

Theoretische Planung und messtechnische Evaluierung eines Hallraumes

Diplomarbeit
durchgeführt von

Jamilla Balint

Institut für Signalverarbeitung und Sprachkommunikation
der Technischen Universität Graz

Vorstand:

Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. Gernot Kubin



In Zusammenarbeit mit dem
Technisch wissenschaftlichen Büro Dipl.-Ing. N. Buch GmbH

Begutachter: Ao. Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. Gerhard Graber

Betreuer: Dipl.-Ing. Herbert Hahn (TWB)

Graz, im März 2014

Danksagung

Erst sei all jenen gedankt, die durch ihre Unterstützung die vorliegende Arbeit ermöglicht haben:

Prof. Gerhard Graber, vielen Dank für die Betreuung während der Diplomarbeit. Vor allem aber möchte ich Ihnen für die Offenheit danken, die Sie mir entgegen brachten, als ich Ihnen meine Idee präsentierte und die Bereitschaft, sich unvoreingenommen damit auseinanderzusetzen.

DI Herbert Hahn, vielen Dank für die Unterstützung, nicht nur während der Diplomarbeit, sondern der gesamten letzten Jahre. Danke für die Geduld und die Zeit, die Du immer aufgebracht hast, seit meinem Sommerpraktikum im Jahr 2008 bei der Firma Buch. Weiters möchte ich mich bei allen Mitarbeitern der Firma Buch, insbesondere bei Herrn DI Buch sowie Herrn Retzl bedanken.

Clara, danke für Deine freimütige Wesensart, Ehrlichkeit und Verrücktheit. Mögen die Abende, die mit einem Achterl beginnen, nie vergehen...

Bei meinen Freunden Karo, Laura, Felix, Karen und Nadine möchte ich mich mit einem Zitat von Hermann Hesse bedanken: *Heim kommt man nie. Aber wo befreundete Wege zusammenlaufen, da sieht die ganze Welt für eine Stunde wie Heimat aus.* Danke für die bedingungslose Freundschaft.

Michi, danke für all die Jahre... *things don't need to last forever, to be perfect.*

Meinen Eltern möchte ich dafür danken, dass sie mir beigebracht haben, mutig zu sein und mich dabei unterstützt haben, außergewöhnliche Wege zu gehen. Vor allem aber habe ich von ihnen gelernt, dass Kreativität keine Grenzen kennt. Köszönöm szépen.

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.

Ort und Datum

Unterschrift

Kurzfassung

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit der Diffusität des Schallfeldes in einem Hallraum. Von besonderem Interesse ist dabei der tieffrequente Bereich, da abhängig von der Raumgeometrie unerwünschte Resonanzen im Raum auftreten. Dadurch wird der tatsächliche Messbereich stark eingeschränkt. Der Hallraum der TWB Buch GmbH wird im Rahmen dieser Arbeit mit Diffusoren nach Vorgaben laut ÖNORM EN ISO 354 ausgestattet. Eine FEM-Simulation der Schalldruckverteilung und Messungen der Nachhallzeit mit und ohne Diffusoren sollen zeigen, wie sich das Schallfeld in Abhängigkeit von diesen ändert. Im theoretischen Teil werden die Eigenmoden und Raummoden des Hallraumes berechnet. Der praktische Teil dieser Arbeit umfasst die Messung der Nachhallzeit mit einer sehr hohen Messpunktdichte. So soll das Schallfeld messtechnisch möglichst genau abgetastet werden. Die mathematisch berechneten Werte werden den gemessenen Werten gegenübergestellt und miteinander verglichen. Abschließend soll evaluiert werden, wie sich das Schallfeld theoretisch und praktisch mit der Einbringung der Diffusoren in den Hallraum ändert und die Frage geklärt werden, ob und wie es möglich ist, die Diffusität des Schallfeldes im Hallraum zu quantifizieren.

Abstract

The present work is dealing with the topic of the diffusivity of a sound field in a reverberation chamber. The main focus lies here within the low frequency range. Because of the room geometry, unwanted room modes can occur and therefore limit the actual range of measurement. The reverberation chamber of the TWB Buch GmbH is being equipped with diffusors according to ISO-guidelines. A FEM-Simulation of the sound pressure field and the measurement of the reverberation time with and without the diffusors should yield to a conclusion, how the sound field changes. The Eigenmodes and Roommodes of the reverberation chamber are calculated with a FEM-Simulation. In addition, measurements of the reverberation time with and without diffusors are carried out. Because of a high density of measurement points it is possible to capture the sound field in detail. The shifting sound field should yield to information about the diffusivity. Afterwards the comparison will show, how the diffusivity of the sound field behaves depending on the diffusors and if it is possible to quantify the diffusivity in a reverberation chamber.

Inhaltsverzeichnis

Inhaltsverzeichnis	4
1 Einleitung, Aufgabenstellung, Motivation	1
1.1 Einleitung und Aufgabenstellung	1
1.2 Motivation	2
1.3 Kapitelübersicht	3
2 Schallausbreitung in begrenzten Räumen	5
2.1 Schallausbreitung in einfachen Räumen	6
2.1.1 Totalreflexion	6
2.1.2 Eigenmoden	8
2.1.3 Eigenschwingungen im Frequenzraum	9
2.2 Schallausbreitung in realen Räumen	10
2.2.1 Absorptionsgrad	11
2.2.2 Raummoden	13
2.2.3 Definition des diffusen Schallfeldes	13
2.2.4 Nachhall	14
2.3 Schallausbreitung im Hallraum	19
2.3.1 Grenzfrequenz f_g eines Hallraumes	19
2.3.2 Anforderungen nach ÖNORM EN ISO 354	20
2.3.3 Anforderungen nach ÖNORM EN ISO 3741	23
3 Verwendete Soft- und Hardware	26
3.1 COMSOL Multiphysics [®]	26
3.1.1 Grundlagen	27
3.1.2 Aufbau	29
3.2 PAK MKII	30

3.3	PAK Software Version 5.7	31
4	Simulation Hallraum	34
4.1	Hallraum des TWB	34
4.1.1	Normvorgaben an den Hallraum	34
4.2	Simulation in COMSOL Multiphysics	37
4.2.1	Eigenmoden	38
4.2.2	Raummoden	39
5	Messung im Hallraum	41
5.1	Aufbau und Durchführung	41
5.2	Messung ohne Diffusoren	43
5.3	Messung mit Diffusoren	45
5.4	Prüfung der Diffusität	45
6	Gegenüberstellung von Simulation und Messung	49
6.1	Eigenmoden - Raummoden	49
6.1.1	Vergleich Hallraum mit und ohne Sockel	50
6.1.2	Vergleich Hallraum mit und ohne Diffusoren	50
6.2	Auswertung der Nachhallzeit	57
6.2.1	R_{T20} bei 100 Hz	57
6.2.2	R_{T20} bei 125 Hz	58
6.2.3	R_{T20} bei 160 Hz	58
6.2.4	R_{T20} bei 200 Hz	61
6.2.5	R_{T20} bei 1250 Hz	61
6.3	Örtliche Varianz der Nachhallzeit	61
6.4	Vergleich: Simulation — Messung	65
7	Bewertung der Diffusität	67
7.1	Diskussion verschiedener Ansätze	67
7.1.1	Volumen-Diffusoren	67
7.1.2	Einfluss von Diffusoren im tieffrequenten Bereich	69
7.1.3	Energiedichte, Kohärenz, Intensität	69
7.1.4	Untersuchung verschiedener Einflüsse	70
7.1.5	Referenzabsorber	72
7.1.6	Diffusität und Nachhallzeit	73

7.1.7	Diskussion	74
7.2	Ursprüngliche Aufgabenstellung	75
7.3	Vergleich der Standardabweichung	75
7.4	Wellenausbreitung in der Raumakustik	77
7.5	Herleitung einer Hypothese	79
7.5.1	Teil 1: Bestimmung der äquivalenten Absorptionsfläche nach ÖNORM EN ISO 354	79
7.5.2	Teil 2: Herleitung der Sabineschen Nachhallzeitformel	81
7.5.3	Teil 3: Energiedichtebetrachtung mit und ohne Diffusoren	82
7.5.4	Teil 4: Nachhallzeitbetrachtung mit und ohne Diffusoren	85
7.5.5	Teil 5: Das äquivalente Volumen	86
7.6	Konsequenzen der Hypothese	89
8	Zusammenfassung und Ausblick	92
8.1	Zusammenfassung	92
8.2	Ausblick	95
	Symbolverzeichnis	97
	Literaturverzeichnis	100
	Abbildungsverzeichnis	104
	Anhang A Numerische Tabellen	106
	Anhang B Ergänzende Formeln	110
	Anhang C Dateiverzeichnis	112

Kapitel 1

Einleitung, Aufgabenstellung, Motivation

1.1 Einleitung und Aufgabenstellung

In der *ÖNORM EN ISO 354* und *ÖNORM EN ISO 3741* wird festgelegt, wie ein normgerechter Hallraum auszustatten und einzumessen ist, um Schallabsorptionsgradmessungen und Schalleistungsmessungen durchzuführen. Im Idealfall sind die Wände vollkommen schallhart und nicht parallel zueinander. Um ein nahezu ideal diffuses Schallfeld zu erreichen, müssen zusätzliche Diffusoren in den Raum eingebracht werden.

In Abhängigkeit von der Geometrie eines Raumes kann das Phänomen auftreten, dass sogenannte Raummoden entstehen. Um dem vorzubeugen, werden u. a. die Wände in Hallräumen nicht parallel sondern schief zueinander angeordnet, es wird versucht das größtmögliche Volumen zu schaffen und zusätzlich werden Diffusoren eingebracht. Im tieffrequenten Bereich ist es jedoch nicht möglich, Raummoden vollständig zu vermeiden.

Die vorliegende Diplomarbeit setzt sich mit der Thematik der Diffusität eines Schallfeldes in einem Hallraum auseinander. Im speziellen soll das Schallfeld im tieffrequenten Bereich untersucht werden.

Das Schallfeld im Hallraum soll einerseits simulatorisch und andererseits messtechnisch erfasst werden. Wie schon erwähnt soll ein Schwerpunkt auf den tieffrequenten Bereich

gelegt werden. Es wird untersucht, wie sich das Schallfeld durch die Einbringung von akustischen Elementen ändert. Abschließend soll eine Messapplikation entworfen werden, die es erlaubt, systematisch ein Schallfeld im tieffrequenten Bereich zu erfassen und zu beschreiben.

1.2 Motivation

Das Technisch wissenschaftliche Büro DI Nikolaus Buch GmbH ist im Bereich Schallschutz und akustische Messtechnik tätig. In den 70er Jahren wurde vom Gründer und Geschäftsführer Dipl.-Ing. Nikolaus Buch ein Laborkomplex geplant und zum Teil auch realisiert, der u.a. Tür - und Wandprüfstände, ein Kundtsches Rohr, einen schalltoten Raum und einen Hallraum umfasst. Nun ist die Fertigstellung des Hallraums geplant und soll im Rahmen dieser Diplomarbeit realisiert werden.

Ziel dieser Arbeit ist es, das Schallfeld im Hallraum einerseits mathematisch zu simulieren und andererseits messtechnisch zu erfassen. Aufgrund der akustischen Extremsituation, die in solch Räumen vorliegt, ist es schwierig vorherzusagen, wie sich das Schallfeld vor allem bei tiefen Frequenzen verhält.

Eine ungewollte Eigenschaft eines Hallraumes ist die Ausbildung von sogenannten Raummoden. Diese sind eine Überlagerung von reflektierten Schallwellen und führen in bestimmten Punkten im Raum zu messbaren Druckdifferenzen. Um vor der Fertigstellung des Messraumes schon abzuschätzen zu können, wie das Schallfeld im gewünschten Messraum aussehen wird, gibt es die Möglichkeit, die Eigenmoden eines Raumes mathematisch zu berechnen. Bei der Berechnung von Eigenmoden eines Raumes geht man von der Annahme der verlustlosen Wellenausbreitung und ideal schallharten Wände aus. Im Gegensatz dazu entstehen Raummoden wenn eine Schallquelle in den Raum eingebracht wird und sich ein Schallfeld einstellt.

In der vorliegenden Arbeit soll das Thema der Moden im tieffrequenten Bereich aufgegriffen werden. Es sollen mathematisch berechnete Werte von Eigenmoden den ebenfalls simulierten Raummoden gegenübergestellt werden. Die Messung der Nachhallzeit im Hallraum ohne und mit Diffusoren wird miteinander verglichen. Abschließend soll eine Messapplikation entworfen werden, die es ermöglicht, das Schallfeld im gewünschten Be-

reich nahezu vollständig zu erfassen und zu beschreiben. Dazu wird das Schallfeld mit einer hohen Messpunktdichte abgetastet. Die Messergebnisse werden detailliert ausgewertet und sollen so die Auswahl von idealen Mikrofonpositionen im Hallraum ermöglichen.

1.3 Kapitelübersicht

- Kapitel 1 bietet eine kurze Einleitung in das Thema der Diplomarbeit und beschreibt die Motivation der Arbeit. Es wird die Aufgabenstellung erläutert und eine Übersicht der Gliederung der einzelnen Kapitel gegeben.
- Kapitel 2 erläutert die benötigten physikalischen Grundlagen wie die Wellenausbreitung, die Entstehung von Eigenmoden und Raummoden und das diffuse Schallfeld. Einerseits werden die vereinfachte Form der ebenen Schallausbreitung in geometrisch einfachen Räumen sowie auch in realen Räumen betrachtet. Des Weiteren wird auf Größen der statistischen Raumakustik eingegangen, wie die Nachhallzeit und der Schallabsorptionsgrad. Anschließend werden die Anforderungen an einen Hallraum laut Norm erläutert.
- Kapitel 3 gibt einen Überblick über die Simulationssoftware Comsol Multiphysics, sowie die verwendete Messsoft- und hardware. Es werden die grundlegendsten Eigenschaften der Finite-Elemente-Simulation erläutert. Die Messung der Nachhallzeit mittels dem PAK MKII-Modul und der zugehörige PAK Software Version 5.7 wird beschrieben, sowie die Implementation der Bestimmung der Nachhallzeit auf dem Umweg über Matlab.
- In Kapitel 4 wird der Hallraum der TWB Buch GmbH detailliert beschrieben. Ebenfalls beinhaltet es die Simulation des leeren Hallraums sowie des mit Diffusoren ausgestatteten Hallraums mit dem in Kap. 3 beschriebenem Simulationsprogramm. Die wichtigsten Einstellungen und Parameter werden erläutert.
- Kapitel 5 beschreibt den Aufbau und die Durchführung der Messungen. Das Schallfeld im Hallraum wird mit einer hohen Messpunktdichte abgetastet. Die Messung erfolgt zuerst im leeren Hallraum. Danach werden Diffusoren in den Hallraum eingebracht und nach Normvorgaben die ausreichende Diffusität des Hallraumes nachgewiesen. Erneut wird danach das Schallfeld im Hallraum mit den eingebrachten Diffusoren vermessen.

- Kapitel 6 enthält die Ergebnisse der Simulation und der Messung. Es wird ein Vergleich der Simulation der Eigenmoden und Raummoden durchgeführt und ausgewertet. Die Frage, in wie weit die Diffusoren einen Einfluss auf das Schallfeld im Hallraum besitzen, wird geklärt. Einerseits werden die Eigenmoden und Raummoden der Simulation miteinander verglichen, andererseits auch die Messungen der Nachhallzeit im leeren und mit Diffusoren ausgestattetem Hallraum.
- Kapitel 7 beinhaltet die statistische Auswertung der Messungen. Es wird die Frage geklärt, welchen Einfluss die Diffusoren auf das Schallfeld besitzen und ob es möglich ist, die verbesserte Diffusität zu quantifizieren. Eine Literaturrecherche gibt Aufschluss über bisherige Untersuchungen zum Thema Diffusität und Schallabsorptionsgradmessungen im Hallraum. Anschließend soll eine Messapplikation entworfen werden, die es ermöglicht, die optimalen Messpositionen im Hallraum herauszufiltern.
- Kapitel 8 bietet eine Zusammenfassung der Diplomarbeit und gibt einen Überblick über die Erkenntnisse dieser Arbeit sowie einen Ausblick auf zukünftige Möglichkeiten der Untersuchung des Schallfeldes im Hallraum.

Kapitel 2

Schallausbreitung in begrenzten Räumen

Um die räumliche und zeitliche Verteilung eines Schallfeldes in einem Raum beschreiben zu können, haben sich in der Raumakustik verschiedene Teilbereiche entwickelt.

Für einfache Räume mit bestimmten Randbedingungen kann mathematisch die Wellengleichung gelöst werden. Dabei spricht man von der *wellentheoretischen Raumakustik*. Das Augenmerk dieses Gebietes liegt im Verständnis von Wellenphänomenen wie Ausbreitung, Reflexion, Absorption, Beugung, Überlagerung von Wellen und Impedanz.

Geht man jedoch nicht mehr von der vereinfachten Annahme der ebenen, verlustlosen Schallausbreitung aus, lässt sich das resultierende Schallfeld in Räumen rechnerisch nicht mehr so einfach darstellen. In der *geometrischen Raumakustik* wird deshalb das Modell der strahlenförmigen Schallausbreitung angewandt. Die einzelnen Schallstrahlen breiten sich dabei auf dem schnellstmöglichen Weg im Raum aus, werden an den Begrenzungsflächen reflektiert und erfahren durch Hindernisse Störungen wie Abschattung, Beugung und Brechung. Für den Direktschall und die ersten Reflexionen lässt sich damit das Schallfeld sehr gut beschreiben.

Nach einer gewissen Zeit kommt es jedoch zu einer Vielzahl von Überlagerungen der Schallstrahlen. In diesem Fall wird auf die *statistische Raumakustik* zurückgegriffen. Dabei werden statistische Aussagen über das Schallfeld gemacht.

Im folgenden Kapitel wird von der wellentheoretischen Raumakustik ausgegangen und das Prinzip der Entstehung von Eigenmoden erläutert. Anschließend wird es mittels der statistischen Raumakustik möglich, das resultierende Schallfeld in Räumen und den akustischen Gesamteindruck zu beschreiben.

2.1 Schallausbreitung in einfachen Räumen

Die Schallausbreitung erfolgt in unendlich ausgedehnten, homogenen Medien mit konstanter Geschwindigkeit. Das daraus resultierende Schallfeld kann somit bei Kenntnis der Abstrahlcharakteristik der Schallquelle vollständig beschrieben werden. Im Gegensatz dazu entstehen in Räumen Reflexionen an Begrenzungsflächen. Abhängig von der Geometrie des Raumes und der Beschaffenheit der Begrenzungsflächen, kommt es, bedingt durch die Reflexionen, zu einer Überlagerung der Schallwellen. Bei der gleichphasigen Überlagerung entstehen ortsfeste Druckmaxima, bei der gegenphasigen Überlagerung entstehen Druckminima. Diese Überlagerungen werden als Eigenmoden des Raumes bezeichnet. Für geometrisch einfache Räume, wie einen Quader, kann das Schallfeld mit bestimmten Randbedingungen aus der Summe der Eigenfunktionen dargestellt werden. Dabei geht man von der Annahme der verlustlosen, ebenen Schallausbreitung aus.

2.1.1 Totalreflexion

Schalldruck und Schallschnelle verhalten sich beim Auftreffen an Grenzflächen unterschiedlich. Als Randbedingung gilt, dass die Schallschnelle an der Grenzschicht Null ist (s. Abb. 2.1). Geht man von einer verlustlosen Ausbreitung aus, tritt bei der Reflexion an einer schallharten Wand für die Schnelle ein Phasesprung von 180° auf, da das Vorzeichen von der Ausbreitungsrichtung abhängt. Der Druck hingegen wird gleichphasig reflektiert (s. Gl. 2.1 bis 2.3). Eine stehende Welle entsteht, da Nulldurchgänge und Scheitelwerte der überlagerten Wellen (d.h. mindestens eine hin- und eine rücklaufende Welle) ortsfest sind. Druck und Schnelle treten dabei als örtlich und zeitlich um 90° gegeneinander verschobene Wellen auf ¹.

¹Anm.: Die folgenden Herleitungen in Kap. 2.1.1 bis 2.2.4 sind aus [Weselak Graber, 2010]

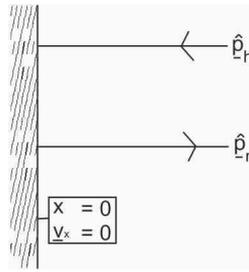


Abbildung 2.1: Reflexion einer ebenen Welle

Die Totalreflexion ergibt für den Schalldruck die Summe aus der hinlaufenden und der reflektierten Druckwelle:

$$\underline{p} = \underline{p}_h + \underline{p}_r = (\hat{p}_h \cdot e^{-jkx} + \hat{p}_r \cdot e^{jkx}) \cdot e^{j\omega t} \quad (2.1)$$

Für die Schallschnelle ergibt sich bei der Reflexion somit folgende Überlagerung:

$$\underline{v}_x = \underline{v}_{xh} + \underline{v}_{xr} = \frac{1}{\rho \cdot c} (\underline{p}_h - \underline{p}_r) = \frac{1}{\rho \cdot c} (\hat{p}_h \cdot e^{-jkx} - \hat{p}_r \cdot e^{jkx}) \cdot e^{j\omega t} \quad (2.2)$$

Berücksichtigt man die Randbedingung, dass die Schallschnelle an einer schallharten Wand 0 sein muss, ergibt sich somit:

$$\hat{p}_h = \hat{p}_r \quad \hat{v}_{xh} = -\hat{v}_{xr} \quad (2.3)$$

Daraus folgt für die überlagerte Schallwelle:

$$\begin{aligned}
 \underline{v}_x &= \frac{\hat{p}_h}{\rho \cdot c} (e^{-jkx} - e^{jkx}) \cdot e^{j\omega t} = -j2 \frac{\hat{p}_h}{\rho \cdot c} \cdot \sin(kx) \cdot e^{j(\omega t + \varphi_h)} \\
 v_x &= \operatorname{Re}\{\underline{v}_x\} = \frac{2\hat{p}_h}{Z_0} \cdot \sin(kx) \cdot \sin(\omega t + \varphi_h) = \frac{2\hat{p}_h}{Z_0} \cdot \sin(2\pi \frac{x}{\lambda}) \cdot \sin(\omega t + \varphi_h) \\
 \underline{p} &= \hat{p}_h \cdot e^{j\omega t} \cdot (e^{-jkx} + e^{jkx}) = 2\hat{p}_h \cdot \cos(kx) \cdot e^{j(\omega t + \varphi_h)} \\
 p &= \operatorname{Re}\{\underline{p}\} = 2\hat{p}_h \cdot \cos(kx) \cdot \cos(\omega t + \varphi_h) = 2\hat{p}_h \cdot \cos(2\pi \frac{x}{\lambda}) \cdot \cos(\omega t + \varphi_h) \\
 p(x=0) &= 2\hat{p}_h \cdot \cos(\omega t + \varphi_h)
 \end{aligned} \tag{2.4}$$

2.1.2 Eigenmoden

Um die Eigenmoden eines Quaders mit den Kantenlängen l_x , l_y und l_z berechnen zu können, werden die Wände als schallhart angenommen.

Erweitert man die Gleichung für den Schalldruck (s. Gl. 2.4) um die räumliche Komponente, erhält man:

$$\begin{aligned}
 \underline{p} &= \hat{p}_h \cdot (e^{-jkx} + e^{jkx}) \cdot (e^{-jky} + e^{jky}) \cdot (e^{-jkz} + e^{jkz}) \cdot e^{j\omega t} \\
 &= 8\hat{p}_h \cdot \cos(kx) \cdot \cos(ky) \cdot \cos(kz) \cdot e^{j\omega t}
 \end{aligned} \tag{2.5}$$

Wie schon zuvor erwähnt, gilt als Randbedingung, dass die wandnormale Komponente der Schallschnelle gleich Null ist. Dadurch ergeben sich mathematisch diskrete Resonanzfrequenzen des Raumes, auch Eigenmoden genannt. Für den Quader ergibt sich somit folgende Schalldruckverteilung, welche die Eigenschwingungen dessen charakterisiert:

$$\underline{p} = 8\hat{p}_h \cdot \cos\left(\frac{n_x \cdot \pi \cdot x}{l_x}\right) \cdot \cos\left(\frac{n_y \cdot \pi \cdot y}{l_y}\right) \cdot \cos\left(\frac{n_z \cdot \pi \cdot z}{l_z}\right) \cdot e^{j\omega t} \tag{2.6}$$

Wobei folgender Zusammenhang zwischen Raumabmessungen und Resonanzfrequenzen, hier dargestellt für die x-Richtung, gilt:

$$l_x = n_x \frac{\lambda_{rx}}{2}; \quad f_{rx} = \frac{n_x c}{2l_x} \quad \text{mit } n_x \in \mathbb{N}$$

$$\rightarrow \cos(k_{rx}) = \cos\left(\frac{n_x \pi}{l_x} x\right)$$

Durch die Größen n_x , n_y und n_z lässt sich jeweils eine Eigenschwingung des Raumes berechnen. Dabei geben die Ordnungszahlen die Knotenebenen des Schalldrucks an.

2.1.3 Eigenschwingungen im Frequenzraum

Die Eigenschwingungen eines Quaders lassen sich durch Gitterpunkte im Frequenzraum darstellen (s. Abb. 2.2). Der Ausbreitungsvektor \vec{k} gibt auch die Ausbreitungsrichtung der Schallwelle an.

$$|\vec{f}_r| = \left(\frac{c}{2}\right) \sqrt{\left(\frac{n_x}{l_x}\right)^2 + \left(\frac{n_y}{l_y}\right)^2 + \left(\frac{n_z}{l_z}\right)^2} \quad (2.7)$$

Je nach Ausbreitungsrichtung der Schallwelle können die die Eigenschwingungen in drei Kategorien eingeteilt werden:

- *Axiale Moden:* Findet die Schallausbreitung zwischen zwei gegenüberliegenden Wänden statt, so spricht man von axialen Moden. Diese sind am stärksten ausgeprägt und besitzen ein Schalldruckmaxima an den Wänden. Zwei der drei Ordnungszahlen n_x , n_y , n_z sind Null.
- *Tangentiale Moden:* Die Schallwelle trifft in diesem Fall auf vier Raumboberflächen und bildet ebenfalls ein Druckmaxima an den Wandoberflächen. Hierbei ist eine der Ordnungszahlen gleich Null.

- *Schräge Moden:* Auch hier befinden sich die Schalldruckmaxima an den Raumboberflächen, jedoch trifft hier die Schallwelle auf sechs Wandoberflächen. Keine der drei Ordnungszahlen besitzt den Wert Null.

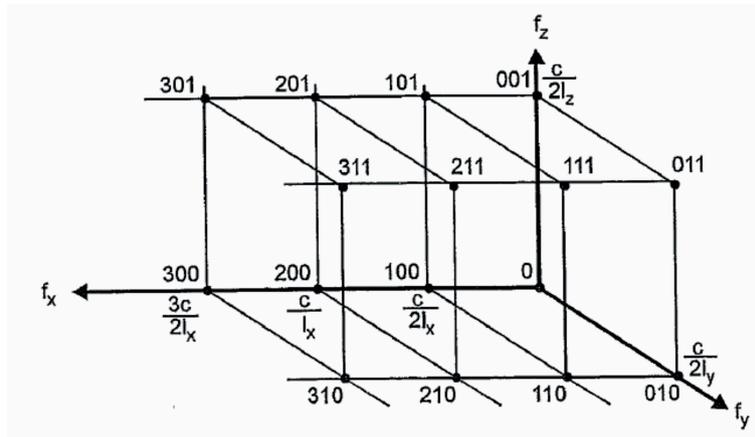


Abbildung 2.2: Gitterpunkte im Frequenzraum

Mit Formel 2.8 wird die Anzahl N der Eigenschwingungen je Halbtonintervall, mit der Mittenfrequenz f_m angegeben.

$$\Delta N = 1,8 \cdot 10^{-8} \cdot f_m^3 \cdot V + 1,54 \cdot 10^{-6} \cdot f_m^2 \cdot A + 8,4 \cdot 10^{-5} \cdot f_m \cdot L \quad (2.8)$$

2.2 Schallausbreitung in realen Räumen

Um das Schallfeld und die Schallausbreitung in Räumen beschreiben zu können, zieht man das Modell der *Schallstrahlen* aus der geometrischen Raumakustik heran. Eine Kugelquelle im Raum strahlt in alle Richtungen geradlinig ab, die Wellenausbreitung erfolgt auf dem schnellstmöglichen Weg, solange kein Hindernis auftritt. Um die Richtcharakteristik der Schallquelle zu berücksichtigen, können die Energie-Anteile der Schallstrahlen unterschiedlich sein.

Abhängig von der Entfernung zur Schallquelle, dem abgestrahlten Schallpegel, dem Raumvolumen, dessen Oberflächen und den meteorologischen Bedingungen stellt sich

im Raum ein Schallfeld ein, das in das Nahfeld und das Fernfeld unterteilt werden kann (s. Abb. 2.3). Im Nahfeld nimmt die Schallschnelle ungefähr mit $\frac{1}{k \cdot r^2}$ ab. In diesem Bereich überwiegt der direkt von der Quelle abgestrahlte Schallanteil. Im Fernfeld, das weiter in das Freifeld und Diffusfeld (s. Kap. 2.2.3) unterteilt wird, nimmt die Schallschnelle näherungsweise mit $\frac{1}{k}$ ab. Die Phase zwischen Schalldruck und Schallschnelle geht in diesem Fall gegen 0° , im Nahfeld hingegen stellt sich eine Phasenverschiebung von fast 90° ein.

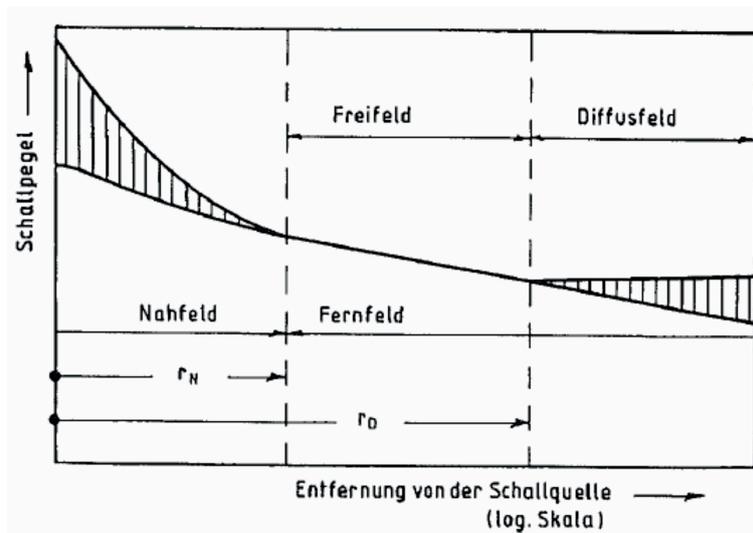


Abbildung 2.3: Schallfeld in Abhängigkeit zur Schallquelle

2.2.1 Absorptionsgrad

Wie schon im vorigen Abschnitt erwähnt, ist das Schallfeld im Raum von dessen Oberflächenbeschaffenheit abhängig. Ein Teil von der abgestrahlten Energie der Schallquelle wird beim Auftreffen auf eine Oberfläche reflektiert und ein anderer Teil absorbiert und in Wärme umgewandelt. Je nach Wand- oder Deckenverkleidung oder Bodenbelag kann so das Schallfeld im Raum beeinflusst werden. Der Schallabsorptionsgrad α kann beschrieben werden als Verhältnis von absorbiertener Energie zur auftreffenden Schallenergie. Eine schematische Schallenergiebilanz an einer Wand ist in Abb. 2.4 dargestellt.

Betrachtet man den vereinfachten Fall für eine Welle, dass ein Teil der Energie beim Auftreffen auf eine Grenzfläche (zwischen Medium 1 mit der Schallkennimpedanz Z_1 und

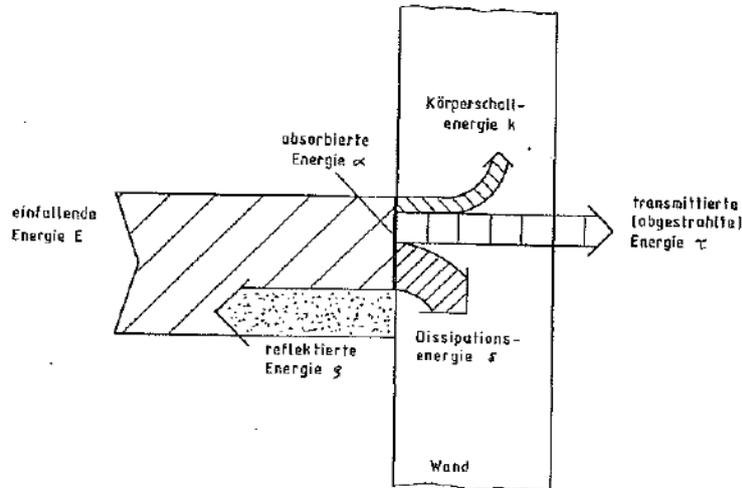


Abbildung 2.4: Schematische Energiebilanz

Medium 2 mit der Schallkennimpedanz Z_2) einfach transmittiert wird, gelten folgende Randbedingungen für die Normalkomponenten des Drucks und der Schnelle:

$$p_1(x=0) \stackrel{!}{=} p_2(x=0) \quad v_1(x=0) \stackrel{!}{=} v_2(x=0) \quad (2.9)$$

Der Reflektionsfaktor r wird definiert als Druckverhältnis von reflektierter Welle zu einfallender Welle. Zusammen mit den Randbedingungen und der Schallkennimpedanzen kann r am Ort $x=0$ wie folgt beschrieben werden:

$$v_1(x=0) = \frac{\hat{p}_h - \hat{p}_r}{Z_{01}} \stackrel{!}{=} v_2(x=0) = \frac{\hat{p}_t}{Z_{02}} = \frac{\hat{p}_h + \hat{p}_r}{Z_{01}} \quad (2.10)$$

$$r = r_0 = \left(\frac{Z_2 - Z_1}{Z_2 + Z_1} \right) \quad (2.11)$$

Der Reflexionsgrad ist das Verhältnis der Intensität der reflektierten Welle zur einfallenden Welle. Über den Reflexionsfaktor lautet dieser wie folgt:

$$R = |\underline{r}|^2 = \left(\frac{\tilde{p}_r}{\tilde{p}_h} \right)^2 = \frac{I_r}{I_h} \quad (2.12)$$

Somit ergibt sich für den Absorptionsgrad:

$$\alpha = 1 - R = 1 - \left(\frac{Z_2 - Z_1}{Z_2 + Z_1} \right)^2 \quad (2.13)$$

2.2.2 Raummoden

Das resultierende Schallfeld in einem Raum besteht aus der Überlagerung von direkten Schallwellen der abstrahlenden Quelle sowie von reflektierten Wellen. Erfolgt die Erregung des Raumes mittels einer eingebrachten Schallquelle in einer Eigenfrequenz, kommt es zur Ausbildung einer Resonanzfrequenz. Besonders stark ausgeprägt sind diese in kleinen Räumen bei tiefen Frequenzen. Je größer ein Raum ist, desto tiefer liegt der Frequenzbereich, der als störend wahrgenommen wird (s. Kap. 2.3.1). Resonanzen entstehen, wenn die Länge einer Raumkante der halben Wellenlänge bzw. ganzzahliger Vielfache davon entspricht. An der Oberfläche kommt es zu einer gleichphasigen Reflexion, d.h. die hinlaufende und rücklaufende Schallwelle wird überlagert und es kommt zu einer Verstärkung der Amplitude. Diese konstruktive Interferenz kann sich jedoch genauso destruktiv ausbilden. Es stellt sich im Raum ein Maximum zwischen Druckminima und Druckmaxima ein. Die Position der Schallquelle spielt dabei eine wesentliche Rolle.

2.2.3 Definition des diffusen Schallfeldes

Ein diffuses Schallfeld herrscht vor, wenn aus allen Richtungen im statistischen Mittel in jedem Raumpunkt pro Sekunde gleich viel Energie eintrifft. Daraus resultiert, dass die Energiedichte w örtlich konstant ist und die Schallintensität in jedem Punkt Null ist². Demnach wird jedes Wandelement pro Zeit- und Flächeneinheit gleich stark mit Energie bestrahlt.

²vgl. [Heckl Müller, 1994, S. 601f]

2.2.4 Nachhall

Um einen akustischen Gesamteindruck von einem Raum zu erhalten, werden in der *statistischen Raumakustik* Energiebilanzen gebildet. Einige der wichtigsten Größen sind dabei die Nachhallzeit T und der Schallabsorptionsgrad α . Die Nachhallzeit ist in erster Linie vom Raumvolumen und dessen Oberflächen abhängig. Der Absorptionsgrad gibt dabei den Anteil der Schallenergie an, der beim Auftreffen auf die Oberfläche nicht reflektiert sondern absorbiert wird. Wird der Absorptionsgrad auf die eingebrachte Fläche S bezogen, dann ergibt das die äquivalente Schallabsorptionsfläche A (s. Formel 2.14).

$$A = \alpha \cdot S \quad [m^2] \quad (2.14)$$

Die Nachhallzeit ist definiert als die Zeit, in der nach Abschalten eines Geräusches der Pegel im Raum um 60 dB sinkt. Das bedeutet, dass der Schalldruck auf den tausendsten Teil abfällt. Die Abklinggeschwindigkeit ist dabei unabhängig vom Anfangs- und Endpegel. Die zeitabhängige Energieverteilung in einem Raum und der Schallpegelverlauf sind in Abb. 2.5 dargestellt. Wird die Schallquelle eingeschalten, so muss sich der Raum zuerst mit Energie füllen, bis sich ein stationärer Zustand einpendelt. Das Schallfeld im Raum hat zu diesem Zeitpunkt die maximale Diffusität erreicht. Nach Abschalten der Quelle sinkt die Energie $E(T)$ im Raum mit einer bestimmten Abklingzeit τ ab. Aus der Bedingung, dass die Anfangsenergiegedichte E_0 in einem Raum um 10^6 mal höher ist als am Ende des Zeitintervalls, ergibt sich für die Nachhallzeit:

$$T = \tau \cdot \ln \frac{E_0}{E(T)} = \tau \cdot \ln 10^6 = 13,8 \cdot \tau \quad (2.15)$$

Um den Einfluss von Raumvolumen, Oberflächen und Personen zu berücksichtigen, kann die Nachhallzeit entweder mit der *Sabineschen* oder mit der *Eyringschen* Nachhallzeitformel bestimmt werden. Durch einen systematischen Fehler bei *Sabine* kann es dazu kommen, dass bei der Berechnung des Absorptionsgrades Werte ≥ 1 berechnet werden. Das ist theoretisch nicht möglich, da nicht mehr Energie absorbiert werden kann als vorhanden ist. Bei Eyring tritt dieser Fehler nicht auf. Ein weiterer Unterschied liegt im mittleren Absorptionsgrad $\overline{\alpha_m}$, dieser nimmt bei *Eyring* etwas niedrigere Werte an als

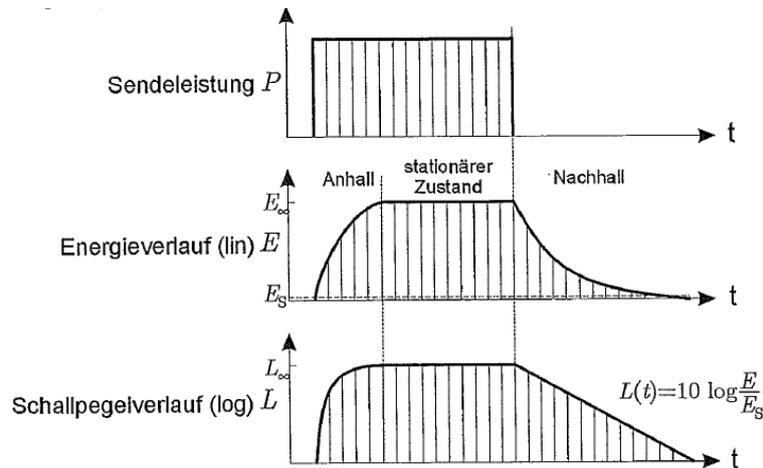


Abbildung 2.5: Zeitverlauf von Einschwingvorgang und Nachhall

bei *Sabine*. In der Anwendung hat sich die Formel nach *Sabine* durchgesetzt und wird deshalb auch in der Normenliteratur herangezogen. Der Vollständigkeit halber werden beide Formeln angeführt.

Sabinesche Nachhallzeitformel

Die Ermittlung der Nachhallzeit nach *Sabine* beruht auf der Bildung einer Energiebilanz. Dabei wird der Abfall der mittleren Schallenergie um eine bestimmte Pegeldifferenz im Raum gemessen. Die Hauptkomponenten, die berücksichtigt werden müssen, sind der Einfluss von Raumvolumen und Raumbofläche (A), der Einfluss von Personen und Gegenständen (B), sowie der Einfluss der Dissipation (C).³

(ad A) Die in einem Raum gespeicherte Energie ist die Leistung der in den Raum strahlenden Quelle abzüglich dem Leistungsverlust, bedingt durch den Energieabfluss im Raum. Die daraus folgende Leistungsbilanz ergibt:

$$V \cdot \frac{dE}{dt} = P - \frac{V \cdot E}{\tau} \quad (2.16)$$

³vgl. [Weselak Graber, 2010]

Der Leistungsverlust ist die gesamte absorbierte Schalleistung im Raum und wird angegeben mit:

$$P_{\alpha} = \frac{1}{4} \cdot E \cdot c \cdot A_{ges} \stackrel{!}{=} \frac{V \cdot E}{\tau} \quad (2.17)$$

Setzt man nun für Abklingzeit Gleichung 2.15 ein und für die Schallgeschwindigkeit $c = 343m/s$, erhält man die *Sabinesche Nachhallzeitformel* unter Berücksichtigung des Raumvolumens und der Raumbooberfläche:

$$T_1 = 0,161 \cdot \frac{V}{A_{ges,1}} \quad [s] \quad (2.18)$$

(ad B) Personen und Gegenstände sind ebenfalls akustisch wirksam und müssen berücksichtigt werden:

$$T_2 = 0,161 \cdot \frac{V}{A_{ges,2}} \quad [s] \quad (2.19)$$

(ad C) Die Dissipation wirkt sich generell bei höheren Frequenzen aus. Zu berücksichtigen sind dabei die Raumlufttemperatur und die Luftfeuchtigkeit. Eine genaue Berechnung der Luftabsorption unter Berücksichtigung meteorologischer Einflüsse ist in der *ISO 9613-1 : 1993, Acoustics - Attenuation on sound during propagation outdoors* gegeben.

$$T_3 = 0,161 \cdot \frac{V}{A_{ges,3}} \quad [s] \quad (2.20)$$

Für vereinfachte Zwecke kann für eine Temperatur von 20° und einer relativen Luftfeuchtigkeit φ zwischen 30% und 80% folgende Näherungsformel herangezogen werden:

$$T_3 = 2,4 \cdot 10^6 \frac{\varphi}{f^2} \quad [s] \quad (2.21)$$

Somit lautet die *Sabinesche Nachhallzeitformel*:

$$T = 0,161 \cdot \frac{V}{A_{ges,1} + A_{ges,2} + A_{ges,3}} \quad [s] \quad (2.22)$$

Eyringsche Nachhallzeitformel

Die Ermittlung der Nachhallzeit basiert in diesem Fall auf der *Verfolgung des mittleren Strahlenschicksals*. Ausgehend von einer Schallquelle werden Schallenergiegedichtepakete betrachtet, die nach einer mittleren freien Weglänge unterschiedlich oft in der Sekunde reflektiert werden.⁴ Die Formel lautet:

$$T = -0,161 \cdot \frac{V}{S \cdot \ln(1 - \alpha_m)} \quad [s] \quad (2.23)$$

Hallradius

Ein weiterer wichtiger Parameter für die Mess- und Aufnahmetechnik ist der Hallradius. Dieser gibt die Entfernung an, in der die direkt von der Schallquelle abgestrahlten Energiedichte E_{dir} gleich der stationären Energiedichte E_{stat} ist, die sich im Raum einstellt. Bei Aufnahmen oder Messungen ist der Hallradius insofern wichtig, dass genau unterschieden werden muss, ob das Mikrofon innerhalb oder außerhalb des Hallradius positioniert wird.

Die Gleichung für die direkte Energiedichte eines Kugelstrahlers mit der akustischen Leistung P lautet:

$$E_{dir} = \frac{P}{4 \cdot \pi \cdot r^2 \cdot c} \quad [J \cdot m^{-3}] \quad (2.24)$$

⁴vgl. [Weselak Graber, 2010]

Die Gleichung für die stationäre Energiedicht im Raum lautet:

$$E_{stat} = \frac{4 \cdot P}{c \cdot A_{ges}} \quad [J \cdot m^{-3}] \quad (2.25)$$

Da beim Hallradius $E_{dir} = E_{stat}$ ist, folgt für r_H :

$$r_H = \frac{A_{ges}}{16 \cdot \pi} \quad [m] \quad (2.26)$$

Setzt man nun für A_{ges} die Formel aus *Sabine* (s. Formel 2.22) ein, gilt für einen Kugelstrahler:

$$r_H = 0,057 \cdot \sqrt{\frac{V}{T}} \quad [m] \quad (2.27)$$

Damit die Richtwirkung einer Schallquelle berücksichtigt werden kann, muss Formel 2.27 um den Bündelungsgrad γ erweitert werden:

$$r_R = \sqrt{\gamma} \cdot 0,057 \cdot \sqrt{\frac{V}{T}} \quad [m] \quad (2.28)$$

Um bei Messungen in einem Hallraum sicherzustellen, dass sich das Mikrofon außerhalb des Hallradius befindet, wird in der *ÖNORM EN ISO 354* ein Mindestabstand von 2 m zwischen Schallquelle und Mikrofonposition vorgeschrieben. In der *ÖNORM EN ISO 3741* hingegen ist der Abstand mit unten angeführter Formel zu berechnen. Damit ist gewährleistet, dass sich das Messmikrofon im Hallfeldteil des Schallfeldes befindet.

$$d_{min} = 0,08 \cdot \sqrt{\frac{V}{T}} \quad [m] \quad (2.29)$$

2.3 Schallausbreitung im Hallraum

Ein Hallraum dient zur Bestimmung der Schalleistung diverser Maschinen, sowie der Messung des Absorptionsgrades verschiedenster Elemente unter Laborbedingungen. Im optimalen Fall herrscht über einen großen Frequenzbereich ein nahezu optimal diffuses Schallfeld. In der *ÖNORM EN ISO 354 Akustik - Messung der Schallabsorption in Hallräumen* und *ÖNORM EN ISO 3741 Akustik - Bestimmung der Schalleistungs- und Schallenergiepegel von Geräuschquellen aus Schalldruckmessungen - Hallraumverfahren der Genauigkeitsklasse 1* sind bestimmte Anforderungen an einen Hallraum beschrieben, um standardisierte Messungen unter Einhaltung entsprechender Standardabweichungen durchführen zu können. In den o.g. Normen werden jedoch nicht nur Anforderungen an den Hallraum gestellt, sondern auch an die Prüfobjekte und das Schallfeld im Raum. In den folgenden Kapiteln werden die Anforderungen der jeweiligen Norm kurz zusammengefasst.

Durch die Geometrie des Hallraumes ergibt sich eine untere Grenzfrequenz, ab der keine sinnvollen Messungen durchgeführt werden können, da die Ausbildung der Raummoden einen zu großen Einfluss auf die Messung hat.

2.3.1 Grenzfrequenz f_g eines Hallraumes

Unterhalb der Grenzfrequenz eines Hallraumes treten unerwünschte, modenbedingte Raumresonanzen auf. Diese sind bei einem Hallraum ausschließlich vom Volumen abhängig. Die Modenproblematik im tiefen Frequenzbereich verschiebt sich immer weiter zu tieferen Frequenzen, je größer der Hallraum ist. Da die Ermittlung der Grenzfrequenz auf empirischen Annahmen beruht, gibt es mehrere unterschiedliche Formeln, die herangezogen werden können. In der *ÖNORM EN ISO 3741* wird als untere Grenzfrequenz folgende Formel angegeben:

$$f_g = \frac{2000}{\sqrt[3]{V}} \quad [Hz] \quad (2.30)$$

Weiters findet man auch folgende Formel für die Grenzfrequenz eines Hallraumes⁵:

⁵vgl. [Henn et al., 1999, S.312]

$$f_g = \frac{1000}{\sqrt[3]{V}} \quad [Hz] \quad (2.31)$$

Zur Ergänzung sei hier noch die Grenzfrequenz für Räume mit absorbierenden Wandflächen angegeben⁶:

$$f_g = 2000 \sqrt{\frac{V}{T}} \quad [Hz] \quad (2.32)$$

Der Zusammenhang zwischen Gl. 2.31 und 2.32 besteht darin, dass die Absorption des Begrenzungsflächen in einem Hallraum mit $\alpha = 0.1069$ angenommen wird. Somit ist die Grenzfrequenz ausschließlich vom Volumen abhängig.

Zwar kommt es bei hohen Frequenzen zu keiner Modenproblematik im Hallraum, jedoch tritt ab einem gewissen Raumvolumen das Phänomen der Dissipation in Kraft.⁷ Um den Einfluss zu minimieren, wird empfohlen, die Luftfeuchtigkeit möglichst über 50 % zu halten. Angaben über die frequenzabhängige Dämpfung in Abhängigkeit von Temperatur und Luftfeuchtigkeit sind in der ISO 9613-1⁸ dargestellt. Beispielhafte Dämpfungswerte sind im Anhang A in Abb. A.1 und A.2 dargestellt.

2.3.2 Anforderungen nach ÖNORM EN ISO 354

Um Messungen des Schallabsorptionsgrades durchführen zu können, müssen folgende Anforderungen nach *ÖNORM EN ISO 354, Ausgabe 2003-11-01* erfüllt sein:

- *Volumen des Hallraums*: Das Volumen des Hallraums muss mindestens 150 m³ bzw. 200 m³ bei Neubauten betragen. Raumvolumina größer 500 m³ können sich aufgrund der Luftabsorption ungünstig auf eine genaue Messung auswirken.
- *Form des Hallraums*: Die Bedingung $l_{max} \leq 1,9 V^{1/3}$ muss erfüllt sein. Dabei ist

⁶vgl. [Weselak Graber, 2010]

⁷lt. ÖNORM EN ISO 3741 ab einem Volumen von 200 m³ ab 3000 Hz

⁸ISO 9613-1Acoustics - Attenuation of sound during propagation outdoors - Part 1: Calculation of the absorption of sound by the atmosphere

V das Volumen des Hallraums und l_{max} die längste Gerade innerhalb der Raumbegrenzung.

- *Äquivalente Schallabsorptionsfläche:* Die äquivalente Schallabsorptionsfläche A_1 in Terzbändern des leeren Hallraums darf die Werte in Tab. 2.1 nicht überschreiten. Bei einem Raumvolumen von über 200 m^2 müssen die Werte mit $(\frac{V}{200})^{2/3}$ multipliziert werden. Die Abweichung dieser Werte sollte nicht mehr als 15 % vom Mittelwert zweier benachbarter Terzbänder betragen.
- *Diffusität des Schallfeldes:* Eine ausreichende Diffusität kann mittels fester oder rotierender Diffusoren erreicht werden. Diese sollten eine geringe Schallabsorption und eine flächenbezogene Masse von 5 kg/m^2 besitzen. Die Platten sollten leicht gekrümmt sein und von verschiedener Größe (etwa $0,8 \text{ m}^2$ bis 3 m^2 einseitige Fläche). Die Prüfung der Diffusität ist im folgenden Absatz beschrieben.

Terzband [Hz]	100 - 800	1000	1250	1600	2000	2500	3150	4000	5000
A_1 in m^2	6,5	7,0	7,5	8,0	9,5	10,5	12,0	13,0	14,0

Tabelle 2.1: Max. äquivalente Schallabsorptionsfläche

Die Prüfung der Diffusität eines Hallraumes nach *ÖNORM EN ISO 354* bedarf eines geeigneten Prüfobjektes. Dieses sollte ein Absorptionsmaterial mit einer Dicke von 5 cm bis 10 cm sein, das unter optimalen Bedingungen im Frequenzbereich von 500 Hz bis 4000 Hz einen Schallabsorptionsgrad über 0,9 besitzt.⁹ Die Größe des Prüfobjektes muss in etwa 10 m^2 bis 12 m^2 betragen, bei Hallraumvolumen größer 200 m^3 muss der obere Grenzwert mit $(\frac{V}{200})^{2/3}$ multipliziert werden. Die Probe wird auf dem Hallraumboden in einer rechtwinkligen Form mit einem Seitenverhältnis zwischen 0,7 und 1 platziert. Der Abstand zur Raumkante muss mindestens 0,75 m betragen. Zuerst muss der Schallabsorptionsgrad des Prüfobjektes ohne Diffusoren im Raum gemessen werden. Danach werden die Anzahl der Diffusoren in 5 m^2 -Schritten erhöht und jedes Mal erneut gemessen. Nun wird der Mittelwert der Schallabsorptionsgrade jeder Messreihe als Funktion der jeweiligen (Gesamtfläche) Diffusoren im Frequenzbereich von 500 Hz bis 5000 Hz berechnet. Das Optimum an Diffusität ist erreicht, wenn der Mittelwert sich einem Maximum angenähert hat und dann konstant bleibt.

⁹Als geeignete Materialien werden Glaswolle, Steinwolle oder Zell-Polyurethanen genannt.

Für die Berechnung der Nachhallzeiten über die äquivalente Schallabsorptionsfläche müssen auch die meteorologischen Gegebenheiten zum Zeitpunkt der Messung erfasst und berücksichtigt werden. Der Luftabsorptionskoeffizienten m , berechnet nach ISO 9613-1, lautet wie folgt:

$$m = \frac{\alpha}{10 \log(e)}, \quad (2.33)$$

wobei α den Dämpfungskoeffizienten in Dezibel pro Meter darstellt, der ebenfalls nach ISO 9613-1 berechnet wird (Gl. s. Anhang B.2). Damit ergibt sich die äquivalente Schallabsorptionsfläche des Prüfobjektes A_T zu (die Variablen mit den Indizes 1 beziehen sich auf die Werte des leeren Hallraumes, die mit Indizes 2 auf die Werte mit eingebrachter Probe):

$$A_T = A_2 - A_1 = 55.3 \cdot V \left(\frac{1}{c_2 T_2} - \frac{1}{c_1 T_1} \right) - 4 \cdot V \cdot (m_2 - m_1) \quad (2.34)$$

Weiters wird die Präzision der ermittelten Nachhallzeiten von unterschiedlichen Faktoren bestimmt. Der Absorptionswert wird einerseits durch die Unsicherheit der gemessenen Nachhallzeiten beeinflusst, sowie durch den gesamten Messaufbau, einschließlich des Hallraumes und der Methode des Aufbaus.¹⁰ Um die Wiederholbarkeit der Messungen zu gewährleisten, kann die relative Standardabweichung ϵ_{20} für die Nachhallzeit T_{20} nach folgender Formel bestimmt werden (jedoch wird für die Standardabweichung kein Grenzwert angegeben):

$$\epsilon_{20}(T)/T = \sqrt{\frac{2.42 + 3.59/N}{f \cdot T}} \quad (2.35)$$

Wobei N die Anzahl der bestimmten Abklingkurven darstellt.

¹⁰vgl. [ÖNORM EN ISO 354, 2003, S.15]

Die Reproduzierbarkeit der Messungen des Absorptionsgrades wird seit 2003 im Rahmen von Ringversuchen untersucht, jedoch wurden bis zum jetzigen Zeitpunkt keine Daten veröffentlicht.

2.3.3 Anforderungen nach ÖNORM EN ISO 3741

Um Messungen des Schalleistungspegels durchführen zu können, müssen folgende Anforderungen nach *ÖNORM EN ISO 3741, Ausgabe 2011-01-01* erfüllt werden:

- *Allgemeines:* Das Prüfobjekt, dessen Schalleistungspegel bestimmt wird, muss ein angemessenes Volumen, eine geeignete Form und eine hinreichend niedrige Schallabsorption im interessierenden Frequenzbereich besitzen. Außerdem muss ein hinreichend niedriger Fremdgeräuschpegel vorherrschen.
- *Volumen des Hallraumes:* Empfohlene Verhältnisse für Mindestvolumina des Hallraums als Funktion des niedrigsten interessierenden Frequenzbandes werden in Tab. 2.2 angegeben. Bei einem Raumvolumen von mehr als 300 m³ muss die Eignung des Hallraums mittels eines zusätzlichen Verfahrens nachgewiesen werden, da ab 3000 Hz eine unerwünschte Verminderung der Gleichförmigkeit des Hallfeldes auftreten kann, bedingt durch die Luftabsorption.
- *Form des Hallraums:* Empfohlene Verhältnisse für rechteckige Raumabmessungen werden in Tab. 2.3 angegeben. Oft werden Verhältnisse von 1 : 2^{1/3} : 4^{1/3} verwendet.
- *Absorption des Hallraums:* Raummoden unterhalb einer Grenzfrequenz $f = \frac{2000}{V^{1/3}}$ wirken sich störend aus. Um diese zu minimieren, sollte der mittlere Schallabsorptionsgrad $\bar{\alpha}$ unterhalb der Grenzfrequenz 0,16 betragen, oberhalb 0,06.

Niedrigstes Terzband [Hz]	Mindestvolumen [m ³]
100	200
125	150
160	100
≥ 200	70

Tabelle 2.2: Empfohlene Mindestvolumen des Hallraums

l_x / l_y	l_z / l_x
0,83	0,47
0,83	0,65
0,79	0,63
0,68	0,42
0,70	0,59

Tabelle 2.3: Empfohlene Verhältnisse für Raumabmessungen

Weiters werden Grenzwerte für die höchstzulässigen Schwankungen für die Lufttemperatur und rel. Luftfeuchtigkeit angegeben (s. Abb. 2.6).

Bereiche der Temperatur θ °C	Bereiche der relativen Luftfeuchte %		
	< 30 %	30 % bis 50 %	> 50 %
	Zulässige Schwankungsbreiten für Temperatur und relative Luftfeuchte		
$-5 \leq \theta < 10$	$\pm 1 \text{ °C}, \pm 3 \%$	$\pm 1 \text{ °C}, \pm 5 \%$	$\pm 3 \text{ °C}, \pm 10 \%$
$10 \leq \theta < 20$	$\pm 1 \text{ °C}, \pm 3 \%$	$\pm 3 \text{ °C}, \pm 5 \%$	$\pm 3 \text{ °C}, \pm 10 \%$
$20 \leq \theta \leq 50$	$\pm 2 \text{ °C}, \pm 3 \%$	$\pm 5 \text{ °C}, \pm 5 \%$	$\pm 5 \text{ °C}, \pm 10 \%$

Abbildung 2.6: Schwankungen v. Temperatur und Luftfeuchtigkeit

Um die genaue Anzahl der Mikrofonpositionen zu ermitteln, muss für mindestens sechs Anfangspositionen die Standardabweichung s_m der Schalldruckpegel wie folgt berechnet werden. Überschreitet diese die Werte in Abb. 2.7, muss die Anzahl dementsprechend erhöht werden.

$$s_m = \sqrt{\sum_{i=1}^{N_m} \frac{(L_i - L_m)^2}{N - 1}}, \quad (2.36)$$

wobei L_i der Schalldruckpegel an der i -ten Mikrofonposition ist, L_m der arithmetische Mittelwert über alle Anfangspositionen und N_m die Anzahl der Mikrofonpositionen.

Liegt die Standardabweichung s_m über 1.5 dB, muss die Anzahl der Quellenpositionen nach folgender Gleichung erhöht werden:

Mittenfrequenz des Terzbandes Hz	Standardabweichung, s_M dB		
	$s_M \leq 1,5$	$1,5 < s_M \leq 3$	$s_M > 3$
Mindestwert von N_M			
100, 125, 160	6	6	6
200, 250, 315		6	12
400, 500, 630		12	24
≥ 800		15	30

Abbildung 2.7: Mikrofonpositionen in Abh. von s_m

$$N_s \geq K_s \left[\left(\frac{T_{60}}{V} \right) \left(\frac{1000}{f} \right)^2 + \frac{1}{N_M} \right] \quad (2.37)$$

Um die Anzahl der Quellpositionen zu verringern und der Modenproblematik im tiefen Frequenzbereich entgegenzuwirken, wird empfohlen, die Nachhallzeit unter 1000 Hz nach folgender Gleichung zu beschränken:

$$T_{60} \leq V \left(\frac{f}{1000} \right)^2 \quad (2.38)$$

Ein Messverfahren, um eine ausreichende Diffusität im Hallraum nachzuweisen, ist hier nicht voranden.

Im folgenden Kapitel werden nun die Software, die für die Simulation der Schalldruckverteilung im Raum herangezogen wurde, sowie die verwendete Hardware für die Nachhallzeitmessungen erläutert und beschrieben.

Kapitel 3

Verwendete Soft- und Hardware

Im folgenden Kapitel wird ein Überblick über die im Rahmen dieser Arbeit verwendete Soft- und Hardware gegeben.

3.1 COMSOL Multiphysics[®]

COMSOL Multiphysics[®] ist eine Software zur Modellierung und Simulation von physikalischen Systemen basierend auf der Finiten-Elemente-Methode (FEM). Eine Erweiterung zum Programm stellt das Akustikmodul dar, mit dessen Hilfe insbesondere akustische Problemstellungen gelöst werden können. Eine ausführliche Dokumentation (u.a. zum Akustikmodul) von COMSOL Multiphysics[®] wurde von [Comsol 4.3, 2012], [Petritsch, 2011] und [Stöhs, 2011] erstellt. Da in diesen Arbeiten die mathematischen Grundlagen der Finite-Elemente-Methode, eine detaillierte Beschreibung zum Akustikmodul sowie verschiedene Modellierungsarten erläutert werden, seien hier nur die wichtigsten Parameter und Einstellungsoptionen erwähnt.

Verwendet wurde ein Rechner mit einem Intel[®] Core[™] i5-3210M, 2.5 MHz Prozessor, 6GB Arbeitsspeicher, einer Intel[®] HD Graphics 4000 Grafikkarte und Microsoft[®] Windows 7 Professional SP1 64-bit.

3.1.1 Grundlagen

Die Simulation eines physikalischen Systems erfordert die Unterteilung des Modells in ein oder mehrere *Domänen*. Diese beschreiben zusammenhängende Einheiten mit gleichen Eigenschaften. Allgemein wird das physikalische System mittels Differentialgleichungen beschrieben, die abhängig von verschiedenen Randbedingungen und Domänen-Eigenschaften gelöst werden. Im Rahmen von dieser Arbeit wird immer von einer *akustischen Domäne* ausgegangen, deren Medium Luft ist. Durch die Festlegung von Temperatur T [K] und statischem Luftdruck P [Pa] werden die Variablen Dichte ρ und Schallgeschwindigkeit c ermittelt. Bei der Simulation durch die FEM erfolgt eine weitere Unterteilung der Domänen in endliche, kleine Elemente. Diese finiten Elemente sind 1-, 2- oder 3-dimensionale, geometrische Teilgebiete unterschiedlicher Größe (gemeinsam bilden sie das sogenannte *Netz (mesh)*). Darauf befinden sich sogenannte Knoten (Punkte mit der Dimension 0). Die Anzahl der Knoten pro Element ist variabel. In jedem dieser Knoten befindet sich eine endliche Anzahl von Freiheitsgraden (*degrees of freedom, DOF*), die die unbekannt Parameter des Modells darstellen und gelöst werden müssen. Je feiner die Netzauflösung ist, desto genauer kann auch das physikalische System modelliert werden.

Die Mindestanzahl an Freiheitsgraden wird bei akustischen Modellierungen durch die *DOF-Akustik-Regel* nach [Weseleak, 2012, S. 132] bestimmt. Diese sagt, dass die kleinste Wellenlänge innerhalb einer akustischen Domäne mindestens mit zwölf Freiheitsgraden auflösen ist. Daraus ergibt sich:

$$n_{min} = 12^3 \cdot \frac{V_D}{\lambda_{min}^3} = 1728 \cdot \frac{f_{max}^3 V_D}{c^3} \quad (3.1)$$

Grundsätzlich unterscheidet man bei der Analyse des physikalischen Systems zwischen der *Eigenfrequenz-Analyse* und der *Frequenzbereichs-Analyse*. Bei ersterem werden die Eigenmoden des Raumes mittels der Berechnung der Eigenwerte bestimmt. Dabei befindet sich keine Quelle im Raum, sondern die Lösung der Gleichung 3.3 führt zur Angabe der jeweiligen Eigenmode des Raumes, die somit keine definierte Amplitude besitzt. Es gilt folgender Zusammenhang zwischen dem Eigenwert λ_{eig} und der Eigenfrequenz f_{eig} der Raumes:

$$\lambda_{eig} = \omega_{eig}^2 = (2\pi f_{eig})^2 = 4\pi^2 f_{eig}^2 \quad (3.2)$$

Für die Eigenmode gilt:

$$\frac{\lambda_{eig}}{c^2} \cdot \underline{p} + \nabla \underline{p} = 0 \quad (3.3)$$

Im Gegensatz dazu wird bei der Frequenzbereichs-Analyse der Raum mittels einer Monopolquelle angeregt und das resultierende Schallfeld kann mittels der Differentialgleichung für den Schalldruck \underline{p} beschrieben werden. Dabei stellt die Größe Q die Monopolquelle dar:

$$\frac{1}{\rho \cdot c^2} \cdot \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} + \nabla^T \cdot \left(-\frac{1}{\rho} \cdot \nabla \underline{p} \right) = \underline{Q} \quad (3.4)$$

Die Schallquelle (im Frequenzbereich $\underline{Q}(\vec{x}, f)$) in einem Punkt im Raum wird durch den Schallfluss \underline{q} definiert:

$$\underline{Q}(\vec{x}, f) = \omega \cdot \underline{q} \cdot \delta^{(3)}(\vec{x} + \vec{x}_Q) \quad (3.5)$$

Mit der Annahme, dass Temperatur T und Luftdruck p , somit auch die Dichte ρ , konstant sind und der definierten räumlichen Dirac-Funktion, lässt sich folgende inhomogene Helmholtz-Gleichung herleiten:

$$k^2 \underline{p} + \nabla \underline{p} = -\rho \cdot \omega \cdot \underline{q} \cdot \delta^{(3)}(\vec{x} + \vec{x}_Q) \quad (3.6)$$

Bei der Eigenfrequenzanalyse werden im ersten Schritt die Eigenwerte des Systems, d.h. die Eigenfrequenzen berechnet. Im zweiten Schritt folgt die Berechnung der zugehörigen

Eigenvektoren. Dies basiert auf der Berechnung der jeweiligen Freiheitsgrade durch das numerische Lösen der FEM-Gleichungssysteme. Bei der Frequenzbereichsanalyse hingegen muss jede Frequenz einzeln berechnet werden. Diese kann frei gewählt werden. Der Unterschied zur Eigenfrequenzanalyse besteht darin, dass alle Freiheitsgrade synchron berechnet werden.

Am wichtigsten ist die Einstellung der Vernetzung, da diese die Anzahl der Freiheitsgrade bestimmt. Entweder kann das Modell automatisch vernetzt werden (mit den Optionen *fine*, *finer*, usw.) wodurch sich automatische Netzelement-Größen ergeben. Eine andere Möglichkeit stellt auch die direkte Festlegung der Netzparameter dar. Dabei müssen folgende Werte definiert werden:

- *max. Netzelement-Größe*: Dies bestimmt die Größe des größten Netzelementes.
- *min. Netzelement-Größe*: Dies bestimmt die Größe des kleinsten Netzelementes.
- *max. Netzelement-Wachstumsrate*: Diese Werte liegen über 1 und geben an, mit welcher Rate benachbarte Netzelemente wachsen dürfen.
- *Auflösung gebogener Geometrien*: Der Wertebereich umfasst 0 bis 1 und gibt die Feinheit der Vernetzung von gebogenen Elementen an.
- *Auflösung enger Regionen*: Hier werden Werte von 0 bis 1 eingegeben, die die ungefähre Anzahl von Elementen definieren, die in engen Regionen zur Vernetzung verwendet werden.

3.1.2 Aufbau

Eine genaue Anleitung für die Vorgehensweise bei der Modellierung eines Systems, sowie Screenshots der einzelnen Einstellungsmöglichkeiten sind in [Petritsch, 2011] gegeben. Hier seien nur zusammenfassend die einzelnen Schritte erwähnt, die beim Erstellen des Modells in Comsol Multiphysics zu beachten sind:

- Im ersten Schritt findet die Auswahl des Koordinatensystems und des zugrunde liegenden physikalischen Interface (z.B. *pressure acoustics*) statt. Danach muss ausgewählt werden, ob eine Eigenfrequenz- oder Frequenzbereichs-Analyse gemacht werden soll.

- Sind die Grundeinstellungen vollzogen, kann zur Modellierung der geometrischen Objekte wie Raum und Diffusoren übergegangen werden. Dabei werden auch die Randbedingungen festgelegt (z.B. schallharte Begrenzungsflächen). Danach folgt die Definition der Domänen und die Zuordnung dieser zu den einzelnen Objekten. Wird ein Raum modelliert, so kann dessen Inhalt der Domäne *Luft* zugeordnet werden.
- Es folgt die Vernetzung des Modells. Das geschieht im Modell automatisch. Nach der Überprüfung, ob die Anzahl der Freiheitsgrade ausreicht, kann diese bei Bedarf angepasst werden (einerseits durch die Festlegung der Netzgenauigkeit, aber auch durch die direkte Angabe der Elementgrößen und der Iterationsschritte¹).
- Nun kann die Lösung des Modells erfolgen. Dies geschieht einerseits numerisch, indem die Ergebnisse in Tabellen ausgegeben werden können, andererseits auch grafisch, wodurch es möglich wird, die Moden des Raumes als Schalldruckverteilungen an Oberflächen oder Isoflächen im Raum sichtbar zu machen.
- Für die Lösung der Eigenfrequenzanalyse muss die Anzahl der Frequenzen in einem bestimmten Bereich vorgegeben werden. Mit steigender Anzahl der Frequenzen wird auch die Rechenzeit des Modells erhöht.
- Bei der Frequenzbereichsanalyse müssen für die Lösung diskrete Frequenzschritte bzw. einzelnen Frequenzen angegeben werden.

3.2 PAK MKII

Das PAK MKII ist ein mobiles, mehrkanaliges Messsystem hergestellt von Müller-BBM VibroAkustik Systeme GmbH. Verwendet wurde es zusammen mit 8 Messmikrofonen (1/2“) der Type G.R.A.S. 46AE, dem Dodekaederlautsprecher NOR270 der Firma Norsonic, einem Verstärker der Type daub D120C und einem Laptop der Marke Lenovo Thinkpad W520 (Windows 7) inkl. Bediensoftware. In Abb. 3.1 ist die Messgeräte-Kette skizziert.

Das Pak MKII wurde im Hallraum platziert. An dieses waren acht Messmikrofone angeschlossen. Da das PAK MKII ein eigenes Steckersystem besitzt, mussten die Mikrofone

¹vgl. [Petritsch, 2011, S.120]

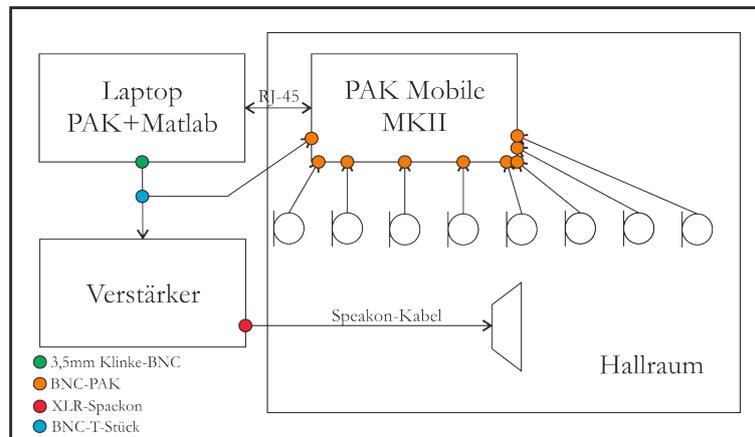


Abbildung 3.1: Messgeräte-Kette

mittels BNC-Adapterstücken verlängert werden. Das PAK MKII lässt sich über eine Software (PAK Software), die auf einem Laptop installiert ist, ansteuern. Die Kommunikationsstrecke zwischen dem PAK MKII und dem Laptop wurde über eine RJ-45 Schnittstelle verbunden. Um zusätzliche Absorption durch anwesende Personen im Hallraum zu vermeiden, wurde der Laptop außerhalb der Hallraumes platziert. Somit konnte das Messsystem außerhalb vom Hallraum angesteuert werden. Am Line-Ausgang vom Laptop wurde ein BNC-Adapter angebracht, um das Quellsignal einerseits zum Verstärker weiterzuleiten sowie zum PAK MKII. Das Signal vom Verstärker wurde über eine Patch-Bay in den Hallraum zum Dodekaeder-Lautsprecher geführt. Im folgenden Abschnitt wird die Berechnung der Nachhallzeit auf Softwareebene mit der soeben angeführten Hardware beschrieben.

3.3 PAK Software Version 5.7

Die Implementierung der Nachhallzeitmessung im PAK-System erfolgte im Rahmen eines Toningenieur-Projektes [Spöttl, 2013]. Da in der PAK Software selbst nur einfache arithmetische Berechnungen durchgeführt werden können, müssen die aufgenommenen Zeitrohdaten an eine in Matlab erstellte Funktion übergeben werden (dies geschieht im Arithmetik-Teil der PAK Software). Nach erfolgter Berechnung der gewünschten Parameter (Nachhallzeit und weitere akustische Gütemaße) in Matlab werden die Daten an das PAK System zurück geschickt und dargestellt. Eine Skizze der Kommunikation zwischen PAK und Matlab ist in Abb. 3.2 gegeben.

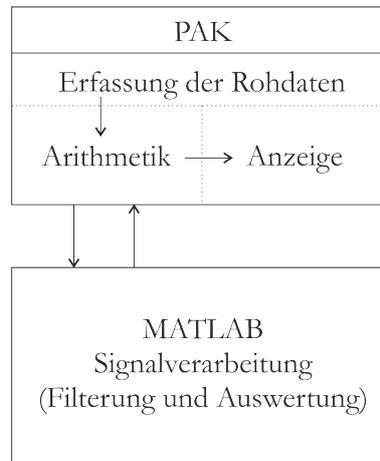


Abbildung 3.2: Kommunikation zwischen PAK und Matlab

Die Anregung des Raumes erfolgt mittels eines Sinus-Sweep, der innerhalb der PAK-Software erzeugt wird. Ein Raum kann als ein lineares, zeitinvariantes System angesehen werden. Durch die Anregung des Raumes mittels eines Impulses und die Antwort auf diese, lässt sich der Raum mittels seiner Impulsantwort beschreiben. Das Signal wird am Line-Ausgang des Laptops geteilt und einerseits zum Verstärker geleitet, der zum Lautsprecher weiter führt, und andererseits direkt in das PAK MKII. Beide Signale, sowohl das Quellsignal als auch das Mikrofonsignal, werden aufgenommen und an Matlab übergeben. Nach Berechnung der Impulsantwort erfolgt die Aufteilung des Signals in Terzbänder von 100 Hz bis 10000 Hz. Für jedes Terzband wird die Abklingkurve berechnet und daraus die raumakustischen Parameter. Um die Abklingkurve zu berechnen, wird die Impulsantwort im ersten Schritt quadriert um einen Leistungsverlauf zu erhalten. Danach erfolgt die Rückwärtsintegration um die Energieabklingkurve zu erhalten (s. Abb. 3.3, Darstellung für den Zeitbereich).

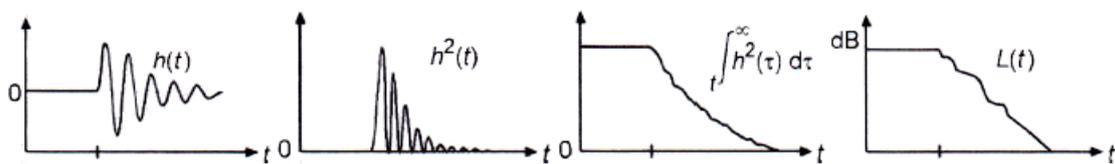


Abbildung 3.3: Impulsantwort, Momentanleistung, Energieverlauf, Abklingkurve

Folgend sind kurz die mathematischen Grundlagen angeführt. Das gemessene Ausgangs-

signal $y(t)$ im Zeitbereich für den kontinuierlichen Fall entspricht der Faltung des Eingangssignals $x(t)$ mit der Impulsantwort $h(t)$ des Systems:

$$y(t) = x(t) * h(t) \quad (3.7)$$

Durch das Quadrieren der Impulsantwort enthält man die Momentanleistung des Signals. Mit anschließender Rückwärtsintegration erhält man den Energieverlauf der Impulsantwort:

$$E(t) = \int_t^\infty h^2(\tau) d\tau = \int_\infty^t h^2(\tau) d(-\tau) \quad (3.8)$$

Danach kann die Abklinggerade in den Abklingvorgang eingepasst werden. Dies geschieht mit der Methode der kleinsten Quadrate im Bereich von -5 dB und -25 dB (für T_{20}) bzw. -35 dB (für T_{30}).

Kapitel 4

Simulation Hallraum

Im folgenden Kapitel wird der Hallraum der Firma TWB Buch GmbH genau beschrieben. Weiters wird der Raum auf Einhaltung der Anforderungen nach Norm, die Kap. 2 erläutert wurden, untersucht. Anschließend wird die Modellierung der Raumgeometrie in der Simulation erläutert und die wichtigsten Einstellungen angeführt.

4.1 Hallraum des TWB

Der untersuchte Hallraum der Firma TWB Buch GmbH befindet sich in einem Gebäudekomplex in 2100 Korneuburg, Industriestraße 9. Zusätzlich zum Hallraum gibt es einen Wandprüfstand, einen Deckenprüfstand und einen Schalldämpferprüfstand, welche durch verschiedene Öffnungen zum Hallraum miteinander verbunden sind. Eine Skizze mit den Raumabmessungen (alle Angaben in mm) ist in Abb. 4.1 gegeben. Vorrangig wird der Raum für Schallabsorptionsgradmessungen verwendet, jedoch soll auch die Möglichkeit bestehen, Schalleistungsmessungen durchzuführen.

4.1.1 Normvorgaben an den Hallraum

In Kap. 2.3 wurden die Anforderungen nach ÖNORM EN ISO 354 und ÖNORM EN ISO 3741 beschrieben. Nun soll der untersuchte Hallraum auf diese Kriterien überprüft werden.

Die untere Grenzfrequenz des Hallraumes liegt nach Formel 2.31 bei 160,25 Hz, nach

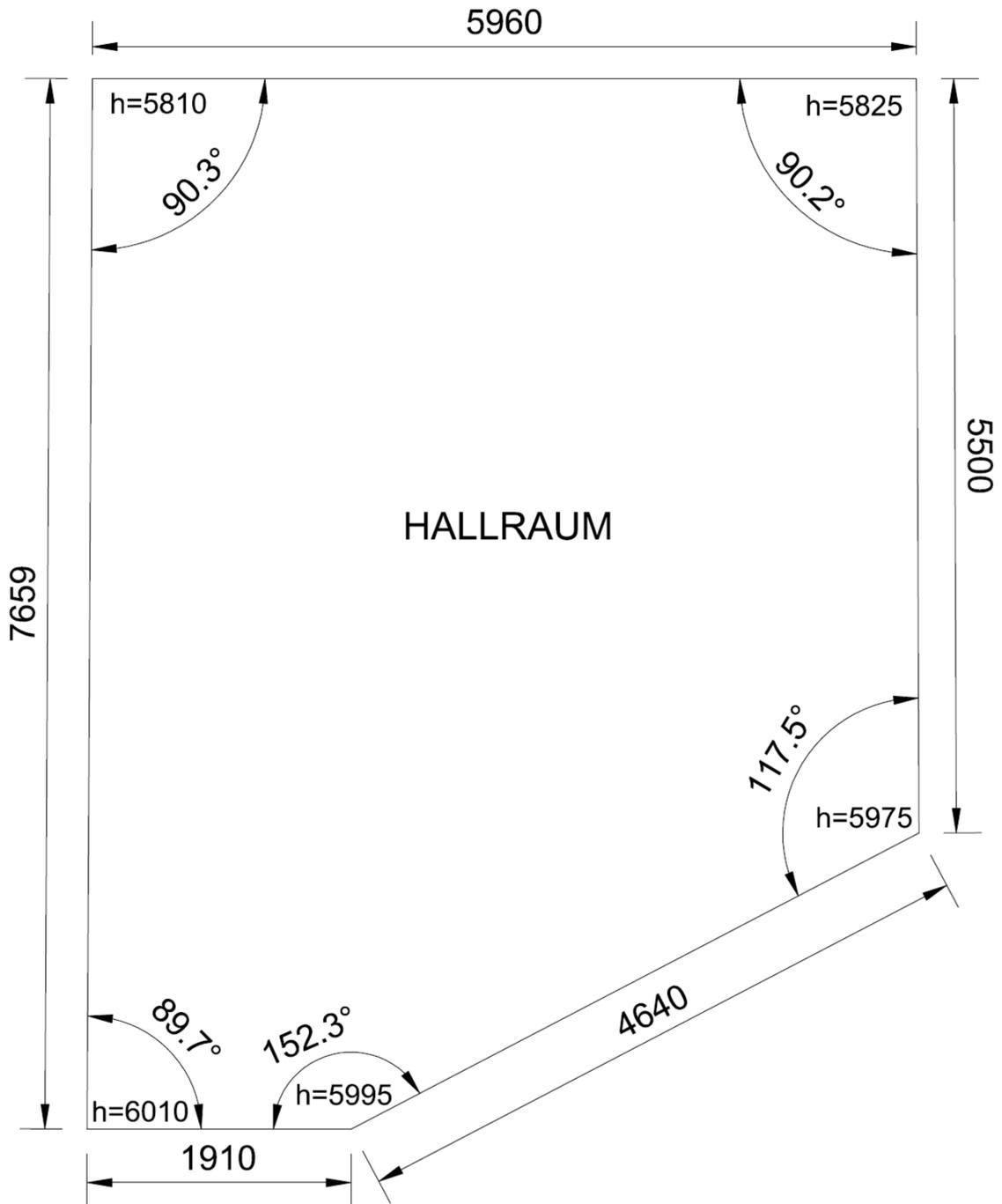


Abbildung 4.1: Skizze Hallraum, in mm

Formel 2.30 bei 320,5 Hz. Wie schon in Kap. 2.3.3 erwähnt, kann nach ÖNORM EN ISO 3741 der Modenproblematik entgegengewirkt werden, indem die Nachhallzeit im tiefen Frequenzbereich nach Gl. 2.38 begrenzt wird. Im Gegensatz dazu wird jedoch in der ÖNORM EN ISO 354 über die maximale äquivalente Schallabsorptionsfläche indirekt auch eine minimale Nachhallzeit in Abhängigkeit vom Hallraumvolumen gefordert. In der nachfolgenden Tabelle sind die unterschiedlichen Anforderungen sowie die Eigenschaften des untersuchten Hallraumes gegenübergestellt. Demnach kann gesagt werden, dass die Nutzung des Hallraumes zur Messung des Schallabsorptionsgrades sowie der Schallleistungsmessung das Kriterium der längeren Nachhallzeit einerseits und der kürzeren andererseits in der Mitte trifft.

- *Volumen:* Insgesamt weist der Hallraum ein Volumen von 243 m^3 auf. Die Mindestanforderungen von 150 m^3 bzw. 200 m^3 werden somit eingehalten.
- *Form:* Die genauen Abmessungen der Raumkanten sind Abb. 4.1 zu entnehmen. Die längste Gerade im Raum weist eine Länge von 9,55 m auf und erfüllt somit die Bedingung, dass $l_{max} \leq 1,9 V^{1/3}$ ($l_{max} = 11,86 \text{ m}$) sein muss. Weiters werden Verhältnisse für rechtwinkelige Räume empfohlen.
- *Äquivalente Schallabsorptionsfläche A:* Diese wurde in Hallraum mit eingebrachten Diffusoren ermittelt. In der Tabelle 4.1 ist ein Vergleich der unterschiedlichen Anforderungen (ISO 354 sowie ISO 3741), sowie die Werte des Hallraums angeführt. T_{min} stellt dabei die minimale Nachhallzeit resultierend aus der maximal erlaubten äquivalenten Absorptionsfläche der ISO 354 dar. T ist die Nachhallzeit des Hallraumes. T_{max} stellt die empfohlene maximale Nachhallzeit nach ISO 3741 dar. Es ist zu erkennen, dass im Hallraum bei tiefen Frequenzen die äquivalente Schallabsorptionsfläche etwas zu groß ist. Dies kommt jedoch der ÖNORM EN ISO 3741 zugute, da eine Bedämpfung bei tiefen Frequenzen erwünscht ist, um der Modenproblematik entgegenzuwirken.
- *Diffusität:* Der Nachweis über eine ausreichende Diffusität ist in Kap. 5.4 beschrieben. Der Raum wurde nach Normvorgaben mit Diffusoren ausgestattet und eingemessen.

Terzband [Hz]	T_{min} [s]	T [s]	T_{max} [s]	A [m ²]	A_{max} [m ²]
100	5,29	4,79	2,43	8,18	7,40
125	5,29	4,39	3,8	8,94	7,40
160	5,29	4,68	6,22	8,37	7,40
200	5,29	4,22	9,72	9,29	7,40
250	5,29	4,79	15,19	8,19	7,40
315	5,29	5,11	24,11	7,67	7,40
400	5,29	5,49	38,88	7,14	7,40
500	5,29	5,89	60,75	6,66	7,40
630	5,29	5,81	96,45	6,75	7,40
800	5,29	5,85	155,52	6,70	7,40
1000	4,92	5,87	243,00	6,68	7,97
1250	4,59	5,58		7,03	8,54
1600	4,30	5,05		7,77	9,11
2000	3,62	4,50		8,71	10,82
2500	3,28	4,08		9,62	11,96
3150	2,87	3,56		11,03	13,66
4000	2,65	3,00		13,06	14,80
5000	2,46	2,55		15,35	15,94

Tabelle 4.1: Vergleich

4.2 Simulation in COMSOL Multiphysics

Im folgenden Abschnitt wird die Modellierung des Hallraumes erläutert und auf die verschiedenen Einstellungen eingegangen. Für jede Simulation wurde ein eigenes Projekt angelegt (insgesamt vier) um die Übersichtlichkeit zu wahren. Es wurden jeweils die Eigenmoden und Raummoden für den Hallraum mit und ohne Diffusoren berechnet.

Die Modellierung des Hallraumes gestaltete sich recht einfach, da anfangs ein Quader modelliert wurde und davon Ecken sozusagen abgeschnitten wurden. Alle Angaben wurden in cm eingegeben. Das Gesamtvolumen des Hallraumes beträgt $243,2 \text{ m}^3$, die Gesamtoberfläche beträgt $234,3 \text{ m}^2$. Bei der Erstellung der Diffusoren und Positionierung im Raum mussten für die Optimierung des Modells mehrere Varianten ausprobiert werden. In [Comsol 4.3, 2012] wird empfohlen, das geometrische Modell so einfach wie möglich zu halten. Die Details und kleineren Flächen im Raum müssen immer im Verhältnis zum Gesamtvolumen betrachtet werden, auch im Hinblick auf die Rechenzeit des Mo-

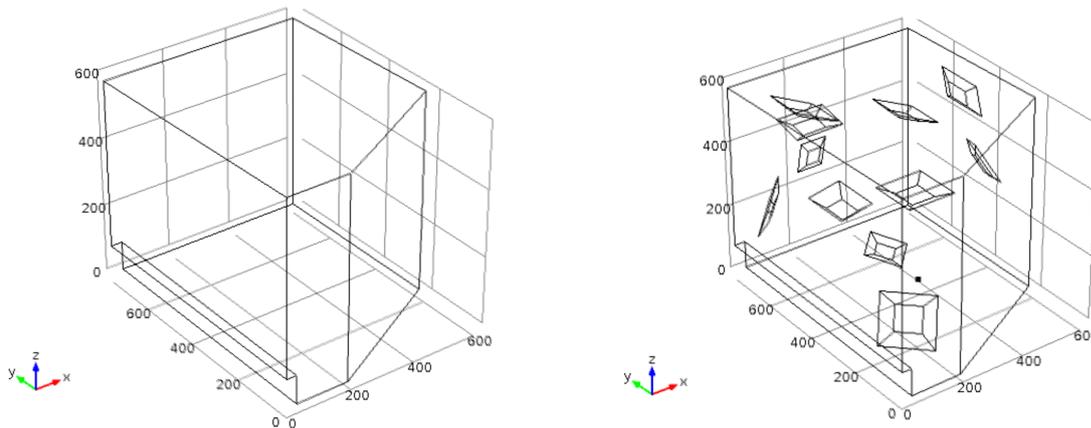


Abbildung 4.2: Geometriemodell ohne (li.) und mit (re.) Diffusoren

dells. Je detaillierter ein Modell vernetzt wird, desto genauer und rechenintensiver ist die Lösung. Die Modellierung der Diffusoren erfolgte mit sogenannten *Pyramiden*. Diese stellen feste Körper mit schallharter Oberfläche dar. Durch die Erhebung konnte so die Krümmung der Diffusoren modelliert werden. Zwar reduziert sich somit auch das akustisch wirksame Volumen des Modells, was in der Realität eigentlich nicht der Fall ist, da im Hallraum Platten-Diffusoren montiert wurden, die sich durch das Eigengewicht durchbiegen. Jedoch ist die Überlegung, ob das Luftvolumen direkt hinter einer Platte im Raum noch akustisch wirksam ist¹? Aus diesem Grund schien es legitim, die Diffusoren als Volumen-Pyramiden zu modellieren. Durch die Erhebung konnte die Biegung der Platte simuliert werden. Durch Rotation um die jeweilige Achse konnte dann jede Pyramide im Raum positioniert werden. Das Gesamtvolumen des Hallraumes mit Diffusoren reduziert sich somit auf $241,6 \text{ m}^3$, die Gesamtoberfläche beträgt $270,6 \text{ m}^2$.

4.2.1 Eigenmoden

Als Vernetzungsparameter beim Modell ohne Diffusoren wurde bei der automatischen Vernetzung aus den Auswahlmöglichkeiten *extremely coarse*, *extra coarse*, *coarser*, *coarse*, *normal*, *fine*, *finer*, *extra fine*, *extremely fine* die Möglichkeit *finer* gewählt. Dies führte zu 75282 Freiheitsgraden und somit zu einer maximalen Frequenz von 193,355 Hz. In der folgenden Liste sind die wichtigsten Parameter dargestellt, die dadurch entstanden sind:

¹vgl.[Lautenbach Vercammen, 2010]

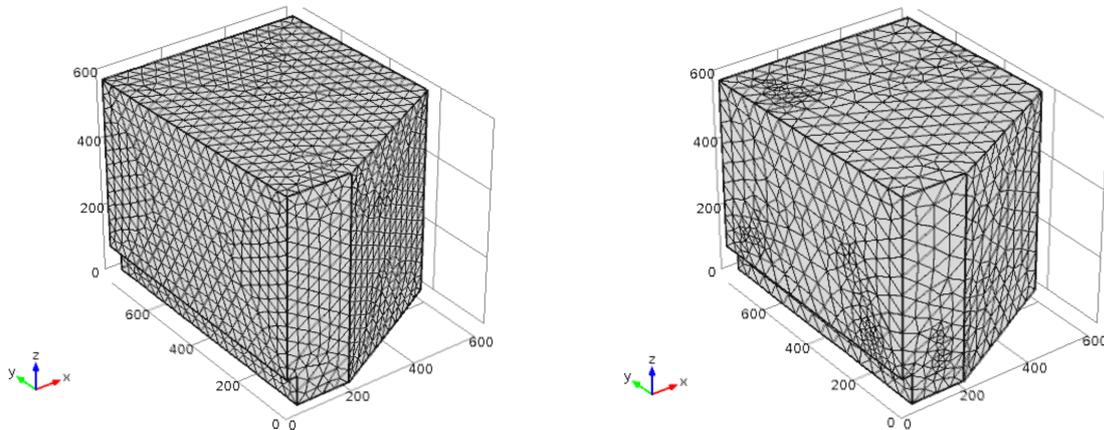


Abbildung 4.3: Vernetzungsmodell ohne (li.) und mit (re.) Diffusoren

- Maximale Netzelement-Größe: 42,3 cm
- Minimale Netzelement-Größe: 3,08 cm
- Maximale Netzelement-Wachstumsrate: 1,4
- Auflösung gebogener Geometrien: 0,4
- Auflösung von schmalen Regionen: 0,7

Das Modell mit Diffusoren wurde mit der Vernetzungsmethode *fine* aufgelöst. Das ergab 77840 Freiheitsgrade und eine maximale Frequenz von 195,95 Hz. Die Auflösung und Größen der Netzelemente blieben dabei wie beim Modell ohne Diffusoren.

4.2.2 Raummoden

Bei der Berechnung der Raummoden musste zusätzlich zum Modell eine Monopolquelle im Raum modelliert werden. Dazu wurde ein Punkt mit x , y und z Koordinaten im Raum festgelegt und diesem Punkt eine Schallquelle zugewiesen. Als Einstellungsparameter musste die Leistung der Quelle in Pascal angegeben werden. In [Plagg Pobitzer, 2011] wurde die Auswirkung unterschiedlicher Positionen der Schallquelle auf das Schallfeld untersucht. Das Ergebnis bestätigte die Annahme, dass die Position einen großen Einfluss hat. Um zu vermeiden, dass sich die Quelle direkt in einem Wellenknoten befindet, wurde der Lautsprecher dezentral aufgestellt und ungefähr in dem Punkt platziert, wo

der Lautsprecher bei den Messungen der Nachhallzeit im Hallraum steht.

Als Vernetzungsparameter beim Modell ohne Diffusoren wurde bei der automatischen Vernetzung die Möglichkeit *finer* gewählt. Dies führte zu 74633 Freiheitsgraden und somit zu einer maximalen Frequenz von 192,789 Hz. In der folgenden Liste sind die wichtigsten Parameter dargestellt, die dadurch entstanden sind:

- Maximale Netzelement-Größe: 61,5 cm
- Minimale Netzelement-Größe: 7,69 cm
- Maximale Netzelement-Wachstumsrate: 1,45
- Auflösung gebogener Geometrien: 0,5
- Auflösung von schmalen Regionen: 0,6

Das Modell mit Diffusoren wurde mit der Vernetzungsmethode *fine* aufgelöst. Das ergab 78024 Freiheitsgrade und eine maximale Frequenz von 196,106 Hz. Die Auflösung und Größen der Netzelemente blieben dabei wie beim Modell ohne Diffusoren.

Da zuerst die Eigenmoden berechnet wurden, konnte dadurch schon festgestellt werden, welche Frequenzbereiche interessante Modenmuster ergaben. Somit konnten diskrete Frequenzen ausgewählt werden, die bei der Berechnung der Raummoden herangezogen wurden. Da der Rechenaufwand äußerst hoch gewesen wäre, wenn die Raummoden in einem Frequenzbereich von 23 Hz (1. Mode) bis ungefähr 190 Hz in Schritten von 0.1 Hz berechnet worden wären, stellte diese Möglichkeit einen guten Kompromiss dar.

Kapitel 5

Messung im Hallraum

Vom 20. 04. 2013 bis 28. 04. 2013 fanden die Messungen der Nachhallzeit im Hallraum statt. Diese wurden mit dem in Kap. 3.2 beschriebenen PAK-System gemessen. Durch die insgesamt kurze Messzeit von einer Woche konnte sichergestellt werden, dass die klimatischen Bedingungen im Hallraum keinen großen Schwankungen unterworfen waren. Im folgenden Kapitel werden die Messergebnisse mit und ohne Diffusoren im Hallraum beschrieben, sowie das Einbringen der Diffusoren und die Prüfung der Diffusität des Schallfeldes nach ÖNORM EN ISO 354.

5.1 Aufbau und Durchführung

Insgesamt wurde das Schallfeld im Hallraum zwei Mal mit 333 Messpositionen im Raum abgetastet. Die erste Messreihe umfasst die Messungen des leeren Hallraumes, die zweite Messreihe berücksichtigt die eingebrachten Diffusoren. Um den genauen Abstand der Mikrofonpositionen untereinander sicherzustellen, wurde am Boden ein Raster von 500 mm x 500 mm aufgezeichnet (s. Abb. 5.3). Der Abstand der äußersten Mikrofonpositionen beträgt mindestens 500 mm von den Raumkanten. Zwar entspricht das nicht den Anforderungen an die Messpositionen nach Norm, jedoch war die Absicht auch das Schallfeld an den Raumkanten mit möglichen unerwünschten Effekten zu erfassen. Es wurden an jeweils 111 Messpositionen in drei Ebenen Messungen durchgeführt. Die Höhe der Ebenen betrug 120 cm, 180 cm und 230 cm. Die Wahl dieser Höhe orientierte sich nach möglichen zukünftigen Messpositionen. Da ein Mindestabstand von der Probe zum Mikrofon von 1 m nach Norm vorgeschrieben ist, wurde als erste Ebene eine Höhe von 120 cm vorgeschlagen, da eine Aufbauhöhe einer Probe von 20 cm sehr realistisch ist. Die

weiteren Ebenen wurden in zwei äquidistanten Abständen gewählt, um noch genügend Abstand zu den Diffusoren, die von der Decke hängen, zu gewährleisten. In Abb. 5.1 ist ein Skizze der Messanordnung dargestellt. Um keine zusätzliche Absorption durch das Messpersonal in den Raum einzubringen, wurde der Laptop, auf dem die Messsoftware zu bedienen war, außerhalb positioniert. Die Verbindung zum PAK MKII erfolgte über eine 20 m lange Netzwerkverbindung über eine RJ-45 Schnittstelle. Im Hallraum befanden sich ausschließlich acht Mikrofone inklusive Verkabelung, das PAK MKII und der Lautsprecher.

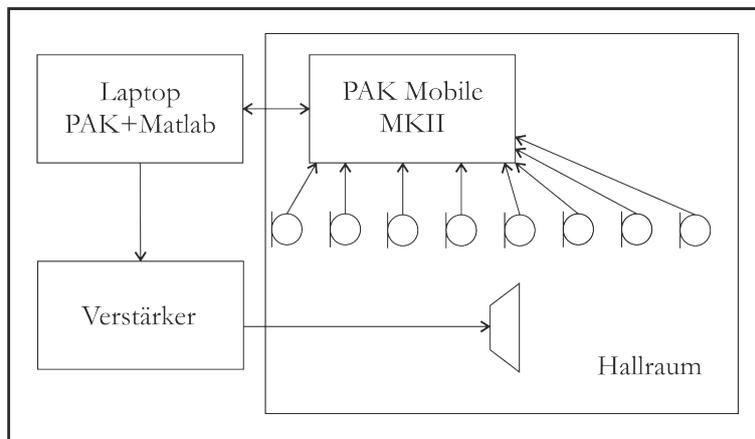


Abbildung 5.1: Prinzipskizze des Messaufbaus



Abbildung 5.2: Lautsprecher und 8 Mikrofone

Nachdem die erste Messreihe im leeren Hallraum abgeschlossen war, wurden die Diffu-

soren eingebracht. Dies geschah lt. Norm-Anforderungen¹. Die detaillierte Messprozedur ist in Kap. 5.4 beschrieben. Insgesamt wurden zwölf Diffusoren mit einer einseitigen Gesamtfläche von $19,72 \text{ m}^2$ eingebracht. Die Größe der einzelnen Platten wurde ebenfalls nach Vorgaben der ÖNORM EN ISO 354 bestimmt, welche Empfehlungen von $0,8 \text{ m}^2$ bis $3,0 \text{ m}^2$ enthält. In der folgenden Liste sind alle Abmessungen dargestellt:

- 2 Stk. 800 mm x 1000 mm ($2 \times 0,8 \text{ m}^2$)
- 3 Stk. 1500 mm x 1000 mm ($3 \times 1,5 \text{ m}^2$)
- 2 Stk. 1500 mm x 1500 mm ($2 \times 2,25 \text{ m}^2$)
- 2 Stk. 1500 mm x 2000 mm ($2 \times 3,0 \text{ m}^2$)
- 2 Stk. 1250 mm x 1250 mm ($2 \times 1,56 \text{ m}^2$)

Bei der Positionierung der Diffusoren musste einerseits der Aspekt berücksichtigt werden, dass diese so im Hallraum montiert werden, dass sie einen größtmöglichen Einfluss auf das Schallfeld besitzen. Andererseits war eine weitere Vorgabe, die Öffnungen zu den anderen Messräumen frei zu lassen und davor keine Diffusoren abzubringen. Somit waren die Möglichkeiten der Anbringung eingeschränkt. Zusätzlich musste auch noch beachtet werden, dass ein genügend großes, zusammenhängendes Volumen im Hallraum frei bleibt, um Prüfobjekte zu positionieren. Auch der Abstand vom Prüfobjekt zu schallharten Begrenzungsflächen muss dabei berücksichtigt werden. Aufgrund dieser Vorgaben und der Simulation wurden die Positionen der einzelnen Diffusoren gewählt.

In weiterer Folge wurde das Schallfeld erneut mit den zuvor beschriebenen Messpunkten (333 Positionen) abgetastet.

5.2 Messung ohne Diffusoren

Während der ersten Messreihe herrschten folgende Bedingungen im Raum:

- Datum: 19. 04. 2013 - 21. 04. 2013
- Temperatur: $13 \text{ }^\circ\text{C}$ - $16 \text{ }^\circ\text{C}$

¹nach [ÖNORM EN ISO 354, 2003]

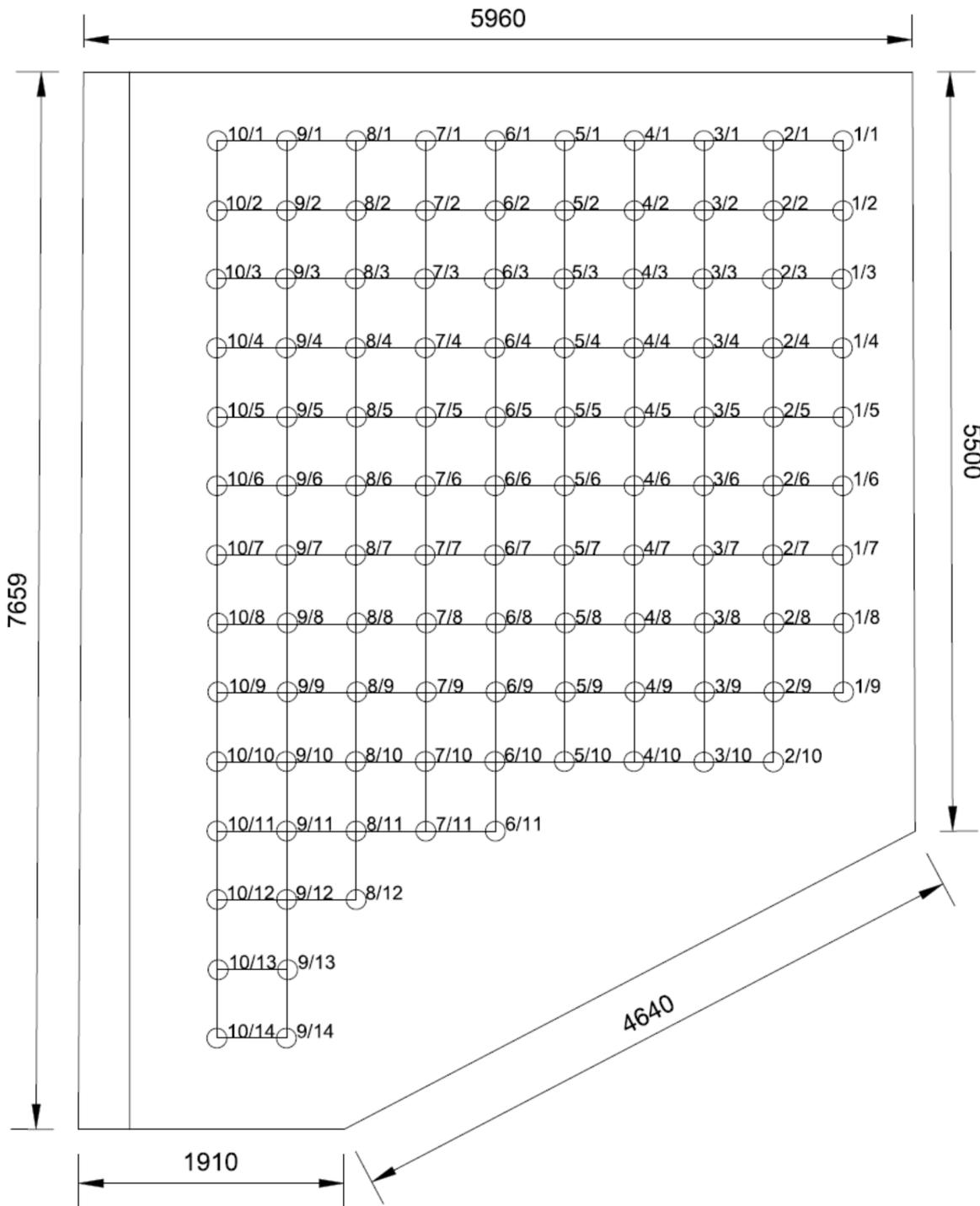


Abbildung 5.3: Skizze der Messpositionen

- stat. Luftdruck: 998 hPa
- rel. Luftfeuchtigkeit: ca. 60 % - 80 %

5.3 Messung mit Diffusoren

Im Raum herrschten folgende Messbedingungen:

- Datum: 23. 04. 2013 - 24. 04. 2013
- Temperatur: 15 °C - 17°C
- stat. Luftdruck: 998 hPa
- rel. Luftfeuchtigkeit: ca. 65% - 80 %

5.4 Prüfung der Diffusität

Die Prüfung der Diffusität des Schallfeldes erfolgte nach den Vorgaben der ÖNORM EN ISO 354, 2003. Die genauen Anforderungen wurden bereits in Kap. 2.3.2 erläutert. Als Probe wurden 12 m^2 Mineralwolle (MW) verwendet. Es herrschten folgende Bedingungen im Raum:

- Datum: 23. 04. 2013 - 24. 04. 2013
- Temperatur: 18°C
- stat. Luftdruck: 998 hPa
- rel. Luftfeuchtigkeit: ca. 70% - 80 %

Die Messung erfolgte an acht unterschiedlichen Mikrofonpositionen mit zwei unterschiedlichen Lautsprecherpositionen. Dies ergibt insgesamt 16 Messungen pro Aufbau, die anschließend gemittelt wurden. Zuerst wurde die Nachhallzeit des leeren Hallraumes ohne Diffusoren und ohne Probe gemessen. Danach wurde die MW zentral am Hallraumboden platziert (s. Abb. 5.4). Der Abstand zu jeder Raumkante betrug mindestens 1 m. Aus der erneuten Messung der Nachhallzeit wurde anschließend der Absorptionsgrad der eingebrachten Probe berechnet (s. Tab. 5.1, O Diffusoren). Im zweiten Durchlauf wurden

vier Diffusoren in den Hallraum eingebracht und erneut der Absorptionsgrad der Probe bestimmt (s. Tab. 5.1, 4 Diffusoren). Dieselbe Vorgehensweise erfolgte für neun Diffusoren und zwölf Diffusoren. Es ist zu beobachten, dass der Schallabsorptionsgrad sich einem Maximum nähert und sich bei zwölf Diffusoren im Raum nur mehr geringfügig ändert. Nach ÖNORM EN ISO 354 ist somit die optimale Diffusität im Raum erreicht. Die gesamte einseitige Fläche der Diffusoren beträgt $19,72 \text{ m}^2$. Der theoretische Wert von $\alpha \geq 1$ kommt einerseits durch einen systematischen Fehler durch die Formel nach Sabine zustande und stellt nicht den wahren Absorptionsgrad der Probe dar. Weiters tritt der sogenannte *Kanteneffekt* auf. An den Kanten der MW entstehen Beugungseffekte und diese führen dazu, dass die Probe größer erscheint als sie tatsächlich ist.

Der Absorptionsgrad in Abhängigkeit der Diffusorenanzahl ist in Tab. 5.1 im Frequenzbereich von 100 Hz bis 10000 Hz dargestellt. Lt. ÖNORM EN ISO 354 müssen die Werte innerhalb der Terzbänder von 500 Hz bis einschließlich 5000 Hz die Bedingung eines sich an einen Maximalwert annähernden Absorptionsgrades erfüllen. Wie aus der Tabelle ersichtlich ist, erfüllen Frequenzen ab 160 Hz bis 10000 Hz diese Bedingung. Bei der Terzbandmittenfrequenz von 100 Hz ist der Absorptionskoeffizient am höchsten, wenn sich keine Diffusoren im Hallraum befinden. Danach sinkt der Wert um $-0,1$ und steigt stetig an, bis er annähernd bei zwölf Diffusoren den Wert erreicht, der ohne Diffusoren gemessen wurde (die Abweichung beträgt $-0,03$). Bei der Terzbandmittenfrequenz 125 Hz tritt ein ähnlicher Effekt auf. Der Absorptionsgrad ist ohne Diffusoren sehr hoch, sinkt zuerst und steigt dann wieder an. Der Absorptionsgrad erreicht den ersten Wert, sobald neun Diffusoren im Raum eingebracht wurden (Abweichung $0,01$). Danach steigt dieser wieder und die Differenz zum Wert ohne Diffusoren beträgt $+0,12$.



Abbildung 5.4: Mineralwolle am Hallraumboden

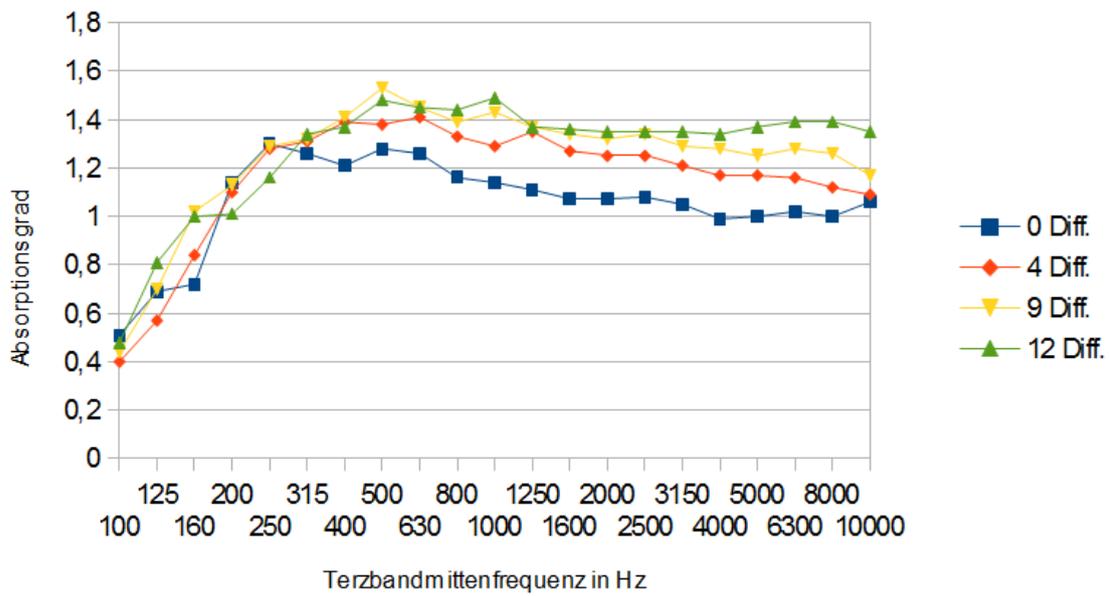


Abbildung 5.5: Absorptionsgrad

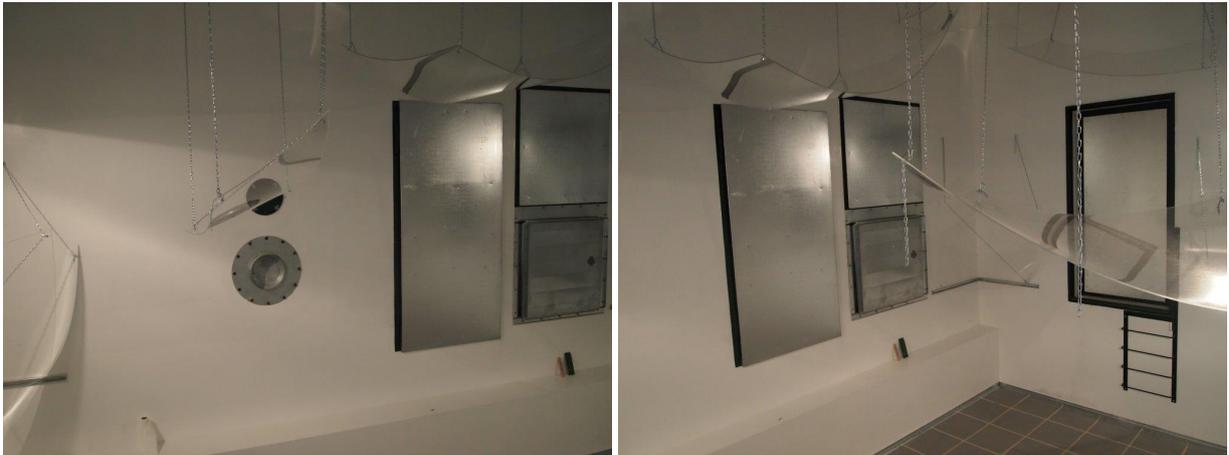


Abbildung 5.6: Hallraum mit Diffusoren

Frequenz [Hz]	α (0 Diffusoren)	α (4 Diffusoren)	α (9 Diffusoren)	α (12 Diffusoren)
100	0,50	0,40	0,43	0,47
125	0,67	0,56	0,68	0,79
160	0,70	0,82	1,00	0,98
200	1,11	1,07	1,11	0,99
250	1,27	1,25	1,26	1,14
315	1,23	1,28	1,29	1,31
400	1,19	1,36	1,38	1,34
500	1,25	1,35	1,50	1,45
630	1,23	1,38	1,42	1,42
800	1,14	1,30	1,36	1,41
1000	1,12	1,26	1,40	1,45
1250	1,09	1,32	1,34	1,34
1600	1,05	1,24	1,31	1,34
2000	1,05	1,23	1,29	1,32
2500	1,06	1,22	1,31	1,32
3150	1,03	1,18	1,26	1,32
4000	0,97	1,15	1,25	1,31
5000	0,98	1,15	1,23	1,34
6300	1,00	1,13	1,25	1,36
8000	0,98	1,10	1,23	1,36
10000	1,04	1,07	1,15	1,32

Tabelle 5.1: Schallabsorptionsgrad

Kapitel 6

Gegenüberstellung von Simulation und Messung

In den beiden vorangegangenen Kapiteln wurden einerseits die Simulationen der Eigen- und Raummoden im Hallraum beschrieben, sowie die Messungen der Nachhallzeit im leeren und mit Diffusoren ausgestattetem Raum. Anhand der Ergebnisse werden nun die Unterschiede und Auswirkungen der Diffusoren auf das Schallfeld diskutiert. Dargestellt werden die Schalldruckverteilungen an den Raumboberflächen sowie Iso-Flächen der Schalldruckverteilung, um diese im gesamten Raum zu erfassen.

6.1 Eigenmoden - Raummoden

Einerseits soll in diesem Abschnitt verglichen werden, wie gut die Berechnung der Eigenmoden mit den Raummoden übereinstimmt. Weiters wird untersucht, inwiefern sich die Modendichte und die Schalldruckverteilung im Raum bis zu einer Frequenz von ca. 200 Hz beim Einbringen der Diffusoren ändern. Zu beachten ist, dass die Ergebnisse auf sechs Kommastellen genau dargestellt sind. Schon bei einem Unterschied von 0.002 Hz kann sich ein völlig unterschiedliches Schallfeld im Raum einstellen. Weiters ist die Skalierung der Amplituden (angegeben in total acoustic pressure field (Pa)) bei den Eigenmoden nur ein in Comsol Multiphysics berechneter Wert. Bei der Betrachtung der Eigenmode werden theoretisch nur Frequenz und Modenform berechnet, wie die Skalierung der Amplitude in diesem Zusammenhang zu verstehen ist, geht sehr tief in die Berechnung

hinein und kann nicht einfach erläutert werden.¹

Im Anhang A, Tab. A.1 ist eine Liste mit den berechneten Eigenmoden unter 200 Hz für beide Situationen im Hallraum dargestellt. Weiters wurden die ersten Eigenmoden für einen Quaderraum mit den gleichen größten Kantenabmessungen berechnet wurden. Weiters wurde die Anzahl der Eigenmoden nach Formel 6.1² berechnet. Die Ergebnisse stimmen exakt überein.

$$N = \frac{4\pi V \cdot f^3}{3c_0^3} + \frac{\pi S \cdot f^2}{4c_0^2} + \frac{L \cdot f}{2c_0} \quad (6.1)$$

mit V= Volumen, S=Raumoberfläche, L=Summe der drei Raumkantenlängen, f=Frequenz.

6.1.1 Vergleich Hallraum mit und ohne Sockel

Im untersuchten Hallraum befindet sich ein Sockel mit einer Breite von 30 cm und einer Höhe von 85 cm. Um die Auswirkung des Sockels auf das Schallfeld zu untersuchen, wurde ein weiteres Simulationsmodell zur Berechnung der Eigenmoden erstellt. In Abb. 6.1 ist die Ausbreitung der 21. Mode bei ca. 74 Hz dargestellt. Einerseits verschiebt sich die Mode im Raum mit Sockel um ca. 0.14 Hz nach oben und das Modenbild in x-Richtung wirkt verzerrt. Noch deutlicher merkt man den Unterschied in Abb. 6.2. Dort ist die Auswirkung des Sockels in z-Richtung deutlich zu erkennen. Die Druckverteilung ist eindeutig diffuser und die Moden nicht mehr ausgeprägt. Auch hier verschiebt sich die 33. Mode bei ca. 90 Hz nach oben.

6.1.2 Vergleich Hallraum mit und ohne Diffusoren

Für die zuvor analysierte 33. Eigenmode wurde die Schalldruckverteilung auch für den Hallraum mit eingebrachten Diffusoren betrachtet (s. Abb. 6.3, li.). Als Erstes fällt auf, dass sich die Eigenmode um fast 1 Hz nach unten verschiebt. Demnach können die Diffusoren als Hindernis für die Schallwelle gesehen werden. Somit werden die Wellen um das Hindernis gebeugt, müssen sozusagen einen längeren Weg zurücklegen. An der Schalldruckverteilung an den Raumoberflächen ist ebenfalls eine Änderung der Druckverteilung ersichtlich, jedoch hält sich diese in Grenzen. Eigentlich kann gesagt werden,

¹vgl. [Stöhs, 2011]

²vgl. [Mechel, 2008]

KAPITEL 6. GEGENÜBERSTELLUNG VON SIMULATION UND MESSUNG

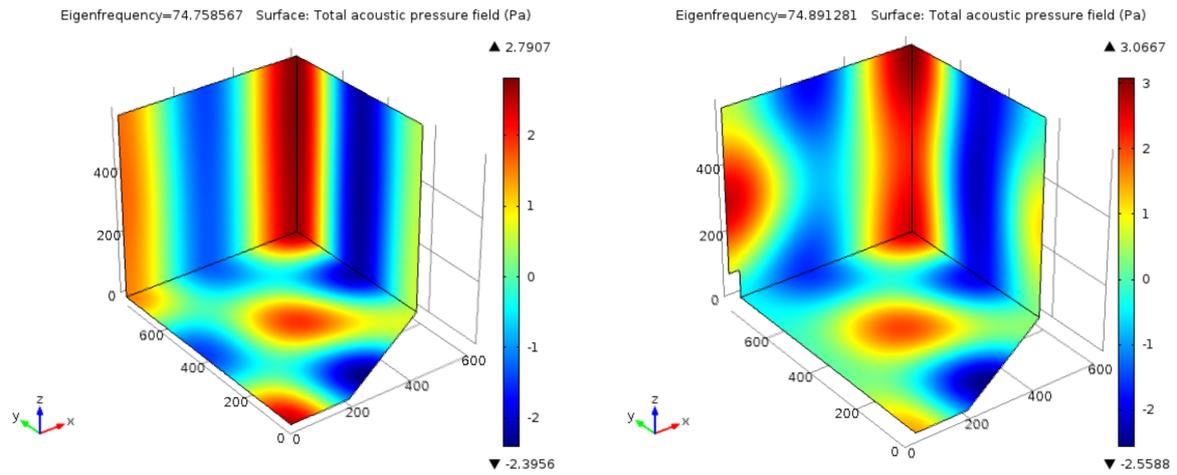


Abbildung 6.1: Vergleich 21.Mode: ohne Sockel (li.) und mit Sockel (re.)

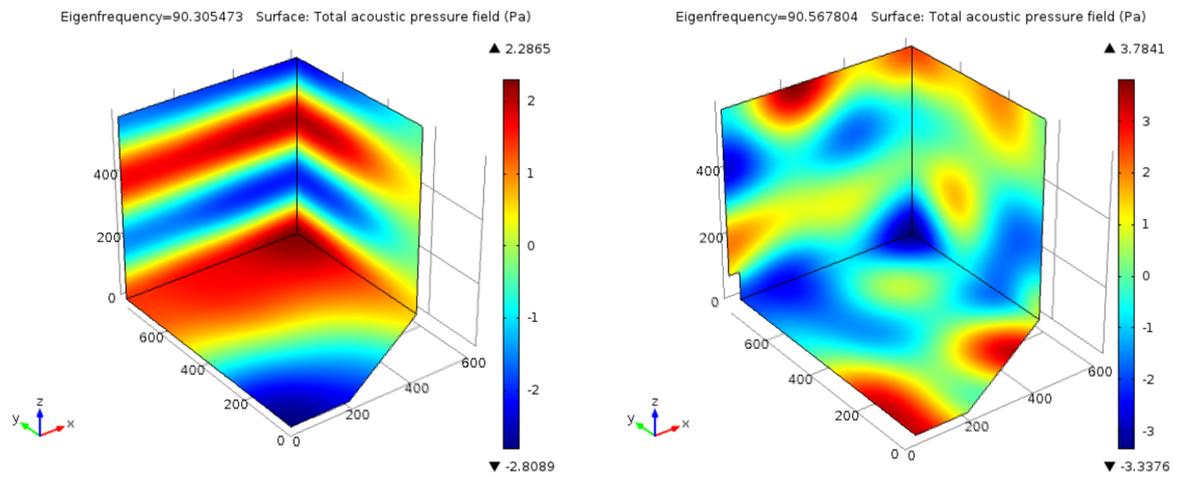


Abbildung 6.2: Vergleich 33. Mode: ohne Sockel (li.) und mit Sockel (re.)

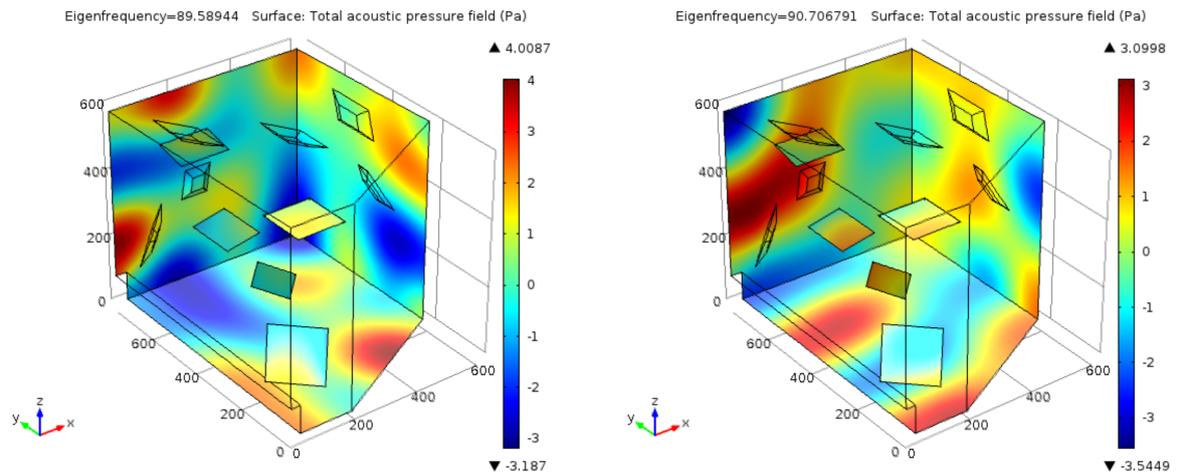


Abbildung 6.3: Vergleich: 33. (li.) und 34. Eigenmode(re.)

dass die Schalldruckverteilung ähnlich zum leeren Hallraum ist. Weiters wurde untersucht, wie das Schallfeld bei der nächsten Mode aussieht. Es ist zu erkennen, dass die 34. Mode im Hallraum mit Diffusoren eher im Frequenzbereich der 33. Mode des leeren Hallraumes liegt (Unterschied ca. 0.2 Hz). Man könnte sagen, dass die Mode in y- und z-Richtung in der linken Raumhälfte stärker ausgeprägt ist als bei der 33. Mode. Aber auch hier wirkt die Schalldruckverteilung eher diffus.

Als nächstes wurden die tiefen Eigenmoden des Hallraumes untersucht. Dabei wurde die 6. Eigenmode (0 - 1 - 1) bei ca. 42 Hz des Raumes näher betrachtet (s. Abb. 6.4). Zwar wirkt die Mode ein wenig verzerrt, jedoch ist die Ausbildung des Knoten in beiden Ebenen deutlich zu erkennen. Auch die Einbringung der Diffusoren ändert nichts an der Schalldruckverteilung im Raum. Hier ist deutlich zu erkennen, dass die Diffusoren bei solch niedrigen Frequenzen keinen Einfluss auf das Schallfeld ausüben.

Nun wurde für die exakt berechnete Eigenmode auch die zugehörige Raummode berechnet (s. Abb. 6.5). Die Schalldruckverteilung stimmt sehr gut mit dem Bild der Eigenmoden überein. Auch hier ist zu erkennen, dass die Diffusoren ausschließlich die Mode dahingehend beeinflussen, dass diese um 0.5 Hz nach unten verschoben wird (s. Abb. 6.6). Wie man der Darstellung des Schalldruckpegels in dB entnehmen kann, besteht eine sehr große Differenz (bis zu 80 dB) zwischen Druckminimum und Druckmaximum. Einerseits entstehen diese Extremwerte durch die als *ideal schallhart* angenommenen Begrenzungsflächen im Modell. Andererseits muss auch berücksichtigt werden, dass diese extremen Minima in äußerst kleinen Regionen im Raum zustande kommen. Im Durchschnitt kann man sagen, dass die Differenz ca. 30 bis 40 dB beträgt. In [Stöhs, 2011] wurde aufgrund dieser Pegeldifferenzen die Auswirkung einer geringen, gleichmäßigen Absorberschicht auf die Raummoden in einem Raum untersucht. Dabei wurde festgestellt, dass bei Vorhandensein dieser Absorberschicht die Spitzen der Moden bedämpft werden und sogar benachbarte Moden miteinander verschmelzen.

Nun wurde untersucht, ab welchen Frequenzbereich der Einfluss der Diffusoren deutlich sichtbar wird. Wie schon zuvor erwähnt, war bei der 33. Mode bei ca. 90 Hz der Einfluss erahnbar, jedoch nicht herausragend. In der Abb. 6.7 ist die 54. Eigenmode um 109 Hz mit und ohne Diffusoren dargestellt. In diesem Frequenzbereich ist nun deutlich zu erkennen, dass das Schallfeld in der rechten Raumhälfte deutlich diffuser wird. Noch deutlicher zu erkennen ist dies bei der Darstellung der Raummode und der Schall-

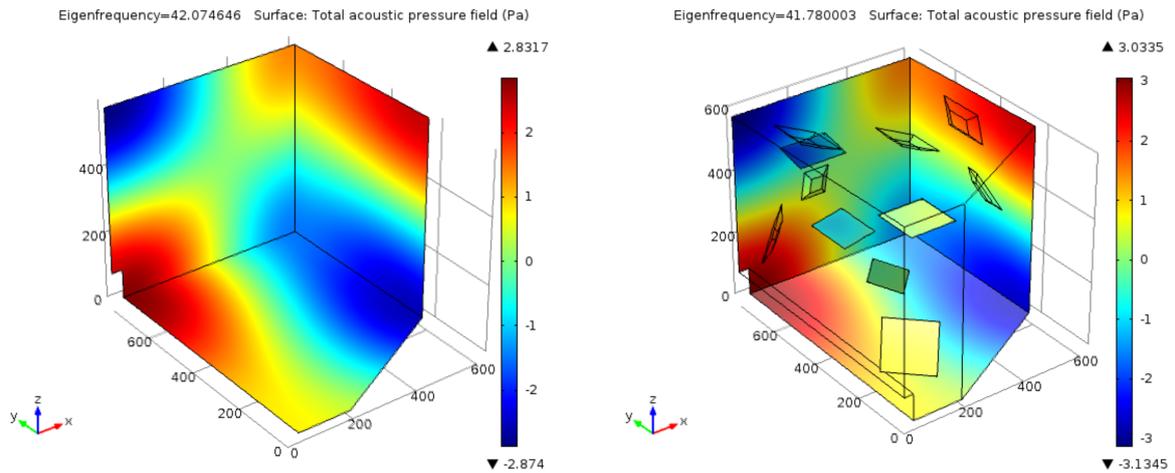


Abbildung 6.4: Vergleich 6. Eigenmode: ohne (li.) und mit (re.) Diffusoren

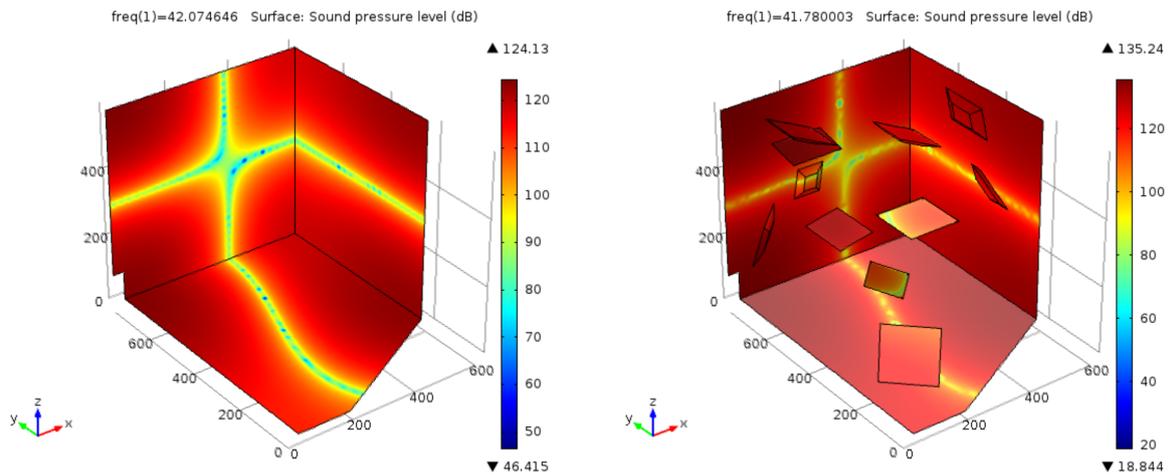


Abbildung 6.5: Vergleich 6. Raummode (SPL): ohne (li.) und mit (re.) Diffusoren

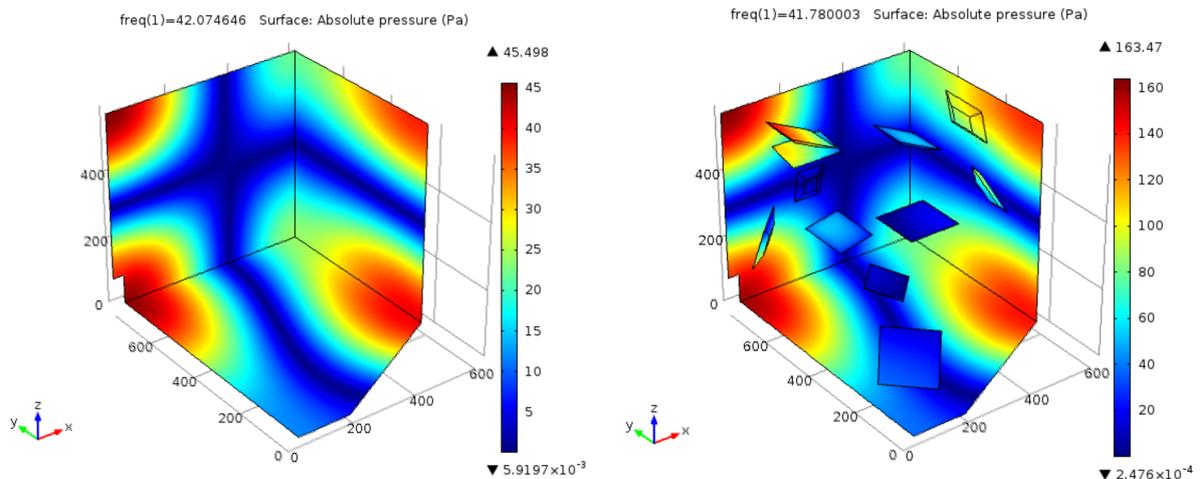


Abbildung 6.6: Vergleich 6. Raummode (AP): ohne (li.) und mit (re.) Diffusoren

druckverteilung an der Oberfläche (s. Abb. 6.8). Um die Druckverteilung im Raum zu untersuchen, wurden für die 54. Eigen- und Raummode um 109 Hz die Isoflächen dargestellt (s. Abb. 6.10 und 6.11). Hier ist ebenfalls zu beobachten, dass das Schallfeld durch die Diffusoren deutlich verändert wird. In der linken Raumhälfte werden die Druckmaxima verringert, in der rechten Raumhälfte sind die Moden in y-Richtung nicht mehr so deutlich ausgeprägt und wirken verzerrt.

Zum Abschluss wurde das Modenbild bei einer der höchsten berechneten Frequenzen untersucht (s. Abb. 6.12). Die Schalldruckverteilung wird in diesem Fall schon sehr diffus. Im Hallraum ohne Diffusoren scheint noch, dass in y-Richtung Moden zu erkennen sind, diese sind jedoch im Hallraum mit Diffusoren nicht mehr ersichtlich. Man kann sagen, dass eine gleichmäßigere Schalldruckverteilung im Raum herrscht.

Die Analyse der Ergebnisse zeigt sehr gut, dass die Diffusoren bei sehr tiefen Frequenzen einen geringeren Einfluss auf die Schalldruckverteilung im Raum besitzen. Die Raummoden werden ein wenig zu tiefen Frequenzen verschoben. Betrachtet man diese Auswirkung vereinfacht aus Sicht der wellentheoretischen Raumakustik (s. Kap. 7), wirkt hier das Prinzip der Beugung. Die Wellenlänge ist im Verhältnis zum Hindernis sehr groß und somit wird die Schallwelle um das Hindernis gebeugt. Ab ungefähr 100 Hz verändern die Diffusoren die Schalldruckverteilung im Raum immer mehr. Das Verhältnis von Wellenlänge zu Hindernis wird immer kleiner und die Diffusoren wirken sich stärker auf das Schallfeld aus.

Wünschenswert wäre auch noch die Betrachtung der Modenverteilung bei hohen Frequenzen. Leider war dies aufgrund der Einschränkung der Rechenleistung nicht möglich. Bei der Berechnung von Moden um 500 Hz wären schon über 1300000 Freiheitsgrade notwendig, bei 1000 Hz sind es bereits 10500000.

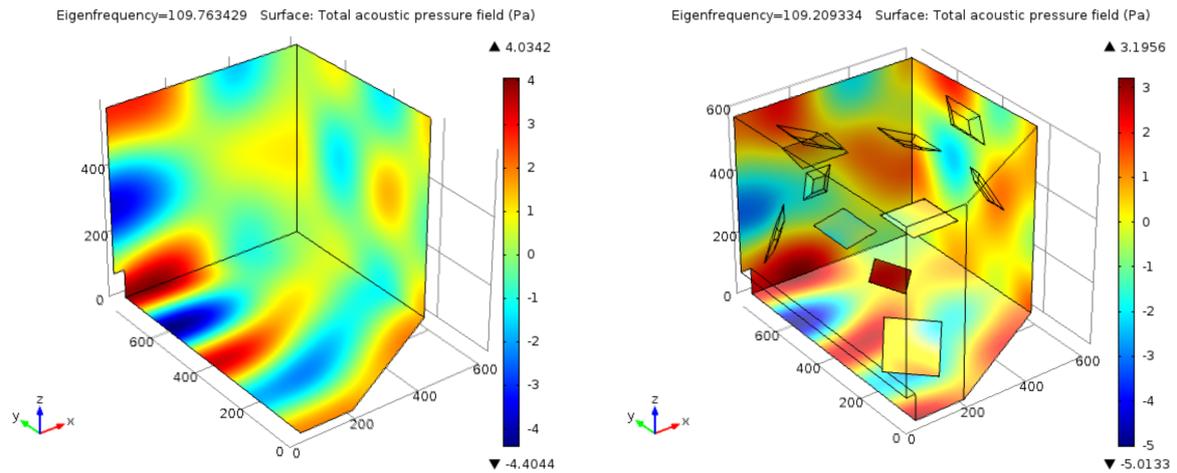


Abbildung 6.7: Vergleich 54. Eigenmode: ohne (li.) und mit (re.) Diffusoren

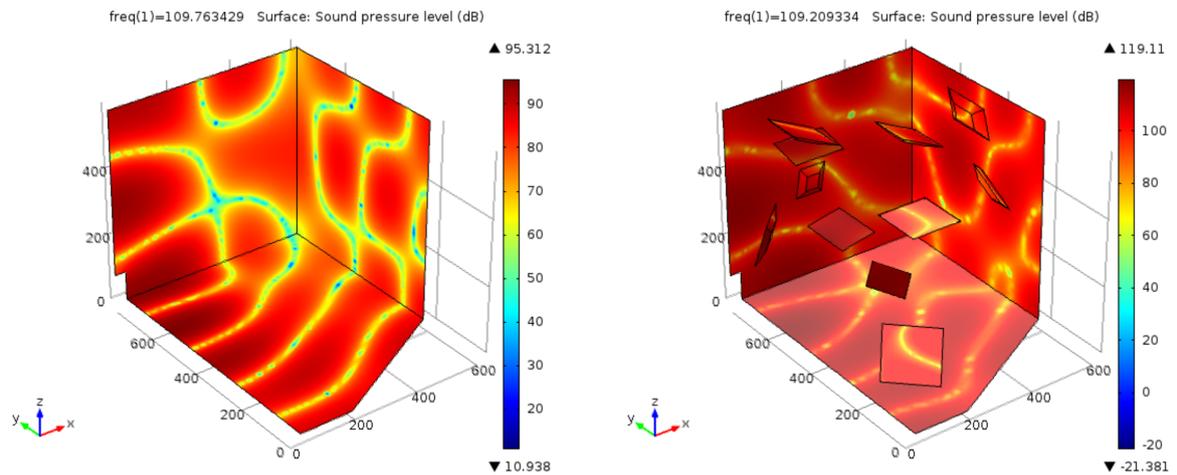


Abbildung 6.8: Vergleich 54. Raummode (SPL): ohne (li.) und mit (re.) Diffusoren

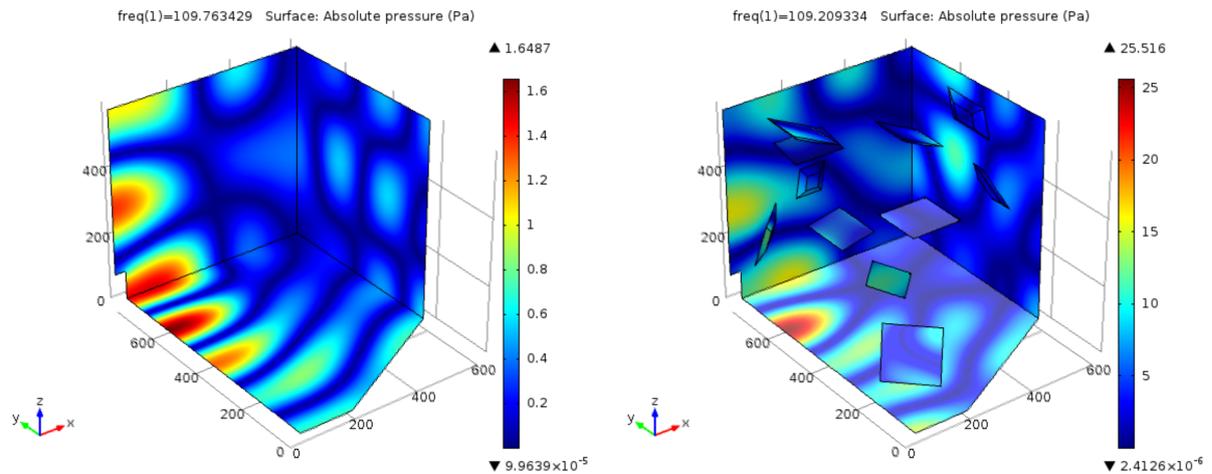


Abbildung 6.9: Vergleich 54. Raummode (AP): ohne (li.) und mit (re.) Diffusoren

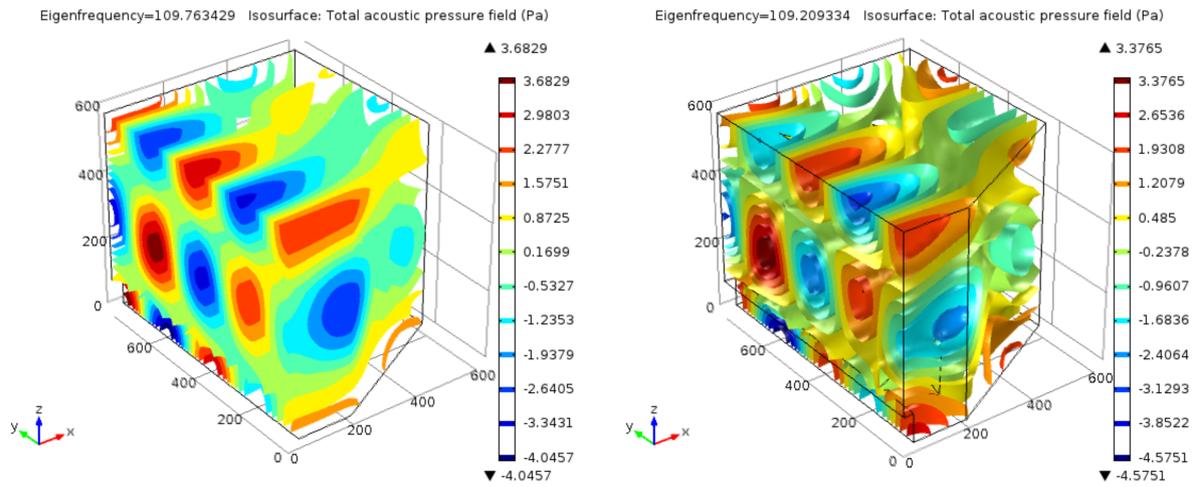


Abbildung 6.10: Isoflächen 54. Eigenmode: ohne (li.) und mit (re.) Diffusoren

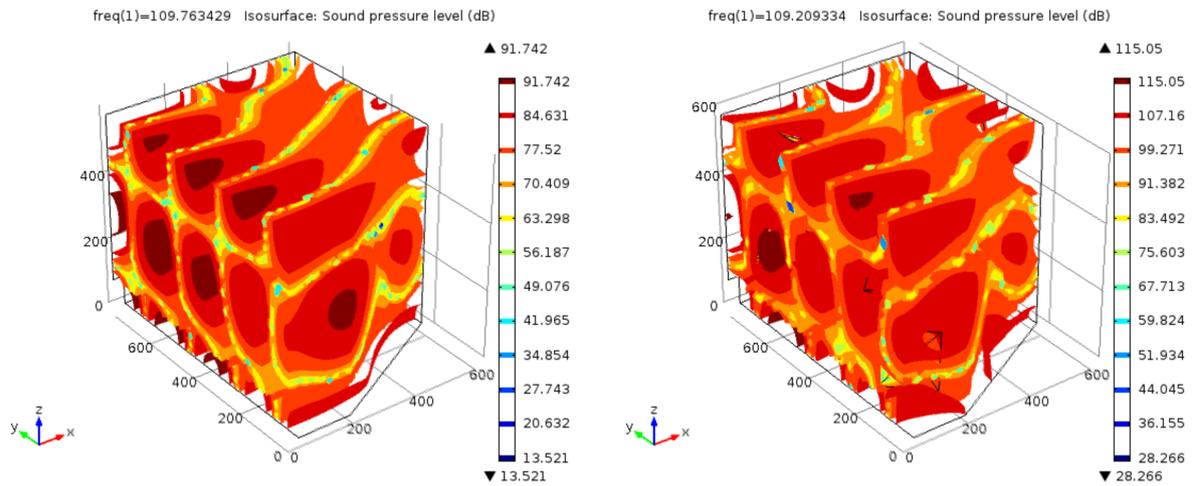


Abbildung 6.11: Isoflächen 54. Raummode (SPL): ohne (li.) und mit (re.) Diffusoren

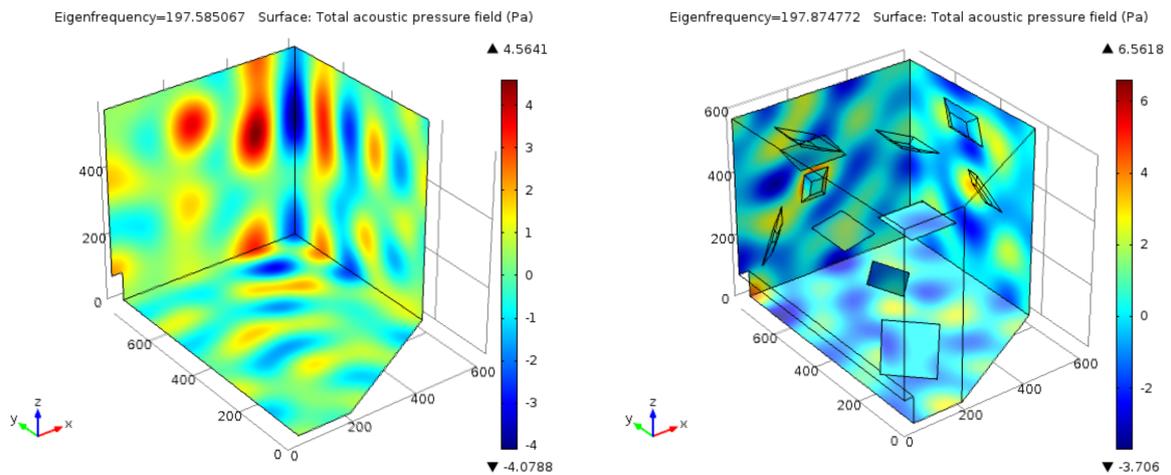


Abbildung 6.12: Vergleich 259. Eigenmode: ohne (li.) und mit (re.) Diffusoren

6.2 Auswertung der Nachhallzeit

Wie schon in Kap. 5 erwähnt, erfolgte die Abtastung des Schallfeldes in drei vertikalen Ebenen mit jeweils der gleichen Anzahl von 111 Mikrofonpositionen. In den folgenden Abbildungen sind jeweils die Nachhallzeit ohne (links) und mit (rechts) Diffusoren gegenübergestellt. Die x- und y-Achse der Diagramme stellt den Grundriss des Hallraumes dar (mit dem gleich Blickwinkel wie bei der Simulation). In der z-Ebene ist die Nachhallzeit im Raum dargestellt. Die Messwerte wurden für eine bessere Betrachtung kubisch interpoliert. Die Achsen wurden mit über alles Messwerte berechneten Minimal- und Maximalwert (3.8 s und 5.8 s) skaliert, um einen direkten Vergleich der Situationen zu ermöglichen. Tabellen mit den Ergebnissen (Minimalwert, Maximalwert, Mittelwert, Standardabweichung, Varianz und rel. Standardabweichung) sind in Anhang A für alle drei Messebenen dargestellt. Um die Gleichförmigkeit bzw. die räumliche Varianz der Nachhallzeit untersuchen zu können, wurde die relative Standardabweichung der Minimal- und Maximalwerte der Nachhallzeit bezogen auf den Mittelwert für alle Mikrofonpositionen in einer Ebene für das jeweilige Frequenzband berechnet. Am Ende dieses Kapitels ist ein Diagramm zur Übersicht der Nachhallzeiten und relativen Standardabweichungen angeführt.

6.2.1 R_{T20} bei 100 Hz

In Abb. 6.13 bis 6.15 sind jeweils die Messergebnisse für alle drei Ebenen ($h = 120$ cm, 180 cm, 230 cm) für 100 Hz dargestellt. Es ist deutlich zu erkennen, dass sich das Schallfeld durch das Einbringen der Diffusoren verändert hat. Als erstes ist zu erwähnen, dass die Nachhallzeit im Mittel um ca. 0.2 s zugenommen hat. In der untersten und mittleren Messebene hat sich in der Mitte des Raumes entlang der y-Achse ein Bereich mit der für dieses Terzband längsten Nachhallzeit gebildet. Obwohl diese Ausprägung sehr in den Vordergrund tritt, ergaben die Auswertungen der Standardabweichung der einzelnen Messpositionen, dass das Schallfeld allgemein viel gleichförmiger geworden ist. Die relative Standardabweichung konnte in der untersten Ebene von 9.31 % auf 6.71 % in der mittleren von 8.97 % auf 6.45 % und in der dritten Ebene von 9.62 % auf 6.13 % verringert werden. Um zu untersuchen, wie sich die Nachhallzeit in der Nähe der Raumkanten verhält, wurden in einem Abstand von 50 cm von den Raumbegrenzungsflächen ebenfalls Messpunkte gesetzt. In einer Höhe von 120 cm im Raum mit Diffusoren kann

entlang der linken Raumkante die Ausprägung eines Bereiches mit längerer Nachhallzeit beobachtet werden. Diese verläuft fast parallel zum vorher beschriebenen Bereich in der Mitte des Raumes. Aber schon ab der mittleren Messebene wird dieser Bereich an der Raumkante reduziert und ist in der obersten Messebene nicht mehr vorhanden. Auch die Ausbildung in der Mitte des Raumes ist in der Höhe von 230 cm verschwunden. Hier ist zu erwähnen, dass in der dritten Messebene das gleichförmigste Schallfeld erreicht werden konnte.

6.2.2 R_{T20} bei 125 Hz

Die Untersuchung des Schallfeldes bei 125 Hz ergab, dass bei diesem Frequenzband die räumliche Varianz der Nachhallzeit am größten ist. Deutlich zu erkennen ist auch, dass die Nachhallzeit mit Diffusoren im Raum, nicht wie bei 100 Hz zunimmt, sondern abnimmt. In der untersten und mittleren Messebene ist sogar eine Erhöhung der relativen Standardabweichung der Nachhallzeit zu erkennen. Erst in der Höhe von 230 cm verbessert sich die Situation im Gegensatz zum leeren Hallraum. In diesem Bereich ist der positive Einfluss der Diffusoren anzunehmen. Eine Grund, wieso in diesem Frequenzband die Abweichungen sehr groß gegenüber den anderen Frequenzbänder ist, wäre das Verhältnis von der Raumkantenlänge von ca. 5.5 m und 5.69 m zur Wellenlänge des Terzbandes. Das Terzband von 125 Hz enthält Frequenzen von 112 Hz bis 141 Hz. Das sind bei einer Temperatur von 15°C bis 20°C Wellenlängen von 2.4 m bis 3 m. Somit stellen die Raumabmessungen ganzzahlige Vielfache der Wellenlänge dar. Um diese großen Schwankungen zu minimieren, müssten die Diffusoren eher im unteren Bereich an den Wandflächen angebracht werden.

6.2.3 R_{T20} bei 160 Hz

Der Einfluss der Diffusoren auf das Schallfeld ist wieder deutlich bei 160 Hz zu erkennen. Durch den Vergleich der räumlichen Varianz der Nachhallzeit ist zu sehen, dass das Schallfeld gleichförmiger wird und die rel. Standardabweichung von durchschnittlich 6.6 % auf 5.4 % sinkt. Generell sinkt auch die Nachhallzeit um durchschnittlich 0.3 Sekunden. Die Tendenz der Verringerung der Nachhallzeit sowie der rel. Standardabweichung kann in allen drei Messebenen beobachtet werden.

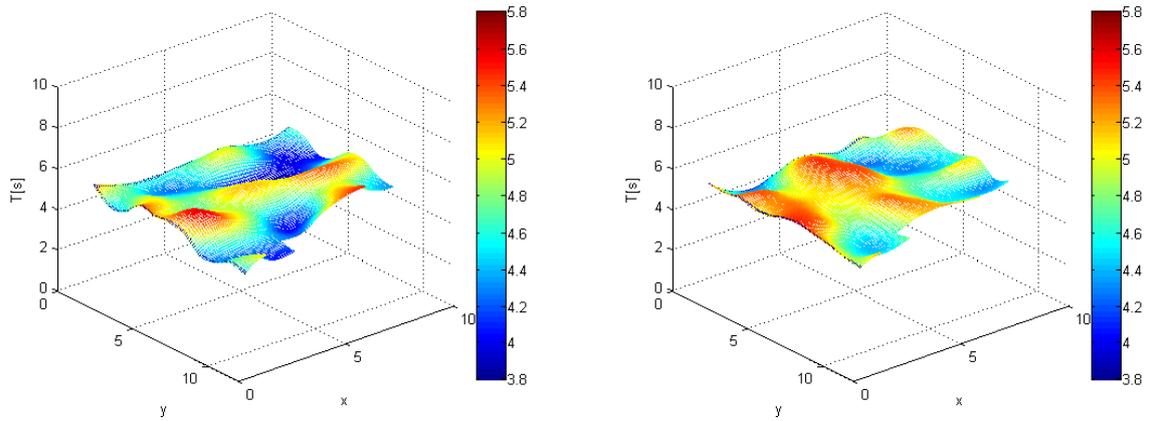


Abbildung 6.13: $R_{T20}(f=100\text{Hz})$, $h=120\text{cm}$, ohne (li.) und mit (re.) Diffusoren

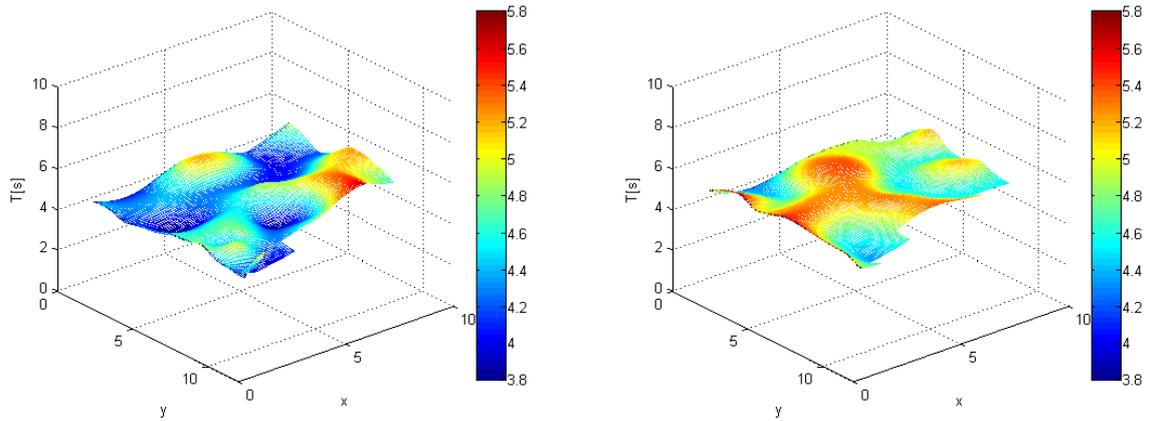


Abbildung 6.14: $R_{T20}(f=100\text{Hz})$, $h=180\text{cm}$, ohne (li.) und mit (re.) Diffusoren

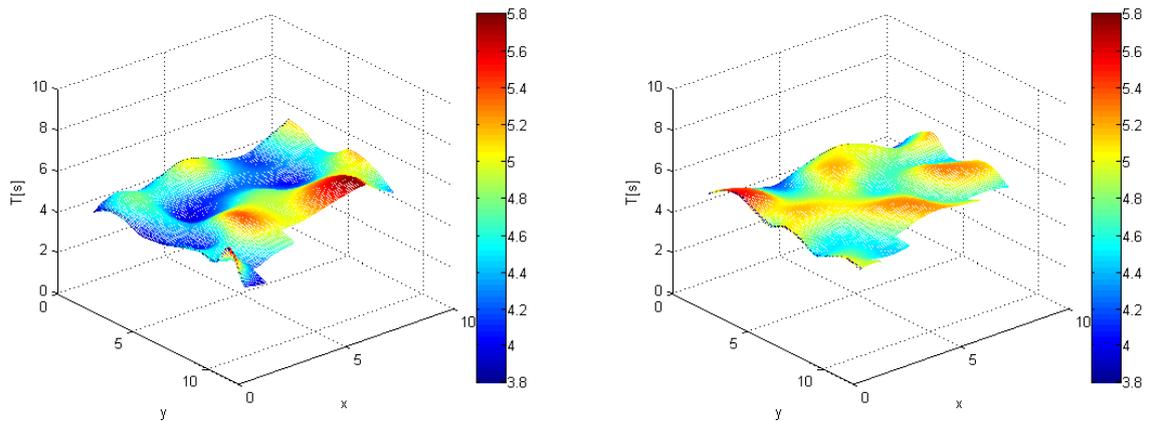


Abbildung 6.15: $R_{T20}(f=100\text{Hz})$, $h=230\text{cm}$, ohne (li.) und mit (re.) Diffusoren

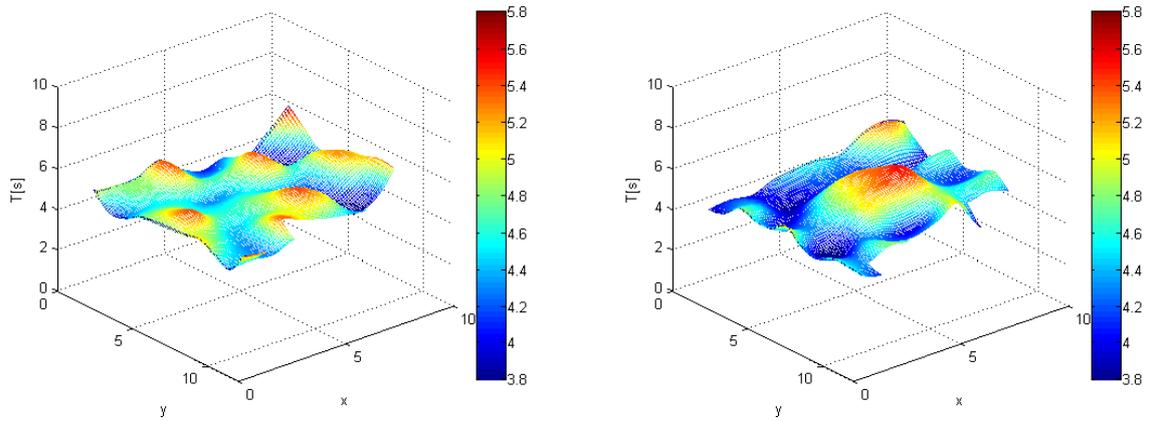


Abbildung 6.16: $R_{T20}(f=125\text{Hz})$, $h=120\text{cm}$, ohne (li.) und mit (re.) Diffusoren

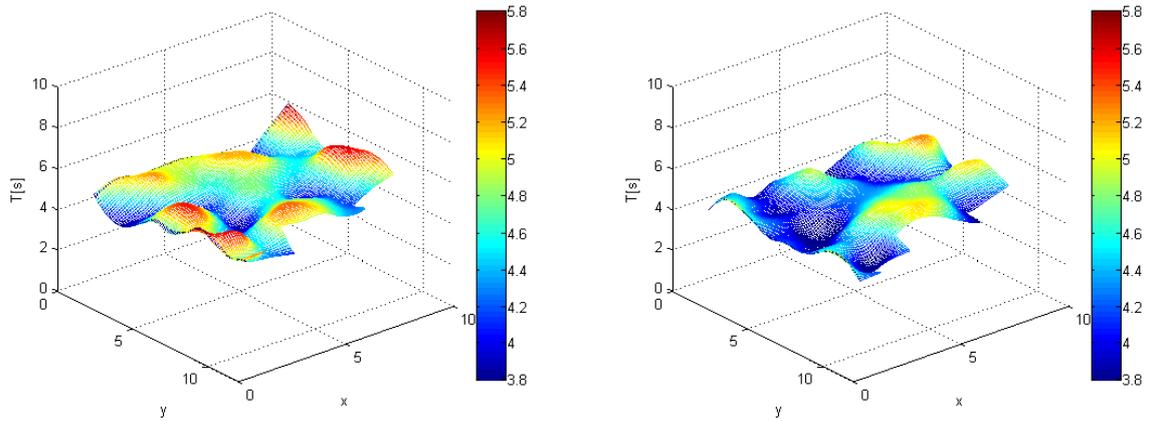


Abbildung 6.17: $R_{T20}(f=125\text{Hz})$, $h=180\text{cm}$, ohne (li.) und mit (re.) Diffusoren

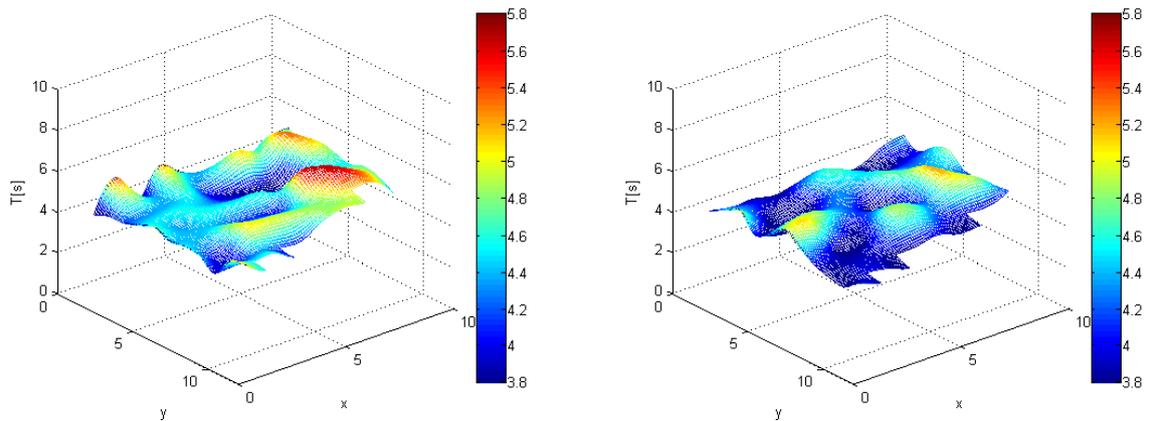


Abbildung 6.18: $R_{T20}(f=125\text{Hz})$, $h=230\text{cm}$, ohne (li.) und mit (re.) Diffusoren

6.2.4 R_{T20} bei 200 Hz

Bei 200 Hz sinkt die Nachhallzeit mit den Diffusoren radikal, wie den Abb. 6.22 bis 6.24 zu entnehmen ist. Ohne Diffusoren liegt die durchschnittliche Nachhallzeit bei 4.74 s, mit Diffusoren liegt sie bei 4.1 s. Jedoch verringert sich auch hier die örtliche Varianz der Nachhallzeiten und die rel. Standardabweichung sinkt von 6.41 % auf 6.09 %. Dieses Verhalten gilt für jede Messebene.

6.2.5 R_{T20} bei 1250 Hz

Abschließend ist noch die Nachhallzeit für 1250 Hz dargestellt, um die Auswirkung der Diffusoren bei höheren Frequenzen zu untersuchen. Auch ohne Diffusoren ist hier deutlich zu erkennen (s. Abb. 6.25 bis 6.27), dass das Schallfeld äußerst gleichmäßig ist und die Nachhallzeit kaum varriert. Zwar sinkt diese etwas mit Diffusoren, jedoch ändert sich fast gar nichts in der Verteilung des Schallfeldes. Auch die rel. Standardabweichung bleibt äußerst gering und ändert sich nicht. Diese Gleichförmigkeit kann für Frequenzen ab 300 Hz beobachtet werden. Es scheint, als würde die Diffusität auch schon ohne Diffusoren ein Maximum erreicht haben und dadurch nicht verändert werden können.

6.3 Örtliche Varianz der Nachhallzeit

Zum Abschluss ist noch die rel. Standardabweichung der Nachhallzeit (mit und ohne Diffusoren) in allen drei Ebenen und zusätzlich über alle Mikrofonpositionen gemittelt dargestellt (s. Abb. 6.28). Die ersten drei Bilder (v.l.n.r.) zeigen die rel. Standardabweichung in allen drei Messebenen (120 cm, 180 cm, 230 cm). Wie den Bildern zu entnehmen ist, ändert sich die Standardabweichung ausschließlich im tiefen Frequenzbereich merklich (< 300 Hz). Im Frequenzbereich darüber bleibt das Schallfeld weitgehend unverändert. Wird nun über alle 333 Messpositionen gemittelt (Bild r.u.), so wird deutlich, dass im Frequenzbereich von 300 Hz bis 3000 Hz die örtliche Varianz der Nachhallzeit durch das Einbringen von Diffusoren in den Hallraum nicht verändert wird. Auch die gemittelte Nachhallzeit ist mit und ohne Diffusoren in Abb. 6.29 dargestellt. Grün stellt die

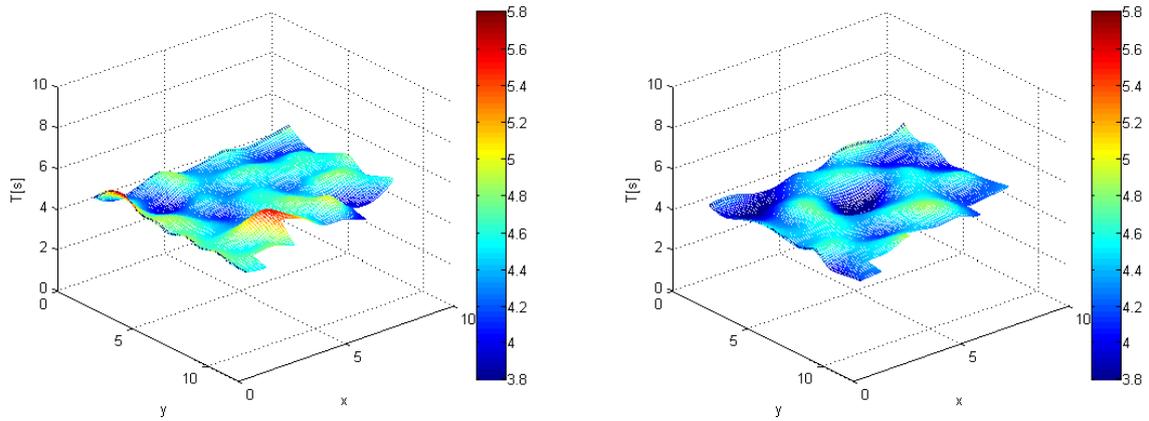


Abbildung 6.19: $R_{T20}(f=160\text{Hz})$, $h=120\text{cm}$, ohne (li.) und mit (re.) Diffusoren

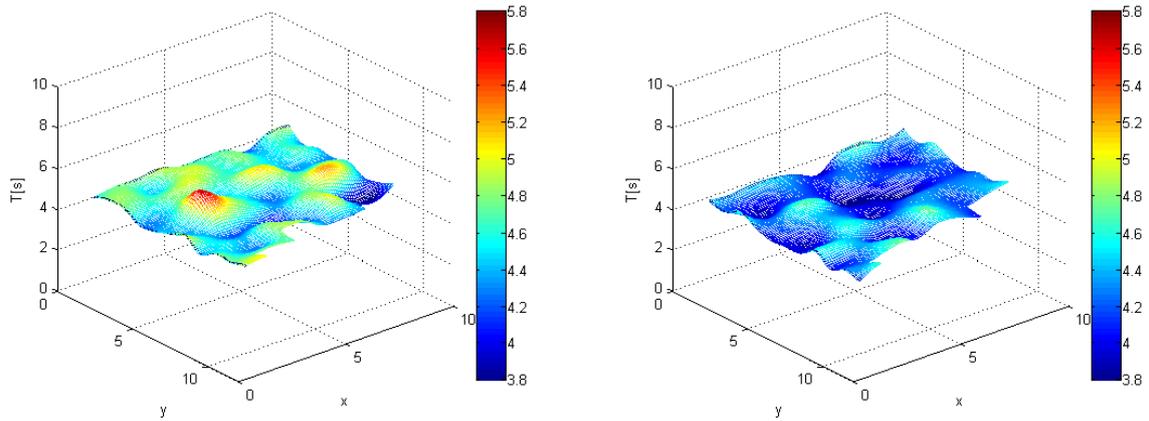


Abbildung 6.20: $R_{T20}(f=160\text{Hz})$, $h=180\text{cm}$, ohne (li.) und mit (re.) Diffusoren

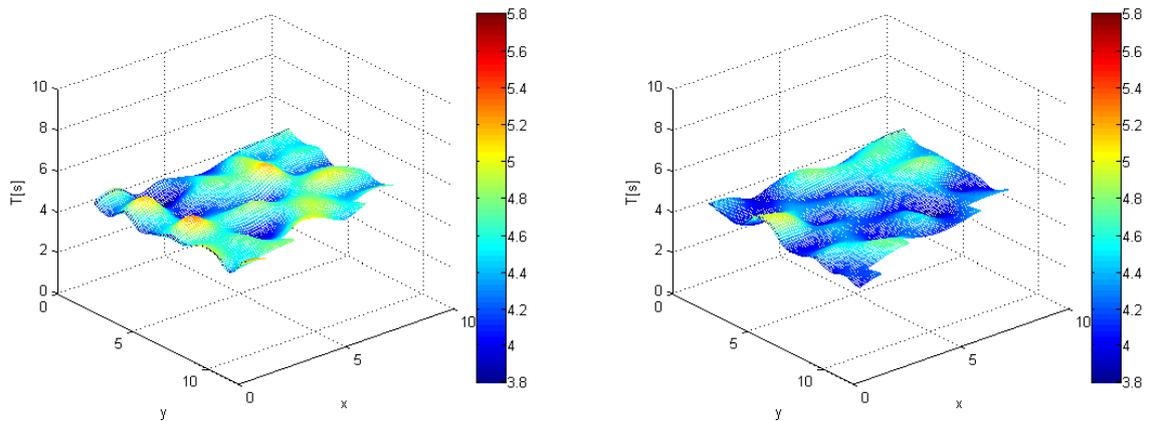


Abbildung 6.21: $R_{T20}(f=160\text{Hz})$, $h=230\text{cm}$, ohne (li.) und mit (re.) Diffusoren

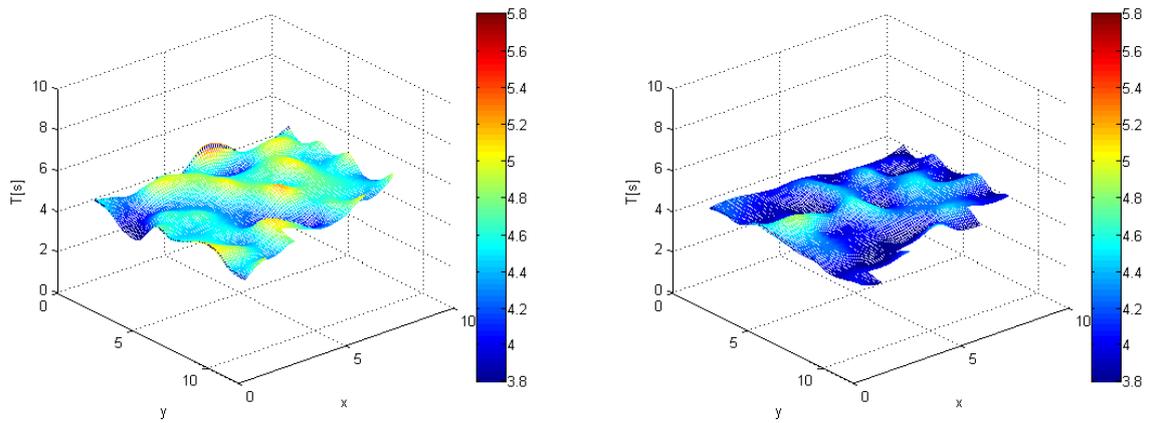


Abbildung 6.22: $R_{T20}(f=125\text{Hz})$, $h=200\text{cm}$, ohne (li.) und mit (re.) Diffusoren

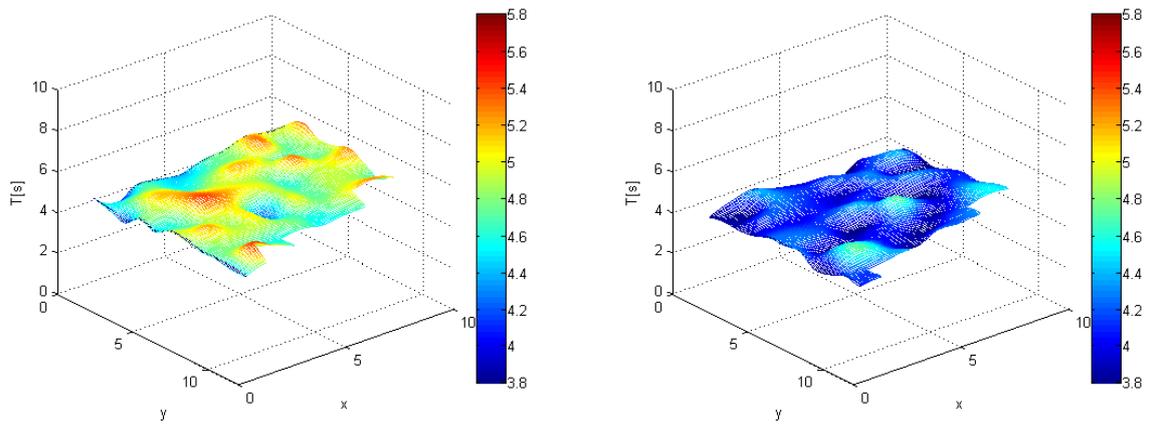


Abbildung 6.23: $R_{T20}(f=200\text{Hz})$, $h=180\text{cm}$, ohne (li.) und mit (re.) Diffusoren

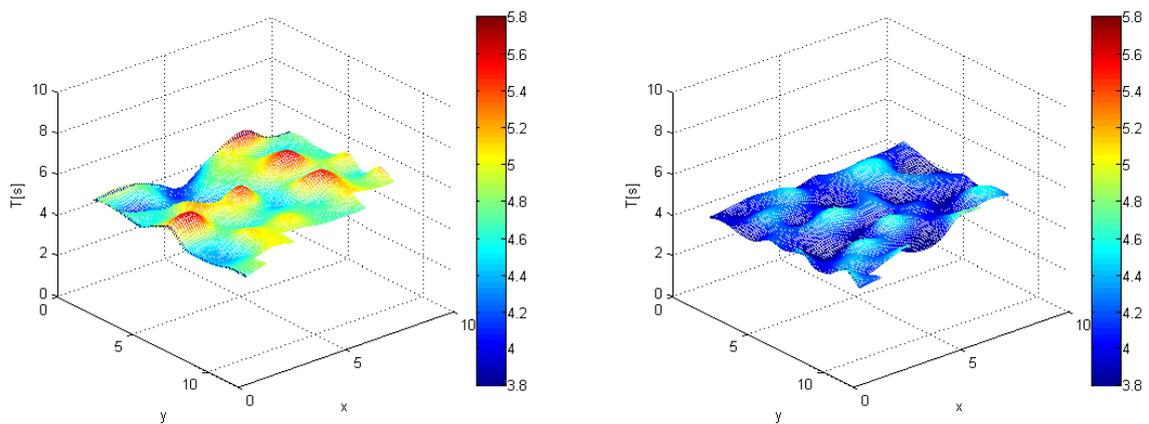


Abbildung 6.24: $R_{T20}(f=200\text{Hz})$, $h=230\text{cm}$, ohne (li.) und mit (re.) Diffusoren

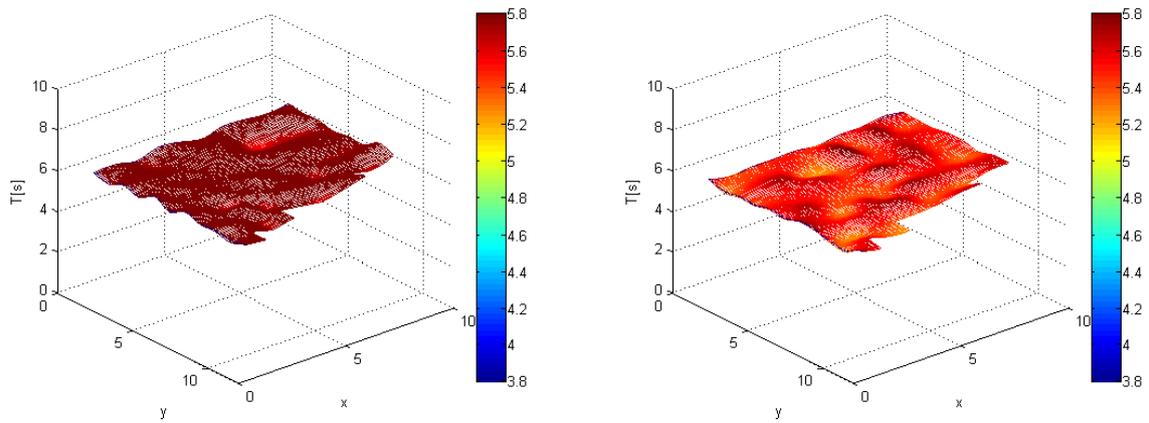


Abbildung 6.25: $R_{T20}(f=1250\text{Hz})$, $h=120\text{cm}$, ohne (li.) und mit (re.) Diffusoren

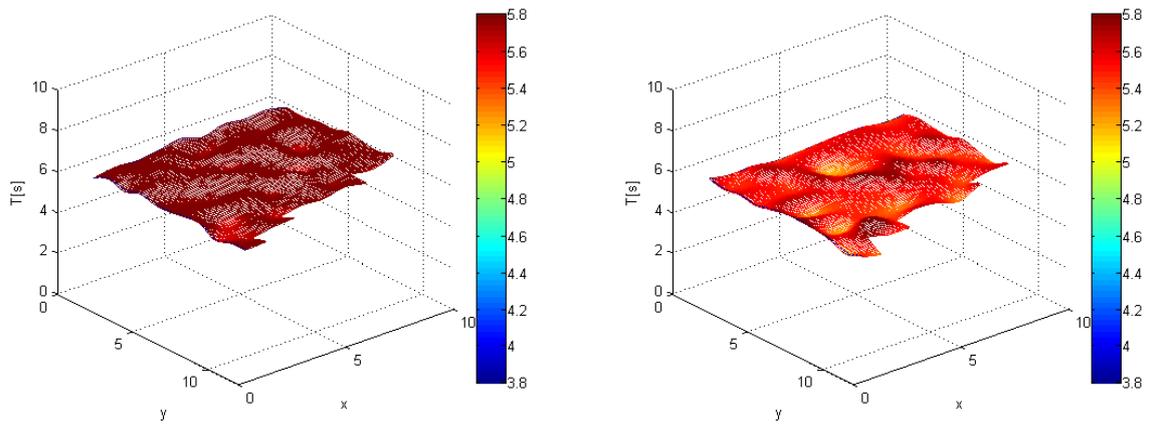


Abbildung 6.26: $R_{T20}(f=1250\text{Hz})$, $h=180\text{cm}$, ohne (li.) und mit (re.) Diffusoren

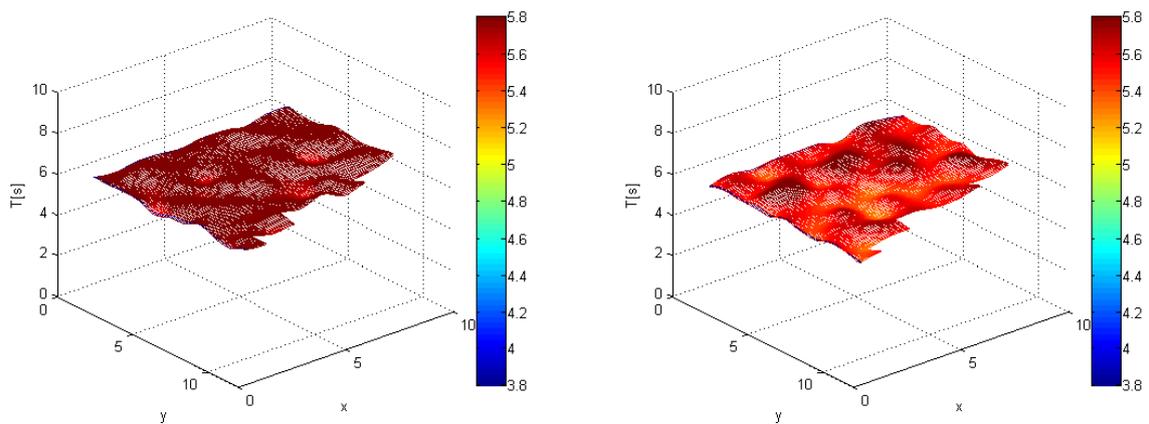


Abbildung 6.27: $R_{T20}(f=1250\text{Hz})$, $h=230\text{cm}$, ohne (li.) und mit (re.) Diffusoren

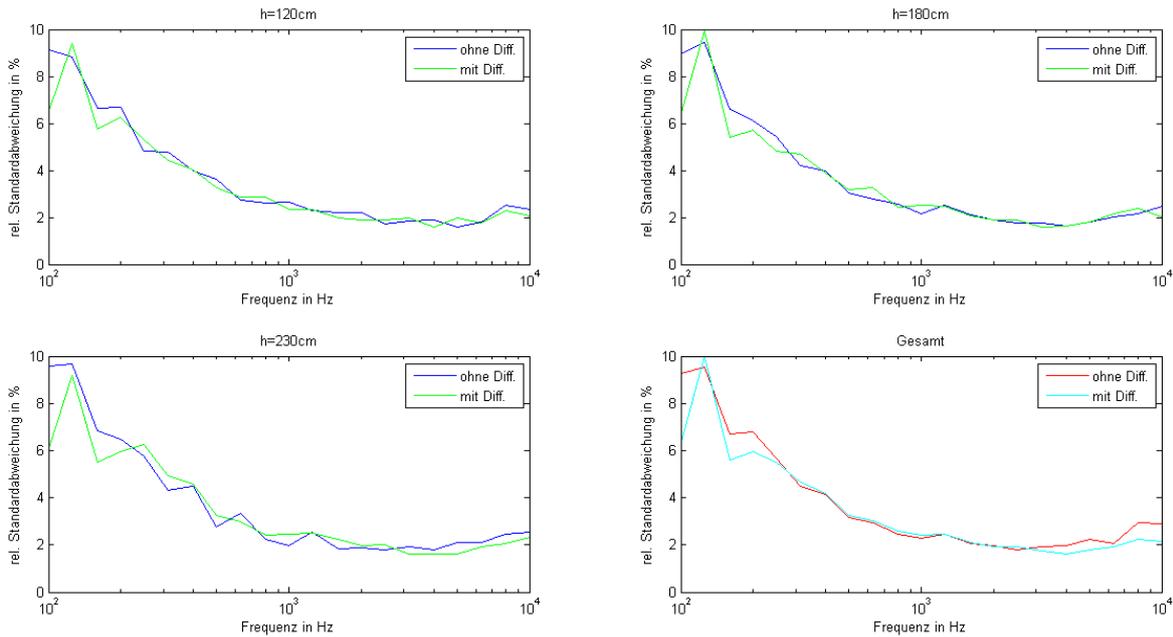


Abbildung 6.28: rel. Standardabweichung der Nachhallzeit

Nachhallzeit mit Diffusoren dar, blau ohne Diffusoren, jeweils pro Messebene. Es ist zu erkennen, dass ab ca. 300 Hz die Nachhallzeit über alle drei Messebenen sowohl ohne als auch mit Diffusoren sehr konstant ist. Die Nachhallzeit wird durch das Einbringen von Diffusoren in den Hallraum verringert.³ Ab 3000 Hz ist dann fast kein Unterschied zwischen den beiden Situation zu erkennen, da in diesem Frequenzbereich vorrangig die Dissipation für die Dauer Nachhallzeit verantwortlich ist.⁴ Unter 300 Hz ist zu erkennen, dass die Nachhallzeiten deutlich von den Diffusoren beeinflusst werden.

6.4 Vergleich: Simulation — Messung

Der direkte Vergleich der Simulationsergebnisse mit den Messergebnissen kann nur sehr grob gezogen werden. Da die Messung erst ab 100 Hz erfolgte, kann für den Einfluss der Diffusoren auf das Schallfeld darunter keine Aussage getroffen werden. Wie in der Analyse der Nachhallzeit bereits dargestellt, wirken die Diffusoren ab 100 Hz bis ungefähr

³Dies wird durch die Verringerung der mittleren freien Weglänge, bedingt durch die Diffusoren im Raum, erklärt. [Cremer, 1961, S.121]

⁴[ÖNORM EN ISO 3741, 2011]

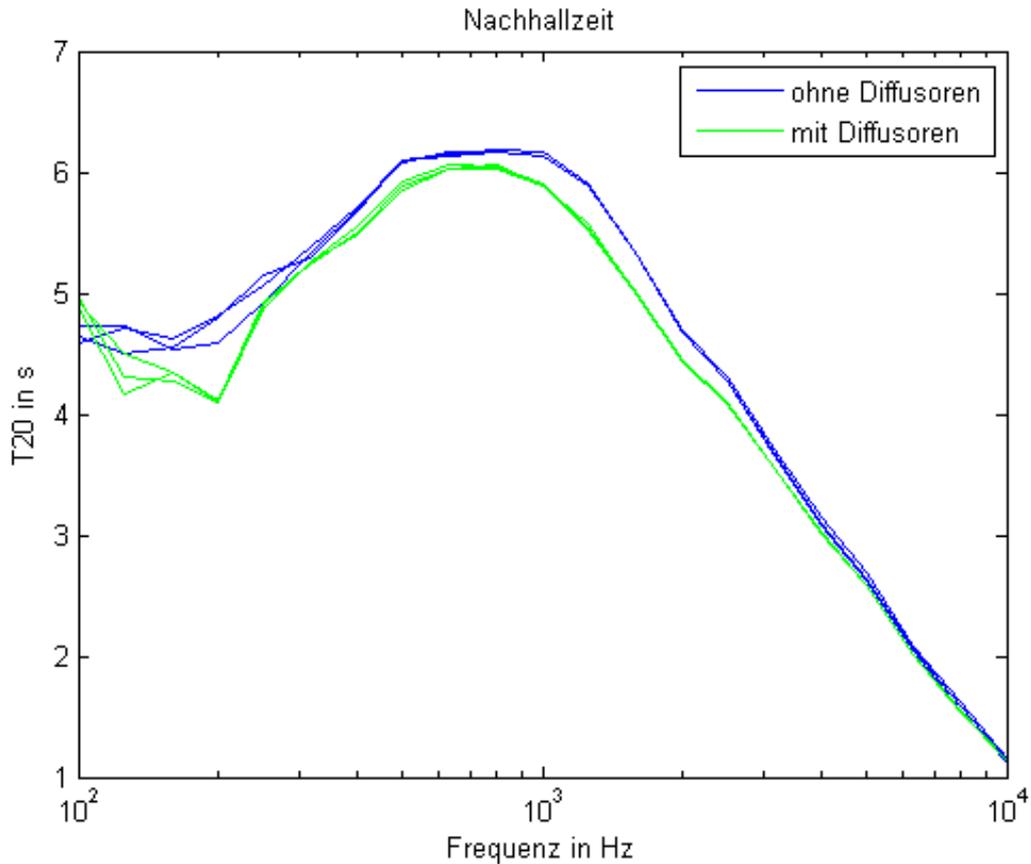


Abbildung 6.29: Nachhallzeit T_{20}

300 Hz sehr stark auf das Schallfeld ein. Vergleicht man nun dieses Ergebnis für einzelne Frequenzen der Simulation, so ist auch dort zu erkennen, dass der Einfluss sehr stark ausfällt. Es muss jedoch angemerkt werden, dass bei der Ermittlung der Nachhallzeit diese für ein gesamtes Terzband gemittelt wird. Im Gegensatz dazu werden Eigenmoden und Raummoden für diskrete Frequenzen berechnet. Interessant wäre die Darstellung der Überlagerung von mehreren Frequenzen in der Simulation.

Kapitel 7

Bewertung der Diffusität

In diesem Kapitel werden für den untersuchten Hallraum die Ergebnisse der Messungen analysiert und anhand von verschiedenen Kriterien bewertet. Zuvor jedoch werden anhand einer Literaturrecherche betreffend Messungen des Absorptionsgrades in Hallräumen und die Bewertung der Diffusität diskutiert.

7.1 Diskussion verschiedener Ansätze

In den vergangenen Jahren wurden etliche Ringversuche in Hallräume durchgeführt und festgestellt, dass die gemessenen Absorptionsgrade der gleichen Probe große Abweichungen aufwiesen.¹ In den folgenden Abschnitten werden Untersuchungen zur Diffusität des Schallfeldes in Hallräumen zusammenfassend wiedergegeben. Anschließend werden die Vorteile und Nachteile der jeweiligen Ergebnisse und Ansätze aus eigener Sicht kommentiert. Die eigenen Messungen und deren Ergebnisse werden in den Kontext der vorgestellten Themen gesetzt.

7.1.1 Volumen-Diffusoren

In [Lautenbach Vercammen, 2010] wird der Ansatz von *Volumen-Diffusoren* vorgestellt. Die Annahme lautet, dass im Gegensatz zu herkömmlichen Platten-Diffusoren bei der Verwendung von Volumen-Diffusoren eine höhere Diffusität im Raum erreicht werden

¹vgl. *ASTM - European Sound Absorption Round Robin Test, International Report, 1990*

kann. Grundsätzlich kann davon ausgegangen werden, dass bei der Einbringung einer hochabsorbierenden Probe in den Hallraum die Diffusität nicht mehr gewährleistet ist. Weiters hängt der Absorptionsgrad direkt vom Volumen des Hallraumes ab, jedoch kann bei der Anbringung von Plattendiffusoren das tatsächlich akustisch wirksame Volumen nicht mehr genau bestimmt werden, genauso wie die tatsächlich wirksame Begrenzungsfläche. Die Problematik der unterschiedlichen Messergebnisse in verschiedenen Hallräumen ist allseits bekannt. Als Hauptgründe werden dafür die Grundform der Räume und die nicht gleichförmige Diffusität genannt. Zwar lautet die Definition der Diffusität, dass die Energiedichte in jedem Punkt gleich sein muss, jedoch gibt es keine Übereinkunft, wann es ausreichend diffus ist. Die Vorgabe in der ISO 354 ist relativ unpräzise bei der Definition. Bei Vergleichsmessungen konnte festgestellt werden, dass die relative Standardabweichung der Nachhallzeit im leeren Hallraum und im Hallraum mit einer hochabsorbierenden Probe bei Volumen-Diffusoren deutlich geringer ist als beim Hallraum, der mit Platten-Diffusoren ausgestattet ist. Weiters wurden bei beiden Ausstattungen des Hallraumes Absorptionsgrade größer als 1 gemessen. Da diese Versuche in einem 1:10 Modell durchgeführt wurden, untersuchte man auch den Absorptionsgrad eines offenen Fensters. Dieser führte zwar auch zu Absorptionsgraden größer 1 bei höheren Frequenzen, jedoch waren die Werte bei der Glaswolle bei tieferen Frequenzen höher als beim offenen Fenster. Dies wurde als eigenartig vermerkt und bedarf weiterer Untersuchungen. Durch die Berechnung der Standardabweichung an unterschiedlichen Schallquellen- und Mikrofonpositionen konnte gezeigt werden, dass durch den Einsatz von Volumen-Diffusoren eine höhere Diffusität im Raum erreicht werden kann (über die Abnahme der Standardabweichung zwischen den unterschiedlichen Lautsprecher-Mikrofonpositionen). Ebenfalls folgt aus den Untersuchungen, dass die Standardabweichung ein guter Indikator sein könnte, um die Diffusität des Schallfeldes in einem Hallraum mit hochabsorbierender Probe zu quantifizieren.

Kommentar: Es werden fundamentale Problemstellungen beschrieben, wie die Abnahme der Diffusität in Anbetracht einer hochabsorbierenden Probe im Raum und das nicht abschätzbare akustisch wirksame Volumen mit Platten-Diffusoren im Raum. Bei der Verwendung der vorgeschlagenen Volumen-Diffusoren wäre letzteres gelöst. Die Auswirkung wurde jedoch nur in einem Modell untersucht. Berichtet wurde auch über extreme Probleme bei der Verwendung der richtigen Materialien für die Diffusoren (bei Verwendung von Plastik-Platten wurden sehr hohe Absorptionsgrade gemessen). Inwieweit die Messergebnisse auf ein reales Szenario übertragen werden können, ist zu untersuchen.

7.1.2 Einfluss von Diffusoren im tieffrequenten Bereich

In [Davern, 1986] wurden Messungen in vier verschiedenen Hallräumen von unterschiedlicher Größe durchgeführt. Dabei wurde der Absorptionsgrad von hoch absorbierenden Materialien in einem Frequenzbereich von 63 Hz bis 5000 Hz in Abhängigkeit von der Anzahl der sich im Raum befindlichen Diffusoren untersucht. Als erstes wurde dazu das Verhältnis von Diffusor-Oberfläche (beidseitig) zu Hallraumboden berechnet. Es zeigte sich, dass ab einem Verhältnis von über 1,4 die Abweichungen des Absorptionsgrades bei hohen Frequenzen zwischen unterschiedlichen Hallräumen verringert werden konnten. Weiters ging aus Messungen hervor, dass der Absorptionsgrad bei tiefen Frequenzen in Hallräumen mit kleineren Volumen geringer war als in größeren Hallräumen. Messungen in zwei unterschiedlichen Hallräumen zeigten abschließend, dass unter 630 Hz die Anzahl der Diffusoren keinen Einfluss auf den Absorptionsgrad der Probe besitzt, bzw. dieser äußerst gering ausfällt.

Kommentar: Interessant ist die Festlegung eines Wertes, der das Verhältnis von Diffusor-Oberfläche (beidseitig) zu Raumboden beschreibt. Einen ähnlichen Ansatz gibt es in der ÖNORM EN ISO 354, der das Verhältnis von gesamter Raumbofläche zu Diffusoren-Oberfläche (einseitig) beschreibt und hierfür eine Empfehlung ausspricht. Die Ergebnisse, dass unter 630 Hz die Anzahl der Diffusoren keinen Einfluss auf den ermittelten Absorptionsgrad hat, steht im Gegensatz zur Theorie in der ÖNORM EN ISO 354 (jedoch muss angemerkt werden, dass diese Untersuchung im Jahr 1986 stattfand und die Norm aus dem Jahr 2003 stammt).

7.1.3 Energiedichte, Kohärenz, Intensität

In [Remmers et al, 2006] wurde der Versuch unternommen, die Diffusität des Schallfeldes im Hallraum mit und ohne Diffusoren auf unterschiedliche Arten zu vergleichen und zu bewerten. Der erste Versuch umfasste die Messung der Energiedichteverteilung (Messung des Schalldruckpegels in Terzbändern, da Energiedichte proportional zum Quadrat des Schalldrucks ist) an 99 Messpositionen in zwei verschiedenen Höhen mit und ohne Diffusoren in Raum. Subjektiv wurde ein diffuseres Schallfeld mit eingebrachten Diffusoren in Raum wahrgenommen. Messtechnisch war der Unterschied sehr gering, nahm jedoch zu tiefen Frequenzen leicht zu. Weiters wurde an drei Messpunkten im Raum die Schallintensität gemessen. Messungen sollten ergeben, dass der langzeitgemittelte

Betrag des Intensitätsvektors gegen Null geht. Das Ergebnis zeigte jedoch, dass nur im Frequenzbereich von 63 Hz bis 200 Hz der Betrag des Intensitätsvektors merklich kleiner war wenn Diffusoren im Hallraum angebracht waren. Der dritte Versuch umfasste die Quantifizierung der Diffusität über die Kohärenz der Messwerte zwischen zwei benachbarten Messpunkten. Diese Ergebnisse zeigten keine signifikanten Unterschiede. Abschließend wurde ein Testabsorber an verschiedenen Positionen im Hallraum positioniert und die äquivalente Absorptionsfläche bestimmt. Einerseits konnte mit Diffusoren im Hallraum eine größere äquivalente Absorptionsfläche gemessen werden, aber auch die Streuung der Messwerte verringerte sich im Gegensatz zum leeren Hallraum. Dies stellte somit die beste Lösung dar, wie die Verbesserung der Qualität des diffusen Schallfeldes im Hallraum dargestellt werden kann.

Kommentar: Der Ansatz dieser Untersuchung gleicht der anfänglichen Intention meiner Diplomarbeit, nämlich die Diffusität im Hallraum zu quantifizieren. Besonders interessant ist auch die Interpretation der Ergebnisse. Da nicht nachgewiesen werden konnte, dass im mittleren und hohen Frequenzbereich die Diffusität mit Diffusoren im Raum erhöht werden kann, ging man davon aus, dass es mit dieser Art der Messungen einfach nicht möglich ist. Die Ergebnisse im tieffrequenten Bereich wurden nicht weiter beachtet. Um die gesteigerte Diffusität trotzdem nachzuweisen, wurde eine absorbierende Probe im Hallraum vermessen. Durch die Erkenntnis, dass die äquivalente Absorptionsfläche zunimmt mit Diffusoren im Raum, wurde dies als Kriterium für die Diffusität herangezogen. Als bedenklich ist anzusehen, dass physikalisch ermittelte Messwerte verworfen werden und ein Beweis mit einer empirisch ermittelten Formel erbracht wird.

7.1.4 Untersuchung verschiedener Einflüsse

In [Cops et al., 1995] wurden systematisch die Einflüsse von Lautsprecher- und Mikrofonpositionen, die Position des Absorbers sowie unterschiedliche Hallraumkonfigurationen auf den gemessenen Absorptionsgrad einer Probe untersucht. Die erste Messreihe umfasste die Auswirkung von zwei unterschiedlichen Lautsprecherpositionen auf den Absorptionsgrad. Die Ergebnisse zeigten, wie erwartet, dass es bei tiefen Frequenzen zu außerordentlich großen Abweichungen kam und bei mittleren und hohen Frequenzen dieser sich in Grenzen hielt. Aus diesem Grund ist es sinnvoll, Messungen mit mindestens zwei Lautsprecherpositionen und etlichen Mikrofonpositionen zu mitteln. Weiters

wurde der Versuch durchgeführt, den Absorptionsgrad einer hochabsorbierenden Probe mit zunehmender Anzahl von Diffusoren zu messen. Es konnte festgestellt werden, dass der Absorptionsgrad mit steigender Anzahl von Diffusoren über den gesamten Frequenzbereich zunahm, jedoch vergrößerte sich auch die Standardabweichung bei tiefen Frequenzen. Um dem Einfluss von tangentialen und axialen Moden entgegenzuwirken, wurde zusätzlich absorbierendes Material in den Raumecken angebracht. Das Resultat war, dass bei tiefen Frequenzen ein gleichmäßigerer Absorptionsgrad erreicht werden konnte, jedoch bei hohen Frequenzen viel zu hohe Werte erreicht wurden. Als nächstes wurde die Probe im Hallraum in drei unterschiedlichen Positionen am Hallraumboden angebracht. Unter 400 Hz führte das zu sehr unterschiedlichen Messergebnissen (Abweichungen bis zu 100 %). Die asymmetrischste Position wurde dabei als beste Position bewertet. Derselbe Versuch wurde mit einer dünneren Probe durchgeführt, wobei in diesem Fall die Diskrepanzen nicht festzustellen waren. Abschließend wurden noch verschiedene Raumkonfigurationen mit der gleichen Probe vermessen ((1) regulärer Hallraum, (2) mit Absorbern in den Ecken, (3) mit schweren Platten in den Ecken, (4) mit Absorbern und schweren Platten in den Raumecken). Die Ergebnisse wichen bei tiefen Frequenzen bis zu 30 % voneinander ab, bei mittleren und hohen Frequenzen bis zu 10 %. Die Frage bei dieser Untersuchung war, wenn schon Abweichungen bei den Messergebnissen in dieser Größenordnung in ein und demselben Hallraum stattfinden, wie sollen dann reproduzierbare Ergebnisse in unterschiedlichen Räumen durchgeführt werden können.

Kommentar: Dass unterschiedliche Lautsprecher- und Mikrofonpositionen einen Einfluss auf den Absorptionsgrad haben, konnte nachgewiesen werden. Die Ergebnisse, dass bei tiefen Frequenzen höhere Abweichungen als bei hohen Frequenzen vorhanden sind, deckt sich mit im Rahmen dieser Arbeit gewonnen Erkenntnissen. Ebenso der Nachweis der steigenden Diffusität mit Zunahme der Anzahl an Diffusoren, sowie die abweichende Standardabweichungen bei tiefen und hohen Frequenzen. Die Untersuchung der Auswirkung der Position der Probe im Raum ist äußerst interessant. Je nach dem, wo die Probe angebracht wird (symmetrisch oder asymmetrisch am Boden bzw. an der Wand), ergeben sich unterschiedliche Absorptionsgrade. Zu diesem Ergebnis haben auch andere Untersuchungen geführt ². Die Problematik, dass aufgrund der vorher beschriebenen Situationen Abweichung in den Messergebnissen in ein und dem selben Raum entstehen, wirft genügend offene Fragen auf.

²vgl. [Vercammen, Lautenbach, 2013]

7.1.5 Referenzabsorber

In [Vercammen, 2009] und [Vercammen, 2010] wurde als Grund für die Ermittlung von Absorptionsgrade größer 1, neben dem systematischen Fehler durch Sabine und dem Kanteneffekt, die Reduzierung der mittleren freien Weglänge durch die im Raum platzierten Platten-Diffusoren vorgeschlagen, der unberücksichtigt bleibt bei der Berechnung des Absorptionsgrades. Wird der Effekt berücksichtigt, können bis zu 12 % niedrigere Absorptionswerte berechnet werden. Die Frage bleibt jedoch, welche Oberflächen zu den wirksamen Begrenzungsflächen hinzugezählt werden (z. B. beidseitige Fläche der Diffusoren oder nur einseitig). Um Abweichungen durch Messungen in verschiedenen Hallräumen entgegenzuwirken, wird der Vorschlag eines Referenzabsorbers gemacht. Dabei soll eine Probe im Hallraum gemessen werden. Liegt der Absorptionsgrad innerhalb einer bestimmten Bandbreite, so kann sichergestellt werden, dass Messungen in diesem Hallraum bis zu einem bestimmten Grad reproduzierbar sind. Andererseits wäre es auch möglich, den Hallraum zu kalibrieren. Dabei dient eine Probe mit bekanntem Absorptionsgrad als Referenz. Weicht die eigene Messung von dem bekannten Messwert ab, so kann dieser um diesen Wert korrigiert werden und in weiterer Folge auch für andere Messungen herangezogen werden. Weiters wird erklärt, dass die Diffusität im Raum als eine Überlagerung eines horizontalen und eines vertikalen Schallfeldes gesehen werden kann. Sobald eine Probe am Boden eingebracht wird, bedämpft diese das vertikale Schallfeld sehr stark und die Diffusität ändert sich. Je nach Raumform und Platzierung der Probe, überwiegt entweder das horizontale oder vertikale Schallfeld. Daraus könnten auch die großen Abweichungen in der Messung des Absorptionsgrades resultieren. Wird das Schallfeld in einem Raum in einer Ebene mehr oder weniger bedämpft, kommt es zu unterschiedlichen Resultaten.

Kommentar: Die Ansätze eines Referenzabsorbers bzw. der Kalibrierung des Hallraumes klingen in Anbetracht der großen Abweichung der ermittelten Absorptionsgraden in verschiedenen Hallräumen als sehr plausibel. Problematisch ist jedoch, wie soll der wahre Absorptionsgrad einer Probe gemessen werden? Eine Möglichkeit wäre, dass ein aus einem Ringversuch gemittelten Wert herangezogen wird. Der Ansatz eines horizontalen und vertikalen Schallfeldes ist ebenfalls sehr interessant. Jedoch kann man meiner Meinung nach nicht rein von einem horizontal und einem vertikalen Schallfeld ausgehen.

Vielmehr muss das aus vielen Moden überlagerte Schallfeld in unendliche viele Teil-Schallfelde in alle Richtungen zerlegt werden. Durch diese Theorie jedoch könnte ein Ansatz abgeleitet werden, dass je nach Positionierung der Probe an der Wand oder dem Boden ein anderer Teilbereich des Schallfeldes gestört bzw. verändert wird und deswegen positionsabhängige Absorptionsgrade der Probe gemessen werden.

7.1.6 Diffusität und Nachhallzeit

In [Vercammen, Lautenbach, 2013] wurde das anfangs beschriebene Modell von Volumen-Diffusoren in einem Hallraum verwirklicht. Es zeigte sich, dass die Nachhallzeit unter 1000 Hz drastisch sank. Da mit Volumen-Diffusoren ein höherer Absorptionsgrad erreicht wurde als mit Platten-Diffusoren, geht man davon aus, dass eine höhere Diffusität im Raum erreicht werden konnte. Jedoch bestand auch hier die Problematik der Abhängigkeit des Absorptionsgrades von der Positionierung der Probe im Hallraum. Die Versuche konnten zu keiner klaren Aussage über die Abweichungen führen. Weiters wurde in [Lautenbach Vercammen, 2010] vorgeschlagen, dass die Standardabweichung ein guter Indikator für die Quantifizierung der Diffusität im Hallraum ist. Diese Annahme wurde von [Vercammen, Lautenbach, 2013] verworfen und stattdessen ein *Diffusfeld-Faktor* eingeführt.

Kommentar: Die Thematik der Volumen-Diffusoren erweckte mein Interesse, als ich die Präsentation von [Lautenbach Vercammen, 2010] auf der DAGA im Jahr 2011 in Düsseldorf³ erlebte. Damals waren Kollegen und ich natürlich gespannt, wie sich solch ein Modell in der Realität bewähren würde. Im Jahr 2013 wurde das Projekt für den Hallraum der Firma Peutz in Mook, Niederlande realisiert. Mit der Annahme, dass durch die Platten-Diffusoren das akustisch wirksame Volumen im Hallraum nicht richtig eingeschätzt werden kann und damit überschätzt wird⁴, hat mich vermuten lassen, dass der Absorptionsgrad mit Volumen-Diffusoren niedriger ausfällt, als mit Platten-Diffusoren. Dem ist aber nicht so. Es wurden sogar höhere Absorptionsgrade gemessen. Wenn dieser Fakt im Kontext der ÖNORM EN ISO 354 interpretiert wird, dann liegen die Autoren mit der Annahme richtig, dass dadurch die Diffusität im Raum erhöht werden konnte.

³Wie dem Artikel zu entnehmen ist, durfte dieses Thema schon ein Jahr zuvor im Rahmen der ICA in Sydney präsentiert worden sein.

⁴vgl. [Lautenbach Vercammen, 2010]

Interessant ist meiner Meinung die Auswirkung der Volumen-Diffusoren auf die Nachhallzeit, da diese im Gegensatz zum leeren und mit Platten-Diffusoren ausgestatteten Raum unter 1000 Hz drastisch sinkt. Obwohl der Hohlraum der Diffusoren mit Sand gefüllt wurde, wirken diese wie Tiefenabsorber. Weiters wird der Diffusfeld-Faktor eingeführt. Da dieser aber nur oberflächlich erläutert wird, kann dazu kein Kommentar abgegeben werden.

7.1.7 Diskussion

Die vorgestellten Untersuchungen zeigen sehr gut, wie vielfältig die Abweichungen bei der Messung der Nachhallzeit und der Bestimmung des Absorptionsgrades in Hallräumen werden können. Obwohl das Problem schon seit längerer Zeit bekannt ist und durch Ringversuche belegt wurde, konnte weder eine Methode gefunden werden, um die Diffusität des Schallfeldes zu quantifizieren, noch der Grund für die außerordentlichen großen Abweichungen festmachen. Das Resultat ist, dass trotz präziser Messgerätekette nicht gewährleistet werden kann, dass der gemessene Absorptionsgrad dem wahren entspricht. Auch die messtechnische Erfassung der Diffusität des Schallfeldes in einem Hallraum, indem sozusagen eine akustische Extremsituation herrscht, gestaltet sich als sehr schwierig. Schon im Jahre 1961 sagt Lothar Cremer zu dieser Thematik:

Die Untersuchungen von MEYER und KUTRUFF zeigen gerade, dass man im allgemeinen wird verzichten müssen, im Hallraum den zur statistischen Schallverteilung gehörigen, ‘wahren‘ Absorptionsgrad zu ermitteln.⁵

Zusammenfassend kann folgendes gesagt werden:

- Um die gesteigerte Diffusität in einem Hallraum nachzuweisen, wird auf eine empirisch ermittelte Formel zurückgegriffen.
- Die Diffusität im Hallraum wird maßgeblich beeinträchtigt/ gestört, wenn sich eine hochabsorbierende Probe im Raum befindet.
- Der Nachweis der ausreichenden Diffusität wird nach ÖNORM EN ISO 354 nachgewiesen, während sich eine hochabsorbierende Probe im Hallraum befindet.

⁵in [Cremer, 1961, S. 114]

- Verschiedene Untersuchungen ergaben, dass der ermittelte Absorptionsgrad einer Probe von ihrer Position im Hallraum abhängig ist.
- Durch Ringversuche über die letzten Jahrzehnte wurde bewiesen, dass das Problem der unterschiedlich hohen, gemessenen Absorptionsgrade zwischen unterschiedlichen Hallräumen besteht.

Daraus ergeben sich folgende Fragestellungen:

- Wie ist der Nachweis der Diffusität nach ÖNORM EN ISO 354 zu bewerten?
- Welche Faktoren haben einen Einfluss auf den Absorptionsgrad?
- Kann die Diffusität überhaupt quantifiziert werden?
- Gibt es einen Ansatz, der zu einer Teillösung dieses Problems führt?

7.2 Ursprüngliche Aufgabenstellung

In meiner ursprünglichen Aufgabenstellung war vorgesehen, dass durch die hohe Messpunktdichte das Schallfeld im Hallraum sehr genau abgetastet werden kann und daraus Schlüsse über die Diffusität abgeleitet werden können. Anschließend sollte eine Messapplikation entworfen werden, die jeweils die günstigsten Mikrofonpositionen im Raum mit der geringsten Abweichung erkennt und eine Aussage über die Qualität der Diffusität des Schallfeldes erlaubt (s. Kap. 1). Nun ergaben jedoch die Messungen und die Auswertung, dass entgegen allen Vermutungen, die Diffusität im Schallfeld durch das Einbringen der Diffusoren nur bedingt verändert wird. Vor allem konnte durch die Literaturrecherche in Erfahrung gebracht werden, dass durch ein absorbierende Probe im Raum die Diffusität gestört wird. Somit würde die Messapplikation ihre Gültigkeit verlieren und nur für den leeren Hallraum ohne Probe gelten. Aufgrund dieser Tatsache wurde die Aufgabenstellung geändert. Da aus der Literatur ein allgemeines Problem hervorging, wurden die Messergebnisse neuerlich betrachtet und evaluiert. Im folgenden Kapitel sind die Überlegungen, Auswertungen und die daraus abgeleiteten Annahmen erläutert.

7.3 Vergleich der Standardabweichung

Wenn angenommen wird, dass die Diffusität im Raum mit eingebrachter, hochabsorbierender Probe sinkt, dann verliert das Schallfeld seine Gleichförmigkeit. Wie im vo-

rigen Abschnitt erwähnt, wurde die relative Standardabweichung der Nachhallzeit mit und ohne Probe verglichen. Sowohl ohne als auch mit Diffusoren steigt diese erheblich wenn sich die Mineralwolle im Raum befindet (s. Abb. 7.1). Das lässt eine örtliche Varianz des Schallfeldes vermuten. Somit wäre die relative Standardabweichung der Nachhallzeit zwischen den Mikrofonpositionen ein guter Indikator für die Bewertung der (Un)Gleichförmigkeit bzw. Diffusität des Schallfeldes.

Untersucht wurde auch die relative Standardabweichung der Nachhallzeit für die Situation für 0, 4, 9, und 12 Diffusoren mit Probe im Hallraum (s. Abb. 7.1). Es ist keine eindeutige Tendenz zu erkennen, ob die Abweichungen geringer oder größer werden.

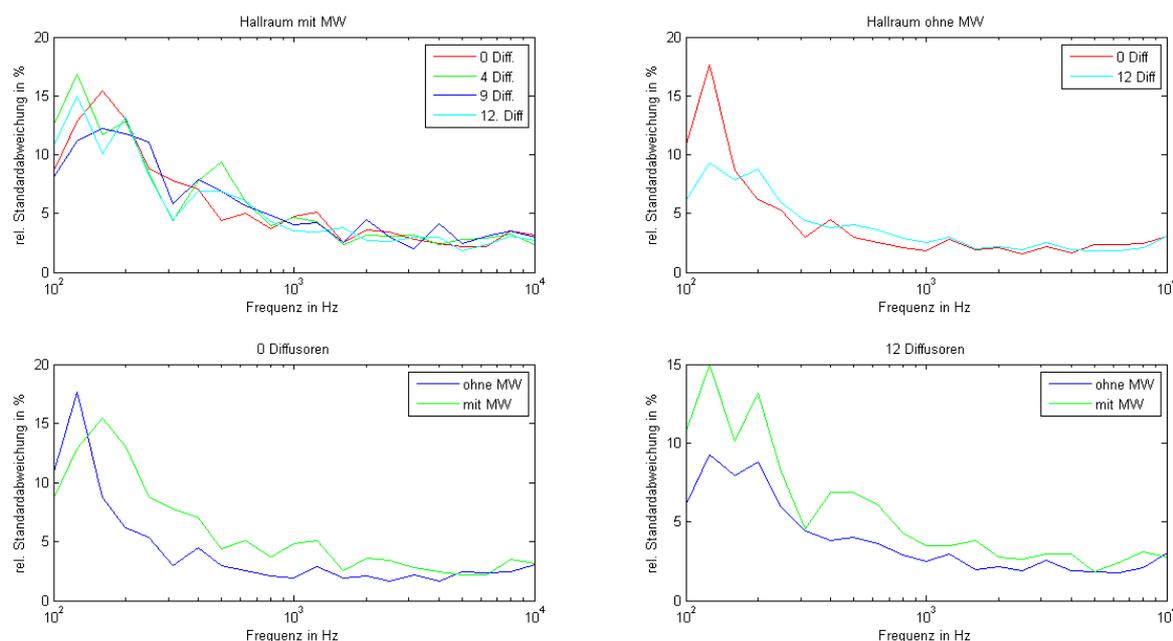


Abbildung 7.1: Vergleich Standardabweichung

Betrachtet man in weiterer Folge die rel. Standardabweichung der 333 Messpunkte mit und ohne Diffusoren (ohne Probe), so ist festzustellen, dass ab ungefähr 300 Hz kein Unterschied zwischen der Situation mit und ohne Diffusoren besteht (s. Abb. 6.28, S. 65). Unter 300 Hz hingegen ist eine Veränderung wahrzunehmen. Konkret war festzustellen, dass bei 100 Hz, 160 Hz und 200 Hz die örtliche Varianz des Schallfeldes in allen drei Messebenen verringert werden konnte. Bei 125 Hz stieg die rel. Standardabweichung in

der untersten und mittleren Messebene an, erst in der dritten Ebene konnte eine Verbesserung erzielt werden (s. Abb. 6.28, S. 65).

Mit der Annahme, dass die rel. Standardabweichung der Nachhallzeit zwischen den unterschiedlichen Mikrofonpositionen ein Indikator für die Diffusität darstellt, würde das bedeuten, dass ab 300 Hz das Schallfeld nicht an Diffusität zunimmt. Unter 300 Hz ist die Situation aber nicht mehr klar definierbar, da nicht eindeutig gesagt werden kann, ob die Diffusität zu- oder abnimmt.

Wie in Kapitel 5 beschrieben, wurde die Zunahme der Diffusität des Schallfeldes im Hallraum nach Definition der ÖNORM EN ISO 354 nachgewiesen. Genau betrachtet, konnte ab 300 Hz eine leichte Abnahme der Nachhallzeit mit steigender Anzahl der Diffusoren gemessen werden. Durch die stetige Berechnung der äquivalenten Schallabsorptionsfläche und des daraus resultierenden Schallabsorptionsgrades wurde dadurch auch eine stetige Zunahme der beiden Parameter berechnet, da beide umgekehrt proportional zur Nachhallzeit sind.

Der Nachweis der Diffusität wie eben beschrieben und die Erkenntnis der Messungen, dass die Diffusität in Anbetracht der rel. Standardabweichung der Nachhallzeit ab 300 Hz sich mit Diffusoren nicht maßgebend ändert (unter der Annahme dass die rel. Standardabweichung ein Indikator für die Diffusität des Schallfeldes ist), stehen in Konflikt.

Um vereinfacht zu betrachten, welchen Einfluss die Diffusoren rein theoretisch auf das Schallfeld haben, wird im folgenden Abschnitt kurz auf die Theorie der wellentheoretischen Raumakustik eingegangen.

7.4 Wellenausbreitung in der Raumakustik

Wie schon einleitend in Kapitel 2 erwähnt, beschäftigt sich die geometrische Raumakustik mit der Schallausbreitung in Räumen unter Annahme einer strahlenförmigen Ausbreitung der Welle. Diese Ausbreitung kann so lange erfolgen, bis die Welle ein Hindernis erfährt. Je nach Größe des Hindernisses und dem Verhältnis zur Wellenlänge tritt das Phänomen der Reflexion, der Abschattung, der Beugung oder der Brechung auf. In

den folgenden Abschnitten sind diese Effekte kurz beschrieben ⁶.

- *Reflexion*: Besteht das Hindernis aus einer großen glatten oder grob gegliederten Fläche im Verhältnis zur Wellenlänge, wird diese nach den Reflexionsgesetzen ⁷ reflektiert.
- *Abschattung*: Entspricht die Wellenlänge der Größe des Hindernisses, breitet sich die Welle ungehindert aus. Ist das Hindernis etwas größer bzw. viel größer als die Wellenlänge, entsteht hinter dem Hindernis ein Bereich der Abschattung. Wie groß dieser abgeschattete Bereich ist, kann nicht genau gesagt werden.
- *Beugung*: Ist das Hindernis sehr klein im Gegensatz zur Wellenlänge, so breitet sich die Schallwelle ungehindert aus.
- *Brechung*: Bei einem Mediumswechsel (Von Luft in das Wasser oder im Freien z.B. bei einem Temperaturübergang, usw.) wird in Abhängigkeit der Schallgeschwindigkeit im zweiten Medium die Wellenlänge kürzer oder länger.

In Anbetracht der wellentheoretischen Raumakustik stellen die Diffusoren (glatte Platten mit einer Fläche von 0.8 m^2 bis 3 m^2) für die Schallwellen ab einer bestimmten Frequenz ein Hindernis dar. Für Frequenzen unter 100 Hz (mit einer Wellenlänge von über 3,4 m) sind diese Hindernisse quasi nicht vorhanden und die Schallwellen können sich ungehindert ausbreiten. Im Bereich von 100 Hz bis 300 Hz (3,4 m bis 1,15 m) werden Schallwellen teilweise um das Hindernis gebeugt, teilweise abgeschattet und teilweise reflektiert. Ab 300 Hz werden die Schallwellen vorwiegend vom Diffusor reflektiert bzw. abgeschattet.

In wie weit durch das Einbringen von Diffusoren im Hallraum die Grundvoraussetzung für die statistische Raumakustik, nämlich eine konstanten Energiedichte im gesamten Raum, möglicherweise nicht mehr gegeben ist, soll im Folgenden untersucht werden.

⁶(nach [Weselak Graber, 2010])

⁷(1) Einfallender Strahl, Einfallslot und reflektierter Strahl liegen in einer Ebene. (2) Einfallswinkel = Reflexionswinkel

7.5 Herleitung einer Hypothese

Mit dem theoretisch Hintergrundwissen (Kap. 2 und Kap. 7.4), den Simulationsergebnissen mittels der FEM-Methode (Kap. 4), den erhobenen Messdaten (Kap. 5) und den Fakten aus der Literaturrecherche (Kap. 7.1) kam die Idee einer anderen Betrachtungsweise des Themas *Diffusität im Hallraum*. Diese Idee wurde im Rahmen eines Gespräches mit meinem Betreuer Prof. Graber am 3. sowie am 13. Februar 2014 ausführlich diskutiert und in der Folge in einer gemeinsamen Arbeit als Hypothese formuliert, die nun schrittweise vorgestellt wird.⁸

7.5.1 Teil 1: Bestimmung der äquivalenten Absorptionsfläche nach ÖNORM EN ISO 354

Die Auswertung der Daten der Hallraummessungen hat ergeben, dass im Frequenzbereich oberhalb von 300 Hz die Diffusität unabhängig davon ist, ob und wie viel Diffusoren im Hallraum angebracht sind⁹. Daher soll bei der Herleitung der Hypothese (Kap 7.5) nur der Frequenzbereich oberhalb 300 Hz betrachtet werden.

Die in der ÖNORM EN ISO 354 angegebene Formel für die Berechnung der äquivalenten Schallabsorptionsfläche der Probe ist abhängig von der gemessenen Nachhallzeit T , dem Raumvolumen V , der Schallgeschwindigkeit c und in weiterer Folge von der Temperatur, der Luftfeuchtigkeit und dem statischen Luftdruck:

$$A_T = A_2 - A_1 = 55,3 \cdot V \left(\frac{1}{c_2 T_2} - \frac{1}{c_1 T_1} \right) - 4 \cdot V(m_2 - m_1) \quad (7.1)$$

Herrschen keine Unterschiede bei der Temperatur und Luftfeuchtigkeit während der Messung der Nachhallzeit mit und ohne Probe im Hallraum, entfällt der zweite Teil der o.g. Formel. Somit ergibt sich die äquivalente Absorptionsfläche A_T der Probe zu:

⁸Teil 1 und Teil 5 enthalten die ursprüngliche Idee, die der Autorin am 31. 01. 2014 zu Bewusstsein gekommen ist. Das war in der Fristverlängerung für die Abgabe der 1. Fassung der Diplomarbeit, die für den 27. 01. 2014 geplant war und auf den 03. 02. 2014 um eine Woche verschoben wurde. Die Ideen für die Teile 2 bis 4 stammen von Betreuer Prof. Graber und wurden in den Betreuungsgesprächen vom 03. 02., 13. 02. und 06. 03. entwickelt, wobei die Idee zu Teil 3 von der Autorin bei der Ausarbeitung verfeinert wurde. Die Konsequenzen der Hypothese, angeführt in Kapitel 7.6, wurden gemeinsam formuliert.

⁹vgl. relative Standardabweichung in Abb. 6.28

$$A_T = 55,3 \cdot V \left(\frac{1}{c_2 T_2} - \frac{1}{c_1 T_1} \right) \quad (7.2)$$

Betrachtet man die Formel für die Ermittlung der äquivalenten Absorptionsfläche einer Probe, so ist die ermittelte Nachhallzeit T , bedingt durch die Messung, als gegeben hinzunehmen. Die Messungen zeigen eindeutig, dass beim Einbringen von Diffusoren die Nachhallzeit sinkt. Diese Tatsache ist auch zahlreich in der Literatur bestätigt. Es bleiben nur mehr die zwei Variablen, das *Volumen* V und die *äquivalente Schallabsorptionsfläche* A , die näher betrachtet werden müssen.

Bis jetzt wurde angenommen, dass bei steigender Anzahl von Diffusoren die äquivalente Absorptionsfläche im Raum ebenfalls ansteigt. Physikalisch gesehen ist das jedoch nicht plausibel, denn die Diffusoren bestehen aus schallharten, reflektierenden Platten mit einem so geringen Absorptionsgrad, dass die starke Abnahme der Nachhallzeit, wie sie die Messungen zeigen, nicht logisch nachvollziehbar ist.

Wie in Abb. 6.28 gezeigt wurde, bleibt die relative Standardabweichung der Nachhallzeiten mit und ohne Diffusoren im Frequenzbereich oberhalb 300 Hz unverändert. Nimmt man die relative Standardabweichung als Indikator für die Diffusität, ist die Annahme in der Norm nicht mehr haltbar, dass bei Einbringen von Diffusoren die Diffusität des Schallfeldes steigt und damit ein und die selbe Probe deutlich stärker absorbiert, womit bisher die kürzere gemessene Nachhallzeit erklärt wird.

Geht man nun einen Schritt zurück und betrachtet die Messergebnisse ohne die Erwartungshaltung, dass die Diffusität des Schallfeldes mit steigender Anzahl von Diffusoren zunimmt und sich damit die äquivalente Absorptionsfläche der Probe verändert, so würde das nach Gl. 7.2 bedeuten, dass die Veränderung der Nachhallzeit durch das Einbringen von Diffusoren nur durch eine Änderung des Volumens erklärt werden könnte.

Als nächster Schritt soll daher in Erinnerung gerufen werden, wie das Volumen und die äquivalente Absorptionsfläche in die Sabine'sche Nachhallzeitformel Eingang gefunden haben.

7.5.2 Teil 2: Herleitung der Sabineschen Nachhallzeitformel

Die allgemeine Sabinesche Nachhallformel lautet:

$$T = 0,161 \cdot \frac{V}{A} \quad \text{bzw.} \quad T = 55,3 \cdot \frac{V}{c \cdot A} \quad (7.3)$$

Sie hat ihren Ursprung in der Betrachtung der Energiebilanzen im Raum und geht dabei entsprechend der Annahme der statistischen Raumakustik von einem ideal diffusen Schallfeld aus. Die von der Quelle eingebrachte Energie ist $P \cdot \Delta t$, die im Raum gespeicherte Energie $V \cdot E$ und die an den Wänden absorbierte Verlustenergie $P_L \cdot \Delta t$:

$$P \cdot \Delta t = V \cdot E + P_L \cdot \Delta t \quad (7.4)$$

Die Verlustenergie $P_L \cdot \Delta t$ kann auch geschrieben werden als $V \cdot E \cdot \frac{dt}{\tau}$. Das in Gl. 7.4 eingesetzt und Division durch dt ergibt die Leistungsbilanz:

$$P - \underbrace{\frac{V \cdot E}{\tau}}_{\text{Leistungsverlust}} = V \cdot \frac{dE}{dt} \quad (7.5)$$

Der Leistungsverlust kann ebenfalls über die an den Raumboflächen absorbierte Leistung P_α definiert werden:

$$P_\alpha = \frac{1}{4} \cdot E \cdot c \cdot A_{ges} \quad (7.6)$$

Werden beide Terme für den Leistungsverlust gleich gesetzt, folgt:

$$P_\alpha = \frac{1}{4} \cdot E \cdot c \cdot A_{ges} \stackrel{!}{=} \frac{V \cdot E}{\tau} \quad (7.7)$$

Für den Fall, dass die Energiedichte im gesamten Raum konstant ist, wie dies in der statistischen Raumakustik vorausgesetzt wird, kann aus Gl. 7.7 die Energiedichte gekürzt werden und es ergibt sich:

$$A_{ges} = \frac{4 \cdot V}{c \cdot \tau} \quad (7.8)$$

Der Zusammenhang zwischen Abklingzeit τ und Nachhallzeit T ist gegeben als:

$$T = \tau \cdot \ln 10^6 \Rightarrow \tau = \frac{T}{6 \cdot \ln 10} \quad (7.9)$$

Wird nun τ in die Formel 7.7 eingesetzt und nach T umgeformt erhält man mit $c=343.42$ m/s (Schallgeschwindigkeit bei $T = 20^\circ\text{C}$) die Sabinesche Nachhallformel:

$$T = 0,161 \cdot \frac{V}{A_{ges}} \quad (7.10)$$

Ein wesentlicher Schritt bei der Herleitung der Sabineschen Nachhallformel ist also die Annahme einer im gesamten Raum vorhandenen gleichmäßigen Energiedichte E . Nur für diesen Fall kann die Energiedichte in Gleichung 7.7 gekürzt und in die Sabinesche Nachhallformel umgeformt werden.

7.5.3 Teil 3: Energiedichtebetrachtung mit und ohne Diffusoren

In einem leeren Hallraum ohne Diffusoren kann davon ausgegangen werden, dass im gesamten Raum eine gleichmäßige Energiedichte E_0 herrscht und die im Raum enthaltene Energie gleich $E_0 \cdot V_{ges}$ ist. In Abb. 7.2, li. ist skizzenhaft ein Hallraum mit einer Probe am Boden dargestellt, wobei die Energie E_0 oberhalb von 300 Hz im gesamten Raum als gleichmäßig angenommen wird.

In dem Moment aber, in dem sich Diffusoren im Hallraum befinden, kann nicht mehr von einer gleichmäßigen Energiedichteverteilung ausgegangen werden (s. Abb. 7.2, re.). Im unteren Teil des Hallraumes (Bereich ohne Diffusoren) stellt sich eine gleichmäßige Energiedichte E_1 ein. Im oberen Teil werden sich, bedingt durch die abschattende Wirkung der Diffusoren, viele unterschiedliche Energiedichteverteilungen E_i ergeben.

Die Energie im Hallraum mit Diffusoren kann daher folgendermaßen beschrieben werden:

$$E_1 \cdot V_1 + \sum_{i=2}^n E_i \cdot V_i \quad (7.11)$$

In Analogie zur Berechnung der mittleren äquivalenten Absorptionsfläche, die sich aus

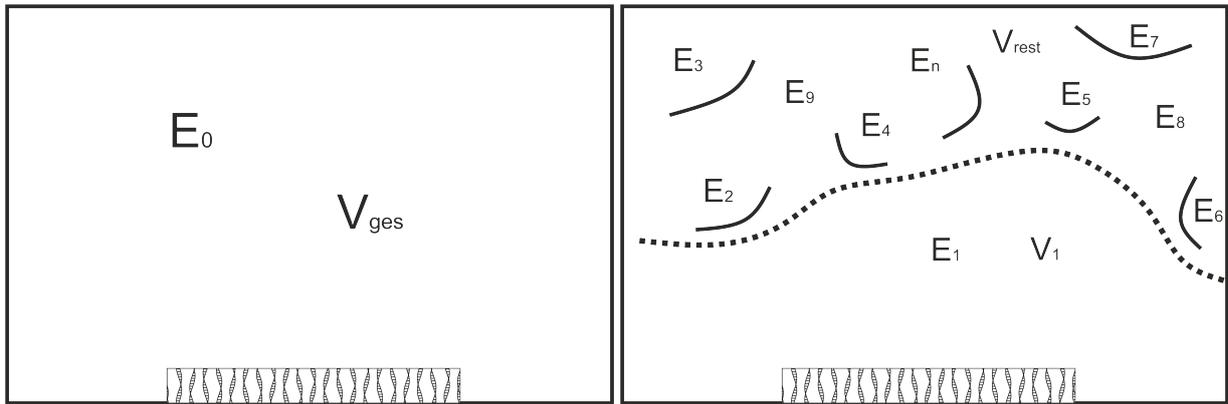


Abbildung 7.2: Energiedichteverteilung

verschiedenen absorbierenden Teilflächen zusammen setzt, wird im Bereich der Diffusoren von einer mittleren Energiedichte E_m ausgegangen.

$$\sum_{i=2}^n E_i \cdot V_i = E_m \cdot V_{Rest} \quad \text{mit} \quad V_{ges} = V_1 + V_{Rest} \quad (7.12)$$

Geht man davon aus, dass im Hallraum ohne Diffusoren und mit Diffusoren die gleiche Energie eingebracht wird, so gilt:

$$E_0 \cdot V_{ges} = E_1 \cdot V_1 + E_m \cdot V_{Rest} \quad (7.13)$$

wobei davon ausgegangen werden kann, dass:

$$E_1 > E_0 > E_m \quad (7.14)$$

ist. Dies deshalb, da die Diffusoren den Schall in den unteren Bereich des Hallraumes reflektieren ($E_1 > E_0$) und im oberen Bereich des Hallraumes durch die abschattende Wirkung der Diffusoren von einer geringeren Energiedichte $E_m < E_0$ ausgegangen werden muss.

Gleichung 7.13 ist jedenfalls physikalisch plausibel. Sie hat jedoch den Nachteil, dass E_1 und V_1 bzw. E_m und V_{Rest} nicht bekannt sind. Um diese physikalisch plausible Gleichung in eine technisch handhabbare umzuformen, aus der letztendlich die Energiedichte, wie bei der Sabineschen Nachhallgleichung, gekürzt werden kann (vgl. Gl. 7.7 u. 7.8), werden

die unbekanntes Energiedichten E_1 und E_m durch die bekannte Energiedichte E_0 ersetzt und *das Unbekannte* in die äquivalenten Volumina $V_{1,\ddot{a}}$ und $V_{Rest,\ddot{a}}$ verschoben. Damit ergibt sich die Annahme, dass:

$$E_1 \cdot V_1 = E_0 \cdot V_{1,\ddot{a}} \quad \text{und} \quad E_m \cdot V_{Rest} = E_0 \cdot V_{Rest,\ddot{a}} \quad (7.15)$$

und Gl. 7.13 wird zu:

$$E_0 \cdot V_{ges} = E_0 \cdot V_{1,\ddot{a}} + E_0 \cdot V_{Rest,\ddot{a}} \quad (7.16)$$

Aus dieser Gleichung lässt sich nun E_0 kürzen und es gilt für die Teilvolumina:

$$V_{1,\ddot{a}} + V_{Rest,\ddot{a}} = V_{ges} \quad \text{und nach Gl. 7.12:} \quad V_1 + V_{Rest} = V_{ges} \quad (7.17)$$

ebenso jedoch:

$$V_1 \neq V_{1,\ddot{a}} \quad \text{mit Gl. 7.14 und 7.15 folgt:} \quad V_1 < V_{1,\ddot{a}} \quad (7.18)$$

sowie:

$$V_{Rest} \neq V_{Rest,\ddot{a}} \quad \text{mit Gl. 7.14 und 7.15 folgt:} \quad V_{Rest} > V_{Rest,\ddot{a}} \quad (7.19)$$

Die Messung der Nachhallzeit nach dem Einbringen der Diffusoren erfolgt im Bereich $E_1 \cdot V_1 = E_0 \cdot V_{1,\ddot{a}}$. Nach Gl. 7.17 ist davon auszugehen, dass $V_{1,\ddot{a}} < V_{ges}$ das äquivalente Volumen $V_{1,\ddot{a}}$ also kleiner ist als das gesamte Volumen V_{ges} . Damit müsste sich nach der Sabineschen Formel auch die Nachhallzeit durch das Einbringen von Diffusoren verkleinern, so wie es jetzt tatsächlich der Fall ist.

Diese Folgerung geht in die gleiche Richtung wie die folgende Überlegung und passt mit dieser wunderbar zusammen. Ruft man sich nämlich einerseits die Messergebnisse in Erinnerung, die zeigen, dass mit zunehmender Anzahl von Diffusoren die Nachhallzeit sinkt, und andererseits, dass die äquivalente Absorptionsfläche der Probe konstant bleibt, so bleibt nach der Sabineschen Nachhallzeitformel nur die Möglichkeit, das Volumen zu verringern. Demnach muss gelten:

$$V_{1,\ddot{a}} < V_{ges} \quad (7.20)$$

Diese Annahme hätte zudem den Vorteil, dass die äquivalente Absorptionsfläche der Probe konstant bleibt, was physikalisch plausibel ist.

Im nächsten Teil soll nun untersucht werden, welche Konsequenzen sich für den Nachhallabfall aus den ungleichen Energiedichten $E_1 > E_m$ ableiten lassen.

7.5.4 Teil 4: Nachhallzeitbetrachtung mit und ohne Diffusoren

Für die folgende Betrachtung wird davon ausgegangen, dass im Hallraum mit Diffusoren die Energiedichte E_m im Bereich der Diffusoren kleiner ist als die Energiedichte E_1 ohne Diffusoren (s. Gl. 7.14). Das geschieht, weil durch die Diffusoren mehr Energie in den unteren Bereich reflektiert wird und durch ihre Abschattung weniger Energie in den oberen Bereich gelangt. Diese Gegebenheit gilt sowohl bei eingeschalteter Quelle als auch bei ausgeschalteter Quelle während des Ausklingvorganges.

Für die Nachhallzeitmessung mit Diffusoren bedeutet die unterschiedliche Energiedichteverteilung im oberen und unteren Bereich, dass für den Nachhallabfall nicht nur der Absorber wirksam ist, sondern ebenso ein Energieausgleichsvorgang vom unteren Bereich des Hallraumes mit E_1 in den oberen Bereich mit Diffusoren $E_m < E_1$. Der Abfall der Nachhallzeit mit Diffusoren wird wegen des Energieausgleichs daher rascher erfolgen müssen als der Nachhallabfall ohne Diffusoren. Insgesamt wird dadurch für einen 60 dB-Abfall eine kürzere Zeit benötigt, wie sie ja auch gemessen wird. Dieser Vorgang ist in Abb. 7.3,li. für den Hallraum mit 0, 4, 9 und 12 Diffusoren schematisch dargestellt und in Abb. 7.3,re. anhand der Messdaten. Es wurden die Abklingkurven für die Terzbandmittenfrequenz von 1250 Hz für jeweils 110 Messpositionen gemittelt. Es ist deutlich zu erkennen, dass die Abklingkurve mit Diffusoren im Hallraum steiler ist, als ohne Diffusoren.

Dadurch ergeben sich Nachhallzeiten $T_0 > T_1 > T_2 > T_3$, so wie diese auch gemessen werden¹⁰. In Abb. 7.4 ist nochmals der Energieausgleichsvorgang in Zusammenhang

¹⁰Auch im Wiener Stephansdom konnten die Ursache für lokal unterschiedliche Nachhallzeiten durch

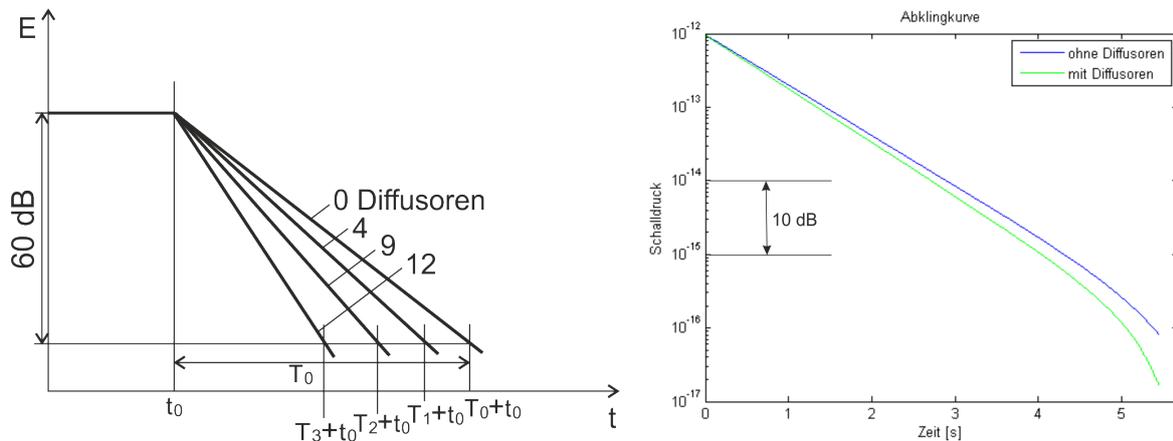


Abbildung 7.3: Verkürzung der Nachhallzeit beim Einbringen von Diffusoren, li.: Schematische Darstellung, re.: über 110 Messpositionen gemittelte Abklingkurve mit und ohne Diffusoren

mit der Verkürzung der Nachhallzeit dargestellt. Die jeweils wirksamen Energieverluste für den Messbereich $E_1 \cdot V_1$ sind farblich markiert (blau: Energieausgleich (EA), rot: Absorption (P_α)).

7.5.5 Teil 5: Das äquivalente Volumen

Werden nun alle Überlegungen aus Teil 1 bis Teil 4 der Hypothese zusammengefasst, so folgt, dass durch das Einbringen von Diffusoren das in der Sabineschen Nachhallformel enthaltene Volumen V verringert wird.

Zusammengefasst lässt sich also sagen, dass die vorgestellte Hypothese davon ausgeht, dass beim Einbringen der Diffusoren *die äquivalente Absorptionsfläche als konstant betrachtet wird und das geometrische Volumen durch ein äquivalentes Volumen $V_{\ddot{a}}$ ersetzt wird.*

Der einzige Zeitpunkt, wo von einem bekannten Volumen ausgegangen werden kann, ist bei der Ermittlung des Absorptionsgrades einer Probe, bevor Diffusoren in den Hallraum eingebracht werden. Sobald Diffusoren in den Hallraum eingebracht werden, muss entsprechend der Hypothese von einem äquivalenten Volumen $V_{\ddot{a}}$ ausgegangen werden. Für die Berechnung des äquivalenten Volumens $V_{\ddot{a}}$ wird Formel 7.2 umgeformt zu:

Energieausgleichsvorgängen erklärt werden. [Graber et al.,2006]

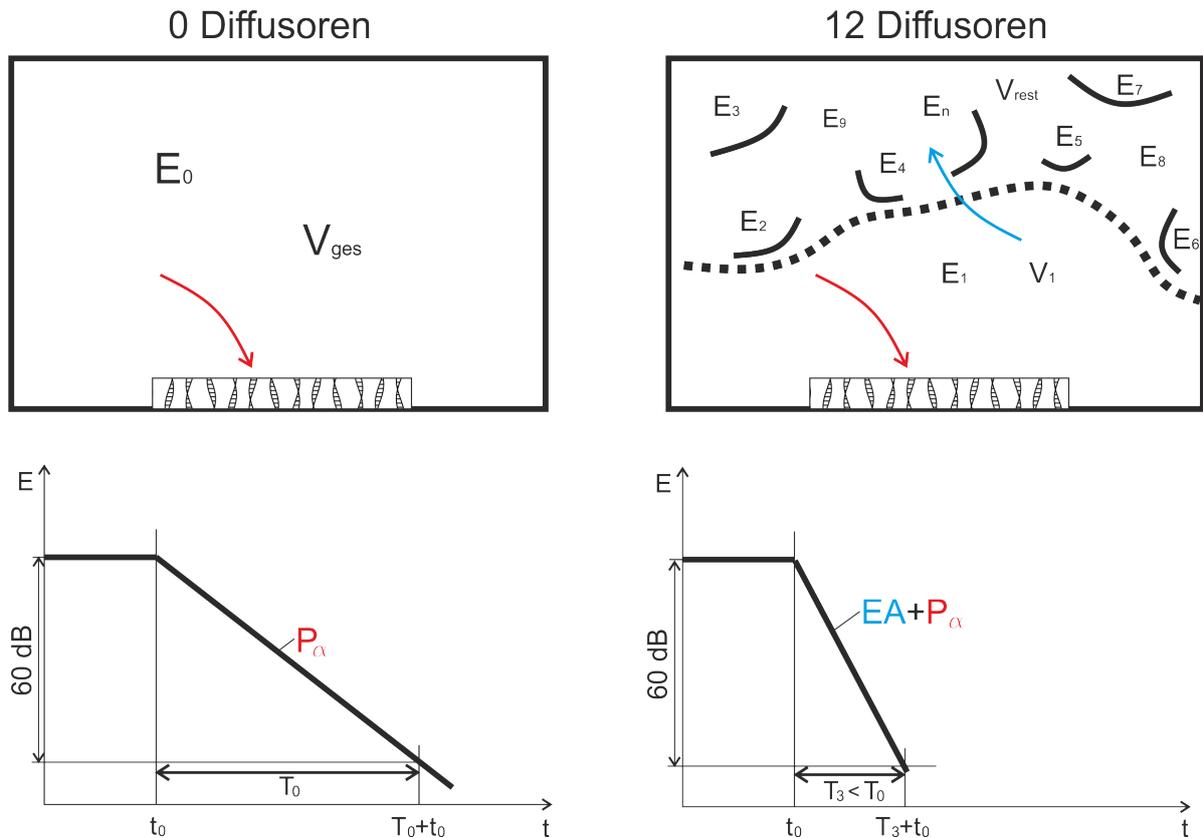


Abbildung 7.4: Energieausgleich und Nachhallzeit im Hallraum ohne und mit Diffusoren, EA: Energieausgleich von $E_1 \cdot V_1$ nach $E_m \cdot V_{Rest}$, P_α : durch Absorber absorbierte Leistung

$$V_{\ddot{a}} = \frac{A_T}{55,3 \cdot \left(\frac{1}{c_2 T_2} - \frac{1}{c_1 T_1} \right)} \quad (7.21)$$

Dies stellt sozusagen eine Möglichkeit dar, das äquivalente Volumen $V_{\ddot{a}}$ zu berechnen.

Für den untersuchten Hallraum würde das ab 300 Hz ein frequenzabhängiges äquivalentes Volumen $V_{\ddot{a}}(f)$ bedeuten, wie es in Abb. 7.5 dargestellt ist. Bei Frequenzen unter 300 Hz, die bei dieser Hypothese nicht betrachtet wurden, treten Artefakte auf, die noch einer näheren Untersuchung bedürfen.

Folglich müsste bei der Berechnung der äquivalenten Absorptionsfläche nach der Formel von Sabine das äquivalente Volumen $V_{\ddot{a}}(f)$ zugrunde gelegt werden:

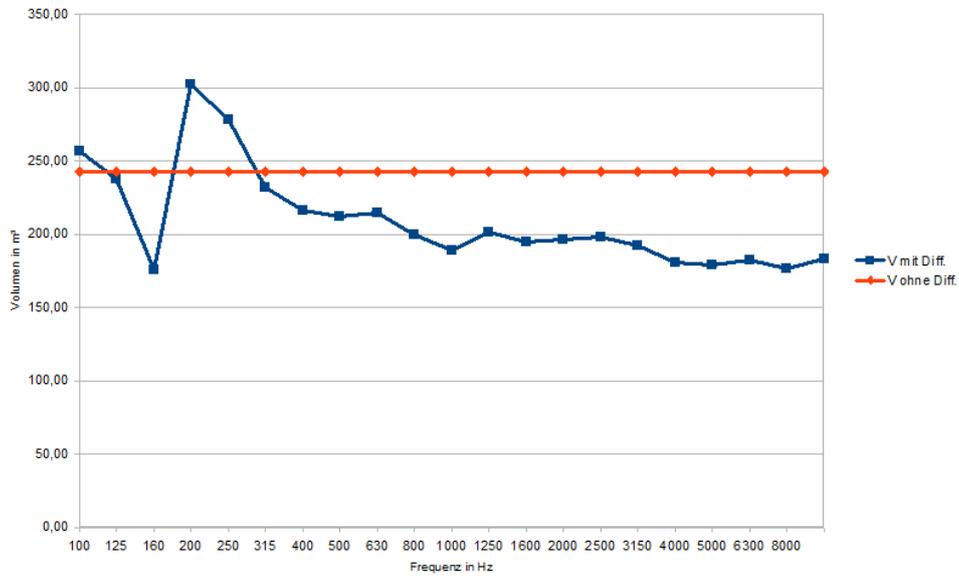


Abbildung 7.5: Äquivalentes Volumen

$$A_T = 55,3 \frac{V_{\ddot{a}}(f)}{c \cdot T} \quad (7.22)$$

Damit ergibt sich unabhängig von der Anzahl der Diffusoren im Hallraum für die Probe immer die gleiche äquivalente Absorptionsfläche¹¹. Das wäre eine physikalisch höchst plausible Darstellung der Gegebenheiten beim Einbringen von Diffusoren in den Hallraum.

¹¹Das ist ja auch nicht verwunderlich, da der Hypothese die Annahme einer gleichbleibenden äquivalenten Absorptionsfläche der Probe zugrunde gelegt wurde.

7.6 Konsequenzen der Hypothese

Alle folgenden Punkte gelten für Hallräume, die mit fest montierten Diffusoren ausgestattet sind:

- Für alle Hallräume müsste das äquivalente Volumen $V_{\ddot{a}}(f)$ bestimmt werden. Sofern die Messdaten für den leeren Hallraum sowie den mit Diffusoren ausgestatteten Hallraum vorliegen, kann das äquivalente Volumen ohne Messungen aus diesen Daten bestimmt werden.
- Alle Absorptionsgrade, die in Hallräumen mit Diffusoren gemessen wurden, müssten mit dem äquivalenten Volumen $V_{\ddot{a}}(f)$ neu berechnet werden.
- Wegen $V_{\ddot{a}}(f) < V_{ges}$ würden die Absorptionsgrade kleinere Werte annehmen. Da in der Praxis bei hochabsorbierenden Proben häufig Werte $\alpha > 1$ bestimmt wurden und diese physikalisch unmöglich sind, würden somit die neu bestimmten Absorptionsgrade auch physikalisch plausibler werden.
- Die Annahme, dass durch die Sabinesche Nachhallformel die Absorptionsgrade überschätzt werden, würde somit obsolet werden.
- Da, wie die Hypothese zeigt, die bisher in Hallräumen mit Diffusoren gemessenen Absorptionsgrade α zu groß sind, müssten sich bei allen raumakustischen Planungen für die Nachhallzeit kleinere Planungswerte ergeben, als sie dann nach Umsetzung der Planungsmaßnahmen in den realen Räumen gemessen werden können. Diese aus der Hypothese abgeleitete Folgerung ließe sich leicht durch Erfahrungsberichte von akustischen Planungsbüros überprüfen.
- Die bis jetzt gängige Annahme, dass durch die steigende Anzahl der Diffusoren die äquivalente Absorptionsfläche einer Probe zunimmt, müsste damit fallen gelassen werden.
- Nicht nur der normative Anhang A der ÖNORM EN ISO 354 wäre nicht mehr haltbar und müsste überarbeitet werden, sondern auch der betreffende Teil der europäischen Norm sowie die international gültigen Norm ISO 354 und die in Amerika geltende Norm ASTM C423.

- Letztendlich stellt sich dann noch die Frage: *Kann durch diese Hypothese ein Teil der Abweichungen der unterschiedlich ermittelten Absorptionsgrade vor allem in unterschiedlichen Hallräumen erklärt werden?*

Lothar Cremer sagte einst, *dass man im allgemeinen wird darauf verzichten müssen, im Hallraum den wahren Absorptionsgrad zu ermitteln*¹² - vielleicht doch nicht?

In den folgenden Abbildungen sind einige Hallräume abgebildet. Wie unschwer zu erkennen ist, ist die Anbringung der Diffusoren von Raum zu Raum sehr unterschiedlich. Sowohl die Positionierung im Raum als auch die Anzahl der Diffusoren variiert sehr stark. Somit könnte dies auch ein Grund sein, wieso die Abweichungen der Absorptionsgrade von Hallraum zu Hallraum so groß sind, da der in Kap. 7.5.4 dargestellte Energieausgleich unterschiedlich ablaufen wird.

¹²[Cremer, 1961, S.114]



Abbildung 7.6: v.l.n.r.: Techn. Univ. Dresden, Fraunhofer Institut, Hochschule f. angew. Wissenschaften München, RWTH Institut f. techn. Akustik Aachen, Ruhr-Universität Bochum, TWB GmbH Korneuburg

Kapitel 8

Zusammenfassung und Ausblick

Es werden die einzelnen Kapitel nochmals zusammengefasst und auf die wichtigsten Erkenntnisse eingegangen. Aufgrund der gewonnenen Ergebnisse wird ein Ausblick auf zukünftige mögliche Arbeiten gegeben, die sich mit dem Schallfeld, der Nachhallzeit, der Absorptionsgradmessung und der Diffusität im Hallraum auseinandersetzen.

8.1 Zusammenfassung

In Kapitel 2 wurden die physikalischen Grundlagen der Wellenausbreitung in begrenzten Räumen erläutert, ausgehend von vereinfachten Annahmen der ebenen Schallwellenausbreitung und einfachen Reflexionen bis hin zum diffusen Schallfeld in einem Hallraum. Zu erkennen ist, dass die Berechnung von Eigenmoden in einem Quader Raum sehr einfach numerisch zu lösen ist. Sobald aber eine komplizierte Raumgeometrie vorhanden ist, wird die Berechnung komplexer und es muss auf Simulationsmöglichkeiten wie die FEM-Methode zurückgegriffen werden.

Die Anforderungen an einen Hallraum lt. ÖNORM EN ISO 354 sowie ÖNORM EN ISO 3741 wurden ebenfalls in Kapitel 2 erläutert und miteinander verglichen. Zwar schließt sich die gleichzeitige Nutzung eines Hallraumes für Absorptionsgradmessungen und Schalleistungsmessungen nicht aus, jedoch wird ersichtlich, dass im tiefen Frequenzbereich unter 160 Hz verschiedene Anforderungen an das Schallfeld gelten. Weiters wird auch ersichtlich, dass die Anforderungen nach ÖNORM EN ISO 354, insbesondere was die Diffusität des Schallfeldes betrifft, sehr vage formuliert sind, d. h. keine wissenschaft-

lich nachvollziehbare theoretische Betrachtung der Thematik vorhanden ist. Während einer Literaturrecherche hat sich gezeigt, dass aus der Praxis der Wunsch nach einer Überarbeitung dieser Norm besteht.

In Kapitel 3 wurde ein Überblick über die Simulationssoftware Comsol Multiphysics gegeben sowie die Grundlagen der Finiten-Elemente-Methode erläutert. Weiters wurde die verwendete Messhardware beschrieben, sowie die Implementation der Nachhallzeitmessung mittels Sinus-Sweep erklärt.

In Kapitel 4 wurde eine FEM-Simulation der Eigenmoden und Raummoden des vereinfachten Hallraumes mit und ohne Diffusoren durchgeführt. Der Vergleich in Kapitel 6 zeigte, dass das resultierende Schallfeld im Hallraum mit Diffusoren sich gegenüber dem leeren Hallraum frequenzabhängig ändert. Die Moden verschieben sich zu tieferen Frequenzen, bedingt durch die längere Wegstrecke, die von der Schallwelle zurückgelegt werden muss. Der Vergleich der Raummoden und Eigenmoden ergab ein fast identes Modenbild bei Frequenzen bis zu ungefähr 160 Hz. Ebenfalls wurde ersichtlich, dass sich ab ca. 80 Hz eine hohe Modendichte ergibt. Zwar wird es durch die FEM-Simulation möglich, einzelne Moden mit einer großen Genauigkeit darzustellen, jedoch kann das für die Praxis keine Anwendung finden, da generell Messungen höchstens in Terzbändern oder sogar in Oktavbändern durchgeführt werden. In der Simulation war auch erkennbar, dass bei der Anregung des Raumes mit einer Schallquelle schon bei geringer Leistung extrem hohe Schalldruckpegel entstehen. Punktuell beträgt die Differenz bis zu 80 dB, bedingt durch die in der Simulation angenommenen ideal schallharten Wände.

Die Messung der Nachhallzeit im leeren und mit Diffusoren ausgestattetem Hallraum führte teilweise zu unerwarteten Ergebnissen (s. Kapitel 5 und 6). Ab der Terzbandmittelfrequenz von 160 Hz bis 3000 Hz verringerte sich die Nachhallzeit mit eingebrachten Diffusoren. Eine Zunahme der Nachhallzeit konnte bei der Terzbandmittelfrequenz von 100 Hz beobachtet werden. Die Standardabweichung bei 100 Hz verringerte sich deutlich über alle drei Messebenen um bis zu über 3%. Bei der Terzbandmittelfrequenz von 125 Hz war ebenfalls eine Verringerung der Nachhallzeit zu erkennen, jedoch stieg die Standardabweichung in den Messebenen 120 cm und 180 um 0,5 % an. Erst in der dritten Messebene konnte eine Verbesserung von 0,4 % erzielt werden. Im Frequenzbereich von 300 Hz bis 300 Hz ergab die Auswertung der relativen Standardabweichung der Nachhallzeit, dass sich das Schallfeld mit einbrachten Diffusoren nicht ändert bzw. verbessert.

Das Einbringen der Diffusoren und das Einmessen des Hallraumes wurden nach Normvorgaben bewältigt (s. Kapitel 5). Durch die Anforderung der Firma TWB konnten die Diffusoren jedoch nicht weiter in den Raum hinein gehängt werden als bis zu einer Höhe von 3 m, da es in Folge dessen nicht möglich wäre, den Hallraum mit den umliegenden Prüfständen zu verbinden. Ebenfalls musste darauf geachtet werden, dass ein genügend großes, zusammenhängendes Volumen in der Mitte des Raumes frei bleibt, um größere Proben und Maschinen ebenfalls in dem Raum unterzubringen. Mit den Messungen konnte gezeigt werden, dass die Anforderungen an die Diffusität des Schallfeldes nach Norm ausreichend erfüllt werden.

Die Aufgabenstellung am Anfang dieser Arbeit war, ein Messsystem zu entwickeln, das auf eine einfache Art und Weise dem Benutzer/ der Benutzerin ermöglicht, das tieffrequente Schallfeld in einem Hallraum zu erfassen. Die Abtastung des Schallfeldes mit einer sehr hohen Messpunktdichte ermöglicht zwar die Auswahl von den geeignetsten Messpositionen, jedoch kann das nicht für alle Situationen im Hallraum übernommen werden. Da bei der Einbringung einer Schallquelle oder einer Probe sich ein völlig neues Schallfeld einstellt, kann das zu unterschiedlichen Bedingungen an den vorher definierten Messpunkten führen. Weiters sollte die Verbesserung der Diffusität des Schallfeldes im Hallraum mit eingebrachten Diffusoren quantifiziert werden. Die Auswertungen in Kap. 6 ergaben, dass sich die Gleichmäßigkeit des Schallfeldes in einem Frequenzbereich von 300 Hz bis 3000 Hz nicht ändert, wenn die relative Standardabweichung als Maß für die Diffusität herangezogen wird.

Durch weitere Überlegungen kam die Idee einer neuer Betrachtungsweise des Themas *Diffusität im Hallraum*. Diese Idee wurde in einer gemeinsamen Arbeit mit meinen Betreuer Prof. Graber als Hypothese formuliert. Die Annahme, dass die äquivalente Schallabsorptionsfläche mit zunehmender Anzahl an Diffusoren steigt, wurde für nicht plausibel erklärt. Aus physikalischer Sicht muss bei einer gleichbleibenden Probe, die nicht verändert wird, die äquivalente Absorptionsfläche ebenfalls gleich bleiben, unabhängig von der Anzahl der Diffusoren im Raum, die ja keine relevante zusätzliche Absorptionsfläche darstellen. Die Formel für die äquivalente Absorptionsfläche leitet sich aus der Sabineschen Nachhallformel ab. Generell kann gesagt werden, dass Sabine von einer gleichmäßigen Energiedichte im gesamten Raum ausgeht. In dem Moment, in dem Diffusoren in einen Hallraum eingebracht werden, kann aber nicht mehr

von einer gleichmäßigen Energiedichteverteilung ausgegangen werden. Durch die Diffusoren werden Bereiche des Luftvolumens frequenzabhängig abgeschattet, die in Folge dessen eine unterschiedliche Energiedichteverteilung aufweisen. Durch Energiedichtebetrachtungen und Nachhallzeitbetrachtungen im Raum konnte dies plausibel dargestellt werden. Daraus folgte jedoch, dass sich durch das Einbringen der Diffusoren das in der Sabineschen Nachhallformel enthaltene Volumen verringern muss. Es wurde der Term des äquivalenten Volumens $V_{\bar{a}}(f)$ eingeführt. Aus der Hypothese geht hervor, dass das resultierende äquivalente Volumen $V_{\bar{a}}(f)$ nach Einbringen der Diffusoren beim untersuchten Hallraum um ca. 20 % geringer ausfällt, als das tatsächliche gesamte Hallraumvolumen V_{ges} . Konkret bedeutet das, dass die bisher in Hallräumen mit Diffusoren gemessenen Absorptionsgrade zu hoch ermittelt wurden.

8.2 Ausblick

Aufgrund der Hypothese ergeben sich mehrere Ansätze und weiterführende Gedanken zu dieser Arbeit.

Wie schon zuvor erwähnt, gibt es einen immer größer werdenden Wunsch nach der Überarbeitung der ISO 354. Aufgrund der formulierten Hypothese wäre Anhang A, indem die Diffusitätsmessung beschrieben wird, demnach nicht mehr haltbar und müsste überarbeitet werden. Wie nun die Diffusität in einem Hallraum quantifiziert wird und welcher Frequenzbereich dafür betrachtet werden muss, kann in weiterführenden Arbeiten evaluiert und ausgearbeitet werden.

Aufgrund der Diskrepanzen und der hohen Abweichungen der Messwerte in unterschiedlichen Hallräumen muss ein neuer Ansatz gefunden werden, damit Messungen vergleichbar werden können. Durch die Hypothese wird der Vorschlag gemacht, das äquivalente Volumen eines mit Diffusoren ausgestatteten Hallraumes zu berechnen. Es müsste nun für verschiedene Hallräume dieses äquivalente Volumen $V_{\bar{a}}(f)$ berechnet werden und somit auch die Absorptionsgrade der Proben neu bestimmt werden. Vergleiche zwischen den Hallräumen würden dann zeigen, ob durch die Einführung des äquivalenten Volumens $V_{\bar{a}}(f)$ vergleichbare Ergebnisse erzielt werden können.

Werden nun die Absorptionsgrade mit dem äquivalenten Volumen $V_{\ddot{a}}(f)$ neu berechnet, würden die Absorptionsgrade geringer ausfallen. Aus der Praxis ist bekannt, dass die geplanten raumakustischen Maßnahmen bisher häufig zu kürzeren Nachhallzeiten führen als sich durch Messungen vor Ort dann tatsächlich ergeben. Legt man der raumakustisch Planung diese neu berechneten Absorptionsgrade zugrunde, würde das dazu führen, dass die bisherigen Diskrepanzen ($T_{Planung} < T_{Messung}$) zwischen Planung und Ausführung geringer werden. Zukünftige Planungen könnten mit einer höheren Genauigkeit durchgeführt werden.

Aufgrund des Messsystems war die Berechnung der Nachhallzeit ausschließlich im Frequenzbereich von 100 Hz bis 10000 Hz möglich. Es wäre sehr interessant, den Bereich der Auswertung bis 50 Hz zu erweitern und die Standardabweichung der Nachhallzeiten darzustellen. Die enge Abtastung des Schallfeldes mit einem Rasterabstand von 50 cm stellt eine sehr gute Möglichkeit dar, das Schallfeld im Frequenzbereich von 50 Hz bis mindestens 300 Hz zu erfassen.

Mit einer weiteren Messung im Hallraum mit einem Messpunktraster von 50 cm x 50 cm in einer vertikalen Ebene, ließe sich überprüfen, ob die in Abb. 7.3 und 7.4 angenommenen Gegebenheiten der Hypothese zutreffen.

Symbolverzeichnis

γ	Bündelungsgrad
κ	Adiabatexponent
ϕ	Luftfeuchtigkeit
π	Kreiszahl
ρ	Luftdichte
τ	Abklingzeit
d_{min}	Mindestabstand zwischen Mikrofon und Lautsprecher
α	Schallabsorptionsgrad
ϵ_{20}	relative Standardabweichung der Nachhallzeit lt. ISO 354
A_1	Äquivalente Absorptionsfläche des Hallraumes ohne probe
A_2	Äquivalente Absorptionsfläche des Hallraumes mit Probe
A_T	Äquivalente Absorptionsfläche der Probe
A	Äquivalente Absorptionsfläche
c_p	Wärmekapazität bei konstantem Druck
c_v	Wärmekapazität bei konstantem Volumen
c	Schallgeschwindigkeit
E_{dir}	von einem Kugelstrahler direkt abgeschrahlte Energiedichte

E_{stat}	stationäre Energiedichte
E	Energiedichte
f_g	Grenzfrequenz
f	Frequenz
h	Stoffmengenkonzentrat von Wasserdampf
I	Schallintensität
j	imaginäre Zahl
K	Summe aller Raumkantenlängen
k	Wellenzahl
L_i	Schalldruckpegel an der i-ten Mikrofonposition
L_m	arithmetische Mittelwert des Schalldruckpegels über alle Anfangspositionen
l_x, l_y, l_z	Raumkantenlänge
m	Luftabsorptionskoeffizient
N_m	Anzahl der Mikrofonpositionen
n_x, n_y, n_z	Ordnungszahl
p_h	Schalldruck der hinlaufenden Welle
p_r	Schalldruck der rücklaufenden Welle
P_α	absorbierte Leistung
p_{stat}	statischer Luftdruck
P	Schalleistung
p	Schalldruck
r_H	Hallradius
R	Reflektionsfaktor

r	Radius
S	Oberfläche
T_1	Nachhallzeit im Hallraum ohne Probe
T_2	Nachhallzeit im Hallraum mit Probe
T	Nachhallzeit
t	Zeit
$V_a(f)$	frequenzabhängiges, äquivalentes Volumen
V	Volumen
v	Schallschnelle
Z	Schallkennimpedanz

Literaturverzeichnis

- [Bischel et al, 2008] Bischel, M. S.; Roy, K. P.; Greenslade, J. V.: *Comparison of ASTM and ISO sound absorption test methods*, Präsentation bei der Acoustics 08 Paris, 2008
- [Comsol 4.3, 2012] *Acoustics Module User's Guide*, COMSOL Software Licence Agreement, Version May 2012
- [Cops et al., 1995] Cops, A.; Vanhaecht, J.; Leppens, K.: *Sound Absorption in a Reverberation Room: Causes of Discrepancies on Measurement Results*, Applied Acoustics 46, pp. 215-232, Copyright Elsevier Science Limited, 1995
- [Cremer, 1961] Cremer, L.: *Die wissenschaftlichen Grundlagen der Raumakustik, Band II: Statistische Raumakustik*, S. Hirzel Verlag Stuttgart, 1961
- [Cremer, 1971] Cremer, L.: *Vorlesung über Technische Akustik*, Springer-Verlag Berlin, Heidelberg, New York, 1971
- [D'Antonio et al] D'Antonio, P.; Rife, B.; D'Antonio, C.: *Accelerated measurement of the absorption, scattering and diffusion coefficients using multiple microphone arrays*, RPG Diffusor Systems, Inc.
- [Davern, 1986] Davern, W. A.: *Measurement of Low Frequency Absorption*, Applied Acoustics 21, pp. 1-11, 1986
- [Denda, 2010] Denda, M.: *Messsystem für Zweitore*, Bachelorarbeit, Technische Universität Graz, 2010
- [Frank Dietze, 2008] Frank, C.; Dietze, B.: *Parametrisierung von Raumimpulsantworten*, Seminararbeit aus Algorithmen in Akustik und Computermusik 2, Technische Universität Graz, 2008

- [Geigl, 2004] Geigl, M.: *Messungen an mikroperforierten Folien im Hallraum*, Diplomarbeit, Technische Universität Graz, 2004
- [Giese, 2009] Giese, A.: *Ein Optimiertes Messverfahren für Raumimpulsantworten*, Masterarbeit, Technische Universität Berlin, 2009
- [Graber et al., 2006] Graber, G.; Fellner, M.; Graf, F.; Rohde, T.; Egger, J.: *Die Nachhallakustik großer langgestreckter Räume*, Vortrag im Rahmen der DAGA Braunschweig, 2006
- [Heckl Müller, 1994] Heck, M.; Müller, H.: *Taschenbuch der Technischen Akustik*, Springer-Verlag Berlin, Heidelberg, 2. Auflage, 1994
- [Henn et al., 1999] Henn, H.; Sinambari, G. R.; Fallen, M.: *Ingenieurakustik*, Friedr. Vieweg & Sohn Verlagsges. mbH, Braunschweig/ Wiesbaden; 2., erweiterte und überarbeitete Auflage, 1999
- [ICA, 1959] *Proceedings of the third international congress on acoustics, Stuttgart 1959*, Elsevier Publishing Company Amerstadam, New York, London, Princeton, 1961
- [ISO 9613-1, 1993] *Acoustics - Attenuation on sound during propagation outdoor*, International Standard, 1993
- [Lautenbach Vercammen, 2010] Lautenbach, M.; Vercammen, M.: *Volume Diffusers in the Reverberation Room*, Proceedings of 20th International Congress on Acoustics, 2010
- [Kuttruff, 2009] Kuttruff, h.: *Room Acoustics*, Spon Press, 5th Edition, 2009
- [Mechel, 2008] Mechel, F. P.: *Formulas of Acoustics*, Second Edition, Springer Verlag Berlin Heidelberg New York, 2008
- [Mechel, Bd1, 1989] Mechel, F. P.: *Schallabsorber - Band 1: Äußere Schallfelder, Wechselwirkungen*, S. Hirzel Verlag Stuttgart, 1989
- [Mechel, Bd2, 1995] Mechel, F. P.: *Schallabsorber - Band 2: Innere Schallfelder, Strukturen*, S. Hirzel Verlag Stuttgart, 1995
- [Mechel, Bd3, 1998] Mechel, F. P.: *Schallabsorber - Band 3: Anwendungen*, S. Hirzel Verlag Stuttgart, 1998

- [Mikula, 2007] Mikula, L.: *Mehrkanalige Messung von Impulsantworten*, Projektarbeit, Technische Universität Graz, 2007
- [ÖNORM EN ISO 354, 2003] *Akustik - Messung der Schallabsorption in Hallräumen*, Österreichisches Normungsinstitut, 2003
- [ÖNORM EN ISO 3382-1, 2009] *Akustik - Messung von raumakustischen Parametern, Teil 1: Aufführungsplätze*, Österreichisches Normungsinstitut, 2009
- [ÖNORM EN ISO 3741, 2011] *Akustik - Bestimmung der Schallleistungs- und Schallenergiepegel von Geräuschquellen aus Schalldruckmessungen — Hallraumverfahren der Genauigkeitsklasse 1*, Österreichisches Normungsinstitut, 2011
- [ÖNORM EN ISO 18233, 2006] *Akustik - Anwendung neuer Messverfahren in der Bau- und Raumakustik*, Österreichisches Normungsinstitut, 2006
- [Petritsch, 2011] Petritsch, H.: *FEM-Simulationen mit COMSOL Multiphysics im Anwendungsbereich der Technischen Akustik*, Diplomarbeit, Technische Universität Graz, 2011
- [Plagg Pobitzer, 2011] Plagg, S.; Pobitzer, M.: *Eigenfrequenzen - Eigenmoden / Resonanzfrequenzen - Raummoden*, Bachelorarbeit, Technische Universität Graz, 2011
- [Remmers et al, 2006] Remmers, H.; Kappelmann, M.; Blau, M.: *Messung und Bewertung der Diffusität des Schallfeldes in einem Hallraum*, präsentiert auf der 32. Deutschen Jahrestagung für Akustik - DAGA 2006
- [Saura, Vargas, 2009] Sauro, R.; Vargas, M.: *Absorption coefficients-part 2: is edge effect more important than expected?*, Presented at the Internoise in Ottawa Canada 2009
- [Spöttl, 2013] Spöttl, J.: *Implementierung einer Nachhallzeitmessung mit Sinus-Sweep*, Toningenieur-Projekt, Technische Universität Graz, 2013
- [Stöhs, 2011] Stöhs, P.: *Qualitätskontrolle der Akustik von reflexionsarmen Messräumen und FEM-Simulation der Eigenmoden*, Diplomarbeit, Technische Universität Graz, 2011

- [Takahire et al., 1999] Takahira, M.; Noba, M.; Matsuoka, H.: *Development of sound absorption measuring system with acoustic chamber*, Technical Notes / JSAE Review 20, pp. 421-438, 1999
- [Vercammen, 2009] Vercammen, M.L.S: *Improving the accuracy of the absorption measurement according to ISO 354*, Proceedings NAG-DAGA 2009
- [Vercammen, 2010] Vercammen, M.L.S: *How to improve the accuracy of the absorption measurement in the reverberation chamber*, Proceedings of the International Symposium on Room Acoustics, ISRA 2010
- [Vercammen, Lautenbach, 2013] Vercammen, M.; Lautenbach, M.: *Can we use the standard deviation of the reverberation time to describe diffusion in a reverberation chamber?*, AIA-DAGA 2013
- [Weselak Graber, 2010] Weselak, W.; Graber, G.: *Raumakustik* Skript zur gleichnamigen Vorlesung, Version 5.3, Technische Universität Graz, 2010
- [Weseleak, 2012] Weselak, W.: *Technische Akustik*, Skript zur gleichnamigen Vorlesung, Version 8.0, 2012
- [www.akustik.rwth-aachen.de]
- [www.ias.et.tu-dresden.de]
- [www2.ibp.fraunhofer.de]
- [www.ruhr-uni-bochum.de]
- [www.wikipedia.org]

Abbildungsverzeichnis

2.1	Reflexion einer ebenen Welle	7
2.2	Gitterpunkte im Frequenzraum [Weselak Graber, 2010]	10
2.3	Schallfeld in Abhängigkeit zur Schallquelle [Henn et al., 1999]	11
2.4	Schematische Energiebilanz [Henn et al., 1999]	12
2.5	Zeitverlauf von Einschwingvorgang und Nachhall [Weselak Graber, 2010]	15
2.6	Schwankungen v. Temperatur und Luftfeuchtigkeit	24
2.7	Mikrofonpositionen in Abh. von s_m	25
3.1	Messgeräte-Kette	31
3.2	Kommunikation zwischen PAK und Matlab	32
3.3	$h(t)$, $h^2(t)$, $E(t)$, $L(t)$ [ÖNORM EN ISO 18233, 2006]	32
4.1	Skizze Hallraum, in mm	35
4.2	Geometriemodell	38
4.3	Vernetzungsmodell	39
5.1	Prinzipskizze des Messaufbaus	42
5.2	Lautsprecher und 8 Mikrofone	42
5.3	Skizze der Messpositionen	44
5.4	Mineralwolle am Hallraumboden	47
5.5	Absorptionsgrad	47
5.6	Hallraum mit Diffusoren	48
6.1	Vergleich 21. Mode: ohne Sockel (li.) und mit Sockel (re.)	51
6.2	Vergleich 33. Mode: ohne Sockel (li.) und mit Sockel (re.)	51
6.3	Vergleich: 33. (li.) und 34. Eigenmode (re.)	51
6.4	Vergleich 6. Eigenmode	53
6.5	Vergleich 6. Raummode (SPL)	53

6.6	Vergleich 6. Raummode (AP)	53
6.7	Vergleich 54. Eigenmode	55
6.8	Vergleich 54. Raummode (SPL)	55
6.9	Vergleich 54. Raummode	55
6.10	Isoflächen, 54. Eigenmode	56
6.11	Isoflächen, 54. Raummode (SPL)	56
6.12	Vergleich: 259. Eigenmode	56
6.13	$R_{T20}(f=100\text{Hz})$, $h=120\text{cm}$, ohne (li.) und mit (re.) Diff.	59
6.14	$R_{T20}(f=100\text{Hz})$, $h=180\text{cm}$, ohne (li.) und mit (re.) Diff.	59
6.15	$R_{T20}(f=100\text{Hz})$, $h=230\text{cm}$, ohne (li.) und mit (re.) Diff.	59
6.16	$R_{T20}(f=125\text{Hz})$, $h=120\text{cm}$, ohne (li.) und mit (re.) Diff.	60
6.17	$R_{T20}(f=125\text{Hz})$, $h=180\text{cm}$, ohne (li.) und mit (re.) Diff.	60
6.18	$R_{T20}(f=125\text{Hz})$, $h=230\text{cm}$, ohne (li.) und mit (re.) Diff.	60
6.19	$R_{T20}(f=160\text{Hz})$, $h=120\text{cm}$, ohne (li.) und mit (re.) Diff.	62
6.20	$R_{T20}(f=160\text{Hz})$, $h=180\text{cm}$, ohne (li.) und mit (re.) Diff.	62
6.21	$R_{T20}(f=160\text{Hz})$, $h=230\text{cm}$, ohne (li.) und mit (re.) Diff.	62
6.22	$R_{T20}(f=200\text{Hz})$, $h=120\text{cm}$, ohne (li.) und mit (re.) Diff.	63
6.23	$R_{T20}(f=200\text{Hz})$, $h=180\text{cm}$, ohne (li.) und mit (re.) Diff.	63
6.24	$R_{T20}(f=200\text{Hz})$, $h=230\text{cm}$, ohne (li.) und mit (re.) Diff.	63
6.25	$R_{T20}(f=1250\text{Hz})$, $h=120\text{cm}$, ohne (li.) und mit (re.) Diff.	64
6.26	$R_{T20}(f=1250\text{Hz})$, $h=180\text{cm}$, ohne (li.) und mit (re.) Diff.	64
6.27	$R_{T20}(f=1250\text{Hz})$, $h=230\text{cm}$, ohne (li.) und mit (re.) Diff.	64
6.28	rel. Standardabweichung der Nachhallzeit	65
6.29	Nachhallzeit T_{20}	66
7.1	Vergleich Standardabweichung	76
7.2	Energiedichteverteilung	83
7.3	Verkürzung der Nachhallzeit	86
7.4	Energieausgleich und Nachhallzeit	87
7.5	Äquivalentes Volumen	88
7.6	Hallräume	91
A.1	Dämpfungskoeffizient für $T=10^\circ\text{C}$	106
A.2	Dämpfungskoeffizient für $T=15^\circ\text{C}$	107

Anhang A

Numerische Tabellen

(g) Air temperature: 10 °C											
Preferred frequency, Hz	Relative humidity, %										
	10	15	20	30	40	50	60	70	80	90	100
50	$2,62 \times 10^{-1}$	$2,24 \times 10^{-1}$	$1,87 \times 10^{-1}$	$1,55 \times 10^{-1}$	$1,26 \times 10^{-1}$	$1,05 \times 10^{-1}$	$9,01 \times 10^{-2}$	$7,95 \times 10^{-2}$	$6,96 \times 10^{-2}$	$6,24 \times 10^{-2}$	$5,65 \times 10^{-2}$
63	$3,42 \times 10^{-1}$	$2,98 \times 10^{-1}$	$2,71 \times 10^{-1}$	$2,25 \times 10^{-1}$	$1,88 \times 10^{-1}$	$1,60 \times 10^{-1}$	$1,39 \times 10^{-1}$	$1,22 \times 10^{-1}$	$1,08 \times 10^{-1}$	$9,75 \times 10^{-2}$	$8,85 \times 10^{-2}$
80	$4,45 \times 10^{-1}$	$3,85 \times 10^{-1}$	$3,59 \times 10^{-1}$	$3,16 \times 10^{-1}$	$2,74 \times 10^{-1}$	$2,39 \times 10^{-1}$	$2,10 \times 10^{-1}$	$1,86 \times 10^{-1}$	$1,67 \times 10^{-1}$	$1,51 \times 10^{-1}$	$1,38 \times 10^{-1}$
100	$5,85 \times 10^{-1}$	$4,90 \times 10^{-1}$	$4,61 \times 10^{-1}$	$4,25 \times 10^{-1}$	$3,86 \times 10^{-1}$	$3,47 \times 10^{-1}$	$3,11 \times 10^{-1}$	$2,80 \times 10^{-1}$	$2,54 \times 10^{-1}$	$2,31 \times 10^{-1}$	$2,12 \times 10^{-1}$
125	$7,88 \times 10^{-1}$	$6,23 \times 10^{-1}$	$5,79 \times 10^{-1}$	$5,51 \times 10^{-1}$	$5,22 \times 10^{-1}$	$4,86 \times 10^{-1}$	$4,47 \times 10^{-1}$	$4,11 \times 10^{-1}$	$3,78 \times 10^{-1}$	$3,48 \times 10^{-1}$	$3,22 \times 10^{-1}$
160	1,09	$8,06 \times 10^{-1}$	$7,25 \times 10^{-1}$	$6,92 \times 10^{-1}$	$6,78 \times 10^{-1}$	$6,53 \times 10^{-1}$	$6,20 \times 10^{-1}$	$5,84 \times 10^{-1}$	$5,47 \times 10^{-1}$	$5,12 \times 10^{-1}$	$4,79 \times 10^{-1}$
200	1,56	1,07	$9,19 \times 10^{-1}$	$8,52 \times 10^{-1}$	$8,49 \times 10^{-1}$	$8,43 \times 10^{-1}$	$8,25 \times 10^{-1}$	$7,97 \times 10^{-1}$	$7,64 \times 10^{-1}$	$7,28 \times 10^{-1}$	$6,92 \times 10^{-1}$
250	2,29	1,48	1,20	1,05	1,04	1,05	1,05	1,04	1,02	$9,96 \times 10^{-1}$	$9,63 \times 10^{-1}$
315	3,39	2,11	1,62	1,31	1,27	1,28	1,30	1,31	1,31	1,30	1,29
400	5,06	3,08	2,26	1,70	1,56	1,55	1,57	1,60	1,63	1,64	1,65
500	7,52	4,59	3,27	2,28	1,98	1,90	1,90	1,93	1,97	2,00	2,03
630	$1,10 \times 10$	6,89	4,84	3,17	2,80	2,39	2,32	2,33	2,36	2,40	2,45
800	$1,57 \times 10$	$1,04 \times 10$	7,27	4,58	3,56	3,13	2,94	2,87	2,86	2,89	2,93
1 000	$2,16 \times 10$	$1,54 \times 10$	$1,10 \times 10$	6,77	5,07	4,26	3,86	3,66	3,57	3,54	3,55
1 250	$2,84 \times 10$	$2,28 \times 10$	$1,66 \times 10$	$1,02 \times 10$	7,42	6,04	5,29	4,86	4,62	4,48	4,42
1 600	$3,55 \times 10$	$3,21 \times 10$	$2,47 \times 10$	$1,55 \times 10$	$1,11 \times 10$	8,63	7,52	6,73	6,23	5,92	5,72
2 000	$4,23 \times 10$	$4,38 \times 10$	$3,62 \times 10$	$2,35 \times 10$	$1,98 \times 10$	$1,32 \times 10$	$1,10 \times 10$	9,66	8,76	8,14	7,71
2 500	$4,83 \times 10$	$5,72 \times 10$	$5,14 \times 10$	$3,54 \times 10$	$2,57 \times 10$	$2,00 \times 10$	$1,65 \times 10$	$1,43 \times 10$	$1,27 \times 10$	$1,16 \times 10$	$1,08 \times 10$
3 150	$5,32 \times 10$	$7,10 \times 10$	$7,02 \times 10$	$5,27 \times 10$	$3,91 \times 10$	$3,06 \times 10$	$2,51 \times 10$	$2,15 \times 10$	$1,90 \times 10$	$1,71 \times 10$	$1,67 \times 10$
4 000	$5,73 \times 10$	$8,40 \times 10$	$9,15 \times 10$	$7,66 \times 10$	$5,90 \times 10$	$4,67 \times 10$	$3,84 \times 10$	$3,28 \times 10$	$2,87 \times 10$	$2,57 \times 10$	$2,35 \times 10$
5 000	$6,10 \times 10$	$9,58 \times 10$	$1,13 \times 10^2$	$1,08 \times 10^2$	$8,75 \times 10$	$7,08 \times 10$	$5,88 \times 10$	$5,02 \times 10$	$4,39 \times 10$	$3,92 \times 10$	$3,56 \times 10$
6 300	$6,48 \times 10$	$1,06 \times 10^2$	$1,35 \times 10^2$	$1,45 \times 10^2$	$1,27 \times 10^2$	$1,06 \times 10^2$	$8,94 \times 10$	$7,69 \times 10$	$6,74 \times 10$	$6,01 \times 10$	$5,44 \times 10$
8 000	$6,94 \times 10$	$1,15 \times 10^2$	$1,54 \times 10^2$	$1,87 \times 10^2$	$1,77 \times 10^2$	$1,55 \times 10^2$	$1,34 \times 10^2$	$1,17 \times 10^2$	$1,03 \times 10^2$	$9,24 \times 10$	$8,37 \times 10$
10 000	$7,59 \times 10$	$1,25 \times 10^2$	$1,72 \times 10^2$	$2,30 \times 10^2$	$2,37 \times 10^2$	$2,20 \times 10^2$	$1,97 \times 10^2$	$1,75 \times 10^2$	$1,57 \times 10^2$	$1,41 \times 10^2$	$1,28 \times 10^2$

Abbildung A.1: Dämpfungskoeffizient für T=10°C

ANHANG A. NUMERISCHE TABELLEN

(h) Air temperature: 15 °C											
Preferred frequency, Hz	Relative humidity, %										
	10	15	20	30	40	50	60	70	80	90	100
50	$2,68 \times 10^{-1}$	$2,24 \times 10^{-1}$	$1,89 \times 10^{-1}$	$1,41 \times 10^{-1}$	$1,11 \times 10^{-1}$	$9,14 \times 10^{-2}$	$7,74 \times 10^{-2}$	$6,70 \times 10^{-2}$	$5,91 \times 10^{-2}$	$5,28 \times 10^{-2}$	$4,77 \times 10^{-2}$
63	$3,53 \times 10^{-1}$	$3,10 \times 10^{-1}$	$2,72 \times 10^{-1}$	$2,12 \times 10^{-1}$	$1,71 \times 10^{-1}$	$1,42 \times 10^{-1}$	$1,21 \times 10^{-1}$	$1,05 \times 10^{-1}$	$9,27 \times 10^{-2}$	$8,31 \times 10^{-2}$	$7,52 \times 10^{-2}$
80	$4,54 \times 10^{-1}$	$4,13 \times 10^{-1}$	$3,78 \times 10^{-1}$	$3,11 \times 10^{-1}$	$2,57 \times 10^{-1}$	$2,17 \times 10^{-1}$	$1,87 \times 10^{-1}$	$1,63 \times 10^{-1}$	$1,45 \times 10^{-1}$	$1,30 \times 10^{-1}$	$1,18 \times 10^{-1}$
100	$5,77 \times 10^{-1}$	$5,31 \times 10^{-1}$	$5,04 \times 10^{-1}$	$4,41 \times 10^{-1}$	$3,78 \times 10^{-1}$	$3,26 \times 10^{-1}$	$2,85 \times 10^{-1}$	$2,51 \times 10^{-1}$	$2,24 \times 10^{-1}$	$2,02 \times 10^{-1}$	$1,84 \times 10^{-1}$
125	$7,35 \times 10^{-1}$	$6,67 \times 10^{-1}$	$6,47 \times 10^{-1}$	$6,01 \times 10^{-1}$	$5,39 \times 10^{-1}$	$4,79 \times 10^{-1}$	$4,26 \times 10^{-1}$	$3,81 \times 10^{-1}$	$3,43 \times 10^{-1}$	$3,12 \times 10^{-1}$	$2,85 \times 10^{-1}$
160	$9,56 \times 10^{-1}$	$8,28 \times 10^{-1}$	$8,06 \times 10^{-1}$	$7,86 \times 10^{-1}$	$7,40 \times 10^{-1}$	$6,81 \times 10^{-1}$	$6,21 \times 10^{-1}$	$5,65 \times 10^{-1}$	$5,16 \times 10^{-1}$	$4,73 \times 10^{-1}$	$4,36 \times 10^{-1}$
200	1,28	1,04	$9,91 \times 10^{-1}$	$9,89 \times 10^{-1}$	$9,73 \times 10^{-1}$	$9,30 \times 10^{-1}$	$8,74 \times 10^{-1}$	$8,15 \times 10^{-1}$	$7,57 \times 10^{-1}$	$7,04 \times 10^{-1}$	$6,55 \times 10^{-1}$
250	1,78	1,33	1,22	1,21	1,23	1,22	1,18	1,13	1,07	1,02	$9,59 \times 10^{-1}$
315	2,55	1,77	1,54	1,47	1,50	1,53	1,53	1,51	1,47	1,41	1,36
400	3,74	2,44	2,00	1,79	1,81	1,87	1,91	1,92	1,91	1,89	1,85
500	5,68	3,49	2,70	2,23	2,18	2,24	2,31	2,36	2,40	2,41	2,41
630	8,36	5,11	3,80	2,89	2,68	2,69	2,75	2,84	2,91	2,97	3,01
800	$1,25 \times 10$	7,63	5,50	3,89	3,41	3,29	3,31	3,38	3,48	3,57	3,65
1 000	$1,84 \times 10$	$1,15 \times 10$	8,17	5,45	4,51	4,16	4,06	4,08	4,15	4,25	4,35
1 250	$2,65 \times 10$	$1,74 \times 10$	$1,23 \times 10$	7,90	6,22	5,49	5,17	5,05	5,05	5,11	5,20
1 600	$3,69 \times 10$	$2,60 \times 10$	$1,86 \times 10$	$1,17 \times 10$	8,90	7,55	6,88	6,51	6,35	6,30	6,32
2 000	$4,93 \times 10$	$3,83 \times 10$	$2,82 \times 10$	$1,77 \times 10$	$1,31 \times 10$	$1,08 \times 10$	9,50	8,75	8,31	8,07	7,95
2 500	$6,25 \times 10$	$5,48 \times 10$	$4,22 \times 10$	$2,69 \times 10$	$1,97 \times 10$	$1,59 \times 10$	$1,36 \times 10$	$1,22 \times 10$	$1,14 \times 10$	$1,03 \times 10$	$1,04 \times 10$
3 150	$7,55 \times 10$	$7,57 \times 10$	$6,21 \times 10$	$4,10 \times 10$	$2,89 \times 10$	$2,38 \times 10$	$2,01 \times 10$	$1,77 \times 10$	$1,61 \times 10$	$1,50 \times 10$	$1,43 \times 10$
4 000	$9,73 \times 10$	$9,99 \times 10$	$8,88 \times 10$	$6,20 \times 10$	$4,57 \times 10$	$3,62 \times 10$	$3,03 \times 10$	$2,64 \times 10$	$2,37 \times 10$	$2,17 \times 10$	$2,03 \times 10$
5 000	$9,74 \times 10$	$1,26 \times 10^2$	$1,22 \times 10^2$	$9,24 \times 10$	$6,87 \times 10$	$5,54 \times 10$	$4,62 \times 10$	$3,99 \times 10$	$3,55 \times 10$	$3,22 \times 10$	$2,98 \times 10$
6 300	$1,06 \times 10^2$	$1,51 \times 10^2$	$1,61 \times 10^2$	$1,35 \times 10^2$	$1,05 \times 10^2$	$8,47 \times 10$	$7,08 \times 10$	$6,11 \times 10$	$5,40 \times 10$	$4,87 \times 10$	$4,47 \times 10$
8 000	$1,14 \times 10^2$	$1,74 \times 10^2$	$2,02 \times 10^2$	$1,90 \times 10^2$	$1,56 \times 10^2$	$1,29 \times 10^2$	$1,08 \times 10^2$	$9,37 \times 10$	$8,28 \times 10$	$7,46 \times 10$	$6,81 \times 10$
10 000	$1,23 \times 10^2$	$1,95 \times 10^2$	$2,42 \times 10^2$	$2,57 \times 10^2$	$2,26 \times 10^2$	$1,92 \times 10^2$	$1,65 \times 10^2$	$1,44 \times 10^2$	$1,27 \times 10^2$	$1,15 \times 10^2$	$1,05 \times 10^2$

Abbildung A.2: Dämpfungskoeffizient für T=15°C

ANHANG A. NUMERISCHE TABELLEN

Eigenmoden	Hallraum ohne Diffusoren	Hallraum mit Diffusoren	eines Quaders
f_1	23.62177702	23.58724264	22.30169051 (1-0-0)
f_2	29.2293664	28.76439789	28.53577371 (0-0-1)
f_3	29.82282616	29.7635618	30.46181172 (0-1-0)
f_4	37.58296341	37.33604166	36.21678866 (1-0-1)
f_5	38.78784698	38.67819254	37.75297833 (1-1-0)
f_6	42.07464592	41.78000287	41.73981738 (0-1-1)
f_7	48.41623195	48.18625218	44.60338101 (2-0-0)
f_8	48.64537004	48.34486577	47.32417727 (1-1-1)
f_9	56.44308097	55.91417194	54.01280933 (2-1-0)
f_{10}	56.7846599	56.33301431	-
f_{11}	58.28270562	57.76437227	-
f_{12}	59.66412901	59.07334544	-
f_{13}	62.82895328	61.9041581	-
f_{14}	63.77241276	63.56498796	-
f_{15}	65.10285943	64.59085223	-
f_{16}	65.73938663	65.28948231	-
f_{17}	67.08677008	66.26225252	-
f_{18}	70.16042132	69.28900606	-
f_{19}	70.60457223	69.83208441	-
f_{20}	71.68235087	71.1657008	-
f_{21}	74.89128118	73.80703059	-
f_{22}	76.16827765	75.76789013	-
f_{23}	76.66017422	76.14990221	-
f_{24}	80.56841096	79.57725755	-
f_{25}	81.49679372	81.13952253	-
f_{26}	83.81155294	83.14411693	-
f_{27}	84.63483988	84.01012283	-
f_{28}	86.78158732	85.82758591	-
f_{29}	87.37557892	86.27479518	-
f_{30}	87.52909408	86.7549275	-
f_{31}	88.72389094	87.65527612	-
f_{32}	89.67924442	88.80329077	-
f_{33}	90.56780374	89.58944023	-
f_{34}	91.51791261	90.70679095	-
f_{35}	91.92006679	91.0024971	-
f_{36}	92.80859319	91.57823855	-
f_{37}	93.38650929	92.97367407	-
f_{38}	94.14349925	93.41684794	-
f_{39}	94.72895573	94.08330209	-
f_{40}	95.25775938	94.97774012	-

Tabelle A.1: Darstellung der berechneten Eigenmoden im Hallraum mit und ohne Diff.

	100 Hz		125 Hz		160 Hz		200 Hz		1250 Hz	
	o	m	o	m	o	m	o	m	o	m
min	3.82	4.29	3.80	3.49	3.90	3.64	3.73	3.52	5.57	5.26
mean	4.71	4.92	4.72	4.47	4.54	4.33	4.59	4.08	5.88	5.52
max	5.88	5.47	5.76	5.43	5.46	4.93	5.29	4.85	6.27	5.85
std	0.43	0.33	0.42	0.42	0.30	0.25	0.31	0.26	0.13	0.13
var	0.18	0.11	0.17	0.17	0.09	0.06	0.10	0.07	0.02	0.02
%	9.13	6.71	8.90	9.4	6.61	5.77	6.75	6.37	2.21	2.35

Tabelle A.2: Statistische Auswertung der Nachhallzeiten für h=120cm

	100 Hz		125 Hz		160 Hz		200 Hz		1250 Hz	
	o	m	o	m	o	m	o	m	o	m
min	3.83	4.10	3.85	3.36	3.71	3.80	4.05	3.42	5.58	5.19
mean	4.57	4.96	4.74	4.28	4.61	4.27	4.82	4.11	5.90	5.54
max	5.61	5.49	5.84	5.25	5.61	4.73	5.53	4.72	6.32	5.95
std	0.41	0.32	0.44	0.42	0.30	0.22	0.29	0.24	0.15	0.14
var	0.17	0.10	0.19	0.18	0.09	0.05	0.08	0.06	0.02	0.02
%	8.97	6.45	9.29	9.81	6.51	5.15	6.02	5.84	2.54	2.53

Tabelle A.3: Statistische Auswertung der Nachhallzeiten für h=180cm

	100 Hz		125 Hz		160 Hz		200 Hz		1250 Hz	
	o	m	o	m	o	m	o	m	o	m
min	3.88	4.04	3.53	3.39	3.71	3.79	3.82	3.46	5.49	5.30
mean	4.68	4.89	4.53	4.16	4.57	4.38	4.80	4.12	5.89	5.57
max	5.71	5.54	5.60	5.15	5.26	4.89	5.89	4.70	6.25	6.00
std	0.45	0.30	0.43	0.38	0.31	0.23	0.31	0.25	0.15	0.14
var	0.20	0.09	0.19	0.15	0.09	0.05	0.09	0.06	0.02	0.02
%	9.62	6.13	9.49	9.13	6.78	5.25	6.46	6.07	2.55	2.51

Tabelle A.4: Statistische Auswertung der Nachhallzeiten für h=230cm

Anhang B

Ergänzende Formeln

Dämpfungskoeffizient α aus ISO 9613-1

$$\alpha = 8.868^2 \left(\left[1.84 * 10^{-11} \left(\frac{p_a}{p_r} \right)^{-1} \left(\frac{T}{T_0} \right)^{\frac{1}{2}} \right] + \left(\frac{T}{T_0} \right)^{-\frac{5}{2}} * \left\{ 0.01275 \left(e^{-\frac{2239}{T}} \right) \left[f_{rO} + \left(\frac{f^2}{f_{rO}} \right) \right]^{-1} + 0.1068 \left(e^{-\frac{3352}{T}} \right) \left[f_{rN} + \left(\frac{f^2}{f_{rN}} \right) \right]^{-1} \right\} \right) \quad (\text{B.1})$$

Dabei wird der Referenzdruck mit $p_r = 101.325$ angenommen und die Referenztemperatur mit $T_0 = 293.15K$. Die Relaxationsfrequenz für Sauerstoff (f_{rO}) und Stickstoff (f_{rN}) sind definiert als:

$$f_{rO} = \frac{p_a}{p_r} \left(24 + 4.04 * 19^4 * h \frac{0.02 + h}{0.391 + h} \right) \quad (\text{B.2})$$

$$f_{rN} = \frac{p_a}{p_r} \left(\frac{T}{T_0} \right)^{-\frac{1}{2}} * \left(9 + 280 * h * e^{\left\{ -4.170 \left[\left(\frac{T}{T_0} \right)^{-\frac{1}{3}} - 1 \right] \right\}} \right) \quad (\text{B.3})$$

Schallausbreitung in Abhängigkeit der Temperatur und der Luftfeuchtigkeit im Medium Luft

$$c = \sqrt{\kappa * \frac{p_{stat}}{\rho}} \quad (\text{B.4})$$

Der Adiabatenexponent κ ist definiert als:

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v} \quad (\text{B.5})$$

Räumliche Dirac-Funktion

$$\delta^{(3)}(\vec{x} - \vec{x}_Q) = \begin{cases} 1 \left[\frac{1}{\text{m}^3} \right] & \text{für } \vec{x} = \vec{x}_Q \\ 0 \left[\frac{1}{\text{m}^3} \right] & \text{für } \vec{x} \neq \vec{x}_Q \end{cases} \quad (\text{B.6})$$

Anhang C

Dateiverzeichnis

Schriftliche Diplomarbeit

Ordner und Datei-Name	Beschreibung
Balint\Diplomarbeit\main.pdf	Pdf-Dokument (gesamten Diplomarbeit)
Balint\Diplomarbeit\main.tex	Tex-Dokument (gesamten Diplomarbeit)
Balint\Präsentation\Latex-Presentation.pdf	Pdf-Dokument (Präsentation der Diplomarbeit)

Messdaten

Ordner und Datei-Name	Beschreibung
Balint\Daten\diff_120 ^{*1)2)}	Messeebene h=120 cm, mit Diffusoren
Balint\Daten\diff_180 ^{*1)2)}	Messeebene h=180 cm, mit Diffusoren
Balint\Daten\diff_230 ^{*1)2)}	Messeebene h=230 cm, mit Diffusoren
Balint\Daten\leer_120cm ^{*1)2)}	Messeebene h=120 cm, ohne Diffusoren
Balint\Daten\leer_180cm ^{*1)2)}	Messeebene h=180 cm, ohne Diffusoren
Balint\Daten\leer_230cm ^{*1)2)}	Messeebene h=230 cm, ohne Diffusoren

1) Diese Ordner enthalten jeweils weitere 14 bzw. teilweise 15 Unterordner (nummeriert von 1 bis 15).

2) Jeder dieser Ordner enthält 8 .m-files (Mic*.m, die jeweils folgende Matrizen enthalten: AbK (21 Abklingkurven), EDT (Early Decay Time, gemittelter Wert), IR (Impulsantwort), Krü_e_TB (Krümmung nach ISO 3741), NLin_20_TB (Nichtlinearität nach ISO 3741), NLin_30_TB (Nichtlinearität nach ISO 3741), RAP (Raumakustische Parameter), RT20_TB (Nachhallzeit T₂₀), RT30_TB (Nachhallzeit T₃₀)

Comsol Multiphysics-Projekte

Ordner und Datei-Name	Beschreibung
Balint\Comsol\Hallraum_Eigenfrequency.mph	Simulation (Eigenmoden ohne Diffusoren)
Balint\Comsol\HallraumDiff_Eigenfrequency.mph	Simulation (Eigenmoden mit Diffusoren)
Balint\Comsol\Hallraum_Eigenfrequency_v2.mph	Simulation (Eigenmoden ohne Sockel)
Balint\Comsol\Hallraum_Raummode.mph	Simulation (Raummoden ohne Diffusoren)
Balint\Comsol\HallraumDiff_Raummode.mph	Simulation (Raummoden mit Diffusoren)