

---

# **BACHELORARBEIT**

---

Herr  
**Georg Cotta**

**Erarbeitung eines raum-  
akustischen Konzeptes für  
einen Proberaum**

**Leipzig, 2019**



# **BACHELORARBEIT**

---

## **Erarbeitung eines raum- akustischen Konzeptes für einen Proberaum**

Autor:  
Herr  
**Georg Cotta**

Studiengang:  
**Media and Acoustical Engineering**

Seminargruppe:  
**MG15wC-B**

Erstprüfer:  
**Prof. Dr.-Ing. Jörn Hübelt**

Zweitprüfer:  
**M. Eng. Matthias Barth**

Einreichung:  
**Mittweida, 31.07.2019**

---

**BACHELOR THESIS**

---

**Developing a room acoustical  
concept for a rehearsal room**

author:

Mr.

**Georg Cotta**

course of studies:

**Media and Acoustical Engineering**

seminar group:

**MG15wC-B**

first examiner:

**Prof. Dr.-Ing. Jörn Hübelt**

second examiner:

**M. Eng. Matthias Barth**

submission:

**Mittweida, 31.07.2019**

---

## **Bibliografische Angaben**

Cotta, Georg:

*Erarbeitung eines raumakustischen Konzeptes für einen Proberaum.* 58 Seiten, 53 Abbildungen, 1 Tabelle. Hochschule Mittweida, University of Applied Sciences. Fakultät Medien. Anfertigung der Arbeit in der Firma *goritzka akustik* in Leipzig. Bachelorarbeit, 2019

## **Abstract**

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit der Optimierung der Raumakustik innerhalb eines Proberaumes. Dazu wird ein Zielwert für die Nachhallzeit definiert, der über das ganze relevante Frequenzspektrum erreicht werden soll. Es werden die für kleine Räume typischen Herausforderungen beleuchtet und verschiedene Absorbertypen vorgestellt. Die vorgenommenen akustischen Messungen werden ausgewertet und Auffälligkeiten in den Messergebnissen diskutiert. Es wird ein dreidimensionales Computermodell erstellt, mit dessen Hilfe unterschiedliche Absorberkonfigurationen simuliert werden. Dadurch wird ein praktikables Konzept zur effektiven Reduzierung der Nachhallzeit erarbeitet. Abschließend wird ein Ausblick auf die Konstruktion und Umsetzung der geplanten Maßnahmen gegeben.

# Inhaltsverzeichnis

<b>Inhaltsverzeichnis .....</b>	<b>V</b>
<b>Symbolverzeichnis .....</b>	<b>VIII</b>
<b>Abbildungsverzeichnis .....</b>	<b>X</b>
<b>1 Aufgabenstellung .....</b>	<b>1</b>
1.1 Raum 1 .....	2
1.2 Raum 2 .....	5
1.3 Besondere Herausforderungen .....	5
<b>2 Vorgehensweise .....</b>	<b>6</b>
2.1 Aufgabenkatalog .....	6
2.2 Zielsetzung .....	7
<b>3 Grundlagen .....</b>	<b>9</b>
3.1 Diffuses Schallfeld, Absorptionsgrad $\alpha$ und äquivalente Absorptionsfläche $A_{10}$	
3.1.1 Diffuses Schallfeld .....	10
3.1.2 Schallabsorptionsgrad $\alpha$ .....	10
3.1.3 Äquivalente Schallabsorptionsfläche $A$ .....	11
3.2 Raumakustische Maße .....	12
3.2.1 Nachhallzeit $T_{60}$ .....	12
3.2.2 Nachhallzeit $T_{30}$ und $T_{20}$ .....	13
3.2.3 Anfangsnachhallzeit $EDT$ (Early Decay Time) .....	13
3.2.4 Bassverhältnis $BR$ (Bass Ratio) .....	14
3.2.5 Deutlichkeitsmaß $C_{50}$ , Klarheitsmaß $C_{80}$ .....	14
3.3 Raummoden .....	15
3.3.1 Schröder-Frequenz $f_s$ .....	16
3.3.2 Modentypen .....	17
3.3.3 Berechnung von Raummoden .....	17
3.3.4 Modendichte und Diffusität .....	18
3.3.5 Bedämpfung von Raummoden .....	18
3.4 Kammfilter und Flatterechos .....	18
<b>4 Absorberarten .....</b>	<b>20</b>
4.1 Poröse Absorber .....	20
4.1.1 Abdeckungen für poröse Absorber .....	23
4.2 Resonanzabsorber .....	23

---

4.2.1	Helmholtzresonator .....	23
4.2.2	Plattenresonator .....	24
4.3	Verbundplattenresonatoren (VPR) .....	25
4.4	Breitbandkompaktabsorber (BKA) .....	26
4.5	Kantenabsorber (KA) .....	27
<b>5</b>	<b>Entkopplung von Raum 1 und Raum 2 .....</b>	<b>29</b>
5.1	Einbau einer Tür .....	29
5.2	Schalldämmung der Tür .....	30
<b>6</b>	<b>Nachhallzeitmessung .....</b>	<b>32</b>
6.1	Vorgehensweise .....	32
6.1.1	Messaufbau .....	32
6.1.2	Messequipment .....	33
6.1.3	Messpositionen .....	33
<b>7</b>	<b>Raummoden .....</b>	<b>35</b>
7.1	Berechnung .....	35
7.2	Online-Raummoden-Rechner von <i>Trikustik</i> .....	36
7.2.1	3D-Darstellung .....	37
<b>8</b>	<b>Messergebnisse .....</b>	<b>39</b>
8.1	Mittelung .....	39
8.2	Auswertung .....	40
8.2.1	Hohe Nachhallzeit bei 100 Hz .....	40
8.2.2	Einbruch der Nachhallzeit bei 800 Hz .....	44
<b>9</b>	<b>Konzept zur Optimierung .....</b>	<b>46</b>
9.1	<i>EASE: Aura</i> Simulationsmodell .....	46
9.1.1	Grenzen der Strahlenverfolgung .....	46
9.1.2	Kalibrierung .....	47
9.1.3	Zielsetzung und Praktikabilität .....	48
9.1.4	Simulation der Deckensegel .....	49
9.1.5	Simulation der Basotect G+ Absorber .....	51
9.1.6	Ein Vorhang und ein weiteres Deckensegel .....	53
9.1.7	Simulation eines Kantenabsorbers .....	54
<b>10</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick .....</b>	<b>57</b>
	<b>Literaturverzeichnis .....</b>	<b>XI</b>
	<b>Anlagen .....</b>	<b>XII</b>

---

**Eigenständigkeitserklärung .....XVIII**



# Symbolverzeichnis

## Griechische Buchstaben

$\alpha$	Absorptionsgrad
$\alpha_i$	Absorptionsgrad der Teilfläche
$\alpha_w$	Bewerteter Absorptionsgrad
$\lambda$	Wellenlänge in m

## Große Lateinische Buchstaben

$A_i$	Äquivalente Schallabsorptionsfläche in $m^2$
$A_{ges}$	Äquivalente Schallabsorptionsfläche des Raumes in $m^2$
$BR$	Bassverhältnis
$C_{50}$	Deutlichkeitsmaß
$C_{80}$	Klarheitsmaß
$R_s$	spezifischer Strömungswiderstand in $Pa \cdot s/m$
$S_H$	Öffnungsfläche des Helmholtzresonators in $cm^2$
$S_i$	Teilfläche in $m^2$
$S_0$	Gesamte Raumboberfläche in $m^2$
$T_{60}$	Nachhallzeit in s
$T_{soll}$	Geforderte Nachhallzeit nach DIN 18041 in s
$V$	Volumen in $m^3$
$W_1$	Einfallende Schalleistung
$W_{abs}$	Absorbierte Schalleistung
$W_{ref}$	Reflektierte Schalleistung

## Kleine Lateinische Buchstaben

$c_0$	Schallgeschwindigkeit in Luft in m/s
$d$	Wandabstand
$f_0$	Resonanzfrequenz in Hz
$f_c$	Koinzidenzfrequenz
$f_s$	Schröder-Frequenz in Hz
$m$	Luftdämpfung in $m^{-1}$
$m''$	flächenbezogene Masse in $kg/m^2$
$p$	Schalldruck
$r$	längenbezogener Strömungswiderstand in $Pa \cdot s/m^2$
$t$	Schichtdicke des porösen Materials bzw. Glasscheibenstärke

$t_{eff}$	effektive Tiefe der Öffnungskanäle (mündungskorrigiert) in mm
$u$	Geschwindigkeit der durchströmenden Luft
$v$	Schallschnelle

## Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Grundriss der gemieteten Räume (links) und Blick durch die Türöffnungen (rechts) (Quelle: Eigene Darstellung).....	1
Abbildung 2: Raum 2 (links oben); Türöffnung zu Raum 1 (rechts oben); Südlicher Teil von Raum 1 (links unten); Nördlicher Teil von Raum 1 (rechts unten) (Quelle: Eigene Aufnahmen).....	2
Abbildung 3: Lageplan des ehem. Fabrikgebäudes (rot) und des Proberaumes (gelb) (Quelle: OpenStreetMap, URL: <openstreetmap.de>, Stand: 08.07.2019) .....	3
Abbildung 4: Decke mit Stahlträgern (Quelle: Eigene Aufnahmen).....	4
Abbildung 5: Bodenbelag aus quadratischen Teppichplatten (Quelle: Eigene Aufnahmen).....	4
Abbildung 6: Die nach DIN 18041 geforderten Nachhallzeiten für unterschiedliche Raumnutzungsarten A1 bis A5 (Quelle: [DIN 18041:2016-03], S. 13)....	7
Abbildung 7: Toleranzbereich der Nachhallzeit T in Abhängigkeit von der Frequenz für die Nutzungsarten A1 bis A4 (Quelle: [DIN 18041:2016-03], S.14).....	8
Abbildung 8: Zielbereich der Nachhallzeit für den Proberaum im Frequenzbereich von 125 Hz bis 4 kHz, basierend auf dem in DIN 18041 definierten Toleranzbereich (Quelle: Eigene Darstellung) .....	8
Abbildung 9: Absorption, Reflexion und Transmission bei Schalleinfall auf eine Wand (Quelle: URL: < <a href="https://www.baunetzwissen.de/akustik/fachwissen/schalluebertragung/schalltransmissionsgrad-und-schalldaemmung-147669">https://www.baunetzwissen.de/akustik/fachwissen/schalluebertragung/schalltransmissionsgrad-und-schalldaemmung-147669</a> >, Stand: 09.07.2019).....	11
Abbildung 10: T60 und T30; Abklingen des Pegels nach Abschalten der Schallquelle (Quelle: Eigene Darstellung).....	13
Abbildung 11: Ortsabhängiger Schalldruck (links) und Schallschnelle (rechts) bei stehenden Wellen (Quelle: [Möser 2015], S.41) .....	15
Abbildung 12: Raummoden (Quelle: [Newell 2012], S. 96).....	17
Abbildung 13: Exemplarischer Verlauf der Modendichte eines quaderförmigen Raumes (Quelle: Raummoden Rechner von Trikestik, URL: < <a href="http://trikeistik.at/raummodenrechner">http://trikeistik.at/raummodenrechner</a> >, Stand: 09.07.2019) .....	18
Abbildung 14: Kammfilter für drei unterschiedliche Absorptionsgrade der reflektierenden Fläche für den Fall der ebenen Wellenausbreitung. Die Frequenz ist auf die Frequenz der ersten Auslöschung normiert. (Quelle: [Weinzierl 2008], S.283).....	19
Abbildung 15: Absorptionsgrad $\alpha$ poröser Absorber unterschiedlicher Dicke mit optimalem Anpassungsverhältnis für diffusen (—) bzw. senkrechten (- • -) Schalleinfall (Quelle: [Fuchs 2010], S. 33) .....	21
Abbildung 16: Absorptionsgrad $\alpha_0$ bei senkrechtem Schalleinfall auf Mineralfaserplatten unterschiedlicher Dicke vor schallharter Wand bei optimal angepasstem $R_s$ (- • -) bzw. konstantem $r = 8 \text{ kPa sm}^2$ (- —) (Quelle: [Fuchs 2010], S. 36) .....	22

Abbildung 17: Schallschnelle $v$ und Schalldruck $p$ einer Schallwelle vor schallharter Wand (Quelle: Studienunterlagen Noise Protection).....	22
Abbildung 18: Schematische Darstellung eines Helmholtzresonators mit absorbierender Mineralwolle im Öffnungskanal (Quelle: Eigene Darstellung) .....	24
Abbildung 19: Klassischer Plattenresonator aus <b>1</b> einer geschlossenen Schicht der Masse $m''$ , <b>2</b> einem unnachgiebig angenommenen Rahmen, <b>3</b> einem Luftkissen der Dicke $d$ , <b>4</b> einer Dämpfungsschicht der Dicke $d_a$ (Quelle: in Anlehnung an [Fuchs 2017], S. 52) .....	25
Abbildung 20: Schematische Darstellung eines Verbundplatten-Resonators. <b>1</b> freischwingende Platte, <b>2</b> faserige/poröse Dämpfungsschicht, <b>3</b> Befestigungswinkel, <b>4</b> Rohbauteil, <b>5</b> Rückenplatte bei Konstruktion als Baffle (Quelle: [Fuchs 2017], S. 60) .....	26
Abbildung 21: Absorptionsgrad $\alpha_s$ von jeweils 100 mm dickem Verbundplattenresonator (*, b) und Breitbandkompaktabsorber (□, c). Rechnung für 100 mm faserigen/porösen Absorber (-) gemäß Abbildung 16 (Quelle: [Fuchs 2017], S. 139) .....	27
Abbildung 22: Kantenabsorber im Hallraum des Instituts für Arbeitsschutz, St. Augustin. <b>a</b> Mineralwolle ohne Abdeckung, <b>b</b> mit Gipskarton bzw. Lochplatten verkleidet, <b>c</b> mit zusätzlicher Abdeckung durch eine Metallfolie, <b>d</b> mit nur teilweiser Füllung (Quelle: [Fuchs 2017], S. 142) .....	28
Abbildung 23: Türeinbau: Entfernen der Sockelleiste (links oben); provisorische Türfutterzangen (rechts oben); eingehängtes Türblatt (links unten); geschlossene Tür (rechts unten) (Quelle: Eigene Aufnahmen) .....	30
Abbildung 24: Heizungsrohre führen durch eine Öffnung in der Wand. (Quelle: Eigene Aufnahmen) .....	31
Abbildung 25: Blockdiagramm des Messaufbaus (Quelle: Eigene Darstellung) .....	33
Abbildung 26: Quellpositionen der Nachhallzeitmessung. Die sechs Mikrofonpositionen wurden frei im Raum verteilt (Quelle: Eigene Darstellung) .....	34
Abbildung 27: Benutzeroberfläche des Raummodenrechners von Trikustik (Quelle: Raummodenrechner von Trikustik, URL: < <a href="https://trikustik.at/raummoden-rechner">https://trikustik.at/raummoden-rechner</a> >, Stand: 18.07.2019).....	37
Abbildung 28: Axialmoden der ersten 4 Ordnungen (Quelle: Raummodenrechner von Trikustik, URL: < <a href="https://trikustik.at/raummoden-rechner">https://trikustik.at/raummoden-rechner</a> >, Stand: 18.07.2019) .....	38
Abbildung 29: Nachhallzeiten aller Messpunkte (farbige Linien) und die daraus arithmetisch gemittelte Nachhallzeit (schwarze Linie. (Quelle: Eigene Darstellung) .....	39
Abbildung 30: Axialmoden bei 92,7 Hz, 98 Hz und 107 Hz (rot) (Quelle: Raummodenrechner von Trikustik, URL: < <a href="https://trikustik.at/raummoden-rechner">https://trikustik.at/raummoden-rechner</a> >, Stand: 18.07.2019).....	41
Abbildung 31: Nachhallzeit des Proberaumes im Frequenzbereich unter 400 Hz (Quelle: Eigene Darstellung).....	41

---

Abbildung 32: Verlauf der Nachhallzeiten an den einzelnen Mikrofonpositionen; Die Erhöhung bei 100 Hz tritt an fast allen Positionen im Raum deutlich hervor (Quelle: Eigene Darstellung).....	42
Abbildung 33: Hohlraum unterhalb des nördlichen Fensters (Quelle: Eigene Darstellung) .....	43
Abbildung 34: Der Einbruch in der Nachhallzeit bei 800 Hz wurde an allen Messpositionen gemessen. (Quelle: Eigene Darstellung) .....	44
Abbildung 35: Die im Hallraum gemessenen Schallabsorptionsgrade der "Metric" Teppichbodenplatten (Quelle Datenblatt des Herstellers, URL: < <a href="https://www.vorwerk-teppich.de/carpettypepdf/Metric.pdf">https://www.vorwerk-teppich.de/carpettypepdf/Metric.pdf</a> >, Stand: 09.07.2019) .....	45
Abbildung 36: Gemessene Nachhallzeit (schwarz), simulierte Nachhallzeit des kalibrierten EASE: Aura Modells (orange), sowie Toleranzbereich der zu erreichenden Nachhallzeit (Quelle: Eigene Darstellung) .....	48
Abbildung 37: Absorptionsgrade eines stoffumspannten Deckensegels aus 16 cm dicker Mineralwolle, in unterschiedlichen Wandabständen (Quelle: Acoustic Modelling Calculator, URL: < <a href="http://www.acousticmodelling.com/multi.php">http://www.acousticmodelling.com/multi.php</a> >, Stand: 18.07.2019).....	50
Abbildung 38: Simulierte Nachhallzeit nach Einbringen zweier Deckensegel in unterschiedlichen Abhanghöhen (Quelle: Eigene Darstellung) .....	51
Abbildung 39: Schallabsorption von Basotect G+ in unterschiedlichen Stärken (im Hallraum gemessen) (Quelle: BASF, URL: < <a href="https://products.basf.com/de/Basotect.html">https://products.basf.com/de/Basotect.html</a> >, Stand: 18.07.2019) .....	52
Abbildung 40: Simulierte Nachhallzeiten bei unterschiedlichen Absorberkombinationen. Mit zwei Deckensegeln, 7 Basotect-Absorbern und zwei großen Teppichen wird die gewünscht Nachhallzeit noch nicht erreicht. (Quelle: Eigene Darstellung).....	53
Abbildung 41: Simulierte Nachhallzeit nach Einbringung eines Vorhangs aus Bühnenmolton und eines dritten Deckensegels (Quelle: Eigene Darstellung) .....	54
Abbildung 42: Einige relevante Raummoden, deren Unter- und Überdruckgebiete sich in den Ecken des Raumes befinden (Quelle: in Anlehnung an den Raummodenrechner von Trikustik, URL: < <a href="https://trikustik.at/raummoden-rechner">https://trikustik.at/raummoden-rechner</a> >, Stand: 18.07.2019).....	55
Abbildung 43: Der zusätzliche Kantenabsorber reduziert die Nachhallzeit des Proberaumes in beinahe allen Frequenzen auf den geplanten Zielwert (Quelle: Eigene Darstellung) .....	56
Abbildung 44: Vier Basotect G+ Absorber an den Wänden (Quelle: Eigene Darstellung) .....	XII
Abbildung 45: Bau der Holzrahmen für die Deckensegel (Quelle: Eigene Darstellung) .....	XII
Abbildung 46: Konstruktion eines Deckensegels; Stoffbespannung (Quelle: Eigene Darstellung) .....	XIII
Abbildung 47: Anbringung des Deckensegels (hier noch nicht befüllt) mit Karabinerhaken und Rundstahlketten (Quelle: Eigene Darstellungen) .....	XIII

---

Abbildung 48: Messung der Nachhallzeit; Der Hochtonabsorber in der Raumecke wurde vor der in Abbildung 46 dargestellten Messung entfernt (Quelle: Eigene Darstellung).....	XIV
Abbildung 49: Abschirmung des Hohlraums (Quelle: Eigene Darstellung).....	XIV
Abbildung 50: Konstruktion des Kantenabsorbers: Zurechtschneiden der Mineralwolleplatten (Quelle: Eigene Darstellung).....	XV
Abbildung 51: Grundkonstruktion des Kantenabsorbers (Quelle: Eigene Darstellung).....	XV
Abbildung 52: Halbfertiger Kantenabsorber (Quelle: Eigene Darstellung).....	XVI
Abbildung 53: Nachhallzeitmessung nach erfolgter Umsetzung einiger der simulierten Absorber und vergleichbare EASE Aura Simulationsergebnisse (Quelle: Eigene Darstellung) .....	XVII

# 1 Aufgabenstellung

Gegenstand dieser Arbeit ist die Erarbeitung eines Konzeptes zur Optimierung der Raumakustik eines Proberaumes. Bei dem betrachteten Proberaum handelt es sich um einen speziell für diesen Zweck sanierten Raum innerhalb eines ehemaligen Fabrikgebäudes, welcher vom Verfasser wenige Wochen vor Beginn dieser Arbeit angemietet wurde. Insgesamt besteht das gemietete Objekt aus drei Räumen, welche durch Türöffnungen miteinander verbunden sind (vgl. Abbildung 1). Im Größten der drei Räume (Raum 1) soll der Proberaum für die Band des Verfassers entstehen (vgl. Abbildung 2). In ihm sollen fünf Musiker jeweils ihr eigenes Instrument und die Instrumente der Anderen (Schlagzeug, elektronisch verstärkte Bass- und E-Gitarren, Gesang) an allen relevanten Positionen im Raum deutlich und ausgewogen hören können. Außerdem sind in der Zukunft Musikaufnahmen innerhalb des Proberaumes geplant, weshalb besonderes Augenmerk auf einen möglichst linearen Frequenzgang des Proberaumes gelegt wird.

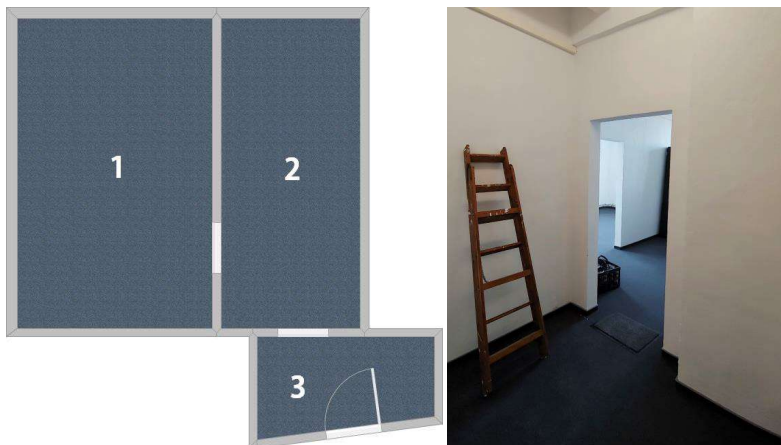


Abbildung 1: Grundriss der gemieteten Räume (links) und Blick durch die Türöffnungen (rechts) (Quelle: Eigene Darstellung)



Abbildung 2: Raum 2 (links oben); Türöffnung zu Raum 1 (rechts oben); Südlicher Teil von Raum 1 (links unten); Nördlicher Teil von Raum 1 (rechts unten) (Quelle: Eigene Aufnahmen)

## 1.1 Raum 1

Mit einer Grundfläche von  $19,5 \text{ m}^2$  und einem Volumen von ca.  $62,16 \text{ m}^3$  ist Raum 1 der größte der drei angemieteten Räume und soll daher als Proberaum eingerichtet werden. Er befindet sich in der nordwestlichen Ecke des ehemaligen Fabrikgebäudes (vgl. Abbildung 3), weshalb zwei der ihn begrenzenden Wände Außenwände darstellen. In diesen Außenwänden sind, im Zuge der Sanierung des Gebäudes, 3-Fach verglaste Fenster verbaut worden. Die südliche Raumbegrenzungsfläche bildet eine massive Betonwand, welche den Raum 1 von einem benachbarten Proberaum trennt. Eine weitere Wand aus Beton befindet sich zwischen Raum 1 und Raum 2, wobei diese beiden Räume durch die vorhandene Türöffnung weiterhin miteinander verbunden und akustisch gekoppelt



sind. Unmittelbar unter der Decke befinden sich über die gesamte Länge des Raumes zwei mit Beton aufgefüllte Stahlträger (vgl. Abbildung 4). Die Bodenkonstruktion bildet ein auf der Rohdecke aufgetragener schwimmender Estrich, über dem ein Bodenbelag aus jeweils 0,25 m<sup>2</sup> großen Teppichplatten verlegt wurde (vgl. Abbildung 5). Außerdem befindet sich ein großer Heizkörper in dem Raum, welcher über Metallrohre an das zentrale Heizsystem des Gebäudes angeschlossen ist.



Abbildung 3: Lageplan des ehem. Fabrikgebäudes (rot) und des Proberaumes (gelb) (Quelle: OpenStreet-Map, URL: <openstreetmap.de>, Stand: 08.07.2019)



Abbildung 4: Decke mit Stahlträgern (Quelle: Eigene Aufnahmen)

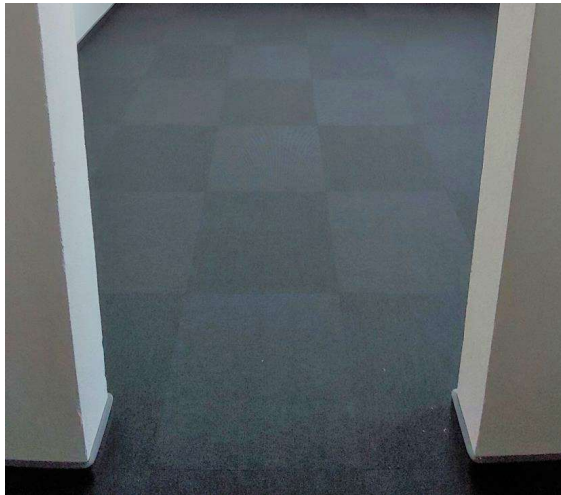


Abbildung 5: Bodenbelag aus quadratischen Teppichplatten (Quelle: Eigene Aufnahmen)

## 1.2 Raum 2

Da im Ausgangszustand Raum 1 und Raum 2 durch eine 0,9 x 2,1 m große Türöffnung miteinander verbunden waren, musste auch Raum 2 in die Überlegungen zur Optimierung der Raumakustik einbezogen werden. Es wurde bereits bei der ersten Vor-Ort-Begehung durch simple akustische Tests wie „in die Hände klatschen“ und „lautes Rufen“ deutlich, dass Schall durch die Türöffnung aus Raum 1 entweicht, in Raum 2 und 3 reflektiert wird und dann zeitlich verzögert wieder in Raum 1 angelangt. Die Folge dessen war ein unangenehmer, stark halliger Klangeindruck.

## 1.3 Besondere Herausforderungen

Neben der bereits erwähnten akustischen Kopplung von Raum 1 und Raum 2, stellt auch die vergleichsweise geringe Größe von Raum 1 eine Herausforderung dar. In kleinen Räumen ist das Schallfeld oftmals von Eigenresonanzen, den sogenannten Raummoden geprägt (vgl. Kap. 2.3). Dadurch kommt es vor allem im tieffrequenten Bereich zu langen Ausschwingvorgängen und einer hohen Nachhallzeit. Die rechteckige Raumgeometrie mit den parallel zueinander liegenden Wänden begünstigt außerdem die Entstehung von Flatterechos und Kammfiltereffekten (vgl. Kap. 2.4), welche wiederum das Klangbild im mittel- und hochfrequenten Bereich negativ beeinflussen. Als ehemaliges DDR Fabrikgebäude wurde beim Bau der Räumlichkeiten kein großes Augenmerk auf Bau- oder Raumakustik gelegt. Die Decke besteht aus betongefüllten Spannziegeln und der Wandaufbau wurde teilweise mit Ziegeln und teilweise mit Betonstein realisiert. Zudem wurde im Laufe der akustischen Messungen deutlich, dass unter dem nördlichen Fenster ein Hohlraum existiert, welcher zwar anscheinend mit einer Plattenkonstruktion verblendet, aber nicht aufgefüllt oder ausreichend gedämpft wurde. Da in unmittelbarer Nähe der Bassverstärker aufgestellt wurde und bei verschiedenen Tönen ein deutliches Dröhnen aus der Richtung des Fensters hörbar war, liegt die Vermutung nahe, dass diese Plattenkonstruktion ein Feder-Masse-System bildet und auf tieffrequente Anregung mit einem langen Nachschwingen in seiner Eigenfrequenz reagiert (vgl. Kap. 7.2.1). Die Kontrolle der Nachhallzeit bei tiefen Frequenzen erfordert spezielle Absorberkonzepte, weshalb im Rahmen dieser Arbeit auf verschiedene Absorberarten eingegangen wird. Im Ausblick auf die Umsetzung des hier erarbeiteten Konzeptes zur raumakustischen Optimierung, muss die Funktionalität der Absorber auch mit deren Wirtschaftlichkeit im konkreten Fall abgewogen werden.

## 2 Vorgehensweise

### 2.1 Aufgabenkatalog

Ein Konzept zur Optimierung der Raumakustik eines Raumes erfordert diverse Messungen, Informationen über die im Raum verbauten Materialien und zeitlich voneinander abhängige Abläufe. Zudem müssen terminliche Aspekte wie die Verfügbarkeit von Messtechnik und der Auf- und Abbau von Musikequipment innerhalb des Proberaumes beachtet werden. Über den gesamten Zeitraum dieses Projektes sollte der Raum bereits aktiv als Proberaum genutzt werden, wobei der Raum für akustische Messungen oder handwerkliche Maßnahmen leer sein musste. Um diese Aufgaben aufeinander abzustimmen und einen Überblick über den Umfang des Projektes zu erhalten, wurde ein Aufgabenkatalog formuliert.

Zu den wichtigsten Punkten gehören:

1. Literaturrecherche
2. Organisation (Termine für Probe, Messungen, Auswertungen und Baumaßnahmen innerhalb des Proberaumes)
3. Geometrische Messungen (Mit Laser-Entfernungsmesser)
4. Vorbereitende bauliche Maßnahmen: Einbau einer Tür (vgl. Kap. 4)
5. Akustische Messungen (Nachhallzeitmessungen mit Dodekaeder für den IST-Zustand)
6. Auswertung der Messergebnisse
7. Einholen von Informationen über die im Proberaum verbauten Materialien (Wände, Decke, Boden, Fenster)
8. Erstellen und kalibrieren eines 3D Raummodells in der Simulationssoftware *EASE Aura*
9. Simulation und Planung der möglichen Maßnahmen zur Optimierung der Raumakustik anhand des *EASE*-Modells
10. Zusammenfassung der erarbeiteten Möglichkeiten
11. Ausblick auf die Umsetzung

## 2.2 Zielsetzung

Das Ziel dieser Arbeit ist es, das Musizieren innerhalb des angemieteten Proberaumes durch eine verbesserte Hörbarkeit der Instrumente angenehmer zu gestalten. Dafür wird ein Konzept erstellt, welches aufzeigt wie der akustische Raumeinfluss minimiert, und der Nachhallzeitverlauf möglichst linear gestaltet werden kann. Der ansonsten für raumakustische Zwecke betrachtete Frequenzbereich von 63 Hz bis 4 kHz wird hierbei im Sinne zukünftiger tontechnischer Anforderungen auf 50 Hz bis 10 kHz erweitert. Als konkreter Orientierungswert für die Höhe der Nachhallzeit wird der in DIN 18041:2016-03 Kap. 4.2.3 „Anforderungen an die Nachhallzeit“ für das Nutzungsszenario eines Bandproberaumes festgelegte Wert herangezogen. Genauer heißt es dort: „Des Weiteren ist bei Schlagwerk und vergleichbar lauten Bandproberäumen eine höhere Raumbedämpfung notwendig. Die Nachhallzeiten für die Nutzungsart A3 sind hier als Obergrenze anzusehen.“. Abbildung 6 zeigt die nach DIN 18041:2016-03 geforderten Nachhallzeiten für unterschiedliche Raumnutzungsarten, abhängig von deren Volumen. Bei einem Raumvolumen von ca. 62,16 m<sup>3</sup> ergibt sich für den Proberaum somit eine Soll-Nachhallzeit  $T_{Soll}$  von 0,4 s.

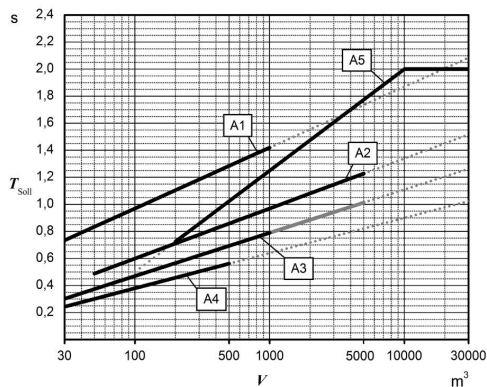


Abbildung 6: Die nach DIN 18041 geforderten Nachhallzeiten für unterschiedliche Raumnutzungsarten A1 bis A5 (Quelle: [DIN 18041:2016-03], S. 13)

In DIN 18041:2016-03 wird außerdem ein Toleranzbereich definiert, in welchem sich die Nachhallzeit der Oktavmittenfrequenzen von 125 Hz bis 4 kHz bewegen darf (vgl. Abbildung 7). Auf Basis dieses Toleranzbereiches wurden Minimal- und Maximalwerte für die Nachhallzeit errechnet, welche als konkrete Zielsetzung für das raumakustische Optimierungskonzept gelten (vgl. Abbildung 8).

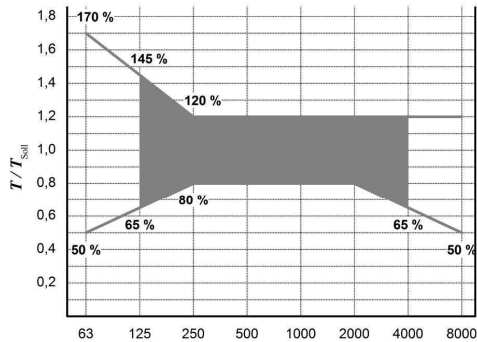


Abbildung 7: Toleranzbereich der Nachhallzeit  $T$  in Abhängigkeit von der Frequenz für die Nutzungsarten A1 bis A4 (Quelle: [DIN 18041:2016-03], S.14)

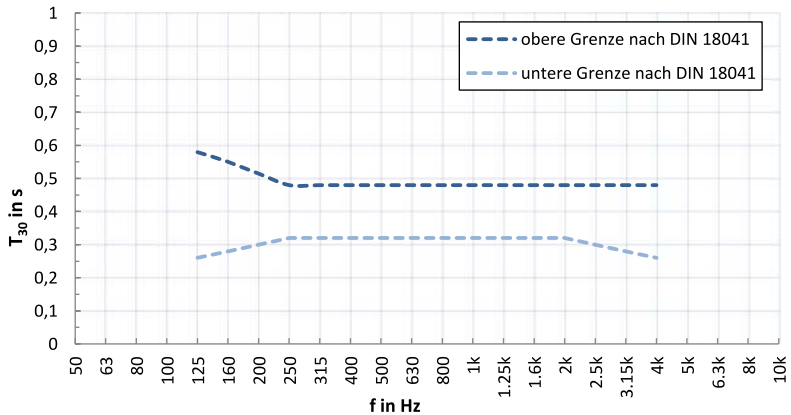


Abbildung 8: Zielbereich der Nachhallzeit für den Proberaum im Frequenzbereich von 125 Hz bis 4 kHz, basierend auf dem in DIN 18041 definierten Toleranzbereich (Quelle: Eigene Darstellung)

Um den Raumeinfluss auch bei tontechnischen Aufnahmen von Gesang und Instrumenten gering zu halten, ist eine Linearisierung des Nachhallzeitverlaufes unerlässlich. Hierbei muss auf Grund des geringen Raumvolumens besonderes Augenmerk auf das Abklingverhalten bei tiefen Frequenzen gelegt werden. Wie im Verlauf dieser Arbeit geschildert wird, stößt die Simulationssoftware *EASE Aura* bei der Simulation tieffrequenter Nachhallzeitvorgänge, welche maßgeblich von Raummoden geprägt sind, an ihre Grenzen (vgl. Kap. 2 und 6). Das Konzept zur Optimierung der Raumakustik beinhaltet dementsprechend sowohl die Erkenntnisse aus der *EASE Aura* Akustiksimulation, als auch Überlegungen zur effektiven Platzierung von Absorbern für den tieffrequenten Bereich.

### 3 Grundlagen

Bei der raumakustischen Planung von Räumen wird auf verschiedene Simulationsmodelle und Methoden zurückgegriffen. Für Räume deren Raumabmessungen groß gegenüber den Wellenlängen der zu betrachteten Frequenzbereiche sind (Theater- und Konzertsäle, Mehrzweckhallen etc.), liefern die Methoden der *geometrischen* und der *statistischen Raumakustik* ausreichend gute Ergebnisse. In kleineren Räumen und bei der Betrachtung lokaler Effekte spielen Raumresonanzen eine große Rolle und es sind Methoden der *wellentheoretischen Raumakustik* notwendig (vgl. [Weinzierl 2008], S. 281).

Die *geometrische Raumakustik* liefert die in der Raumakustik am weitesten verbreiteten Verfahren zur Beschreibung des akustischen Verhaltens von Räumen. Hierbei werden die Schallwellen als Strahlen betrachtet und deren Ausbreitung im Raum nach dem Prinzip „Einfallswinkel ist gleich Ausfallswinkel“ verfolgt (Strahlenverfolgung bzw. „ray tracing“). Die Raumflächen müssen hierbei in Hinblick auf Absorptions- und Streuungsgrad (vgl. Kap. 2.1) charakterisiert werden, denn bei der Reflektion an den Raumflächen wird den Schallstrahlen frequenzabhängig Energie entzogen (vgl. [Weinzierl 2008], S.245). Geometrische Betrachtungen sind nur für Frequenzbereiche oberhalb der Schröder-Frequenz aussagekräftig (vgl. Kap. 2.3.1). Vor allem in kleinen Räumen kommen daher ergänzend auch Methoden der wellentheoretischen Raumakustik zum Tragen. Die in dieser Arbeit verwendete Akustiksimulationssoftware *EASE Aura* bedient sich Algorithmen der geometrischen Raumakustik und ermöglicht Akustikberechnungen mittels Strahlenverfolgung.

Sobald die Anzahl der Schallstrahlen zu groß wird, versucht man das Schallfeld mit Hilfe der *statistischen Raumakustik* zu beschreiben. Hierbei wird vorausgesetzt, dass die Energiedichte räumlich konstant und alle Ausbreitungsrichtungen der Schallwellen gleichwahrscheinlich sind – ein sogenanntes diffuses Schallfeld vorliegt (vgl. [Lerch 2009], S. 226). Es wird mit der Bewegung von Schallteilchen als bloßen Energieüberträgern gerechnet - Welleninterferenzen werden nicht besonders behandelt (vgl. [Fuchs 2017], S. 16). In statistische Berechnungen raumakustischer Parameter gehen vor allem das Volumen  $V$  und die äquivalente Absorptionsfläche  $A$  des Raumes ein. Zur statistischen Raumakustik gehören unter anderem die Nachhallzeitformeln nach Sabine und Eyring (vgl. Kap. 2.2.1).

Nach Weinzierl [2008] ist es im tieffrequenten Bereich vor allem bei kleinen Räumen notwendig, eine Methodik zu wählen, die den Wellencharakter der Schallausbreitung berücksichtigt und typische Effekte wie Beugung, Interferenz und die Ausbildung von

Eigenmoden erfasst. In der Studio- und Raumakustik spielen hierbei vor allem zwei Phänomene eine große Rolle, nämlich die Ausbildung von *stehenden Wellen* für Wellenlängen, die in einem bestimmten Verhältnis zu den Abmessungen des Raumes stehen (vgl. Kap. 2.3), und *Kammfiltereffekte* durch die Interferenz von Schallwellen (vgl. Kap. 2.4). Die *wellentheoretische Raumakustik* ist eine exakte Betrachtung der Schallausbreitung und beinhaltet auch Berechnungen der genannten Effekte mit Hilfe von Methoden wie der FEM (finite element method) und der BEM (boundary element method).

## 3.1 Diffuses Schallfeld, Absorptionsgrad $\alpha$ und äquivalente Absorptionsfläche $A$

### 3.1.1 Diffuses Schallfeld

Bei der Schallausbreitung im Freien verringert sich der Schalldruckpegel mit zunehmender Entfernung zur Schallquelle. Anders verhält es sich in geschlossenen Räumen: Hier bildet sich ab einem gewissen Abstand zur Quelle (dem Hallradius) ein näherungsweise ortsunabhängiges Schallfeld aus. Nach Fasold [1998] entsteht dieses *diffuse Schallfeld* durch mehrfache Reflexion des Schalls an den Raumbegrenzungsflächen und der damit einhergehenden Überlagerung der Schallwellen:

*„Die Höhe des Schalldruckpegels im diffuses Schallfeld hängt vor allem davon ab, ob in dem betreffenden Raum viele kräftige Reflexionen zustandekommen oder ob die von der Quelle abgestrahlte Schallleistung an den Raumboberflächen rasch absorbiert wird.“* ([Fasold 1998], S. 65)

Im diffusen Schallfeld fällt an jedem Ort der Schall aus allen Raumrichtungen innerhalb eines Frequenzbereiches (oberhalb der Schröder-Frequenz; vgl. Kap. 2.3.1) gleich wahrscheinlich und mit gleicher Intensität ein. Raumakustische Messungen werden daher hauptsächlich im diffusen Schallfeld durchgeführt, also mit gewissem Abstand zur Quelle und den Raumbegrenzungsflächen.

### 3.1.2 Schallabsorptionsgrad $\alpha$

Der Schallabsorptionsgrad  $\alpha$  beschreibt die frequenzabhängige Absorptionseigenschaft eines Materials und ist damit einer der grundlegendsten akustischen Parameter. Abbildung 9 zeigt das Auftreffen einer Schallwelle mit der Schallleistung  $W_1$  auf eine Begrenzungsfläche. Abhängig von den Materialeigenschaften dieser Fläche wird ein Teil der einfallenden Schallleistung reflektiert ( $W_{refl}$ ) und der restliche Teil absorbiert ( $W_{abs}$ ).



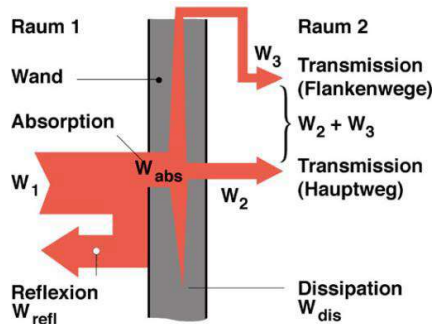


Abbildung 9: Absorption, Reflexion und Transmission bei Schalleinfall auf eine Wand (Quelle: URL: <https://www.baunetzwissen.de/akustik/fachwissen/schalluebertragung/schalltransmissionsgrad-und-schalldaemmung-147669>, Stand: 09.07.2019)

Das Verhältnis von absorbierte Schalleistung  $W_{abs}$  zu ursprünglich einfallender Schalleistung  $W_1$  bildet den Schallabsorptionsgrad  $\alpha$ . Er kann Werte zwischen 0 (vollständige Reflexion) und 1 (vollständige Absorption) annehmen.

$$\alpha = \frac{W_{abs}}{W_1} \quad (1)$$

In vielen Anwendungsfällen kann der Schallabsorptionsgrad  $\alpha$  zwecks einfacherer Handhabung nicht immer für jede Frequenz einzeln angegeben werden. Es ist dann nötig einen Einzahlwert zu benennen, mit welchem geplant und gerechnet werden kann. Zu diesem Zweck wurde ein Bewertungsverfahren für die Schallabsorption eingeführt, welches als Ergebnis den bewerteten Schallabsorptionsgrad  $\alpha_w$  liefert (vgl. [Fasold 1998], S. 67).

### 3.1.3 Äquivalente Schallabsorptionsfläche $A$

Jede Begrenzungsfläche eines Raumes  $S_i$  besitzt einen bestimmten Schallabsorptionsgrad  $\alpha_i$ . Multipliziert man die Fläche mit ihrem Absorptionsgrad, erhält man ihre äquivalente Schallabsorptionsfläche  $A_i$ . Summiert man die Schallabsorptionsflächen aller Raumbegrenzungsflächen, erhält man die äquivalente Schallabsorptionsfläche des Raumes  $A_{ges}$ . Sie ist ein Maß für die Dämpfungseigenschaften eines Raumes und beschreibt, wie viel Fläche im Raum akustisch komplett absorbierend wirkt. Sinnbildlich kann die Äquivalente Schallabsorptionsfläche als ein offenes Fenster verstanden werden, durch welches Schall im betrachteten Frequenzbereich ungehindert aus dem Raum entweichen kann.

$$A_{ges} = \sum_i A_i = \sum_i S_i \cdot \alpha_i \quad (2)$$

## 3.2 Raumakustische Maße

Um die klangliche Qualität eines Raums beschreiben zu können, sind viele subjektive und objektive Kriterien entwickelt worden. Im Rahmen dieser Arbeit wird auf einige der objektiven (messbaren) Kriterien zurückgegriffen. Diese akustischen Gütemaße werden im Folgenden kurz vorgestellt.

### 3.2.1 Nachhallzeit $T_{60}$

Die Nachhallzeit ist per Definition die Zeitspanne zwischen dem Abschalten einer Schallquelle und dem Zeitpunkt, an dem der durch diese Schallquelle im diffusen Schallfeld verursachte Schalldruckpegel um 60 dB abgesunken ist. Dies entspricht einer Abnahme des Schalldruckes auf ein Tausendstel. Je nach Geometrie, den verwendeten Baustoffen und dem Mobiliar, weisen Räume unterschiedliche Nachhallzeiten auf. Da sie vergleichsweise einfach zu bestimmen ist und trotz dessen eine hohe Aussagekraft über die akustische Qualität eines Raumes besitzt, ist die Nachhallzeit ein klassisches Kriterium in der raumakustischen Planung. In der DIN 18041: 2016-03 „Hörsamkeit in Räumen – Anforderungen, Empfehlungen und Hinweise für die Planung“ sind für verschiedene Raumnutzungsarten die jeweils anzustrebenden Nachhallzeiten vorgegeben. Soll ein Raum akustisch optimiert werden, wird dessen Nachhallzeit gemäß DIN EN ISO 3382 „Messung von Parametern der Raumakustik“ (Teil 1 bis 3) bestimmt und anschließend Maßnahmen zur Beeinflussung der Nachhallzeit erarbeitet. Durch den Einsatz von Absorbern, dem Verwenden von Baumaterial mit anderen Schallabsorptionsgraden oder durch eine Veränderung der Raumgeometrie, kann man die Nachhallzeit eines Raumes gestalten.

Die Nachhallzeit ist abhängig vom Raumvolumen  $V$ , der Raumboberfläche  $S_0$  und dem räumlich gemittelten Absorptionsgrad  $\bar{\alpha}$  und somit auch frequenzabhängig. Der Einfluss der unvermeidbaren Luftdämpfung  $m$  wird durch den Faktor  $4 \cdot m \cdot V$  berücksichtigt. Dieser Einfluss macht sich aber erst bei großen Räumen und hohen Frequenzen bemerkbar.

Für Räume mit kleinen Absorptionsgraden  $\alpha \leq 0,3$  wird die Nachhallzeitformel nach Sabine verwendet (vgl. [Kleinert 2014], S. 117):

$$T_{60} = 0,163 \cdot \frac{V}{S_0 \cdot \bar{\alpha}} \cdot \frac{s}{m} = 0,163 \cdot \frac{V}{A} \cdot \frac{s}{m} \quad (3)$$

Bei Räumen mit  $\alpha > 0,3$ , ist die Nachhallzeitformel nach Eyring an zu wenden:

$$T_{60} = -0,163 \cdot \frac{V}{S_0 \cdot \ln(1 - \bar{\alpha})} \quad (4)$$

Die Nachhallzeiten nach Sabine und Eyring - hier für eine Raumtemperatur von 20 °C angegeben - gelten nur unter der Annahme eines ideal diffusen Schallfeldes, werden in der Praxis aber auch für Räume mit nur annähernd diffuser Schallverteilung verwendet.

### 3.2.2 Nachhallzeit $T_{30}$ und $T_{20}$

Bei Nachhallzeitmessungen kann besonders im tieffrequenten Bereich nicht immer eine Dynamik von 60dB erreicht werden. Um trotzdem eine Aussage über die Nachhallzeit machen zu können, wird nach Weinzierl [2008] die Nachhallzeit normalerweise durch Messung des Schallpegelabfalls von -5 bis -35dB bestimmt, diese Zeit verdoppelt und dann als  $T_{30}$  bezeichnet (vgl. Abbildung 10). Bei der Messung der  $T_{20}$  wird die Zeit des Pegelabfalls von -5 auf -25dB gemessen und anschließend verdreifacht (lineare Interpolation zur Annäherung an einen Pegelabfall von 60 dB).

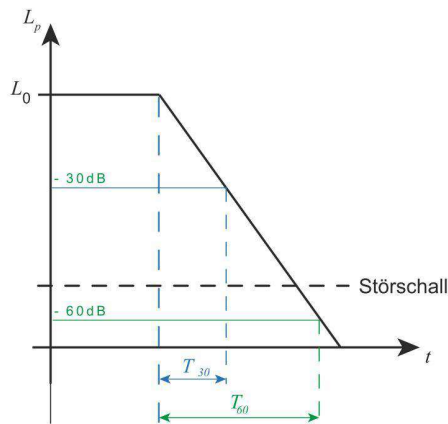


Abbildung 10:  $T_{60}$  und  $T_{30}$ ; Abklingen des Pegels nach Abschalten der Schallquelle (Quelle: Eigene Darstellung)

### 3.2.3 Anfangsnachhallzeit EDT (Early Decay Time)

Die EDT definiert die Zeit des frühen Nachhalls und wird bestimmt, indem diejenige Zeit gemessen wird, die bei einem Pegelabfall von 0 dB auf -10 dB vergeht. Sie stimmt nach

Weinzierl [2008] meist besser mit der subjektiv empfundenen Nachhallzeit überein als  $T_{60}$  und  $T_{30}$ :

*„Dies erklärt auch die Tatsache, dass die subjektiv empfundene Nachhalldauer im Raum variieren kann, während die objektiv nach der klassischen Definition mit einer Dynamik von 60 dB oder 30 dB gemessenen Werte weitgehend platzunabhängig sind.“* ([Weinzierl 2008], S. 188)

### 3.2.4 Bassverhältnis $BR$ (Bass Ratio)

Das Bassverhältnis  $BR$  ist das Verhältnis der Nachhallzeiten bei mittleren Frequenzen zu den Nachhallzeiten bei tiefen Frequenzen.

$$BR = \frac{(T_{125} + T_{250})}{(T_{500} + T_{1000})} \quad (5)$$

Die Indizes stehen hierbei für die Oktavband-Mittelfrequenzen der Nachhallzeiten. Bei Musikdarbietungen ist ein Anstieg der Nachhallzeit bei tiefen Frequenzen wünschenswert, da dies dem Klang mehr „Wärme“ verleiht (vgl. [Fasold 1998], S. 138).

### 3.2.5 Deutlichkeitsmaß $C_{50}$ , Klarheitsmaß $C_{80}$

$C_{50}$  ist das Deutlichkeitsmaß und gilt für Sprachdarbietungen und für Gesang.  $C_{80}$  ist das Klarheitsmaß und ist für die musikalische Nutzung von Räumen definiert. Die Gütemaße beurteilen die Deutlichkeit oder die Klarheit am Hörplatz.

$$C_{50} = 10 \cdot \log \frac{W_{0...50}}{W_{50...∞}} \quad (6)$$

Das Deutlichkeitsmaß  $C_{50}$  gibt die Pegeldifferenz zwischen der Schallenergie der ersten 50 ms und der Schallenergie nach 50 ms an. Je mehr Energie innerhalb der ersten 50 ms vorhanden ist, desto höher ist die Durchsichtigkeit und dadurch auch die Deutlichkeit von Sprache.

$$C_{80} = 10 \cdot \log \frac{W_{0...80}}{W_{80...∞}} \quad (7)$$

Das Klarheitsmaß  $C_{80}$  gibt die Pegeldifferenz zwischen der Schallenergie der ersten 80 ms und der Schallenergie nach 80 ms an. Umso mehr Energie innerhalb der ersten 80 ms vorhanden ist, desto größer ist die Durchsichtigkeit und dadurch auch die Klarheit.

Das Klarheitsmaß ähnelt dem Deutlichkeitsmaß  $C_{80}$  bei Sprache, bezieht sich jedoch auf Musik.

### 3.3 Raummoden

Trifft eine Schallwelle auf eine schallharte Fläche, wie beispielsweise eine Wand, dann wird sie reflektiert. Durch die Überlagerung der hinlaufenden und der rücklaufenden Welle kommt es an unterschiedlichen Positionen vor der Wand zu konstruktiven und destruktiven Interferenzen des Schalldruckes. So gibt es Orte, an denen die durch die hinlaufende Welle erzeugte Auslenkung der Luftmoleküle genau der Auslenkung der Luftmoleküle durch die rücklaufende Welle entspricht. Die Folge dessen, ist eine Erhöhung der Auslenkung und somit auch eine Erhöhung des Schalldruckpegels (konstruktive Interferenz). Man spricht hierbei von sogenannten „Wellenbäuchen“, an denen die Auslenkung oszilliert. Dort wiederum, wo die Luftmolekülauslenkung von hin- und rücklaufender Schallwelle sich genau gegenphasig überlagern (destruktive Interferenz), entstehen sogenannte „Wellenknoten“, an denen keine Auslenkung mehr stattfindet. Das Ergebnis dieser Überlagerungen wird als stehende Welle bezeichnet, da die Auslenkung der Luftmoleküle zwar oszilliert (außer an den Wellenknoten), jedoch keine Wellenausbreitung stattfindet (vgl. Abbildung 11). Man spricht von Raummoden, wenn stehende Wellen zwischen zwei Begrenzungsflächen eines Raumes auftreten.

Wie in Abbildung 11 zu sehen ist, entstehen durch Raummoden Bereiche mit stark voneinander abweichenden Schalldruckpegeln. Dies führt zu einem ortsabhängigen Klangindruck, bei dem gewisse Frequenzanteile an einer Position im Raum kaum oder gar nicht hörbar sind, an einer anderen Stelle jedoch zu laut oder dröhnend.

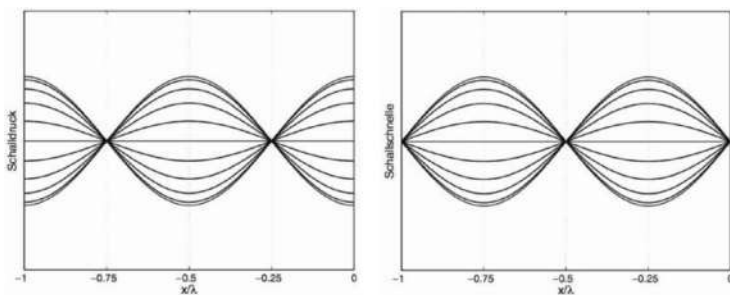


Abbildung 11: Ortsabhängiger Schalldruck (links) und Schallschnelle (rechts) bei stehenden Wellen (Quelle: [Möser 2015], S.41)

Bei welchen Frequenzen stehende Wellen auftreten, hängt von der Geometrie des Raumes ab. Dies lässt sich gut am Beispiel von zwei parallelen Wänden mit einem Wandabstand  $d$  erklären, zwischen denen sich stehende Wellen der Wellenlänge  $\lambda$  ausbilden können ( $n \in \mathbb{N}^+$ ):

$$\lambda = \frac{2 \cdot d}{n} \quad (8)$$

Bei der Überlagerung einer hin- und rücklaufenden Welle entsteht an der reflektierenden Fläche stets ein Schalldruckmaximum, da die Wellen unmittelbar vor der Wand nahezu gleichphasig sind. Gleiches gilt für einen Wandabstand von einer halben Wellenlänge und ganzzahligen Vielfachen davon. Im Abstand einer viertel Wellenlänge zur Wand ist die Wegdifferenz zwischen hin- und rücklaufender Welle genau eine halbe Wellenlänge. Dies entspricht einer Phasendifferenz von  $180^\circ$ , weshalb folglich eine Auslöschung stattfindet und an diesem Punkt ein Schalldruckminimum existiert. Eine Phasendifferenz von  $180^\circ$  und die damit einhergehende Auslöschung kommen auch bei ungeraden Vielfachen des Wandabstandes einer viertel Wellenlänge zu Stande (vgl. [Weinzierl 2008], S. 283). Die Schallschnelle ist, anders als der Schalldruck, eine vektorielle Größe und stets in Richtung der Ausbreitungsrichtung der Schallwelle orientiert. Sie erfährt bei der Wandreflexion eine Phasenverschiebung um  $180^\circ$  und es herrscht daher an dieser Stelle ein Schnelleminimum. Das erste Schnellemaximum tritt im Abstand einer viertel Wellenlänge vor der Wand auf (vgl. Abbildung 11). Dies ist nach Weinzierl [2008] vor allem für die Wirkungsweise und Platzierung poröser Absorber von besonderer Bedeutung (vgl. Kap. 3.1).

### 3.3.1 Schröder-Frequenz $f_s$

Die Schröder-Frequenz eines Raumes markiert den Übergang zwischen dem wellentheoretischen und dem geometrischen Modell der Akustik. Sie ist diejenige Frequenz oberhalb der von einem diffusen Schallfeld ausgegangen werden kann, da die Dichte der Raummoden ausreichend hoch ist, diese Moden sich gegenseitig beeinflussen und einzelne Moden für das menschliche Gehör nicht mehr wahrnehmbar sind. Unterhalb der Schröder-Frequenz wird das Schallfeld von Raummoden dominiert, weshalb viele Formeln wie zum Beispiel die Nachhallzeitformeln nach Sabine oder Eyring für diesen Frequenzbereich keine einwandfreien Ergebnisse erzielen. Sind das Volumen  $V$  und die Nachhallzeit  $T$  eines Raumes bekannt, kann dessen Schröder-Frequenz mit folgender Gleichung berechnet werden:

$$f_s = 2000 \cdot \sqrt{\frac{T}{V}} \quad (9)$$

Eine Reduzierung der Nachhallzeit hat also auch eine Reduzierung der Schröder-Frequenz und damit eine Verkleinerung des von Raummoden dominierten Frequenzbereiches zur Folge.

### 3.3.2 Modentypen

Raummoden können durch Schallreflexion zwischen zwei parallel zueinander liegenden Flächen entstehen (Axialmoden), aber auch durch Reflexion an vier oder allen sechs Flächen des Raumes (tangentiale- beziehungsweise oblique Moden) (vgl. Abbildung 12).

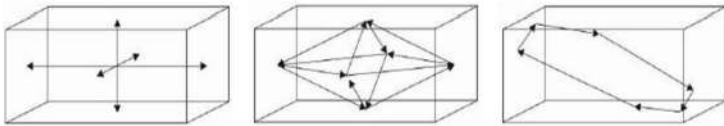


Abbildung 12: Raummoden (Quelle: [Newell 2012], S. 96)

### 3.3.3 Berechnung von Raummoden

Mit Hilfe folgender bereits 1896 von Lord Rayleigh beschriebener Formel können Raummoden in quaderförmigen Räumen berechnet werden (vgl. [Weinzierl 2008], S. 284):

$$f(n_x, n_y, n_z) = \frac{c_0}{2} \sqrt{\left(\frac{n_x}{l_x}\right)^2 + \left(\frac{n_y}{l_y}\right)^2 + \left(\frac{n_z}{l_z}\right)^2} \quad (10)$$

Dabei stehen  $n_x$  für die Ordnung der Mode entlang der Raumlänge,  $n_y$  für die Ordnung der Mode entlang der Raumbreite und  $n_z$  für die Ordnung der Mode entlang der Raumhöhe. Die Variablen  $l_x$ ,  $l_y$  und  $l_z$  stehen für Länge, Breite und Höhe des Raumes in Metern. Eine beispielhafte Rechnung wird in Kap. 6 durchgeführt. Es gilt jedoch zu beachten, dass Räume in der Realität nicht immer exakt quaderförmig sind. Türöffnungen, Senken für Fenster oder die im hier behandelten Proberaum vorhandenen Stahlträger an der Decke des Raumes verändern die Oberfläche der Raumbegrenzungsflächen und führen zu neuen Beugungs- und Streuungseffekten. Die Ergebnisse aus obiger Formel können somit nur als Richtwerte betrachtet werden.

### 3.3.4 Modendichte und Diffusität

Da sich bei Raummoden neben der Grundschiwingung auch immer deren Oberschwingungen zu stehenden Wellen ausbilden, steigt die Anzahl der Moden pro Frequenzbreite  $\Delta f$  mit steigender Frequenz. Je höher also der betrachtete Frequenzbereich, desto mehr Raummoden befinden sich in diesem, da hier die Raummoden höherer Ordnungen zusammentreffen (vgl. Abbildung 13). Ab einem bestimmten Frequenzbereich treten klar getrennte Moden nicht mehr hervor – man spricht dann von einem diffusen Schallfeld (vgl. Kap. 2.3.1.).

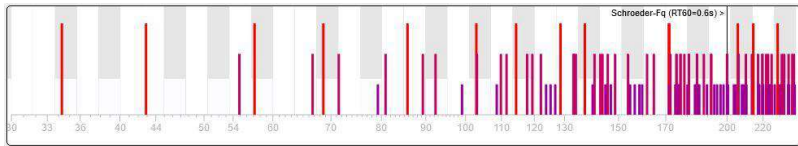


Abbildung 13: Exemplarischer Verlauf der Modendichte eines quaderförmigen Raumes (Quelle: Raummoden Rechner von Trikustik, URL: <<http://trikustik.at/raummodenrechner>>, Stand: 09.07.2019)

### 3.3.5 Bedämpfung von Raummoden

Bei der Platzierung von Absorberkonstruktionen zur Bedämpfung von Raummoden muss darauf geachtet werden, dass deren Druckmaxima immer an schallharten Wänden, Kanten oder Ecken zu finden sind (vgl. Abbildung 11). Will man beispielsweise einen reaktiven Absorber wie einen Verbundplattenabsorber effektiv platzieren, benötigt man vorher Kenntnis darüber, wo die Über- bzw. Unterdruckzonen der zu bedämpfenden Raummode liegen. Natürlich sollte der Verbundplattenresonator auch auf die zu bedämpfende Mode und deren Frequenz abgestimmt sein (vgl. Kap. 3.3). Soll die Bedämpfung der Raummoden mit Hilfe poröser Absorber (zum Beispiel Kantenabsorbern) geschehen, sind teilweise sehr große Schichtdicken notwendig.

## 3.4 Kammfilter und Flatterechos

Auch Schallwellen, deren Wellenlängen in keinem bestimmten Verhältnis zu den Abmessungen des Raumes stehen, können sich durch Überlagerung gegenseitig beeinflussen. Betrachtet man beispielsweise die Übertragungsfunktion an einen Punkt im Raum, an dem sich ein Direktsignal und die dazugehörige reflektierte Schallwelle überlagern, kommt es durch die Wegdifferenz zwischen beiden Schallwellen zu konstruktiven und destruktiven Interferenzen. Dies geschieht durch Summierung der jeweiligen Schalldrücke, wobei Art und Grad der Interferenz von der relativen Phasenlage der beiden Wellen abhängen (vgl. [Weinzierl 2008], S. 282). Sind die beiden Wellen im betrachteten



Punkt in einer Frequenz um  $180^\circ$  in der Phase verschoben, kommt es zur gegenseitigen Auslöschung der beiden Wellen – und damit einem Einbruch in der Übertragungsfunktion. Diese charakteristischen Einbrüche in der Übertragungsfunktion erinnern an die Zacken eines Kammes, weshalb man ihnen den Namen „Kammfilter“ gegeben hat. Wie stark die Beeinflussung des Direktschalls durch die reflektierte Schallwelle erfolgt, hängt maßgeblich vom Absorptionsgrad der reflektierenden Fläche ab. Ein hoher Absorptionsgrad führt zu einer schwächeren Reflexion und damit auch zu weniger ausgeprägten Interferenzen (vgl. Abbildung 14).

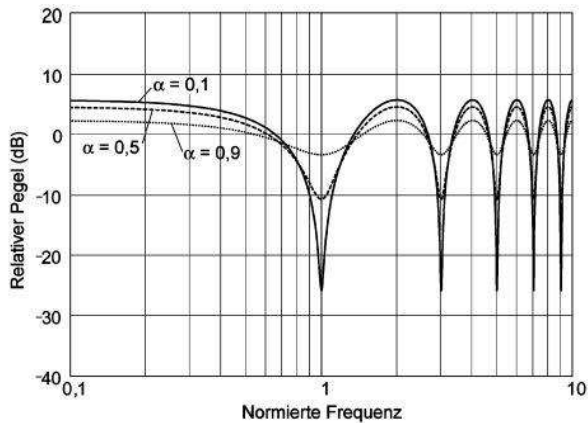


Abbildung 14: Kammfilter für drei unterschiedliche Absorptionsgrade der reflektierenden Fläche für den Fall der ebenen Wellenausbreitung. Die Frequenz ist auf die Frequenz der ersten Auslöschung normiert. (Quelle: [Weinzierl 2008], S.283)

## 4 Absorberarten

*„Jedes Einspielen von Sprache oder Musik in den Raum regt diesen impulsartig, stets unvermeidbar, auch bei seinen Eigenresonanzen an. Diese stets negativen „Artefakte“ können nichts zum eigentlich angestrebten Klingeindruck beitragen, reduzieren aber die Deutlichkeit und Klarheit des im Raum Wiedergegebenen, verfälschen es, wenn man diesem versteckten Phänomen nicht mit raumakustischen Maßnahmen entgegenwirkt.“ (vgl. [Fuchs 2010], S. 342)*

### 4.1 Poröse Absorber

Materialien wie Glas- und Mineralfasern, Textilien oder offenporige Schaumstoffe weisen eine gute Schallabsorption auf. Wenn Schall auf einen porösen Absorber trifft, dringt ein Teil der Schallwelle in das Material ein und wird abhängig von dessen Strömungswiderstand  $R$  absorbiert. Die Absorption erfolgt dabei durch Reibungsverluste der schwingenden Luftmoleküle an den Poren und Fasern des Absorbers und der damit verbundenen Umwandlung von Schall- in Wärmeenergie (vgl. [Weinzierl 2008], S.234). Die Porosität eines Materials errechnet sich nach aus dem Verhältnis des zugänglichen Hohlraumgehaltes zu dessen Gesamtvolumen. Da bei gleicher Porosität zweier Absorber, die Hohlraumteilmolumina jedoch unterschiedlich sein können und der Widerstand für die Luftteilchen somit nicht nur von der Porosität abhängt, wird der spezifische Strömungswiderstand  $R_s$  definiert als das Verhältnis der Druckdifferenz  $\Delta p$  vor und hinter dem Material zur Geschwindigkeit der durchströmenden Luft  $u$  (vgl. [Fasold 1998], S. 72).

$$R_s = \frac{\Delta p}{u} \quad (11)$$

Da mit zunehmender Dicke eines Dämmstoffes auch sein spezifischer Strömungswiderstand steigt, wird als Materialkenngröße der längenbezogene Strömungswiderstand  $r$  gebildet:

$$r = \frac{R_s}{t} \quad (12)$$

Hierbei wird der spezifische Strömungswiderstand des Materials auf dessen Schichtdicke  $t$  in Durchströmungsrichtung bezogen. Es ist zu beachten, dass beim Übergang vom äußeren Medium (zum Beispiel Luft) in den Absorber, ein Teil des Schalls an der Grenzfläche reflektiert wird, da das poröse Medium einen anderen Strömungswiderstand als

die Luft besitzt (vgl. [Lerch 2009], S. 234). Je größer der spezifische Strömungswiderstand des Absorbermaterials, desto höher der reflektierte Anteil des Schalls. Bei sehr geringem spezifischen Strömungswiderstand kann der Schall fast ungehindert durch den Absorber hindurch gelangen und wird anschließend von der dahinterliegenden Wand reflektiert. Die absorbierende Wirkung ist auch in diesem Fall nur gering. Es ist also eine optimale Anpassung der Materialkennwerte des Absorbers an die Schallkennimpedanz der Luft anzustreben um eine hohe Wirksamkeit zu gewährleisten. Der optimale spezifische Strömungswiderstand poröser Absorber sollte nach Fuchs [2010] in folgendem Bereich liegen:

$$800 \text{ Pa} \frac{\text{s}}{\text{m}} < R_s < 2400 \text{ Pa} \frac{\text{s}}{\text{m}} \quad (13)$$

Leider sind selbst porösen Absorbern mit optimalen Materialkennwerten Grenzen gesetzt. Je tiefer der Frequenzbereich in welchem man mit einem porösen Absorber noch effektiv dämpfen möchte, desto größere Schichtdicken sind dafür nötig. Abbildung 15 zeigt exemplarisch, dass mit porösen Absorbern bei einer Frequenz von 63 Hz selbst mit einer Dicke von 200 mm nur ein Absorptionsgrad von 0,5 erreicht werden kann.

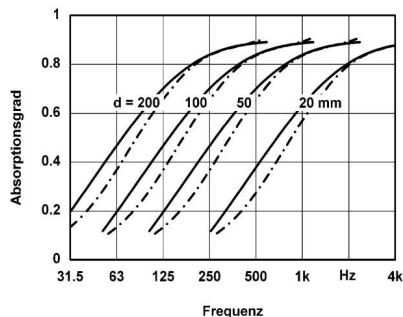


Abbildung 15: Absorptionsgrad  $\alpha$  poröser Absorber unterschiedlicher Dicke mit optimalem Anpassungsverhältnis für diffusen (—) bzw. senkrechten (---) Schalleinfall (Quelle: [Fuchs 2010], S. 33)

Es ist außerdem festzuhalten, dass der spezifische Strömungswiderstand durch die Abhängigkeit von der Schichtdicke (vgl. Gl. (12)) immer nur für einen konkreten Absorberaufbau optimal an die Schallkennimpedanz der Luft angepasst sein kann. Hat man beispielsweise einen Dämmstoff wie Mineralwolle mit einem üblichen längenbezogenen Strömungswiderstand  $r = 8 \text{ kPa s/m}^2$  und einer Schichtdicke von 200 mm, ergibt sich ein im optimalen Bereich liegender spezifischer Strömungswiderstand  $R_s$  von  $1,6 \text{ kPa s/m}^2$  (vgl. Gl. (13)). Erhöht man die Schichtdicke auf 500 mm, erhält man einen spezifischen Strömungswiderstand  $R_s$  von  $4 \text{ kPa s/m}^2$ , womit die Anpassung an das Schallfeld nicht

mehr optimal ist. Abbildung 16 verdeutlicht den Zusammenhang zwischen Schichtdicke und frequenzabhängigem Absorptionsgrad in Bezug auf den spezifischen Strömungswiderstand.

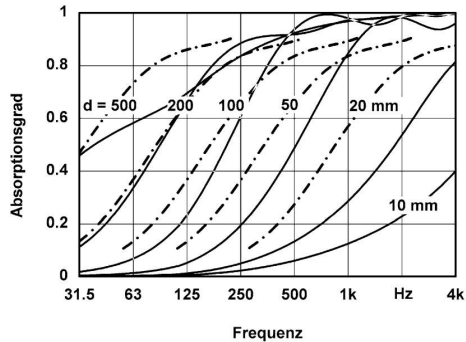


Abbildung 16: Absorptionsgrad  $\alpha_0$  bei senkrechtem Schalleinfall auf Mineralwolleplatten unterschiedlicher Dicke vor schallharter Wand bei optimal angepasstem  $R_s$  (- - -) bzw. konstantem  $r = 8 \text{ kPa sm}^2$  (—) (Quelle: [Fuchs 2010], S. 36)

Am effektivsten wirken poröse Absorber, wenn sie dort platziert werden wo Schallschnellexima vorherrschen. Die Reibungsverluste der Luftmoleküle sind hier am größten und es wird die höchst mögliche Menge an Schallenergie in Wärme umgewandelt. Wie Abbildung 17 zeigt, liegt das Schnellleximum einer Schallwelle immer im Abstand einer Viertel Wellenlänge zur Fläche an der die Schallwelle reflektiert wird.

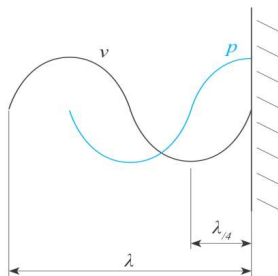


Abbildung 17: Schallschnelle  $v$  und Schalldruck  $p$  einer Schallwelle vor schallharter Wand (Quelle: Studienunterlagen Noise Protection)

Der optimale Abstand eines Absorbers zur dahinterliegenden Wand  $d_L$  hängt somit von der zu absorbierenden Frequenz ab und kann mit folgender Formel errechnet werden:

$$d_L = \frac{\lambda}{4} = \frac{c}{f * 4} \quad (14)$$

Die Wellenlänge  $\lambda$  ist der Quotient aus Schallgeschwindigkeit  $c$  und der Frequenz  $f$ . Ausgehend von einer Temperatur von 20 °C und einer daraus resultierenden Schallgeschwindigkeit von 343 m/s, ergibt sich für eine Frequenz von 1000 Hz ein optimaler Wandabstand von ca. 8,58 cm.

### 4.1.1 Abdeckungen für poröse Absorber

In der Praxis werden Absorber aus offenporigen oder faserartigen Materialien oftmals mit Faservlies oder einer als Rieselschutz dienenden Folie abgedeckt. Diese Abdeckung sollte dem optimalen spezifischen Strömungswiderstand des Gesamtaufbaus angepasst sein, um die Effektivität des Absorbers nicht nachteilig zu beeinflussen (vgl. [Fuchs 2010], S.35). Generell ist zu sagen, dass eine Abdeckung nicht zu schwer oder zu dick sein darf, damit der Schalleintritt in das offenporige Material nicht behindert wird. Durch die Abdeckung mit perforierten Platten kann die Wirkung poröser Absorber im tieffrequenten Bereich verbessert werden (Wirkung als Feder-Masse-System, vgl. Kap. 3.2).

## 4.2 Resonanzabsorber

Resonanzabsorber funktionieren als reaktive Absorber nach dem Prinzip des Feder-Masse-Systems und haben daher einen schmalbandigeren Wirkungsbereich als poröse Absorber. Eine Anpassung an das Schallfeld wie bei porösen Absorbieren ist nicht zwingend erforderlich. Es ist vielmehr entscheidend, dass die Masse des Resonanzsystems mit dem Schallfeld reagieren und somit zum Schwingen angeregt werden kann (vgl. [Fuchs 2010], S. 43). Durch die Einbringung von Dämpfungsmaterial kann der Schwingung Energie entzogen und die absorbierende Wirkung erhöht werden. Zwei klassische Arten von Resonanzabsorbieren sind zum einen der Helmholtzresonator und zum anderen der Plattenresonator.

### 4.2.1 Helmholtzresonator

Beim Helmholtzresonator bildet ein eingeschlossenes Luftvolumen, welches durch einen oder mehrere Öffnungskanäle mit dem Schallfeld verbunden ist, die Feder des Feder-Masse-Systems. Die Luft in den Kanälen fungiert als Masse, welche bei der Anregung durch das äußere Schallfeld zu schwingen beginnt (vgl. Abbildung 18). Zur Ankopplung des Resonators an das ihn umgebende Schallfeld kann absorbierendes Material im Öffnungskanal oder im Bereich des Luftvolumens platziert werden. Dadurch erhöhen sich

die durch Schwingung hervorgerufenen Reibungsverluste der sich im Öffnungskanal befindlichen Luftmasse und dem Schallfeld wird noch mehr Energie entzogen (vgl. [Fasold 1998], S. 88).

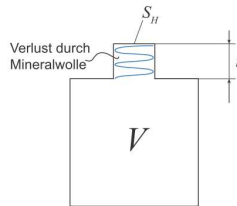


Abbildung 18: Schematische Darstellung eines Helmholtzresonators mit absorbierender Mineralwolle im Öffnungskanal (Quelle: Eigene Darstellung)

Die Resonanzfrequenz  $f_0$  eines Helmholtzresonators wird durch die Öffnungsfläche  $S_H$  in  $\text{cm}^2$ , die effektive Tiefe  $t_{eff}$  in mm (mündungskorrigiert) und der Anzahl der Öffnungskanäle sowie durch das eingeschlossene Luftvolumen  $V$  in  $\text{cm}^3$  bestimmt. Für einen einfachen Helmholtzresonator mit nur einem Öffnungskanal gilt:

$$f_0 = 17 \cdot 10^3 \sqrt{\frac{S_H}{V \cdot t_{eff}}} \quad (15)$$

Eine einfache Form eines Helmholtzresonators ist beispielsweise eine handelsübliche Flasche: Das sich im Flaschenhals befindende Luftvolumen ist die Masse, welche auf dem im Flaschenbauch eingeschlossenen Luftvolumen (der Feder) zu schwingen beginnt, sobald man aus dem richtigen Winkel in die Flasche pustet. Der charakteristische Ton, der je nach Füllstand variiert, offenbart die Eigenfrequenz dieses Feder-Masse-Systems. Für den in dieser Arbeit behandelten Proberaum ist der Helmholtzresonator aufgrund seiner schmalbandigen Wirksamkeit und der eher schwierigen Konstruktion keine praktikable Option.

#### 4.2.2 Plattenresonator

Plattenresonatoren bestehen aus dünnen, schwingfähigen Platten, die auf einer Unterkonstruktion in einem bestimmten Abstand  $d$  vor einer schallharten Wand oder Decke montiert sind und durch auftreffende Schallwellen bewegt werden (vgl. Abbildung 19). Die Befestigung an der Wand muss akustisch wirksam erfolgen, das Luftvolumen hinter der Platte also durch die Plattenbewegung komprimiert werden können aber die Platte

dabei ausreichend beweglich bleiben. Die Platte wirkt hierbei als Masse und das eingeschlossene Luftkissen als Feder. Durch Einbringen eines offenporigen Dämmstoffes in den Luftraum hinter den Platten kann die schallabsorbierende Wirkung erhöht und der Wirkungsbereich etwas breitbandiger gestaltet werden (vgl. [Fasold 1998], S. 83).

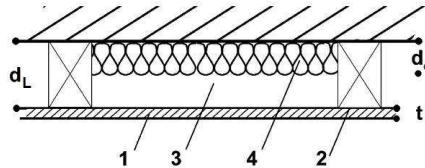


Abbildung 19: Klassischer Plattenresonator aus 1 einer geschlossenen Schicht der Masse  $m''$ , 2 einem unnachgiebig angenommenen Rahmen, 3 einem Luftkissen der Dicke  $d_a$ , 4 einer Dämpfungsschicht der Dicke  $d_L$  (Quelle: in Anlehnung an [Fuchs 2017], S. 52)

Auch der Plattenresonator erreicht den höchsten Wirkungsgrad bei seiner Eigenfrequenz  $f_0$ , welche nach Fasold [1998] näherungsweise wie folgt berechnet werden kann:

$$f_0 = 510 \frac{1}{\sqrt{m'' d_L}} \quad (16)$$

Hierbei wird  $m''$  als flächenbezogene Masse in  $\text{kg/m}^2$  und  $d_L$  als Abstand zwischen der Plattenrückseite und der Wand in cm angegeben. Es ist jedoch fest zu halten, dass die Auslegung von Plattenresonatoren durch eine Vielzahl von Unbekannten, zum Beispiel bei der Art der Randbefestigung und deren Einfluss auf die Resonanzfrequenz des Systems, als stets unsicher gilt (vgl. [Fuchs 2017], S. 59). Nicht zuletzt deshalb existiert neben der von Fasold [1998] benannten Gleichung noch eine weitere Formel zur Berechnung der Resonanzfrequenz des Plattenresonators, welche immerhin um eine kleine Terz von Gl.(16) abweicht:

$$f_R = \frac{1900}{\sqrt{m'' d_L}} \quad (17)$$

### 4.3 Verbundplattenresonatoren (VPR)

Verändert man den Aufbau des bisher gezeigten Plattenresonators in einigen wesentlichen Merkmalen, kann man einen zu noch tieferen Frequenzen reichenden und unvergleichlich breitbandiger arbeitenden Plattenresonator erhalten: den Verbundplattenresonator. Dazu muss laut Fuchs [2017] eine etwa 0,5 bis 3 mm dicke

Stahlplatte ( $5 < m'' < 25 \text{ kg/m}^2$ ) auf ihrer gesamten Fläche und am gesamten Rand möglichst frei schwingfähig und anregbar gelagert werden (vgl. Abbildung 20). Will man Bautiefen von  $50 < d < 100 \text{ mm}$  realisieren und dabei gleichzeitig in den Frequenzbereich unterhalb von  $100 \text{ Hz}$  vorstoßen, kann man dies nur erreichen, indem man die Platte auf einem die Schwingung nicht behindernden elastischen Material mit hoher innerer Reibung schwimmen lässt. Für diesen Zweck eignen sich Weichschaumplatten, welche in etwa die gleichen Abmessungen wie die Frontplatte aus Stahl haben. Beide Schichten können im Verbund vom sie umgebenden Schallfeld zu sehr vielfältigen, aber stets stark gedämpften Schwingungen angeregt werden (vgl. [Fuchs 2017], S. 59).

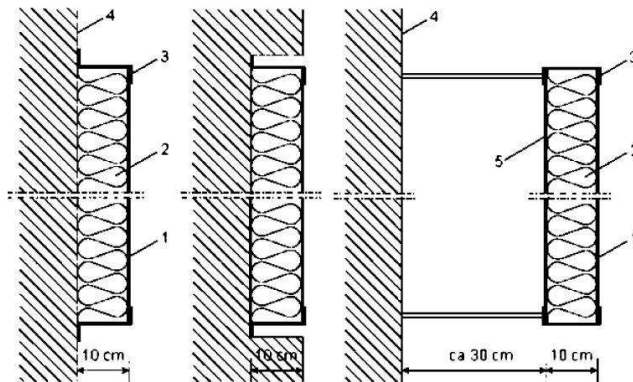


Abbildung 20: Schematische Darstellung eines Verbundplatten-Resonators. 1 frei schwingende Platte, 2 faserige/poröse Dämpfungsschicht, 3 Befestigungswinkel, 4 Rohbauteil, 5 Rückenplatte bei Konstruktion als Baffle (Quelle: [Fuchs 2017], S. 60)

Ein Vorteil des Verbundplatten-Resonators gegenüber dem klassischen Plattenresonator ist vor allem die dünnere, allerdings auch schwerere Frontplatte, welche in viel kleineren Bautiefen angeordnet werden kann. Der Verbundplattenresonator kann dabei im Frequenzbereich von  $31$  bis  $125 \text{ Hz}$  wirksam werden, solange die Verbindung zwischen Frontplatte und Dämpfungsschicht punktwise und dauerelastisch erfolgt.

#### 4.4 Breitbandkompaktabsorber (BKA)

Bringt man vor der Stahlplatte des Verbundplattenresonators eine weitere Schicht faserigen oder porösen Materials an, erreicht das Dämpfungspotenzial dieses Breitbandkompaktabsorbers, wie in Abbildung 21 dargestellt, sein Maximum. Das vorderseitig zusätzliche Absorbermaterial wirkt im mittel- bis hochfrequenten Bereich und erweitert damit das tieffrequente Absorptionsvermögen des Verbundplattenresonators.



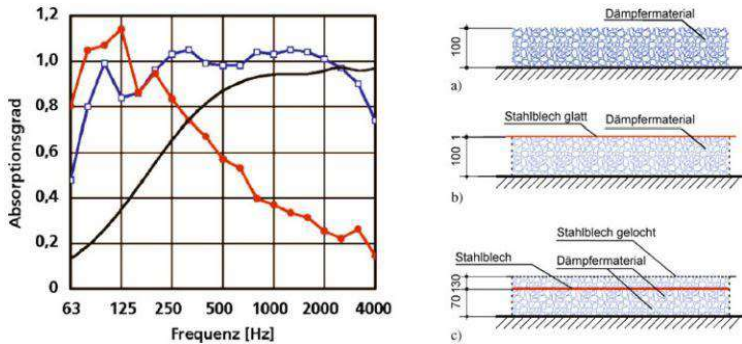


Abbildung 21: Absorptionsgrad  $\alpha_s$  von jeweils 100 mm dickem Verbundplattenresonator (\*, b) und Breitbandkompaktabsorber (□, c). Rechnung für 100 mm faserigen/porösen Absorber (-) gemäß Abbildung 16 (Quelle: [Fuchs 2017], S. 139)

## 4.5 Kantenabsorber (KA)

Passive Absorber aus porösem Material wie beispielsweise Mineralwolle, werden erst voll wirksam, wenn ihre Dicke  $d$  mindestens einem Achtel der Schallwellenlänge  $\lambda$  entspricht (vgl. [Fuchs 2017], S. 140). Geht man von einer klassischen Anordnung vor einer schallharten Wand aus, sollte sich auch der Punkt maximaler Schallschnelle, welcher im Abstand von einem Viertel der Wellenlänge vor der Wand liegt, innerhalb des porösen Materials befinden (vgl. Kap. 3.1 und Abbildung 17). Um tiefe Frequenzen mit großen Wellenlängen also effektiv bedämpfen zu können, sind große Schichtdicken notwendig. Dies gelingt zum Beispiel, indem man poröses Absorbermaterial in einer Raumecke stapelt. In der Vertikalen, also zwischen Boden und Decke, erhält man somit eine große Schichtdicke. Außerdem treffen in den Raumecken und Raumkanten die Über- und Unterdruckzonen vieler Raummoden unterschiedlicher Ordnungen zusammen, welche an dieser Stelle optimal bedämpft werden können. Sogar noch effektiver kann die in Abbildung 22 gezeigte Anordnung über die gesamte Länge eines Raumes, entlang der Raumkante sein. Durch geschickte Abdeckungen kann ein solcher Kantenabsorber sowohl optisch als auch praktisch sinnvoll in einen Raum integriert werden.

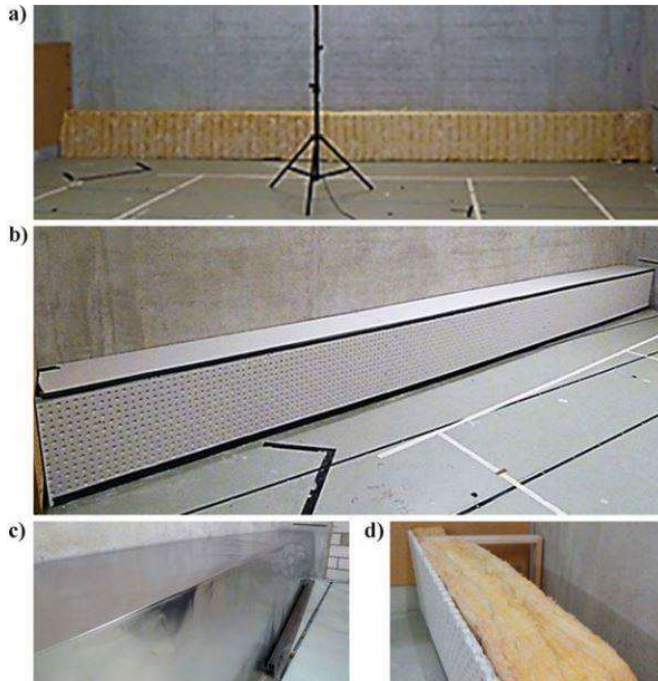


Abbildung 22: Kantenabsorber im Hallraum des Instituts für Arbeitsschutz, St. Augustin. a) Mineralwolle ohne Abdeckung, b) mit Gipskarton bzw. Lochplatten verkleidet, c) mit zusätzlicher Abdeckung durch eine Metallfolie, d) mit nur teilweiser Füllung (Quelle: [Fuchs 2017], S. 142)

## 5 Entkopplung von Raum 1 und Raum 2

Eine der ersten Herausforderungen bei der Optimierung der Raumakustik innerhalb des Proberaumes war die akustische Kopplung von Raum 1 und Raum 2. Durch die vorhandene Öffnung (vgl. Abbildung 2; rechts oben) erhöhte sich das effektive Volumen des Proberaumes und entweichender Schall konnte nach der Reflexion in Raum 2 verzögert in Raum 1 wahrgenommen werden. Außerdem erschwerte die Verbindung der beiden Räume sowohl die effektive Simulation in der Simulationssoftware EASE, als auch die Berechnung grundlegender raumakustischer Parameter mit Hilfe von Formeln, welche für einfache Raumgeometrien ausgelegt sind. Um eine verlässliche Ausgangssituation zu haben und damit auch eine leichter handhabbare Raumgeometrie, wurde frühzeitig beschlossen eine Tür in die Öffnung zwischen den zwei Räumen einzubauen.

### 5.1 Einbau einer Tür

Wie bereits in Kapitel 1 geschildert, war für die Konstruktion von Absorbern oder die Umsetzung baulicher Maßnahmen kein großes Budget vorhanden. Aus diesem Grund wurde anhand der Wandstärke und des Maueröffnungsmaßes eine günstige Holzumfassungszarge ausgewählt. Dazu ein 39mm starkes Türblatt mit Röhren-Spankerneinlage und einfacher Falzdichtung vom Hersteller Kilsgaard. Damit die Türzarge genug Platz haben konnte, musste zu aller Erst die Teppich-Sockelleiste im Bereich der Türöffnung entfernt werden (vgl. Abbildung 23; links oben). Anschließend wurde die Umfassungszarge montiert und an der Türöffnung ausgerichtet. Nachdem die Zarge mit Hilfe von Holzkeilen ins Lot gebracht und mit provisorischen Türfutterzargen fixiert worden war (vgl. Abbildung 23; rechts oben), wurde sie im nächsten Schritt mit Zargenschäum ausgeschäumt. Als der Schaum getrocknet war, wurde überschüssiges Material entfernt und die Zierbekleidung angebracht. Nun konnte das Türblatt eingehangen und die Türgarnitur montiert werden (vgl. Abbildung 23; links unten). Durch das sorgfältige Ausrichten der Zarge schließt die Tür einwandfrei und übt einen gleichmäßigen Druck auf die Falzdichtung des Türrahmens aus (vgl. Abbildung 23; rechts unten). Sie erfüllt damit den Zweck der akustischen Entkopplung von Raum 1 und Raum 2.

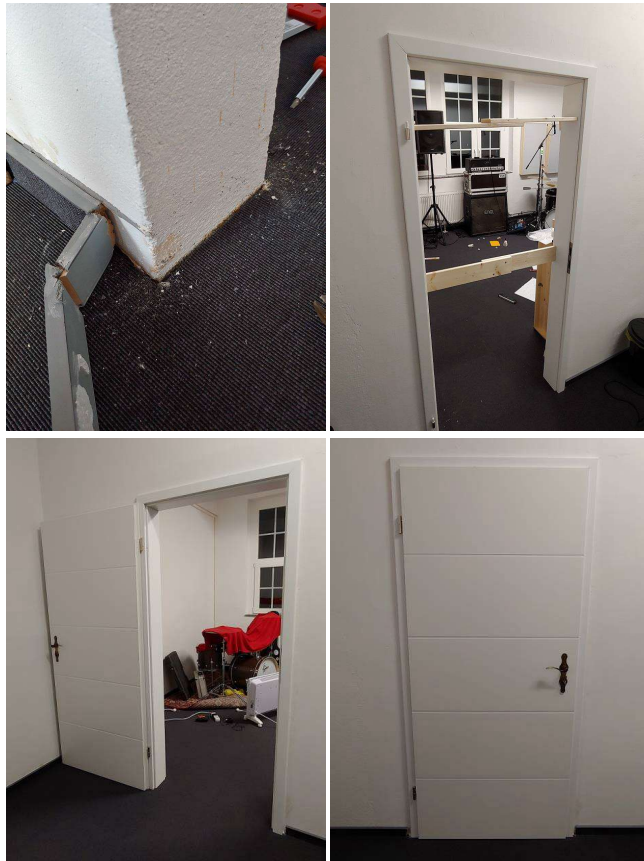


Abbildung 23: Türereinbau: Entfernen der Sockelleiste (links oben); provisorische Türfutterzangen (rechts oben); eingehängtes Türblatt (links unten); geschlossene Tür (rechts unten) (Quelle: Eigene Aufnahmen)

## 5.2 Schalldämmung der Tür

Da sich unterhalb der Tür ein etwa 8 mm großer Spalt befindet und schon ab Werk eine Schlüssellochbohrung in der Tür vorhanden ist, wird die Tür in diesem Projekt nicht nach ihrer Schalldämmung beurteilt. Die Schalldämmung zwischen Raum 1 und Raum 2 wird auch dadurch negativ beeinflusst, dass die Rohre der Zentralheizung durch beide Räume gelegt wurden – und zwar mit Hilfe einer handtellergroßen Wandöffnung (vgl. Abbildung 24). Dies ist allerdings nicht relevant für die akustische Entkopplung von Raum 1 und Raum 2, weshalb die Tür ihren geplanten Zweck vollends erfüllt.



*Abbildung 24: Heizungsrohre führen durch eine Öffnung in der Wand. (Quelle: Eigene Aufnahmen)*

## 6 Nachhallzeitmessung

Die Messung der Nachhallzeit und deren Ergebnisse bilden die Grundlage zur Optimierung der Raumakustik des Proberaumes. Im Folgenden werden der Messaufbau, das verwendete Messequipment und die Vorgehensweise während der Nachhallzeitmessung erläutert. Um Störungen durch Außengeräuschbelastung oder Musik von benachbarten Bands auszuschließen, wurde die Messung an einem ruhigen Vormittag durchgeführt. Es wurde außerdem der Ruhepegel vor Beginn der Messung aufgezeichnet. Die Ergebnisse der Nachhallzeitmessung werden in Kapitel 8 dargestellt und diskutiert.

### 6.1 Vorgehensweise

Die Messung der Nachhallzeit erfolgte nach dem Verfahren des abgeschalteten Rauschens. Hierfür wurde ein breitbandiges Rauschsignal (rosa Rauschen) über eine ungerichtete Schallquelle in den Raum eingespielt und abrupt abgeschaltet. Aus der Abklingkurve, also der Abnahme des Schalldruckpegels im Raum als Funktion der Zeit nach Abschalten der Schallquelle, errechnet sich die Nachhallzeit  $T$ .

Es wurde darauf geachtet die Festlegungen zur Messung der Nachhallzeit in Räumen gemäß DIN EN ISO 3382-2 umzusetzen. Es war nur eine Person während der Nachhallzeitmessung innerhalb des Raumes anwesend, weshalb von einem unbesetzten Raumzustand ausgegangen werden kann. Da es sich nicht um eine Präzisionsmessung handelte und der Raum relativ klein ist, war es nicht notwendig die Temperatur und relative Luftfeuchte zu messen. Der Beitrag durch die Luftabsorption ist somit vernachlässigbar (vgl. [DIN EN ISO 3382-2], S.6).

#### 6.1.1 Messaufbau

Der Dodekaeder-Lautsprecher wurde so aufgestellt, dass sich seine akustische Mitte in einer Höhe von 1,5 m befand. Die Positionen der ungerichteten Mikrofone wurden gemäß DIN EN ISO 3382 über den Raum verteilt (vgl. Kap. 5.1.3) und deren Ausgangssignale direkt einem Analysator inklusive Terzfilter zugeleitet. Der Messaufbau ist in Abbildung 25 schematisch dargestellt.

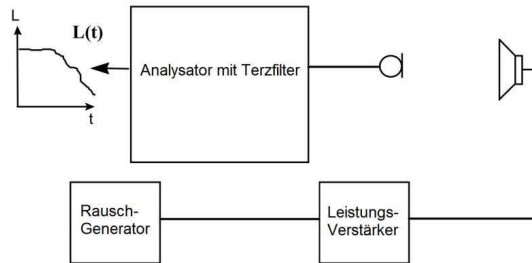


Abbildung 25: Blockdiagramm des Messaufbaus (Quelle: Eigene Darstellung)

## 6.1.2 Messequipment

Als ungerichtete Schallquelle wurde ein Dodekaeder des Herstellers Stratenschulte Messtechnik vom Typ D-6-800 verwendet, welcher an einen Leistungsverstärker mit integriertem Rauschgenerator (Typ PA 100) angeschlossen war. Zur Ermittlung des Schalldrucks kam ein Brüel & Kjaer Schallpegelmessgerät vom Typ 2250 (Genauigkeitsklasse 1) zum Einsatz. Das Schallpegelmessgerät arbeitete mit dem Raumakustikmodul Typ BZ72227 und wurde vor der Messung mit einem 94dB, 1000Hz Kalibrator Typ 4230 der Firma Brüel & Kjaer kalibriert.

## 6.1.3 Messpositionen

Um den Einfluss von stehenden Wellen und anderer ortsabhängiger akustischer Effekte zu minimieren sind in DIN EN ISO 3382-2 „Messung von Parametern der Raumakustik. Teil 2: Nachhallzeit in gewöhnlichen Räumen.“ Richtlinien zur Positionierung der Schallquelle und Messmikrofone definiert. Für die Messung der Nachhallzeit im Proberaum wurden zwei Quellpositionen (QP1 und QP2) mit jeweils sechs Mikrofonpositionen gewählt (vgl. Abbildung 26). Es wurde versucht den Raum mit den Messpositionen möglichst gleichmäßig abzudecken und dabei auch die Positionen, an denen später die Musiker stehen werden, zu berücksichtigen.

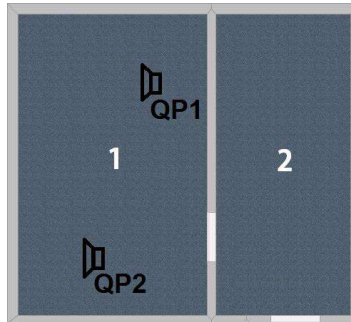


Abbildung 26: Quellpositionen der Nachhallzeitmessung. Die sechs Mikrofonpositionen wurden frei im Raum verteilt (Quelle: Eigene Darstellung)

ISO 3382-2 definiert einen Mindestabstand  $d_{min}$  zwischen Quellen und Messpunkten, zur Vermeidung eines zu starken Direktschall-Einflusses:

$$d_{min} = 2 \cdot \sqrt{\frac{V}{c \cdot T_{min}}} \quad (18)$$

$T_{min}$  ist die kürzeste abgeschätzte erwartete Nachhallzeit; sie wurde in diesem Fall der Sicherheit halber mit 1 s angenommen. Der sich somit ergebende Mindestabstand von 0,85 m wird in allen Fällen eingehalten, denn der kleinste gewählte Abstand beträgt 1,0 m. Der Mindestabstand zur Wand sollte laut EN ISO 3382-2 mindestens eine Viertel Wellenlänge und üblicher Weise etwa 1,0 m betragen. Für 63 Hz wäre demnach ein Wandabstand von ca. 1,36 m erforderlich, welcher aufgrund der kleinen Raumabmessungen nicht bei allen Messpositionen umsetzbar war. Alle Messpositionen wurden jedoch mindestens 0,8 m von den Raumbegrenzungsflächen entfernt gewählt. Der Mindestabstand der Messpositionen untereinander betrug mindestens 1,0 m.



## 7 Raummoden

Wie bereits in Kap. 2 dargestellt, können sich in geschlossenen Räumen, abhängig von deren Raumgeometrie, stehende Wellen - sogenannte Raummoden - ausbilden. Im in dieser Arbeit betrachteten Proberaum spielen Raummoden eine entscheidende Rolle, da sie das Schallfeld im tieffrequenten Bereich deutlich beeinflussen und das Klangerlebnis innerhalb des Raumes dadurch sehr positionsabhängig machen. Durch die Quaderform des Proberaumes mit einer Tiefe von 5,55 m, einer Breite von 3,50 m und einer mittleren Höhe von 3,2 m können die vorhandenen Raummoden mit Hilfe einfacher Gleichungen oder Programme wie dem Raummoden-Rechner von *Trikustik* ausreichend genau berechnet werden.

### 7.1 Berechnung

Mittels Gl. (8) können die Wellenlängen der stehenden Wellen berechnet werden, die sich zwischen zwei parallelen Wänden ausbilden. Die Frequenz einer Schwingung wird aus dem Quotienten der Schallgeschwindigkeit  $c_0$  und ihrer Wellenlänge  $\lambda$  wie folgt berechnet:

$$f = \frac{c_0}{\lambda} \quad (19)$$

Aus der Kombination von Gl. (8) und Gl. (19) ergibt sich die Formel zur Berechnung der Frequenzen bei denen sich zwischen zwei Wänden Axialmoden ausbilden können ( $n \in \mathbb{N}^+$ ):

$$f = n * \frac{c_0}{2 * d} \quad (20)$$

Ausgehend von einer Schallgeschwindigkeit  $c_0 = 343$  m/s bilden sich somit zwischen Boden und Decke aufgrund der Raumhöhe von 3,20 m Stehwellen bei den Frequenzen 53,5 Hz, 107 Hz, 160,5 Hz etc. aus. Mit Gl. (10) können bei gegebenen Raummaßen Raummoden eines bestimmten Typs und bestimmter Ordnung direkt berechnet werden. In Tabelle 1 sind die anhand dieser Gleichung ermittelten Frequenzen aller zu erwartenden Moden bis 150 Hz angegeben.

Tabelle 1: Die ersten 50 Raummoden des Proberaumes; durch Gl. (12) ermittelt (Quelle: Eigene Darstellung)

<i>n</i>	<i>f</i>	Ordnung	Typ	<i>n</i>	<i>f</i>	Ordnung	Typ
1	30.9 Hz	1-0-0	ax	26	123.73 Hz	2-0-2	tan
2	49 Hz	0-1-0	ax	27	127.65 Hz	2-2-1	obl
3	53.59 Hz	0-0-1	ax	28	132.96 Hz	4-1-0	tan
4	57.93 Hz	1-1-0	tan	29	133.08 Hz	2-1-2	obl
5	61.8 Hz	2-0-0	ax	30	134.72 Hz	4-0-1	tan
6	61.86 Hz	1-0-1	tan	31	134.9 Hz	3-2-0	tan
7	72.62 Hz	0-1-1	tan	32	141.71 Hz	3-0-2	tan
8	78.87 Hz	2-1-0	tan	33	143.36 Hz	4-1-1	obl
9	78.92 Hz	1-1-1	obl	34	145.16 Hz	3-2-1	obl
10	81.8 Hz	2-0-1	tan	35	145.23 Hz	0-2-2	tan
11	92.7 Hz	3-0-0	ax	36	147 Hz	0-3-0	ax
12	95.36 Hz	2-1-1	obl	37	148.49 Hz	1-2-2	obl
13	98 Hz	0-2-0	ax	38	149.95 Hz	3-1-2	obl
14	102.76 Hz	1-2-0	tan	39	150.21 Hz	1-3-0	tan
15	104.86 Hz	3-1-0	tan	40	154.5 Hz	5-0-0	ax
16	107.08 Hz	3-0-1	tan	41	156.46 Hz	0-3-1	tan
17	107.19 Hz	0-0-2	ax	42	157.74 Hz	4-2-0	tan
18	111.55 Hz	1-0-2	tan	43	157.84 Hz	2-2-2	obl
19	111.7 Hz	0-2-1	tan	44	159.46 Hz	2-3-0	tan
20	115.86 Hz	2-2-0	tan	45	159.49 Hz	1-3-1	obl
21	115.89 Hz	1-2-1	obl	46	160.78 Hz	0-0-3	ax
22	117.76 Hz	3-1-1	obl	47	162.09 Hz	5-1-0	tan
23	117.86 Hz	0-1-2	tan	48	163.54 Hz	5-0-1	tan
24	121.84 Hz	1-1-2	obl	49	163.61 Hz	4-0-2	tan
25	123.6 Hz	4-0-0	ax	50	163.72 Hz	1-0-3	tan

## 7.2 Online-Raummoden-Rechner von *Trikustik*

Die österreichische Firma *Trikustik* betreibt auf ihrer Homepage einen kostenfreien Raummoden-Rechner, mit welchem sehr anschaulich gezeigt werden kann wo im Raum welche Raummoden auftreten. Durch die Visualisierung der einzelnen Moden wird eine effektive Platzierung von Absorbern ermöglicht. Außerdem lassen sich Nachhallzeitmessergebnisse hinsichtlich ihrer Abweichungen an einzelnen Messpositionen besser beurteilen. Abbildung 27 zeigt die Benutzeroberfläche des Raummodenrechners von *Trikustik*. Neben der Frequenz der zu erwartenden Raummode wird auch die Note angegeben, welche am ehesten dieser Frequenz entspricht. Dies ist für musikalische Anwendungen besonders interessant.

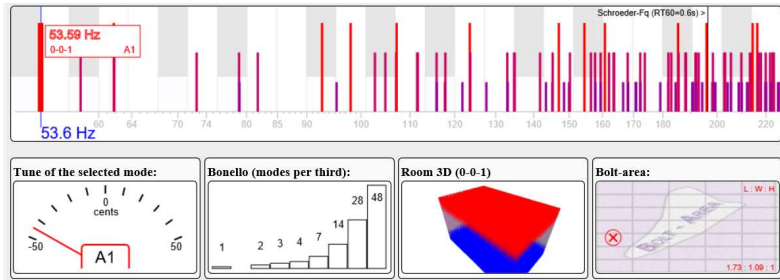


Abbildung 27: Benutzeroberfläche des Raummodenrechners von Trikustik (Quelle: Raummodenrechner von Trikustik, URL: <<https://trikustik.at/raummoden-rechner>>, Stand: 18.07.2019)

## 7.2.1 3D-Darstellung

Besonders praktisch für die Positionierung von Absorbern zur Bekämpfung von Raummoden, ist die von Trikustik angebotene 3D Ansicht der Über- und Unterdruckgebiete innerhalb des Raumes. Hiermit können für jede konkrete Raummode kritische Bereiche ausgemacht und im Anschluss effektive Konzepte zur Bedämpfung erarbeitet werden. In Abbildung 28 sind für die axialen Raummoden, mit dem erwartungsgemäß gravierendsten Einfluss auf die Raumakustik, deren 3D-Modelle inklusive Über- und Unterdruckzonen dargestellt.

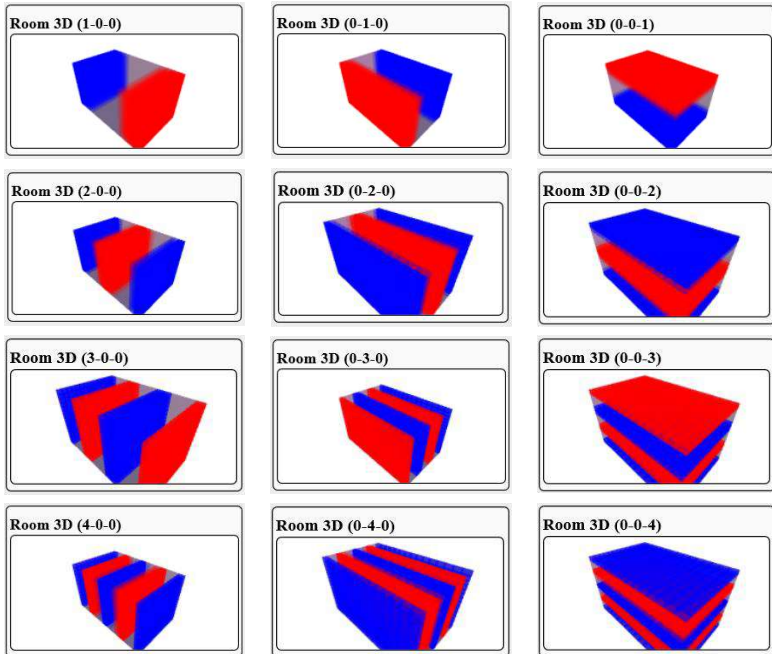


Abbildung 28: Axialmoden der ersten 4 Ordnungen (Quelle: Raummodenrechner von Trikustik, URL: <https://trikustik.at/raummoden-rechner>, Stand: 18.07.2019)

## 8 Messergebnisse

Nach erfolgreicher Messung der Nachhallzeit des Proberaums im Ausgangszustand (mit eingebauter Tür) wurden die Messergebnisse vom Messgerät importiert und mit der Brüel & Kjaer Software *Qualifier* ausgewertet. Es wurden sowohl  $T_{30}$  als auch  $T_{20}$  gemessen – die folgenden Ausführungen betrachten jedoch immer die  $T_{30}$  Nachhallzeiten. Die Darstellung der Ergebnisse erfolgt in Terzbändern, da dies eine genauere Analyse ermöglicht als die Darstellung in Oktavbändern.

### 8.1 Mittelung

Die an den einzelnen Mikrofonpositionen gemessenen Nachhallzeiten weichen teilweise stark voneinander ab und vor allem im tieffrequenten Bereich (unterhalb von 400 Hz) sind diese Unterschiede deutlich (vgl. Abbildung 29). Um den Einfluss von Messgenauigkeiten und ortsabhängigen Phänomenen wie Raummoden oder Kammfiltereffekten (vgl. Kap. 2.3 und 2.4) möglichst gering zu halten, wird sich deshalb im Folgenden stets auf die über alle Quell- und Mikrofonpositionen gemittelten Werte bezogen (die schwarze Linie in Abbildung 29).

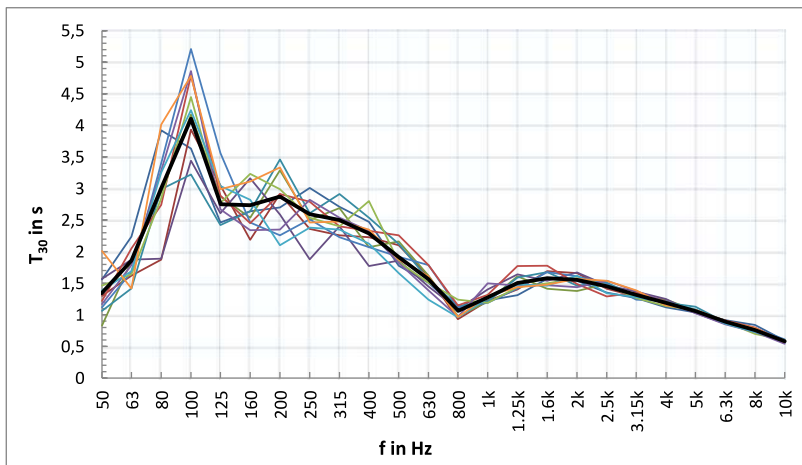


Abbildung 29: Nachhallzeiten aller Messpunkte (farbige Linien) und die daraus arithmetisch gemittelte Nachhallzeit (schwarze Linie). (Quelle: Eigene Darstellung)

Die arithmetische Mittelwertkurve der Nachhallzeit aller Messpositionen bildet die Grundlage für das spätere 3D Modell innerhalb der Simulationssoftware *EASE*. Auch das Herleiten der benötigten Absorptionswerte zur Optimierung der Raumakustik erfolgt auf Basis dieser Mittelwerte. Alle oben genannten Ungenauigkeiten und ortsabhängigen Abweichungen gehen somit letzten Endes in die Simulationsergebnisse und Berechnungen ein. Folglich müssen die Ergebnisse und Zielwerte immer als Richtwerte und nicht als Garantie verstanden werden.

## 8.2 Auswertung

In Abbildung 29 ist zu erkennen, dass die Nachhallzeit im Ausgangszustand des Proberaumes vor allem bei tiefen Frequenzen vergleichsweise hoch ist und zu hohen Frequenzen hin abnimmt. Besonders auffällig ist hierbei die Nachhallzeit von etwas über 4 Sekunden im 100 Hz Terzband. Auch im 200 Hz Terzband ist eine leichte Erhöhung der Nachhallzeit gegenüber dem vorigen (160 Hz) und dem nachfolgenden (250 Hz) Terzband erkennbar. Im Bereich von 800 Hz ist ein deutlicher Einbruch der Nachhallzeit zu verzeichnen. Diese in Abbildung 34 genauer dargestellte Senke unterbricht den ansonsten gleichmäßig abnehmenden Verlauf der Nachhallzeit hin zu hohen Frequenzen. Im Folgenden werden die genannten Auffälligkeiten genauer beleuchtet und mögliche Ursachen diskutiert.

### 8.2.1 Hohe Nachhallzeit bei 100 Hz

Es ist davon auszugehen, dass sowohl die Wände als auch die Fenster des Proberaumes bei Frequenzen unterhalb von 100 Hz nur geringe Schalldämmwerte aufweisen. Schallwellen in diesem Frequenzbereich können also gut aus dem Raum „entweichen“ indem sie nach Außen transmittiert werden (vgl. Kap. 2.1.2). Aus diesem Grund ist die Nachhallzeit bei 50 Hz relativ gering und steigt mit zunehmender Frequenz bis 100 Hz allmählich an. Im 100 Hz Terzband erreicht sie dann ihr Maximum mit ca. 4,11 s (vgl. Abbildung 31). Oberhalb von 100 Hz sinkt die Nachhallzeit wieder, weshalb die Vermutung naheliegt, dass die Erhöhung der Nachhallzeit bei 100 Hz durch eine, bzw. mehrere Resonanzen innerhalb des Raumes hervorgerufen wird. Wie bereits in Kap. 6.1 gezeigt wurde, begünstigt die Raumgeometrie des Proberaumes die Ausbildung von Raummoden bei Frequenzen von 30,9 Hz, 49 Hz und 53,5 Hz sowie deren harmonischen Vielfachen. Der 100 Hz Terzfilter arbeitet im Frequenzbereich von ca. 89 bis 112 Hz, weshalb dort vor allem die Axialmoden bei 92,7 Hz (3. Ordnung) sowie 98 Hz und 107 Hz (2. Ordnung) die Nachhallzeit beeinflussen (vgl. Abbildung 30). Scheinbar kommt es innerhalb des Proberaumes zu einer besonders intensiven Ausbildung von Stehwellen bei den genannten Frequenzen. Dies könnte auch den kleinen Anstieg der Nachhallzeit bei

200 Hz erklären, denn hier liegen die axialen Raummoden der 6. Ordnung (185,4 Hz) und 4. Ordnung (196 Hz und 214 Hz).

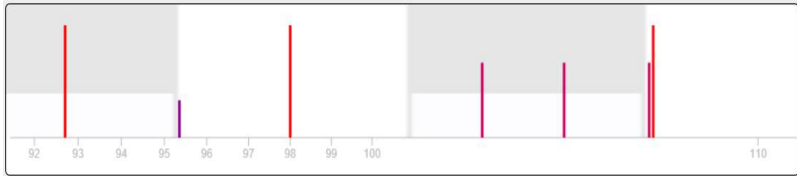


Abbildung 30: Axialmoden bei 92,7 Hz, 98 Hz und 107 Hz (rot) (Quelle: Raummodenrechner von Trikustik, URL: <<https://trikustik.at/raummoden-rechner>>, Stand: 18.07.2019)

Wie Abbildung 32 zeigt, ist die Überhöhung der Nachhallzeit bei 100 Hz in fast allen Quell- und Messpunktanordnungen gemessen worden. Dies legt die Vermutung nahe, dass die Raummoden nicht der einzige Grund für die Erhöhung der Nachhallzeit sind. Wären die genannten Raummoden die alleinige Ursache für die hohe Nachhallzeit bei 100 Hz, würde sich ein positionsabhängigeres Bild abzeichnen. Es muss also noch einen weiteren Grund für dieses Phänomen geben.

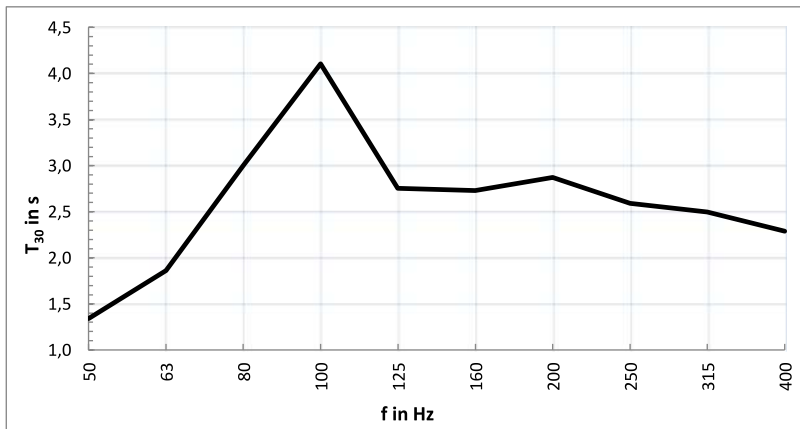


Abbildung 31: Nachhallzeit des Proberaumes im Frequenzbereich unter 400 Hz (Quelle: Eigene Darstellung)

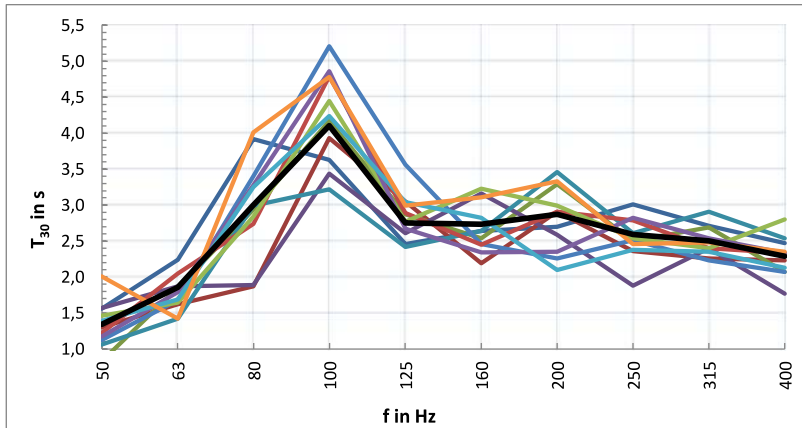


Abbildung 32: Verlauf der Nachhallzeiten an den einzelnen Mikrofonpositionen; Die Erhöhung bei 100 Hz tritt an fast allen Positionen im Raum deutlich hervor (Quelle: Eigene Darstellung)

Bei der Betrachtung möglicher Ursachen innerhalb des Proberaumes, konnten Objekte wie Fenster oder Heizkörper mit ihren typischen Eigenfrequenzen ausgeschlossen werden und auch weder der Teppichboden noch die Decke mit den betongefüllten Stahlträgern schienen zur Erklärung des Phänomens in Frage zu kommen. Am ehesten, so wurde vermutet, könnte eine Fläche im Wandbereich durch Resonanzverhalten die Nachhallzeit bei 100 Hz in die Höhe treiben. Daraufhin wurde bei der Suche nach einer schwingenden Fläche durch Abklopfen der Wände ein Hohlraum unter dem nördlichen Fenster entdeckt (vgl. Abbildung 33). Scheinbar befand sich dort einmal eine Art Durchgang in der Außenwand welcher im damaligen Betrieb der Fabrik eine Rolle spielte, dann aber im Zuge der Sanierung geschlossen wurde. Der Hohlraum ist in etwa so breit wie das darüber liegende Fenster und nimmt auch fast die gesamte Höhe vom Boden bis zur Fensterbank ein. Es lässt sich nur vermuten was genau sich unter der verputzten Wandoberfläche befindet. Die nach außen gerichtete Seite des Durchgangs wurde definitiv zugemauert, aber Innen wurde möglicher Weise eine Schalenkonstruktion vorge-setzt, welche im Idealfall mit einem Dämmmaterial wie Mineralwolle gefüllt wurde. Ohne genaue Kenntnisse über die verbauten Materialien lässt sich die Resonanzfrequenz des Hohlraumes rechnerisch nicht exakt bestimmen.





Abbildung 33: Hohlraum unterhalb des nördlichen Fensters (Quelle: Eigene Darstellung)

Geht man beispielsweise davon aus, dass es sich bei der vorgesetzten Schale um eine biegeweiche 12,5 cm dicke Gipskartonplatte mit einer üblichen flächenbezogenen Masse von  $m'' = 13 \text{ kg/m}^2$  handelt, die Außenmauer aus Vollziegel besteht und damit als akustisch biegesteif zu betrachten ist, und im Zwischenraum Mineralwolle mit einem längenbezogenen Strömungswiderstand  $r > 5 \text{ kPa s/m}^2$  eingesetzt wurde, dann kann die Eigenfrequenz dieses Masse-Feder-Masse Systems näherungsweise mit folgender Gleichung berechnet werden:

$$f_r \approx 510 \sqrt{\frac{1}{d_L * m''}} \quad (21)$$

Hierbei ist  $d_L$  der mit Mineralwolle gefüllte Abstand zwischen Mauerwerk und freistehender Vorsatzschale in cm und  $m''$  die flächenbezogene Masse der Vorsatzschale in  $\text{kg/m}^2$ . Bei einem angenommenen Abstand von  $d_L = 10 \text{ cm}$  ergibt sich eine Resonanzfrequenz  $f_r = 44,8 \text{ Hz}$ , was nicht zur Klärung der gemessenen Nachhallzeiterhöhung bei 100 Hz beiträgt. Wird die Stärke der Gipskartonplatte mit 6,25 cm angenommen und ein Abstand von 5 cm gewählt, ergibt sich jedoch eine Resonanzfrequenz von  $f_r = 89,5 \text{ Hz}$ . Dies könnte eine Erklärung für das beschriebene Phänomen sein. Da die konkrete Art der Konstruktion mit der genauen Plattendicke, Bautiefe und Art der Befestigung nicht bekannt ist, bleibt eine genaue Abschätzung mit Hilfe dieser Formel aus. Es ist allerdings wahrscheinlich, dass das Zusammenspiel aus Raumgeometrie und Mitschwingen der Hohlraumkonstruktion für die hohe Nachhallzeit bei 100 Hz verantwortlich sind.

## 8.2.2 Einbruch der Nachhallzeit bei 800 Hz

Neben der hohen Nachhallzeit bei 100 Hz ist auch die besonders geringe Nachhallzeit bei 800 Hz auffällig. Abbildung 34 zeigt deutlich, wie an allen Mikrofonpositionen eine Absenkung der Nachhallzeit bei 800 Hz gemessen wurde. Dabei ist vor allem der Umstand besonders, dass die Nachhallzeit in den folgenden Terzbändern (1kHz, 1.25 kHz, etc.) erst ansteigt, bevor sie typischer Weise zu sehr hohen Frequenzen hin wieder sinkt.

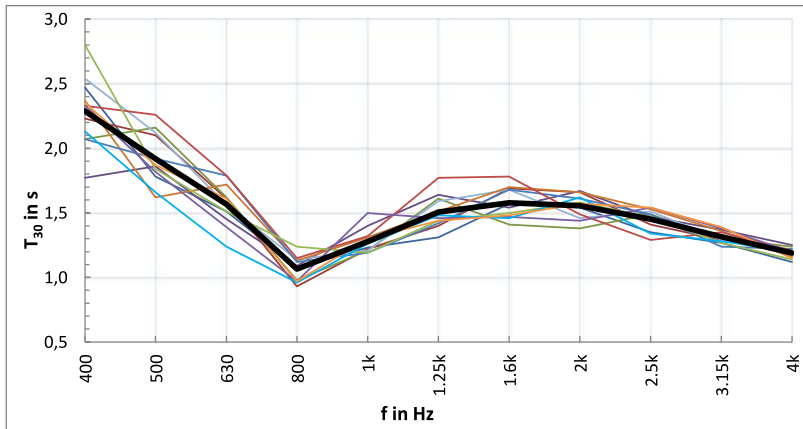


Abbildung 34: Der Einbruch in der Nachhallzeit bei 800 Hz wurde an allen Messpositionen gemessen. (Quelle: Eigene Darstellung)

Es wurde nach einem Bauteil oder Objekt gesucht, welches im Frequenzbereich um 800 Hz eine starke Anregung erfahren kann und dem Schallfeld dadurch in diesem Frequenzbereich Energie entzieht. Die Wände des Proberaumes sind glatt verputzt und weisen erfahrungsgemäß keine in diesem Zusammenhang nennenswerten Schallabsorptionsgrade bei 800 Hz auf. Beim Bau und der Auswahl der Wandmaterialien wird normaler Weise darauf geachtet, dass Einbrüche in der Schalldämmung durch Eigenresonanzen (bei der sog. Koinzidenzfrequenz) entweder unterhalb (ausreichend biegesteif) oder oberhalb (ausreichend biegeweich) des in der Bauakustik betrachteten Frequenzbereiches von 50 Hz bis 5 kHz (erweiterter Bereich) liegen. Es ist also auszuschließen, dass die Wände bei 800 Hz eine besonders geringe Schalldämmung aufweisen und Schallenergie in diesem Frequenzbereich gut aus dem Raum entweichen kann. Gleiches gilt für die 3-Fach verglasten Fenster innerhalb des Proberaumes. Zwar lässt sich die Koinzidenzfrequenz einer Glasscheibe mit Gl. (22) näherungsweise berechnen, einen zu erwartenden Einbruch in der Schalldämmung bei 800 Hz, erhält man dabei aber nur mit einer Glasscheibenstärke von  $t \approx 15$  mm. Da in

der Praxis Scheibenstärken von 4mm üblich sind und Gl. (22) nur für eine einzige Glasscheibe gilt (und nicht für 3-Fach-Verglasung wie im betrachteten Proberaum), kommen auch die Fenster nicht als Ursache für die 800 Hz Nachhallzeitsenke in Frage.

$$f_c = \frac{12 * 10^3}{t} \quad (22)$$

Der Teppichboden innerhalb des leeren Proberaumes war die einzige Fläche mit einem nennenswerten Absorptionsgrad bei mittleren und hohen Frequenzen. Allerdings wäre es sehr untypisch für die akustischen Eigenschaften eines Teppichbodens, wenn die Schallabsorption ein derartig ausgeprägtes Maximum bei 800 Hz aufweisen und bei höheren Frequenzen wieder absinken würde. Laut Herstellerangaben weisen die 0,25 m<sup>2</sup> großen Teppichbodenplatten die in Abbildung 35 aufgeführten Schallabsorptionsgrade auf. Anhand dieser Angaben lässt sich die Senke in der Nachhallzeit bei 800 Hz nicht erklären.

DIN EN ISO 354	Hz: 125 250 500 1000 2000 4000
$\alpha_w$ : 0,15	$\alpha_s$ : 0,01 0,01 0,05 0,16 0,40 0,43

Abbildung 35: Die im Hallraum gemessenen Schallabsorptionsgrade der "Metric" Teppichbodenplatten (Quelle Datenblatt des Herstellers, URL: <<https://www.vorwerk-teppich.de/carpettypepdf/Metric.pdf>>, Stand: 09.07.2019)

Bei einer weiteren Recherche zu diesem Phänomen wurde allerdings deutlich, dass auch in anderen raumakustischen Projekten ähnlicher Raumgröße ein vergleichbarer Effekt beobachtet wurde. So zum Beispiel im Projekt „HiFi-Selbstbau“ der Icy-Medien GmbH aus Köln, wo ein Hörraum optimiert wurde, in dem Lautsprecher Tests stattfinden sollten. Als die Akustiker von „HiFi-Selbstbau“ im Jahr 2005 in ihrem ca. 6,2 x 4,3 m großen Raum die Nachhallzeit maßen, stellten sie fest, dass die verlegten Teppichplatten wohl durch Hohllagen als Plattenresonator wirkten. Die Folge dessen war eine ungewöhnlich niedrige Nachhallzeit bei 800 Hz. Auch bei der 2008 erfolgten Überarbeitung des Hörraums wurde dieses Phänomen durch erneute Nachhallzeitmessungen bestätigt. Greift man den Gedanken des Teppichs als Plattenresonator auf, lässt sich mit Gl. (16) bzw. (21) die Eigenfrequenz einer Teppichplatte berechnen. Laut Herstellerangaben hat eine Teppichplatte ein Flächengewicht von  $m'' = 1,9 \text{ kg/m}^2$ . Davon ausgehend, erhält man für einen Abstand zwischen Teppichplatte und schwimmendem Estrich von  $d_L = 0,2 \text{ cm}$  eine Resonanzfrequenz von ca. 827 Hz. Ob dieser Abstand tatsächlich zwischen allen Teppichplatten und dem darunterliegenden Estrich vorhanden ist, bleibt unklar. Die Betrachtung des Teppichs als Plattenschwinger auf einem Luftkissen ist zumindest eine mögliche Erklärung für das 800 Hz Phänomen.

## 9 Konzept zur Optimierung

Anhand der gegebenen Raumgeometrie, den durch die Nachhallzeitmessung ermittelten Messwerten und den Kenntnissen über die verbauten Materialien und akustischen Eigenschaften von Fenstern, Tür und Teppichboden, wurde mit der Software *EASE Aura* ein computergestütztes Simulationsmodell erstellt. Ziel hierbei war es zu erfahren, welche Maßnahmen nötig sind um eine für den Zweck optimale Raumakustik zu erreichen. Es sollten Aussagen über die Art, Anzahl und eine effektive Positionierung der geplanten Absorber getroffen werden. Der Weg vom Erstellen des Simulationsmodells bis zur Simulation verschiedener Raumzustände mit unterschiedlichen Absorbern wird im Folgenden geschildert.

### 9.1 *EASE: Aura* Simulationsmodell

Bevor eigentliche Simulationen durchgeführt werden konnten, musste der Proberaum als 3D-Modell in *EASE Aura* angelegt und anschließend kalibriert werden. Die Raumgeometrie - inklusive Türeimbuchtung und Stahlträgern an der Decke - wurde abgebildet und die Oberflächen des Raumes entsprechend ihrer Schallabsorptionsgrade charakterisiert. Das eines solchen Vorgehens ist es, mit der Simulation des Raumes im leeren Zustand gleiche Nachhallzeiten zu erhalten, wie bei der tatsächlichen Nachhallzeitmessung vor Ort. Erst wenn das erreicht ist, spiegelt das Computermmodell die tatsächlichen akustischen Verhältnisse im Proberaum wieder und es kann die Einbringung zusätzlicher Oberflächen und Absorptionsgrade simuliert werden.

#### 9.1.1 Grenzen der Strahlenverfolgung

An dieser Stelle sei darauf hingewiesen, dass die Simulation mit Hilfe von *EASE Aura* aufgrund der Strahlenverfolgungsmethodik („ray tracing“) nur in den Frequenzbereichen aussagekräftige Ergebnisse erzielt, in denen ein diffuses Schallfeld vorherrscht (vgl. Kap. 2.1.1 und 2.3.1). Mit Gl. (9) kann die Frequenz berechnet werden, oberhalb der von einem diffusen Schallfeld ausgegangen werden kann. Bildet man den arithmetischen Mittelwert der gemessenen Nachhallzeiten im Frequenzbereich zwischen 100 Hz und 4000 Hz, ergibt sich eine mittlere Nachhallzeit von 2,02 s. Ausgehend von dieser mittleren Nachhallzeit liegt die Schröder-Frequenz ungefähr bei 360 Hz. Dies bedeutet, dass alle mit *EASE: Aura* getroffenen Aussagen unterhalb dieser Frequenz nur als grobe Richtwerte dienen können. Das Schallfeld ist dort maßgeblich von Raummoden beeinflusst und ein auf Strahlenverfolgung basierendes Simulationsprogramm allein reicht nicht aus um die Akustik zu simulieren. Allerdings ist nicht klar, ob und in wie fern die

Erhöhung der Nachhallzeit bei 100 Hz die Berechnung der Schröder-Frequenz verfälscht. Es stellt sich also wieder die Frage nach der Ursache dieser Nachhallzeitsspitze. Setzt man eine mittlere Nachhallzeit von beispielsweise 1,00 s voraus, liegt die Schröder-Frequenz bei etwa 254 Hz. Für den Proberaum gilt also, dass Maßnahmen zur Reduzierung der Nachhallzeit im Frequenzbereich unterhalb von 250 Hz (im schlimmsten Fall sogar 360 Hz) mit der ray tracing Methode nicht ausreichend genau simuliert werden können. Da *EASE Aura* allerdings theoretisch im Frequenzbereich von 100 Hz bis 10 kHz arbeiten kann, und auch für alle verwendeten Materialien und geplanten Absorber deren Schallabsorptionsgrade im tieffrequenten Bereich angegeben sind, werden die folgenden Simulationsergebnisse auch im tieffrequenten Bereich unterhalb 250 Hz dargestellt.

### 9.1.2 Kalibrierung

Nachdem der Raum in *EASE Aura* modelliert und die Raumbooberflächen mit Schallabsorptionsgraden aus Herstellerangaben oder der EASE Datenbank versehen wurden, wichen erste Simulationen noch teilweise stark von den tatsächlich gemessenen Nachhallzeiten ab. Aus diesem Grund wurde das Modell Schritt für Schritt kalibriert, indem beispielsweise der Schallabsorptionsgrad des Teppichbodens im Bereich um 800 Hz deutlich erhöht, die Absorptionsgrade der Fenster im tieffrequenten Bereich jedoch reduziert wurden. Das Ergebnis dessen war ein Simulationsergebnis welches nahezu deckungsgleich zur tatsächlichen Nachhallzeit war (vgl. Abbildung 36). Hierbei wurde das Computermodell auch im tieffrequenten Bereich unterhalb 250 Hz kalibriert, obwohl die Simulationsergebnisse hier aufgrund des von Raummoden dominierten Schallfeldes nicht ausreichend genau sind.

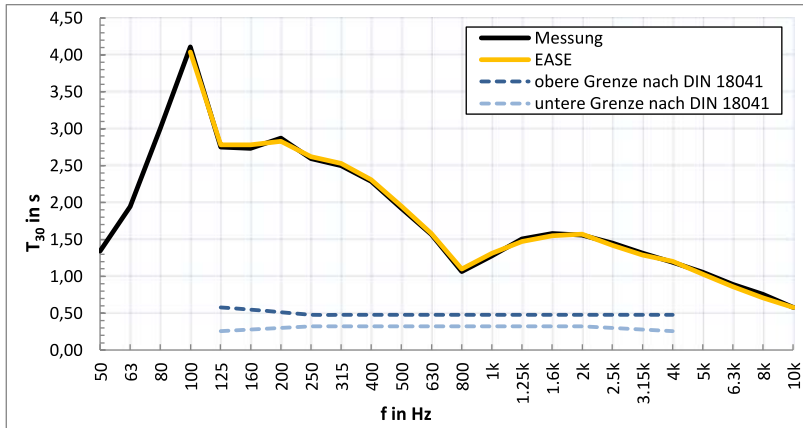


Abbildung 36: Gemessene Nachhallzeit (schwarz), simulierte Nachhallzeit des kalibrierten EASE: Aura Modells (orange), sowie Toleranzbereich der zu erreichenden Nachhallzeit (Quelle: Eigene Darstellung)

### 9.1.3 Zielsetzung und Praktikabilität

Wie bereits in Kapitel 2.2 erwähnt, soll der Nachhallzeitverlauf innerhalb des Proberaumes möglichst linear gestaltet werden und dabei die in DIN 18041:2016-03 Kap. 4.2.3 „Anforderungen an die Nachhallzeit“ festgelegten Orientierungswerte für das Nutzungsszenario eines lauten Musikproberaumes mit Schlagwerk erreichen. Konkret bedeutet dies, dass die Nachhallzeit in den Oktaven mit den Mittenfrequenzen 125 Hz bis 4 kHz im Toleranzbereich um 0,4 s liegen soll (vgl. Abbildung 8). Diese Anforderung bezieht sich laut DIN 18041:2016-03 auf den besetzten Zustand des betrachteten Raumes, unter Berücksichtigung der Schallabsorption durch Möblierung und von Personen (vgl. [DIN 18041], S. 14). Im Falle des Proberaumes und für die folgenden Simulationen, wird der Einfluss anwesender Personen und des sich im Raum befindlichen Mobiliars jedoch nicht einbezogen. Des Weiteren musste bereits vor Beginn der *EASE Aura* Simulation darauf geachtet werden, dass es nur Sinn machte solche Absorber zu simulieren, welche später tatsächlich gebaut oder gekauft werden könnten. Aus diesem Grund wurden die Simulationen mit verschiedenen Kombinationen von vier Absorberarten durchgeführt, welche sich sowohl aus raumakustischer, als auch aus wirtschaftlicher Sicht gut für diesen Zweck eignen würden. Diese vier Absorberarten sind:

- Deckensegel aus einem mit Mineralwolle gefüllten Holzrahmen; stoffbespannt und in variablem Abstand zur Decke
- Breitbandabsorber aus Basotect G+; im Holzrahmen und stoffbespannt

- Ein großer Vorhang aus Bühnenmolton
- Ein Kantenabsorber aus Mineralwolle

### 9.1.4 Simulation der Deckensegel

Aufgrund der geringen Größe des Proberaumes wurde schnell klar, dass bei der Planung und Platzierung der Absorber vor allem der ansonsten ungenutzte Deckenbereich betrachtet werden muss. Daher wurde ein Konzept für ein Deckensegel entwickelt, welches aus einem 187,5 cm x 125 cm großen Holzrahmen besteht und mit zwei Schichten 8 cm dicken Mineralwolleplatten (Sonorock Rockwool;  $r = 6 \text{ kPa s/m}^2$ ) gefüllt wird. Für eine ansprechende Optik und als Rieselschutz wird das Deckensegel mit weißem Stoff umspannt, welcher eine flächenbezogene Masse von  $m'' = 0,160 \text{ kg/m}^2$  aufweist. Als Aufhängung werden sowohl an der Decke, als auch an den Kanten des Deckensegels Karabinerhaken montiert, welche dann mit 0,5 m langen Rundstahlketten verbunden werden. Durch die Kombination aus Karabinerhaken und Rundstahlkette kann das Deckensegel ohne großen Aufwand in seiner Höhe variiert und je nach Anwendungsfall zwischen gerader und schräger Aufhängung gewechselt werden.

Durch Umstellen von Gl. (12) errechnet sich für die 16 cm dicke Mineralwolle mit einem längenbezogenen Strömungswiderstand von  $r = 6 \text{ kPa s/m}^2$  ein spezifischer Strömungswiderstand von  $960 \text{ Pa s/m}$ , welcher nach Gl. (13) im optimalen Bereich liegt. Durch die Stoffbespannung verändern sich allerdings die Absorptionseigenschaften der Mineralwolle, da die Anpassung an die Schallkennimpedanz der Luft nicht mehr ideal ist - eine Verringerung der Wirksamkeit bei tiefen Frequenzen ist die Folge (vgl. Kap. 3.1). Aber auch bei hohen Frequenzen kann ein Stoffbezug abhängig von seiner flächenbezogenen Masse die Absorptionseigenschaften eines porösen Absorbers senken, indem diese Frequenzanteile eher vom Stoff reflektiert werden, als dass sie durch ihn hindurch gelangen. Der geringere Transmissionsgrad bei hohen Frequenzen kann die hochfrequente Absorptionseigenschaften also drastisch reduzieren (vgl. [Fasold 1998], S. 78). Des Weiteren beeinflusst auch der Wandabstand den Schallabsorptionsgrad: je größer der Wandabstand, desto tieffrequenter wirkt der Absorber, aber desto ungleichmäßiger und frequenzabhängiger ist auch sein Absorptionsgrad (vgl. Abbildung 37).

Aufbauend auf dem empirischen Modell zur Berechnung der Absorptionsgrade poröser Absorber nach M. E. Delany und E. N. Bazeley [1970], bietet die Webseite [www.acousticmodelling.com](http://www.acousticmodelling.com) einen kostenfreien Rechner an, mit welchem der Schallabsorptionsgrad mehrschichtiger Absorberkonstruktionen errechnet werden kann. Durch die Angabe des Wandabstandes, der Dicke und des längenbezogenen Strömungswiderstandes des porösen Materials, und der flächenbezogenen Masse der vorgespannten Membran (in diesem Fall des weißen Stoffes), kann der frequenzabhängige

Schallabsorptionsgrad ermittelt werden. Für eine Temperatur von 20° C und einen Luftdruck von 1 bar ergeben sich die in Abbildung 37 dargestellten Absorptionsgrade. Die absorbierende Wirkung sinkt aufgrund des gewählte Stoffbezuges mit steigender Frequenz. Im Hinblick auf eine mögliche Überdämpfung im hochfrequenten Bereich durch das Einbringen weiterer Absorber wird dies aber toleriert und zur weiteren Planung genutzt. Ein dünnerer Stoff käme für das Deckensegel auch aus ästhetischen Gründen nicht in Frage.

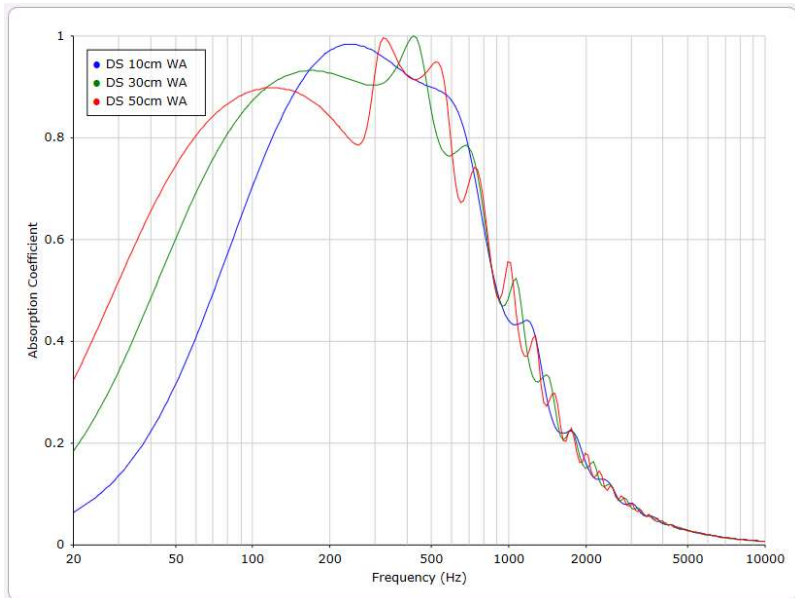


Abbildung 37: Absorptionsgrade eines stoffumspannten Deckensegels aus 16 cm dicker Mineralwolle, in unterschiedlichen Wandabständen (Quelle: Acoustic Modelling Calculator, URL: <<http://www.acousticmodelling.com/multi.php>>, Stand: 18.07.2019)

Durch die Kenntnis über die zu erwartenden Absorptionswerte des geplanten Deckensegels, konnte nun das *EASE Aura* Simulationsmodell bearbeitet werden. Es wurden zwei Deckensegel in das Raummodell eingefügt und anschließend Simulationen für Abhanghöhen von 10 cm, 30 cm und 50 cm durchgeführt. Dafür wurden sowohl die 3D Modelle der Deckensegel innerhalb des Raummodells in ihrer Höhe variiert, als auch für jede der drei Situationen die passenden Absorptionsgrade vergeben. Die Ergebnisse der Simulation zeigen, dass bereits das Einbringen zweier Deckensegel in den Proberaum die Nachhallzeit deutlich reduzieren kann. Ungeachtet der Abhanghöhe, wird eine Senkung der Nachhallzeit bei 250 Hz um mindestens 1,5 s und bei 500 Hz um mindestens



0,8 s erreicht (vgl. Abbildung 38). Aufgrund der geringeren Absorption bei hohen Frequenzen, ergibt sich im Vergleich zum Ausgangszustand ein deutlich linearerer Nachhallzeitverlauf. Die Absorptionseffekte der Deckensegel in 10 cm Abstand zur Decke ist jedoch deutlich geringer als in 30 cm oder 50 cm. Außerdem absorbieren die Deckensegel in 50 cm Abhanghöhe trotz der in Abbildung 38 gezeigten höheren Frequenzabhängigkeit genauso gut und teilweise sogar besser als in 30 cm Abhanghöhe. Für die folgenden Simulationen mit weiteren Absorbieren, werden die beiden Deckensegel daher mit 50 cm Deckenabstand simuliert.

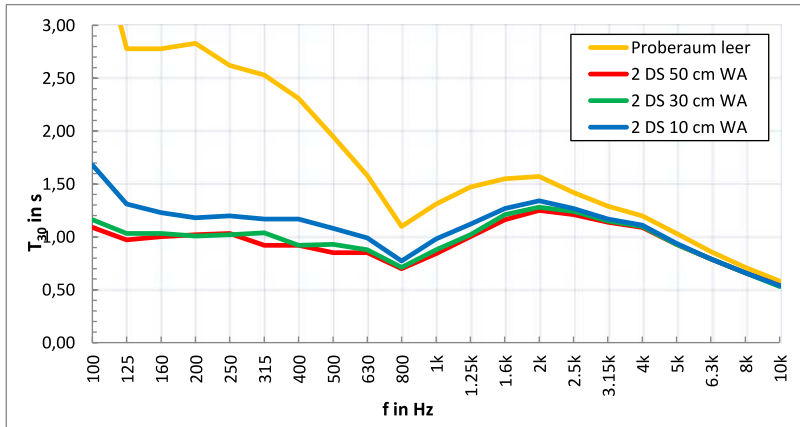


Abbildung 38: Simulierte Nachhallzeit nach Einbringen zweier Deckensegel in unterschiedlichen Abhanghöhen (Quelle: Eigene Darstellung)

### 9.1.5 Simulation der Basotect G+ Absorber

Mit zwei Deckensegeln in 50 cm Abhanghöhe ergibt sich bereits ein annähernd linearer Nachhallzeitverlauf. Nun galt es, durch das Platzieren weiterer Absorber, die Nachhallzeit um weitere 0,5 s zu senken und obendrein die noch etwas überhöhte Nachhallzeit im Bereich von 1,25 kHz bis 4 kHz zu reduzieren. Zu diesem Zweck wurde der Einsatz von Absorbieren aus Basotect G+ geplant, welche vorrangig an den Wänden des Proberaumes platziert werden sollten. Basotect G+ ist ein offenzelliger Schaumstoff aus Melaminharz, einem duroplastischen Kunststoff. Durch die filigrane Netzstruktur des Schaumstoffes wirkt dieser, genau wie Mineralwolle, als poröser Absorber. Basotect G+ ist deutlich teurer als Mineralwolle, jedoch auch leichter zu handhaben. Da es ihn in diversen Größen zu bestellen gibt und er keinen Abrieb oder Schmutz verursacht, ist er sehr flexibel einsetzbar. Die geplanten Wandabsorber sollen jeweils aus einer 100 cm x 50 cm großen Basotect-Platte bestehen, welche aus optischen Gründen in einen Holzrahmen eingefasst und vorderseitig mit akustisch transparentem Stoff bespannt wird.

Die Stärke der Basotect-Platte soll 100 mm betragen, da in dieser Variante das höchstmögliche Absorptionsvermögen bei tieferen Frequenzen zu erwarten ist. Die im Hallraum gemessenen Absorptionsgrade wurden aus Herstellerangaben übernommen und in *EASE Aura* eingepflegt (vgl. Abbildung 39). Außerdem wurden die Absorber in 10 cm Wandabstand simuliert – dies erweitert den Wirkungsbereich zu tiefen Frequenzen und ermöglicht auch einen rückseitigen Schalleintritt in die Absorberplatte.

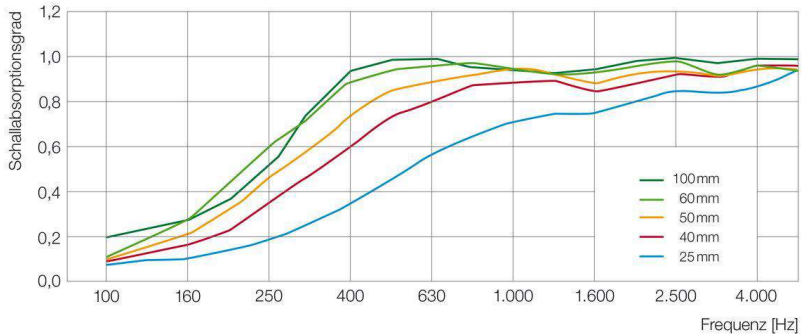


Abbildung 39: Schallabsorption von Basotect G+ in unterschiedlichen Stärken (im Hallraum gemessen)  
(Quelle: BASF, URL: <<https://products.basf.com/de/Basotect.html>>, Stand: 18.07.2019)

Innerhalb des *EASE Aura* Modells wurden vier dieser Basotect G+ Absorber an der nord-westlichen Ecke des Proberaumes platziert, da dort das Schlagzeug stehen soll. In einer Höhe von 100 cm über dem Boden decken sie genau den relevanten Bereich ab, in dem der Schall des Schlagzeugs an den dahinterliegenden Wänden reflektiert werden würde. Gemäß der Prämisse, dass lärmindernde Maßnahmen möglichst nahe an der Schallquelle passieren sollten, erscheint diese Platzierung sinnvoll. Wie Abbildung 40 zeigt, ist durch die vier Basotect G+ Absorberkonstruktionen eine Reduzierung der Nachhallzeit um bis zu 0,3 s (vor allem im mittel- bis hochfrequenten Bereich) möglich. Da die Nachhallzeit aber noch deutlich von der Zielkurve entfernt lag und der Frequenzbereich um 800 Hz Gefahr lief überdämpft zu werden (vgl. Kap. 7.2.2), wurden im nächsten Schritt zusätzlich zu drei weiteren Basotect Absorbern noch zwei große Teppiche simuliert, welche die Plattenresonatorwirkung der 0,25 m<sup>2</sup> großen Teppichplatten mindern sollten. Die zwei Teppiche weisen für sich genommen keine merklich besseren Absorptionseigenschaften auf als der bereits verlegte Teppichboden. Sie verringern jedoch die Größe der Fläche welche als Plattenresonator bei 800 Hz wirksam werden kann. Die drei zusätzlichen Basotect Absorber wurden auf der Trennwand zwischen Raum 1 und Raum 2, also neben der Tür platziert. Auch diese Simulationsergebnisse werden in Abbildung 40 dargestellt.

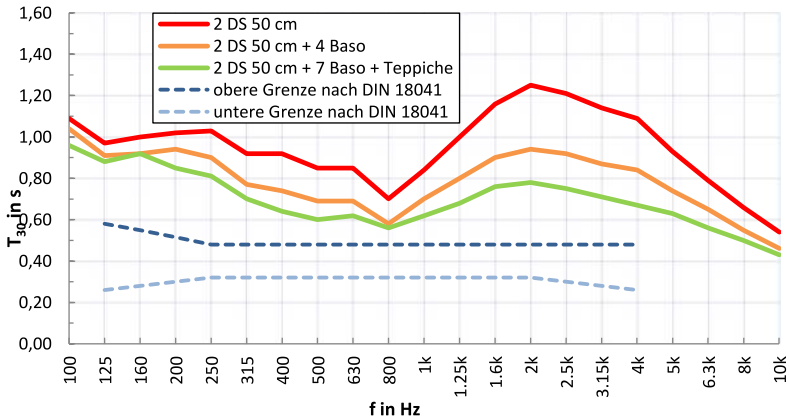


Abbildung 40: Simulierte Nachhallzeiten bei unterschiedlichen Absorberkombinationen. Mit zwei Deckensegeln, 7 Basotect-Absorbern und zwei großen Teppichen wird die gewünscht Nachhallzeit noch nicht erreicht. (Quelle: Eigene Darstellung)

Vergleicht man die Kurven der Raumzustände vor und nach Einbringen der drei zusätzlichen Basotect Absorber und der zwei Teppiche, stellt man fest, dass durch die Teppiche die Reduzierung der Nachhallzeit bei 800 Hz tatsächlich gemildert wird. Während die Nachhallzeit durch die drei Basotect Absorber nahezu breitbandig um ca. 0,1 s verringert wird, bleibt sie bei 800 Hz beinahe gleich. Auf lange Sicht könnte es erforderlich werden, noch weitere Teppiche im Proberaum zu verlegen, um die hohe Absorption des Originalteppichs bei 800 Hz zu verhindern. Die beiden hier simulierten Teppiche sind allerdings bereits vorhanden und werden definitiv an den im *EASE Aura* Modell simulierten Stellen platziert.

### 9.1.6 Ein Vorhang und ein weiteres Deckensegel

Um die Nachhallzeit weiter zu reduzieren, wurde im nächsten Schritt ein textiler Vorhang aus Bühnenmolton mit einer flächenbezogenen Masse von  $m'' = 0,3 \text{ kg/m}^2$  und einer Größe von 250 cm x 200 cm in das *EASE Aura* Simulationsmodell eingefügt. Er wurde an der südlichen Wand des Proberaumes platziert, da sich dort ansonsten noch keine weiteren Absorber oder akustisch wirksamen Flächen befanden. Ein großer Vorteil eines Vorhangs ist, dass er durch die Anbringung mit einer Vorhangstange beliebig auf- und zugeschoben werden kann. Seine Wirksamkeit lässt sich somit leicht variieren. Gemäß Gl. (14) erhöht sich durch einen gewählten Wandabstand von ca. 4,25 cm die Wirksamkeit des Vorhangs im Bereich um 2 kHz. Abbildung 41 zeigt, dass die simulierte Nachhallzeit nun im Bereich von 500 Hz bis 1 kHz beinahe im optimalen Bereich liegt. Unterhalb und oberhalb dieser Frequenzen ist die Nachhallzeit noch zu hoch, weshalb

im Anschluss ein weiteres, drittes Deckensegel simuliert wurde. Baugleich zu den vorigen Deckensegeln wurde es auch wieder in 50 cm Abhanghöhe simuliert, aber in der Mitte des Deckenbereiches platziert. Da den Deckensegelkonstruktionen in *EASE Aura* aufgrund der Stoffbespannung nur ein sehr geringer Absorptionsgrad bei hohen Frequenzen vergeben wurde, bewirkt das dritte Deckensegel vor allem eine Nachhallzeitreduzierung im tieffrequenten Bereich. Durch die Abhanghöhe von 50 cm ist die Absorptionswirkung des Deckensegels bei 315 Hz und 500 Hz besonders hoch (vgl. Abbildung 41). Die dadurch resultierenden Einbrüche in der simulierten Nachhallzeit können bei der späteren Umsetzung vermieden werden, indem nicht alle drei Deckensegel auf gleicher Höhe aufgehängt werden.

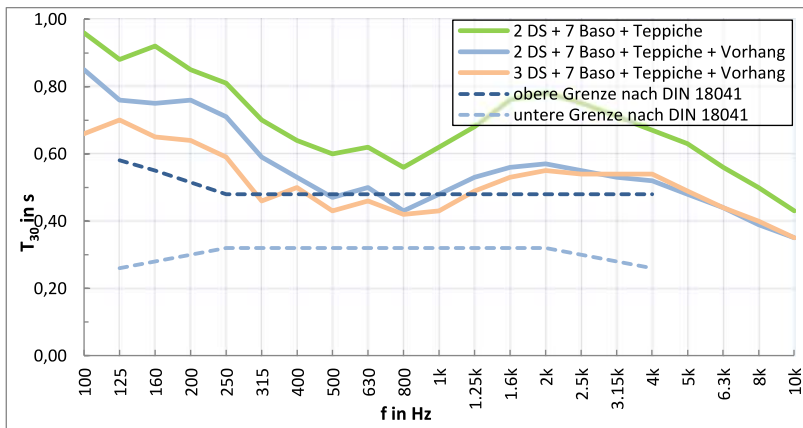


Abbildung 41: Simulierte Nachhallzeit nach Einbringung eines Vorhangs aus Bühnenmolton und eines dritten Deckensegels (Quelle: Eigene Darstellung)

### 9.1.7 Simulation eines Kantenabsorbers

Da von Anfang an klar war, dass zur Lösung der Raummodenproblematik innerhalb des Proberaumes auch Kantenabsorber zum Einsatz kommen müssten, wurde bereits vor Beginn der *EASE Aura* Simulationen ein Konzept für einen Kantenabsorber entwickelt, welcher die südöstliche Ecke des Raumes zwischen Tür und Vorhang belegen würde. Um die Wirksamkeit zu tiefen Frequenzen hin zu erweitern, dabei aber auch raumökonomisch zu bleiben, sollte der Kantenabsorber eine dreieckige Grundfläche von 90 cm x 63 cm x 63 cm haben, deren spitzes Ende in die Raumecke zeigt. Auf die Grundfläche werden zugeschnittene Sonorock Rockwool Mineralwolleplatten auf eine Höhe von 2,5 m gestapelt und mit Holzleisten, Winkeln und einer umseitigen, akustisch transparenten Stoffumspannung fixiert. Abbildung 42 zeigt, dass die Platzierung des Kantenabsorbers in der Raumecke aufgrund der Modenverteilung innerhalb des Proberaumes sinnvoll ist.

Durch die Platzierung des porösen Absorbermaterials in den Unter- und Überdruckgebieten der relevanten Raummoden, können diese effektiv gedämpft werden.

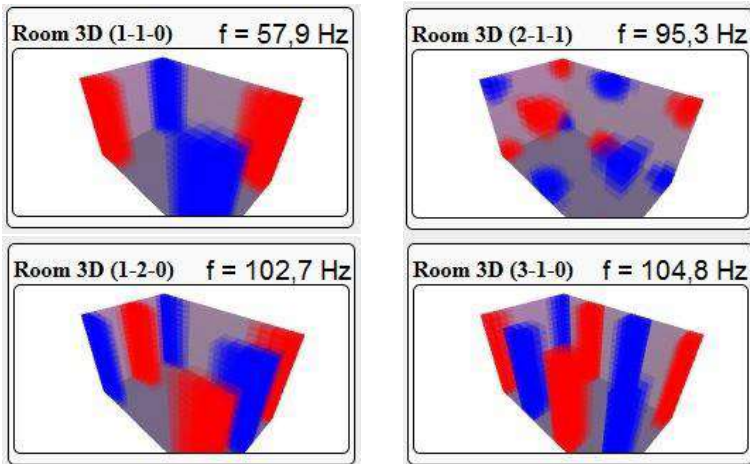


Abbildung 42: Einige relevante Raummoden, deren Unter- und Überdruckgebiete sich in den Ecken des Raumes befinden (Quelle: in Anlehnung an den Raummodenrechner von TriKustik, URL: <https://trikustik.at/raummoden-rechner>, Stand: 18.07.2019)

Für das *EASE Aura* Modell spielt die Dämpfung der Raummoden zwar nur eine untergeordnete Rolle, durch die akustisch transparente Stoffbespannung bleibt der Kantenabsorber aber auch in mittleren und hohen Frequenzen wirksam. Der Kantenabsorber wurde deshalb mit den für Mineralwolle dieser Dicke typischen Absorptionsgraden simuliert und die Ergebnisse in Abbildung 43 dargestellt. Die Nachhallzeit liegt nun größten Teils im vorgesehenen Zielbereich um 0,4 s. Lediglich zwischen 1,6 kHz und 4 kHz ist die Nachhallzeit noch etwas zu hoch. Mit einer Schwankung von weniger als 0,2 s ist der Nachhallzeitverlauf trotzdem als angemessen linear zu betrachten und in jedem Fall deutlich besser als ohne die genannten Maßnahmen. Berücksichtigt man zudem, dass die für das *EASE Aura* Modell genutzten Absorptionsgrade der Deckensegel in den hohen Frequenzen bewusst etwas niedrig angesetzt wurden, ergibt sich in der Realität wahrscheinlich ein noch linearerer Nachhallzeitverlauf. Des Weiteren finden die Schallabsorptionsgrade des zusätzlich vorhandenen Mobiliars, der Instrumente, Lautsprecher und der anwesenden Musiker in der Simulation noch keine Anwendung. Vor allem oberhalb von 1 kHz ist hier eine zusätzliche Absorptionswirkung zu erwarten.

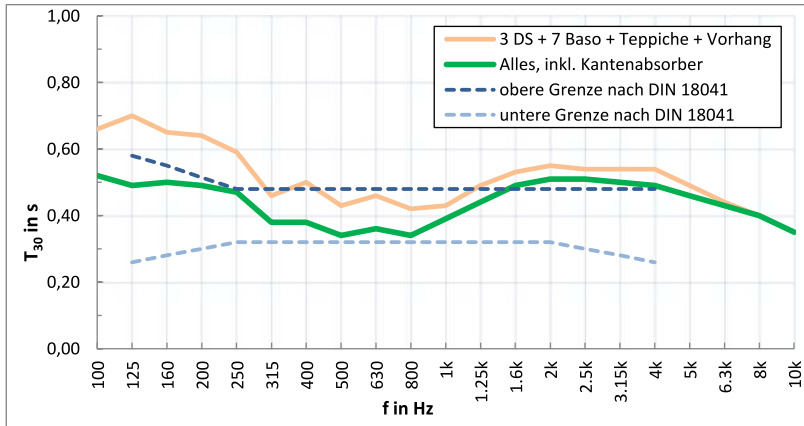


Abbildung 43: Der zusätzliche Kantenabsorber reduziert die Nachhallzeit des Proberaumes in beinahe allen Frequenzen auf den geplanten Zielwert (Quelle: Eigene Darstellung)

## 10 Zusammenfassung und Ausblick

Das Ziel dieser Arbeit, ein Konzept zu entwickeln wie die Nachhallzeit innerhalb des Proberaumes linearisiert und auf etwa 0,4 s reduziert werden kann, wurde erreicht.

Um eine verlässliche Ausgangssituation für die Nachhallzeitmessung zu schaffen, wurde der Proberaum durch den Einbau einer Tür vom angrenzenden Raum 2 akustisch entkoppelt. Die Messung erfolgte nach den in DIN EN ISO 3382 beschriebenen Festlegungen und wurde mit Hilfe des Programmes *Qualifier* von der Firma Brüel & Kjaer ausgewertet. Dabei zeigten sich zwei besonders auffällige, raumakustische Phänomene: eine sehr hohe Nachhallzeit bei 100 Hz und eine deutliche Senke in der Nachhallzeit bei 800 Hz. Es wurden mögliche Ursachen beider Besonderheiten diskutiert und nach Wegen gesucht, deren Auswirkungen auf den Nachhallzeitverlauf des Proberaumes zu reduzieren.

Zu diesem Zweck entstanden Konzepte für preiswerte Absorber aus unterschiedlichen Materialien, welche in Eigenregie beschafft und zusammengebaut werden können. Die Simulation der Kombination dieser verschiedenen Absorberarten innerhalb des *EASE Aura* Modells zeigte, dass eine Linearisierung der Nachhallzeit des Proberaums möglich ist. In der Theorie kann die Nachhallzeit zwischen 250 Hz und 4 kHz mit den beschriebenen Maßnahmen auf den geplanten Wert von etwa 0,4 s reduziert werden. Durch die Platzierung des Kantenabsorbers in den Über- und Unterdruckzonen einiger für die hohe Nachhallzeit bei 100 Hz verantwortlicher Raummoden, wäre außerdem eine deutlich geringere Nachhallzeit im Frequenzbereich unterhalb 250 Hz zu erwarten. Auch die Deckensegel haben einen Einfluss auf die Raummoden innerhalb des Proberaumes. Vor allem Raummoden, welche sich zwischen Boden und Decke ausbilden, sollten durch die Deckensegel bedämpft werden können. Dies kann jedoch nur messtechnisch durch eine erneute Nachhallzeitmessung nachgewiesen werden. Durch zusätzliche Teppiche, welche auf den bereits vorhandenen 0,25 m<sup>2</sup> großen Teppichplatten platziert werden, kann die Nachhallzeit bei 800 Hz leicht erhöht werden. Einer Überdämpfung dieses Frequenzbereiches wird somit entgegengewirkt. Die Nachhallzeit im Frequenzbereich zwischen 1,6 kHz und 4 kHz wurde mit den in *EASE Aura* modellierten Maßnahmen noch nicht vollends auf den Zielwert gebracht. Durch die Anwesenheit der Musiker und dem Einbringen von zusätzlichem Mobiliar, kann die Nachhallzeit in diesem Bereich allerdings weiter reduziert werden.

In den letzten Tagen der Bearbeitungszeit dieser Arbeit konnten bereits einige der besprochenen Absorberkonstruktionen umgesetzt und im Proberaum an den beschriebenen Stellen montiert werden. Wie auf den Abbildungen 44 bis 52 im Anhang zu sehen

ist, wurden zwei Deckensegel, vier Basotect G+ Absorber in der nordwestlichen Ecke des Proberaumes, zwei Teppiche und der (halbfertige) Kantenabsorber in den Raum eingebracht. Der Hohlraum unter dem nördlichen Fenster, welcher im Verdacht stand die hohe Nachhallzeit bei 100 Hz zu verursachen, wurde mit schweren Lautsprecherboxen und Gitarrenverstärkern zugestellt um dessen Einfluss auf die Nachhallzeit zu minimieren. Die durch diese Maßnahmen erreichte, subjektive Verbesserung der Raumakustik konnte durch die in Abbildung 53 dargestellte Nachhallzeitmessung bestätigt werden. Da die Nachhallzeit bereits durch Einbringen nur eines Teils der geplanten Absorber fast auf den Zielwert reduziert werden konnte, ist die Motivation sehr hoch, auch noch die anderen geplanten Maßnahmen umzusetzen und die Optimierung der Raumakustik des Proberaumes abzuschließen.



---

## Literaturverzeichnis

- [DIN 18041] DIN 18041. Hörsamkeit in Räumen – Anforderungen, Empfehlungen und Hinweise für die Planung, 2016
- [DIN EN ISO 3382-2] DIN EN ISO 3382-2. Akustik – Messung von Parametern der Raumakustik – Teil 2: Nachhallzeit in gewöhnlichen Räumen (ISO 3382-2:2008), 2008
- [Fasold 1998] Fasold, Wolfgang; Veres, Eva: Schallschutz und Raumakustik in der Praxis, Berlin, Verlag für Bauwesen, 1998
- [Fuchs 2010] Fuchs, Helmut V.: Schallabsorber und Schalldämpfer, 3. Auflage, Berlin, Springer-Verlag, 2010
- [Fuchs 2017] Fuchs, Helmut V.: Raum-Akustik und Lärm-Minderung, 4. Auflage, Berlin-Schlachtensee, Springer Vieweg, 2017
- [Kleinert 2014] Kleiner, Mendel; Tichy, Jiri: Acoustics Of Small Rooms, Boca Raton, Taylor and Francis Group, 2014
- [Lerch 2009] Lerch, Reinhard; Sessler, Gerhard; Wolf, Dietrich: Technische Akustik: Grundlagen und Anwendungen, Berlin, Springer-Verlag, 2009
- [Möser 2015] Möser, Michael: Technische Akustik, Berlin, Springer-Verlag, 2015
- [Newell 2012] Newell, Philip: Recording Studio Design, 3. Auflage, Oxford, Focal Press, 2012
- [Weinzierl 2008] Weinzierl, Stefan: Handbuch der Audiotechnik, Berlin, Springer-Verlag, 2008

## Anlagen

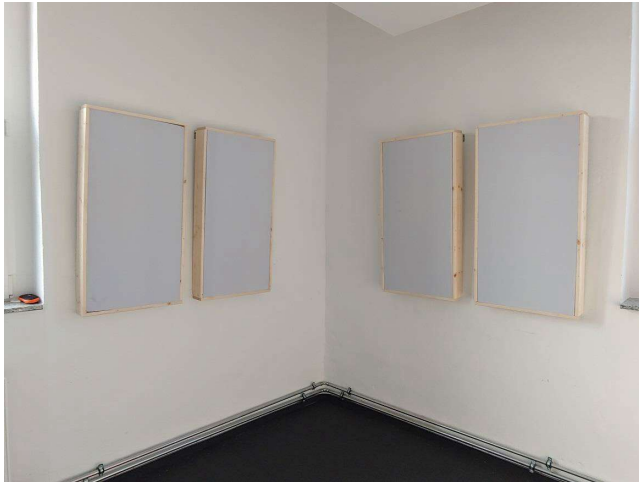


Abbildung 44: Vier Basotect G+ Absorber an den Wänden (Quelle: Eigene Darstellung)

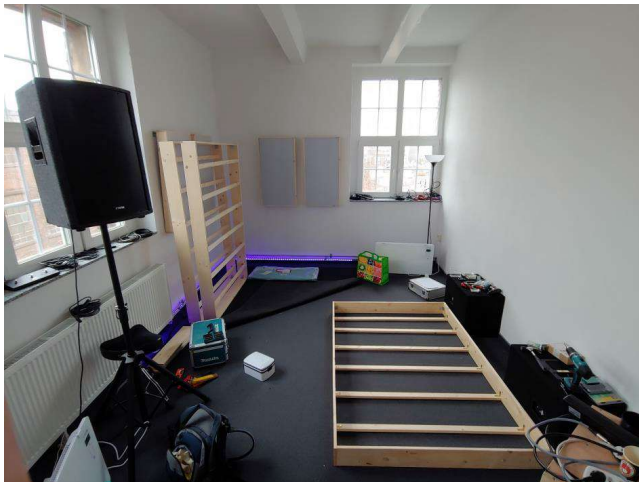


Abbildung 45: Bau der Holzrahmen für die Deckensegel (Quelle: Eigene Darstellung)

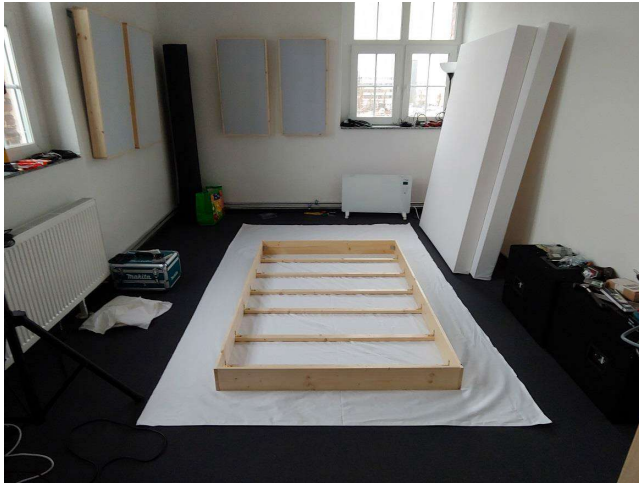


Abbildung 46: Konstruktion eines Deckensegels; Stoffbespannung (Quelle: Eigene Darstellung)

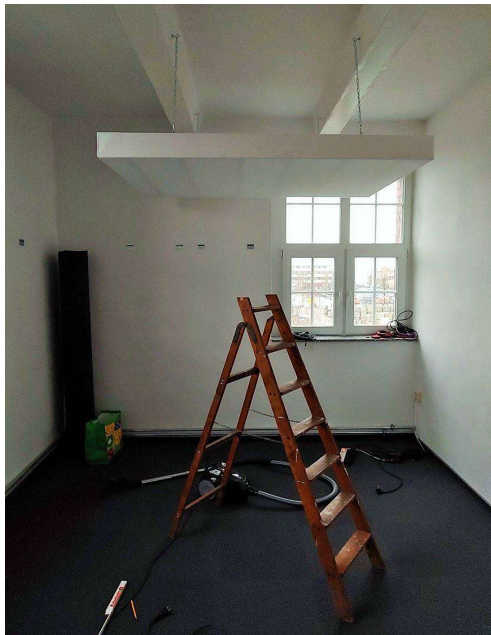


Abbildung 47: Anbringung des Deckensegels (hier noch nicht befüllt) mit Karabinerhaken und Rundstahlketten (Quelle: Eigene Darstellungen)



Abbildung 48: Messung der Nachhallzeit; Der Hochttonabsorber in der Raumecke wurde vor der in Abbildung 53 dargestellten Messung entfernt (Quelle: Eigene Darstellung)



Abbildung 49: Abschirmung des Hohlraums (Quelle: Eigene Darstellung)

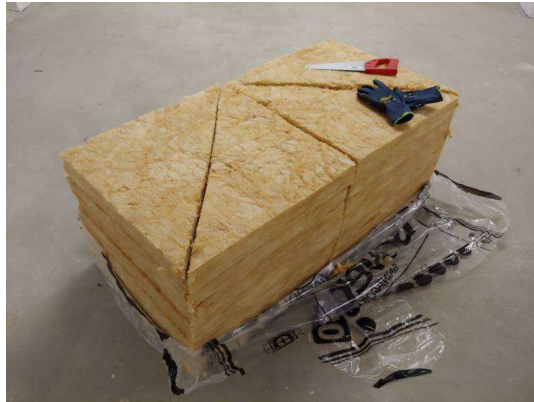


Abbildung 50: Konstruktion des Kantenabsorbers: Zurechtschneiden der Mineralwolleplatten (Quelle: Eigene Darstellung)



Abbildung 51: Grundkonstruktion des Kantenabsorbers (Quelle: Eigene Darstellung)



Abbildung 52: Halbfertiger Kantenabsorber (Quelle: Eigene Darstellung)

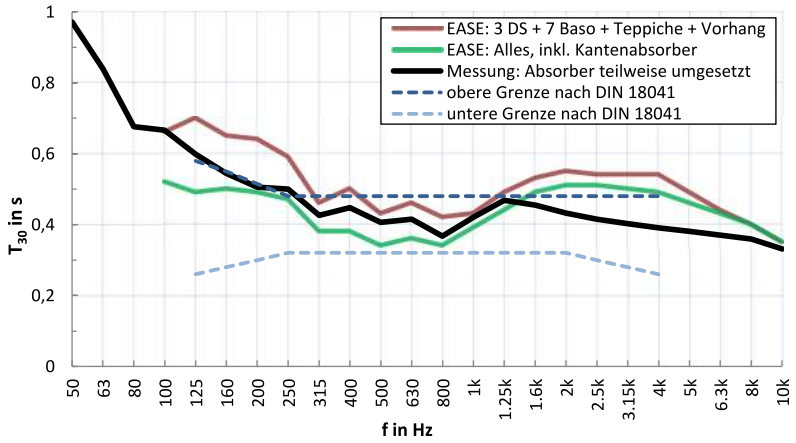


Abbildung 53: Nachhallzeitmessung nach erfolgter Umsetzung einiger der simulierten Absorber und vergleichbare EASE Aura Simulationsergebnisse (Quelle: Eigene Darstellung)

## **Eigenständigkeitserklärung**

Hiermit erkläre ich, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig und nur unter Verwendung der angegebenen Literatur und Hilfsmittel angefertigt habe. Stellen, die wörtlich oder sinngemäß aus Quellen entnommen wurden, sind als solche kenntlich gemacht. Diese Arbeit wurde in gleicher oder ähnlicher Form noch keiner anderen Prüfungsbehörde vorgelegt.

---

Ort, Datum

Vorname Nachname