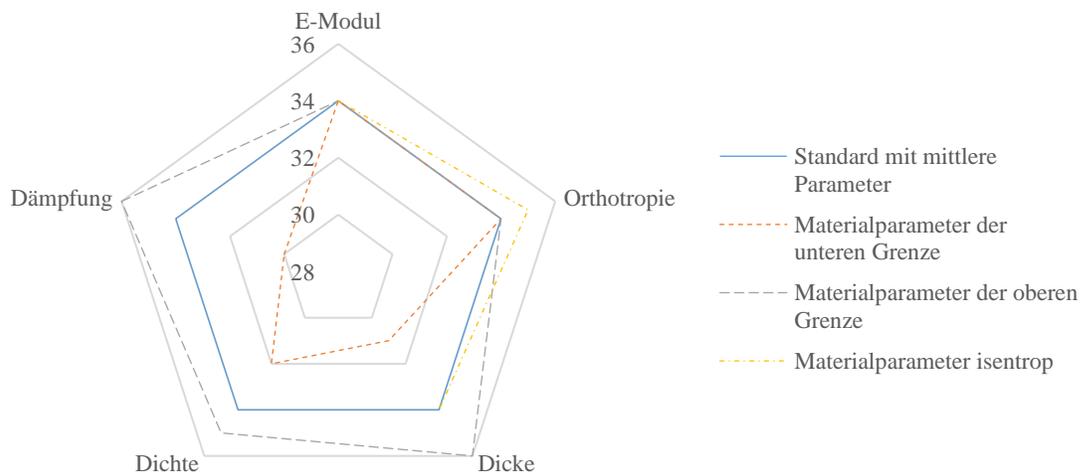


Abbildung 22 - Vergleich der Variantenstudie aller Parameter durch das bewertete Schalldämmmaß (R_w) in dB.

Um dem praktischen bauakustischen Ansatz nachzukommen, werden verschiedene übliche Wandaufbauten mit CLT-Elementen in INSUL simuliert und der oben definierten Standardvariante gegenübergestellt. Damit wird gezeigt, dass die Adaptierung einer CLT-Wand, bspw. mit einer Vorsatzschale, erheblichen Einfluss auf das Schalldämmverhalten hat. Weiters werden verschiedene Befestigungsmöglichkeiten diskutiert und im folgenden Ergebnisblatt gegenübergestellt.

4. LABORUNTERSUCHUNG

Nun wird der praktische Teil dieser Diplomarbeit vorgestellt. Dieser beinhaltet eine Form der Modalanalyse, die Messung der Dichte und Körperschall-Nachhallzeit. Zur Erinnerung, die Modalanalyse beschäftigt sich mit Eigenschwingungsformen von Strukturen. In dieser Untersuchung wird nun eruiert ob, es möglich ist, durch Bestimmen der ersten Eigenfrequenzen der zur Verfügung gestellten Platten, auf die Steifigkeit, im Speziellen dem Youngschen Elastizitätsmodul, eine Aussage treffen zu können.

Es wurden Drei und Fünf-Schicht-Platten bei einfach gelagerter Auflagerung und mit freien Enden als Auflagerbedingungen untersucht.

An dieser Stelle soll ein Dank an die zuvorkommenden Partnerfirma StoraEnso, die ohne zu Zögern die Fertigung der CLT-Platten und den Versand an unser Institut übernommen hat, ausgesprochen werden.

Die Messung und Auswertung zur Resonanzfrequenzmethode gliedert sich wie folgt:

1. Auflagerbedingungen
2. Messsystem: Beschleunigungssensor und Messposition
3. Anregeposition
4. Messsystem: Aufnahmegerät
5. Transformation des Signals von Zeitbereich in Frequenzbereich
6. Identifikation der ersten und zweiten Resonanzfrequenz
7. Unter Berücksichtigung der Auflagerbedingung, Materialeigenschaften und Plattenabmessung die ersten beiden Eigenfrequenzen berechnen
8. Vergleich der gemessenen und berechneten Eigenfrequenz und ggf. Materialparameter im Toleranzbereich anpassen
9. Zusätzliche Bestimmung der Dichte und Körperschall-Nachhallzeit der Platten

Die Positionen werden im Folgenden näher erläutert:

1. Auflagerbedingungen

Exakte Auflagerbedingungen sind entscheidend für eine klare Signalantwort. In dieser Arbeit wurde auf allen vier Seiten gelagerte und frei aufgehängte Platten untersucht. Siehe folgende Abbildungen:



Abbildung 23 - Auflagerbedingung: einfach gelagert (links) am Institut für Bauphysik und Schallschutz der TU Wien, frei gelagert (rechts) am Austrian Acoustic Center der Holzforschung Austria.

Bei der allseitigen Lagerung wurde die Platte auf Betonblöcken und einer beschwerten Holzstaffel am Rand aufgelegt. Wobei die Auflagerbreite zwischen Innenkante Betonblock und Außenkante Holzplatte 2cm betrug. Aufgrund der rauen Betonoberfläche und der teilweise unebenen Holzplatten wurde die Auflagerflächen mit gewöhnliche Gips Füllmasse verspachtelt und zum Schutz der Holzplatte vor Feuchte mit einer Folie überzogen, siehe folgende Abbildung.



Abbildung 24 – Draufsicht der allseitigen Lagerung (links), einfacher Lagerung im Detail (rechts).

Die Betonaufleger durch 2cm dicke Mineralwolle-Trittschalldämmplatten zu entkoppeln brachte nicht den gewünschten Erfolg, da die Resonanzfrequenzen dadurch verschluckt wurden und kaum erkennbar waren.

2. Messsystem: Beschleunigungssensor und Messposition

Zur Aufnahme der Amplitude wurde folgender Beschleunigungssensor verwendet:

Instrument:	Dytran Instruments; Made in USA
	dytran.com
Modellnummer:	Model 3055B2
Genauigkeit:	102,5 mV/g
Messtyp:	Einachsig
Status:	Nicht kalibriert
Gewicht:	~10 Gramm



Abbildung 25 - Beschleunigungsaufnehmer

Es gibt mehrere Möglichkeiten Bewegungsaufnehmer an der Platte zu Befestigen. Nach [35] weist die Montage mit Wachs ein konstantes Übertragungsverhalten bis 8000 Hz auf. Der Phasengang, also das Nacheilen des Aufnehmers der eigentlichen Schwingbewegung der Platte, kann bei dieser Anwendung nach [35] vernachlässigt werden.

Die Position des Aufnehmers hängt von der zu messenden Eigenmode ab. Die erste Eigenfrequenz ist immer in Plattenmitte durch einen maximalen

Ausschlag erkennbar. Bei höheren Eigenfrequenzen mit mehreren Schwingungsbäuchen empfiehlt es sich die Schwingungsknoten auf die Platte zu zeichnen und den Beschleunigungssensor jeweils zwischen zwei Schwingungsknoten zu platzieren.

3. Anregeposition



Abbildung 26 - Position des Beschleunigungsaufnehmers bei allseitig gelagerter Platte auf der Unterseite der Platte (links) und aufgehängter Platte (rechts). Diese Messung wurde am Institut durchgeführt.

Die Anregung fand an mehreren Stellen der Platte, mit einem gewöhnlichen Eisenhammer statt. Ein zu weicher Hammerkopf führt zu geringeren Amplituden und die Identifizierung der Eigenfrequenzen ist dadurch schwieriger. Beste Resultate ergaben sich durch eine leicht außermittige Anregung. Nach [15] führt eine mittige Anregung zu weniger Eigenmoden, da diese Anregungsposition oft auf Schwingungsknoten fällt.

4. Messsystem: Aufnahmegerät

Das Signal des Sensors wurde 5 Sekunden als WAV-Datei mit einer Abtastrate von 48000 Hz und einer Auflösung der Amplitude von 1152 kbit/s aufgezeichnet.

Zur Aufzeichnung der Signale des Beschleunigungssensors wurde folgendes Instrument verwendet:

Instrument:	Precision Sound Analyser Nor140
Modellnummer:	Model 3055B2
Genauigkeit:	25 dB (Z-bewertet)
Dynamikbereich:	120 dB
Frequenzbereich:	0,4-20000 Hz
Status:	Nicht kalibriert

Nebengeräusche spielten für die Aufnahme keine Rolle, da die Schwingungsanregung durch den Hammerschlag um >60 dB größer als der Umgebungsgeräuschpegel war.

5. Transformation des Signals von Zeitbereich in Frequenzbereich

Mithilfe der Fourier-Reihenentwicklung kann das Signal in ein Frequenzspektrum zerlegt werden. Eine Fourier-Reihe setzt sich aus Schwingungsanteilen zusammen die als Summe das Signal abbilden.

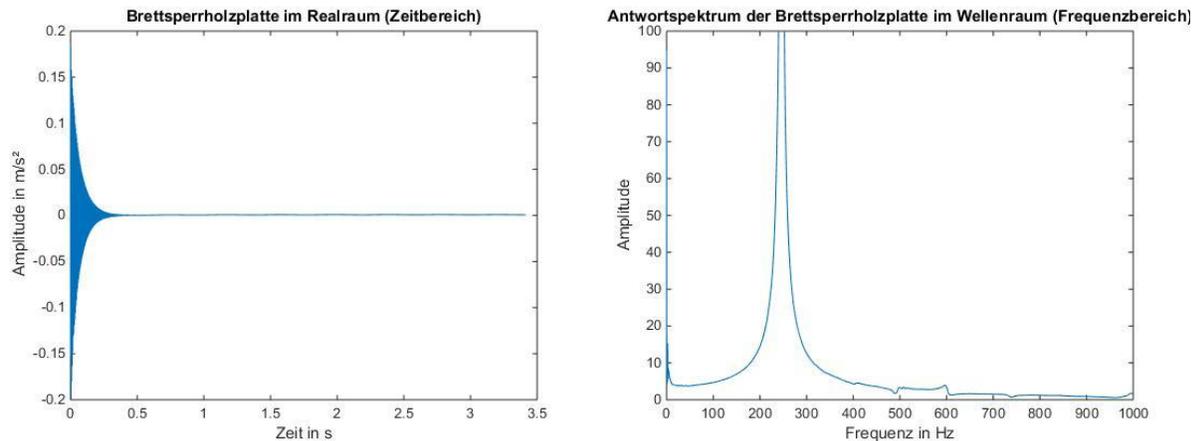


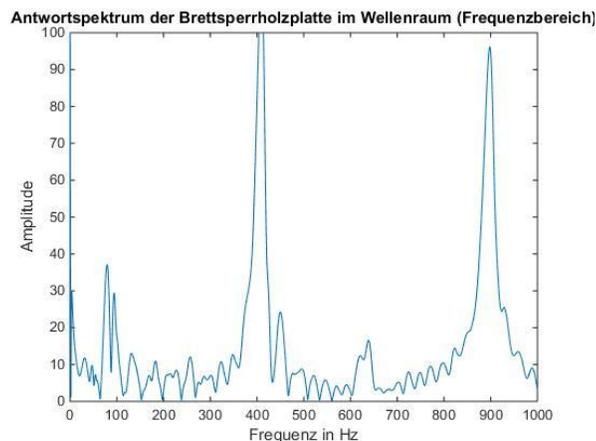
Abbildung 27 - Ausgangssignal im Zeitbereich (links), Fourier-Zerlegung im Bild- oder Frequenzbereich (rechts) einer frei aufgehängten 5-schichtigen CLT-Platte mit der Grundfrequenz oder ersten Resonanzfrequenz bei 248 Hz.

Die Softwareumgebung Matlab wurde zur Berechnung und Transformation des Signals verwendet. Dabei wurde das Audiosignal des Beschleunigungssensors als WAV-Datei eingelesen. Das Signal wurde weiter in absoluten Zahlen (Hochklappen der negativen Schwingungsanteile), wodurch die Spiegelsymmetrie des Signals um die Ordinate im Frequenzbereich wegfällt, der Fourier Transformation zugeführt. Das Ergebnis ist im Frequenzspektrum geplottet.

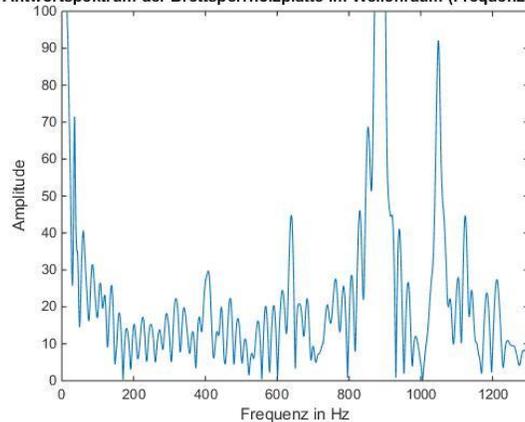
Im Anhang ist die in dieser Arbeit verwendete Methode als Matlab Code angeführt. In Abbildung 27 ist das Ergebnis der Fourier-Transformation aus dem ursprünglichen Signal abgebildet. Das Signal stammt aus der Messreihe der 5-Schicht Platte frei aufgehängt.

6. Identifikation der ersten und zweiten Resonanzfrequenz

Die Identifizierung der Resonanzfrequenz erfolgte manuell. Mithilfe des weiter unten angeführten Zusammenhangs wurde die Lage der ersten beiden Eigenfrequenzen abgeschätzt und durch Matlab-Funktionen die einzelnen Maxima im Frequenzbereich auf wenige Herz genau bestimmt. Wie in Abbildung 27 ist die erste Eigenfrequenz einfach abzulesen und bei



Antwortspektrum der Brettsperrholzplatte im Wellenraum (Frequenzbereich)



Antwortspektrum der Brettsperrholzplatte im Wellenraum (Frequenzbereich)

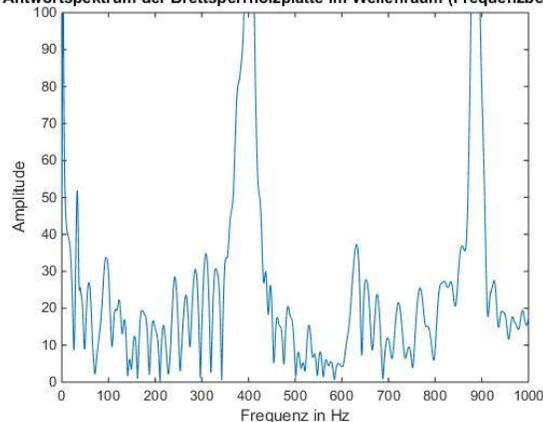


Abbildung 28 - Antwortspektrum im Frequenzbereich der gleichen 3-schichtigen, allseitig gelagerten, CLT-Platte bei unterschiedlicher Anregeposition und nicht wechselnder mittlerer Sensorposition. Die erste Eigenfrequenz soll nach erster Abschätzung bei 850 Hz liegen.

Wiederholen des Messvorgangs ergeben sich kaum Verschiebungen der Pegelspitzen entlang der Frequenzachse.

Im Fall der allseitig gelagerten Platte verändert sich die Lage der ersten Eigenfrequenz bei unterschiedlicher Anregeposition deutlich. In der folgenden Abbildung 28 werden drei Messvorgänge der gleichen allseitig gelagerten 3-schichtigen Platte illustriert.

Die erste Eigenfrequenz soll nach erster Abschätzung durch Standardparameter bei 850 Hz liegen. Zwei Messvorgänge weisen einen Spitzenpegel bei 400 Hz auf, welche nicht nachzuvollziehen waren. Lediglich die zweite Messung wies einen deutlichen Ausschlag bei 850 Hz auf.

Im Vergleich zu Abbildung 28 sind die Ergebnisse durch Aufhängen der Platte (siehe Abbildung 27) klarer und die Eigenfrequenz einfach zu bestimmen. Die Amplitude der ersten Resonanzfrequenz übersteigt in nahezu allen Fällen den maximalen Beschleunigungspegel der Anregung.

Ein Vorteil der allseitigen Lagerung ist die höhere Anzahl an Amplituden also Eigenschwingungen, die gemessen werden – jedoch oftmals nicht zu den Berechnungsergebnissen zugeordnet werden konnten, doch dazu mehr in Kapitel 4.3.

Zu 7. Die ersten beiden Eigenfrequenzen, anhand der Randbedingungen, berechnen

Der Zusammenhang zwischen der Eigenfrequenz und den materialbezogenen Parametern ist in [10] für einfach gelagerte rechteckige Platten, wie folgt definiert:

$$f_{i,n} = \frac{\pi}{2\sqrt{m'}} \left[\frac{i^4}{(a-2e)^4} B_x + \frac{n^4}{(b-2e)^4} B_y + \frac{2i^2n^2}{(a-2e)^2(b-2e)^2} B_{xy} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (25)$$

Mit der flächenbezogenen Masse als m' , der Anzahl der halben Wellenlänge oder Schwingungsbüchse als i bzw. n , Plattenabmessung, reduziert mit der Auflagerbreite e , als a bzw. b und die zugehörigen Biegesteifigkeiten als B_x und B_y bezeichnet. Die der Drillsteifigkeit B_{xy} wurde für Brettsper Holzplatten gemäß DIN 1042 wie folgt angenommen:

$$B_{xy} = E_{x,y} \left(\frac{h^3}{6} \right) \quad (26)$$

Im Fall der einachsigen Biegewelle einer Platte, welche als schwingender Pseudo-Balken interpretiert wird, mit freien Enden, gilt nach [2] für Eigenfrequenzen folgender Zusammenhang:

$$f_{i,n} = \frac{\pi}{2\sqrt{m'}} \left[\frac{G_1^4}{a^4} B_x + \frac{G_2^4}{b^4} B_y + \frac{2H_1H_2}{a^2b^2} B_{xy} + \frac{4(J_1J_2 - H_1H_2)}{a^2b^2} B_{xy}^* \right]^{\frac{1}{2}} \quad (27)$$

Mit der Länge a in Richtung der Biegewelle, B der zugehörigen Biegesteifigkeiten wie oben angegeben, wobei B_{xy}^* eine weitere Steifigkeit darstellt. $i = 1, 2, \dots, n = 1, 2, 3, \dots$ sind die Anzahl der halben Wellenlänge und m' ist die flächenbezogene Masse. Gleichung (27) ist eine vollständig analytische Herleitung. Die Beiwerte die in Gleichung (29) angeführt sind, dienen zur Simplifizierung der Formel.

Für die notwendige Berechnung lässt sich obige Formel vereinfachen, da die Platte immer nur in eine Achse schwingt und somit die Terme die die Drillsteifigkeit berücksichtigen verschwinden und zwar zu:

$$f_{i,0} \vee f_{0,i} = \frac{\pi}{2\sqrt{m'}} \left[\frac{G^4}{a^4} B_x \right]^{\frac{1}{2}} \text{ bzw. } \frac{\pi}{2\sqrt{m'}} \left[\frac{G^4}{b^4} B_y \right]^{\frac{1}{2}} \quad (28)$$

Mit den frequenzabhängigen Konstanten⁷ ergeben sich folgende Beiwerte:

$$G = \begin{cases} 1,506, & i = 3 \equiv \text{erste Mode} \\ i - \frac{3}{2}, & i > 3 \equiv \text{höhere Mode} \end{cases} \quad (29)$$

Die weiteren Konstanten für höhere Schwingungsmoden findet man in [2].

8. Vergleich der gemessenen und berechneten Eigenfrequenz

Die Annäherung der errechneten zur tatsächlichen Resonanzfrequenz ist manuell möglich. Es empfiehlt sich so viele unbekannte Parameter wie möglich Apriori zu bestimmen. Das bedeutet, die Holzdichte und das Trägheitsmoment mit exakten Plattendicken mitzuberechnen.

Einen großen Einfluss auf die berechneten Eigenfrequenzen haben die angenommenen Wellenlängen der Platte. Im Fall der einfachen Lagerung ergeben sich Schwierigkeiten, da die Platte nicht exakt überall aufliegt und die Auflagerfläche bzw. Auflagerbreite ebenfalls variieren kann. In der Bestimmung der tatsächlichen Länge der schwingenden Platte wurde zumindest die Wellenlänge nicht der Plattenlängen sondern um die Auflagerlänge an beiden Plattenden reduziert gleichgesetzt.

Bei der Platte mit freien Enden spielen Nahfelder eine Rolle, siehe folgende Abbildung aus [15].

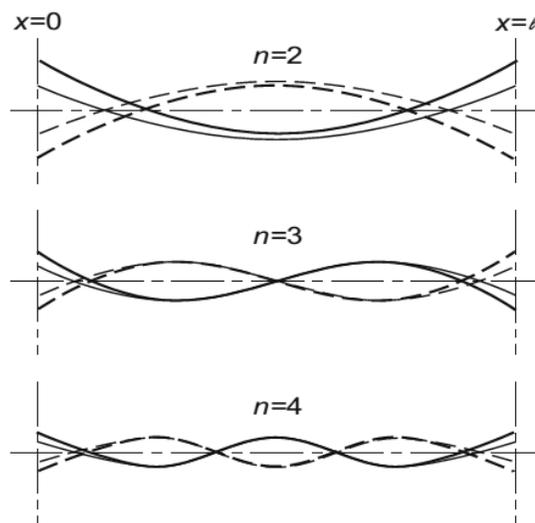


Abbildung 29 - Biege-Eigenschwingungen eines Stabes mit freien Enden; ohne Berücksichtigung des Nahfelds (dünn Linie), mit Berücksichtigung des Nahfelds ergibt sich eine vollständige Biegeschwingung (dicke Linie). (Die ausgezogenen und strichlierten Linien unterscheiden sich um eine halbe Periodendauer)

⁷ In [2] wird erst ab der dritten Halbwellenlänge eine gewöhnliche Biegeschwingung in der Platte (durch die obige Formel) beschrieben. Allerdings schwingt eine frei schwingende Platte ab einer vollständigen Wellenlänge. Die Angaben in diesem Fachbuch sind daher nicht schlüssig. Jedoch liefern die Angaben sehr gute Annäherung an die tats. Resonanzfrequenzen, wie später gezeigt wird.

Die Nahfelder bewirken, speziell im Fall der Grundschiwingung, eine Verschiebung der Schwingungsknoten. In [15] sind diese mit 7% angeführt. In den Koeffizienten in Gleichung (29) wird diese Abweichung als berücksichtigt angenommen.

4.1. Dichte und Körperschall-Nachhallzeit

Neben der Bestimmung der Dichte, auf die nicht explizit eingegangen wird, wurde die Körperschall-Nachhallzeit (T_{60}) bestimmt um für den Gesamtverlustfaktor eine Aussage treffen zu können. Für den interessierten Leser sei an dieser Stelle nochmals auf die Dissertation von [23] über dieses Thema verwiesen. Die Nachhallzeit wird in dieser Arbeit an den getesteten Platten mit freien Enden mit folgendem Zusammenhang nach [23] bestimmt:

$$\eta = \frac{\ln(10^6)}{\omega T} \approx \frac{2,2}{fT} \quad (30)$$

Mit T als T_{60} der Zeitspannen bis zum Abfallen des Startpegels um 60dB und f der betrachteten Frequenz bzw. Frequenzbereichs dargestellt. Die Bestimmung der zugehörigen Frequenz ist bei angeregten Platten mit freien Enden einfacher, da diese zum Großteil in der ersten möglichen Schwingungsmode schwingen und die wiederum einfach zu bestimmen ist. Da das Signal oftmals um keine 60dB abnahm, wurde T_{20} bestimmt und mit folgendem Zusammenhang umgerechnet.

$$T_{60} = 3 \cdot T_{20} \quad (31)$$

Anhand eines Beispiels wird die Bestimmung der Körperschall-Nachhallzeit kurz erläutert.

Das Musterbeispiel ist eine 5-schichtige CLT-Platte eines unbekanntes Herstellers mit einer stark ausgeprägten Amplitude bei $f_1 = 247,16 \text{ Hz}$. Somit wird die Körperschall-Nachhallzeit nur zu einer spezifischen Frequenz in diesem Fall der ersten Eigenfrequenz gemessen. Eine Aussage über z.B. einen breiteren Frequenzbereich kann daher nicht getroffen werden. Im nächsten Kapitel werden die geprüften Platten vorgestellt, zu dieser Testplatte soll vorab noch erwähnt werden, dass die erste Eigenfrequenz das einachsige Schwingen um die schwächere Biegeachse darstellt. Der Matlab-Code dieser Auswertung wird im Anhang angeführt. In Abbildung 30 wird die Resonanzfrequenz und die Abklingzeit abgelesen und nachvollzogen werden. Mit $f = 247,1416 \text{ Hz}$ und $T_{20} = 0,3171 \text{ sec}$ aus der obigen Gleichung (30) und (31) ergibt sich folgendes Ergebnis:

$$\eta_{f=241\text{Hz}} = \frac{2,2}{3fT_{20}} = 0,009357 \approx 0,01 \quad (32)$$

Der exemplarisch ausgewertete Verlustfaktor von $\eta = 0,01$ deckt sich nicht mit der Auswertung in Kapitel 2.5 Dämpfung (aus [34]), die bei 250 Hz einen Verlustfaktor von 0,04-0,05 angeben. Es wird vermutete, dass bei der Messung des Verlustfaktors im Bereich einer Resonanzfrequenz geringere Verlustfaktoren auftreten, da Eigenschwingungen stehende Biegewellen sind und die Dissipation der Schallenergie, ergo Abnahme des Pegels der Schwingamplitude, langsamer abläuft.

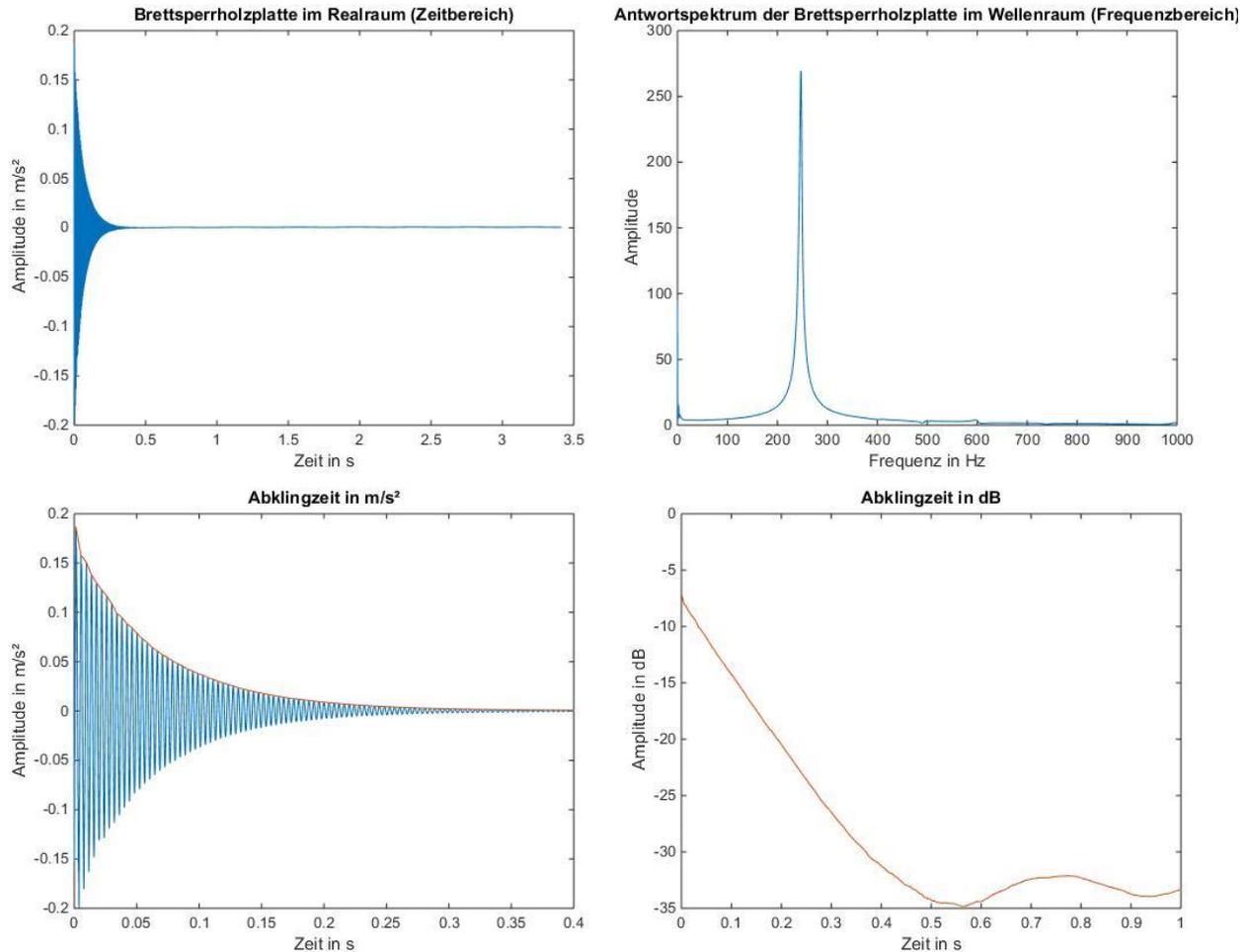


Abbildung 30 - Darstellungen der einzelnen Berechnungsschritte: Zeitsignal (links oben), Signal im Bildbereich (rechts oben), auf Basis der Frequenz Abtasten der lokalen Maxima und Konstruktion der Hüllkurve (links unten), Logarithmische Darstellung der Hüllkurve bzw. Abklingkurve (rechts unten).

Nachstehend sind die Ergebnisse der Dichtemessung an allen 3-Schicht-Platten. Zum Vergleich wird in der Literatur für CLT Elemente eine mittlere Dichte von $450\text{kg}/\text{m}^3$ angegeben.

Die spezielle Bezeichnung der Produkte aus dem Hause Stora Enso weisen darauf hin ob die Decklage parallel (L) oder normal (C) zur größeren Plattenabmessung zeigen. Die nachstehende Zahl gibt die Anzahl der Schichten an.

Die Brettsperrholzplatten der Firma Stora Enso sind weitgehend schmalseiten⁸verleimt, wodurch die höhere Gesamtholzdicke erklärt werden kann. Auf Basis dieser Ergebnisse wurden die Simulationsgrenze der Dichte in Kapitel Parametermatrix von 350 bis $550\text{kg}/\text{m}^3$ angesetzt.

⁸ Die Schmalseiten der Brettlamellen können je nach Hersteller verklebt oder verleimt oder ohne Klebstoff aneinandergestoßen sein.

Tabelle 12 - Ergebnisse der Dichtemessung der CLT Platte mit korrekter Bezeichnung von Hersteller Stora Enso.

		CLT-L3s 100mm	CLT-C3s 100mm	CLT-C3s 80mm	CLT-L3s 80mm
Länge	in m	1,002	1	1	1
Breite	in m	0,503	0,503	0,503	0,495 - 0,5
Gesamtdicke	in m	0,099	0,099	0,08	0,08
Masse	in kg	27,04	25,735	18,56	17,16
Dichte	in kg/m³	541,9	516,8	461,2	431,2

Die Dichte der ebenfalls geprüften 5-schichtigen Platten wurde am Acoustic Austria Center aus Zeitgründen nicht bestimmt.

4.2. Brettsperrholzplatten Prüfmaterial

Im Folgenden werden die geprüften Platten angeführt. Die zu Verfügung gestellten Exemplare der Firma Stora Enso mit Abmessung 0,5 x 1 m bei variierender Dicke zwischen 80 und 100mm sind vier 3-Schicht Platten, siehe folgende Abbildung.



Abbildung 31 - - Brettsperrholzplatten der Firma Stora Enso von links nach rechts: 1. CLT-L3s 100mm, 2. CLT-C3s 100mm, 3. CLT-C3s 80mm, 4. CLT-L3s 80mm.

Wie bereits erwähnt kennzeichnet die Bezeichnung C oder L die Orientierung der Decklamellen, wobei „L“ für in Längsrichtung orientierte Decklamellen steht.

Am Acoustic Austria Center wurden 5-Schichtplatten zur Verfügung gestellt, mit einer Platte 0,78 x 0,5 m und drei Platten mit 0,98 x 0,5 m Abmessung bei konstanter Dicke von 154 mm. Die speziell anmutenden Abmessungen haben keinen wissenschaftlichen Hintergrund und die Platten wurden dankbar zur Prüfung entgegengenommen.

4.3. Ergebnisse und Diskussion

Das simulierte Schwingungsverhalten der einzelnen Platten wird nun im Frequenzspektrum dargestellt. Die errechneten Eigenfrequenzen werden ebenfalls ausgewiesen und deren Rechnungsweg den Diagrammen vorgeschaltet.

Aus logischen Überlegungen muss die Messung die erste Eigenfrequenz und weitere Oberschwingungen als deutlichen Ausschlag anzeigen. Weiters muss die erste Eigenfrequenz bzw. Grundschwingung jene Bewegungsform sein, die leicht angeregt und einen geringen Widerstand gegenüber der Verformung aufweist. Weiters ist zu beachten, dass eine Anregung oder Sensorposition im Schwingungsknoten einer Mode kein Ergebnis dieser Schwingform liefern wird.

In dieser Arbeit wurde die Sensorposition größtenteils im Schwerpunkt der Platte gewählt, somit muss die erste Eigenfrequenz klar, die zweite Eigenfrequenz demnach nicht erkennbar sein. In solchen Fällen wurde auf die Berechnung der zweiten Eigenfrequenz verzichtet. Ein weiterer Schluss ist, dass die erste Eigenschwingung nur in einer Plattenachse, ergo einaxial, schwingen kann, falls die Biegesteifigkeit in Richtung der zweiten Plattenachse sehr hoch ist. Aufgrund nicht allseitiger Auflage der Platte, quasi Imperfektionen, in der Laborprüfung besteht die Möglichkeit der einaxialen Schwingung für die allseitig gelagerte Platte. Dieser Fall wurde aber nicht weiter behandelt.

Im Fall der Platte mit freien Enden, wurden ausschließlich Schwingungen in eine Achse angenommen und berechnet, da diese Betrachtung meist ausreichend ist. Sind beide Biegesteifigkeiten gering, ist eine zweiachsiale Schwingungsmode ebenfalls in Betracht zu ziehen, dieser Fall wurde hier allerdings nicht nachgewiesen. Des Weiteren wurde sowohl die Platte mit freien Enden mit Sensorpositionen im Schwerpunkt als auch versetzt (0,25m in Längsrichtung der Platte), um die zweite Schwingungsmode zu erfassen untersucht.

Das Ziel ist es nun die gemessene Eigenschwingung mit analytischen Methoden nachzuvollziehen.

Die Standardeigenschaften der Platten wurde der Festigkeitsklasse GL24h entnommen.

Abbildung 32 zeigt eine Prinzipskizze der 3-Schicht-Platte.

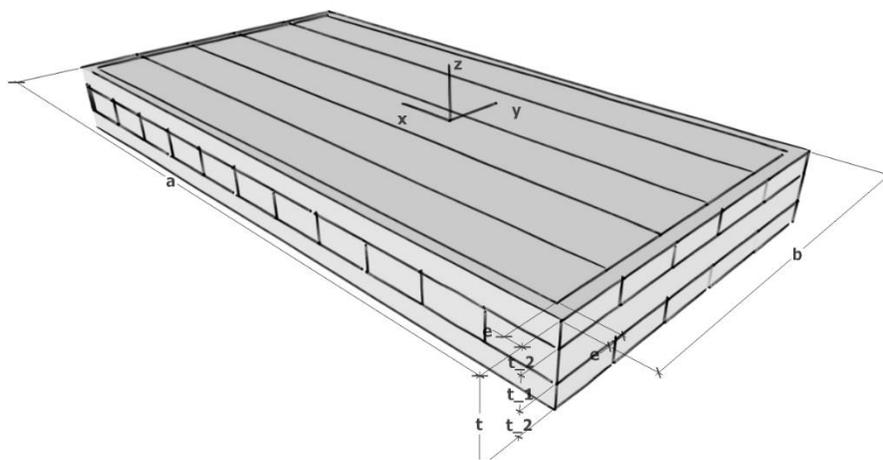


Abbildung 32 - Prinzipskizze der getesteten CLT Platten, a in Längsrichtung und b stirnseitig der Platte. Die Decklamelle wechselt bei den unterschiedlichen Platten in: parallel zur Längsseite (wie hier dargestellt), zu parallel zur Stirnseite. Die Auflagerbreite e und die gesamt Dicke t sowie die einzelnen Lamellenschichten $t_1 \dots t_n$ sind ebenfalls bemast.

Eine Erkenntnis aus der Modalanalyse sei hier vorab noch vorgestellt, um die folgenden Berechnungen nachvollziehen zu können. Die Untersuchung der Platten mit freien Enden hat gezeigt, dass die maximale Biegesteifigkeit die erste Eigenschwingung maßgeblich beeinflusst. Also anders als in der statischen Bemessung von CLT Platten, bei der man die Lamellenschicht berücksichtigt welche Brettlamellen normal zur Biegeachse besitzen. Diese Untersuchung zeigt, dass das jeweils größere Produkt aus Trägheitsmoment und Elastizitätsmodul (um die schwächeren Biegeachse!), die erste Eigenfrequenz bestimmt.

Folgende Überlegung sei zu Erklärung im Folgenden angeführt.

Berechnungsmethode A der dynamischen Biegesteifigkeit

am Beispiel: Platte 5s Kleinformat (78/50)

Die äußeren beiden Decklamellen sind parallel zur Stirnseite.

Randbedingung: allseitig freie Enden.

Daten:

$$a = 0,78 \text{ m}, b = 0,5 \text{ m}, t = 154 \text{ mm}, t_1 = 32 \text{ mm}, t_2 = 34 \text{ mm}, t_3 = 27 \text{ mm}, r = \frac{t_1}{2} + t_3 = 50 \text{ mm}$$

$$\rho = 450 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \text{ (aus Literatur)}, E_0 = 11,6 \text{ GPa}, E_{90} = 0,39 \text{ GPa}$$

Berechnung:

$$B_{x_statisch} = E_0 \left(\frac{t^3}{12} \right) = 31\,675,5 \text{ Nm}^2$$

$$B_{x_max} = 2 \cdot E_{90} \left(\frac{t_2^3}{12} \right) + 2 \cdot E_{90} \left(\frac{t_3^3}{12} \right) + 2 \cdot E_{90} r^2 (t_2 + t_3) = 122\,784,2 \text{ Nm}^2$$

$$B_y = 2 \cdot E_0 \left(\frac{t_2^3}{12} \right) + 2 \cdot E_0 \left(\frac{t_3^3}{12} \right) + 2 \cdot E_0 r^2 (t_2 + t_3) = 1\,680\,041,5 \text{ Nm}^2$$

$$m' = t \cdot \rho = 69,3 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}$$

Berechnungsmethode wie in der Statik:

$$f_{i,0} = \frac{\pi}{2\sqrt{m'}} \left[\frac{G^4}{a^4} B_{x_stat} \right]^{\frac{1}{2}} = f_{3,0} = 125,1 \text{ Hz}$$

mit maximaler Biegesteifigkeit:

$$f_{i,0} = \frac{\pi}{2\sqrt{m'}} \left[\frac{G^4}{a^4} B_{x_max} \right]^{\frac{1}{2}} = f_{3,0} = 246,5 \text{ Hz}$$

Erste Eigenfrequenz um die stärkere Biegeachse also Schwingung in Richtung der y-Achse:⁹

$$f_{0,i} = \frac{\pi}{2\sqrt{m'}} \left[\frac{G^4}{b^4} B_y \right]^{\frac{1}{2}} = f_{0,3} = 2218,8 \text{ Hz}$$

⁹ Die Biegesteife in Richtung der y-Achse sei der Vollständigkeit angeführt um zu zeigen, dass diese Biegeschwingung einen höheren Verformungswiderstand gegenüber der Biegeverformung in Richtung der x-Achse besitzt. Wodurch klar ersichtlich ist, dass die ersten Eigenschwingungen um die (schwächere) y-Achse zu beobachten sein werden.

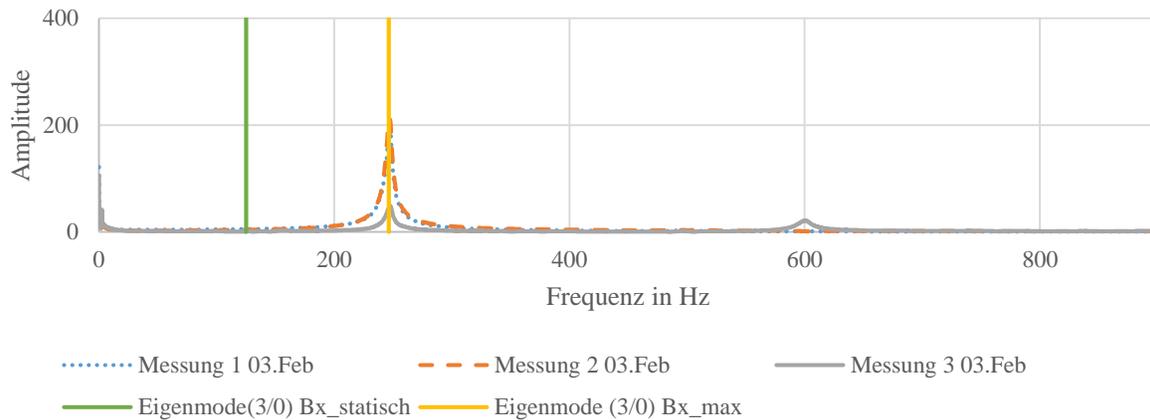


Abbildung 33 - Frequenzanalyse CLT-5s aus drei Messergebnissen und analytischen Ergebnissen mit statischem und maximalem Trägheitsmoment ($f_{2,0,static}$; $f_{2,0,max}$).

Klar ersichtlich ist die exakte Bestimmung der Eigenfrequenz mithilfe des höheren Trägheitsmoment (I_{max}) mit $B_{max} = I_{max}E_{90}$, welches über die CLT Lamellen quer zur Biegewelle definiert ist. Diese Erkenntnis wird in den folgenden analytisch bestimmten Eigenfrequenzen angewendet.

Zur Bestimmung der Eigenfrequenzen der 100mm starken Platten, musste die Biegesteifigkeit erneut angepasst werden. Diese wird bei den Untersuchungen zur Platte C3s-100mm und L3s-100mm dargestellt.

Die weiteren Darstellungen beinhalten sämtliche geprüfte Platten beginnend bei den 3-Schicht Platten und zum Schluss werden die Ergebnisse der oben vorgegriffenen 5-schichtigen Platte dargestellt.

Platte CLT-L3s 80mm

Lamellen der Decklage parallel zur Längsseite.

Randbedingung: **allseitig einfach gelagerte** CLT Platte.

Daten:

$a = 1,0 \text{ m}, b = 0,5 \text{ m}, e = 20 \text{ mm}$ (Auflagerabstand),

$t_1 = 20 \text{ mm}, t_2 = 30 \text{ mm}, t = 80 \text{ mm}, r = \frac{t_1+t_2}{2} = 25 \text{ mm}$ (Abstand Steiner-Anteil),

$\rho = 431,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}, E_0 = 11,6 \text{ GPa}, E_{90} = 0,39 \text{ GPa}, G = 0,74 \text{ GPa}$.

Berechnung:

$$B_x = 2 \cdot E_0 \left(\frac{t_2^3}{12} \right) + 2 \cdot E_0 r^2 (t_2) = 487\,200,0 \text{ Nm}^2$$

$$B_y = 2 \cdot E_{90} \left(\frac{t_2^3}{12} \right) + 2 \cdot E_{90} r^2 (t_2) = 16\,380,00 \text{ Nm}^2, B_{xy} = G \frac{t^3}{6} = 61\,440,0 \text{ Nm}^2$$

$$m' = t \cdot \rho = 34,5 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}$$

$$f_{i,n} = \frac{\pi}{2\sqrt{m'}} \left[\frac{i^4}{(a-2\cdot e)^4} B_x + \frac{n^4}{(b-2\cdot e)^4} B_y + \frac{2i^2 n^2}{(a-2\cdot e)^2 (b-2\cdot e)^2} B_{xy} \right]^{\frac{1}{2}} = f_{1,1} = 335,1 \text{ Hz}, f_{3,1} = 1937,8 \text{ Hz}$$

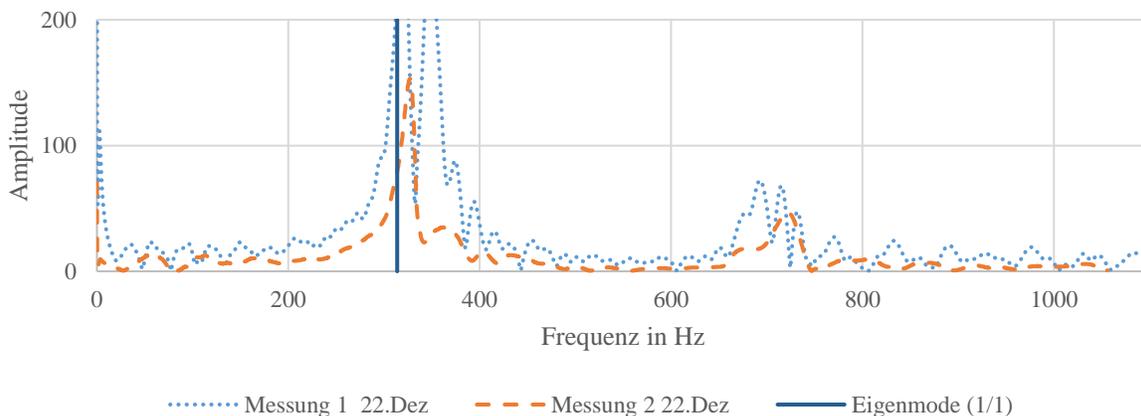


Diagramm 6 - Frequenzanalyse CLT-L3s-80mm aus zwei Messergebnissen und analytischen Ergebnissen ($f_{1,1}$).

Die berechnete erste Eigenmode bei $f_{1,1} = 335 \text{ Hz}$ liegt im Bereich der ersten Mode der Messungen, welche bei 320 und 348 Hz bestimmt werden kann. Die weiteren Spitzen bei $\sim 700 \text{ Hz}$ können durch analytischen Methode nicht erklärt werden. Die nächste Frequenz welche einen Schwingungsbauch im Mittelpunkt der Platte hat, liegt bereits über 1100 Hz und wird nicht mehr dargestellt.

Randbedingung: **allseitig freie** Enden.

Berechnung:

$$f_{0,i} = \frac{\pi}{2\sqrt{m'}} \left[\frac{G^4}{b^4} B_y \right]^{\frac{1}{2}} = f_{0,3} = 310,53 \text{ Hz}; f_{0,4} = 855,72 \text{ Hz}$$

$$f_{i,0} = \frac{\pi}{2\sqrt{m'}} \left[\frac{G^4}{a^4} B_x \right]^{\frac{1}{2}} = f_{3,0} = 423,39 \text{ Hz}$$

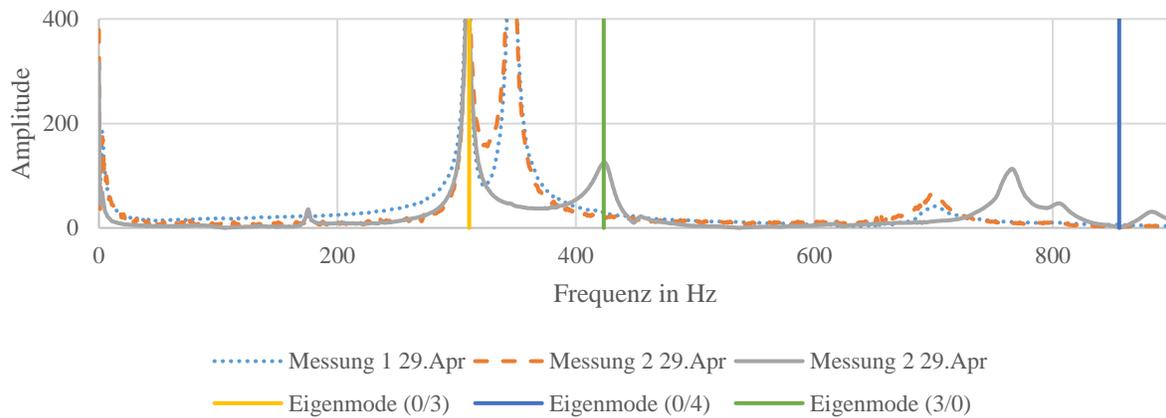


Diagramm 7 - Frequenzanalyse CLT-L3s 80mm aus drei Messergebnissen und analytischen Ergebnissen ($f_{0,3}$, $f_{0,4}$, $f_{3,0}$)

Die maximalen Amplituden liegen im selben Frequenzbereich als jene bei allseitig gelagerter Platte (siehe Diagramm 7). Daraus kann man schließen, dass die Auflagerbedingung in Diagramm 7 auch freien Enden entsprechen könnten. Der erste und dritte Hochpunkte der Messung konnten analytisch gut nachgewiesen werden. Der zweite Peak bei 346 Hz kann nicht erklärt werden, jedoch tritt diese Amplitude nur bei Messung 1 und 2 auf. Ein Messfehler kann hier nicht ausgeschlossen werden, da Messung 1 und 2 dieselbe Sensorposition innehatten. Messung 3 hatte eine außermittige Sensorposition und weist diesen Peak nicht auf.

Platte CLT-C3s 80mm

Lamellen der Decklage parallel zur Stirnseite.

Randbedingung: **allseitig einfach gelagerte** CLT Platte.

Daten:

$a = 1,0 \text{ m}, b = 0,5 \text{ m}, e = 20 \text{ mm}$ (Auflagerabstand),

$t_1 = 20 \text{ mm}, t_2 = 30 \text{ mm}, t = 80 \text{ mm}, r = \frac{t_1+t_2}{2} = 25 \text{ mm}$ (Abstand Steiner-Anteil),

$\rho = 461,0 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}, E_0 = 11,6 \text{ GPa}, G = 7,4 \text{ GPa}$.

Berechnung:

$$B_x = 2 \cdot E_{90} \left(\frac{t_2^3}{12} \right) + 2 \cdot E_{90} r^2 (t_2) = 16\,380,0 \text{ Nm}^2$$

$$B_y = 2 \cdot E_0 \left(\frac{t_1^3}{12} \right) = 487\,200,0 \text{ Nm}^2, B_{xy} = G \frac{t^3}{6} = 61\,440,0 \text{ Nm}^2$$

$$m' = t \cdot \rho = 36,9 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}$$

$$f_{i,n} = \frac{\pi}{2\sqrt{m'}} \left[\frac{i^4}{(a-2\cdot e)^4} B_x + \frac{n^4}{(b-2\cdot e)^4} B_y + \frac{2i^2 n^2}{(a-2\cdot e)^2 (b-2\cdot e)^2} B_{xy} \right]^{\frac{1}{2}} = f_{1,1} = 878,3 \text{ Hz} \quad f_{3,1} = 1100,9 \text{ Hz}$$

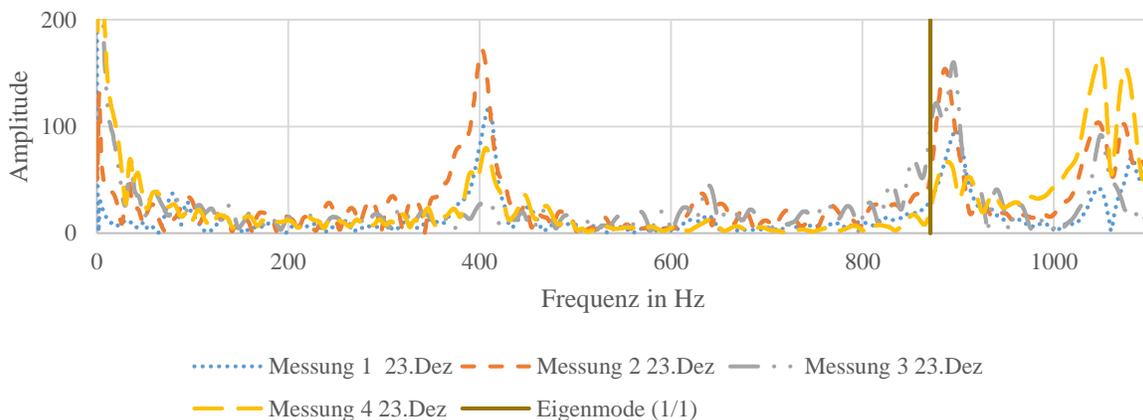


Diagramm 8 - Frequenzanalyse CLT-C3s-80mm aus vier Messergebnissen und analytischer Ergebnisse ($f_{1,1}$).

Die Messergebnisse können durch die analytischen Werte beschrieben werden, wobei die Ausschläge der Messergebnisse über den berechneten Werten liegen. Das ist insofern interessant, als dass der Grund einer zu hoch berechneten Eigenfrequenz oft die vernachlässigte Schubsteife und Drehträge ist. In diesem Fall kann keine Erklärung gefunden werden. Die hohen Amplituden bis 20 Hz werden durch die Mode $f_{1,0}$ gut beschrieben, diese Mode tritt aufgrund von imperfekten Auflagerbedingungen auf, soll aber hier nicht angeführt werden (die sollte ja nicht zu messen sein).

Randbedingung: **allseitig freie** Enden.

Berechnung:

$$f_{i,0} = \frac{\pi}{2\sqrt{m'}} \left[\frac{G^4}{a^4} B_x \right]^{\frac{1}{2}} = f_{3,0} = 75,1 \text{ Hz}; f_{4,0} = 206,9 \text{ Hz}; f_{5,0} = 405,5 \text{ Hz}; f_{6,0} = 670,4 \text{ Hz}$$

$$f_{0,i} = \frac{\pi}{2\sqrt{m'}} \left[\frac{G^4}{b^4} B_y \right]^{\frac{1}{2}} = f_{0,3} = 1637,9 \text{ Hz}$$

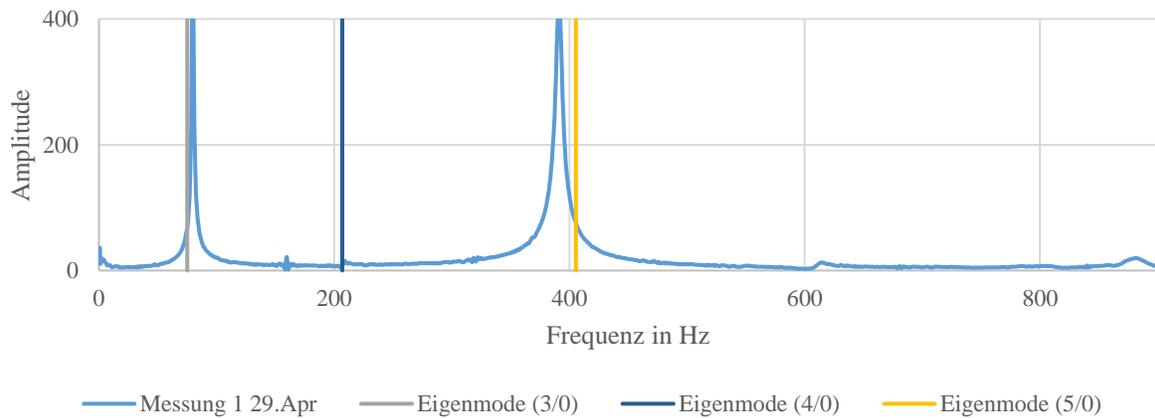


Diagramm 9 - Frequenzanalyse CLT-C3s 100mm aus einem Messergebnissen und analytischer Ergebnisse ($f_{3,0}$, $f_{4,0}$, $f_{5,0}$).

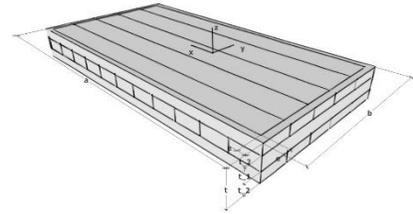
Da nur eine verwertbare Messung mit einer mittigen Sensorposition vorhanden ist kann die asymmetrische Mode $f_{4,0}$ nicht verifiziert werden.

Die übrigen gemessenen Frequenzen bis 900 Hz stimmen mit der Berechnung überein. Gut erkennbar ist die um 10 Hz zu hohe analytische Eigenfrequenz $f_{5,0}$. Das kann an der vernachlässigten Schubsteife und Drehträgheit liegen.

Berechnungsmethode B der dynamischen Biegesteifigkeit

Am Beispiel CLT-L3s 100mm

In dieser Berechnungsmethode werden sämtliche Brettlamellen zur Berechnung der Biegesteifigkeit herangezogen und ohne einen Abminderungsfaktor addiert. Das Ergebnis ist eine höhere Biegesteifigkeit die den gemessenen Eigenfrequenzen besser zuzuweisen ist.



Die beiden Decklamellen sind parallel zur Längsseite.

Randbedingung: allseitig freie Enden.

$$a = 1,0 \text{ m}, b = 0,5 \text{ m}$$

$$t_1 = 40 \text{ mm}, t_2 = 30 \text{ mm}, t = 100 \text{ mm}, r = \frac{t_1 + t_2}{2} = 35 \text{ mm} \text{ (Abstand Steiner-Anteil),}$$

$$\rho = 542,0 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}, E_0 = 11,6 \text{ GPa}, E_{90} = 0,39 \text{ GPa}, G = 0,74 \text{ GPa}.$$

Berechnung:

$$B_{y_max} = E_0 \left(\frac{t_1^3}{12} \right) = 61\,866,7 \text{ Nm}^2 \text{ (Nach Berechnungsmethode A)}$$

$$B_{y_addiert} = 2 \cdot E_{90} \left(\frac{t_2^3}{12} \right) + E_0 \left(\frac{t_1^3}{12} \right) + 2 \cdot E_{90} r^2 (t_2) = 92\,286,7 \text{ Nm}^2$$

$$B_{x_addiert} = 2 \cdot E_0 \left(\frac{t_2^3}{12} \right) + E_{90} \left(\frac{t_1^3}{12} \right) + 2 \cdot E_0 r^2 (t_2) = 906\,880,0 \text{ Nm}^2$$

$$m' = t \cdot \rho = 54,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}$$

Berechnungsmethode A:

$$f_{i,0} = \frac{\pi}{2\sqrt{m'}} \left[\frac{G^4}{b^4} B_{y_max} \right]^{\frac{1}{2}} = f_{0,3} = 481,5 \text{ Hz}$$

Berechnungsmethode B:

$$f_{i,0} = \frac{\pi}{2\sqrt{m'}} \left[\frac{G^4}{b^4} B_{y_addiert} \right]^{\frac{1}{2}} = f_{0,3} = 588,0 \text{ Hz}$$

Biegesteifigkeit y-Achse:

$$f_{0,i} = \frac{\pi}{2\sqrt{m'}} \left[\frac{G^4}{a^4} B_{x_addiert} \right]^{\frac{1}{2}} = f_{3,0} = 460,8 \text{ Hz}$$

Der Unterschied der berechneten Eigenfrequenzen entlang der Stirnseite beträgt 106,5 Hz. Die höhere Eigenfrequenz kann der gemessenen Frequenz in guter Näherung zugewiesen werden (siehe Diagramm 10).

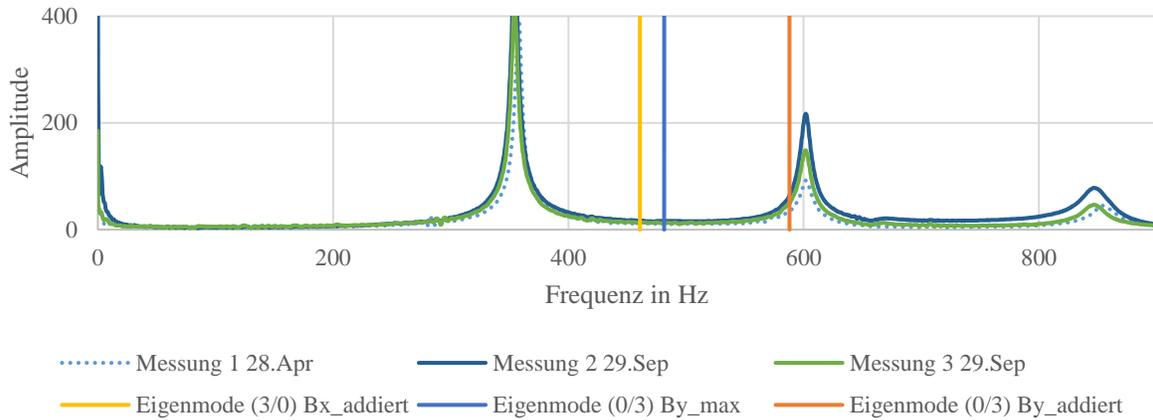


Diagramm 10 - Frequenzanalyse CLT-L3s 100mm aus drei Messergebnissen und analytischen Ergebnissen der Berechnungsmethode A und B ($f_{3,0}$, $f_{0,3}$).

Die gemessene Eigenfrequenz bei 600Hz kann durch die analytische Eigenfrequenzen $f_{0,3}$ mit Berechnungsmethode B besser zugewiesen werden. Dieses Addieren beider Beigesteifigkeiten wird für die 100mm starken CLT-Elementen in weiterer Folge verwendet um die Eigenfrequenzen besser zu identifizieren.

Für die Frequenz bei 350 Hz kann keine berechnete Eigenfrequenz zugewiesen werden. Dies legt den Schluss nahe, dass CLT Platte durch komplexere Modelle untersucht werden müssen, um das dynamische Verhalten besser zu verstehen.

Platte CLT-L3s 100mm

Lamellen der Decklage parallel zur Längsseite.

Randbedingung: **allseitig einfach gelagerte** CLT Platte.

Daten:

$a = 1,0 \text{ m}, b = 0,5 \text{ m}, e = 20 \text{ mm}$ (Auflagerabstand),

$t_1 = 40 \text{ mm}, t_2 = 30 \text{ mm}, t = 100 \text{ mm}, r = \frac{t_1+t_2}{2} = 35 \text{ mm}$ (Abstand Steiner-Anteil),

$\rho = 542,0 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}, E_0 = 11,6 \text{ GPa}, E_{90} = 0,39 \text{ GPa}, G = 0,74 \text{ GPa}$.

Berechnung:

$$B_x = 2 \cdot E_0 \left(\frac{t_2^3}{12} \right) + E_{90} \left(\frac{t_1^3}{12} \right) + 2 \cdot E_0 r^2 (t_2) = 906\,880,0 \text{ Nm}^2$$

$$B_y = 2 \cdot E_{90} \left(\frac{t_2^3}{12} \right) + E_0 \left(\frac{t_1^3}{12} \right) + 2 \cdot E_{90} r^2 (t_2) = 92\,286,7 \text{ Nm}^2, B_{xy} = G \frac{t^3}{6} = 120\,000,0 \text{ Nm}^2$$

$$m' = t \cdot \rho = 54,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}$$

$$f_{i,n} = \frac{\pi}{2\sqrt{m'}} \left[\frac{i^4}{(a-2\cdot e)^4} B_x + \frac{n^4}{(b-2\cdot e)^4} B_y + \frac{2i^2 n^2}{(a-2\cdot e)^2 (b-2\cdot e)^2} B_{xy} \right]^{\frac{1}{2}} = f_{1,1} = 445,4 \text{ Hz}; f_{3,1} = 2127,2 \text{ Hz}$$

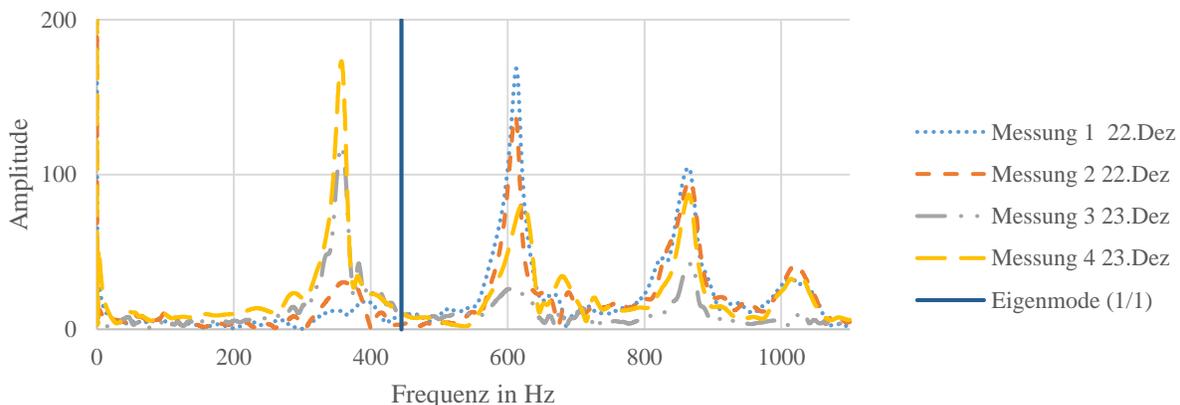


Diagramm 11 - Frequenzanalyse CLT-L3s-100mm aus vier Messergebnissen und analytischer Ergebnisse ($f_{1,1}$).

Die maximalen Amplituden werden nicht bei allen Messungen bei derselben Frequenz angezeigt. Ausschlaggebend kann die leichte Variation der Sensorposition sein, wobei die erste Mode bei allen Messreihen als Peak angezeigt werden sollte.

Die berechnete erste Eigenmode, welche bei $f_{1,1} = 445,4 \text{ Hz}$ liegt, ist um 87 Hz höher als die erste gemessene Frequenz bei 358 Hz. Die weiteren Spitzen bei $\sim 600 \text{ Hz}$ und 840 Hz können durch analytischen Methode ebenfalls nicht erklärt werden. Die nächste Frequenz welche einen Schwingungsbauch im Mittelpunkt der Platte hat, liegt bereits über 1100 Hz und wird nicht mehr dargestellt.

Randbedingung: **allseitig freie** Enden.

Berechnung:

$$f_{i,0} = \frac{\pi}{2\sqrt{m'}} \left[\frac{G_i^4}{a^4} B_x \right]^{\frac{1}{2}} = f_{3,0} = 460,9 \text{ Hz}; f_{4,0} = 1268,5 \text{ Hz}$$

$$f_{0,i} = \frac{\pi}{2\sqrt{m'}} \left[\frac{G_i^4}{b^4} B_y \right]^{\frac{1}{2}} = f_{0,3} = 588,0 \text{ Hz}$$

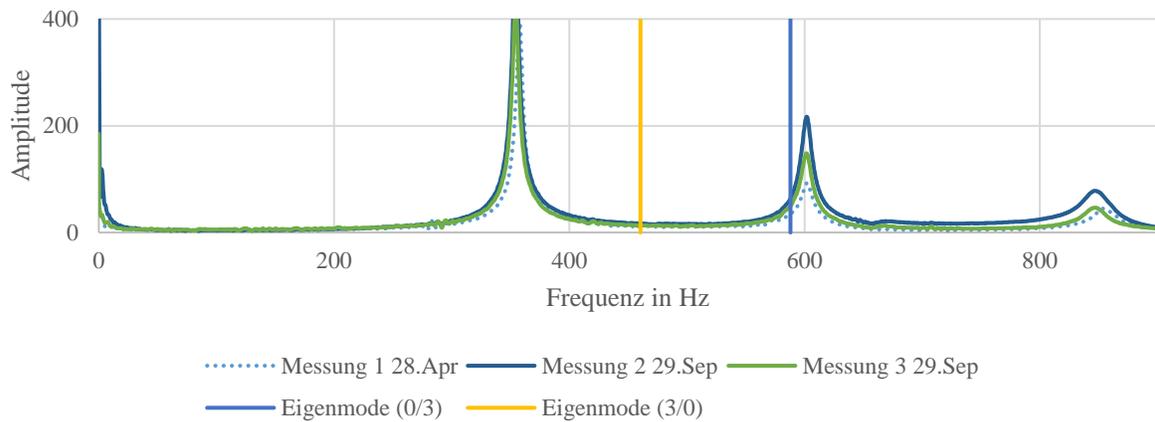


Diagramm 12 - Frequenzanalyse CLT-L3s 100mm aus drei Messergebnissen und analytischen Ergebnissen ($f_{3,0}$, $f_{0,3}$)

Durch die Addition der Biegesteife, kann die errechnete Eigenfrequenz an die gemessene Frequenz bei 600 Hz angenähert werden. Der Peak bei 350 Hz kann nicht nachvollzogen werden.

Platte CLT-C3s 100mm

Lamellen der Decklage parallel zur Stirnseite.

Randbedingung: **allseitig einfach gelagerte** CLT Platte.

Daten:

$a = 1,0 \text{ m}, b = 0,5 \text{ m}, e = 20 \text{ mm}$ (Auflagerabstand),

$t_1 = 30 \text{ mm}, t_2 = 40 \text{ mm}, t = 100 \text{ mm}, r = \frac{t_1+t_2}{2} = 35 \text{ mm}$ (Abstand Steiner-Anteil),

$\rho = 516,8 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}, E_0 = 11,6 \text{ GPa}, G = 7,4 \text{ GPa}$.

Berechnung:

$$B_x = 2 \cdot E_0 \left(\frac{t_2^3}{12} \right) + E_{90} \left(\frac{t_1^3}{12} \right) + 2 \cdot E_0 r^2 (t_2) = 92\,286,7 \text{ Nm}^2$$

$$B_y = 2 \cdot E_0 \left(\frac{t_1^3}{12} \right) + E_{90} \left(\frac{t_2^3}{12} \right) + 2 \cdot E_0 r^2 (t_1) = 906\,880,0 \text{ Nm}^2, B_{xy} = G \frac{t^3}{6} = 120\,000,0 \text{ Nm}^2$$

$$m' = t \cdot \rho = 51,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}$$

$$f_{i,n} = \frac{\pi}{2\sqrt{m'}} \left[\frac{i^4}{(a-2 \cdot e)^4} B_x + \frac{n^4}{(b-2 \cdot e)^4} B_y + \frac{2i^2 n^2}{(a-2 \cdot e)^2 (b-2 \cdot e)^2} B_{xy} \right]^{\frac{1}{2}} = f_{1,1} = 1007,4 \text{ Hz} \quad f_{3,1} = 1374,0 \text{ Hz}$$

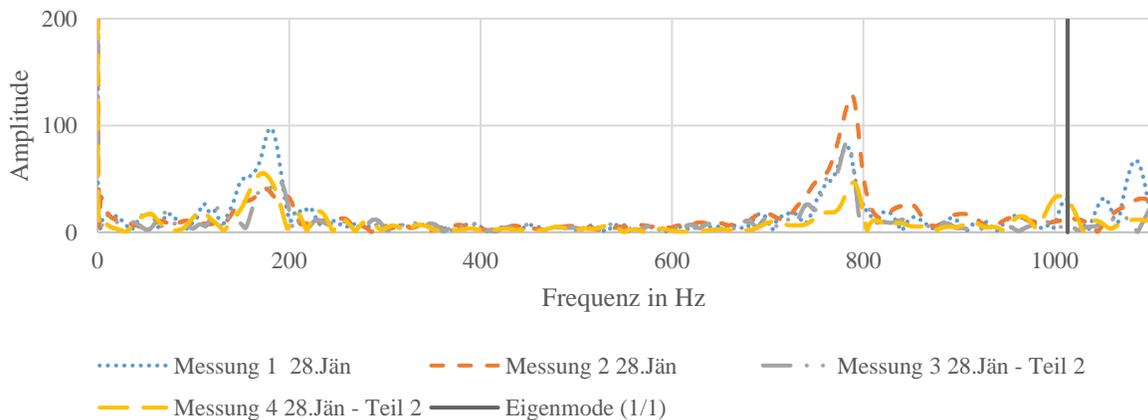


Diagramm 13 - Frequenzanalyse CLT-C3s-100mm aus vier Messergebnissen und analytischer Ergebnisse ($f_{1,1}$).

Die Amplituden der vier Messungen stimmen überein. Eine Annäherung der errechneten Eigenfrequenzen an die Messergebnisse liegt nicht vor. Somit können die Spitzen bei 180 Hz und 790 Hz nicht erklärt werden. Interessant ist die zweite maximale Amplitude bei 790 Hz welche auch in der nachstehenden Untersuchung abzulesen ist, jedoch mit der Randbedingung „freie Enden“ derselben Platte. Das kann daran liegen, dass die Enden nicht überall auflagen und somit frei schwingen konnten.

Randbedingung: **allseitig freie** Enden.

Berechnung:

$$f_{i,0} = \frac{\pi}{2\sqrt{m'}} \left[\frac{G^4}{a^4} B_x \right]^{\frac{1}{2}} = f_{3,0} = 150,6 \text{ Hz}; f_{4,0} = 414,9 \text{ Hz}; f_{5,0} = 813,1 \text{ Hz}$$

$$f_{0,i} = \frac{\pi}{2\sqrt{m'}} \left[\frac{G^4}{b^4} B_y \right]^{\frac{1}{2}} = f_{0,3} = 1887,7 \text{ Hz}$$

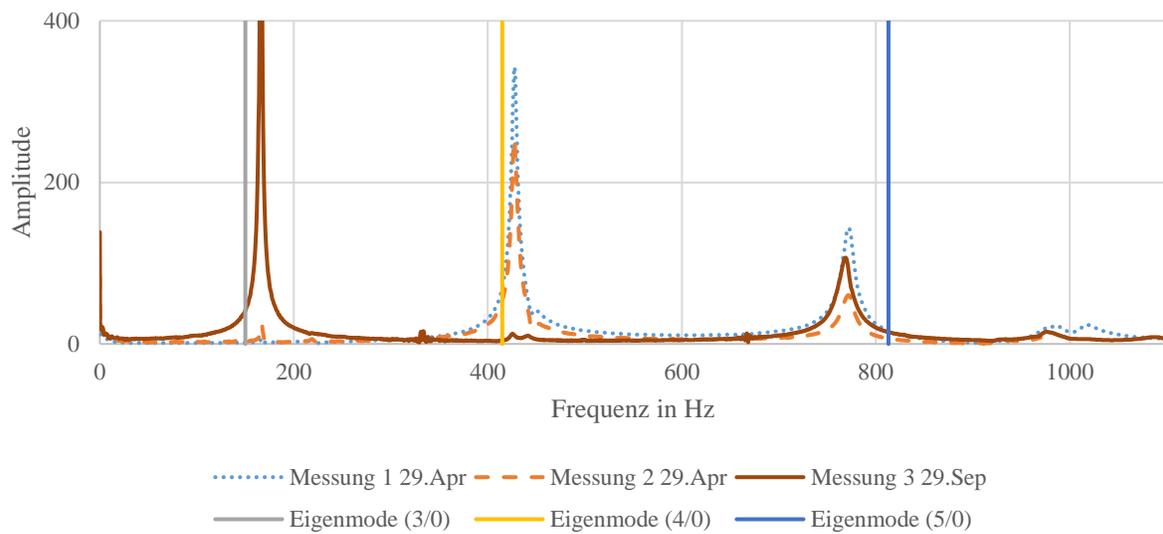


Diagramm 14 - Frequenzanalyse CLT-C3s 100mm aus zwei Messergebnissen und analytischer Ergebnisse ($f_{3,0}$, $f_{4,0}$, $f_{5,0}$).

Die Amplituden der drei Messungen stimmen überein. Eine Annäherung der errechneten Eigenfrequenzen an die Messergebnisse liegt ebenfalls vor.

Platte 5s Kleinformat (78/50)

Die äußeren beiden Decklamellen parallel zur Stirnseite.

Randbedingung: **allseitig freie Enden**.

Daten:

$$a = 0,78 \text{ m}, b = 0,5 \text{ m}, t = 154 \text{ mm}, t_1 = 32 \text{ mm}, t_2 = 34 \text{ mm}, t_3 = 27 \text{ mm}, r = \frac{t_1}{2} + t_3 = 50 \text{ mm}$$

$$\rho = 450 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \text{ (aus Literatur)}, E_0 = 11,6 \text{ GPa}, E_{90} = 0,39 \text{ GPa}$$

Berechnung:

$$B_{x,max} = 2 \cdot E_{90} \left(\frac{t_2^3}{12} \right) + 2 \cdot E_{90} \left(\frac{t_3^3}{12} \right) + 2 \cdot E_{90} r^2 (t_2 + t_3) = 122\,784,2 \text{ Nm}^2$$

$$B_y = 2 \cdot E_0 \left(\frac{t_2^3}{12} \right) + 2 \cdot E_0 \left(\frac{t_3^3}{12} \right) + 2 \cdot E_0 r^2 (t_2 + t_3) = 1\,680\,041,5 \text{ Nm}^2$$

$$m' = t \cdot \rho = 69,3 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}$$

$$f_{i,0} = \frac{\pi}{2\sqrt{m'}} \left[\frac{G^4}{a^4} B_{x,max} \right]^{\frac{1}{2}} = f_{3,0} = 246,5 \text{ Hz}, f_{4,0} = 679,2 \text{ Hz}, f_{5,0} = 1331,3 \text{ Hz}$$

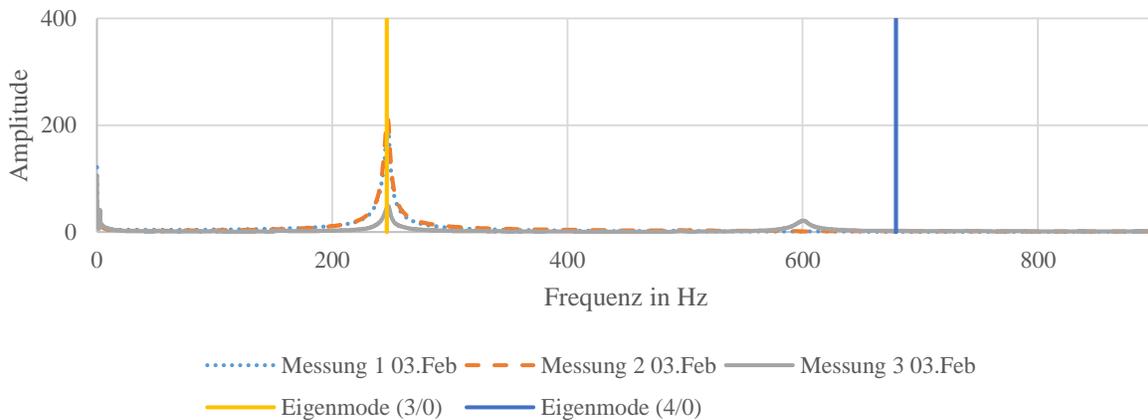


Diagramm 15 - Frequenzanalyse CLT-5s aus drei Messergebnissen und analytischen Ergebnissen ($f_{3,0}$, $f_{4,0}$).

Diese Platte weist bei mittlerer aber auch außermittiger (im Bereich des Schwingungsbauches der zweiten Mode) Sensorposition die maximalen Amplituden an der gleichen Frequenz auf. Gut erkennbar ist, dass der Ausschlag der Plattenschwingung bei ~245 Hz höher ist als die Anregung, welche sich immer bei 0 Hz darstellt. Die analytischen Ergebnisse liegen exakt bei der ersten Resonanzfrequenz. Durch einen Laserscanner am Austrian Acoustic Center konnte die Resonanz bei 245 Hz ohne Zweifel einer Schwingungsmode in Längsrichtung zugewiesen werden. Die abgetastete Schwingform ist charakteristisch für die erste Eigenfrequenz einer einaxialen Platten (bzw. Pseudo-Stab), die nur in eine Achsrichtung schwingt und zwei Schwingungsknoten aufweist. Weitere Amplituden kann man im Frequenzspektrum bis 900 Hz und darüber kaum erkennen.

Platte 5s Großformat (98/50)

Die äußeren beiden Decklamellen parallel zur Stirnseite.

Randbedingung: **allseitig freie Enden**.

Daten:

$$a = 0,98 \text{ m}, b = 0,5 \text{ m}, t = 154 \text{ mm}, t_1 = 32 \text{ mm}, t_2 = 34 \text{ mm}, t_3 = 27 \text{ mm}, r = \frac{t_1}{2} + t_3 = 50 \text{ mm}$$

$$\rho = 450 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \text{ (aus Literatur)}, E_0 = 11,6 \text{ GPa}, E_{90} = 0,39 \text{ GPa}$$

Berechnung:

$$B_{x,max} = 2 \cdot E_{90} \left(\frac{t_2^3}{12} \right) + 2 \cdot E_{90} \left(\frac{t_3^3}{12} \right) + 2 \cdot E_{90} r^2 (t_2 + t_3) = 122\,784,2 \text{ Nm}^2$$

$$B_y = 2 \cdot E_0 \left(\frac{t_2^3}{12} \right) + 2 \cdot E_0 \left(\frac{t_3^3}{12} \right) + 2 \cdot E_0 r^2 (t_2 + t_3) = 1\,680\,041,5 \text{ Nm}^2$$

$$m' = t \cdot \rho = 69,3 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}$$

$$f_{i,0} = \frac{\pi}{2\sqrt{m'}} \left[\frac{G^4}{a^4} B_{x,max} \right]^{\frac{1}{2}} = f_{3,0} = 156,1 \text{ Hz}, f_{4,0} = 430,3 \text{ Hz}, f_{5,0} = 843,4 \text{ Hz}$$

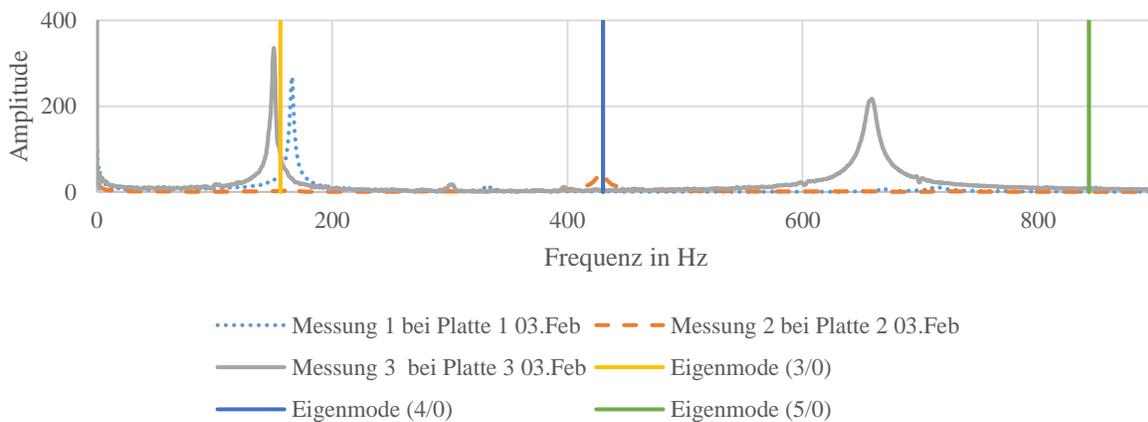


Diagramm 16 - Frequenzanalyse CLT-5s aus drei Messergebnissen (verschiedener Platten gleichen Aufbaus) und analytischen Ergebnissen ($f_{2,0}, f_{3,0}, f_{5,0}$).

In dieser letzten Gegenüberstellung der Messergebnisse zu den Rechenwerten wurden drei Platten mit gleichem Format der Einfachheit in einem Diagramm zusammengefasst. Man erkennt geringe Differenzen bspw. bei der ersten Resonanzfrequenz von ca. 20 Hz.

Die analytischen Werte decken sich abermals mit den gemessenen Auslenkungen der Platte. Die Amplitude bei höherer Frequenz (ca. 650 Hz) kann nicht rechnerisch nachgewiesen werden und ist durch die anderen Plattenmessungen nicht bestätigt. Eine Imperfektion dieser Platte könnte der Grund für diesen Ausreißer sein.

4.4. Fazit zur Modalanalyse

Die Ergebnisse der einfach gelagerten Platten können kaum analytisch nachvollzogen werden. Ein ausschlaggebender Punkt sind die nicht idealen Auflagerbedingungen, da die Plattenränder teilweise nicht auflagen und frei schwingen konnten. Ein weiterer Faktor sind die Auflagerbreiten, am Beispiel CLT-3s 80mm bewirken 2 cm einer kleineren Auflagerbreite (z.B. durch schiefes platzieren der Platte) eine Verschiebung der analytisch bestimmten Eigenfrequenz um 20Hz.

Für Platten mit freien Enden ist das Identifizieren der Amplituden aus den Messreihen durch die analytischen Formeln für die nicht schmalseitenverleimten 5-schichtigen Platten sehr gut gelungen. Bei den 3-schichtigen Platten des Herstellers Stora Enso weisen drei der vier Platten ähnliche Eigenfrequenzen auf. Dies lässt den Schluss zu, dass CLT-Platten nicht in allen Fällen dem einfachen Modellgesetz orthotroper Platten folgen. Zur exakten Identifizierung sämtlicher Platten-Eigenschwingungen sind weitere Untersuchung durch ein detaillierteres Modell nötig.

Der Leser soll noch darauf hingewiesen werden, dass die Änderung der Steifigkeit, um die errechnete Frequenz dem Messergebnis anzupassen, beschränkt ist. Am Beispiel der 5-schichtigen Platte kann nach unten bei Verwendung des geringen 0,05% Fraktil-Festigkeitswerts von GL24h die berechnete Eigenfrequenz in etwa um 21 Hz reduziert werden. Die Grenze nach oben bildet die höchste Festigkeitsklasse GL36h, hier kann die berechnete Eigenfrequenz maximal um 2,5-30Hz¹⁰ erhöht werden. Somit ist der Spielraum durch Änderung der Steifigkeit begrenzt.

In der Untersuchung konnte gezeigt werden, dass das jeweils größere Produkt aus Trägheitsmoment und Elastizitätsmodul ($=B_{\max}$) (um die schwächeren Biegeachse!), die erste Eigenfrequenz bestimmt. Bei den 100mm starken CLT-Platten konnte gezeigt werden, dass die berechneten Eigenfrequenzen eine bessere Annäherung an die gemessenen Werte ergeben, wenn alle Brettlamellen in der Berechnung der Biegesteifigkeit (B_{addiert}) berücksichtigt werden.

Im Fall der 5-schichtigen CLT-Platte als Kleinformat, wurde die Eigenschwingung mittels Laser-Scanner abgetastet. Die Visualisierung zeigte eine einaxiale Biegewelle in Längsrichtung. Das berechnete Ergebnis, nach der einfachen analytischen Methode nach [2], konnte dieser Eigenschwingung exakt zugewiesen werden.

5. SCHLUSSBEMERKUNG UND AUSBLICK

Das Hauptaugenmerk dieser Arbeit lag in der vollständigen Exorzierung der Schalleitung und Abstrahlung einer orthotropen Platte. Dabei wurde die erste Eigenfrequenz, als erster maßgebender Schalldämmeinbruch festgestellt, die im Bereich weit unterhalb des baukaustischen Messbereichs auftritt. Dennoch werden Versuche, etwa in [36] unternommen, um diese erste oder höhere Plattenschwingungen mittels Gegenschwinger auszulöschen bzw. zu entschärfen. Unter dem Bereich der ersten Eigenschwingung bestimmt die Steifigkeit darüber, als Massengesetz bekannt und den nicht-resonanten Teil der Schallübertragung betreffenden, die modale Masse das Schwingverhalten.

¹⁰ Diese hohe Festigkeitsklasse kann auch zu einer höheren Dichte führen, von 450 auf 550 kg/m³, berücksichtigt man die Zunahme der Dichte erhält man die 2,5Hz.

Die Koinzidenz der Wellenzahl des umgebenden Mediums meist der Luft zu der Biegewellenzahl des Trennbauteils ist verantwortlich für einen neuerlichen Schalldämmeinbruch, der bei orthotropen Platten zum Nachteil der Schalldämmung, zumindest zweimal auftritt. Im Fall von CLT-Platten ist dieser Bereich mitunter abhängig von der Biegesteifigkeit der beiden Plattenrichtungen. Ein Ergebnis dieser Untersuchung mittels Softwaresimulation zeigt, dass die übereinstimmende Biegesteifigkeit in Richtung der beiden Plattenachsen einen positiven Effekt auf das Schalldämmmaß hat. Die Simulation ergab eine Verbesserung um 2 dB, bei Gleichsetzen der Biegesteifigkeiten hin zur höheren, also um die stärkere Biegeachse. Die Erhöhung der Dicke, der Dichte und der inneren Dämpfung wirkten sich ebenfalls positiv auf das Schalldämmmaß aus. Der durch die Dämpfung bestimmte Bereich beginnt nach der Koinzidenzfrequenz und wird durch die Materialdämpfung maßgebend beeinflusst. Da die resonante Schallübertragung durch eine höhere Dämpfung reduziert werden kann. Bei dickeren Bauteilen, nach [15] ab einer Plattendicke die ein Sechstel der Biegewellenlänge entspricht, erhöhen zusätzliche Wellenarten die Schallübertragung. Wird die Plattendicke oder die betrachtete Frequenz weiter erhöht, kann durch verschiedene Ansätze, zusammengefasst in [23], ein Plateau definiert werden, dass das Maximum des Schalldämmmaßes darstellt. Dieses Verhalten wird zumeist oberhalb des erweiterten bauakustischen Messbereichs von 50 - 5000Hz erwartet. Weitere Untersuchungen in diese Richtung könnten zeigen ab welcher Frequenz dieses Plateau bei CLT-Platten auftritt. Die tatsächliche Auswirkung einer übereinstimmenden Biegesteifigkeit um beide Biegeachsen, kann durch zusätzliche Schalldämmprüfungen im Labor weiteren Aufschluss geben.

Die Laboruntersuchung diente dem Zweck, die für die Simulation herangezogenen Werte zu bestätigen oder anzupassen. Dabei wurde z.B. die Holzdicke näher bestimmt und für die Simulation verwendet. Die Modalanalyse wurde angewendet um die dynamischen Elastizitätsmodule der zur Verfügung gestellten CLT-Platten zu bestimmen. Die erste Eigenfrequenz bei frei aufgehängten Platte konnte großteils exakt identifiziert werden. Dabei wurde mittels analytischen Methoden nach Blevins [2] die erste Resonanzfrequenz für die 5-schichtigen Platten nachgerechnet und den gemessenen Amplituden exakt zugewiesen. Bei den 3-schichtigen Platten konnten nicht alle Eigenfrequenzen identifiziert werden. In Summe wurden acht Platten geprüft. Weiters wurde festgestellt, dass die jeweils höhere bzw. höchste Biegesteifigkeit ($B_{\max}/B_{\text{addiert}}$) um die schwächere Biegeachse die erste Resonanzfrequenz bestimmt. Grundsätzlich wurden zur analytischen Berechnung der identifizierten Eigenfrequenzen die Festigkeitswerte der Festigkeitsklasse GL24h mit guten Ergebnisse verwendet. Bei höheren Eigenschwingungen zeigt sich, dass das gewählte Modell mit nur zwei Biegesteifigkeiten, nicht ausreicht um die Messergebnisse höherer Moden zu beschreiben. Weitere Untersuchungen zum Beispiel durch numerische Simulation könnten die Eigenfrequenzen der nicht zuweisbaren Amplituden, speziell bei höheren Eigenmoden, bestimmen.

Ein sehr interessanter Aspekt betreffend der Impedanz von CLT Platten wurde in dieser Arbeit nur theoretisch besprochen. Eine weiterführende Arbeit kann darin bestehen z.B. die Punktimpedanz zu messen, um in weitere Folge bspw. Punktanregungen durch Installationsgeräusche nach geltender Norm einschätzen zu können.

6. APPENDIX A

6.1. Matlab-Code

```
%fourier_analyse

clc

clear

%Antwortsignal einlesen

[y,Fs] = audioread('R0000000.WAV');

Nsamps = length(y);

t = (1/Fs)*(1:Nsamps);    %Zeitachse

%Fourier Transform

y_fft = abs(fft(y));    %reale Amplitude

y_fft = y_fft(1:Nsamps/2);

f = Fs*(0:Nsamps/2-1)/Nsamps; %Frequenzachse

%Plot Soundfile im Zeitbereich

figure

plot(t, y)

%xlim([0 0.2])

xlabel('Zeit in s')

ylabel('Amplitude in m/s2')

title('Brettsperrholzplatte im Realraum (Zeitbereich)')

% Plot Soundfile im Frequenzbereich

figure

plot(f, y_fft)

xlim([0 1100])
```

```
ylim([0 200])
xlabel('Frequenz in Hz')
ylabel('Amplitude')
title('Antwortspektrum der Brettsper Holzplatte im Wellenraum (Frequenzbereich)')

%Maximum
[max,Pos]=max(y_fft(:));
f1=f(Pos)

%Dateneinlesen bis 1100Hz
x1100=find(f <1101.0 & f>1099.99);
f1100=f(1:x1100(1));
y1100=y_fft(1:x1100(1));

%Konstruktion Hüllkurve mit 1/f(pos)*(3/4) als Abstand bis nächsten Peak
abstast=1/(f(Pos))*(3/4);
[pks,loc]=findpeaks(y,Fs,'MinPeakDistance',abstast);
%x=[0.001313:0.004046:835*0.004046];

%Plot der Abklingkurve
figure
plot(t,y,loc,pks)
xlim([0 0.4])
xlabel('Zeit in s')
ylabel('Amplitude in m/s2')
title('Abklingzeit in m/s2')
```

```
%Plot der Abklingkurve in dB
logpks=10*log10(pks);
figure
plot(loc,logpks)
xlim([0 1])
xlabel('Zeit in s')
ylabel('Amplitude in dB')
title('Abklingzeit in dB')

%T20 Zeit identifizieren
krit=logpks(1)-20;
T20loc=find(logpks<krit,1);
RT20=loc(T20loc)
```

6.2. Ergebnisblätter zur Simulation

Siehe nächste Seite.

Ergebnisblatt 1

Bezeichnung	Materialparameter	Standardwert
Steifigkeit	Elastizitätsmodul in MPa	11600 MPa

Beschreibung:

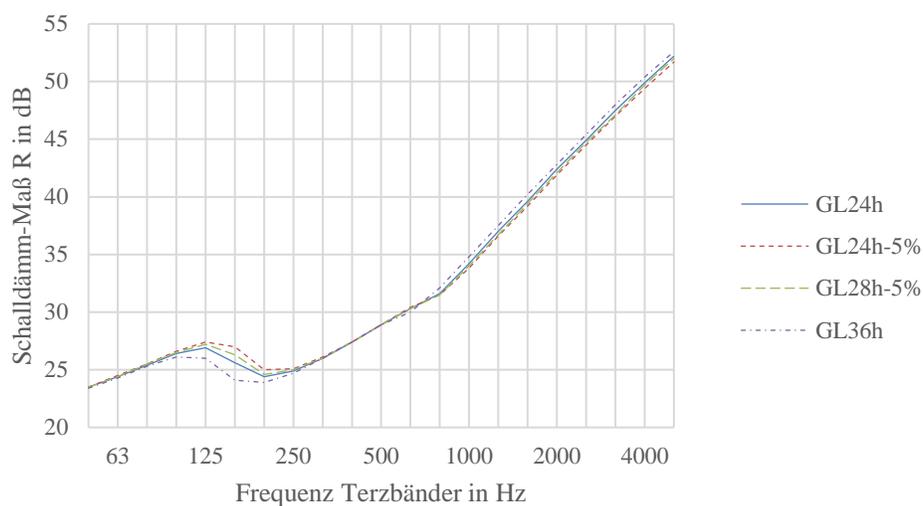
Neben der Standardvariante werden drei weitere Holzsteifigkeiten simuliert. Wobei GL24h-5% die untere Grenze und GL28h-5% die obere Grenze der Festigkeitsklasse GL24h darstellen und hier verwendet werden.

Der zugehörige E-Modul bei GL36h wird ebenfalls simuliert (als Zusatzwert 1) und soll die Auswirkungen einer sehr hochwertigen Festigkeitsklasse darzustellen.

Werte

Min	Max	Zusatzwert 1
9666,7	10500	14700

Gegenüberstellung:



Ergebnisse in dB:

	Standard	Min	Max	Zusatzwert 1
Rw	34	34	34	34
C	-1	-1	-1	-1
Ctr	-3	-3	-3	-3

Koinzidenzfrequenz in Hz:

fc1	148	192	155	131
fc2	742	794	761	643

Bewertung:

Es ergeben sich Unterschiede in den Koinzidenzfrequenzen, die jedoch keinen Einfluss auf die Einzahl Bewertung des Schalldämmmaßes haben.

Erkennbar ist die fallende Koinzidenzfrequenz bei steigender Steifigkeit, am Beispiel der Kurve GL36h.

Ergebnisblatt 2

Bezeichnung	Materialparameter	Standardwert
Otrhotropie	Biegesteife als Verhältnis zwischen B11 & B22	26

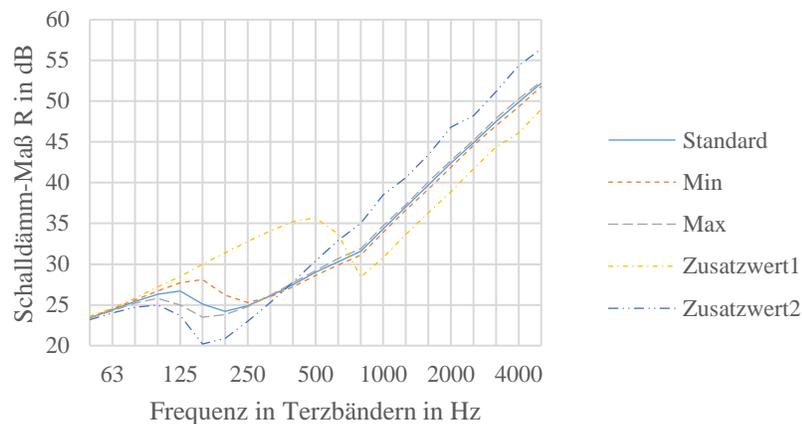
Beschreibung:

Wie bereits beschrieben ergibt sich das Verhältnis zwischen B11 und B22 zu 26. Des Weiteren wurde 16 und 36 als Minimal und Maximalwert angenommen. Die Änderung der Biegesteife würde man bspw. durch unterschiedliche Lamellenstärken erhalten. Zwei weitere Simulationen sollen zeigen, wenn B11=B22 ist und somit der Einbruch bei Koinzidenz verringert wird (Zusatzwert 1 und 2).

Werte

Min	Max	Zusatzwert 1	Zusatzwert 2
16	36	1	1

Gegenüberstellung:



Ergebnisse in dB:

	Standard	Min	Max	Zusatzwert 1 (Z1)	Zusatzwert 2 (Z2)
Rw	34	34	34	35	34
C	-1	-1	-1	-1	0
Ctr	-3	-3	-3	-3	-4

Koinzidenzfrequenz in Hz:

	Standard	Min	Max	Zusatzwert 1 (Z1)	Zusatzwert 2 (Z2)
fc1	142	181	121	724	142
fc2	724	724	724	724	142

Bewertung:

Für die Variation der Biegesteife ergibt sich keine Differenz in den Einzahlwerten, solange die Biegesteifigkeiten je Platte stark unterschiedlich sind und somit Koinzidenz stark ausgeprägt ist.

Im Fall Z1 wurden beide Biegesteifigkeiten der Nebentragsrichtung (B22) gleichgesetzt.

Im Fall Z2 wurden ebenfalls eine Biegesteife in beide Achsen angenommen, wobei die höhere Biegesteife (B11) für beide Plattenrichtungen angenommen wurde. Bei Z1 erkennt man die bessere

Schalldämmung unterhalb der Koinzidenz, dieses Verhalten führt zu einer Verbesserung um 1 dB.

Ergebnisblatt 3

Bezeichnung	Materialparameter	Standardwert
Dicke	Plattendicke in mm	90 mm

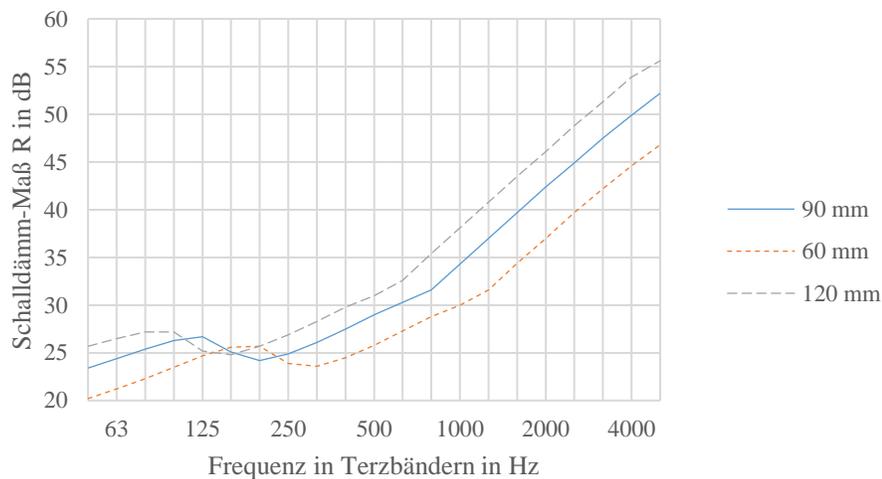
Beschreibung:

Um den Einfluss der Dicke zu beobachten, wird neben dem Standardwert von 90mm, die Gesamtplattenstärke mit 60 und 120 mm simuliert.

Werte

Min	Max
60mm	120mm

Gegenüberstellung:



Ergebnisse in dB:

	Standard	Min	Max
R _w	34	31	36
C	-1	-1	0
C _{tr}	-3	-3	-3

Koinzidenzfrequenz in Hz:

fc ₁	142	213	106
fc ₂	724	1086	543

Bewertung:

Eine höhere Plattenstärke führt zu besseren Schalldämmwerten erhöht man die Gesamtdicke um ein Drittel verbessert sich das Schalldämmmaß als Einzahlwert um 2dB.

Gut erkennbar ist auch die Verschiebung des Koinzidenzeinbruchs bei dünnerer Platte nach rechts.

Ergebnisblatt 4

Bezeichnung	Materialparameter	Standardwert	
Dichte	Holzdichte in kg/m ³	450	
Beschreibung:			
Auf Basis interner Messung wurde eine Schwankungsbreite der Dichte von 400 bis 550 kg/m ³ festgestellt. Somit wurde für die minimale Dichte 350 und der Maximalwert mit 550kg/m ³ bestimmt. Diese Schwankungsbreite kann durchaus im Zuge des Fertigungsprozesses			
Werte			
Min	Max		
350 kg/m ³	550 kg/m ³		
Gegenüberstellung:			
Ergebnisse in dB:			
	Standard	Min	Max
Rw	34	32	35
C	-1	-1	0
Ctr	-3	-3	-2
Koinzidenzfrequenz in Hz:			
fc1	142	125	157
fc2	724	638	800
Bewertung:			
Eine Schwankungsbreite der Dichte um +/- 100 kg/m ³ ergibt eine Verbesserung bei höhere Dichte des Schalldämmmaßes um 2 db und eine Verschlechterung bei geringerer Dichte von 1 dB.			
Gut erkennbar ist die parallele Verschiebung der Funktion bei Änderung der Dichte.			

Ergebnisblatt 5

Bezeichnung	Materialparameter	Standardwert
Materialdämpfung	innere Verlustfaktor	0,05

Beschreibung:

Der bereits angeführten Literaturquellen wurde die Schwankungsbreite des inneren Verlustfaktors mit 0,01 als Minimum und 0,1 als Maximalwert entnommen.

Werte

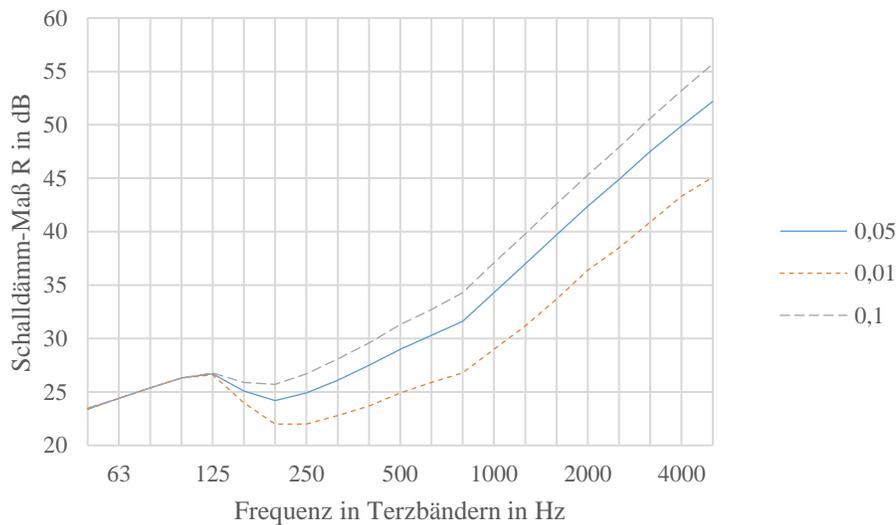
Min

0,01

Max

0,1

Gegenüberstellung:



Ergebnisse in dB:

	Standard	Min	Max
R _w	34	30	36
C	-1	-1	-1
C _{tr}	-3	-3	-3

Koinzidenzfrequenz in Hz:

fc1	142	142	142
fc2	724	724	724

Bewertung:

Man erkennt gut den Einfluss der Materialdämpfung ab der Koinzidenzfrequenz.

Eine höhere Dämpfung um die angeführten 100% auf $\eta=0,1$ führt zu einer Verbesserung des resonanzbestimmten Frequenzbereiches und somit zu einem Schalldämmmaß von 36 dB gegenüber der höheren inneren Dämpfung (= steiferes Material) mit 30 dB.

Ergebnisblatt: Mehrschalige CLT-Wände

Aufbauten:

1. CLT + VSS

1 x 90,0 mm CLT + Holzrahmen + 60,0 mm Fibreglass (10kg/m³) + 1 x 12,5 mm Gipsbauplatte.

2. CLT + VSS (versetzte Lattung)

1 x 90,0 mm CLT + Versetzte Pfosten + 60,0 mm Fibreglass (10kg/m³) + 1 x 12,5 mm Gipsbpl.

3. CLT + VSS (Federschiene)

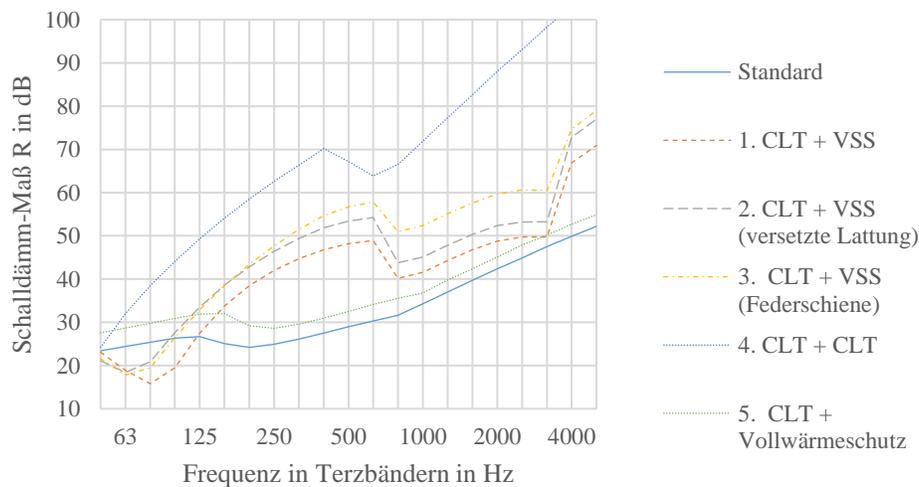
1 x 90,0 mm CLT + Akustikprofil + 60,0 mm Fibreglass (10kg/m³) + 1 x 12,5 mm Gipsbauplatte

4. CLT + CLT

1 x 90,0 mm CLT + None + 60,0 mm Fibreglass (10kg/m³) + 1 x 90,0 mm CLT

5. CLT + Vollwärmeschutz

1 x 90,0 mm CLT + 1 x 120,0 mm Isorock 120 + 1 x 10,0 mm Calcium-Silikat



Ergebnisse in dB:

	1. CLT + VSS	2. CLT + VSS (versetzteLattung)	3. CLT +VSS (Federschiene)	4. CLT + CLT	5. CLT + WDVS
Rw	45	49	54	69	37
C	-2	-1	-3	-2	1
Ctr	-8	-5	-9	-8	-3

Bewertung:

Die doppelschalige CLT Wand ist mit einem Schalldämmmaß von 69dB eine Möglichkeit die Mindestanforderung an die Schalleldifferenz zwischen unterschiedlichen Nutzungen nach OIB-5 zu erfüllen.

Die Erhöhung des Schalldämmmaßes durch einen Vollwärmeschutz liegt bei 3dB gegenüber dem Standardaufbau.

Gut erkennbar ist der Schalldämmeinbruch bei 63Hz aufgrund der angebrachten Vorsatzschalen.

Grundsätzlich wird durch mehrschalige Konstruktionen der untere Koinzidenzeinbruch egalisiert.

Der Einbruch zufolge oberer Koinzidenz bei ca. 833 Hz bleibt jedoch erhalten. Der Einbruch bei VSSen bei ca. 3333Hz entspricht der kritischen Frequenz der Beplankung aus Gipskarton.

7. APPENDIX B

Literaturverzeichnis

- [1] G. B. Warburton, „The Vibration of Rectangular Plates,“ in *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, Department of Engineering, University of Edinburgh, 1954, pp. 371-384.
- [2] B. R. D., *Formulas for natural frequency and mode shape*, New York: Van Nostrand, 1979.
- [3] K.M. Li; Z. Yu, „A simple formula for predicting resonant frequencies of a rectangular,“ in *Journal of Sound and Vibration* 327, USA, Elsevier, 2009, pp. 254-268.
- [4] Sol H.; Wilde, *Identificaton of Anisotropic Plate Rigidities Using Free Vibration Data*, Brüssel: PhD-Thesis of Vrije Universiteit Brussel, 1986.
- [5] A. Gülrow, *Zerstörungsfreie Bestimmung der Biegesteifigkeiten von Brettspertholzplatten*, Zürich: ETH Zürich, 2008.
- [6] Grimsel Matthias , *Mechanisches Verhalten von Holz*, Dresden: Universitätsverlag w.e.b, 1998.
- [7] BERNER; GIER; SCHEFFLER; HARDTKE, „Identifikation von Werkstoffparametern an Platten aus Holz und Holzw. mittels Modalanalyse,“ in *Holz Roh Werkst*, Dresden, Springer, 2007, p. 9.
- [8] GROßE, *Zerstörungsfreie Bestimmung der Biegesteifigkeiten von Baustoffen mittels Schallemissionsanalyse und Ultraschall*, Bad Harzburg: Universität Stuttgart, 1996.
- [9] M. HECKL, „Untersuchungen an ortotropen Platten,“ in *Acoustica Vol. 10*, Technischen Universität Berlin-Charlottenburg, 1960, pp. 109-115.
- [10] VIGRAN, *Building Acoustic*, e-Library: Tayler&Francis, 2008.
- [11] C. HOPKINS, *Sound Insulation*, Amsterdam: Elsevier, 2007.
- [12] Sewell E. C., „Transmission of reverberant sound through a single-leaf partition surrounded by an infinite rigid baffle,“ in *Journal of Sound and Vibration*, 1970, pp. 21-32.
- [13] Sharp B. H., „Prediction Methods for the Sound Transmission of Building Elements,“ in *Noise Control Engineering*, 1978, pp. 53-63.
- [14] DAVY J. L., *Predicting the Soundtransmission loss of cavity walls*, South Australia, 1990.
- [15] CREMER L., HECKL M., *Körperschall*, Berlin: Springer, 1996.

- [16] Jong-Hwa Lee, Jeong-Guon Ih, „Significance of resonant sound transmission in finite,“ Elsevier, Südkorea, 2003.
- [17] W. J. Trevathan, J. R. Pearse, „Resonant and non-resonant sound transmission loss of a finite panel,“ University of Canterbury, Neu Seeland.
- [18] Novikov, I. I., „Low-Frequency Sound Insulation of Thin Plates,“ Industrial Safety Research Institute, Russland, 1996.
- [19] D. TAKAHASHI, „Effects of panel boundedness on sound transmission problems,“ Acoustical Society of America, Japan, 1995.
- [20] Jong-Hwa Lee, Jeong-Guon Ih, „Significance of resonant sound transmission in finite single partitions,“ in *Journal of Sound and Vibration* 2004), ELSEVIER, 2004, p. 881–893.
- [21] Kohlhuber M, Ausbreitung elastischer Wellen in komplexen dünnwandigen Strukturen, Merseburg: Martin-Luther-Universität at Halle-Wittenberg, 2012.
- [22] Klaus Hermann, Zur aktiven Schallabstrahlungsminderung von Strukturen, Stuttgart: Universität at Stuttgart, 2006.
- [23] Meier, „DIE BEDEUTUNG DES VERLUSTFAKTORS BEI DER Bestimmung der Schalldämmung im Prüfstand,“ Shaker Verlag, Aachen, 2000.
- [24] S. W. Lerch, Technische Akustik, Berlin Heidelberg: Springer, 2009.
- [25] M. M., Technische Akustik, Berlin: Springer Vieweg, 2012.
- [26] Franz Gustav Kollmann, Maschinenakustik : Grundlagen, Meßtechnik, Berechnung, Beeinflussung, Berlin: Berlin [u.a.] : Springer, 200.
- [27] U.Dietze, „Fritz-Süchting-Institut für Maschinenwesen; Clausthal, TU,“ 2016. [Online]. Available: <http://www3.imw.tu-clausthal.de/forschung/projekte/EQUIP/studiarbeit/ausbreitung.html>. [Zugriff am 3 3 2016].
- [28] H. Irretier, „Experimentelle Modalanalyse in der Rotordynamik,“ in *Experimentelle und rechnerische Modalanalyse sowie Identifikation dynamischer Systeme*, Tagung Kassel, VDI Verlag GmbH, 200, p. 757.
- [29] Normengruppe B, EN 12351 Teil 1 - Anhang B, 1021 Wien: Österreichisches Normungsinstitut ON, 01.11.2000.
- [30] INSUL - predicting sound insulation, „INSUL - predicting sound insulation,“ bka interactive, 2016. [Online]. Available: <http://www.insul.co.nz/>. [Zugriff am 2016 3 13].
- [31] Akustikbüro Rahe-Kraft GmbH, „Akustikbüro Rahe Kraft GmbH in Berlin,“ 30 März 2016. [Online]. Available: <http://www.rahe-kraft.de/rk/software/insul/>.

- [32] Augustin, Blaß, Bogensperger, Ebner, Fer, Fontana, Jöbstl, Schickhofer, BSPhanduch Holz-Massivbauweise in Brettsperrholz, Graz: Verlag der Technischen Universität Graz, 2010.
- [33] Wallner-Novak, Koppelhuber, Pock, „Brettsperrholzbemessung,“ Pro Holz Austria - Arbeitsgemeinschaft, 2013.
- [34] Stefan Schoenwald; Berndt Zeitler; Ivan Sabourin; Frances King, „Sound insulation performance of Cross Laminated Timber Building Systems,“ in *inter noise innsbruck*, österreich, 2013.
- [35] Möser, M.; Feldmann, J. (Co Author), Messtechnik der Akustik, Berlin Heidelberg: Springer Heidelberg Dordrecht London New York, 2010.
- [36] M. Kohrmann; T. Vörtl; G. Müller; U. Schanda, B. Buchschmid, „Abschlussbericht zum AiF Forschungsvorhaben „VibWood“,“ Bundesministerium für Wirtschaft und Energie, Technische Universität München (TUM), 2014.
- [37] PEUHKURI, RODE, KIELSGAARD, HANSEN, „Moisture Buffer Capacity of Different Insulation Materials,“ Denmark, 204.
- [38] Deutsche Gesellschaft für Akustik e.V. , „Akustische Wellen und Felder,“ *DEGA Empfehlung 101*, p. 90, März 2006.
- [39] D. A. Bies, C. H. Hansen, Engineering Noise Control - Theory and Practice, New York: E&FN SPON, 1996.
- [40] Kaltenbacher; Kolerus, Metzger, Skriptum zur Vorlesung AKUSTIK FÜR INGENIEURE, Wien: Institut für Mechanik und Mechatronik, 2015.

Abbildungsverzeichnis

ABBILDUNG 1 - DARSTELLUNG DES MASSEGESETZ MIT WINKELABHÄNGIGEN SCHALLEINFALL AM BEISPIEL EINER 3MM STARKEN GLASSCHEIBE. DER SCHALLEINBRUCH BEI 2500HZ ENTSPRICHT DEM KOINZIDENZFALL. [15].....	15
ABBILDUNG 2 - EINMASSENSCHWINGER MIT STEIFIGKEIT S, DÄMPFUNG R, MASSE M UND EINER ANGREIFENDEN KRAFT F.	16
ABBILDUNG 3 - INTERNAL LOSS-FACTOR ODER VERLUSTFAKTOR VERSCHIEDENER CLT ELEMENTE [30]	18
ABBILDUNG 4 - DIE HERLEITUNG DER IMPEDANZ EINES EINMASSENSCHWINGERS IN KOMponentEN AUFGETEILT [10].....	19
ABBILDUNG 5 - EINGEZEICHNET IST DER IMPEDANZVERLAUF EINES MASSENSCHWINGERS MIT RESONANZFREQUENZ BEI 100HZ. AUF DER ABSZISSE IST DIE IMPEDANZ, DER ORDINATE DIE FREQUENZ ABGEBILDET. DIE STEIGENDEN UND FALLENDEN PARALLELEN LINIEN SIND DIE MASSE- UND STEIFIGKEITSBEZOGEN IMPEDANZEN.....	19
ABBILDUNG 6 - DARSTELLUNG DES SCHALLDÄMMMAßES (SOUND TRANSMISSION LOSS STL) EINER NUMERISCHEN SIMULATION UND EINER MESSUNG, EINER 10MM DICKEN GIPSKARTONPLATTEN AB 10HZ. [17].....	20
ABBILDUNG 7 - QUALITATIVER VERLAUF DER SCHALLDÄMMMAß IN ABHÄNGIGKEIT DER FREQUENZ IN DB, NACH [33].....	22
ABBILDUNG 8 - SCHEMATISCHE SKIZZE EINES KOLBENSTRAHLERS IN EINER SCHALLHARTEN WAND. MIT DARGESTELLTER ABSTRAHLCHARAKTERSISTIK, WELCHE DIE SCHALLDRUCKVERTEILUNG BEI BESTIMMTEN MEMBRANDURCHMESSER ZUR LUFTWELLENLÄNGE, IN DIESEM FALL IST DER KOLBENMEMBRANDURCHMESSER DK ZUR ABGESTRAHLTEN LUFTWELLENLÄNGE $\lambda \gg 1$, ABSTRAHIERT. [35].....	23
ABBILDUNG 9 - ABSTRAHLGRAD EINES KOLBENSTRAHLERS [36]	24
ABBILDUNG 10 - WELLENTAL UND -BERG EINER BIEGEWELLE. DIE PFEILE ZEIGEN DIE LUFTVERSCHIEBUNG HIN ZUM WELLENTAL AN. [23].....	24
ABBILDUNG 11 - DAS ABSTRAHLVERHALTEN EINER UNENDLICHEN STRUKTUR ALS FUNKTION AUS DER BIEGEWELLENZAHL UND DER KONSTANTEN WELLENZAHL DER LUFT.....	25
ABBILDUNG 12 - PHÄNOMEN DER RANDABSTRAHLUNG UND DES AUSLÖSCHENS DER SCHWINGUNGSFORMEN. [23].....	26
ABBILDUNG 13 - EIN SCHALLFELD WIRD DURCH EINE SCHWINGENDE ZWEIDIMENSIONALE STRUKTUR ANGEREGT. WOBEI DAS OBERE ENDE MIT EINEM SCHWINGUNGSKNOTEN UND DAS UNTERE ENDE MIT EINEM SCHWINGUNGSBERG ODER SCHWINGUNGSBAUCH ABSCHLIEßT. [34].....	27
ABBILDUNG 14 - DIE CHARAKTERISTISCHEN DREI AUFLAGERBEDINGUNGEN; A EINGESPANNT, B EINFACH GELAGERT UND C ALS FREIES ENDE. [23]	27
ABBILDUNG 15- AUSWIRKUNG DER EINSPANNSITUATION UNTERHALB DER KOINZIDENZFREQUENZ $f_c=280\text{HZ}$ EINER 10CM STARKEN GIPSWAND $m'=120\text{KG/M}^2$. [23].....	28
ABBILDUNG 16 - DER SCHALLDÄMMVERLAUF BEI BERÜCKSICHTIGUNG DER SCHUBSTEIFE ALS „RESONANTE DICKE PLATTE“ IM VERGLEICH ZUR AKUSTISCH DÜNNEN PLATTE ALS „RESONANT“. [23].....	28
ABBILDUNG 17 - SCHALLTRANSMISSIONSFAKTOR "TRANSMISSION LOSS" EINER 18MM STARKEN HOLZFASERPLATTE MIT LABORERGEREBNISSEN UND DER ANALYTISCHEN BERECHNUNG DURCH INSUL. [37].....	33
ABBILDUNG 18 - SCREENSHOT DER INSUL ARBEITSOBERFLÄCHE. ROT HINTERLEGT IST DAS ERGEBNIS DER BERECHNUNG, DASS DEN EINZAHLWERT DES SCHALLDÄMMMAßES RW, DIE SPEKTRUM- ANPASSUNGSWERTE C UND CTR IN DB ANGIBT.	33
ABBILDUNG 19 - SCHEMASKIZZE BRETTSPERRHOLZ MIT FUGENLOSEN ANEINANDERGEREIHTEN HOLZLAMELLEN MIT BREITE A UND DICKE TI. [29].	34
ABBILDUNG 20 - BIEGESTEIFIGKEIT BEI EINHEITLICHEN LAMELENDICKEN UND MATERIALPARAMETERN. BEI DREI BIS FÜNF SCHICHTEN. DIE HAUPTTRAGACHSE STIMMT DER ORIENTIERUNG DER DECKENLAMMELLE ÜBEREIN. [29]	35
ABBILDUNG 21 - EINGABEMASKE DES MATERIALEDITORS VON INSUL. EINGABEWERTE ENTSPRECHEN DER STANDARDVARIANTE.....	39

ABBILDUNG 22 - VERGLEICH DER VARIANTENSTUDIE ALLER PARAMETER DURCH DAS BEWERTETE SCHALLDÄMMMAß (RW) IN DB.	47
ABBILDUNG 23 - AUFLAGERBEDINGUNG: EINFACH GELAGERT (LINKS) AM INSTITUT FÜR BAUPHYSIK UND SCHALLSCHUTZ DER TU WIEN, FREI GELAGERT (RECHTS) AM AUSTRIAN ACOUSTIC CENTER DER HOLZFORSCHUNG AUSTRIA.	48
ABBILDUNG 24 - DRAUFSICHT DER ALLSEITIGEN LAGERUNG (LINKS), EINFACHER LAGERUNG IM DETAIL (RECHTS).	49
ABBILDUNG 25 - BESCHLEUNIGUNGSSAUFNEHMER.	49
ABBILDUNG 26 - POSITION DES BESCHLEUNIGUNGS-AUFNEHMER BEI ALLSEITIG GELAGERTER PLATTE AUF DER UNTERSEITE DER PLATTE (LINKS) UND AUFGEHÄNGTER PLATTE (DIESE MESSUNG WURDE AM INSTITUT DURCHGEFÜHRT) (RECHTS).	50
ABBILDUNG 27 - AUSGANGSSIGNAL IM ZEITBEREICH (LINKS), FOURIER-ZERLEGUNG IM BILD- ODER FREQUENZBEREICH (RECHTS) EINER FREI AUFGEHÄNGTEN 5-SCHICHTIGEN CLT-PLATTE MIT DER GRUNDFREQUENZ ODER ERSTEN RESONANZFREQUENZ BEI 248 HZ.	51
ABBILDUNG 28 - ANTWORTSIGNAL IM FREQUENZBEREICH DER GLEICHEN 3-SCHICHTIGEN, ALLSEITIG GELAGERTEN, CLT PLATTE BEI UNTERSCHIEDLICHER ANREGEPPOSITION UND NICHT WECHSELNDER MITTIGER SENSORPOSITION. DIE ERSTE EIGENFREQUENZ SOLL NACH ERSTER ABSCHÄTZUNG BEI 850 HZ LIEGEN.	52
ABBILDUNG 29 - BIEGE-EIGENSCHWINGUNGEN EINES STABES MIT FREIEN ENDEN; OHNE BERÜCKSICHTIGUNG DES NAHFELDS (DÜNN LINIE), MIT BERÜCKSICHTIGUNG DES NAHFELDS ERGIBT SICH EINE VOLLSTÄNDIGE BIEGESCHWINGUNG (DICKE LINIE). (DIE AUSGEZOGENEN UND STRICHLIERTEN LINIEN UNTERSCHIEDEN SICH UM EINE HALBE PERIODENDAUER)	54
ABBILDUNG 30 - DARSTELLUNGEN DER EINZELNEN BERECHNUNGSSCHRITTE: ZEITSIGNAL (LINKS OBEN), SIGNAL IM BILDBEREICH (RECHTS OBEN), AUF BASIS DER FREQUENZ ABTASTEN DER LOKALEN MAXIMA UND KONSTRUKTION DER HÜLLKURVE (LINKS UNTEN), LOGARITHMISCHE DARSTELLUNG DER HÜLLKURVE BZW. ABKLINGKURVE (RECHTS UNTEN).	56
ABBILDUNG 31 - - BRETTSPERRHOLZPLATTEN DER FIRMA STORA ENSO VON LINKS NACH RECHTS: 1.CLT-L3S 100MM, 2. CLT-C3S 100MM, 3. CLT-C3S 80MM, 4. CLT-L3S 80MM.	58
ABBILDUNG 32 - PRINZIPIALKIZZE DER GETESTETEN CLT PLATTEN, A IN LÄNGSRICHTUNG UND B STIRNSEITIG DER PLATTE. DIE DECKLAMELLE WECHSELT BEI DEN UNTERSCHIEDLICHEN PLATTEN IN: PARALLEL ZUR LÄNGSSEITE (WIE HIER DARGESTELLT), ZU PARALLEL ZUR STIRNSEITE. DIE AUFLAGERBREITE E UND DIE GESAMT DICKE T SOWIE DIE EINZELNEN LAMELENSCHICHTEN T1...TN SIND EBENFALLS BEMÄRT.	59
ABBILDUNG 33 - FREQUENZANALYSE CLT-5S AUS DREI MESSERGEBNISSEN UND ANALYTISCHEN ERGEBNISSEN MIT STATISCHEM UND MAXIMALEM TRÄGHEITSMOMENT (F2,0,STATISCH; F2,0,MAX).	61