



# **Möglichkeiten zur Schallreduktion in einer Klimaanlage der Firma Liebherr**

## **Simulation und Experiment**

**Diplomarbeit**

**Sebastian Floss**



## DIPLOMARBEIT

# Möglichkeiten zur Schallreduktion in einer Klimaanlage der Firma Liebherr

## Simulation und Experiment

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

Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Manfred Kaltenbacher  
Mitwirkung Dipl.-Ing. Clemens Junger  
Institut für Mechanik und Mechatronik, E325 A4

eingereicht an der Technischen Universität Wien

**Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften**

von

Sebastian Floss  
Matrikelnummer 1027524  
Seuttergasse 54/10  
1130 Wien

Wien, am 30.03.2017

Unterschrift

Ich nehme zur Kenntnis, dass ich zur Drucklegung meiner Arbeit unter der Bezeichnung  
**Diplomarbeit**  
nur mit Bewilligung der Prüfungskommission berechtigt bin.

## **Eidesstattliche Erklärung**

Ich erkläre an Eides Statt, dass ich meine Diplomarbeit mit dem Titel *Möglichkeiten zur Schallreduktion in einer Klimaanlage der Firma Liebherr - Simulation und Experiment* selbständig und ohne Benutzung anderer als der angegebenen Hilfsmittel angefertigt habe und dass ich alle Stellen, die ich wörtlich oder sinngemäß aus Veröffentlichungen entnommen habe, als solche kenntlich gemacht habe. Die Arbeit hat bisher in gleicher oder ähnlicher Form oder auszugsweise noch keiner Prüfungsbehörde vorgelegen.

Wien, den 30.03.2017

---

(Name des Kandidaten)

# Inhaltsverzeichnis

<b>Inhaltsverzeichnis</b>	<b>ii</b>
<b>Verwendete Formelzeichen</b>	<b>iv</b>
<b>Verwendete Abkürzungen</b>	<b>v</b>
<b>Abstract</b>	<b>vi</b>
<b>1 Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1 Ziele der Arbeit . . . . .	2
1.2 Aufbau der Arbeit . . . . .	2
<b>2 Theoretische Grundlagen</b>	<b>3</b>
2.1 Beschreibung des Schallfeldes . . . . .	3
2.2 Arten von Schallfeldern . . . . .	5
2.2.1 Schallausbreitung in einem Kanal . . . . .	5
2.2.2 Freies Schallfeld . . . . .	6
2.2.3 Diffuses Schallfeld . . . . .	6
2.3 Interferenz und Schalldämmung . . . . .	7
2.3.1 Helmholtz-Resonator . . . . .	7
2.3.2 $\lambda/4$ -Prinzip . . . . .	8
2.4 Dissipative poröse Absorber . . . . .	9
2.4.1 Poröse Materialien . . . . .	10
2.4.2 Mikroperforierte Platten (MPP) . . . . .	12
2.4.3 Modell des äquivalenten Fluids . . . . .	14
2.4.4 Modellierung von mikroperforierten Platten . . . . .	16
<b>3 Messmethoden und Beurteilungskriterien der Schalleistungsreduktion</b>	<b>17</b>
3.1 Akustische Gütemaße . . . . .	17
3.2 4-Mikrophon Methode . . . . .	20
3.2.1 Schema . . . . .	20
3.2.2 Messprinzip . . . . .	20
3.2.3 Adaptierung auf die vorliegende Problemstellung . . . . .	22
3.3 Methode nach DIN 7235 . . . . .	26
3.3.1 Schema . . . . .	26
3.3.2 Messprinzip . . . . .	27
3.3.3 Adaptierung auf die vorliegende Problemstellung . . . . .	28
3.4 Simulationsmethoden zur Bestimmung des akustischen Gütemaßes . . . . .	29

3.4.1	3-Pol-Methode zur Bestimmung der Durchgangsdämpfung . . . . .	29
3.4.2	Bestimmung des Absorptionskoeffizienten im Impedanzrohr nach DIN ISO 10534-2	29
3.4.3	Bestimmung der Einfügungsdämpfung . . . . .	30
<b>4</b>	<b>Strömungssimulation der Anlage</b>	<b>31</b>
4.1	Untersuchte Anlagenbereiche . . . . .	31
4.2	Aufbereitung der CAD-Geometrie . . . . .	31
4.3	Strömungssimulation . . . . .	32
4.3.1	Vernetzung und Parameter der Simulation . . . . .	33
4.3.2	Ergebnisse der Simulation . . . . .	34
<b>5</b>	<b>Akustiksimulationen</b>	<b>37</b>
5.1	Schalldämmung nach dem $\lambda/4$ Interferenz-Prinzip . . . . .	37
5.2	MPP-Probe im Impedanzrohr - Simulation und Vergleich mit Messung . . . . .	39
5.3	Wirkung mehrfacher Schichtung von MPPs auf den Absorptionskoeffizient . . . . .	41
5.4	Wirkung von MPP-Platten in einer Expansionskammer . . . . .	43
5.5	Schallfeld im 3D-Modell . . . . .	44
<b>6</b>	<b>Versuchsaufbau und akustische Messungen</b>	<b>47</b>
6.1	Bau und Anordnung der MPP-Paneele im Prototypen . . . . .	47
6.1.1	Verwendete Absorbermaterialien . . . . .	47
6.1.2	Platzierung im Funktionsmuster . . . . .	48
6.2	4-Mikrophon-Methode . . . . .	51
6.2.1	Aufbau . . . . .	51
6.2.2	Anmerkungen zu den Messungen . . . . .	54
6.2.3	Maximale Dämpfung und Einfluss der Trichter . . . . .	55
6.2.4	Vergleich der MPP-Anordnungen . . . . .	56
6.3	Messungen unter angenäherter Freifeldausbreitung . . . . .	58
6.3.1	Aufbau in der Studiobox . . . . .	58
6.3.2	Anmerkungen zu den Messungen . . . . .	60
6.3.3	Grenzdämpfung und Unterschied in Schalldruckpegeln . . . . .	61
6.3.4	Vergleich der MPP-Anordnungen . . . . .	62
<b>7</b>	<b>Schlussbetrachtung</b>	<b>69</b>
	<b>Literatur</b>	<b>71</b>
	<b>Abbildungsverzeichnis</b>	<b>74</b>
	<b>Tabellenverzeichnis</b>	<b>78</b>
	<b>Anhang</b>	<b>79</b>

## Verwendete Formelzeichen

Formelzeichen	Einheit	
$A$	$m^2$	Fläche
$p'$	Pa	Schalldruck
$p_0$	Pa	statischer Druck
$\rho'$	$kg/m^3$	Dichteschwankung
$\rho_0$	$kg/m^3$	statische Dichte
$\gamma$	-	Isentropenexponent
$c_0$	m/s	Schallgeschwindigkeit
$\tilde{p}'$	Pa	komplexer Schalldruck
$\tilde{u}'$	m/s	komplexe Schallschnelle
$u$	m/s	Schallschnelle
$x, y, z$	m	Raumkoordinaten
$\omega$	$s^{-1}$	Kreisfrequenz
$V_0$	$m^3$	Volumen
$l$	m	Länge
$b$	m	Breite
$\tilde{Z}$	$Ns/m^3$	komplexe akustische Impedanz
$\lambda$	m	Wellenlänge
$s$	-	Strukturfaktor poröser Materialien
$\phi$	-	Porosität
$\nu$	$m^2/s$	kinematische Viskosität
$\eta$	$kg/ms$	dynamische Viskosität
$\kappa$	$W/(mK)$	Wärmeleitfähigkeit
$\sigma$	$Ns/m^4$	längenbezogener stationärer Strömungswiderstand
$t$	m	Materialdicke ( <i>thickness</i> )
$t$	s	Zeit
$K$	Pa	Kompressionsmodul
$\tilde{K}$	Pa	komplexer Kompressionsmodul
$\tilde{\rho}$	$kg/m^3$	komplexe Dichte
$k$	$m^{-1}$	Wellenzahl
$\tilde{k}$	$m^{-1}$	komplexe Wellenzahl
$f$	$s^{-1}$	Frequenz
$\tilde{r}$	-	komplexer Reflexionsfaktor
$\alpha$	-	Absorptionskoeffizient
$\alpha$	-	Abschwächungskonstante
$\beta$	-	Ausbreitungskonstante
$j$	-	imaginäre Einheit
$\Delta$	-	Laplace-Operator
$\alpha_\infty$	-	Windigkeit
$\Lambda$	m	charakteristische viskose Länge
$\Lambda'$	m	charakteristische thermische Länge
$V_f$	$m^3$	Porenvolumen
$\Gamma$	$m^2$	Porenoberfläche

## Verwendete Abkürzungen

MPP	Microperforated Panel = Mikroperforierte Platte
CFD	Computational Fluid Dynamics
FEM	Finite Element Method
FFT	Fast Fourier Transform
IL	Insertion Loss
TL	Transmission Loss
CAD	Computer Aided Design
FVM	Finite Volume Method
DAQ	Data Acquisition
HVAC	Heating, Ventilation and Air-Conditioning
PML	Perfectly Matched Layer

## Abstract

In the following thesis various possibilities to reduce noise in a ventilation and air-conditioning (HVAC) system for trains are analysed. To show the effects of different noise reducing mechanisms like reflexion mufflers and porous materials finite element (FEM) acoustic simulations are performed. The absorbing solid material is modelled as an equivalent fluid with complex density and bulk modulus. A numerical fluid simulation is performed to estimate the pressure loss due to the structure and to show the potential for reducing these losses by the installment of a guiding vane. To allow for acoustic measurement and a comparison between so-called microperforated panels (MPP) and standard acoustic foams and fibrous materials two measurement setups were designed. The device under test was the preliminary design of the muffler domain of the air-conditioning system.

The first measurement setup, called the Four-Microphone-Method, provided the transmission loss of different MPP- and fibrous, respectively foam material configurations. The second measurement setup allows to compare the sound pressure levels (SPL) at two measurement positions above the outlet of the functional muffler domain with and without absorption materials. Thus, one can show that MPPs are almost as effective as standard absorbing materials in the most important frequency range.

## Kurzfassung

In der vorliegenden Arbeit werden verschiedene Möglichkeiten zur Reduktion von Schall in einem Klimaanlage für Züge untersucht. Als Voruntersuchung zur Auslegung wird die Wirkung von recherchierten Interferenz- und Absorptionsmechanismen mit Hilfe von Finite-Elemente-Simulationen gezeigt. Dabei wird zur Simulation von Schallabsorption ein äquivalentes Fluid mit komplexer Dichte und Kompressionsmodul verwendet, das die verwendeten porösen Festkörper in der Simulation ersetzt. Zu erwartende Druckverluste und deren Reduzierung werden anhand einer Strömungssimulation untersucht. Für die akustische Messung und den Vergleich von Akustikschäumen und -fasern mit sogenannten mikroperforierten Platten (MPP) wurden zwei Messaufbauten konzipiert. Vermessen wurde ein vom Klimaanlagehersteller zur Verfügung gestelltes Funktionsmuster, das für die Schalldämpfung innerhalb der Anlage vorgesehen ist. Eine Messreihe wird mit der 4-Mikrofon-Methode durchgeführt, wobei als Vergleichsmaß die Durchgangsdämpfung des Schalldämpferkanals einmal mit und einmal ohne verbauter Dämpfungsanordnungen dient. Bei einer weiteren Messanordnung werden die unter angenäherter Freifeldausbreitung am Ausgang des Schalldämpferkanals gemessenen Schalldruckpegelwerte einmal mit und einmal ohne Absorberanordnungen verglichen. Durch Vergleich von verschiedenen MPP-Anordnungen und Absorber-Schäumen mit einer Referenzmessung des absorberfreien Kanals kann gezeigt werden, dass die MPPs in den wichtigsten Frequenzbereichen qualitativ vergleichbare Ergebnisse liefern wie Standardmaterialien.

# Kapitel 1

## Einleitung

Moderne Klimaanlage systeme müssen heutzutage nicht nur energetisch effizient und umweltfreundlich betrieben werden, sondern der Gesetzgeber erlässt auch immer strengere Vorgaben, um die Lärmbelastung zu reduzieren. Deshalb nimmt die akustische Auslegung solcher Anlagen einen größer werdenden Stellenwert ein. Schon in der Vorentwicklung muss berücksichtigt werden mit welchen Mechanismen und Materialien man eine möglichst hohe Reduzierung des Lärmpegels erreicht. Ziel ist, Schallabstrahlung sowohl in den von der Klimaanlage versorgten Raum als auch nach außen zu reduzieren. Dabei sollen gleichzeitig die Druckverluste in der Anlage und der Bauraum, den die schallreduzierenden Maßnahmen beanspruchen, so gering wie möglich gehalten werden.

Die Firma LIEBHERR entwickelt derzeit das Klimaanlage system AIR CYCLE für Züge. Grundlage des Systems sind Kompressoren und Turbinen mit hoher Leistung und Drehzahl. Die Lärmentstehung innerhalb der Anlage wird deshalb zum Problem und es müssen umfangreiche Maßnahmen zur Schallreduzierung getroffen werden.

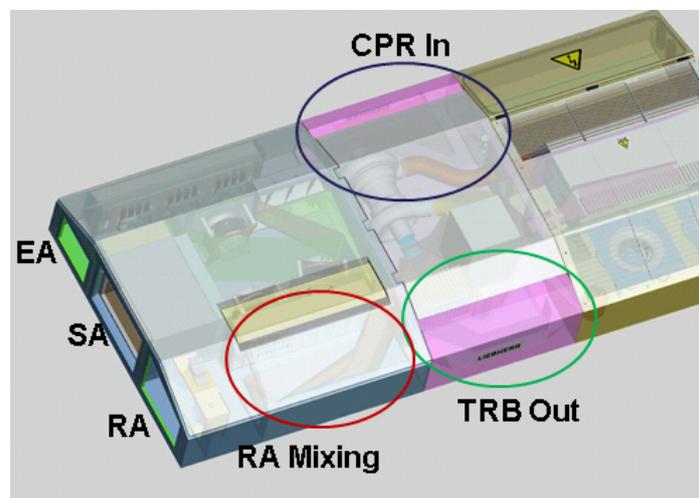


Abbildung 1.1: Air Cycle Anlage mit hervorgehobenen Bereichen (Quelle: LIEBHERR)

Die gesamte Anlage kann grob in drei Bereiche eingeteilt werden (siehe Abbildung 1.1):

- Bereich vor dem Kompressor(CPR IN)
- Bereich nach der Turbine (TRB OUT)
- Mischkammer (RA-Mixing)

Hauptlärmsquellen sind der Kompressor (CPR IN) und die Turbine vor dem TRB OUT-Bereich, die der Energierückgewinnung dient. Der von ihnen abgestrahlte Schall gelangt über den TRB OUT-Bereich in die Mischkammer (RA-Mixing), wo Frischluft, die gekühlt und angefeuchtet aus dem TRB OUT-Bereich kommt, und die Abzapfluft (RA) gemischt werden. Die so entstandene Versorgungsluft (Supply Air (SA)) gelangt danach in die Passagierkabine. Die Schallabstrahlung in die Passagierkabine erfolgt über den Weg der Versorgungsluft (SA-Öffnung) und der Abzapfluft (RA-Öffnung). Der Schallpegel soll deshalb schon im Bereich der Mischkammer ausreichend abgeschwächt sein.

## 1.1 Ziele der Arbeit

Die Zielvorgaben von Seiten des Projektpartners waren:

- Die Reduktion des Schalleistungspegels um mind. 10 dB im RA-Bereich
- Die Schallreduktion soll breitbandig erfolgen
- Der Frequenzbereich um 8 kHz unter Vollast und 4 bis 6 kHz unter Teillast wird als besonders störend empfunden - hier soll die schallreduzierende Wirkung besonders gut sein
- Es sollen keine klassischen Absorbermaterialien im Bereich nach der Turbine verbaut werden

Als besondere Herausforderungen ergeben sich dabei:

- Die limitierte Bauhöhe
- Tiefe Temperaturen (Isolierung und Verhindern von Kondensation sind notwendig; zusätzliches Bauvolumen wird dafür beansprucht)
- Das Verbauen von feuerfesten und langlebigen Materialien
- Das System reagiert empfindlich auf Druckverluste
- Die Strömungsgeschwindigkeit soll 10 m/s weitestgehend nicht überschreiten, da sonst der strömungsinduzierte Schall überhand nimmt.

## 1.2 Aufbau der Arbeit

In der vorliegenden Arbeit wird mit Hilfe von Akustik-Simulationen zunächst das Potential verschiedener Mechanismen zur Schallreduktion untersucht. Die geeignetsten von ihnen werden in einem Funktionsmuster des Kanalabschnittes TRB OUT eingebaut. Da es sich bei dem Klimaanlage System AIR CYCLE um eine Neuentwicklung handelt, werden alle Anlagenbereiche zunächst nur auf ihr grundsätzliches Funktionieren in einem Testaufbau untersucht. Der TRB OUT Bereich ist deshalb nicht im finalen Design untersucht worden. Das in Kapitel 6 gezeigte Funktionsmuster erfüllt aber seine Aufgabe im Testaufbau von LIEBHERR. Anhand einer Strömungssimulation wird eine Möglichkeit zur Reduzierung der Druckverluste innerhalb der Anlage aufgezeigt.

Mit Hilfe zweier Messaufbauten werden unterschiedliche Konfigurationen des Funktionsmusters akustisch untersucht. Die Bewertung der Wirkung erfolgt durch das Gütemaß Durchgangsdämpfung und anhand eines Vergleichs von im angenäherten Freifeld gemessenen Schalldruckpegeln.

# Kapitel 2

## Theoretische Grundlagen

Im folgenden Abschnitt wird erklärt, wie die physikalische Schallausbreitung in Luft beschrieben werden kann. Es werden die Mechanismen der Interferenz und Absorption zur Schallreduktion anhand von Beispielen erklärt. Ausgehend von porösen Materialien werden mikroperforierte Platten (MPP) vorgestellt und wie man diese in einer FE-Simulation modellieren kann.

### 2.1 Beschreibung des Schallfeldes

Allgemein lässt sich ein kompressibles Fluid anhand der Feldgrößen Druck  $p$ , Dichte  $\rho$  und Geschwindigkeit  $u$  mit Hilfe der Navier-Stokes-Gleichungen und dem perfekten Gas-Gesetz beschreiben. Als Schallfeld bezeichnet man den Raum eines Fluid - oder Festkörpervolumens, in dem sich Schall ausbreiten kann. Die Schallfeldgrößen Schalldruck und Schallschnelle kennzeichnen das Schallfeld. Seine Struktur wird durch zeitliche und örtliche Schwankungen dieser Feldgrößen bestimmt [1]. Schall breitet sich grundsätzlich in allen elastischen Medien aus.

Bei dem vom Menschen wahrgenommenen Schall handelt es sich um Druck - und Dichteschwankungen des elastischen Mediums Luft. Das hier betrachtete Fluid wird vereinfachend als reibungsfrei, homogen und isotrop angenommen. Unter der Annahme der Abwesenheit aller anderen Kräfte, wird die Beschleunigung der an der Wellenausbreitung beteiligten Luftteilchen nur von räumlichen Gradienten des Schalldruckes bestimmt. Diese Schalldruckschwankungen sind um mehrere Größenordnungen kleiner als der statische Druck des betrachteten Fluids.

Deshalb kann man in der linearen Akustik die Ausbreitung von Schall durch einen Störansatz (Statischer Anteil + Wechselanteil) beschreiben. Es gilt für Schalldruck ( $p'$ ), Dichteschwankung ( $\rho'$ ) und Schallschnelle ( $u'$ )

$$p = p_0 + p'; \quad \rho = \rho_0 + \rho'; \quad u = u_0 + u', \quad (2.1)$$

Da in der vorliegenden Beschreibung von einem ruhenden Medium ( $u_0 = 0$ ) ausgegangen wird, lautet der Störansatz für die Schnelle deshalb

$$u = u'. \quad (2.2)$$

Setzt man diesen Ansatz in die Erhaltungsgleichungen für Masse und Impuls eines eindimensionalen Fluidfeldes ein und vernachlässigt alle höheren Terme der Störgrößen, so erhält man die folgenden Gleichungen [2] :

Die Gleichung für die Massenerhaltung ergibt sich zu

$$\partial \rho' / \partial t = -\rho_0 (\partial u' / \partial x). \quad (2.3)$$

Mit der adiabatischen Druck-Dichte-Beziehung  $\rho' / \rho_0 = p' / \gamma p_0$  und  $\gamma$  als das Verhältnis der Wärmekapazität von Luft bei konstantem Druck ( $c_p$ ) und konstantem Volumen ( $c_V$ ) gilt

$$\partial p' / \partial t = -\gamma p_0 (\partial u' / \partial x). \quad (2.4)$$

Die Gleichung für die (akustische) Impulserhaltung lautet

$$\rho_0 (\partial u' / \partial t) = -\partial p' / \partial x. \quad (2.5)$$

Ausgehend von den linearisierten Gleichungen der Massenerhaltung, des Impulses und der adiabatischen Beziehung zwischen Druck und Dichte gelangt man, bei Betrachtung eindimensionaler Schallausbreitung, zur Differentialgleichung für die ebene Welle

$$\frac{\partial^2 p'}{\partial x^2} = \left(\frac{\rho_0}{\gamma p_0}\right) \frac{\partial^2 p'}{\partial t^2}. \quad (2.6)$$

Dabei ist  $c_0 = (\gamma p_0 / \rho_0)^{1/2} = (K_0 / \rho_0)^{1/2}$  die Wellenausbreitungsgeschwindigkeit in Luft.  $K_0$  nennt man den adiabatischen Kompressionsmodul von Luft.

Die allgemeine zeitabhängige Lösung der eindimensionalen Wellengleichung lautet

$$p'(x, t) = f(c_0 t - x) + g(c_0 t + x). \quad (2.7)$$

Dabei sind  $f$  und  $g$  beliebige zweimal differenzierbare Funktionen. Diese Gesamtlösung setzt sich aus einer vorwärts- und rücklaufenden Welle zusammen. Jede Art der Zeitabhängigkeit einer Funktion kann analytisch in eine Reihe aus harmonischen Funktionen zerlegt werden. Geht man von zeitperiodischer Anregung des Schallfeldes aus, so lässt sich die Zeitabhängigkeit in  $p'(x, t)$  in komplexer Form als  $\tilde{p}'(x) e^{j\omega t}$  schreiben, wobei  $\omega$  für die sogenannte Kreisfrequenz steht. Durch Einsetzen in (2.6) erhält man dadurch die eindimensionale Helmholtz-Gleichung:

$$d^2 \tilde{p}'(x) / dx^2 + (\omega / c_0)^2 \tilde{p}'(x) = 0 \quad (2.8)$$

Die Lösung dieser Gleichung lautet nun

$$\tilde{p}'(x, t) = \tilde{A} e^{j(\omega t - kx)} + \tilde{B} e^{j(\omega t + kx)}, \quad (2.9)$$

wobei  $\tilde{A}$  und  $\tilde{B}$  für die komplexe Druckamplitude an Stelle  $x = 0$  stehen. Für die Schnelle ergibt sich eine ähnliche harmonische Form

$$\tilde{u}(x, t) = (1 / c_0 \rho_0) [\tilde{A} e^{-jkx} - \tilde{B} e^{jkx}] e^{j\omega t}. \quad (2.10)$$

Anhand von (2.9) und (2.10) wird das Konzept der (akustischen) Impedanz eingeführt. Die komplexen harmonischen Amplituden von Druck und Schnelle werden dadurch in Beziehung zueinander gesetzt. Den Realteil nennt man Widerstand und den Imaginärteil Reaktanz [2]. Die Definition der akustischen (komplexen) Impedanz lautet

$$\tilde{Z}_{(\mathbf{x}, \omega)} = \frac{\tilde{p}'(\mathbf{x}, \omega)}{\tilde{\mathbf{u}}(\mathbf{x}, \omega) \cdot \mathbf{n}(\mathbf{x})}. \quad (2.11)$$

Dabei ist  $x$  ein Punkt auf einer Oberfläche mit Normalenvektor  $\mathbf{n}$ . Für eine ebene Welle in Luft ist der Wert der Impedanz konstant

$$\tilde{Z}_{(x,\omega)} = c_0 \rho_0. \quad (2.12)$$

Ein ausgedehntes Interface eines schalleitenden Systems, z.B eine Wand eines Kanals, kann akustisch durch die wirksame (Normal)Impedanz der Oberfläche der Wand beschrieben werden. Sie ist vom Material, der Dicke und der Art des Rückvolumens abhängig. Oft bildet man aus der Impedanz akustisch wirksamer Oberflächen und der von Luft den Quotienten und nennt diesen dimensionslosen Wert dann das (spezifische) akustische Impedanzverhältnis.

Die Transmission von Schall hängt stark von den Impedanzen angrenzender Media ab, die die Wellen auf ihrem Weg durch ein System passieren müssen. Um Transmission zu unterdrücken, sollten die Impedanzen von aneinander grenzenden Teilen des Systems so unterschiedlich wie möglich gemacht werden. Umgekehrt wird die Transmission zwischen Teilen des Systems erleichtert, wenn die Impedanzen so ähnlich wie möglich gemacht werden, die Reflexion der einfallenden Welle also unterdrückt wird. Mit Hilfe des sogenannten (komplexen) Reflexionsfaktors  $\tilde{r}$  kann man beurteilen, wie stark die Transmission einer einfallenden Welle behindert wird. Sein Betrag bringt die Schwächung der reflektierten Amplitude zur einfallenden zum Ausdruck und seine Phase, den an der akustischen Grenzfläche auftretenden Phasensprung.

Die Reaktion des Fluids auf harmonische Drücke bzw. Schnelle in Normalenrichtung, die auf diese Oberfläche ausgeübt werden bzw. mit der die Schallwelle durch sie hindurchströmt, kann damit ausgedrückt werden.

Dabei gilt die Annahme des lokal reagierenden Materials [3] [4]. Das heisst, dass die Schnelle, durch einfallenden Schall erzeugt, an jedem Punkt der Interface-Oberfläche nur vom dort herrschenden lokalen Schalldruck abhängt.

## 2.2 Arten von Schallfeldern

Je nach dem, wie die Randbedingungen eines Ausbreitungsgebietes gestaltet sind, ergeben sich unterschiedliche Schallfelder.

### 2.2.1 Schallausbreitung in einem Kanal

Bei der Betrachtung von Schallausbreitung im Kanal kann man bis zu einer bestimmten sog. "cut-off"-Frequenz davon ausgehen, dass sich ausschließlich ebene Wellen ausbreiten. Wird diese Frequenz überschritten, so können sich auch sog. höhere Wellenmoden ausbreiten. Dies sei am Beispiel der Schalldruckverteilung in einem 2D-Kanal gezeigt.

Die in Abbildung 2.1 dargestellte Cosinus-Verteilung ergibt sich durch Interferenz zwischen ebenen Wellen, die sich nicht in axialer Richtung ausbreiten. Jedes zeitlich harmonische Schallfeld kann in eine Reihe von harmonischen ebenen Wellen zerlegt werden, die in diskrete Richtungen propagieren. Die Anzahl möglicher Richtungen erhöht sich mit der Frequenz.

Bei jeder Frequenz entsteht so im Kanal eine stehende Welle von Schalldruckverteilungen (Interferenzfeld bzw. höhere Wellenmoden), die von den sich vorwärts bewegenden ebenen Wellen konvektiert werden. Das gesamte sich vorwärts ausbreitende Schallfeld besteht aus einer Superposition dieser konvektierten Interferenzfelder.

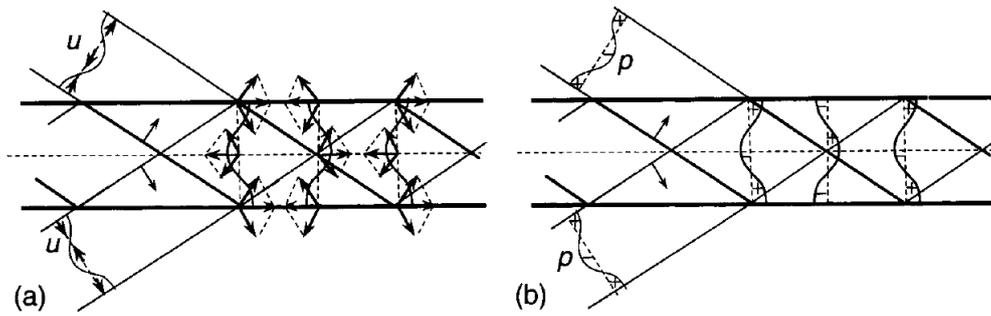


Abbildung 2.1: Interferenz durch Überschneidung harmonischer ebener Wellen: (a) Schnelle; (b) Druck [1]

## 2.2.2 Freies Schallfeld

Freie Schallausbreitung bedeutet, dass die Wellenausbreitung nicht durch Interferenz, Reflexionen oder Absorption beeinflusst wird. Das Eintreffen des Schalls beim Empfänger erfolgt auf direktem Wege und man spricht deshalb auch von Direktschall.

Der im Freifeld messbare Schalldruck ist umgekehrt proportional vom Abstand  $r$  zur Quelle abhängig (siehe Abbildung 2.2). Die Wellen breiten sich zunächst kugelförmig von der Schallquelle aus und entsprechen dann in größerem Abstand annähernd ebenen Wellenfronten.

## 2.2.3 Diffuses Schallfeld

Trifft der Schall beim Empfänger dagegen aus allen Richtungen mit gleichgroßer Wahrscheinlichkeit und mehr oder weniger gleichzeitig ein, so spricht man von diffusem Schalleinfall. Der Schalldruckpegel ist nicht mehr vom Abstand zur Quelle abhängig und im Raum etwa gleichmäßig verteilt. Im geometrischen Fernfeld zu einer Schallquelle sind zumindest näherungsweise entweder Freifeld und Diffusfeld vorhanden [5].

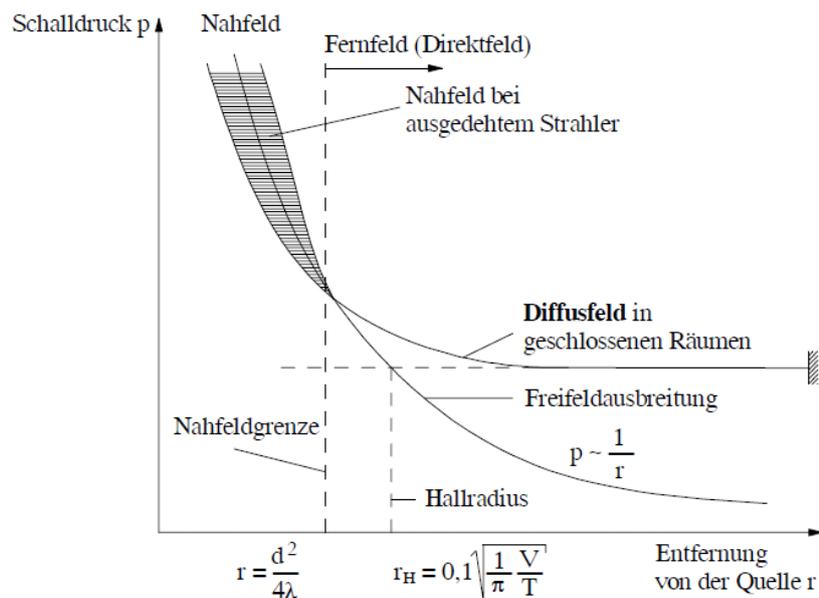


Abbildung 2.2: Schalldruck in der Umgebung eines akustischen Strahlers [5]

## 2.3 Interferenz und Schalldämmung

Zunächst ist zwischen Schalldämmung und Schalldämpfung zu unterscheiden. Dämmung von Schall bedeutet die Behinderung der Wellenausbreitung von der Schallquelle zum Empfänger durch einen "Damm". Dämpfung nennt man die Verringerung der sich ausbreitenden Schallenergie durch Absorption. Schalldämmung ist meist nicht nur mit Reflexion von Schall, sondern auch mit Dämpfung, also Dissipation von Schallenergie, verbunden [6]. Dämmung ist auch ein Begriff aus der Bauakustik, wenn es darum geht, die Schallübertragung von Raum zu Raum zu bewerten. Auch wenn die folgenden Mechanismen zur Schallreduktion zum Teil auf Reflexion beruhen, spricht man trotzdem meist von Schalldämpfung.

### 2.3.1 Helmholtz-Resonator

Das Prinzip hinter dem Helmholtz-Resonator als Schalldämpfer beruht auf der Umwandlung von akustischer Energie in mechanische Schwingungsenergie. Die auf den Helmholtz-Resonator einfallende Schallwelle bewirkt innerhalb eines bestimmten schmalen Frequenzbandes die resonanzhafte Anregung eines begrenzten Luftvolumens im Hals des Resonators, gemäß einer schwingenden Masse, welche dann der einfallenden Welle Energie entzieht. Zusätzlich entstehen Verluste durch Reibung der Luftpartikel an den Wänden des Halses.



Abbildung 2.3: Schema eines Helmholtz-Resonators [1]

Der Grundaufbau (siehe Abbildung 2.3) dieses Resonator-Typs besteht aus einem Luftvolumen  $V_0$ , das über einen dünnen halsartigen Kanal mit Länge  $l$  mit einer angrenzenden (planaren) Oberfläche verbunden ist.  $S = a^2\pi$  ist die Querschnittsfläche des Halses bei einer kreisförmigen Öffnung mit Radius  $a$  (Abbildung 2.3). Für Frequenzen, bei denen die Wellenlängen sehr viel größer als die Resonatordimensionen sind, verhält sich das Luftvolumen  $V_0$  wie eine Feder und die Luftmasse im dünnen Kanal wie eine schwingende inkompressible Masse und man kann mit konzentrierten Impedanzelementen rechnen.

Das Volumen in  $V_0$  hat eine akustische Impedanz von  $\tilde{Z}_{V_0} = -j\gamma p_0/\omega V_0$ . Die Impedanz des Luftvolumens im dünnen Kanal ist  $\tilde{Z}_S = j\omega\rho_0 l/S$ . Diese addieren sich zu einer Gesamtimpedanz, die dem Schalldruck am Hals des Resonators effektiv entgegensteht. Das Fluid in direkter Nähe zum Übergang zwischen Kanal und Hohlraum wirkt als zusätzliche "träges" Luftvolumen mit  $\tilde{Z}_V = j\omega\rho_0 l'/S$ . Die effektiv wirkende Länge des Halses muss um eine Korrekturlänge  $l'$  auf  $l + l'$  vergrößert werden. Diese Mündungskorrektur  $l'$  ist abhängig von der Form des Halses (rund, eckig oder schlitzförmig) und wird für einen runden Hals mit  $l' \approx \pi/4 \cdot a$  angegeben [5]. Da im Resonanzfall der Imaginärteil der Impedanz des reagierenden Gesamtluftvolumens von Hals und Hohlraum Null ist, ergibt sich die Resonanzfrequenz zu

$$j\omega_0\rho_0(l + l')/S - j\gamma p_0/\omega_0 V_0 = 0 \quad (2.13)$$

$$\omega_0^2 = \gamma p_0 S / V_0 \rho_0 (l + l') = c_0^2 S / V_0 (l + l'). \quad (2.14)$$

Die schalldämpfende Wirkung ist bei der Resonanzfrequenz  $\omega_0$  am größten.

An (2.14) erkennt man, dass Helmholtz-Resonatoren mit größeren und damit leichter zu fertigenden Dimensionen am besten im niedrigeren Frequenzbereich eingesetzt werden ( $V_0$  muss hier groß sein). Ebenso gilt der Ansatz mit konzentrierten Impedanzelementen nur für Wellenlängen, die erheblich größer sind als alle Dimensionen des Resonators.

### 2.3.2 $\lambda/4$ -Prinzip

Die schalldämpfende Wirkung beruht hier auf einer Reflexion der einfallenden Schallwelle. Die Interferenz von vorwärtslaufender und reflektierter Welle bewirkt eine schmalbandige Dämpfung bei relativ genau berechenbaren Frequenzen (siehe Gleichung 2.15). Wieder wird die ausschließlich ebene Wellenausbreitung im System vorausgesetzt. Ein Beispiel für die Anwendung der  $\lambda/4$ -Interferenz ist die Expansionskammer wie sie im Auspuff-System von PKWs angewendet wird [7] (siehe Abbildung 2.5).

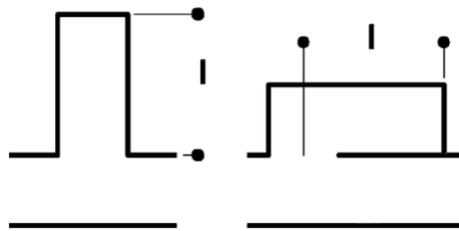


Abbildung 2.4: Schema eines  $\lambda/4$ -Resonators [7]

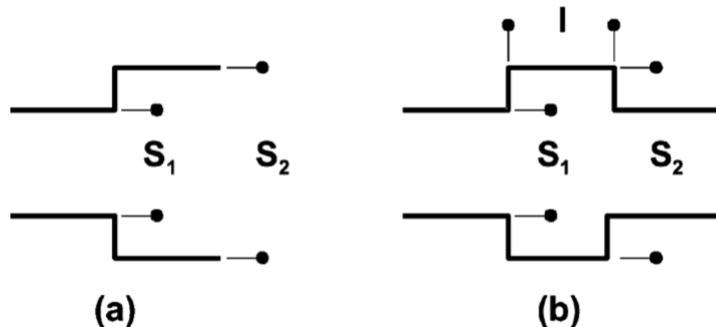


Abbildung 2.5: Schema eines Expansionsschalldämpfers mit Querschnittsfläche  $S_1$  und  $S_2$ : (a) Kammer mit Aufweitung; (b) Kammer mit direkt folgender Verengung [7]

Die Dämpfungsmaxima ergeben sich für Frequenzen bei

$$f_0 = \frac{c_0}{4l} (2n - 1); \quad n = 1, 2, 3... \quad (2.15)$$

$\lambda/4$ -Interferenzschalldämpfung lässt sich am besten, weil drucktechnisch unproblematischer, in Form von Stichleitungen realisieren (siehe Abbildung 2.4), die mit einem vergleichbaren Querschnitt an den Hauptkanal angeschlossen sind.

Ein weiterer Effekt kann hier genutzt werden, in dem man röhrenförmige Elemente an einer Wand großflächig verteilt und den Mechanismus der frequenzabhängigen Reflexion ausnutzt. Damit erreicht man ungerichtete (diffusive) Streuung des reflektierten Schallfelds. Dies findet in Konzertsälen und Tonstudios Anwendung, um ein gleichmäßiges Schallfeld zu erhalten. Kombiniert man das ganze zusätzlich mit einer Materialschicht, die Strömungswiderstand besitzt (pörose, gelochte), so lässt sich dadurch eine breitbandige Absorption erzielen.

## 2.4 Dissipative poröse Absorber

Wie bei den zuvor vorgestellten Interferenzmechanismen spricht man bei porösen Materialien von Schalldämpfung. Diese basiert allerdings diesmal auf der Absorption eines Teiles der einfallenden akustischen Energie, welche in Wärme umgewandelt wird.

Die akustisch dissipativen Materialien werden in Luftkanalsystemen normalerweise in Form von seitlichen Auskleidungen verbaut oder in Kulissen (siehe Abbildung 2.6) angeordnet. Ein wichtiges Kriterium zur Unterscheidung und Modellierung ist, ob es sich um lokal reagierende (anisotrop) oder nicht-lokal reagierende (isotrop) Materialien handelt.

Die lokale Reaktion ist entweder durch die Materialstruktur gegeben oder künstlich erzeugt, indem man in das Grundmaterial starre Unterteilungen einfügt (Partitionierung).

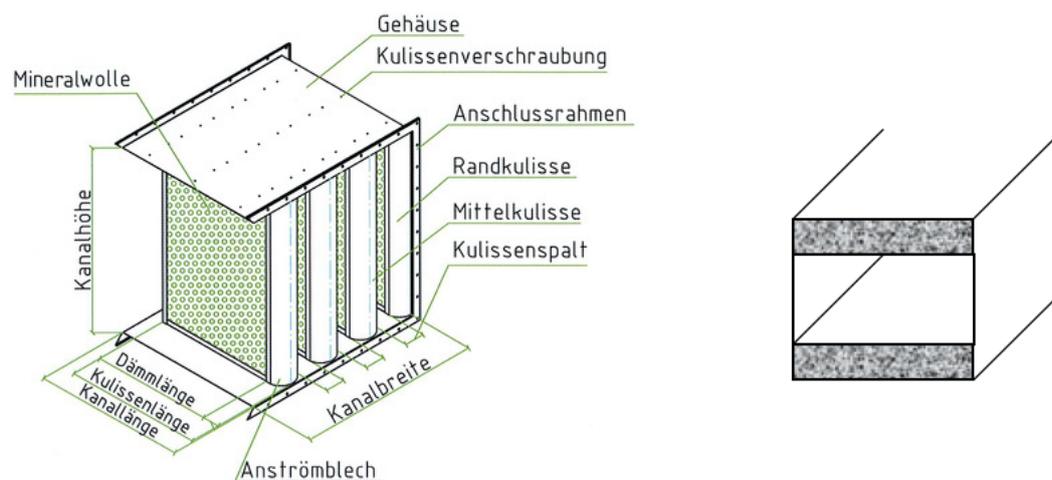


Abbildung 2.6: (a) Schema eines Kulissenschalldämpfers in einem Kanalabschnitt; (b) Querschnitt eines Rechteckskanal mit absorbierender Auskleidung [8]

Es existieren verschiedene Ansätze, um poröse Absorber zu beschreiben [9]:

- empirische Modelle (Delany und Bazley Modell für Fasermaterialien)
- Impedanz-Modelle (z.B. Maa-Modell für mikroperforierte Platten)
- Mikrostruktur-Modelle (nach Biots Theorie über die Poroelastizität)
  - poröses Material mit elastischer Grundstruktur
  - poröses Material mit starrer Grundstruktur: Modell des äquivalenten Fluids.

## 2.4.1 Poröse Materialien

Poröse Absorber werden am effektivsten im mittleren bis hohen Frequenzbereich eingesetzt und bestehen aus einem Netzwerk aus Luft gefüllten, miteinander verflochtenen bzw. verbundenen Poren oder im Fall perforierter Platten aus senkrecht zur Materialoberfläche ausgerichteten zylindrischen Löchern. Faserartige Materialien sind normalerweise anisotrop und damit lokal reagierend, während Schäume größtenteils isotrop sind. Dissipative Schallabsorption basiert auf der Idee, der einfallenden Schallwelle einen möglichst geringen Widerstand entgegenzusetzen. Die Schallenergie wird dann im Material durch Reibungseffekte in Wärme umgewandelt. Diese Strukturen können je nach Dicke auch dämmend wirken. Meistens werden Materialien wie Polyester, Polymer basierte Schäume, Steinwolle oder Glasfaser verwendet. Aber auch perforierte Platten aus unterschiedlichsten Materialien finden Anwendung. Diese porösen Materialien lassen sich anhand dreier phänomenologischer Parameter charakterisieren [8] [1] [9]:

- Längenbezogener Strömungswiderstand  $\sigma$  mit dem Druckabfall  $\Delta p$  bei gleichmäßigem Durchströmen der Absorberschicht der Dicke  $t$  mit der Partikelgeschwindigkeit einer ebenen Welle  $u'$ .  

$$\sigma = \frac{\Delta p}{u't}$$
- Strukturfaktor  $s \geq 1$ . Dazu nimmt man an, dass das Fluid in den Poren aufgrund von Reibungs- und Wärmeeffekten durch die feste Struktur im Vergleich zum freien Raum schwieriger zu beschleunigen sein wird, was sich in einer effektiven Dichte manifestiert. Der Strukturfaktor beschreibt also das Verhältnis aus effektiver Dichte des Fluids in einem porösen Material, zu der Dichte, die es im freiem Raum hat.
- Porosität  $\phi$  gibt das Verhältnis aus dem Volumen ( $V_{\text{Fluid}}$ ) des Fluidvolumens in den Poren zum Gesamtvolumen des porösen Absorbers ( $V_{\text{Total}}$ ) an.

$$\phi = \frac{V_{\text{Fluid}}}{V_{\text{Total}}} \quad (2.16)$$

Um ein Modell für die Schallabsorption in einem porösen Material herzuleiten, werden (2.3) und (2.5) modifiziert. Die angepasste Gleichung für die Massenerhaltung ergibt sich zu

$$(\rho_0/K)\partial p'/\partial t + (\rho_0/\phi)\partial u'/\partial x = 0. \quad (2.17)$$

Dabei steht  $K$  für den nun frequenzabhängigen Kompressionsmodul.

Die akustische Impulsgleichung, um die Effekte von Porosität, Strukturfaktor und Strömungswiderstand erweitert, ergibt sich zu

$$\partial p'/\partial x = -(s\rho_0/\phi)\partial u'/\partial t - \sigma u'. \quad (2.18)$$

Bei harmonischer Anregung ergibt sich

$$\partial p'/\partial x = -(s\rho_0/\phi - j\sigma/\omega)\partial u'/\partial t. \quad (2.19)$$

Der Term  $(s\rho_0/\phi - j\sigma/\omega)$  lässt sich als (komplexe) effektive Dichte interpretieren. Daran sieht man, dass im Bereich niedriger Frequenzen die Viskosität und bei höheren Frequenzen die Trägheit der Fluidteilchen die Ausbreitung der Schallwellen im porösen Material bestimmen. Es ergibt sich nun die Wellenausbreitung im porösen Material zu

$$\partial^2 p'/\partial x^2 - (s\rho_0/K)\partial^2 p'/\partial t^2 - (\sigma\phi/K)\partial p'/\partial t = 0. \quad (2.20)$$

Anschaulich sieht man, dass sich für  $K = \gamma p_0$ ,  $\sigma = 0$ ,  $s = 1$  und  $\phi = 1$  wieder (2.6) ergibt. Die harmonischen Lösung lautet

$$\tilde{p}(x, t) = \tilde{A} e^{-j\tilde{k}x} e^{j\omega t}. \quad (2.21)$$

Durch Einsetzen in (2.20) berechnet sich die komplexe Wellenzahl zu

$$\tilde{k} = \beta - j\alpha = \sqrt{\omega^2 (s\rho_0/K - j\sigma\phi/\omega K)}. \quad (2.22)$$

Mit (2.21) und (2.22) kann die Abschwächung der Amplitude der akustischen Druckwelle beschrieben werden.  $\alpha$  und  $\beta$  bezeichnet man als Abschwächungs- und Ausbreitungskonstante (siehe Abbildung 2.7).

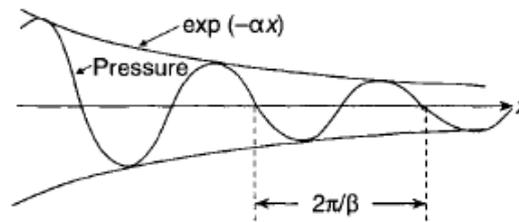


Abbildung 2.7: Exponentielle Abschwächung einer harmonischen Druckwelle [1]

Die effektiv wirkende akustische Impedanz des in den Poren befindlichen Fluids wird nun komplex, da sich Druck und Schnelle im Gegensatz zur freien Ausbreitung nicht mehr in Phase befinden. Man bezeichnet sie auch als charakteristische Impedanz, da sie materialspezifisch ist

$$\tilde{Z} = \tilde{p}(x)/\tilde{u}'(x) = K\tilde{k}/\omega\phi. \quad (2.23)$$

Von Delany und Bazley gibt es für  $\tilde{k}$  und  $\tilde{Z}$  einen großen Satz an Daten für verschiedene poröse Materialien [4]. Die komplexe Wellenzahl und die charakteristische Impedanz hängen danach hauptsächlich von der Kreisfrequenz  $\omega$  und dem statischen Strömungswiderstand  $\sigma$  ab. Die folgenden Formeln wurden abgeleitet, um die Datensätze abzubilden [4]

$$\tilde{Z} = \rho_0 c_0 [1 + 0.0571X^{-0.754} - j0.087X^{-0.732}] \quad (2.24)$$

$$\tilde{k} = \frac{\omega}{c_0} [1 + 0.0978X^{-0.7} - j0.189X^{-0.595}]. \quad (2.25)$$

Dabei berechnet sich der dimensionslose Parameter zu

$$X = \frac{\rho_0 f}{\sigma}. \quad (2.26)$$

Dieses **empirische Modell** gilt in einem Bereich von  $0.01 < X < 1.0$ .

Die eigentlich interessierende Größe beim Übergang von einem Material zum anderen, z.B. Luft - poröser Absorber, ist die Oberflächenimpedanz. Also das Verhältnis der komplexen Druckamplitude zu einer Vektorkomponente der zugeordneten Schnelle an der Oberfläche einer akustischen Grenzfläche zwischen zwei Materialien. Für die meisten modellhaften Betrachtungen ist das der Normalenanteil. Es gilt weiterhin der zuvor angesprochene Ansatz des lokal reagierenden Materials (Kapitel 2.1).

Es existieren verschiedene analytische Ansätze, um die charakteristische Impedanz in die Oberflächenimpedanz, die effektiv wirkt, umzurechnen [4]. Beispielsweise gilt für die Oberflächenimpedanz  $\tilde{Z}_{\text{Int}}$  bei der Konfiguration mit der charakteristischen Impedanz  $\tilde{Z}_1$  von Material 1 (Abbildung 2.8):

$$\tilde{Z}_{\text{Int}} = -j\tilde{Z}_1 \cot(\tilde{k}d) \quad (2.27)$$

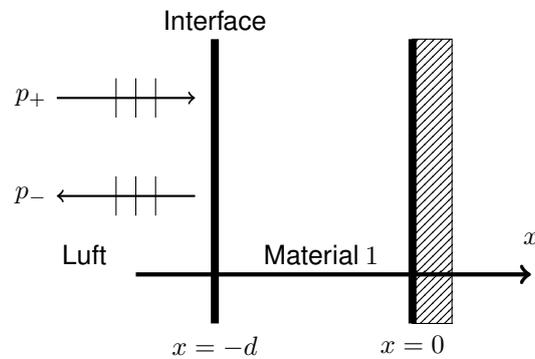


Abbildung 2.8: Beispiel für akustische Grenzfläche zwischen zwei Materialien und anschließender schallharter Wand

Entdimensionalisiert gegen die charakteristische Impedanz von Luft  $\rho_0 c_0$  ergibt sich das akustische Oberflächenimpedanzverhältnis.

$$z_n = r_n + jx_n \quad (2.28)$$

Dabei ist  $r_n$  das Oberflächenwiderstandverhältnis und  $x_n$  das Oberflächenreaktanzverhältnis. Der Index  $n$  deutet an, dass wie oben erwähnt, für Übergänge zwischen akustisch wirksamen Oberflächen nur der Normalenanteil der Schnelle eingeht.

## 2.4.2 Mikroperforierte Platten (MPP)

Ausgehend von perforierten Platten (Löcher im Millimeter bis Zentimeter-Bereich), die als Schutzhülle für akustische Schäume dienten, haben sich die mikroperforierten Platten entwickelt [3]. Deren Perforationen befinden sich im Submillimeter-Bereich. Durch diese Verkleinerung wird ein akustischer Widerstand erzeugt ähnlich wie bei Schäumen oder faserigen Dämpfungsmaterialien (siehe Abbildung 2.9). Der in Abbildung 2.9 eingeführte Absorptionskoeffizient  $\alpha$  ist ein Maß für den absorbierten Anteil der auf ein Interface einfallenden Schallenergie. Dieser wird im nächsten Kapitel genauer erklärt.

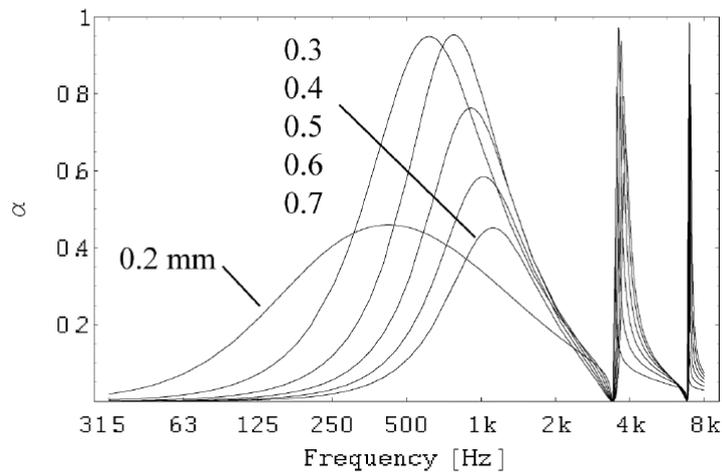


Abbildung 2.9: Einfluss des Lochdurchmessers auf den Absorptionsgrad; Dicke  $t = 0.4$  mm und Rückvolumenlänge  $d = 50$  mm; Perforationsgrad  $\phi = 0.6$  % [10]

Die Beschreibung der MPPs erfolgte zunächst von Maa mit Hilfe eines **Impedanzmodells** [3]. Für ebene Wellen unter Normaleinfallswinkel hat Maa die folgenden Berechnungsformeln für das akustische Oberflächenimpedanzverhältnis hergeleitet

$$z_n = r_n + jx_n = \tilde{Z}_{\text{MPP}} / \phi c_0 \rho_0 = r + jx_m = r + j\omega m \quad (2.29)$$

$$r = \frac{32\eta t}{\phi \rho_0 c_0 d^2} k_r; \text{ mit } k_r = k_r(d, t, k) \quad (2.30)$$

$$\omega m = \frac{\omega t}{\phi c_0} k_m; \text{ mit } k_m = k_m(d, t, k) \quad (2.31)$$

$$k = d \sqrt{\omega \rho_0 / 4\eta}. \quad (2.32)$$

Dabei bedeutet  $d$  hier den Durchmesser der Mikrolöcher und  $t$  ist die Dicke der Absorberschicht .

Diese mikroperforierten Plattenabsorber sind als vielversprechende Lösung für das Klimaanlagenproblem zu erachten, da sie eine Reihe interessanter Eigenschaften besitzen [10] [11] :

- Sie können aus widerstandsfähigen Material gefertigt und verschiedenen gegebenen Geometrien (Kanal) angepasst werden.
- Indem man das Rückvolumen aufteilt, macht man die MPP lokal reagierend.
- Indem man MPP in mehreren Schichten vor einer schallharten Wand anordnet, kann man einen breitbandigen Absorptionseffekt erzielen.
- Die Form des Rückvolumens kann ebenso verändert werden; so absorbiert ein Volumen mit trapezförmigen Querschnitt breiter als ein rechteckiger Querschnitt.
- Mit einer Variation der Tiefe des Rückvolumens lässt sich ein hoher Absorptionskoeffizient für einen bestimmten Frequenzbereich einstellen.
- Je steifer die MPP befestigt ist, desto höher ist das Absorptionsmaximum.

- Die MPPs können als Strukturelemente verwendet werden.

Wenn man nun annimmt, dass sich die mikroperforierte Platte vor einem mit Luft gefüllten Hohlraum mit Tiefe  $D$  befindet (siehe Abbildung 2.10), der wiederum vor einer schallharten Wand abgeschlossen wird (mit dem akustischen Impedanzverhältnis  $z_D = -j \cot \frac{\omega D}{c_0}$ ), so ergibt sich für das gesamte System aus Platte und Rückvolumen folgender Zusammenhang [3]

$$z_n = r + j(\omega m - j \cot \frac{\omega D}{c_0}) \quad (2.33)$$

$$\alpha = \frac{4 \operatorname{Re}(z)}{[1 + \operatorname{Re}(z)]^2 + [\operatorname{Im}(z)]^2} = \frac{4r}{(1+r)^2 + (\omega m - \cot(\frac{\omega D}{c_0}))^2}. \quad (2.34)$$

Der Absorptionskoeffizient  $\alpha$  wird bei der Resonanzfrequenz  $\omega_0$  (vgl. Helmholtz-Effekt) maximal, wenn die additive Oberflächenreaktanz aus Löchern und Rückvolumen zu Null wird.

$$\omega_0 m - \cot \frac{\omega_0 D}{c_0} = 0 \quad (2.35)$$

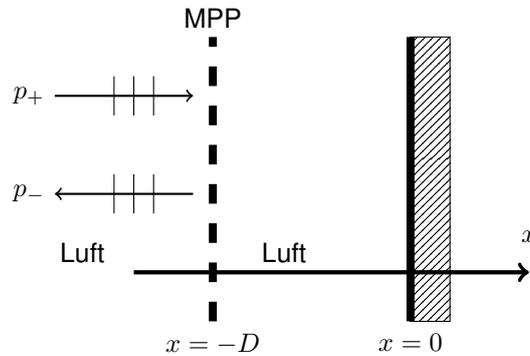


Abbildung 2.10: Schema für MPP vor Rückvolumen mit Tiefe  $D$  und anschließender schallharter Wand

### 2.4.3 Modell des äquivalenten Fluids

Ausgehend vom Biot-Modell [9] [12] für die Wellenausbreitung in porösen Materialien, wird speziell für Absorber mit starrer Grundstruktur (Metallschäume) das Modell eines äquivalenten Fluids verwendet [13].

Die Vorteile liegen in einem geringeren numerischen Aufwand, weil keine gekoppelten Fluid-Struktur-Gleichungen gelöst werden müssen [14]. Es wird lediglich die akustische Welle betrachtet, die sich im porösen Material ausbreitet. Die Ausbreitung wird durch die Helmholtz-Gleichung beschrieben (2.8).

Man berücksichtigt viskose Effekte des porösen Materials mit Hilfe einer effektiven Dichte und thermische Effekte durch einen effektiven Kompressionsmodul des Poren füllenden Fluids.

Ähnlich wie beim empirischen Modell benötigt man bei einem **Mikrostrukturmodell** des porösen Materials bestimmte, die Struktur charakterisierende Parameter. Mit deren Hilfe gelingt es, die effektive Dichte und den effektiven Kompressionsmodul des Fluids zu modellieren. Kennt man diese, so ergibt sich bei harmonischer Anregung die modifizierte Helmholtz-Gleichung zu [9]

$$\frac{\omega^2}{\tilde{K}_{eq}} \tilde{p}' + \nabla \cdot \frac{1}{\tilde{\rho}_{eq}} \nabla \tilde{p}' = 0. \quad (2.36)$$

Wobei im Vergleich zu (2.6)  $K_0 \rightarrow \tilde{K}_{eq}$  und  $\rho_0 \rightarrow \tilde{\rho}_{eq}$  gesetzt wird.

- Die klassische effektive Dichte eines Poren sättigenden nichtviskosen Fluids ist

$$\rho = \alpha_\infty \rho_0. \quad (2.37)$$

Dabei steht  $\alpha_\infty$  für die sog. Windigkeit des Materials. Ihr Wert ist immer größer als 1. Sie kann als die effektive Länge des Weges gesehen werden, den eine akustische Welle durch ein poröses Material nimmt.

- Weiters benötigt man die charakteristische thermische Länge  $\Lambda'$ , die einen Einfluss auf den effektiven Kompressionsmodul hat. Sie beschreibt Dissipation durch Wärme bei mittleren und hohen Frequenzen

$$\Lambda' = 2 \frac{V_f}{\Gamma}. \quad (2.38)$$

Dabei bezeichnet  $V_f$  das Porenvolumen und  $\Gamma$  die Porenoberfläche. Diese Länge ist von der Größenordnung des durchschnittlichen Radius der größeren Poren, wo Wärmeverluste viskose Verluste übertreffen.

- Die viskose charakteristische Länge  $\Lambda$  beschreibt den Einfluss der viskosen Dissipation bei mittleren und hohen Frequenzen und hat einen Einfluss auf die effektive Dichte. Die Größenordnung liegt in diesem Fall beim durchschnittlichen Radius der kleineren Poren, wo viskose Effekte die thermischen übertreffen

$$\Lambda = 2 \frac{\int_{V_f} v_{r_w}^2 dV}{\int_{\Gamma} v_r^2 dS}. \quad (2.39)$$

In (2.39) bezeichnet  $v_{r_w}$  die Geschwindigkeit des Fluids auf der Oberfläche einer Pore und  $v_r$  die Geschwindigkeit innerhalb der Pore. Angenommen wird eine stationäre Strömung eines nichtviskosen Fluids durch eine poröse Struktur.

- Der Parameter  $q_0$  heisst statische, viskose Permeabilität und verknüpft Druckgradient und Fluidgeschwindigkeit. Durch ihn werden viskose Effekte bei niedrigen Frequenzen charakterisiert [15]. Dieser Parameter ist folgendermaßen definiert

$$q_0 = \frac{\eta}{\sigma}. \quad (2.40)$$

- $q'_0$  ist die statische thermische Permeabilität und verknüpft die zeitliche Ableitung des Druckes mit der mittleren Temperatur. Er charakterisiert thermische Effekte bei niedrigen Frequenzen [15]. Es gilt  $q'_0 \geq q_0$  und der Wert kann durch Impedanzrohrmessungen bestimmt werden.

Die genannten Parameter fließen in zwei dynamische Faktoren ein, die als Korrekturterme für Dichte und den Kompressionsmodul des Fluids aufgefasst werden können, um viskose, thermische und dynamische Effekte zu berücksichtigen. Diese sind  $\alpha(\omega)$  für den viskos-dynamischen und  $\alpha'(\omega)$  für den thermisch-dynamischen Einfluss.

Es gelten nun die zwei folgenden Zusammenhänge

$$\tilde{\rho}(\omega) = \rho_0 \alpha(\omega) \quad (2.41)$$

$$\tilde{K}(\omega) = p_0 / [1 - (\gamma - 1) / (\gamma \alpha'(\omega))]. \quad (2.42)$$

Etwas präziser lässt sich für  $\alpha(\omega)$  und  $\alpha'(\omega)$  in (2.41) und (2.42) schreiben

$$\tilde{\rho}_{eq} = \rho_0 \left[ \alpha_\infty + \frac{\nu\phi}{j\omega q_0} G(\omega) \right] \quad (2.43)$$

$$\tilde{K}_{eq} = \gamma p_0 / \left[ \gamma - \frac{\gamma - 1}{1 + \frac{\nu'\phi}{j\omega q'_0} G'(\omega)} \right]. \quad (2.44)$$

Dabei berechnen sich  $G$  und  $G'$  je nach Autor unterschiedlich [4]. So gilt z.B. nach Johnson in [4]

$$G(\omega) = \sqrt{1 + \left( \frac{2\alpha_\infty q_0}{\phi\Lambda} \right)^2 \frac{j\omega}{\nu}} \quad (2.45)$$

und Lafarge in [4]

$$G'(\omega) = \sqrt{1 + \left( \frac{2q'_0}{\phi\Lambda'} \right)^2 \frac{j\omega}{\nu'}}, \quad (2.46)$$

wobei  $\nu' = \kappa/\rho_0 c_p$  die sog. Temperaturleitfähigkeit darstellt, die zur Beschreibung der zeitlichen Veränderung der räumlichen Verteilung der Temperatur durch Wärmeleitung dient.  $\kappa$  steht für die Wärmeleitfähigkeit des Fluids.

#### 2.4.4 Modellierung von mikroperforierten Platten

Im Fall mikroperforierter Platten, bei denen die poröse Struktur aus kreisförmigen, zylindrischen und parallelen Poren besteht, sind die Parameter relativ leicht zu bestimmen [16]. Verwendet wird für  $G$  und  $G'$  die Johnson-Champoux-Allard Formulierung [4]. Alle notwendigen Parameter lassen sich mit dem Radius  $r$  der Löcher, der Dicke  $t$  der Platte und der Porosität  $\phi$  der Platte berechnen. Dabei gelten folgende Zusammenhänge [16] [4]:

- $\Lambda' = \Lambda = r$ ;  $\sigma = \frac{8\eta}{\phi r^2}$
- $q_0 = \frac{r^2\phi}{8}$ ;  $q'_0 = \frac{\phi r^2}{8}$
- $\alpha_\infty = 1 + 2\frac{\epsilon}{t}$
- $\epsilon = (1 - 1.13\xi - 0.09\xi^2 + 0.27\xi^3) \frac{8r}{3\pi}$  mit  $\xi = \sqrt{\frac{\phi}{\pi}}$

Ähnlich wie beim Helmholtz-Resonator muss die ursprüngliche Länge der Löcher abgeändert werden. Dabei ist  $\epsilon$  der korrigierte Wert der ursprünglichen Dicke  $t$  der Platte bzw. Länge der Löcher. Die Korrektur berücksichtigt Strömungsverwirbelungen, die in der unmittelbaren Nähe der Löcher auftreten. Damit können nun die effektiven Materialparameter wie folgt berechnet werden

$$\tilde{\rho}_{eq}(\omega) = \frac{\alpha_\infty \rho_0}{\phi} \left[ 1 - j \frac{\sigma\phi}{\omega\rho_0\alpha_\infty} \sqrt{1 + \frac{4\alpha_\infty^2 \eta\rho_0\omega}{\sigma^2 \Lambda^2 \phi^2}} \right] \quad (2.47)$$

$$\tilde{K}_{eq}(\omega) = \frac{\gamma p_0 / \phi}{\gamma - (\gamma - 1) \left[ 1 - j \frac{8\kappa}{\Lambda'^2 c_p \rho_0 \omega} \sqrt{1 + j \frac{\Lambda'^2 c_p \rho_0 \omega}{16\kappa}} \right]^{-1}}. \quad (2.48)$$

## Kapitel 3

# Messmethoden und Beurteilungskriterien der Schalleistungsreduktion

Die Grundlage für die Beurteilung der Wirksamkeit von Schalldämpfern ist die Ermittlung der akustischen Leistung. Bei den gängigsten Messverfahren wie Hallraumverfahren oder Hüllflächenverfahren wird an mehreren im Raum verteilten Punkten der Schalldruckpegel bestimmt. Beim Hüllflächenverfahren sind diese Messpunkte auf einer definierten Messfläche verteilt. Für eine ebene Schallwelle ist die akustische Leistung dem Quadrat des Schalldruckpegels und der Messfläche  $A$  proportional.

In der vorgestellten Substitutionsmethode (DIN 7235) und der Vier-Mikrophon-Methode (ASTM E2611-09) sind diese Messflächen, jeweils die Querschnittsflächen von an das zu untersuchende Objekt angeschlossenen Messkanälen. Die Wirksamkeit von Schalldämpfern hängt ab von:

- Modenverteilung im Schallfeld am Dämpfereinlass
- Von Reflexionen an der Auslassseite
- Nebenwegsübetragung
- Strömungsgeräuschen

Unter Berücksichtigung dieser Kriterien müssen die beiden vorgestellten Messverfahren an das vorliegende Problem angepasst werden.

### 3.1 Akustische Gütemaße

Es soll hier auf drei Kennwerte eingegangen werden, die regelmäßig Verwendung finden. Nämlich das Durchgangsdämpfungsmaß (engl.: transmission loss (TL)), das Einfügedämpfungsmaß (engl.: insertion loss (IL)) und den Absorptionskoeffizienten  $\alpha$ .

#### Durchgangsdämpfungsmaß

Es hängt nur vom Schalldämpfer allein ab und beschreibt das logarithmierte Verhältnis von auf den Dämpfer einfallender ( $P_i$ ) und durchgelassener Schalleistung ( $P_t$ ) (Abbildung 3.1). Das zu messende

System Kanal und Dämpfer muss dabei mit einem nicht-reflektierenden Abschluss versehen werden [17].

$$TL = 10 \cdot \log\left(\frac{P_i}{P_t}\right). \quad (3.1)$$

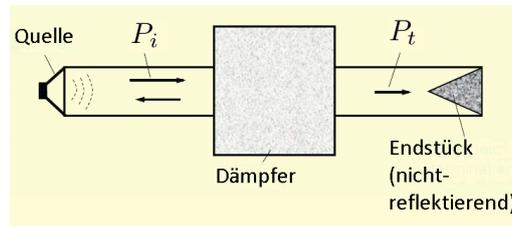


Abbildung 3.1: Schema der TL-Bestimmung [18]

### Einfügedämpfungsmaß

Das Einfügedämpfungsmaß ist die Differenz der abgestrahlten akustischen Leistung aus einem System einmal mit Dämpfer ( $P_2$ ) und einmal ohne Dämpfer ( $P_1$ ) (Abbildung 3.2). Es ist von der Quelle und der Art des Abschlusses (offen, Querschnittsprung, u.a.) abhängig.

Ebenso haben die Änderung der Strömungsbedingungen, vorhandene Temperaturverteilung und die Erzeugung von Schall durch den Dämpfer selbst Einfluss auf dieses Gütemaß.

Das Einfügedämpfungsmaß ist also der realistischere Kennwert im Vergleich zum Durchgangsdämpfungsmaß. Dies bedeutet allerdings auch mehr oder weniger starke Abweichungen von Werten, die unter Testbedingungen gewonnen wurden, zu solchen, die dann wirklich in einer laufenden Anlage gemessen werden können [17] [1].

$$IL = 10 \cdot \log\left(\frac{P_1}{P_2}\right). \quad (3.2)$$

Im Falle ebener Wellenausbreitung über die Messfläche  $A$  und auf ihr jeweils ohne Dämpfer ( $L_{p1}$ ) und mit Dämpfer ( $L_{p2}$ ) gemessenen Schalldruckpegel ( $L_p$ ) gilt

$$IL = L_{p1} - L_{p2}. \quad (3.3)$$

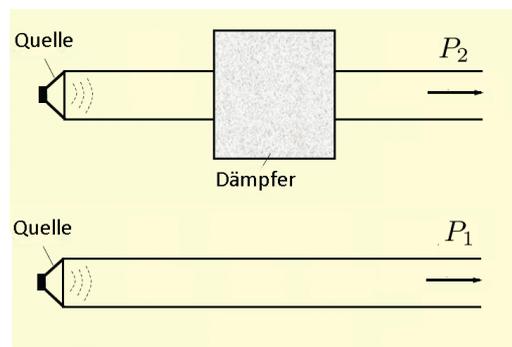


Abbildung 3.2: Schema IL-Bestimmung [18]

### Absorptionskoeffizient $\alpha$

Dieser dient zur Charakterisierung einer schalldämpfenden ausgedehnten ebenen Fläche, wenn die Schallwellen senkrecht zu ihr einfallen. Der Schalldruck im Einlaufbereich vor der Grenzfläche setzt sich additiv aus einlaufenden Anteil  $p_+$  und reflektiertem Anteil  $p_-$  zusammen. Das Verhältnis stellt der komplexe Reflexionsfaktor  $\tilde{r}$  dar. Mit der Oberflächenimpedanz der Trennfläche  $\tilde{Z}_{\text{Wand}}$  und der Impedanz des Fluids  $Z_0 = \rho_0 c_0$  ergibt sich nach [5]

$$\tilde{r} = \frac{\tilde{Z}_{\text{Wand}} - Z_0}{\tilde{Z}_{\text{Wand}} + Z_0}. \quad (3.4)$$

Der Absorptionskoeffizient ist dann

$$\alpha = 1 - |\tilde{r}|^2. \quad (3.5)$$

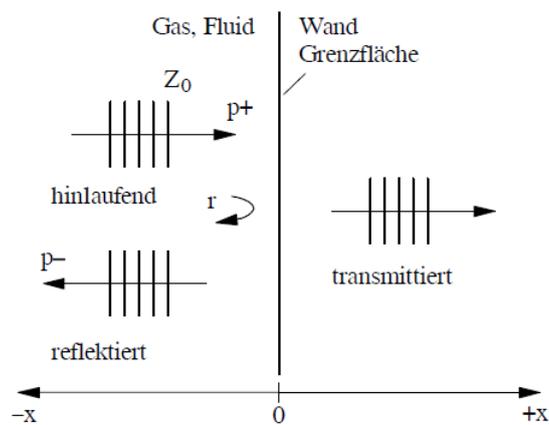


Abbildung 3.3: Ebene Welle, die an Grenzschicht zweier Medien teilweise reflektiert und teilweise transmittiert wird [5]

## 3.2 4-Mikrofon Methode

Dieses Verfahren nennt man auch 4-Pol-Methode und bestimmt dabei das Durchgangsdämpfungsmaß nach [19]. Durch Messung der Schalldrücke an vier Messpositionen kann die Transfermatrix wie beim Transmissionsrohr (Schema in Abbildung 3.5) für den Schalldämpferkanal (Teil 7 in Abbildung 3.4) bestimmt werden. Mit Hilfe von Trichtern erfolgt eine geometrische Anpassung des Schalldämpferkanals an die Messkanäle (Teile 2 und 5 in Abbildung 3.4).

### 3.2.1 Schema

Der in Abbildung 3.4 zu erkennende Messaufbau soll die Bestimmung des Durchgangsdämpfungsmaßes einmal ohne und einmal mit den verbauten schalldämpfenden Anordnungen ermöglichen. Der Kanal des Funktionsmusters (7), der ausschließlich für Schalldämpfung vorgesehene Teil der Testanlage, ist über zwei Trichter (1,6) mit den Messkanälen (2,5) verbunden. An den Messkanälen wird über jeweils zwei Mikrofone der Schalldruck und die Phasendifferenz zwischen den Messpunkten (1,2 bzw. 3,4 in Abbildung 3.5) gemessen. Die Anregung erfolgt über einen Membranlautsprecher, der möglichst schalldicht in der Lautsprecherbox (4) eingebaut ist. Die Messung wird zweimal mit jeweils unterschiedlichen Endstücken (3) durchgeführt, um das Durchgangsdämpfungsmaß berechnen zu können.

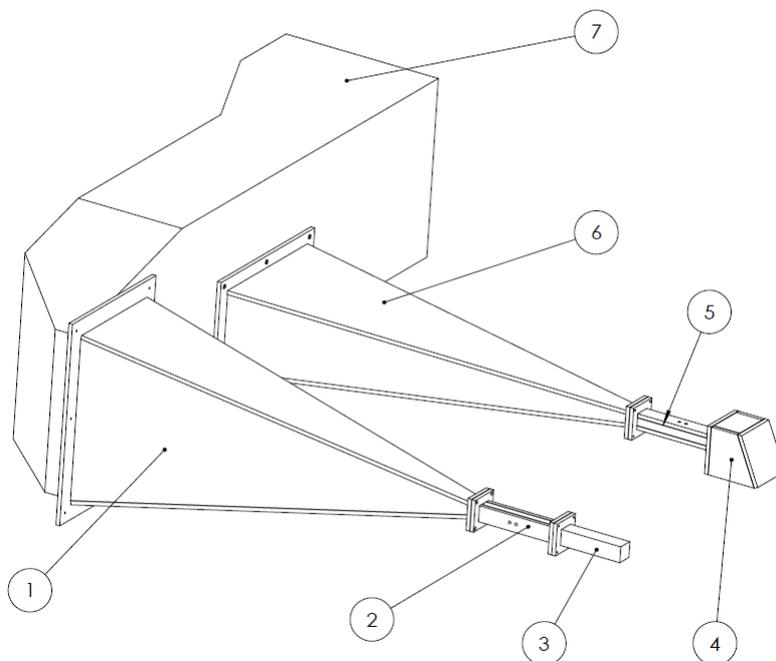


Abbildung 3.4: Aufbau Vier-Mikrofon-Methode

### 3.2.2 Messprinzip

Grundlage der 4-Mikrofon-Methode ist die Bestimmung der Transfermatrix wie beim Transmissionsrohr (siehe Abbildung 3.5) [20] [21]. Das verwendete Messprinzip ist im Standard ASTM E2611-09 [19] festgehalten. Abbildung 3.5 zeigt schematisch die vom Lautsprecher auf die Probe einfallende Welle  $A$  und den von ihr reflektierten Wellenanteil  $B$ . Der von der Probe mit der Dicke  $d$  durchgelassene Wellenanteil  $C$  wird am Abschluss reflektiert und ergibt den Wellenanteil  $D$ . Die Messung der Phasendifferenz erfolgt jeweils an den Messpositionen  $x_1$  und  $x_2$  bzw.  $x_3$  und  $x_4$ . Es wird die Übertragungsmatrix  $T$  des Schall-

druck  $\tilde{p}$  (zur vereinfachten Darstellung ist ' weggelassen worden) und der senkrechten Schallschnelle  $\tilde{u}$  vor ( $x=0$ ) und hinter ( $x=d$ ) der Probe mit der Dicke  $d$  bestimmt

$$\begin{bmatrix} \tilde{p} \\ \tilde{u} \end{bmatrix}_{x=0} = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \tilde{p} \\ \tilde{u} \end{bmatrix}_{x=d} \quad (3.6)$$

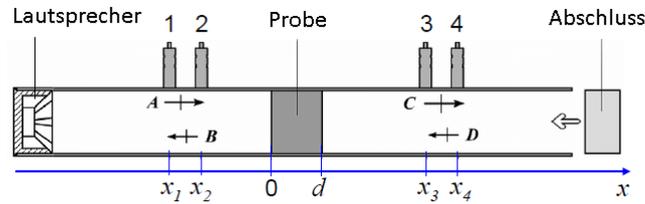


Abbildung 3.5: Schema Transmissionsrohr mit Lautsprecher, den vier Mikrophon-Positionen und Abschlussstück [22]

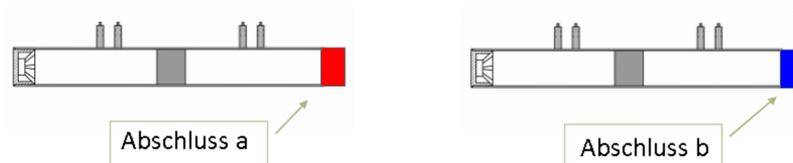


Abbildung 3.6: Schema des Transmissionsrohres mit zwei unterschiedlichen Abschlüssen [22]

Abbildung 3.6 zeigt das Prinzip der sog. Two-Load-Method. Mit zwei unterschiedlichen Abschlüssen, einmal schallhart (a) und schallabsorbierend (b), ergibt sich das Gleichungssystem

$$\begin{bmatrix} \tilde{p}^{(a)} \tilde{p}^{(b)} \\ \tilde{u}^{(a)} \tilde{u}^{(b)} \end{bmatrix}_{x=0} = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \tilde{p}^{(a)} \tilde{p}^{(b)} \\ \tilde{u}^{(a)} \tilde{u}^{(b)} \end{bmatrix}_{x=d} \quad (3.7)$$

Bei der schallharten Endung wird das Rohr mit einem Metallstück abgeschlossen und für die schallschluckende Endung wird das Endstück mit schallabsorbierendem Material gefüllt. Mit der vor- und rücklaufenden Welle vor und hinter der Probe (siehe Abbildung 3.5), kann der Schalldruck bzw. die Schallschnelle berechnet werden

$$\tilde{p}_{x=0} = (Ae^{-jkx} + Be^{jkx}) \quad ; \quad \tilde{p}_{x=d} = (Ce^{-jkx} + De^{jkx}) \quad (3.8)$$

$$\tilde{u}_{x=0} = (Ae^{-jkx} - Be^{jkx})/\rho_0 c_0 \quad ; \quad \tilde{u}_{x=d} = (Ce^{-jkx} - De^{jkx})/\rho_0 c_0 \quad (3.9)$$

$\rho_0$  und  $c_0$  stehen dabei für die Dichte bzw. die Schallgeschwindigkeit von Luft. Schalldruck und Schallschnelle ergeben sich durch Überlagerung der vor- und rücklaufenden Welle (A,C und B,D). Diese Koeffizienten können wie folgt aus den Schalldrücken an den vier Mikrophonpositionen berechnet werden

$$A = \frac{j(\tilde{p}_1 e^{jkx_2} - \tilde{p}_2 e^{jkx_1})}{2 \sin k(x_1 - x_2)}, \quad (3.10)$$

$$B = \frac{j(\tilde{p}_2 e^{-jkx_1} - \tilde{p}_1 e^{-jkx_2})}{2 \sin k(x_1 - x_2)}, \quad (3.11)$$

$$C = \frac{j(\tilde{p}_3 e^{jkx_4} - \tilde{p}_4 e^{jkx_3})}{2 \sin k(x_3 - x_4)}, \quad (3.12)$$

$$D = \frac{j(\tilde{p}_4 e^{-jkx_3} - \tilde{p}_3 e^{-jkx_4})}{2 \sin k(x_3 - x_4)}. \quad (3.13)$$

Nun kann das Gleichungssystem (3.7) nach der Transfermatrix  $T$  aufgelöst werden .  
Daraus ergibt sich dann das Durchgangsdämpfungsmaß (TL) über

$$TL = 10 \cdot \log \left[ 1/4 \left| T_{11} + \frac{T_{12}}{\rho_0 c_0} + \rho_0 c T_{21} + T_{22} \right|^2 \right]. \quad (3.14)$$

### 3.2.3 Adaptierung auf die vorliegende Problemstellung

Zur Berechnung des TL spielen die Probendicke bzw. die Abstände  $x_2$  und  $x_3$  (siehe Abbildung 3.5) keine Rolle. Diese Tatsache wird bei Adaption der 4-Mikrophon-Methode zur Messung der akustischen Wirkung der Paneele ausgenutzt. Der Nachweis erfolgt anhand der Betrachtung der Vermessung einer akustischen Probe einer mikroperforierten Platte (siehe Abbildung 3.7).

Die Fourier-transformierten Rohdaten aus den vier Mikrophonpunkten, die von der verwendeten Software verarbeitet werden, sind das Autospektrum des Referenzsignals und die vier Übertragungsfunktionen zwischen dem Referenzsignal  $H1_s$ <sup>1</sup> und den vier Mikrophonsignalen  $H1_s, H2_s, H3_s$  und  $H4_s$ . Der Index  $s$  steht für die jeweilige Messung mit unterschiedlichem Endstück ( $s = a, b$ ;  $a =$  schallharte Endung und  $b =$  schallabsorbierende Endung).

Vermessen wurde eine MPP-Probe und die von der PULSE-Software<sup>2</sup> berechneten Werte wurden mit einer eigenen Nachrechnung verglichen. Die Messung erfolgte mit dem Transmission Loss Tube 4206-T der Firma Brüel & Kjaer. Es wurde der Aufbau für das sogenannte kleine Rohr (Durchmesser 2.9 cm) mit einer Grenzfrequenz von 6400 Hz verwendet (siehe Abbildung 3.8).

Die oben genannten Rohdaten wurden als Eingabe-Daten verwendet und der Berechnungsvorgang der Software nach [23] nachgebildet. Trotz Änderung der Probendicke  $d$  ändert sich der TL nicht (siehe Abbildung 3.7). Das verwendete Matlab-Skript ist im Anhang zu finden.

<sup>1</sup>Bei den durchgeführten Messungen wurde mit vier-Kanal-Messtechnik verfahren; d.h. das Referenzsignal ist in diesem Fall das Signal von Mikrophon 1.

<sup>2</sup>Die Berechnung der Transfermatrix und des TL wird mit dem Softwarepaket PULSE von Brüel & Kjaer durchgeführt.

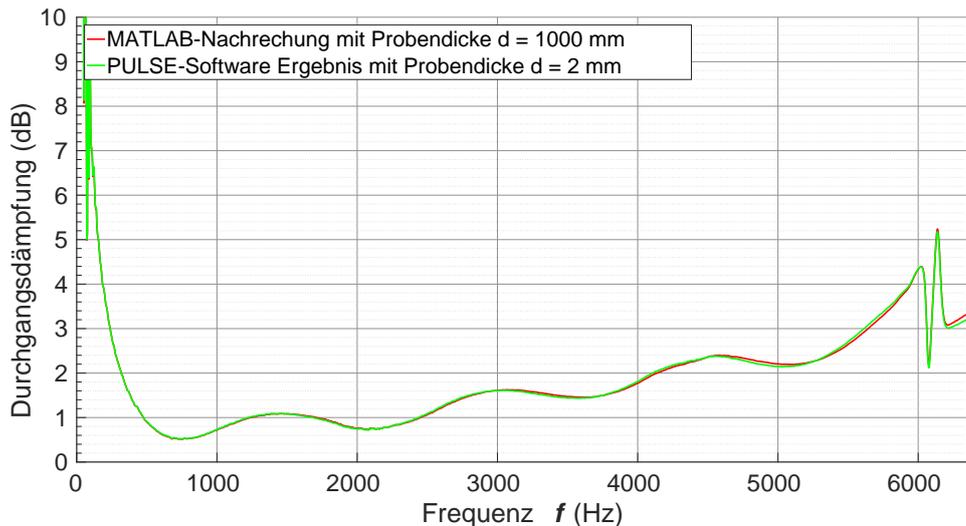


Abbildung 3.7: Vergleich des TL einer MPP-Probe aus Pulse Messsoftware und einer Nachrechnung mit Matlab



Abbildung 3.8: Verwendetes Transmissionsrohr für eine Grenzfrequenz von 6400 Hz; (Quelle: Brüel & Kjaer)

Die "cut-off"-Frequenz des Kanals im Funktionsmuster beträgt ca. 600 Hz. Darüber werden sich auch höhere Moden im Kanal ausbreiten. In den Messflächen an den vier Mikrofonpunkten wird allerdings die ebene Welle vorausgesetzt. Deshalb wird mit zwei trichterförmigen Adapterstücken der Übergang vom Messkanalquerschnitt auf die Einlass- und Auslassquerschnittsfläche ermöglicht.

Ihre Auslegung basiert grob auf der Trichtertheorie aus [24]. Die Auslegungsgleichungen für Trichter gelten speziell im Fall von Axialsymmetrie. Der eigentliche Sinn in der Verwendung von Trichtern liegt in der Impedanzanpassung für einen direkt an den Trichterhals angeschlossenen Lautsprecher. Durch die Trichter wird eine erhöhte Abstrahlleistung des Lautsprechers im niedrigeren Frequenzbereich in das angrenzende Medium erreicht.

In der hier vorliegenden Funktion als Adapter sollte lediglich durch einen gleichmäßigen Querschnittsübergang ein abrupter Impedanzsprung verhindert werden, um nicht an den Einlass- und Auslassstellen durch Reflexion (vgl. Expansionskammer) zu viel Schalleistung zu verlieren.

Die grundlegende Theorie hinter der Trichterdimensionierung basiert auf der idealisierten Annahme der Ausbreitung ebener Wellenfronten (ebene Welle bzw. Kugelwelle) wird anhand eines axialsymmetrischen Beispiels erläutert. Ähnlich wie in der Nah- und Fernfeldbetrachtung oder bei porösen Materialien werden Schallschnelle und Schalldruck hier durch eine komplexe Impedanz in Beziehung zueinander gebracht. Sie sind im Gegensatz zur ungestörten Ausbreitung (vgl. Ausbreitung in geometrischen Fernfeld) nicht in Phase .

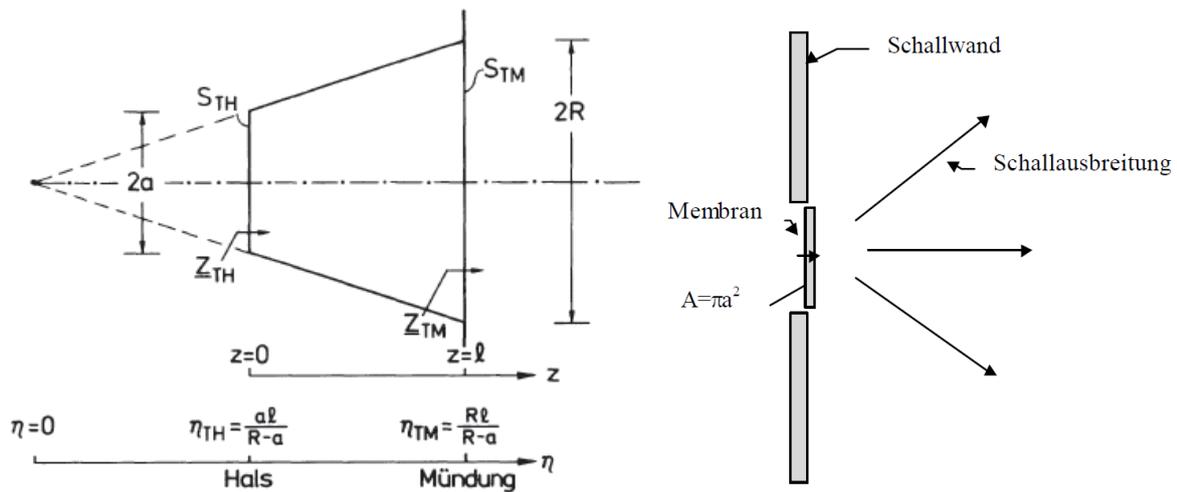


Abbildung 3.9: (a) Schema eines axialsymmetrischen Konustrichters [24]; (b) Analogie einer kolbenhaften Membran in unendlich ausgedehnter Schallwand [25]

Die Fläche  $S_{TH} = a^2\pi$  stellt die Halsfläche des Trichters und  $S_{TM} = R^2\pi$  die Mündungsfläche dar. In Analogie zu einer ins Freifeld abstrahlenden Kolbenmembran (schwingende Plattefläche) (Abbildung 3.9) mit akustischer (Strahlungs-)Impedanz

$$\tilde{Z}_{Ko} = \text{Re}\{\tilde{Z}_{Ko}\} + \text{Im}\{\tilde{Z}_{Ko}\} = Z_0 [R(2ka) + jX(2ka)] \quad (3.15)$$

soll die Impedanz der Halsfläche des Trichters so angepasst werden, dass möglichst viel Wirkleistung in den Trichter abgestrahlt wird. Die Abhängigkeit dieser Impedanz (auch: Strahlungsimpedanz) einer Membranfläche in einer unendlich ausgedehnten Wand (siehe Abbildung 3.9) zeigt Abbildung (3.10)

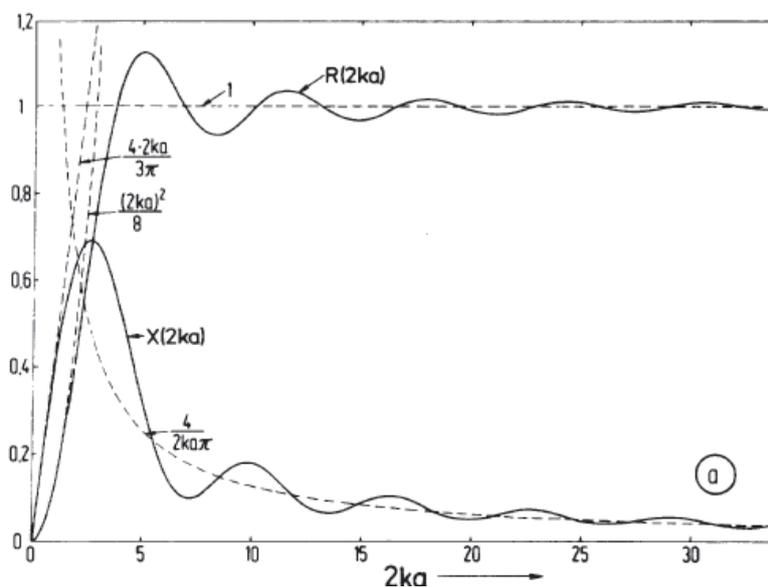


Abbildung 3.10: Real (R) - und Imaginärteil (X) der Strahlungsimpedanz der Kugelwelle bei Abstrahlung aus unendlicher Schallwand einer kolbenhaften Membran (schwingende Platte) (siehe Abbildung 3.9) in Anhängigkeit von Wellenzahl (k) und Membrandurchmesser (a); gestrichelte Kurvenabschnitte sind Näherungskurven für einfache Auslegungsrechnungen [24]

Die durch eine ebene (kolbenhafte) Fläche gehende Wirkleistung ergibt sich zu

$$P = \tilde{u}^2 \operatorname{Re}\{\tilde{Z}_{Ko}\}S. \quad (3.16)$$

In diesem Fall ist  $S = S_{TH}$ . Es muss demnach der Realteil der Impedanz möglichst groß sein. Da eine an der Stelle  $z = 0$  vorhandene Membran mit der Impedanz des Trichterhalses ( $\tilde{Z}_{TH}$ ) belastet werden würde (Abbildung 3.9), hat also bei  $z = 0$  der akustische Lastwiderstand groß zu sein. Mit der Abhängigkeit der Trichterfläche  $S$  von  $z$  und einer Koordinatentransformation  $z \rightarrow \xi$  (3.18) ergibt sich mit der eindimensionalen ebenen Wellengleichung für die Wellengleichung im Trichter

$$\frac{\partial^2 \tilde{p}}{\partial z^2} + \frac{d}{dz} \left( \ln \frac{S(z)}{S_{TH}} \right) \frac{\partial \tilde{p}}{\partial z} = \frac{1}{c_0^2} \frac{\partial^2 \tilde{p}}{\partial t^2}. \quad (3.17)$$

mit

$$S(z) = \left( \frac{R-a}{l} z + a \right)^2 \pi \quad : \text{ oder } \quad S(\xi) = \xi^2 C_1 \quad \text{mit} \quad C_1 = \left( \frac{R-a}{l} \right)^2 \pi. \quad (3.18)$$

Unter Annahme harmonischer Anregung ( $\partial/\partial t \rightarrow j\omega$ ) und nach Durchführen der Koordinatentransformation erhält man

$$\frac{\partial^2 \tilde{p}}{\partial \xi^2} + \frac{2}{\xi} \frac{\partial \tilde{p}}{\partial \xi} + \left( \frac{\omega}{c_0} \right)^2 \tilde{p} = 0. \quad (3.19)$$

Dies ist der Gleichung für die Ausbreitung einer Kugelwelle. Gemäß dieser Theorie entspricht an der Stelle  $z = 0$  bzw.  $\xi_{TH} = al/(R-a)$  die Halsimpedanz in Abhängigkeit von  $\xi_{TH}$

$$\tilde{Z}_{TH} = Z_0 \frac{k^2 \xi_{TH}^2 + jk\xi_{TH}}{1 + k^2 \xi_{TH}^2}. \quad (3.20)$$

Damit nun der Realteil dieser Impedanz möglichst groß wird, muss gelten  $k\xi_{TH} \geq 2$  bzw.  $\xi_{TH} \geq c/\pi f$ .  $f$  stellt die untere Grenzfrequenz dar, ab der die verbesserte Abstrahlung erreicht werden soll.

Die Länge  $l$  des Trichters kann dann nach

$$l = \xi_{TH}(R/a - 1) \quad (3.21)$$

berechnet werden. In der Theorie wurde angenommen, dass die Trichtermündung groß ist ( $kR \geq 2$ ), der Realteil der Mündungsimpedanz also schon überwiegend reel ist (siehe Abbildung 3.10). Ist diese annähernd so groß wie die charakteristische Impedanz von Luft  $Z_0$ , so treten an der Trichtermündung keine Reflexionen auf. Diese sind aber bei tiefen Frequenzen möglich, wenn die Wellenimpedanz im Trichter und an der Mündung nicht übereinstimmen. Nach [24] sollte  $kR > 2$  gelten. Es gelten also für tiefe Frequenzen die Dimensionierungsgrenzen  $kR > 2$  und  $k\xi_{TH} \geq 2$ . Nach oben gilt eine Grenze von  $ka \approx 2$ . Dort findet ebenso Wellenausbreitung statt, allerdings ist in diesem Frequenzbereich die Membran an dem Hals schon mit  $Z_0$  belastet und der Trichter hat sozusagen keine Wirkung mehr.

Aus fertigungstechnischen Gründen wurden die Trichter mit rechteckförmigem Querschnitt hergestellt (Schema und Abmessungen siehe Abbildung 3.11). Für eine grobe Auslegung der Trichter wurde für die Größen  $a$  und  $R$  die Kanalquerschnitte des Messkanals und die kleinsten Ein- bzw. Auslassflächen des Funktionsmusters angesetzt.

Um trotzdem eine Länge der Trichter abschätzen zu können wurde (3.21) verwendet. Es ist damit für eine Grenzfrequenz von  $f = 1$  kHz die Trichterlänge  $l \approx 1m$ .

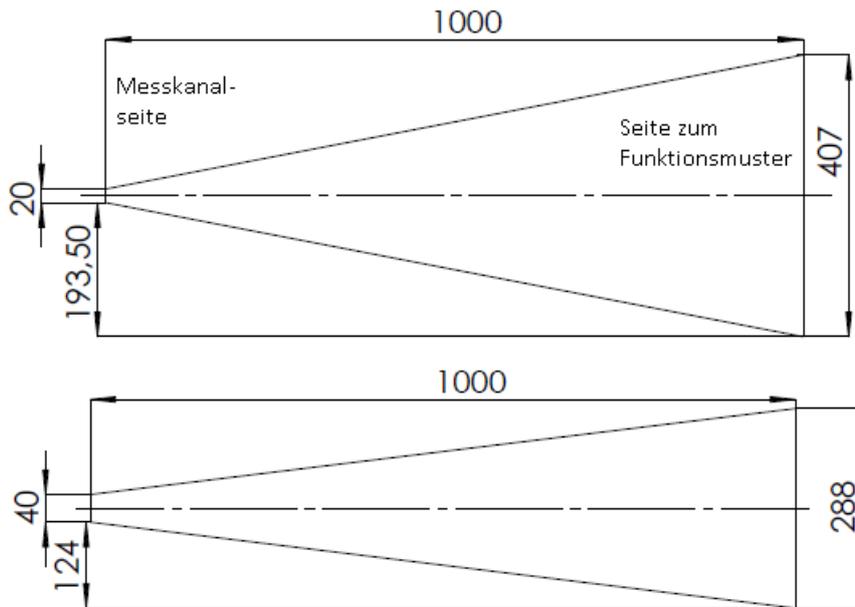


Abbildung 3.11: Abmessungen des Auslasstrichters in mm

Eine numerische Simulation zur Darstellung der Wirkung eines Trichters auf die abgestrahlte Schallleistung befindet sich im Anhang.

### 3.3 Methode nach DIN 7235

Dieses Verfahren zur Bestimmung des Einfügedämpfungsmaßes heißt auch Substitutionsverfahren [26]. Dabei wird zunächst die Schallleistung der vom Messgegenstand durchgelassenen Schallwelle bestimmt. Danach wird der Messgegenstand durch einen Substitutionskanal ersetzt und erneut die Schallleistung der durchgelassenen Schallwelle bestimmt. Die Schallleistung kann im Hallraum, in einem Messkanal hinter dem Schalldämpfer oder unter angenäherten Freifeldbedingungen gemessen werden.

Das Verfahren behandelt die Schalldämpfung der am wenigsten gedämpften Grundmode (ebene Welle) von Kulissenschalldämpfern. Der Bau von reflexionsarmen Abschlüssen und Messverfahren mit festgelegten Korrekturen ist ebenso dargelegt. Nebenwegsübetragung und Störgeräusche werden berücksichtigt und Methoden gezeigt, wie man diese minimieren kann. Ist die Strömungsgeschwindigkeit kleiner als 20 m/s, so kann ihr Einfluss auf das Einfügedämpfungsmaß vernachlässigt werden.

#### 3.3.1 Schema

- Geräte auf der Quellseite (1) zur Erzeugung des breitbandigen Rauschsignals
  - Lautsprecher und elektronische Ansteuerung (a)
  - Modenfilter
    - Kanalstück mit Absorptionselementen, das eine geringe Dämpfung der Grundmode, aber eine starke Dämpfung der höheren Moden bewirkt(b)
  - Übergangsstück für Querschnittsanpassung (c)
- Messgegenstand (2)

- Geräte auf Empfängerseite (3)
  - Hallraum (d)
  - Messkanal mit Absorberkeil (e)
  - angenähertes Freifeld (f)
  - Boden (g)



Abbildung 3.12: Schema DIN 7235 (links) und Schema DIN 7235 Quellseite (rechts) [26]

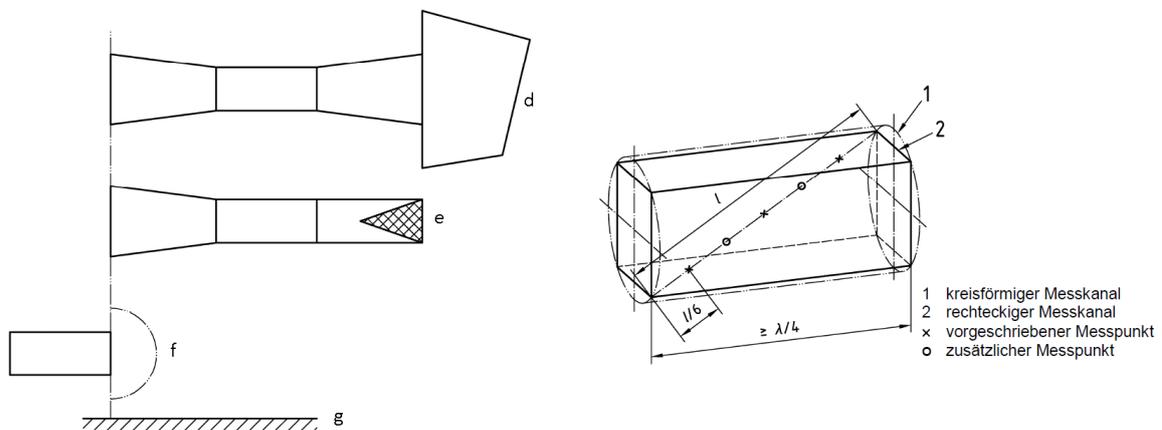


Abbildung 3.13: Schema DIN 7235 Empfängerseite (links) und Schema DIN 7235 Messkanal (rechts) [26]

### 3.3.2 Messprinzip

Die Messkanäle vor und nach dem Schalldämpfer sollten die gleiche Querschnittsfläche haben. Dann genügt es, den Schalldruckpegel ( $L_p$ ) über einen Messpfad bzw. mehrere Messpunkte nach dem Absorber zu bestimmen. An den gezeigten Messpunkten (Abbildung 3.13) ist der Schalldruckpegel aufzunehmen. Es ist eine räumlich (über Messpunkte) und energetisch (Terzmittelung) gemittelte Messreihe  $L_{p1}$  mit Absorptionsdämpfer und eine Messreihe  $L_{p2}$  mit Substitutionskanal durchzuführen. Aus der Differenz der beiden Messreihen wird das Einfügedämpfungsmaß bestimmt (siehe 3.3).

Durch Bestimmung eines Grenzdämpfungsmaßes wird der Einfluss der Körperschallnebenwege auf das Messergebnis eingeschätzt. Für die Gestaltung des reflexionsarmen Abschlusses gilt als Grundprinzip, dass man eine kontinuierliche Änderung des Kanalquerschnittes durchführt, um die Reflexion von Schallwellen zurück in den Messkanal zu unterdrücken. Daneben gibt es beschriebene Vorgangsweisen für die Messung des Schalldruckpegels für angenäherte Freifeldbedingungen und im Hallraum. In allen drei Fällen wird dann über die Differenz der gemessenen Pegel an bestimmten Messpunkten ohne und mit Schalldämpfer das Einfügedämpfungsmaß bestimmt.

### 3.3.3 Adaptierung auf die vorliegende Problemstellung

Wenn keine Hallraumbedingungen (DIN ISO 3741) verwirklicht werden können, bietet sich nach DIN ISO 7235 die Möglichkeit an, die Messungen in einem Messkanal durchzuführen, wie in Abbildung 3.13 zu sehen. DIN ISO 7235 wurde allerdings speziell für die Messung an Kulissenschalldämpfern (siehe Abbildung 2.6 in Kapitel 2.4) erstellt.

Die implizite Annahme hierbei ist, dass sich aufgrund des Schalldämpferaufbaus auch im Messkanal hauptsächlich ebene Wellen ausbreiten, weil die Kanaldimensionen durch die Kulissen selbst verschmälert werden. Trotzdem muss ein sogenannter Modenfilter in die Messstrecke eingebaut werden, damit sichergestellt werden kann, dass die Schallwellen an den Messpunkten eben sind. Dieser Modenfilter bestünde entweder aus einem zusätzlichen Kluissendämpfer oder mit Schäumen ausgekleideten Kanalelement, um auftretende höhere Moden zu dämpfen.

Aufgrund der Dimensionen des vorliegenden Schalldämpferkanals ist zu erwarten ("cut-off"-Frequenz bei ca. 600 Hz), dass sich im interessierenden Messbereich oberhalb der "cut-off"-Frequenz höhere Moden im Kanal ausbreiten werden. Dadurch wird die Länge des Modenfilters entsprechend groß ausfallen (nach [27] mindestens der dreifache Durchmesser des Messkanals). Des weiteren müsste noch ein reflexionsarmer Abschluss gebaut werden.

Die in angemessener Zeit und Aufwand praktikabelste Lösung, um einen Vergleich der Dämpfungsanordnungen zu erlauben, war die Messung des Schalldruckpegels im geometrischen Fernfeld unter angenäherter Freifeldausbreitung der Schallwelle.

Dabei wurde versucht, durch entsprechende Aufstellung des Messobjektes in einem am Institut vorhandenen speziellen Messraum (genannt: Studiobox) eine fremdgeräusch- und reflexionsarme Messumgebung zu schaffen. Zwei Mikrophone wurden im Abstand von 60 cm und 120 cm über dem Auslass des Messobjektes platziert. Damit sind sie ausreichend weit entfernt, um für den interessanten Frequenzbereich ab 1000 Hz Rückschlüsse auf das akustische Fernfeld zu erlauben. Das akustische Fernfeld ist durch die Bedingung

$$k \cdot r \gg 1 \quad (3.22)$$

gekennzeichnet (mit  $r$  als Abstand von der Schallquelle), wobei die Auslassmündung annähernd als Quelle einer Kugelwelle betrachtet werden wird.

Die Schalldruckpegel an diesen Messpunkten dienen zur qualitativen Einschätzung des Effektes der unterschiedlichen Absorberanordnungen im direkten Vergleich und im Vergleich zu einer Referenzmessung. Für quantitative Ergebnisse, ist das Verfahren aber nicht geeignet, da es sich nur um eine Freifeldnäherung handelt und die akustischen Eigenschaften der Studiobox nicht genau bekannt sind, also Schallreflexionen der Wände und dem Boden eventuell auftreten und mitgemessen werden. Näherungsweise lässt sich die Schallleistung ( $L_P$ ) im geometrischen Halbfeld (Halbkugel) um den Auslass des Funktionsmuster bei Kenntnis des Schalldruckpegels ( $L_p$ ) im Abstand  $r$  abschätzen nach

$$L_p = L_P - 20 \cdot \log\left(\frac{r}{1 \text{ m}}\right) - 8 \text{ dB}. \quad (3.23)$$

Für die genaue quantitative Messung der Schallleistung müssten die Schalldruckpegel an Positionen über eine definierte Messfläche gemessen werden (Hüllflächenverfahren nach DIN ISO 3746) bzw. die Hallraummessung durchgeführt werden. Bei dieser wird der sich im Diffusfeld eines Raumes genormter Größe einstellende stationäre Schalldruckpegel an mehreren Messpositionen erfasst und aus diesen dann auf die Schallleistung rückgeschlossen.

### 3.4 Simulationenmethoden zur Bestimmung des akustischen Güte- maßes

Im folgenden Abschnitt werden Methoden zur Bestimmung des Verlustes an Schallleistung innerhalb einer Finite Elemente Akustik-Simulation vorgestellt. Das Durchgangsdämpfungsmaß kann mit der sogenannten 3-Pol-Methode bestimmt werden. Zur Bestimmung des Absorptionskoeffizienten  $\alpha$  wird die Messung im Impedanzrohr nach DIN ISO 10534-2 verwendet.

#### 3.4.1 3-Pol-Methode zur Bestimmung der Durchgangsdämpfung

Im Gegensatz zu einem realen Messaufbau, wo sich eine nicht-reflektierende Randbedingung (vgl. DIN 7235) nur sehr schwer umsetzen lässt, ist dies in einer Simulationsumgebung wie CFS++ leicht möglich [28]. So lässt sich für einen axialsymmetrischen Fall eines Schalldämpfer-Kanal-Systems eine vereinfachte Form der 4-Pol-Methode anwenden [29].

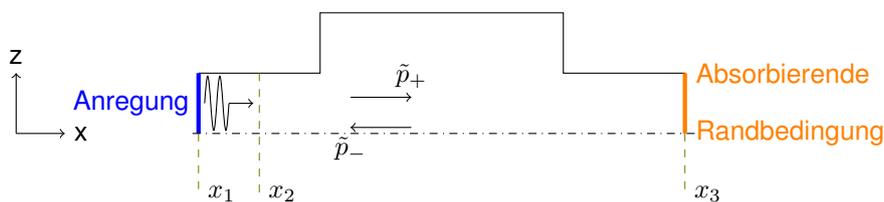


Abbildung 3.14: Axialsymmetrisches Schema einer Expansionschallkammer

In Abbildung 3.14 ist das axialsymmetrische Schema des Modells einer Expansionskammer zu sehen. Unter Annahme ebener Wellenausbreitung gibt man eine harmonische Schallschnelle- oder Schalldruckanregung vor und lässt sich an zwei Messpunkten  $(x_1, z = 0)$  und  $(x_2, z = 0)$ , den komplexen Schalldruck ausgeben. Der Schalldruck  $\tilde{p}_{aus}$  an einem dritten Punkt  $(x_3, z = 0)$  am Auslass wird ebenso ausgegeben. Durch die Anwendung einer absorbierenden Randbedingung am Auslass, stellt man sicher, dass dort keine Reflexionen auftreten. Die Schalldrücke an den beiden Messpunkten berechnen sich aus vorwärts und rückwärts laufender Schallwelle nach

$$\tilde{p}_1 = \tilde{p}_+ e^{jkx_1} + \tilde{p}_- e^{-jkx_1}, \quad \tilde{p}_2 = \tilde{p}_+ e^{jkx_2} + \tilde{p}_- e^{-jkx_2}. \quad (3.24)$$

Man berechnet nun den komplexen Schalldruck der auf die Expansionskammer einlaufenden Welle nach

$$\tilde{p}_+ = \frac{\tilde{p}_1 - \tilde{p}_2 e^{-jk(x_2-x_1)}}{1 - e^{-jk(x_2-x_1)}}. \quad (3.25)$$

Das Durchgangsdämpfungsmaß (TL) berechnet sich dann nach

$$TL = 20 \cdot \log \left| \frac{\tilde{p}_+}{\tilde{p}_{aus}} \right|. \quad (3.26)$$

#### 3.4.2 Bestimmung des Absorptionskoeffizienten im Impedanzrohr nach DIN ISO 10534-2

In Abbildung 3.15 ist das axialsymmetrische Modell eines Impedanzmessrohres dargestellt. An zwei Messpunkten  $(x_1, z = 0)$  und  $(x_2, z = 0)$  werden die komplexen Schalldrücke mit CFS++ berechnet.

Diese werden in eine komplexe Übertragungsfunktion umgerechnet. Ähnlich wie bei der 4-Mikrophon-Methode kann man dann den Reflexionsfaktor  $\tilde{r}$ , den Absorptionsgrad  $\alpha$  und die akustische Impedanz  $\tilde{Z}$  der Probe bestimmen. Mit

$$\tilde{p}_1 = \tilde{p}_+ e^{jkx_1} + \tilde{p}_- e^{-jkx_1}, \quad \tilde{p}_2 = \tilde{p}_+ e^{jkx_2} + \tilde{p}_- e^{-jkx_2} \quad (3.27)$$

ergibt sich die komplexe Übertragungsfunktion zwischen den beiden Messpunkten zu

$$\tilde{H}_{12} = \tilde{p}_2 / \tilde{p}_1. \quad (3.28)$$

Mit ihr lässt sich der komplexe Reflexionsfaktor  $\tilde{r}$  der Probe bestimmen

$$\tilde{r} = \frac{\tilde{H}_{12} - e^{-ik(x_1-x_2)}}{e^{jk(x_1-x_2)} - \tilde{H}_{12}} e^{j2kx_1} \quad (3.29)$$

und damit der Absorptionskoeffizient  $\alpha = 1 - |\tilde{r}|^2$ .

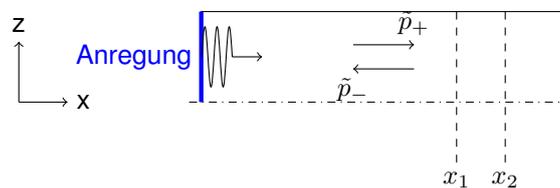


Abbildung 3.15: Axialsymmetrisches Modell Impedanzrohr mit Anregungsfläche (blau)

### 3.4.3 Bestimmung der Einfügungsdämpfung

Wie in Unterpunkt 3.1 schematisch erklärt, muss zur Bestimmung der Einfügungsdämpfung die Schallleistung durch eine Messfläche erfasst werden. Im Programm CFS++ [30] ist dies numerisch in Kombination mit einer nicht-reflektierenden Randbedingung auch bei Ausbreitung höherer Moden zumindest näherungsweise möglich, weil die Berechnung der Schallleistung für jede an die Messfläche anschließende Finite-Element-Oberfläche erfolgt. Die absorbierende Randbedingung wird im 3D-Fall durch einen Perfectly Matched Layer (PML) realisiert.

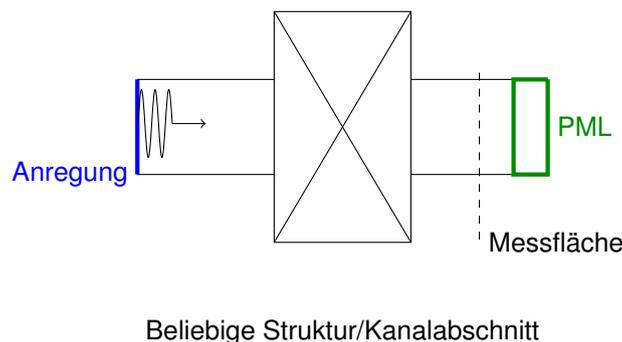


Abbildung 3.16: Schema zur numerischen Berechnung der Schallleistung bzw. des Einfügungsdämpfungsmaßes bei einer beliebigen 3D-Struktur

## Kapitel 4

# Strömungssimulation der Anlage

Die schallreduzierenden Maßnahmen nehmen Volumen in Anspruch, was dazu führt, dass sich die Strömungsgeschwindigkeit im Kanal aufgrund der verengten Querschnitte erhöhen wird. Die Folge ist eine Erhöhung der Druckverluste. Ebenso führt die Überschreitung von bestimmten Geschwindigkeitsgrenzwerten ( $> 10 \text{ m/s}$ ) zur Erzeugung von strömungsinduziertem Schall an scharfen Ecken und Kanten. Es müssen deshalb Wege gefunden werden, wie die Druckverluste und Strömungsgeschwindigkeiten klein gehalten werden können. Daher wird folgend untersucht, inwieweit ein Leitblech diese Aufgabe erfüllen kann.

### 4.1 Untersuchte Anlagenbereiche

Ausgangspunkt der Untersuchung ist das 3D-Modell des Funktionsmusters des TRB OUT-Bereichs der Anlage. Dieses entspricht in seinen Außenabmessungen dem finalen Design der Anlage.

### 4.2 Aufbereitung der CAD-Geometrie

Zunächst wurde der komplexe Aufbau vereinfacht und für die Simulation nicht notwendige Details entfernt. Dazu gehören Filter, Schrauben, Muttern und kleine Geometrien. Dieses Vorgehen ist notwendig, um unnötigen Aufwand beim Preprocessing der Simulationen zu vermeiden und dadurch einfacher ein qualitativ hochwertiges Gitter für die FEM- bzw. FVM<sup>1</sup>-Simulation zu generieren.

Durch die Konzentration auf den Bereich nach der Turbine (TRB OUT) werden die Rechenzeiten und notwendigen Rechenkapazitäten kleiner gehalten, da das zu vernetzende Volumen deutlich kleiner ist als im RA-Bereich der Anlage. Zudem ergibt sich hier das größte Potential für Verbesserungen. Mit Hilfe des Programms SolidWorks® [31] wurden zwei Konfigurationen erstellt (siehe Abbildungen 4.1 und 4.2):

- Konfiguration A: keine Strömungsführung
- Konfiguration B: Strömungsführung durch ein Leitblech im 180°-Umlenkbereich

---

<sup>1</sup>Finite Volumen Methode: Verfahren zur Diskretisierung der fluidynamischen Differentialgleichungen

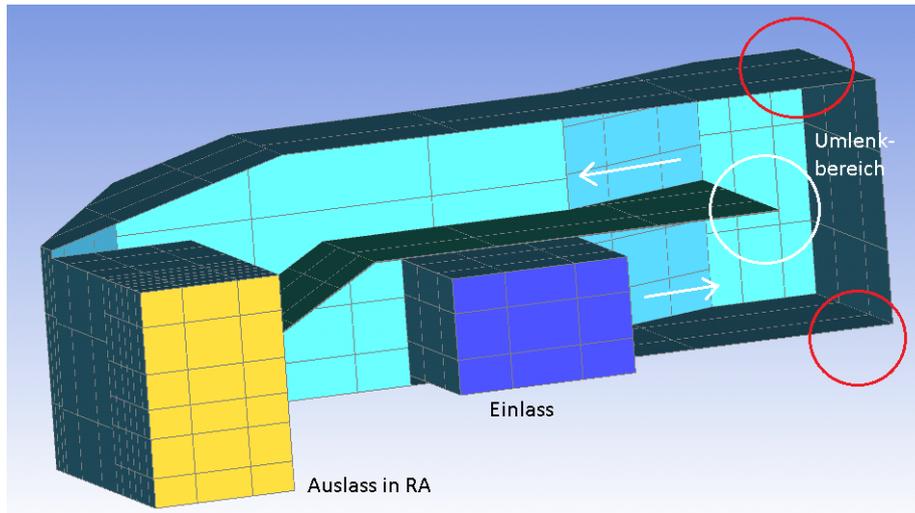


Abbildung 4.1: Konfiguration ohne zusätzliches Leitblech (A)

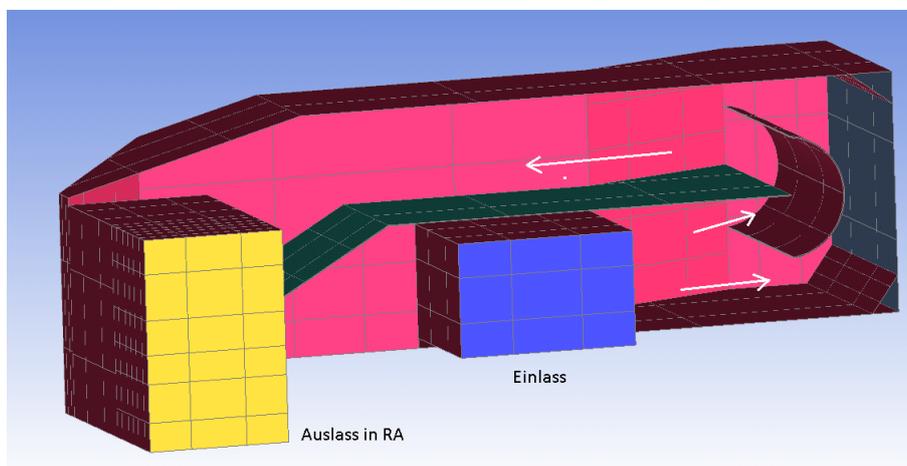


Abbildung 4.2: Konfiguration mit zusätzlichem Leitblech (B)

Bei der Erstellung des Strömungskanals wurde darauf geachtet, dass der Strömungsquerschnitt nach dem Einlassbereich möglichst groß bleibt, so dass die mittlere Strömungsgeschwindigkeit klein gehalten wird. Im 180 Grad Umlenkbereich wurden die 90°-Ecken ebenso entfernt durch flachere Winkel ersetzt (siehe rote Markierung in Abb 4.1), um die Luftführung zu verbessern.

Zum Vernetzen der Geometrie dient das Programm ANSYS ICEM CFD [32]. Um numerische Probleme durch Elemente schlechter Qualität (starke Verzerrung der Winkel und Seitenverhältnisse) zu vermeiden, wurde der Diffusor nach der Turbine entfernt. Ebenso wurden das Einlass- und Auslassgebiet vor und nach dem TRB OUT-Bereich vergrößert, damit sich das Konvergenzverhalten der Simulation verbessert.

### 4.3 Strömungssimulation

Im Kühlungsmodus strömen durch den TRB-Bereich ca.  $1300 \text{ m}^3/h$  an Frischluft mit  $0^\circ \text{ C}$ . Bei den bekannten Kanaleinlassdimensionen von  $0.18 \times 0.295 \text{ m}$  ergibt es eine durchschnittliche Strömungs-

geschwindigkeit von  $\bar{v} = 6.8 \text{ m/s}$ . Die Strömung ist turbulent mit einer Reynoldszahl am Einlass des TRB-Bereichs von

$$Re = \frac{\bar{u} \cdot d_h}{\nu} = \frac{6.8 \text{ m/s} \cdot 0.225 \text{ m}}{1.343 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}} = 113924. \quad (4.1)$$

Der für die Berechnung der Reynoldszahl notwendige hydraulische Durchmesser  $d_h$  berechnet sich aus Höhe ( $h$ ) und Breite ( $b$ ) der Einlassquerschnittsfläche nach

$$d_h = \frac{2bh}{b+h}. \quad (4.2)$$

Für die Abschätzung des Einflusses eines Leitbleches wird der relative Druckverlust zwischen Einlass- und Auslass der Geometrie betrachtet. Dabei werden jeweils die über eine Messfläche vor dem Einlass und Auslass gemittelten Drücke verglichen.

### 4.3.1 Vernetzung und Parameter der Simulation

Bei der durchgeführten Simulationen handelt es sich um RANS-Rechnungen <sup>2</sup> und verwendet wurde das freiverfügbare FVM-Programm OpenFOAM.

In ICEM CFD wurde mit der vereinfachten Geometrie ein Hexaeder-Netz mit ca. 1,1 Mio Elementen und 8.8 Mio Elementen (Abbildung 4.3) erstellt. Eine höhere Anzahl an Elementen war aufgrund begrenzter Rechenkapazitäten nicht möglich. Um die Qualität der Rechnung abschätzen zu können wurde mit den in Tabelle 6.1 zu findenden Parametern und oben genannten Netzauflösungen noch eine numerische Nachrechnung eines Kanalknies durchgeführt. Die Ergebnisse befinden sich im Anhang und können mit Abschätzungsformeln verglichen werden.

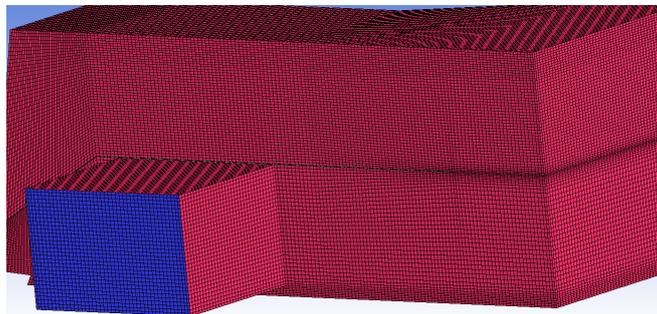


Abbildung 4.3: Hexaeder-Vernetzung des TRB OUT Bereichs

Die Qualität der Gitterelemente kann anhand Determinante, max./min. Winkel, Verzerrung oder Seitenverhältnissen beurteilt werden. Generell wird empfohlen, dass die Determinante größer als 0.2 sein sollte. Dieses Kriterium konnte in allen Bereichen eingehalten werden (siehe Abbildung 4.4).

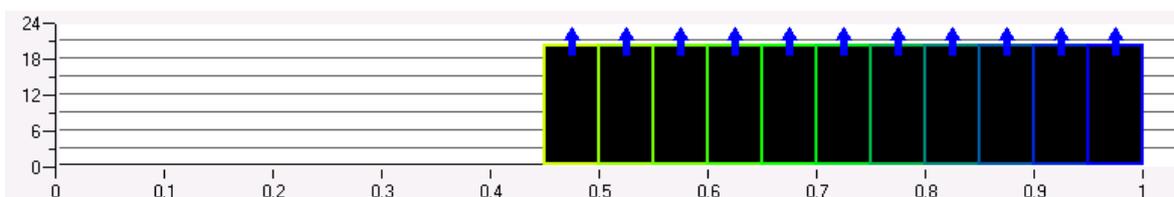


Abbildung 4.4: Qualität der Elemente anhand der Determinante; die vertikale Achse zeigt die Anzahl der Elemente.

<sup>2</sup>Reynolds averaged Navier-Stokes: Vereinfachung der Navier-Stokes-Gleichungen zur Beschreibung stationärer Strömungsphänomene.

Der turbulente Charakter der Strömung wird mit Hilfe des  $k$ - $\epsilon$ -Turbulenzmodells modelliert. Dieses ist robust und wird standardmäßig in der stationären Strömungssimulation verwendet. Der wandnahe Bereich wird mit Hilfe einer Wandfunktion abgebildet und muss deshalb nicht fein vernetzt werden. Die Wandfunktion gibt den Geschwindigkeitsverlauf in der ersten wandnahen Zelle vor. Die Gitterfeinheit in Normalenrichtung zur Wand sollte bei  $\epsilon$ -Wandfunktionen einen  $y^+$ -Wert<sup>3</sup> von ungefähr 30 liefern.

Für die Turbulenz-Modellierung sind zusätzliche Randbedingungen notwendig, die sich aus der Geschwindigkeit und den geometrischen Abmessungen am Einlass berechnen lassen. Dies sind die turbulente kinetische Energie  $k$  und die turbulente Dissipationsrate  $\epsilon$ . Für ihre Berechnung wurden die standardmäßigen Formeln verwendet [33]

$$I = \frac{u'}{\bar{u}}; \quad u' = \sqrt{\frac{2}{3}k}; \quad l = 0.07d_h; \quad l = C_\mu \frac{k^{2/3}}{\epsilon}. \quad (4.3)$$

Hierbei steht  $I$  für den Turbulenzgrad der Strömung und wird in Prozent angegeben (hier: 10 %, also  $I = 0.1$ ).  $u'$  ist die Wurzel aus den richtungsanteiligen Geschwindigkeitsfluktuationen ( $u' = \sqrt{\frac{1}{3}(u_x'^2 + u_y'^2 + u_z'^2)}$ ) und  $\bar{u}$  die durchschnittliche Geschwindigkeit am Einlass.  $l$  ist die turbulente Längenskala, die sich aus dem hydraulischen Durchmesser  $d_h$  berechnen lässt.  $C_\mu$  ist eine Modellkonstante des verwendeten Turbulenz-Ansatzes.

Die in der Simulation eingesetzten Parameter sind in Tabelle 6.1 zusammengefasst. Das numerische Konvergenzkriterium der Residuen von Geschwindigkeit, Druck,  $\epsilon$  und  $k$  ist ebenso in Tabelle 6.1 dargestellt.

Tabelle 4.1: Simulationsparameter für OpenFOAM

Löser: SIMPLE		
Simulationstyp: RANS		
Turbulenz-Modell: $k$ - $\epsilon$		
Modellkonstante $C_\mu = 0.09$		
Wandfunktion: $\epsilon$		
$y^+$ -Wert: $\sim 30$		
Konvergenzkriterium: Residuen $< 10^{-4}$		
Parameter:	Wert	Einheit
Mittlere Geschwindigkeit am Einlass	6.8	m/s
Druckniveau am Auslass	0	Pa
Turb. kinetische Energie $k$	0.6936	$\text{m}^2/\text{s}^2$
Turb. Dissipationsrate $\epsilon$	0.2363	$\text{m}^2/\text{s}^3$

### 4.3.2 Ergebnisse der Simulation

In Tabelle 4.2 sind die relativen Druckverluste der zwei Konfigurationen A und B mit unterschiedlichen Netzauflösungen dargestellt. Die Wirkung des Leitbleches erkennt man daran, dass der relative Druckverlust zwischen Einlass und Auslass bei Konfiguration A ohne Leitblech im 180 °-Umlenkbereich um ca. 10 Pa höher liegt.

<sup>3</sup>Damit die Randschicht im wandnahen Bereich realistisch von einer Wandfunktion approximiert werden kann, muss die erste wandnahe Zelle im logarithmischen Geschwindigkeitsbereich der Randschichtströmung liegen. Mit Hilfe des dimensionslosen Wandabstandes  $y^+$  lässt sich dieser Wandbereich in eine viskose Unterschicht mit linearem Geschwindigkeitsprofil ( $y^+ < 1$ ) einteilen; und in einen Bereich, indem das Geschwindigkeitsprofil logarithmisch vom Wandabstand abhängt ( $y^+ \geq 30$ ).

Tabelle 4.2: Relative Druckverluste zwischen Einlass- und Auslassfläche

Rechnung mit 1.1 Mio. Elementen	Wert	Einheit
mit zus. Leitblech (Konfiguration B)	95.4	Pa
ohne zus. Leitblech (Konfiguration A)	108.5	Pa

Rechnung mit 8.8 Mio. Elementen	Wert	Einheit
mit zus. Leitblech (Konfiguration B)	91.8	Pa
ohne zus. Leitblech (Konfiguration A)	106.2	Pa

Abbildung 4.5 und 4.6 zeigen die Geschwindigkeitsverteilung in m/s. Man kann im Bereich des zusätzlich angebrachten Leitbleches (Abbildung 4.5) ein zusätzliches Ablösegebiet erkennen (siehe rote Markierung). Durch den Einbau eines weiteres Leitbleches oder geometrischer Verbesserung des bestehenden gibt es hier noch mehr Optimierungspotenzial.

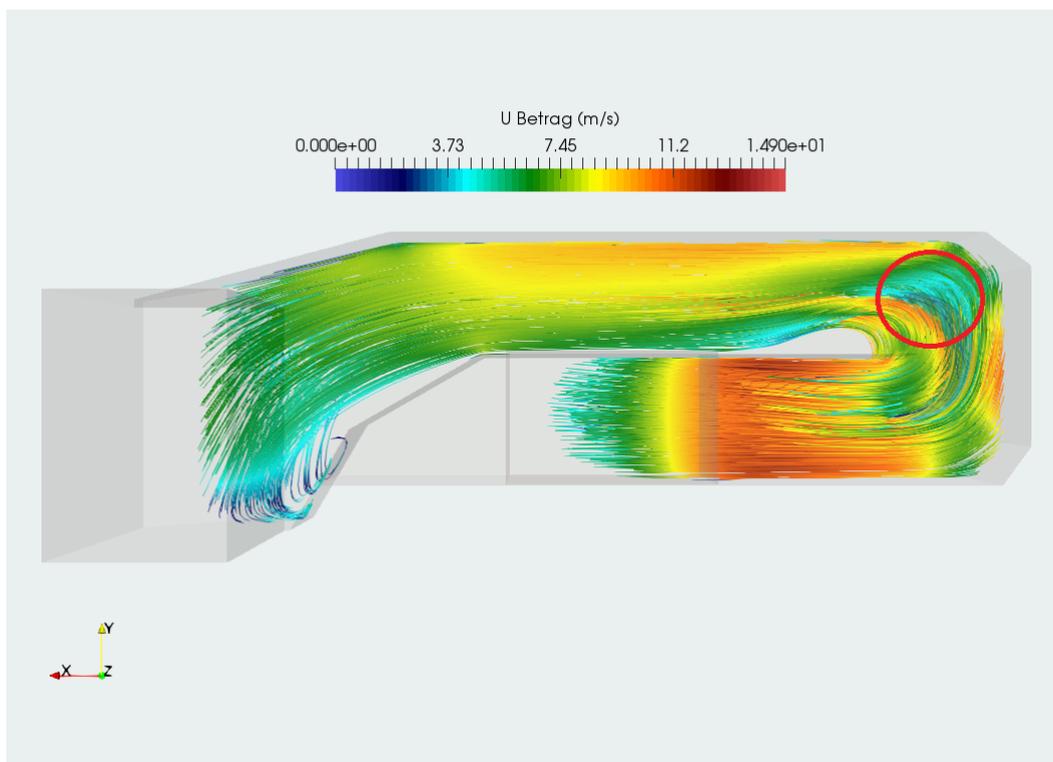


Abbildung 4.5: Stromlinien in der Konfiguration mit Leitblech; Rezirkulationsgebiet hinter Leitblech

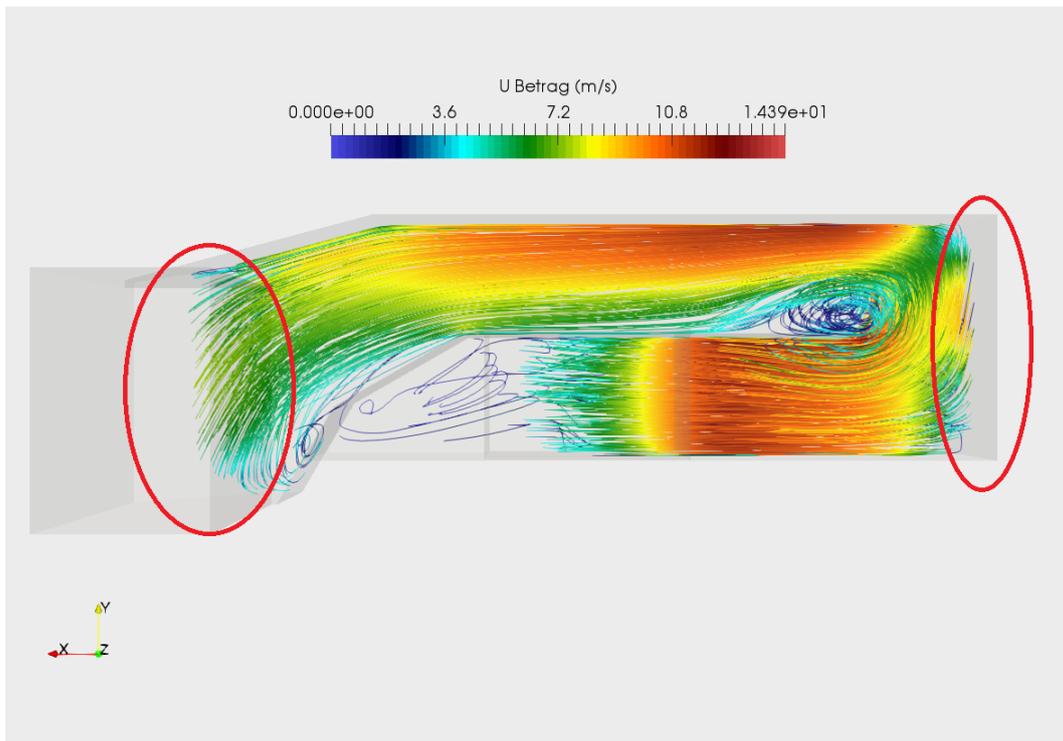


Abbildung 4.6: Stromlinien in der Konfiguration ohne Leitblech

In Abbildung 4.5 und 4.6 ist an der Geschwindigkeitsskala zu sehen, dass in Bereichen nach der Umlenkung der Strömung mit einer starken Erhöhung der Geschwindigkeit zu rechnen ist. Dabei werden ca. 15 m/s erreicht und die Grenze von 10 m/s, wie in der Einleitung angegeben, wird überschritten. Somit ist mit strömungsinduzierten Schallquellen zu rechnen. Das Leitblech kann hier aber zu einer deutlichen Reduzierung der maximalen Geschwindigkeit im Bereich nach der Umlenkung führen.

Es zeigt sich auch, dass nach [26] in Kapitel 3.1 durch das deutliche Unterschreiten von 20 m/s in weiten Bereichen des Funktionsmusters der Einfluss der Strömung auf das Einügedämpfungsmaß bzw. allgemein auf die Schalldämpfung nicht ausschlaggebend sein wird, wenn in den Bereichen mit hoher Geschwindigkeit nicht zu viel Volumen an Dämpfungsmaterial verbaut wird und dadurch die Strömungsgeschwindigkeit durch zusätzliche Verengung des Strömungsquerschnitts weiter ansteigt.

In den Bereichen der 180°-Umlenkung und des Auslassbereichs (rote Markierung in Abbildung 4.6) ist die Geschwindigkeit der Luft gering genug, um dort zusätzliches Dämpfungsmaterial zu platzieren ohne die Geschwindigkeit zu stark ansteigen zu lassen.

# Kapitel 5

## Akustiksimulationen

In diesem Kapitel werden mit Hilfe der am Institut zur Verfügung stehenden Simulationsumgebung CFS++ [30] die Interferenz- und Absorptionsmechanismen untersucht. Zusätzlich werden Methoden vorgestellt, mit deren Hilfe die akustische Wirksamkeit der schallreduzierenden Mechanismen berechnet werden kann. Mit Hilfe der gewonnen Erkenntnisse können die Absorberanordnungen für die messtechnische Untersuchung ausgelegt werden.

### 5.1 Schalldämmung nach dem $\lambda/4$ Interferenz-Prinzip

Das in Kapitel 2.3.2 beschriebene Interferenz-Prinzip wurde zunächst auf seine Eignung für die geforderten Vorgaben untersucht. Es wurde ein FE-Modell einer axialsymmetrischen Konfiguration erstellt. In einem Fall wurde eine einfache Stichleitung an einem schallführenden Kanal angebracht (Abbildung 5.1) und im anderen Fall mehrere unterschiedlich lange Seitenkanäle (Abbildung 5.3). Der schallführende Kanal hat einen Radius  $r_1$ . Für eine Stichleitung erfolgt eine Erweiterung auf den Radius  $r_2$ . Bei mehreren Stichleitungen wird die Länge der Erweiterungen mit  $r_1 + l$  variiert (Abbildung 5.3). Die Ergebnisse sind in Abbildung 5.2 und 5.4 zu sehen.

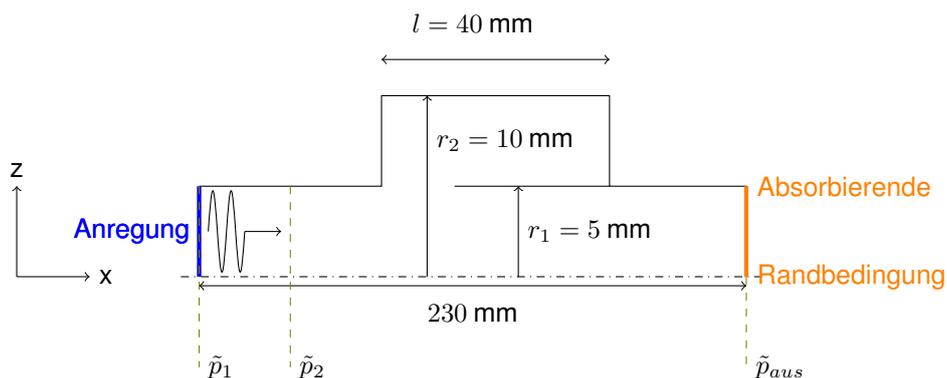


Abbildung 5.1: Schema  $\lambda/4$  Interferenzabsorber mit seitlicher Stichleitung mit Länge  $l$

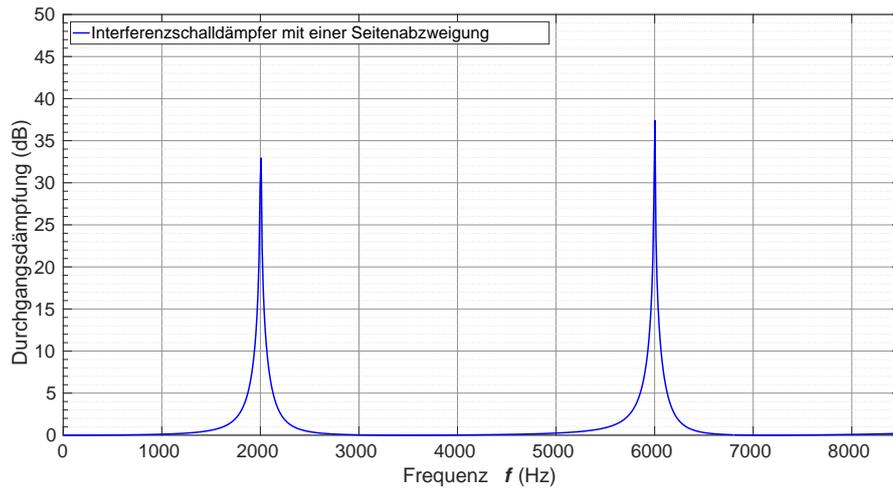


Abbildung 5.2: FE-Berechnung des TL eines  $\lambda/4$  Resonators mit nur einem Seitenarm von 40 mm Länge

Die Wirkung eines Seitenarms alleine ist schmalbandig. Die Verwendung mehrerer Seitenarme sorgt dagegen für eine breitbandigere Reduktion der Schalleistung (Abbildung 5.4). Das Durchgangsdämpfungsmaß wurde nach der in Unterpunkt 3.4.1 vorgestellten 3-Pol-Methode berechnet.

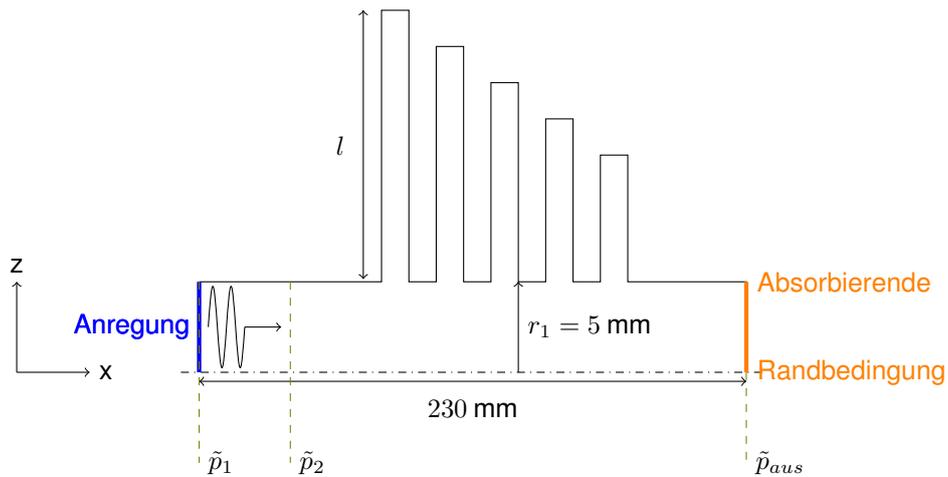


Abbildung 5.3: Schema  $\lambda/4$  Interferenzabsorber mit mehreren Stichleitungen mit Länge  $l=100$  bis  $20$  mm

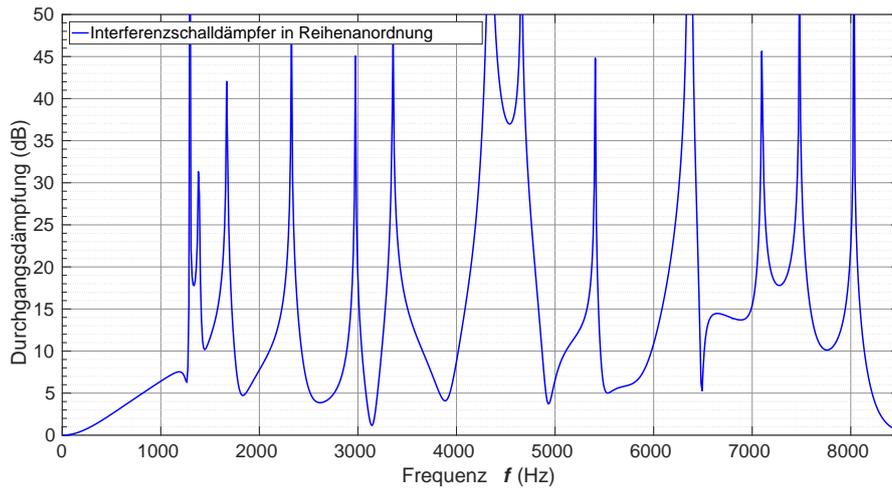


Abbildung 5.4: FEM-Berechnung des TL eines  $\lambda/4$  Resonators mit 5 unterschiedlich langen Seitenarmen von 100 mm bis 20 mm Länge

## 5.2 MPP-Probe im Impedanzrohr - Simulation und Vergleich mit Messung

Die Verwendung von MPPs eröffnet verschiedene Möglichkeiten, um eine breitbandigere Absorption in einem gewünschten Frequenzbereich zu erzielen. Dazu wird zunächst das Rückvolumen variiert und der Effekt auf den Absorptionskoeffizienten  $\alpha$  gezeigt. Die MPPs werden hierfür als äquivalentes Fluid mit den in Kapitel 2.4 beschriebenen Parametern Radius der Löcher und Perforationsgrad  $\phi$  modelliert. Diese wurden angepasst, um der Änderung von kreisförmigen zu schlitzförmigen Perforationen zu entsprechen. Durch einen Vergleich der Simulation einer MPP-Probe mit einfachem Rückvolumen und einer Messung im Impedanzrohr bei gleicher Anordnung zeigt sich wie genau das Fluid-Modell die Eigenschaften von MPPs reproduzieren kann.

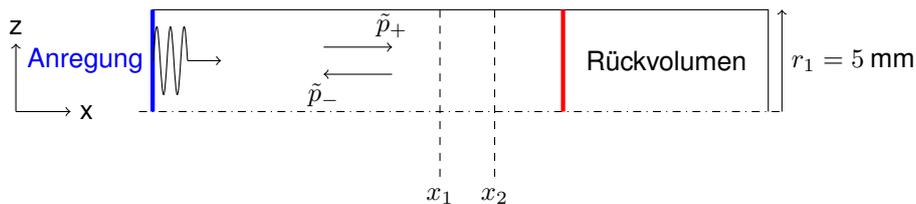


Abbildung 5.5: Schema Impedanzrohr mit Anregungsfläche (blau) und MPP (rot) mit Rückvolumen



Abbildung 5.6: (a) Schema 2-Mikrophon-Impedanzrohr; (b) verwendetes System Typ 4206 mit Grenzfrequenz 6400 Hz ; (Quelle: Brüel & Kjaer)

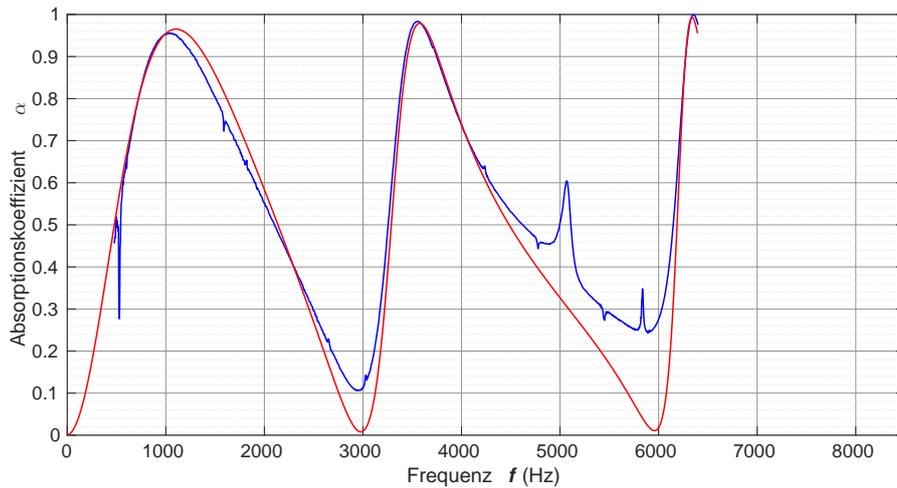


Abbildung 5.7: Vergleich des Absorptionskoeffizienten der MPP-Probe mit 60 mm Rückvolumen gemessen (blau) und numerisch (rot) berechnet

Abbildung 5.7 zeigt den Absorptionskoeffizienten eines Probenstückes mit 60 mm Rückvolumen der verwendeten Aluminium-MPPs mit 1 mm Dicke. Die blaue Kurve stellt die im 2-Mikrophon-Impedanzrohr (Abbildung 5.6) gemessenen Werte da. Die rote Kurve sind berechnete Werte aus einer Akustik-Simulation. Die Absorptionsmaxima befinden sich sowohl in der Messung als auch in der Simulation bei ca. 1000 Hz und 3500 Hz. Probenmessung und Simulation weichen dabei quantitativ leicht voneinander ab. Bei den Absorptionsminima zeigen sich hingegen deutlichere Unterschiede. Hierbei ist zu sehen, dass sich im Frequenzbereich ab ca. 5000 Hz quantitativ eine deutliche Abweichung von den real gemessenen Werten ergibt. Dies ist vermutlich darauf zurückzuführen, dass geschlitzte MPPs vermessen wurden und das Modell des äquivalenten Fluids für kreisförmige Löcher bestimmt ist. Ebenso könnte eine Rolle spielen, dass das verwendete Modell für den höheren Frequenzbereich die effektiven Werte von Dichte und Kompressionsmodul ungenügend genau abbildet.

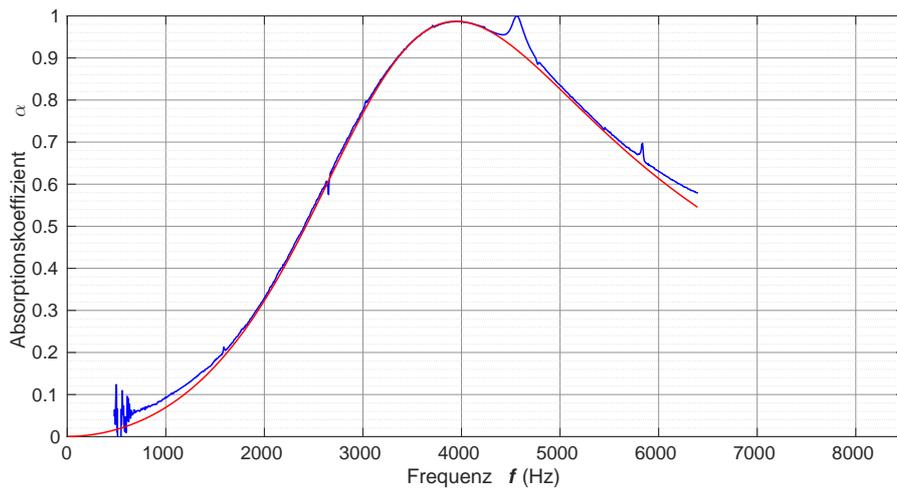


Abbildung 5.8: Vergleich des Absorptionskoeffizienten der MPP-Probe mit 10 mm Rückvolumen gemessen (blau) und numerisch (rot) berechnet

Die Simulation und Messung einer MPP mit einem Rückvolumen von 10 mm Tiefe stimmen ebenso gut

überein. Allerdings ist auch hier wieder ab ca. 5000 Hz eine Tendenz zur Unterschätzung des Absorptionskoeffizienten von Seiten des Fluidmodells zu erkennen. Die Absorptionsspitze der blauen Kurve bei ca. 5000 Hz in Abbildung 5.7 ist wahrscheinlich die Folge von Resonanzerscheinungen im Impedanzrohr. Sie tritt verschoben auch bei ca. 4500 Hz in Abbildung 5.8 auf. Die im Impedanzrohr gemessenen höheren Absorptionsminima (blaue Kurve) könnten andererseits auf zusätzliche Dämpfungseffekte im Rohr zurückzuführen sein. In der FE-Simulation wurde nur mit schallharten Wänden gerechnet. Die an die geschlitzten MPPs angepassten Werte von Radius und Perforationsgrad wurden nach einem least-squares-Verfahren gewonnen [34]:

$$\min |\alpha(\alpha, d) - \alpha_{measured}|^2 = \min \sum_i (\alpha(\phi, d, f_i) - \alpha_{measured}(f_i))^2 \quad (5.1)$$

Für die weiteren Akustik-Simulationen wurden die Parameter  $\phi = 0.1$  und  $r = d/2 = 98 \mu m$  verwendet.

### 5.3 Wirkung mehrfacher Schichtung von MPPs auf den Absorptionskoeffizient

Um eine Vorauswahl möglicher Anordnungen von mikroperforierten Platten zu erhalten, wurden verschiedene Anordnungen im axialsymmetrischen Modell des Impedanzrohres simuliert (Abbildung 5.5). Es wurde speziell darauf geachtet, dass sich die Absorptionsmaxima im gewünschten Frequenzbereich von 4000 bis 6000 Hz und 8000 Hz befinden. Die Breitbandigkeit der Absorption wird in beiden Fällen durch die Anordnung der Platten in zwei bzw. drei Schichten gewährleistet [35] [10]. Der Abstand der ersten MPP-Schicht in Abbildung 5.9 von der schallharten Rückwand beträgt 20 mm und der Abstand der zweiten Schicht von der ersten 10 mm. In Abbildung 5.11 betragen die Abstände der drei Schichten von der Rückwand bzw. zueinander jeweils 5 mm.

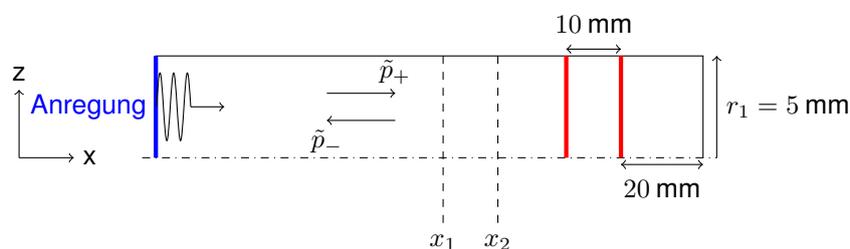


Abbildung 5.9: Schema Impedanzrohr mit zweifacher MPP-Schicht (rot)

Abbildungen 5.10 und 5.12 zeigen, wie sich im Vergleich zu einer einfachen MPP-Schicht (Abbildung 5.7) die Absorption in einem breiten Frequenzbereich erhöhen lässt. Dabei sind die jeweiligen Absorptionsmaxima zu beachten. Bei zweifacher Schichtung liegen diese bei ca. 1500 Hz und 5000 Hz. Bei dreifacher Schichtung bei ca. 2500 Hz und 8500 Hz.

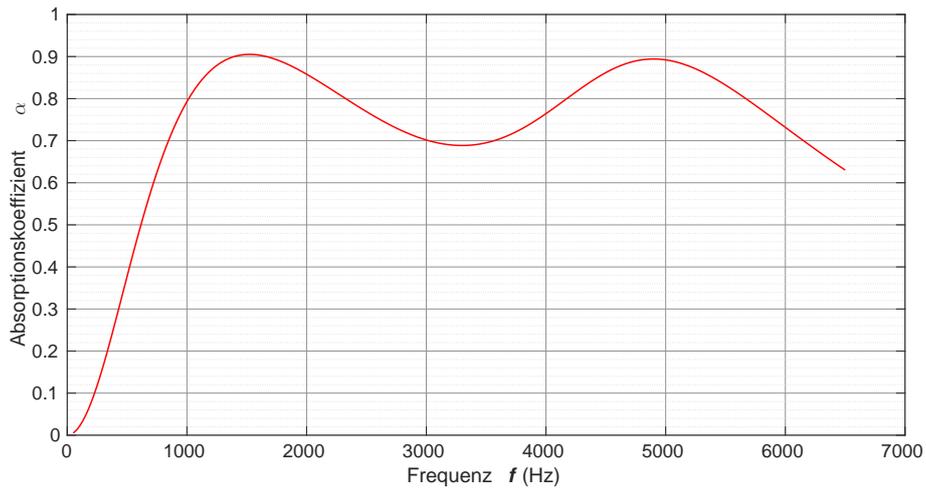


Abbildung 5.10: Wirkung einer zweifachen MPP-Anordnung auf den Absorptionskoeffizienten

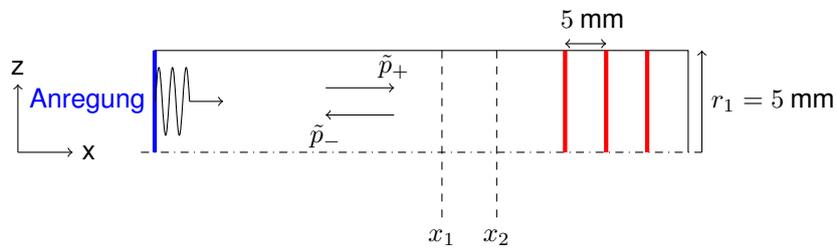


Abbildung 5.11: Schema Impedanzrohr mit dreifacher (mit jeweils 5 mm Rückvolumen) MPP-Schicht (rot)

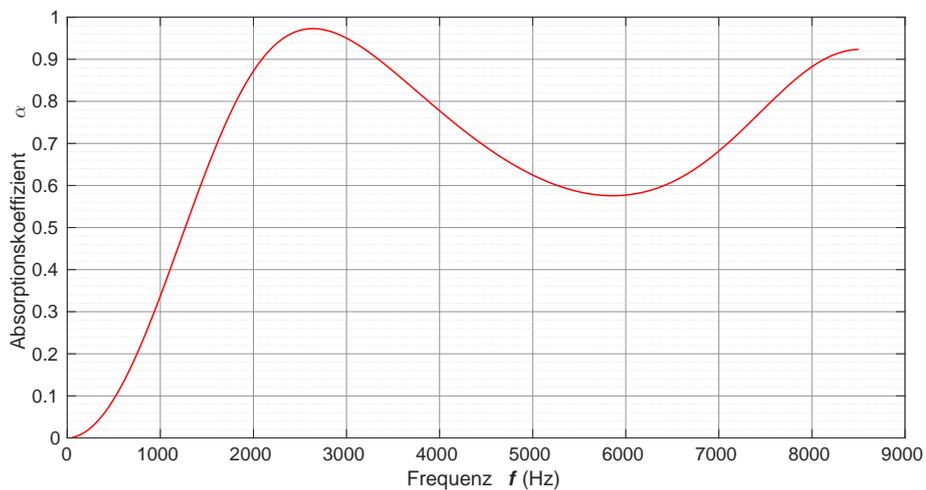


Abbildung 5.12: Wirkung einer dreifachen MPP-Anordnung auf den Absorptionskoeffizienten



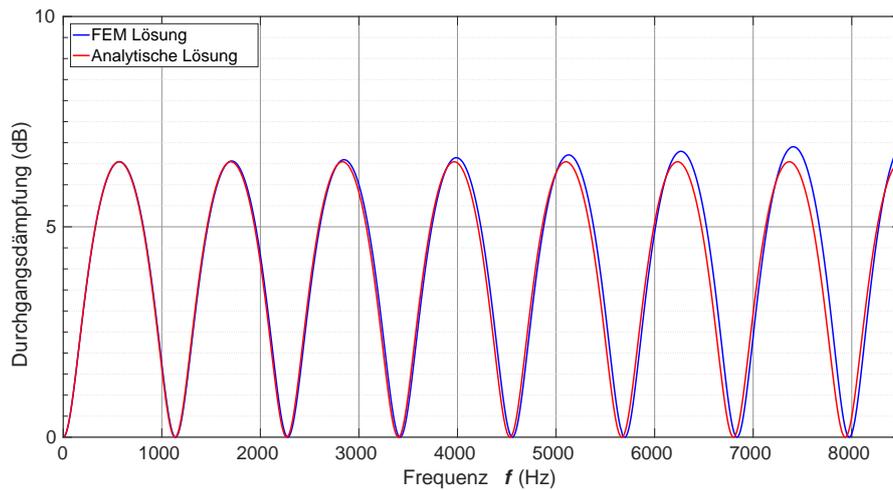


Abbildung 5.14: Vergleich des TL in der Expansionskammer; analytisch (rot) und numerisch (blau) berechnet

Fügt man in dieses Modell an den in Abbildung 5.13 rot markierten Stellen MPPs ein, so zeigt sich ein deutlicher Effekt auf das Durchgangsdämpfungsmaß. Besonders in höherem Frequenzbereich ist mit einer erhöhten Schallpegelreduktion zu rechnen (siehe Abbildung 5.15). Bei dem Absorptionsmaxima um 5000 Hz erreicht man eine Reduktion der Schallleistung um ca. 5 dB bei 7500 Hz sind es ca. 10 dB. Ebenso werden die Absorptionsminima von 0 dB auf ca. 3 dB zwischen 5000 und 6000 Hz angehoben.

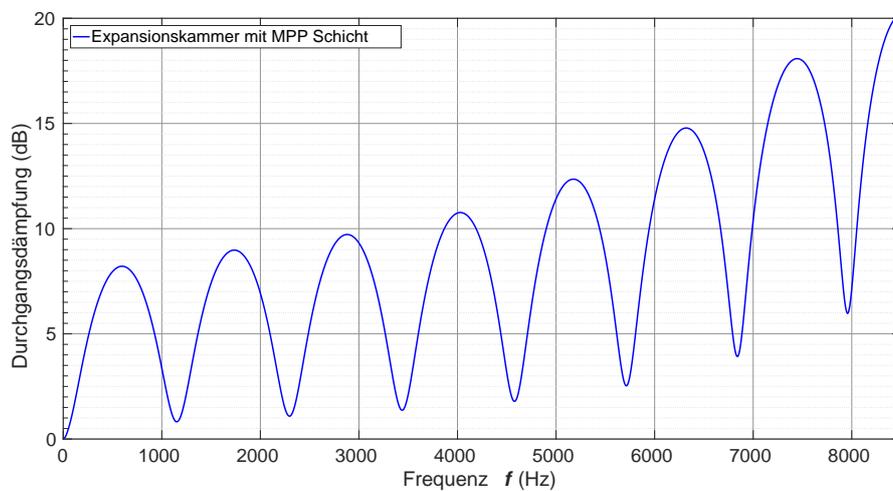


Abbildung 5.15: Einfluss einer MPP auf den TL in der Expansionskammer

Gemäß diesen Simulationen wurde das Mehrschicht-Prinzip und der Mechanismus der mit MPPs versehenen Expansionskammer demonstriert, die beide im Prototypen des Funktionsmusters Anwendung finden werden.

## 5.5 Schallfeld im 3D-Modell

Die bisher vorgestellten Interferenz-Mechanismen und deren Auslegungsformeln beruhen allesamt auf der Annahme, dass sich im untersuchten Objekt ausschließlich ebene Wellen ausbreiten. Wie in Ab-

bildung 5.16 (b) zu sehen, ist dies aber für den vorliegenden Fall nicht gegeben. Man erkennt, dass die Schalldruckverteilung nicht der Form ebener Wellenfronten entspricht, sondern es ergibt sich ein Bild ähnlich wie in Abbildung 2.1. Die Interferenz von sich in verschiedene Richtung ausbreitenden Wellen führt zur Schalldruckverteilung in Form höherer Moden. Das Bild zeigt die Schalldruckverteilung im Kanal bei 625 Hz. Die Anregung erfolgt harmonisch mit 1 m/s Schallschnelle Amplitude an der (rot) markierten Einlassfläche (Abbildung 5.16 (b)). Aufgrund der sehr kleinen Anregungsfläche wird die Schalleistung nicht konstant über die Frequenz verlaufen. Es ergibt sich ein hochpassartiger Verlauf (siehe Abbildung 5.18 und 5.19). Die nicht-reflektierende Endung wird durch eine PML modelliert (grün markierter Bereich in Abbildung 5.16).

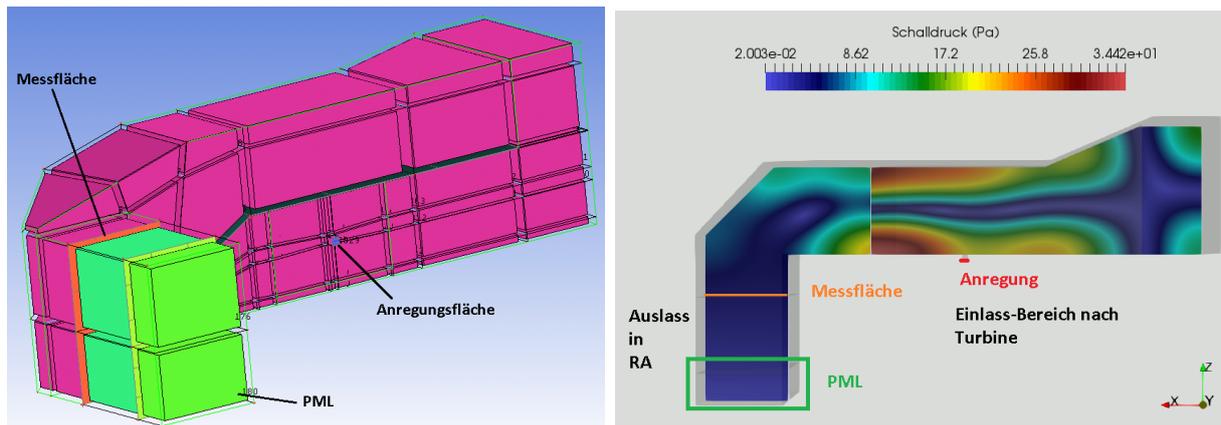


Abbildung 5.16: (a) Blockstrukturierte Darstellung des Funktionsmusters; (b) Schalldruckverteilung bei 625 Hz

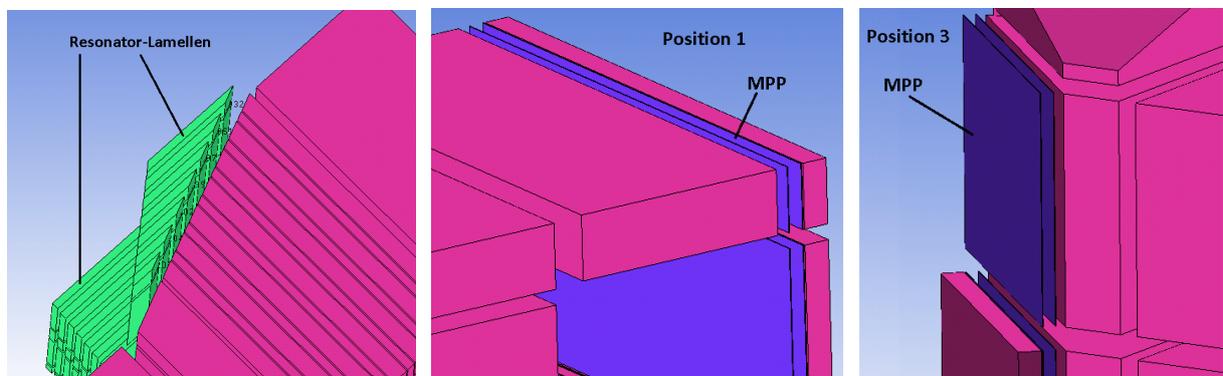


Abbildung 5.17: (a)  $\lambda/4$ -Lamellen im  $180^\circ$ -Umlenkbereich; (b) MPP-Platzierung an Position 1; (c) MPP-Platzierung an Position 3

Aus [36] ist bekannt, dass genau für diesen Fall die Interferenzabsorber nicht optimal funktionieren, weil es in manchen Frequenzbereichen durch positive Interferenz zur Verstärkung der Schalldruckes kommen kann. Der Helmholtz-Resonator wird am effizientesten im niedrigen Frequenzbereich eingesetzt und würde bei höheren Frequenzen und nicht-ebener Wellenausbreitung ebenso durch die in [36] beschriebenen Nachteile (positive Interferenz in bestimmten Frequenzbereichen) an Wirksamkeit verlieren. Da der Helmholtz-Resonator in der einfachen Ausführung ebenso wie ein Resonator nach dem  $\lambda/4$ -Prinzip nur schmalbandig wirkt, ist eine umfassende Verteilung solcher Absorber im Kanal notwendig. Diese werden unterschiedlich lange Hälse und Volumen  $V_0$  haben, um breitbandig zu wirken. Der Fertigungs- und Platzaufwand wäre sehr groß. Mit weniger fertigungstechnischem Aufwand lassen sich noch die

$\lambda/4$ -Seitenarme bauen.

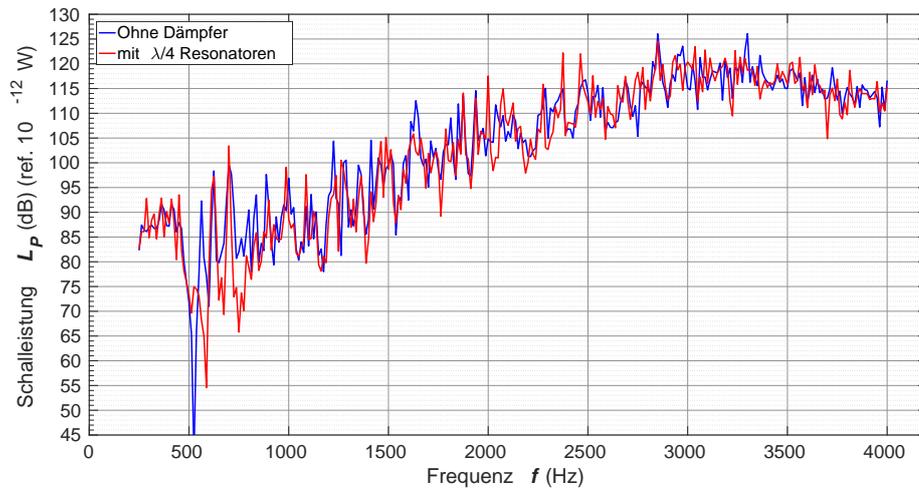


Abbildung 5.18: Wirkung von  $\lambda/4$ -Lamellen auf die durchgelassene Schalleistung

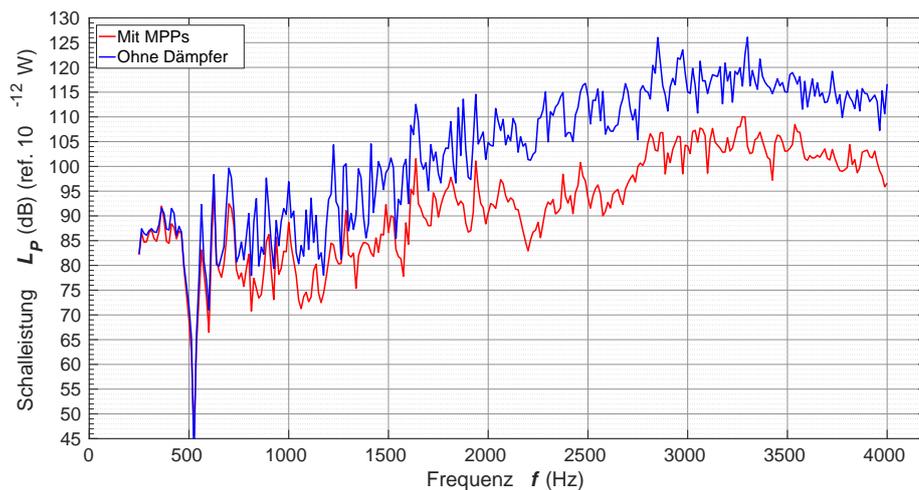


Abbildung 5.19: Wirkung einer zweifachen MPP-Anordnung mit 10 und 20 mm Rückvolumen an Position 1 und 3 auf die durchgelassene Schalleistung

Die Verwendung des  $\lambda/4$ - und Helmholtz-Prinzips wird allerdings in Form von MPPs mit Rückvolumen erfolgen. Bei Vergleich von Abbildung 5.18 und 5.19 ist zu erkennen, dass MPPs in Mehrfachschichtung wie Schäume und Fasermaterialien gerade bei beliebigen Einfallswinkel (d.h. bei Ausbreitung höherer Moden siehe Kapitel 2.1) (vgl. [3]) breitbandig absorbieren. Zudem sind sie ähnlich einfach herzustellen und zu platzieren wie Schäume. Es lassen sich 10 dB an Schalleistungsreduktion ab ungefähr 1500 Hz erreichen.

Neben den hier gezeigten Möglichkeiten MPPs bündig an den Kanalwänden anzuordnen, kann man sie auch als strömungsleitenden Struktur verwenden. So könnten die in Kapitel 4 gezeigten Leitbleche aus MPPs gefertigt werden. Im Anhang ist zu sehen, dass die Wirkung einer solchen Anordnung nicht so groß ist wie eine Anordnung in Position 1 und 3 in Abbildung 5.17 (b) und (c). Eine Kombination beider Formen wird in nachfolgenden Arbeiten untersucht werden.

# Kapitel 6

## Versuchsaufbau und akustische Messungen

### 6.1 Bau und Anordnung der MPP-Paneele im Prototypen

In diesem Kapitel werden die verwendeten akustisch dämpfenden Materialien vorgestellt und wie diese in das Funktionsmuster eingebaut wurden.

#### 6.1.1 Verwendete Absorbermaterialien

Die mikroperforierten Platten (MPP) des Typs *Acustimet<sup>TM</sup>* wurden von der Firma Sontech zur Verfügung gestellt. Die Dicke der Platten beträgt 1 mm und 2 mm. Es handelt sich um geschlitzte Platten aus Aluminium mit einem Strömungswiderstand von  $680 \text{ Ns/m}^4$  und einem Perforationsgrad von 1 % für die 1 mm Platte. Die Werte für die 2 mm dicke Platte liegen bei  $720 \text{ Ns/m}^4$  und 1 % . Die Schlitzte sind ca. 5 mm lang und maximal 0.3 mm breit mit geringer werdender Breite Richtung Ende des Schlitzes [37].

Zum Vergleich mit den MPPs wurden Schäume und faserartiges Material herangezogen, welche LIEBHERR standardmäßig verwendet. In Abbildung 6.1 bezeichnet A den Schaum und B das Fasermaterial. Material A wurde von LIEBHERR in zugeschnittener Form geliefert. Die Platzierung ist für den Auslassbereich im Funktionsmuster vorgesehen worden.

Material B diente zum direkten Vergleich mit den MPP-Paneeelen bei der Messung im angenäherten Freifeld in der Studiobox. Dabei wurde das Material B mit den gleichen Flächenabmessungen an denselben Stellen wie die MPPs angebracht.

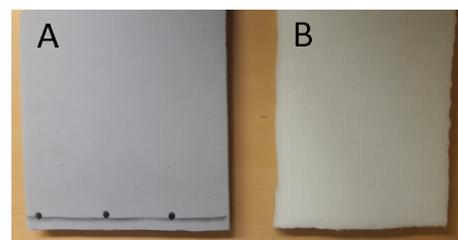


Abbildung 6.1: (a) Mikroperforierte Platte mit Schlitzten [37]; (b) verwendete Schaum (A)- und Faserabsorber (B)

## 6.1.2 Platzierung im Funktionsmuster

Die Platzierung der mikroperforierten Platten wurde so ausgewählt, dass die Absorptionsfläche möglichst groß ist. Gleichzeitig sollen die in den Akustik-Simulationen berechneten Absorptionsprinzipien verwendet werden. Und zwar

- mehrfache Schichtung von MPPs (Positionen 1,2 und 3)
- das Prinzip der Expansionskammer mit MPPs (Position 4).

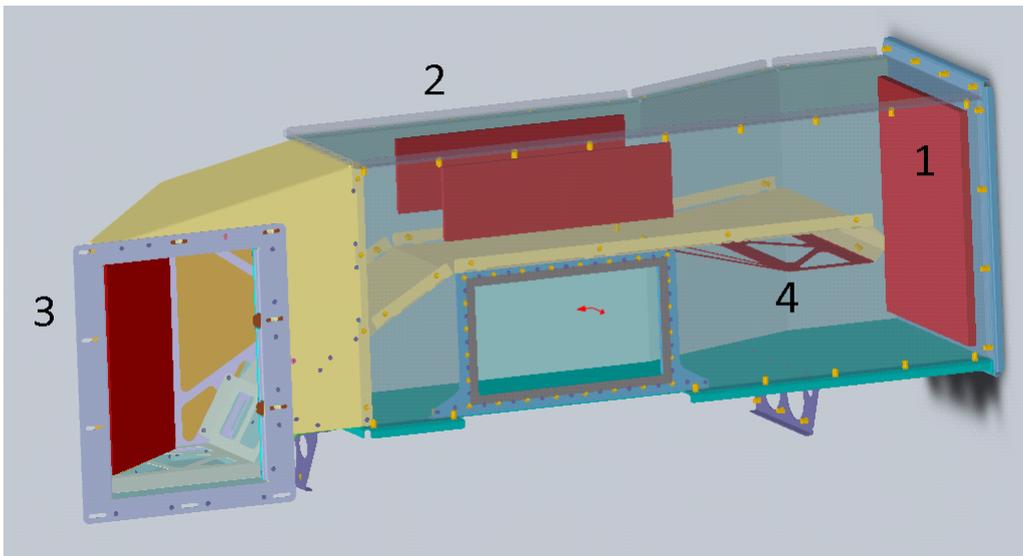


Abbildung 6.2: Funktionsmuster mit markierten MPP-Platzierungen

Für die Anordnung der Absorberplatten im Schalldämpferkanal wurden die in Abbildung 6.2 zu erkennenden Positionen ausgewählt.

An Position 1 (Abbildung 6.2) wurde ein zweifach geschichtetes Paneel angeordnet, da hier für eine insgesamt ca. 30 mm (10 und 20 mm Rückvolumen) tiefe Schicht ausreichend Platz besteht und gleichzeitig der Querschnitt noch groß bleibt, damit die Strömungsgeschwindigkeit nicht zu groß wird. Gleichzeitig laufen die Schallwellen nahezu senkrecht ein und es ist deshalb mit einer hohen Absorption auch im niedrigeren Frequenzbereich zu rechnen.

An Position 3 (6.2) wurden ebenso zweifach geschichtete MPPs mit 10 und 20 mm Rückvolumen installiert. Der Einfallswinkel ist hier zwar geringer, aber die Absorptionsfläche ist immer noch groß.

An Position 2 (6.2) wurden die dreifach geschichteten MPPs (jeweils mit 5 mm Rückvolumen) verbaut. Auch wenn hier die Platten parallel zur Ausbreitungsrichtung für ebene Wellen ausgerichtet sind, sollte dennoch ein merklicher akustischer Effekt entstehen, da sich im hohen Frequenzbereich (Grenzfrequenz für die Ausbreitung ebener Wellen ("cut-off"-Frequenz) ist ungefähr 600 Hz) die Schallwellen nicht nur in tangentialer Richtung zu den Kanalwänden ausbreiten, sondern auf diese unter unterschiedlichsten Winkeln einfallen. Je steiler eine Schallwelle auf eine absorbierende Fläche einfällt, desto besser ist die Absorptionswirkung.

Zuletzt wurde noch eine MPP-Platte anstelle einer Schaumhalterung an Position 4 eingebaut. Diese letzte Konfiguration nutzt das Prinzip einer Expansionskammer mit MPP-Schicht.

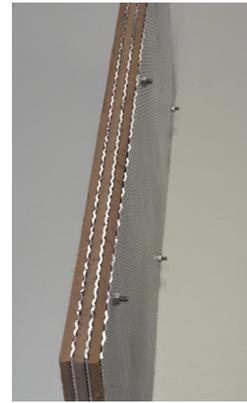
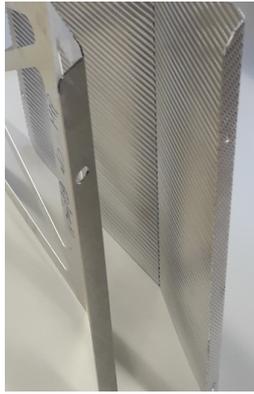


Abbildung 6.3: (a) MPP in Form der Schaumhalterung an Position 4 nachgebildet; (b) dreifach geschichtete MPP-Anordnung

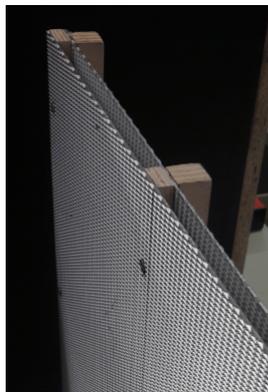


Abbildung 6.4: (a) Zweifach geschichtete MPP-Anordnung; (b) MPP-Platzierung im Umlenkbereich mit Abschluss der Ränder

In Abbildung 6.3 sind die Nachbildung der Expansionskammer und eine Anordnung aus dreifach geschichteten MPPs zu sehen. Die Abstandshalter sind aus Holz und wurden mit den Platten fest verschraubt. Sie dienen gleichzeitig als akustische Abdichtung der Ränder zur Gewährleistung der lokalen Reaktion der MPPs mit Rückvolumen.

Abbildung 6.4 zeigt MPPs in zweifach geschichteter Anordnung und den Abschluss der Randbereiche durch Aluminium-Klebeband. Die Fixierung der Platten erfolgte ebenfalls mit Klebeband.

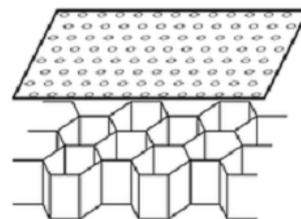
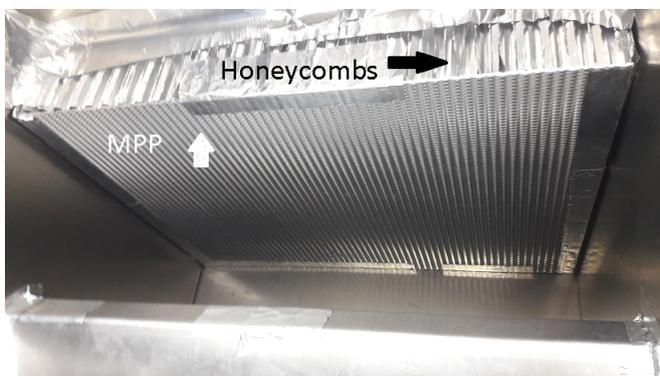


Abbildung 6.5: (a) Platzierung der 50 mm langen Honeycombs-Schicht mit darüber befestigter MPP; (b) Schema MPP und Honeycombstruktur (Quelle: [www.wikipedia.de](http://www.wikipedia.de))

Um einen Interferenz-Effekt nach dem  $\lambda/4$ -Prinzip nachzubilden, wurde anstelle der zweifachen MPP-Schicht an Position 1 (Abbildung 6.6) für eine Messreihe die in Abbildung 6.5 gezeigte 50 mm tiefe Honeycomb-Struktur mit darüber platzierter MPP verbaut.

Solche eine Struktur besteht aus parallelen voneinander getrennten Kanälen. In diesen bewirkt das Auftreffen einer Schallwelle eine Resonanz bei den Frequenzen, bei denen ganzzahlige Vielfache von einem Viertel der Wellenlänge genau der Tiefe der Kanäle entspricht. Eine weitere Platzierung der MPPs mit Honeycombstruktur erfolgte an Position 3 (Abbildung 6.6).

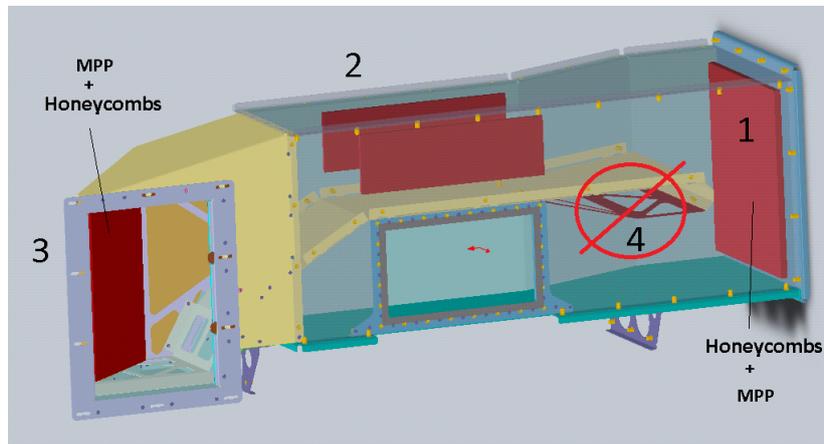


Abbildung 6.6: Funktionsmuster mit markierten Honeycomb-Platzierungen

Alle untersuchten Konfigurationen und deren entsprechende Platzierungen sind noch einmal zusammengefasst in der folgenden Tabelle zu sehen.

Tabelle 6.1: Untersuchte MPP-Konfigurationen und deren Platzierung im Funktionsmuster

---

Messreihe: Rückvolumen ohne feinere Partitionierung

- Position 1: zweifache Schicht mit 10 und 20 mm Tiefe
- Position 2: dreifache Schicht mit jeweils 5 mm Tiefe
- Position 3: zweifache Schicht mit 10 und 20 mm Tiefe
- Position 4: Prinzip der Expansionskammer

---

Messreihe: teilweise feinere Partitionierung des Rückvolumens mit Honeycombstruktur

- Position 1 : 10 mm (ohne Partitionierung) und 20 mm (mit 5 mm tiefer Honeycombstruktur)
  - Position 1 : Ersetzen der 10 und 20 mm Anordnung durch eine 50 mm tiefe Honeycombstruktur mit MPP
  - Position 2 : dreifache Schicht mit jeweils 5 mm ohne Strukturierung
  - Position 3 : 10 mm (ohne Partitionierung) und 20 mm (mit 5 mm tiefer Honeycombstruktur)
  - Position 4 : ohne Partitionierung
-

## 6.2 4-Mikrophon-Methode

In diesem Kapitel wird die akustische Messung mit der 4-Mikrophon-Methode beschrieben. Die Beurteilung der Wirksamkeit der Absorber-Paneele erfolgt anhand des Durchgangsdämpfungsmaßes. Durch Vergleich mit der Referenzmessung des Kanals ohne Dämpferelemente können die verschiedenen Anordnungen verglichen werden.

### 6.2.1 Aufbau

Das 3D-Modell des Funktionsmusters und das Schema der 4-Mikrophon-Methode zeigt Abbildung 6.7. In Abbildung 6.8 ist das von LIEBHERR gefertigte Funktionsmuster des Schalldämpferkanals mit daran befestigten Trichtern und Messkanälen zu sehen.

Das Funktionsmuster wurde im Auslassbereich (Abbildung 6.7) vernietet und im Rest verschraubt. So war es möglich, die unterschiedlichen Absorber-Anordnungen im Schalldämpferkanal anzubringen, ohne dabei den gesamten Kanal auseinander nehmen zu müssen.

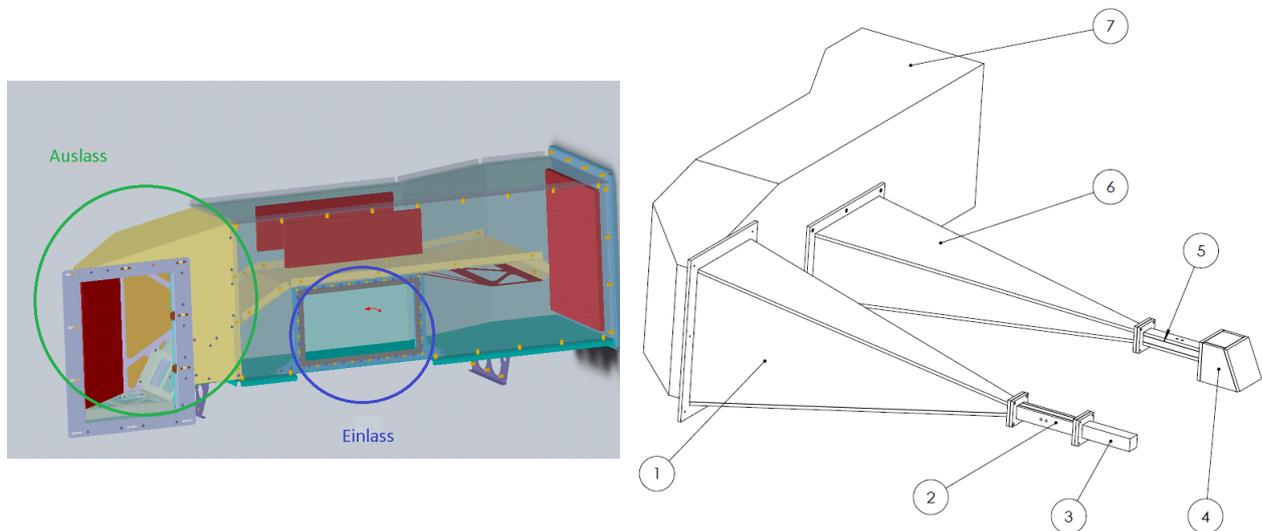


Abbildung 6.7: (a) CAD-Modell des Funktionsmusters mit markierten Auslassbereich (grün) und Einlassbereich (blau); (b) Schema des Aufbaus der 4-Mikrophon-Methode

Die Trichter (1,6) sind jeweils auf einer Gummiisolierschicht liegend bündig im den Einlassbereich (Abbildung 6.7) und Auslassbereich (Abbildung 6.7) angeschraubt. Die Messkanäle im Einlassbereich (5) mit Mikrophonpaar 1,2 und der Auslassmesskanal (2) mit Mikrophonpaar 3,4 sind über einen quadratischen Flansch mit den Trichtern akustisch dicht verschraubt. Auf die gleiche Weise ist die Lautsprecherbox (4) am Eingangsmesskanal befestigt. Das Endstück (3) wird am Messkanal (2) im Auslassbereich angeschraubt.

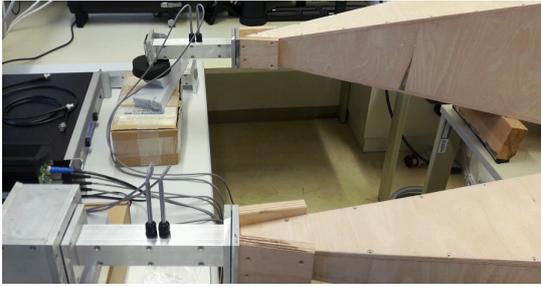


Abbildung 6.8: (a) Messkanäle an Trichter angeschlossen; (b) am Funktionsmuster befestigte Trichter

Gemäß [27], die Auslegungskriterien für den Bau eines Impedanzrohres vorgibt, wurden die Messkanäle (Abbildung 6.7) konstruiert und der Lautsprecher ausgewählt.

### Messkanalabmessungen und Mikrofonabstand

Eine wichtige Größe ist hier der Abstand der Messmikrofon-Paare. Dieser ist nach (6.1) zu wählen [27], weil sonst im höheren Frequenzbereich die Druckunterschiede zwischen den Mikrofonpaaren nicht mehr ausreichend erfasst werden können. Die Abmessungen der quadratischen Messkanäle wurden nach (6.2) festgelegt [27], um die ausschließliche Ausbreitung von ebenen Wellen im Messbereich zu gewährleisten [38]. Die Messkanäle haben eine Länge von 200 mm und die Mikrophone sind somit im Einlassmesskanal mehr als das empfohlene dreifache max. Seitenmaß des Querschnitts von der Lautsprechermembran entfernt. Dies soll sicherstellen, dass eventuell bei der Anregung entstandene höhere Moden bis zur ersten Messfläche (Mikrofon 1) abgeklungen sind. Die innere Querschnittsdimension der Messkanäle  $h$  und der Mikrofonabstand  $d$  berechnen sich nach:

$$f_g \cdot d = 0.45c_0 \quad (6.1)$$

$$f_g \cdot h = 0.5c_0 \quad (6.2)$$

Für eine Grenzfrequenz von  $f_g = 8500 \text{ Hz}$  ergeben sich die Werte  $h = 20 \text{ mm}$  und  $d = 18 \text{ mm}$ .

### Verwendeter Lautsprecher

Für die akustische Quelle werden keine besonderen Kriterien vorgeschrieben, außer dass es sich um einen Membranlautsprecher handeln sollte. Es wurde das Modell VISATON G 20 SC gewählt, weil die Dimensionen einen direkten Anschluss an den Messkanal erlauben und die Abstrahlleistung für den Frequenzbereich ab 1000 Hz optimiert ist.

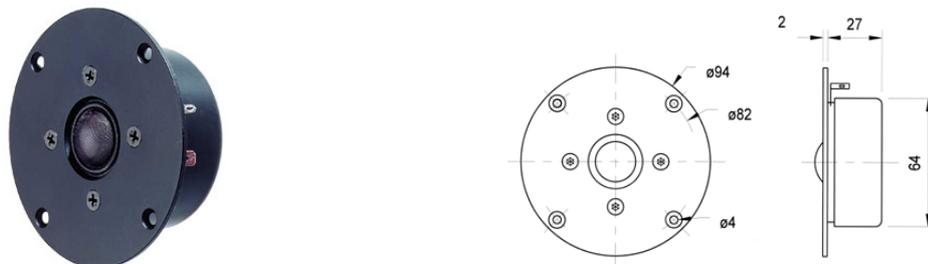


Abbildung 6.9: Lautsprecher der Firma VISATON mit Konstruktionszeichnung (Quelle: [www.visaton.de](http://www.visaton.de))

## Messgeräte

Bei der verwendeten Messtechnik handelt es sich um ein System der Firma Brüel & Kjaer. Dabei sind DAQ und Vorverstärker vom Typ 2670 für die Mikrophone in einem System verbaut. Die Verstärkung des Ausgangssignals für den Lautsprecher erfolgte mit einem Gerät der Firma CROWN (Abbildung 6.10). Bei den vier verwendeten Mikrophonen handelt es sich um 1/4" Kondensator Druckmikrophone Typ 4178 von Brüel & Kjaer.



Abbildung 6.10: (a) DAQ-System PULSE 3560-B von Brüel & Kjaer [39]; (b) Verstärker XTI 2000 von CROWN (Quelle: [www.crownaudio.com](http://www.crownaudio.com))

## Messsoftware Einstellungen

Die Verarbeitung der gemessenen Schalldrücke aus den 1/4" Druckmikrophonen erfolgt mit der Software PULSE. Diese ermöglicht ein effizientes Post-Processing. Das Durchgangsdämpfungsmaß kann als berechneter Wert ausgegeben werden. Abbildung 6.11 zeigt die eingestellten Parameter zur Definition der Abmessungen des Impedanzrohres und nocheinmal das grundsätzliche Messprinzip. Die Einstellungen zur FFT-Analyse wurden wie in Abbildung 6.12 zu sehen vorgenommen ("FFT Analyzer"). Ebenso erlaubt die Anzeige der Signalpegel ("Level Meter") die Beurteilung, inwieweit ein ausreichender Signal-Rausch-Abstand gegeben ist. Die Balken mit der Beschriftung *Signal 01* bis *Signal 04* zeigen dabei die instantanen Schalldrücke, gemessen an den vier Mikrophonen an. Die Steuerung der Messungen erfolgt durch das Bedienmenü ("Measurement Control") (Abbildung 6.12). Messung *a* wird mit schallharten Endstück und Messung *b* mit schallweicher Endung durchgeführt. Nach erfolgten Messungen kann der TL berechnet (Taschenrechner-Symbol) und im Excel-Format exportiert werden. Die Kalibriereinstellungen der Mikrophone sind im Anhang zu finden.

Setup	
<b>1. Setup</b>	
1.1 Configuration	4-ch.
1.2 Method	2-load
1.3 Tube type	User defined
<b>2. Instrument</b>	
2.1 s1, [mm]	18
2.2 s2, [mm]	18
2.3 d1, [mm]	100
2.4 d2, [mm]	2000
2.5 Tube diameter, [mm]	20
<b>3. Environment</b>	
3.1 Static pressure, [Pa]	101350
3.2 Temperature, [°C]	23
<b>4. Sample</b>	
4.1 Sample thickness, [mm]	2000

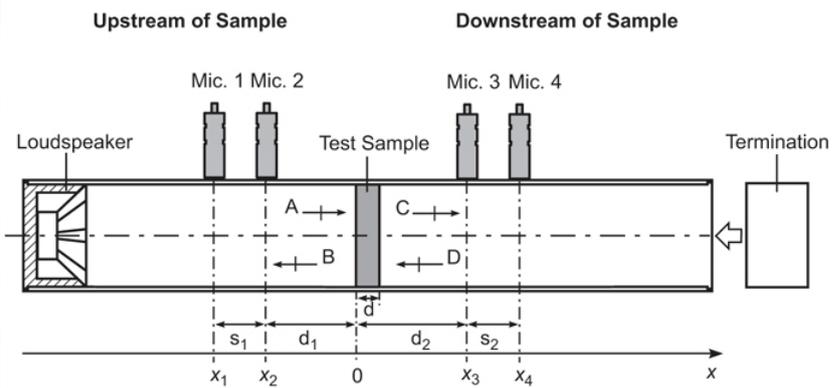


Abbildung 6.11: (a) Geometrische Messeinstellungen und Schema der Transmissionsrohr-Technik (b)

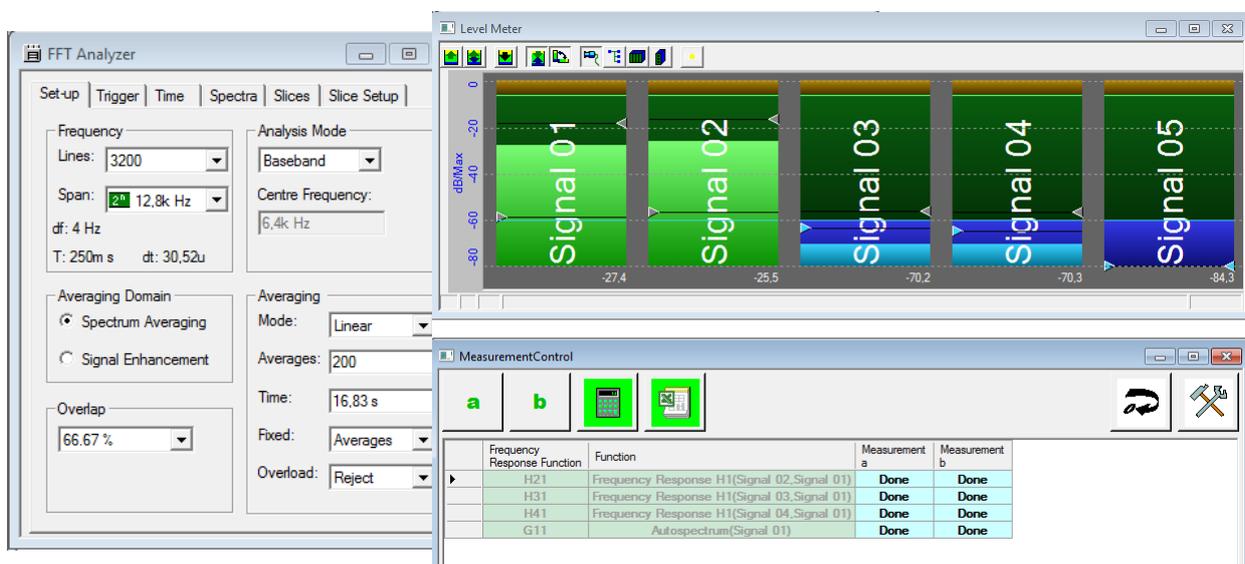


Abbildung 6.12: (a) FFT-Einstellungen; (b) Schalldruckpegel-Darstellung und Ablauf-Steuerung in PULSE-Software Projekt

## 6.2.2 Anmerkungen zu den Messungen

Die Messungen fanden im Labor des Instituts für Mechanik und Mechatronik statt. Es handelt sich um rein akustische Messungen ohne Einfluss einer Strömung. Gemessen wird der Verlust an Schalleistung in dB zwischen zwei Messbereichen. Diese sind einerseits das Mikrofonpaar 1, 2 und andererseits das Mikrofonpaar 3, 4 (siehe Abbildung 3.5). Die Umgebungstemperatur betrug  $23\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Es muss für jede Messreihe jeweils zweimal gemessen werden: einmal mit schallhartem Endstück und einmal mit einem schallabsorbierenden. Mit jeder Konfiguration wurden fünf Messreihen durchgeführt und für jede Messreihe das Durchgangsdämpfungsmaß im Frequenzbereich mit Hilfe der Mess-Software berechnet. In den Diagrammen ist der arithmetische Mittelwert des Durchgangsdämpfungsmaßes aus den fünf Messungen dargestellt. Das erhaltene Schmalbandspektrum wird (zur besseren Darstellung) energetisch gemittelt und in Terzbändern mit Mittenfrequenzen von 1250 Hz bis 8000 Hz gezeigt.

Das Anregungssignal ist weißes Rauschen mit konstanter Leistungsamplitude über ein Frequenzspektrum bis 12.500 Hz. Der ausgewertete Frequenzbereich geht von ca. 1000 Hz bis 8500 Hz. Die obere

Grenzfrequenz wird einerseits durch die Messkanaldimensionen und die untere durch die Mikrofonabstände zueinander vorgegeben. Die Wahl der oberen Grenzfrequenz ergab sich nach den Vorgaben, wonach die Dämpfungsanordnungen im Bereich von 4-6 und 8 kHz besonders gut absorbieren sollen und deshalb eine Untersuchung diesen Frequenzbereich abdecken muss.

Bei den Messungen traten an Mikrofonen 3 und 4 um bis zu 70 dB niedrigere Pegel auf als an den Mikrofonen 1 und 2, das heisst, es ist möglich, dass der Signal-Rausch-Abstand sehr gering wird. Dies trat besonders bei Verwendung des schallabsorbierenden Endstückes auf. Es ist ebenso zu beachten, dass bei der durchgeführten Messung nach dem 4-Mikrofon-Verfahren, der Verlust an Schalleistung zwischen den Mikrofonpaaren 1,2 und 3,4 berechnet wird. Der Einfluss der Trichter wird genauso in das Ergebnis einfließen wie der des leeren Kanals selbst.

### 6.2.3 Maximale Dämpfung und Einfluss der Trichter

Abbildung 6.14 zeigt die Referenzmessung des Funktionsmusters mit Trichtern gegenüber den geflanschten Trichtern alleine (Abbildung 6.13). Die Schalleistungsreduktion beträgt durch die Trichter bei der niedrigsten Mittenfrequenz fast 25 dB und steigt dann bis auf 50 dB. Die Verluste durch den Kanal zusammen mit den angeschlossenen Trichtern liegen um 25-30 dB höher.



Abbildung 6.13: Aneinander geflanschte Trichter für die 4-Mikrofon-Messung

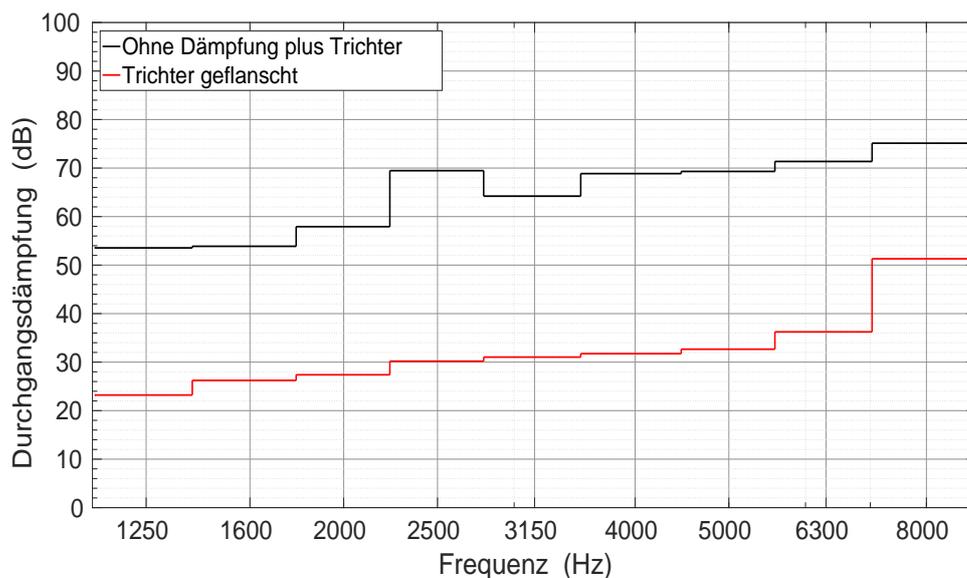


Abbildung 6.14: Terzband des Durchgangsdämpfungsmaßes des offenen Kanals (schwarz) und der aneinander geflanschten Trichter (rot)

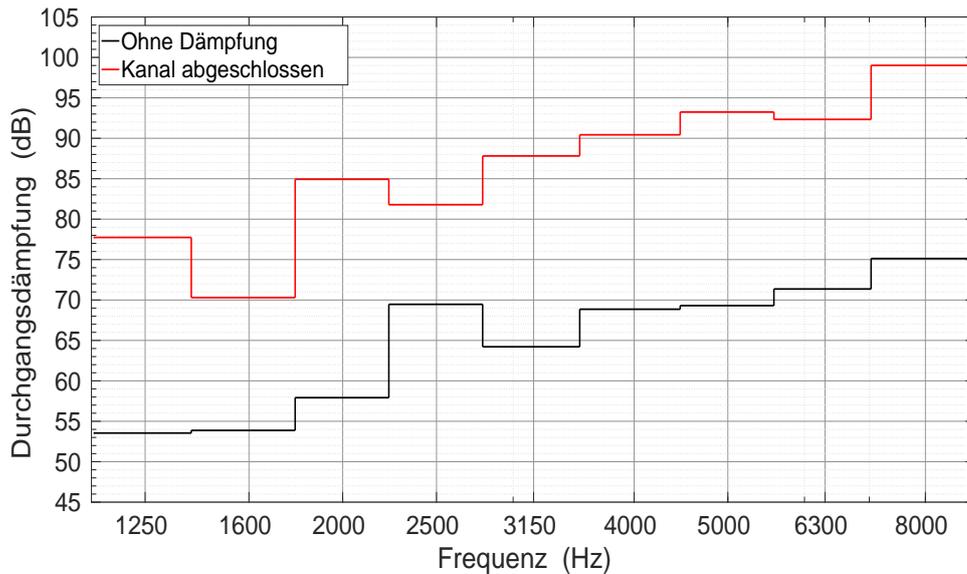


Abbildung 6.15: Durchgangsdämpfung von leerem Kanal (schwarz) und fest verschlossenem (rot)

Abbildung 6.15 zeigt den Vergleich des Kanals ohne Absorptionsflächen einmal offen und einmal schalldicht abgeschlossen. Dafür wurde an Position 2 (Abbildung 6.2) ein ca. 30 cm langer Bereich mit Akustik-Schäumen ausgelegt und mit zwei Holzplatten auf beiden Seiten abgeschlossen.

Der zu sehende Unterschied stellt ein Maß für die maximal mögliche Abschwächung der akustischen Leistung dar. Bei der Mittenfrequenz 2500 Hz erreicht der Verlust ein Minimum von ca. 12 dB und reicht bis zu einem maximalen Wert von ca. 25 dB bei 8000 Hz.

## 6.2.4 Vergleich der MPP-Anordnungen

In Abbildung 6.16 sind die Terzbänder der drei verschiedenen MPP-Anordnungen zu sehen.

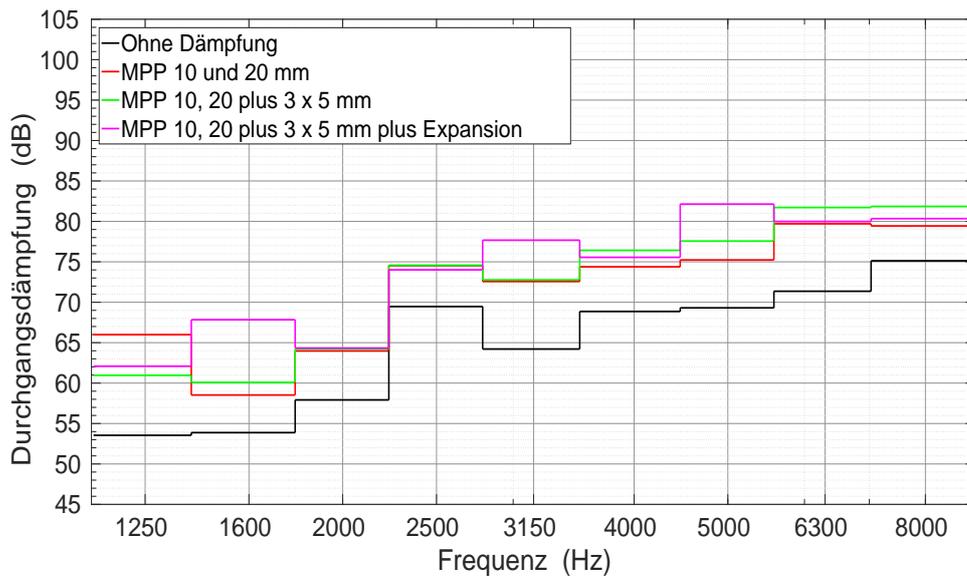


Abbildung 6.16: Durchgangsdämpfung der verschiedenen MPP-Absorptionsmechanismen

Die Platzierung von Paneelen mit 10 und 20 mm Rückvolumen (rot) an Positionen 1 und 3 in Abbildung 6.2 sorgt für einen Gewinn an Dämpfung im Vergleich zum leeren Kanal von ca. 5 dB, mit Maximalwerten bei 1250 Hz von ca. 10 dB und 7 dB bei 3150 Hz.

Werden zusätzlich dreifach geschichtete Paneele (grün) an Position 2 (Abbildung 6.2) angebracht, lässt sich noch eine weitere Erhöhung um ca. 3 dB erreichen.

Die dritte Konfiguration (rosa Kurve) ist ein zusätzlich an Position 4 statt einer Schaumhalterung angebrachter MPP-Absorber, der den Effekt einer Expansionskammer nachbildet. Mit diesem lassen sich bei Mittenfrequenzen 1600 Hz, 3150 Hz und 5000 Hz die höchsten Schalleistungsverluste von über 10 dB realisieren.

Die nächste Abbildung 6.17 erlaubt den direkten Vergleich zwischen den Schäumen und den MPP-Paneelen an Position 1, 2 und 3. Die Schäume sind im Auslassbereich platziert worden. Es zeigt sich, dass die MPPs in sämtlichen Anordnungen ähnliche Werte liefern wie die Schäume.

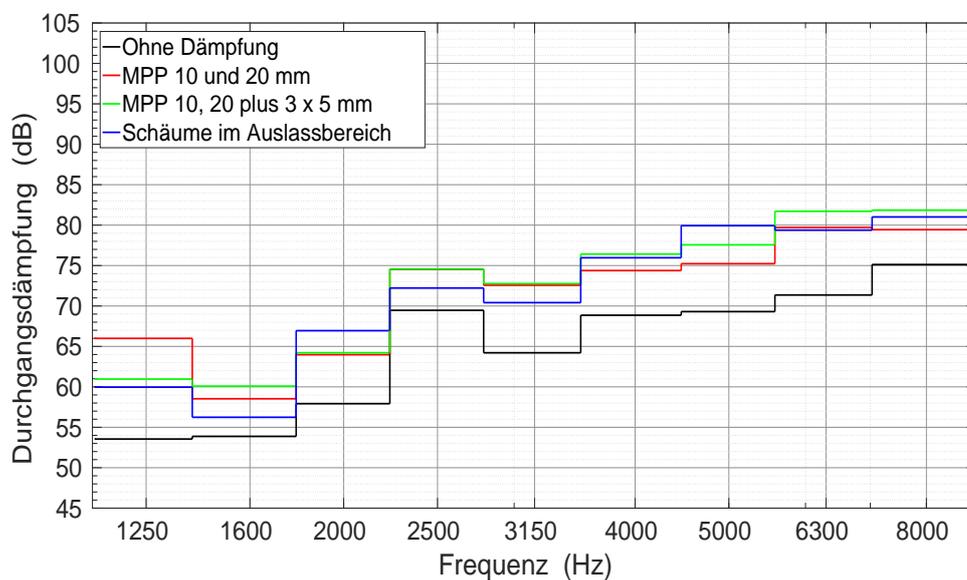


Abbildung 6.17: Terzbänder verschieden angeordneter MPPs und Schaum im Auslass-Bereich des Schalldämpfer-Kanals

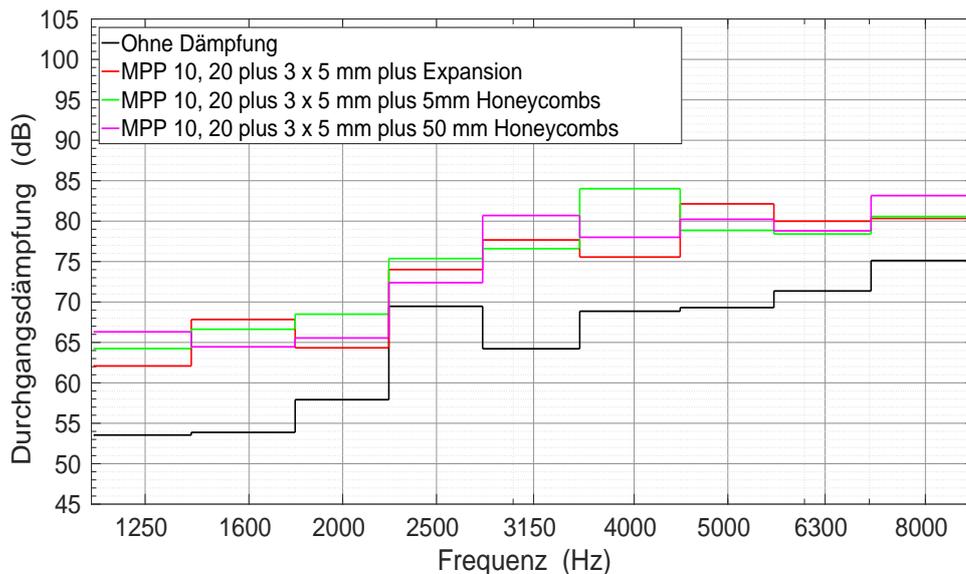


Abbildung 6.18: Terzbänder verschieden angeordneter MPPs mit und ohne Honeycomb-Struktur im Rückvolumen

Um den Effekt eines veränderten und stärker partitionierten Rückvolumens zu untersuchen, wurde für eine Messung an Positionen 1 und 3 das 20 mm Rückvolumen durch eine 5 mm tiefe Honeycombstruktur ersetzt (grüne Kurve). Für eine weitere Messung wurde an Position 1 das ganze MPP-Panel durch eine 50 mm Honeycomb-Struktur mit darüber befindlicher MPP getauscht (rosa Kurve). Die Paneele an Position 2 wurden jeweils nicht verändert (siehe Abbildung 6.6).

Dabei zeigt sich (Abbildung 6.18), dass im höheren Frequenzbereich bei 5000, 6300 und 8000 Hz keine großen Steigerungen an Durchgangsdämpfung entstehen. Im Bereich der Terzmittenfrequenzen von 3150 und 4000 Hz zeigen sich dagegen etwas höhere Werte der Durchgangsdämpfung.

## 6.3 Messungen unter angenäherter Freifeldausbreitung

In diesem Kapitel wird die Messung unter angenäherter Freifeldausbreitung beschrieben. Die Ergebnisse sind jeweils in Terzbändern dargestellt und zeigen die Reduktion des Schalldruckpegels im Vergleich zur Referenzmessung des leeren Kanals. Abschließend erfolgt ein Vergleich der Wirkung der MPPs zu faserartigem Absorptionsmaterial.

### 6.3.1 Aufbau in der Studiobox

#### Messgeräte

Die verwendete Messtechnik besteht aus zwei 1/2" Kondensator Freifeld-Mikrofonen des Typs 4190, einem Vorverstärker des Typs NEXUS 2692-C von Brüel & Kjaer und einem DAQ-System USB 6356 von TEXAS INSTRUMENTS. Das Ausgangssignal für den Lautsprecher wurde mit einem Verstärker des Typs 2706 von Brüel & Kjaer konditioniert (siehe Abbildungen 6.20, 6.21 und 6.22).

Die Datenverarbeitung, Ansteuerung der DAQ und Signalgenerierung erfolgte mit MATLAB. Das erstellte Ablauf-Skript befindet sich im Anhang.



Abbildung 6.19: Verwendete Freifeld-Mikrophone



Abbildung 6.20: Verwendetes Datenerfassungssystem DAQ-NI-USB 6356 [40]



Abbildung 6.21: (a) Mikrophonvorverstärker und (b) Lautsprecher-Verstärker [39]

Die Abmessungen Studiobox der TU Wien betragen 3.6 m Länge, 2.4 m Breite und 2.3 m Höhe [41]. Die vom Hersteller angegebene Nachhallzeit ist in Abbildung 6.22 zu sehen.

Die Nachhallzeit ist eine gebräuchliche raumakustische KenngröÙ. Sie ist frequenzabhängig und als jene Zeitspanne definiert, die vergeht, bis die Schallenergie oder der Schalldruckpegel um 60 dB gesunken ist, bezogen auf den Anfangswert. Schallharte Räume (Beton) haben eine längere Nachhallzeit als schallweiche Räume mit schallschluckenden Wänden.

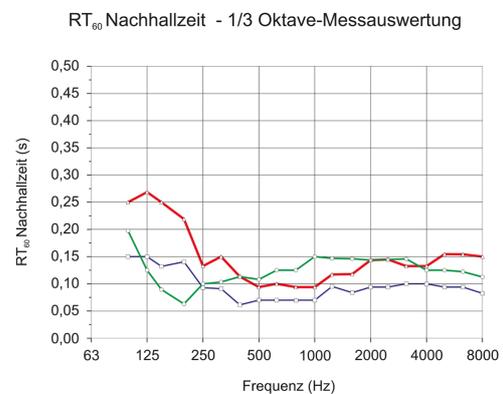


Abbildung 6.22: (a) Studiobox und (b) Diagramm der Nachhallzeit über die Frequenz; blaue Kurve für verwendete Studiobox [41]

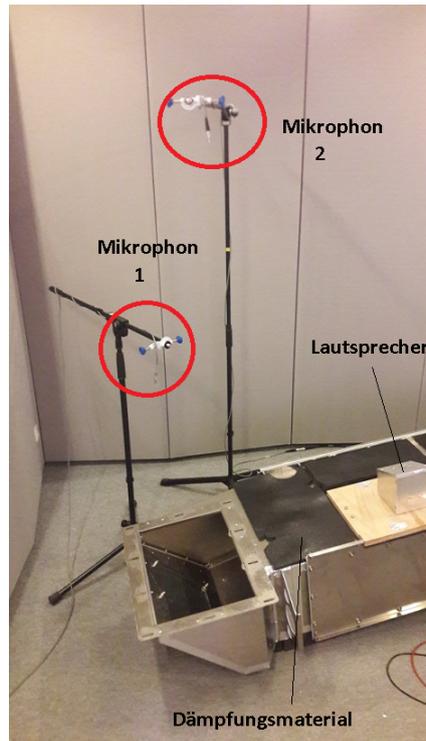


Abbildung 6.23: Mikrofon-Positionen und Funktionsmuster Platzierung in der Studiobox

In der Studiobox werden im geometrischen Fernfeld unter angenäherter Freifeldausbreitung die Schalldruckpegel an zwei verschiedenen Messpositionen oberhalb des Auslasses des Schalldämpferkanals gemessen. Mikrofon 1 befindet sich in 60 cm Höhe und Mikrofon 2 in 120 cm Höhe über dem Auslass. Diese Abstände sind groß genug, um im hohen Frequenzbereich Rückschlüsse auf das Fernfeld zu ziehen.

Der Lautsprecher samt Aluminium-Lautsprecherbox aus Kapitel 6.2 wurde mit Hilfe einer Holzplatte auf dem Einlass-Bereich (siehe Abbildung 6.23) bündig montiert. Der ganze Schalldämpfer wurde mit Dämmschaumstoffen verkleidet, um die Körperschallabstrahlung so gut wie möglich zu unterdrücken.

### 6.3.2 Anmerkungen zu den Messungen

Die Messungen fanden im Labor des Instituts für Mechanik und Mechatronik statt. Es herrschte konstanter Umgebungsdruck und eine Temperatur von 25 °C. Die Mikrophone 1 und 2 wurden zunächst mit einem Pistophon Typ 4701 von Brüel & Kjaer kalibriert (Das Pistophon gibt bei einem Sinuston von 1000 Hz den konstante Schalldruckpegel 94 dB ab).

Für die Kalibrierung wurde der gemessene Schalldruck an beiden Mikrofonen im Zeit- und ungemittelten Frequenzbereich mit Rechteckfenster überprüft. Gemäß den ermittelten Abweichungen wurden Korrekturfaktoren für den Vorverstärker berechnet.

Das Anregungssignal für die Messungen war weißes Rauschen und die Aufnahmezeit betrug 16 s. Die Abtastrate betrug 48 kHz. Innerhalb der MATLAB-Umgebung wurden die erhaltenen Zeitsignale mittels FFT<sup>1</sup> in den Frequenzbereich transformiert und einer Terzfilterung unterzogen. Es wurden für jede Anordnung fünf Messungen durchgeführt. Die Darstellung der Schalldruckpegel erfolgt in Terzbändern mit Mittenfrequenzen von 1250 Hz bis 16000 Hz. In den Diagrammen ist das arithmetische Mittel des

<sup>1</sup>Fast Fourier Transform: Algorithmus zur effizienten Berechnung der diskreten Fourier-Transformation

Frequenzspektrums aus den fünf Messungen dargestellt.

Da im Fernfeld mit angenäherter Freifeldausbreitung gemessen wird, sind an den Mikrofonpositionen 1 und 2 unterschiedliche Schalldruckpegel zu erwarten. Im Fernfeld nimmt der Schalldruckpegel bei einer punktförmig in alle Raumrichtungen abstrahlenden Quelle um 6 dB pro Abstandsverdopplung ab. Der Einfluss möglicher Reflexion von den Studioboxwänden konnte nicht beurteilt werden, da keine akustische Charakterisierung der Studiobox vorlag.

Um eine Art Einfügedämpfungsmaß<sup>2</sup> zu erhalten, sind bei den folgenden Diagrammen die Differenz der Terzkurven der verschiedene Absorberanordnungen in dB von der schwarz markierten Referenzkurve zu begutachten.

### 6.3.3 Grenzdämpfung und Unterschied in Schalldruckpegeln

In Abbildung 6.24 sind die gemessenen Schalldruckpegel an Mikrofon 1 zu sehen. Der Kanal wurde einmal offen vermessen (schwarze Kurve) und dann mit schallschluckenden Material im Inneren abgedichtet (rote Kurve) und damit verschlossen. Die Differenz in dB beträgt in allen Frequenzbereichen mind. 40 dB.

Abbildung 6.25 zeigt die Ergebnisse an Mikrofon 2. Die Schalldruckpegel der Referenzmessung sind wie erwartet geringer als an Mikrofon 1 und zwar um 5 bis 10 dB. Bei der Mittenfrequenz von 1250 Hz weicht dieses Verhalten mit einem Unterschied von ca. 15 dB ab.

Die Differenz in dB zwischen den beiden Kurven (rot, schwarz) beim Vergleich von Mikrofon 1 und 2 reduziert sich um ca. 5-10 dB ab Mittenfrequenz 3150 Hz. Im darunter liegenden Frequenzbereich ist die Differenz zwischen den Kurven an Mikrofon 1 um ca. 10 bis 15 dB höher als an Mikrofon 2. Insgesamt beträgt bei Mikrofon 2 die Differenz zwischen Referenzmessung und geschlossenem Kanal allerdings in allen Frequenzbereichen min. 30 dB.

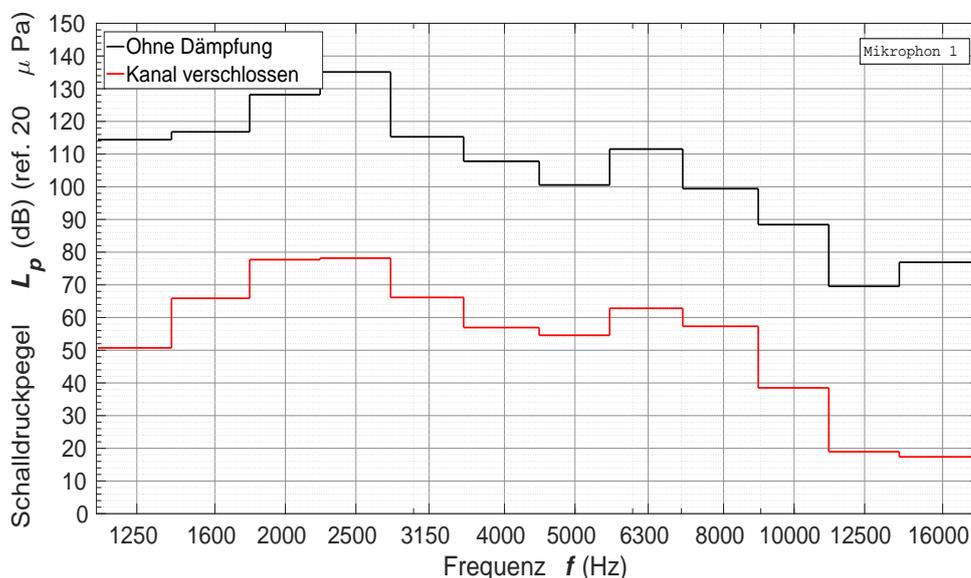


Abbildung 6.24: Terzband zur Verdeutlichung der Grenzdämpfung bei offenem und geschlossenem Kanal von Mikrofon 1

<sup>2</sup>Eigentlich ist für die Bestimmung des Einfügedämpfungsmaßes die Ermittlung des Schalleistungspegels notwendig; in der durchgeführten Messung wurden aber lediglich die Schalldruckpegel ermittelt. Eine Messfläche war nicht zu definieren und die unbekannte Abstrahlcharakteristik mit den ebenso unbekanntenen Reflexionseinflüssen der Studioboxwände fließt in die Messergebnisse ein.

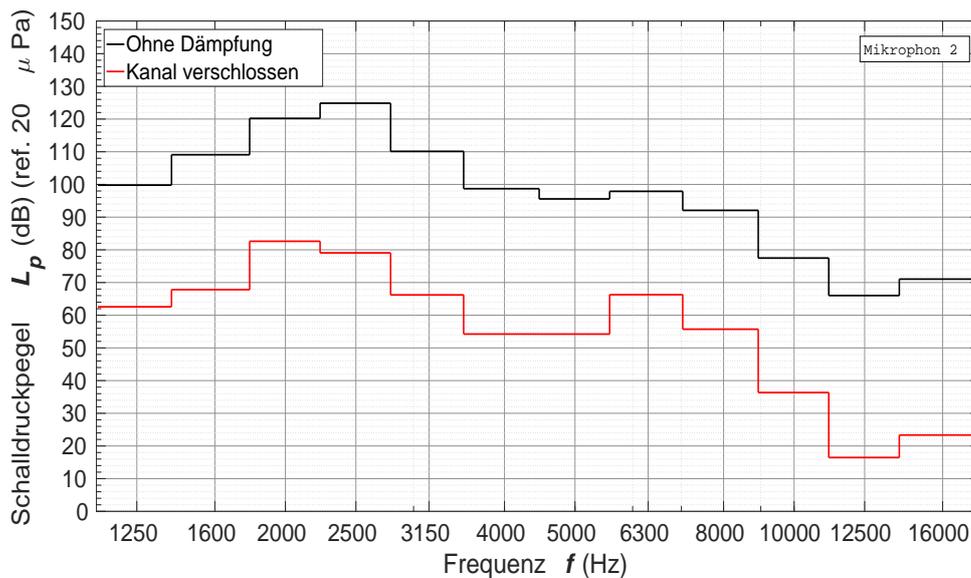


Abbildung 6.25: Terzband zur Verdeutlichung der Grenzdämpfung bei offenem und verschlossenem Kanal von Mikrophon 2

### 6.3.4 Vergleich der MPP-Anordnungen

Abbildung 6.27 zeigt den Schalldruckpegel gemessen von Mikrophon 1 bei unterschiedlichen Anordnungen (Abbildung 6.26 bzw. Tabelle 6.1) an MPP-Absorberpaneelen. Vergleicht man zunächst die einzelnen Anordnungen untereinander, so ist ersichtlich, dass sich durch die Anordnung mit 10 und 20 mm Rückvolumen (rote Kurve) an Position 1 und 3 schon 10 dB im Frequenzbereich bis 6300 Hz gewinnen lassen. Darüber sind es ca. 5 dB.

Fügt man noch die in 5 mm Abstand dreifach geschichteten MPP-Anordnungen an Position 2 hinzu (grüne Kurve), so lässt sich die Schallpegelreduktion weiter um ca. 5 dB steigern. Das beste Ergebnis ergibt sich mit dem Hinzufügen einer Expansionskammer an Position 4 (rosa Kurve). Mit mind. 20 dB Verlust im Bereich bis 6300 Hz und bis zu 15 dB im Frequenzbereich darüber.

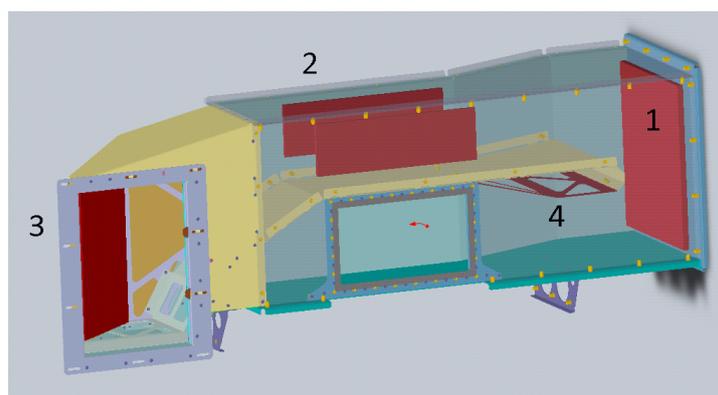


Abbildung 6.26: Funktionsmuster mit markierten MPP-Platzierungen

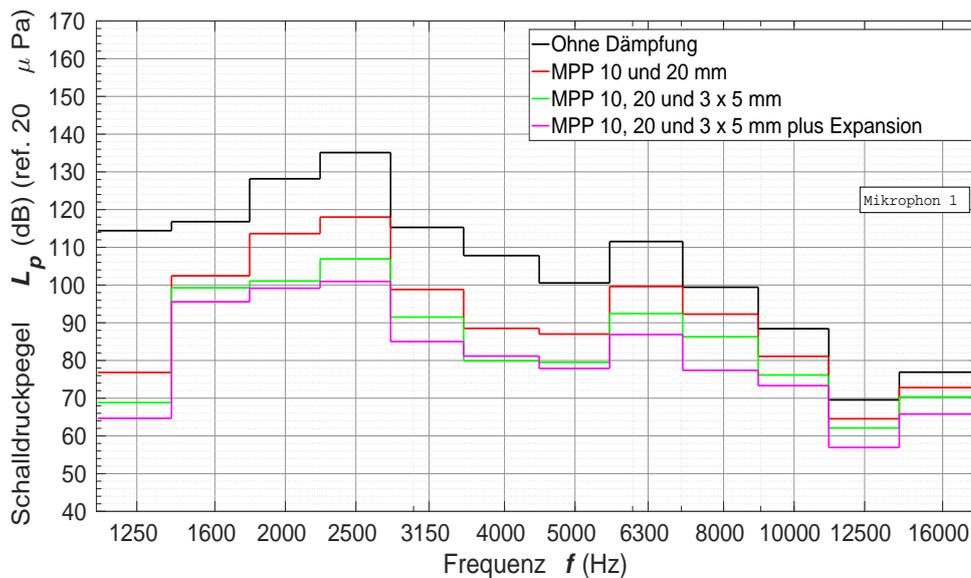


Abbildung 6.27: Terzband verschiedener MPP-Anordnungen; Mikrofon 1

Abbildung 6.28 zeigt die Schalldruckpegel an Mikrofon 2 bei Einbau unterschiedlicher Absorberanordnungen. Die Differenzen zwischen den Absorberanordnungen beim Vergleich von Mikrofon 1 und 2 sind im Bereich ab 10000 Hz fast identisch. Im Bereich von 2000 bis 4000 Herz Mittenfrequenz bei Kurve rot und grün zeigen sich deutlichere Unterschiede. Die Messergebnisse der relativen Unterschiede der MPP-Anordnungen an Mikrofon 2 entsprechen aber qualitativ gut denjenigen von Mikrofon 1. Insgesamt zeigt die Kombination mit Expansionsprinzip die beste Wirkung aller MPP-Anordnungen. Auch an Mikrofon 2 ergibt die Kombination mit dem Prinzip der Expansionskammer Schalldruckpegelverluste von mind. 20 dB bis zur Mittenfrequenz 6300 Hz. Im Bereich darüber werden bis zu 10 dB erreicht.

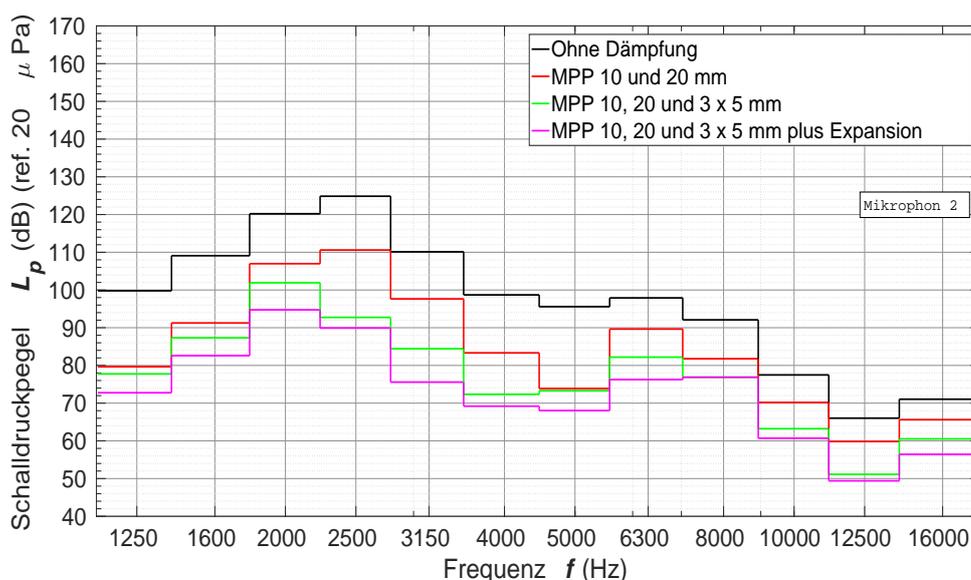


Abbildung 6.28: Terzband verschiedener MPP-Anordnungen; Mikrofon 2

## Vergleich zwischen MPPs und Schaum

Abbildung 6.29 zeigt die MPP-Absorberanordnungen im Vergleich zur Platzierung von Schäumen im Auslassbereich (blaue Kurve) des Funktionsmusters. Im direkten Vergleich zeigt sich an Mikrophon 1 ein ähnlicher Verlauf wie bei der roten Kurve (MPPs mit 10 und 20 mm Rückvolumen an Position 1 und 3). Mikrophon 2 bestätigt diesen Verlauf größtenteils, außer bei Mittenfrequenz 5000 Hz, wo sich im Vergleich zu Mikrophon 1 eine deutlichere Abweichung des Unterschieds zwischen den beiden Kurven zeigt.

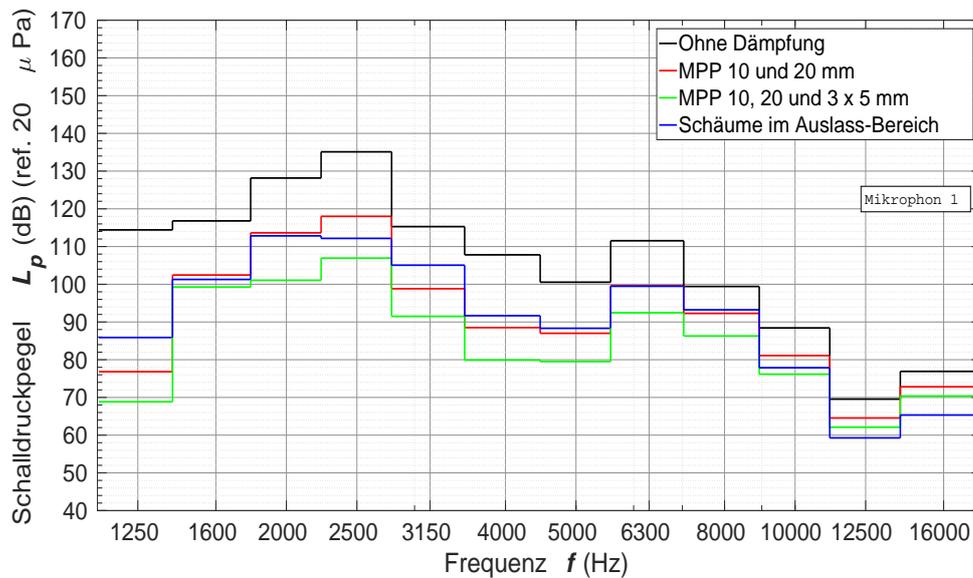


Abbildung 6.29: Terzband zum Vergleich zwischen MPP-Anordnungen und Schäumen im Auslass-Bereich; Mikrofon 1

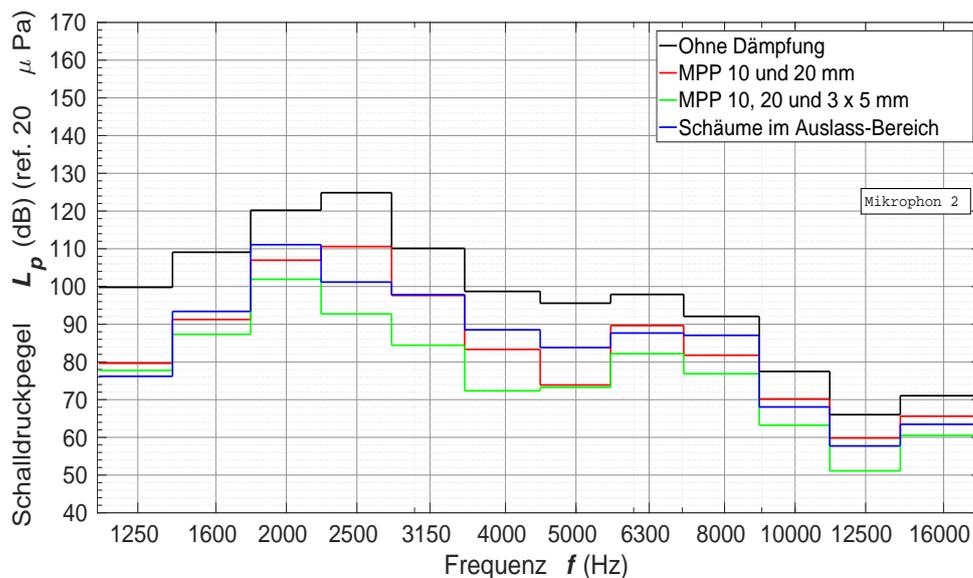


Abbildung 6.30: Terzband zum Vergleich zwischen MPP-Anordnungen und Schäumen im Auslass-Bereich; Mikrofon 2



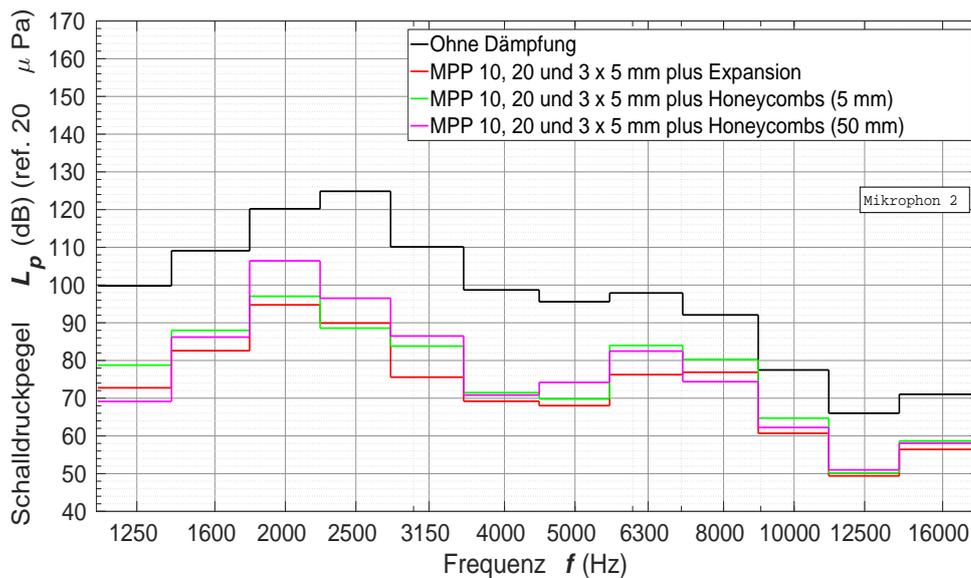


Abbildung 6.32: Terzband zum Vergleich zwischen MPP-Anordnungen mit und ohne Honeycomb-Struktur im Rückvolumen; Mikrofon 2

Vergleicht man die MPP-Anordnung an Position 1,2 und 3 (siehe Tabelle 6.1) mit ihren entsprechenden Anordnungen (Abbildungen 6.33 und 6.34) mit partionierten Rückvolumen, so zeigt sich auch hier, dass nur durch Verwenden der 50 mm tiefen Honeycombstruktur (blaue Kurve) eine gering verbesserte Schallpegelreduktion nur bei Mittenfrequenz 8000 Hz bei Mikrofon 2 erreichen lässt. Im Bereich der Mittenfrequenzen 2000, 2500 und 5000 Hz an Mikrofon 2 zeigt die MPP-Konfiguration mit 5 mm Honeycombs eine leichte Verbesserung. Insgesamt ist die zusätzliche Dämpfungswirkung aber nicht groß.

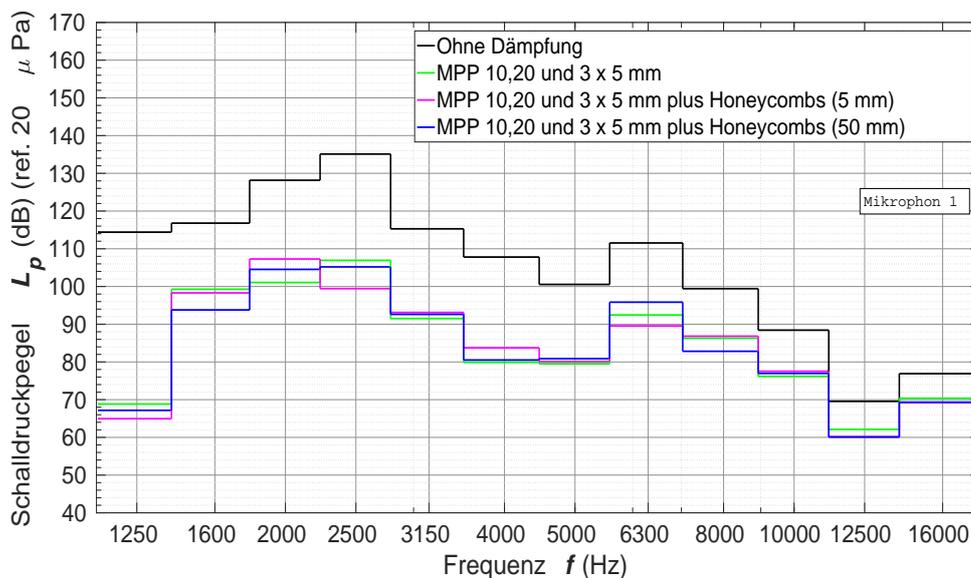


Abbildung 6.33: Terzband zum Vergleich zwischen MPP-Anordnungen ohne Expansionsprinzip mit und ohne Honeycomb-Struktur im Rückvolumen ; Mikrofon 1

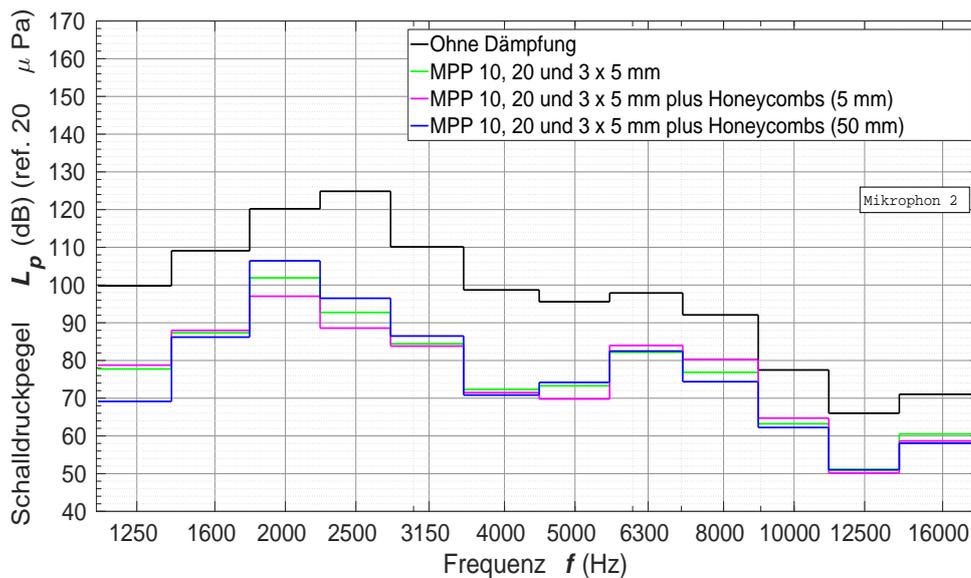


Abbildung 6.34: Terzband zum Vergleich zwischen MPP-Anordnungen ohne Expansionsprinzip mit und ohne Honeycomb-Struktur im Rückvolumen; Mikrofon 2

### Vergleich zwischen Faserabsorber und MPPs

Um die Wirkung der MPPs (rote Kurve in Abbildung 6.35 und 6.36) mit den sonst üblicherweise verwendeten faserartigen Absorbermaterialien vergleichen zu können, wurden Faserabsorber an den MPP-Positionen 1, 2 und 3 (Abbildung 6.26) platziert (grüne Kurve). Die MPP an Position 4 (Expansionskammerprinzip) wurde entfernt und an ihrer Stelle keine Fasern platziert.

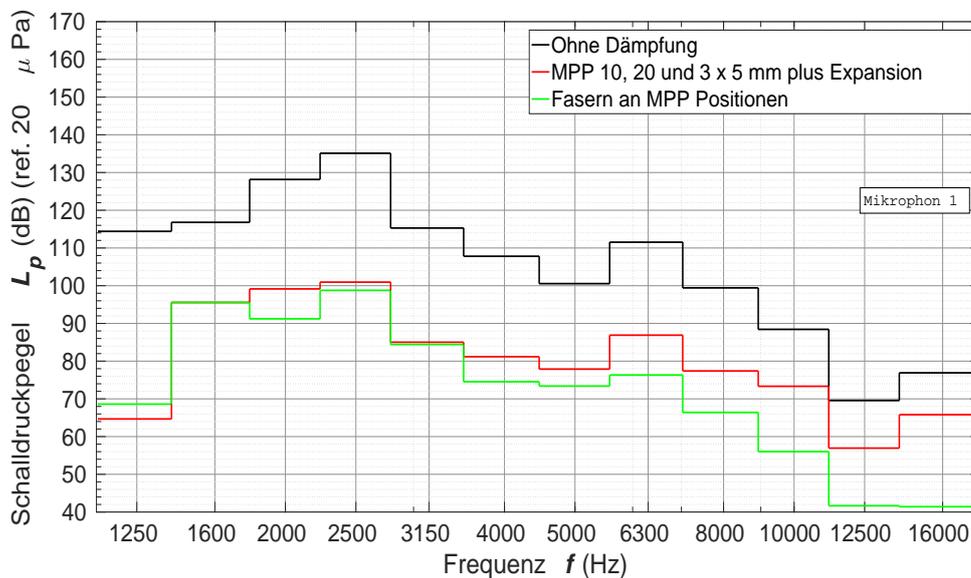


Abbildung 6.35: Terzband zum Vergleich zwischen MPP-Anordnungen und Fasern an deren Stelle; Mikrofon 1

Die Differenz zwischen den beiden Kurven beim Vergleich von Mikrofon 1 (Abbildung 6.35) und Mikrofon 2 (Abbildung 6.36) ist bis auf die Mittenfrequenzen 2000 und 6300 Hz ähnlich.

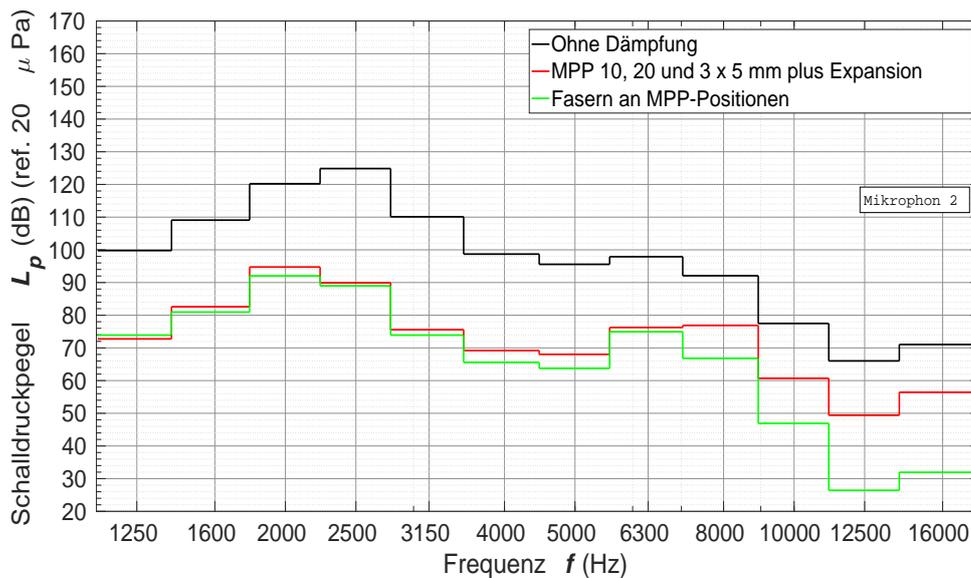


Abbildung 6.36: Terzband zum Vergleich zwischen MPP-Anordnungen Fasern an deren Stelle; Mikrophon 2

Es zeigt sich, dass MPPs und Faserabsorber an Mikrophon 1 bis 3150 Hz Mittenfrequenz ähnlich gut wirken. Ab 4000 Hz lässt sich durch die Fasermaterialien ein noch niedrigerer Schalldruckpegel realisieren. Ab 8000 Hz Mittenfrequenz nimmt der Unterschied zwischen MPPs und Fasern noch weiter zu.

Es ist folglich festzustellen, dass die MPPs nicht dieselbe Wirkungsbreite haben wie Fasermaterialien. Ab 8000 Hz Mittenfrequenz sind die Unterschiede recht deutlich (Abbildung 6.36). Es ist allerdings festzuhalten, dass in Position 2 die angebrachten Fasermaterialien doppelt so dick waren wie die dreifach geschichteten MPPs. Dies wird einen Einfluss auf das Strömungsverhalten im Kanal haben und es ist mit einer Steigerung der Druckverluste zu rechnen.

Ebenso werden im finalen Aufbau des Schalldämpferkanals die Schäume- bzw. Faserabsorberschichten noch mit einer Schutzhalterung aus Metall fixiert. Ein Teil der Absorberfläche ist somit abgedeckt. Dadurch ist mit einer verringerten akustischen Wirksamkeit zu rechnen.

# Kapitel 7

## Schlussbetrachtung

Das Ziel dieser Arbeit war, Mechanismen zur Schallreduktion in einem Klimaanlage-System zu erarbeiten und deren Wirksamkeit experimentell festzustellen. Es wurden akustische numerische Experimente unterschiedlicher Interferenz- und Absorptionsmechanismen durchgeführt. Ebenso zeigt eine CFD-Simulation des 3D-Modells des untersuchten Anlagebereichs, wie mit Hilfe eines Leitbleches die Druckverluste reduziert werden können.

Um die Zielvorgaben (Breitbandigkeit, Robustheit, Schalleistungsreduktion von mindestens 10 dB, geringe Druckverluste u.a.) zu erfüllen, wurden sogenannte mikroperforierte Bleche ausgewählt. Mit Hilfe von FE-Simulationen konnten deren Wirkprinzipien auf ein von LIEBHERR zur Verfügung gestelltes Funktionsmuster adaptiert werden.

Es wurden Messaufbauten, basierend auf zwei unterschiedlichen Beurteilungskriterien für Schalldämpfer, konzipiert und realisiert. Die ausgewählten Absorbermechanismen und -anordnungen im Funktionsmuster wurden mit der 4-Mikrofon-Methode und im geometrischen Fernfeld unter angenäherter Freifeldausbreitung in einer Studiobox vermessen.

Gezeigt werden konnte:

- Die Installation eines Leitbleches innerhalb des TRB OUT Schalldämpferkanals kann die Druckverluste deutlich reduzieren. Der durch die Einbauten entstehende Druckverlust kann dadurch teilweise kompensiert werden. Die Strömungssimulation zeigte aber auch, dass noch weiteres Verbesserungspotential hinsichtlich der Verwendung von Leitblechen besteht (Ablösegebiet hinter Leitblech im Umlenkbereich).
- Die Strömungsgeschwindigkeit im Kanal wird in bestimmten Bereichen auf über 10 m/s ansteigen - mit strömungsinduziertem Schall ist deshalb zu rechnen. Hierzu kann in einem weiteren Schritt entweder die Querschnittsgeometrie optimiert (vergrößert) werden oder man verlängert den gesamten Kanal und gewinnt dadurch zusätzliche Schallabsorptionsfläche.
- Die Messung verschiedener MPP-Anordnungen mit der 4-Mikrofon-Methode zeigt im Vergleich mit einer Referenzmessung des leeren Kanals, dass sich mit den MPPs bis zu 10 dB bei Mittenfrequenz 3150, 4000 und 5000 Hz an Schalleistungsverlust erreichen lassen; im darüber liegenden Frequenzbereich sind es mindestens 5 dB.
- Die Messung unter angenäherter Freifeldausbreitung zeigte, dass im Vergleich zur Referenzmessung mind. 10 dB an Schalldruckpegelreduktion im gesamten Frequenzbereich mit den MPPs erreicht werden kann.
- Ein direkter Vergleich der MPPs anhand des Schalldruckpegels mit faserartigen Absorbern zeigt, dass diese besonders ab der Mittenfrequenz 8000 Hz stärker absorbieren als die MPPs.

- Die MPPs sind im Gegensatz zu Schäumen bzw. Fasern robuster; sie erlauben durch die Partitionierung des Rückvolumens auch eine Kombination mit Schäumen oder Fasern und könnten ebenso als Leitbleche fungieren. Die Schichtung mit Luftvolumen dahinter und eine Kombination mit Fasern oder Schäumen ist zudem eine Möglichkeit, um dem Aspekt der Wärmeisolierung Rechnung zu tragen.
- Beim direkten Vergleich der Schalldruckpegelreduktion zwischen MPPs und Faserabsorbieren ist zu beachten, dass die MPP-Anordnungen an Position 2 (Abbildung 6.26) deutlich weniger Bauvolumen beanspruchen.
- Die Schäume bzw. Fasermaterialien werden im finalen Aufbau noch mit Schutzhalterungen aus Metall (bzw. Schutzfolie) abgedeckt. Deshalb kann es durch die so verringerte Absorptionsfläche zu einer reduzierten Wirksamkeit im Vergleich zu den MPPs kommen.
- Die beiden Messverfahren messen unterschiedliche Gütemaße und liefern auch unterschiedliche quantitative Ergebnisse:
  - Mit der 4-Mikrophon-Methode war die Bestimmung der Schalleistungsreduktion möglich
  - In der Studiobox konnte die relative Reduktion an Schalldruckpegel gemessen werden

Bei beiden Messverfahren sind gewisse Einschränkungen zu beachten. Sie beinhalten mehr oder weniger stark systematische Messfehler oder akustischen Einflussfaktoren, die mitgemessen werden:

- Bei der 4-Mikrophon-Methode war teilweise bei der schallweichen Endung ein geringer Signal-Rausch-Abstand gegeben.
- Die Trichter bei der Vier-Mikrophon-Methode haben einen sehr starken Einfluss auf die Reduktion an Schalleistung.
- Im hohen Frequenzbereich ab 6400 Hz ist durch die Verwendung der 1/4"-Druckmikrophone die Messgenauigkeit beschränkt.
- In der Studiobox wurde unter angenäherter Freifeldausbreitung gemessen. Inwieweit eine reflexionsarme Umgebung vorhanden war, konnte nicht festgestellt werden.

Aufgrund der Experimente kann die Verwendung von MPP-Mehrfachschichtung und das Prinzip der Expansionskammer empfohlen werden. Hierbei fungiert die MPP-Platte auch als strömungsleitender Teil. Um den Absorptionseffekt zu erhöhen und auch Wärmeisolierung zu gewährleisten, kann man das zur Rückwand nächste Luftvolumen mit Schaum oder Fasermaterial füllen.

Für genauere Messergebnisse wäre die Messung in einem Hallraum oder schalltoten Raum durchzuführen. Ein Hüllflächenverfahren bietet sich für eine Bestimmung der tatsächlichen Schalleistungsreduktion an. Ebenso ließe sich durch eine umfangreichere CFD-Untersuchung das Potential weiterer Leitbleche erforschen.

Die Verwendung des äquivalenten Fluidmodells ist ein vielversprechender Ansatz, um mikroperforierte Platten zu simulieren. Mit Hilfe der drei Parameter Radius der Löcher  $r$ , Perforationsgrad  $\phi$  und längenbezogener Strömungswiderstand  $\sigma$  lassen sich die akustischen Eigenschaften solcher Platten simulieren. In weiterer Folge muss untersucht werden, wie man den Rechenaufwand in einer 3D FE-Simulation reduzieren kann, wenn die sehr dünnen MPP-Schichten vernetzt werden müssen und man auch im sehr hohen Frequenzbereich jenseits von 4000 Hz simulieren möchte. Ein Ansatz dafür kann die Verwendung von nicht-konformen Gittern sein.

# Literaturverzeichnis

- [1] F. Fahy. *Foundations of Engineering Acoustics*. Elsevier Academic Press, 2001.
- [2] M. Kaltenbacher, J. Kolerus, and J. Metzger. *Skriptum zur Vorlesung Akustik für Ingenieure*. TU Wien, 2016.
- [3] D.-Y. Maa. Potential of microperforated panel absorbers. *Acoustical Society of America*, 104(5), 1998.
- [4] J.F. Allard and N. Atalla. *Propagation of Sound in Porous Media*. Wiley., 2009.
- [5] R. Lerch, G. M. Sessler, and D. Wolf. *Technische Akustik Grundlagen und Anwendung*. Springer, 2009.
- [6] Deutsche Gesellschaft für Akustik e. V. *Akustische Wellen und Felder*. DEGA, März 2006.
- [7] H. Fuchs. *Schallabsorber und Schalldämpfer*. Springer, 2004.
- [8] A. Grey. *Induct Dissipative Bar-Silencer Design*. University of Canterbury, Department of Mechanical Engineering, 2004.
- [9] N. Atalla. Introduction to the numerical modelling and experimental characterization of porous materials. *Public Technical Course 1, Graz, Austria*, 2014.
- [10] K. Sakagami, M. Morimoto, and M. Yairi. Recent developments in applications of microperforated panel absorbers. *The 14th International Congress on Sound and Vibration*, 2007.
- [11] L. Cheng. *Micro-perforates in vibro-acoustic systems*. CAV Workshop 2014, The Hong Kong Polytechnic University, 2014.
- [12] J.S. Bolton and K. Hou. Finite element models of micro-perforated panels. *Purdue University, School of Mechanical Engineering, Publications of the R.W. Herrick Laboratories*, 2009.
- [13] R. Panneton. Comment on the limp frame equivalent fluid model for porous media. *Journal of the Acoustical Society of America*, 122(6), 2007.
- [14] N. Attala, R. Panneton, and P. Deberque. A mixed displacement-pressure formulation for poroelastic materials. *Journal of the Acoustical Society of America*, 104:1444–1452, 1998.
- [15] APMR. *Acoustic Porous Material Recipes*, <http://www.apmr.matelys.com/Parameters.html>. (20-November-2016).
- [16] L. Jouen and F.-X. Becot. Acoustical characterization of perforated facings. *J.Acoust.Soc.Am.*, 129(3), 2011.
- [17] M.L. Munjal. *Acoustics of ducts and mufflers*. Wiley, 1987.
- [18] D. W. Herrin. *Measurement of Muffler Insertion and Transmission Loss*. University of Kentucky Department of Mechanical Engineering, Noise and Vibration Short Course.

- [19] ASTM E2611-09. *Standard test method for measuring of normal incidence transmission of acoustical material based on the transfer matrix method*. ASTM, 2009.
- [20] S. Deter. *Erstellen eines Versuchsaufbaus zur Bestimmung von Transmissionsgraden poröser Materialien im Impedanzrohr*. TU Berlin, Fakultät für Verkehrs- und Maschinensysteme, Institut Strömungsmechanik und Technische Akustik, 2013.
- [21] R. Brunnader. *Aufbau und Programmierung der 2p Messmethode im Impedanzrohr für die Messung akustischer Materialparameter*. TU Graz, Institut für Nachrichtentechnik und Wellenausbreitung, 2002.
- [22] J.S. Bolton, O. Olivieri, and T. Yoo. Measurement of transmission loss of materials using a standing wave tube. *Purdue University, School of Mechanical Engineering, Publications of the R.W. Herrick Laboratories*, 2006.
- [23] Brüel & Kjaer. *Requirement Specifications Normal Incidence Transmission Loss*. Product Manual Transmission Loss Tube Kit.
- [24] M. Zollner. *Elektroakustik*. Springer, 1993.
- [25] C. Clemen. *Lautsprechermodell*. Fachhochschule Augsburg Fachbereich Elektrotechnik, 1998.
- [26] Deutsches Institut für Normung. *DIN EN ISO 7235: Akustik-Labormessung an Schalldämpfern in Kanälen-Einfügungsdämpfung, Strömungsgeräusch und Gesamtdruckverlust*. Beuth Verlag Berlin, Januar 2010.
- [27] Deutsches Institut für Normung. *DIN EN ISO 10534-2: Akustik - Bestimmung des Schallabsorptionsgrades und der Impedanz in Impedanzrohren; Teil 2: Verfahren mit Übertragungsfunktion*. Beuth Verlag Berlin, Januar 2010.
- [28] M. Kaltenbacher. *Numerical Simulation of Mechatronic Sensors and Actuators - Finite Elements for Computational Multiphysics*. Springer, Berlin, Heidelberg, 2015.
- [29] T.W. Wu, p. Zhang, and C. Y. R. Cheng. Boundary element analysis of mufflers with an improved method for deriving the four-pole parameters. *Journal of Sound and Vibration*, pages 767–779, 1998.
- [30] CFS Userguide. *Main Page — CFS Userguide*, <http://cfs-doc.mdm.tuwien.ac.at/mediawiki/index.php>. (10-December-2016).
- [31] Dassault Systems. *Solidworks*, <http://www.solidworks.at>. (10-December-2016).
- [32] ANSYS. *Produkte*, <http://resource.ansys.com/Products/Other+Products/ANSYS+ICEM+CFD>. (10-December-2016).
- [33] D. C. Wilcox. *Turbulence Modelling for CFD*. DCW Industries, Inc., 2010.
- [34] J. Liu. *Advanced studies on series impedance in waveguides with an emphasis on source and transfer impedance*. University of Kentucky, Department of Mechanical Engineering, 2011.
- [35] D.W. Herrin, X. Hua, and J. Liu. Microperforated panel design: a tutorial. *The 21st International Congress on Sound and Vibration*, 2014.
- [36] C. Howard, B. Cazzolato, and C. Hansen. Exhaust stack silencer design using finite element analysis. *University of Adelaide, Department of Mechanical Engineering*, 1999.
- [37] S. Allam and M. Abom. A new type of muffler based on microperforated tubes. *Journal of Vibration and Acoustics*, 133, 2011.

- [38] L. Cremer. *Theorie der Luftschalldämpfung im Rechteckkanal mit schluckender Wand*. Acustica, 1953.
- [39] Brüel & Kjaer. *Produkte*, <https://www.bksv.com/en/products/transducers/conditioning/charge/2692-C>. (1-Dezember-2016).
- [40] Texas Instruments. *Produkte*, <http://sine.ni.com/nips/cds/view/p/lang/de/nid/209075>. (1-Dezember-2016).
- [41] Studio Box. *Schalldämmende Akustik-Studios*, <http://www.studiobox.de/professional-sprecherkabine-gesangskabine.html>. (20-November-2016).
- [42] E. Schramek. *Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik*. Oldenburg Industrieverlag, 2007.

# Abbildungsverzeichnis

1.1	Air Cycle Anlage mit hervorgehobenen Bereichen (Quelle: LIEBHERR) . . . . .	1
2.1	Interferenz durch Überschneidung harmonischer ebener Wellen: (a) Schnelle; (b) Druck [1] . . . . .	6
2.2	Schalldruck in der Umgebung eines akustischen Strahlers [5] . . . . .	6
2.3	Schema eines Helmholtz-Resonators [1] . . . . .	7
2.4	Schema eines $\lambda/4$ -Resonators [7] . . . . .	8
2.5	Schema eines Expansionsschalldämpfers mit Querschnittsfläche $S_1$ und $S_2$ : (a) Kammer mit Aufweitung; (b) Kammer mit direkt folgender Verengung [7] . . . . .	8
2.6	(a) Schema eines Kulissenschalldämpfers in einem Kanalabschnitt; (b) Querschnitt eines Rechteckskanal mit absorbierender Auskleidung [8] . . . . .	9
2.7	Exponentielle Abschwächung einer harmonischen Druckwelle [1] . . . . .	11
2.8	Beispiel für akustische Grenzfläche zwischen zwei Materialien und anschließender schallharter Wand . . . . .	12
2.9	Einfluss des Lochdurchmessers auf den Absorptionsgrad; Dicke $t= 0.4$ mm und Rückvolumenlänge $d= 50$ mm; Perforationsgrad $\phi = 0.6$ % [10] . . . . .	13
2.10	Schema für MPP vor Rückvolumen mit Tiefe $D$ und anschließender schallharter Wand . . . . .	14
3.1	Schema der TL-Bestimmung [18] . . . . .	18
3.2	Schema IL-Bestimmung [18] . . . . .	18
3.3	Ebene Welle, die an Grenzschicht zweier Medien teilweise reflektiert und teilweise transmittiert wird [5] . . . . .	19
3.4	Aufbau Vier-Mikrofon-Methode . . . . .	20
3.5	Schema Transmissionsrohr mit Lautsprecher, den vier Mikrofon-Positionen und Abschlussstück [22] . . . . .	21
3.6	Schema des Transmissionsrohres mit zwei unterschiedlichen Abschlüssen [22] . . . . .	21
3.7	Vergleich des TL einer MPP-Probe aus Pulse Messsoftware und einer Nachrechnung mit Matlab . . . . .	23
3.8	Verwendetes Transmissionsrohr für eine Grenzfrequenz von 6400 Hz; (Quelle: Brüel & Kjaer) . . . . .	23
3.9	(a) Schema eines axialsymmetrischen Konustrichters [24]; (b) Analogie einer kolbenhaften Membran in unendlich ausgedehnter Schallwand [25] . . . . .	24
3.10	Real (R) - und Imaginärteil (X) der Strahlungsimpedanz der Kugelwelle bei Abstrahlung aus unendlicher Schallwand einer kolbenhaften Membran (schwingende Platte) (siehe Abbildung 3.9) in Anhängigkeit von Wellenzahl (k) und Membrandurchmesser (a); gestrichelte Kurvenabschnitte sind Näherungskurven für einfache Auslegungsrechnungen [24] . . . . .	24
3.11	Abmessungen des Auslasstrichters in mm . . . . .	26

3.12	Schema DIN 7235 (links) und Schema DIN 7235 Quellseite (rechts) [26] . . . . .	27
3.13	Schema DIN 7235 Empfängerseite (links) und Schema DIN 7235 Messkanal (rechts) [26]	27
3.14	Axialsymmetrisches Schema einer Expansionsschallkammer . . . . .	29
3.15	Axialsymmetrisches Modell Impedanzrohr mit Anregungsfläche (blau) . . . . .	30
3.16	Schema zur numerischen Berechnung der Schalleistung bzw. des Einfügungsdämpfungs- maßes bei einer beliebigen 3D-Struktur . . . . .	30
4.1	Konfiguration ohne zusätzliches Leitblech (A) . . . . .	32
4.2	Konfiguration mit zusätzlichem Leitblech (B) . . . . .	32
4.3	Hexaeder-Vernetzung des TRB OUT Bereichs . . . . .	33
4.4	Qualität der Elemente anhand der Determinate; die vertikale Achse zeigt die Anzahl der Elemente. . . . .	33
4.5	Stromlinien in der Konfiguration mit Leitblech; Rezirkulationsgebiet hinter Leitblech . . . .	35
4.6	Stromlinien in der Konfiguration ohne Leitblech . . . . .	36
5.1	Schema $\lambda/4$ Interferenzabsorber mit seitlicher Stichleitung mit Länge $l$ . . . . .	37
5.2	FE-Berechnung des TL eines $\lambda/4$ Resonators mit nur einem Seitenarm von 40 mm Länge	38
5.3	Schema $\lambda/4$ Interferenzabsorber mit mehreren Stichleitungen mit Länge $l=100$ bis 20 mm	38
5.4	FEM-Berechnung des TL eines $\lambda/4$ Resonators mit 5 unterschiedlich langen Seitenarmen von 100 mm bis 20 mm Länge . . . . .	39
5.5	Schema Impedanzrohr mit Anregungsfläche (blau) und MPP (rot) mit Rückvolumen .	39
5.6	(a) Schema 2-Mikrophon-Impedanzrohr; (b) verwendetes System Typ 4206 mit Grenzfrequenz 6400 Hz ; (Quelle: Brüel & Kjaer) . . . . .	39
5.7	Vergleich des Absorptionskoeffizienten der MPP-Probe mit 60 mm Rückvolumen gemessen (blau) und numerisch (rot) berechnet . . . . .	40
5.8	Vergleich des Absorptionskoeffizienten der MPP-Probe mit 10 mm Rückvolumen gemessen (blau) und numerisch (rot) berechnet . . . . .	40
5.9	Schema Impedanzrohr mit zweifacher MPP-Schicht (rot) . . . . .	41
5.10	Wirkung einer zweifachen MPP-Anordnung auf den Absorptionskoeffizienten . . . . .	42
5.11	Schema Impedanzrohr mit dreifacher (mit jeweils 5 mm Rückvolumen) MPP-Schicht (rot)	42
5.12	Wirkung einer dreifachen MPP-Anordnung auf den Absorptionskoeffizienten . . . . .	42
5.13	Schema einer Expansionskammer mit MPP-Schicht (rot) und den Abmessungen des Mo- dells mit Querschnittsflächen $S_1$ und $S_2$ . . . . .	43
5.14	Vergleich des TL in der Expansionskammer; analytisch (rot) und numerisch (blau) berech- net . . . . .	44
5.15	Einfluss einer MPP auf den TL in der Expansionskammer . . . . .	44
5.16	(a) Blockstrukturierte Darstellung des Funktionsmusters; (b) Schalldruckverteilung bei 625 Hz . . . . .	45
5.17	(a) $\lambda/4$ -Lamellen im 180°-Umlenkbereich; (b) MPP-Platzierung an Position 1; (c) MPP- Platzierung an Position 3 . . . . .	45
5.18	Wirkung von $\lambda/4$ -Lamellen auf die durchgelassene Schalleistung . . . . .	46
5.19	Wirkung einer zweifachen MPP-Anordnung mit 10 und 20 mm Rückvolumen an Position 1 und 3 auf die durchgelassene Schalleistung . . . . .	46
6.1	(a) Mikroperforierte Platte mit Schlitzten [37]; (b) verwendete Schaum (A)- und Faserab- sorber (B) . . . . .	47
6.2	Funktionsmuster mit markierten MPP-Platzierungen . . . . .	48

6.3	(a) MPP in Form der Schaumhalterung an Position 4 nachgebildet; (b) dreifach geschichtete MPP-Anordnung . . . . .	49
6.4	(a) Zweifach geschichtete MPP-Anordnung; (b) MPP-Platzierung im Umlenkbereich mit Abschluss der Ränder . . . . .	49
6.5	(a) Platzierung der 50 mm langen Honeycombs-Schicht mit darüber befestigter MPP; (b) Schema MPP und Honeycombstruktur (Quelle: <a href="http://www.wikipedia.de">www.wikipedia.de</a> ) . . . . .	49
6.6	Funktionsmuster mit markierten Honeycomb-Platzierungen . . . . .	50
6.7	(a) CAD-Modell des Funktionsmusters mit markierten Auslassbereich (grün) und Einlassbereich (blau); (b) Schema des Aufbaus der 4-Mikrofon-Methode . . . . .	51
6.8	(a) Messkanäle an Trichter angeschlossen; (b) am Funktionsmuster befestigte Trichter . .	52
6.9	Lautsprecher der Firma VISATON mit Konstruktionszeichnung (Quelle: <a href="http://www.visaton.de">www.visaton.de</a> ) .	52
6.10	(a) DAQ-System PULSE 3560-B von Brüel & Kjaer [39]; (b) Verstärker XTI 2000 von CROWN (Quelle: <a href="http://www.crownaudio.com">www.crownaudio.com</a> ) . . . . .	53
6.11	(a) Geometrische Messeinstellungen und Schema der Transmissionsrohr-Technik (b) . .	54
6.12	(a) FFT-Einstellungen; (b) Schalldruckpegel-Darstellung und Ablauf-Steuerung in PULSE-Software Projekt . . . . .	54
6.13	Aneinander geflanschte Trichter für die 4-Mikrofon-Messung . . . . .	55
6.14	Terzband des Durchgangsdämpfungsmaßes des offenen Kanals (schwarz) und der aneinander geflanschten Trichter (rot) . . . . .	55
6.15	Durchgangsdämpfung von leerem Kanal (schwarz) und fest verschlossenem (rot) . . . . .	56
6.16	Durchgangsdämpfung der verschiedenen MPP-Absorptionsmechanismen . . . . .	56
6.17	Terzbänder verschieden angeordneter MPPs und Schaum im Auslass-Bereich des Schalldämpfer-Kanals . . . . .	57
6.18	Terzbänder verschieden angeordneter MPPs mit und ohne Honeycomb-Struktur im Rückvolumen . . . . .	58
6.19	Verwendete Freifeld-Mikrophone . . . . .	59
6.20	Verwendetes Datenerfassungssystem DAQ-NI-USB 6356 [40] . . . . .	59
6.21	(a) Mikrofonvorverstärker und (b) Lautsprecher-Verstärker [39] . . . . .	59
6.22	(a) Studiobox und (b) Diagramm der Nachhallzeit über die Frequenz; blaue Kurve für verwendete Studiobox [41] . . . . .	59
6.23	Mikrofon-Positionen und Funktionsmuster Platzierung in der Studiobox . . . . .	60
6.24	Terzband zur Verdeutlichung der Grenzdämmung bei offenem und verschlossenem Kanal von Mikrofon 1 . . . . .	61
6.25	Terzband zur Verdeutlichung der Grenzdämpfung bei offenem und verschlossenem Kanal von Mikrofon 2 . . . . .	62
6.26	Funktionsmuster mit markierten MPP-Platzierungen . . . . .	62
6.27	Terzband verschiedener MPP-Anordnungen; Mikrofon 1 . . . . .	63
6.28	Terzband verschiedener MPP-Anordnungen; Mikrofon 2 . . . . .	63
6.29	Terzband zum Vergleich zwischen MPP-Anordnungen und Schäumen im Auslass-Bereich; Mikrofon 1 . . . . .	64
6.30	Terzband zum Vergleich zwischen MPP-Anordnungen und Schäumen im Auslass-Bereich; Mikrofon 2 . . . . .	64
6.31	Terzband zum Vergleich zwischen MPP-Anordnungen mit und ohne Honeycomb-Struktur im Rückvolumen; Mikrofon 1 . . . . .	65
6.32	Terzband zum Vergleich zwischen MPP-Anordnungen mit und ohne Honeycomb-Struktur im Rückvolumen; Mikrofon 2 . . . . .	66

6.33	Terzband zum Vergleich zwischen MPP-Anordnungen ohne Expansionsprinzip mit und ohne Honeycomb-Struktur im Rückvolumen ; Mikrofon 1 . . . . .	66
6.34	Terzband zum Vergleich zwischen MPP-Anordnungen ohne Expansionsprinzip mit und ohne Honeycomb-Struktur im Rückvolumen; Mikrofon 2 . . . . .	67
6.35	Terzband zum Vergleich zwischen MPP-Anordnungen und Fasern an deren Stelle; Mikrofon 1 . . . . .	67
6.36	Terzband zum Vergleich zwischen MPP-Anordnungen Fasern an deren Stelle; Mikrofon 2	68
1	Kalibrierungseinstellungen von Mikrofonen und Messkanälen . . . . .	86
2	Schema des simulierten Messaufbaus für die Bestimmung der durchgelassenen Schallleistung . . . . .	86
3	Schallleistung durch Messfläche mit und ohne Trichter . . . . .	87
4	Schema des CFD gerechneten Kanalknies . . . . .	87
5	Wirkung der MPPs als Leitbleche in der in Kapitel 4 gezeigten Anordnung . . . . .	88

# Tabellenverzeichnis

4.1	Simulationsparameter für OpenFOAM . . . . .	34
4.2	Relative Druckverluste zwischen Einlass- und Auslassfläche . . . . .	35
6.1	Untersuchte MPP-Konfigurationen und deren Platzierung im Funktionsmuster . . . . .	50
1	Relative Druckverluste zwischen Einlass- und Auslassfläche einer 90°-Umlenkung eines Kanals . . . . .	88

## Anhang

### MATLAB-Script für Messungen in der Studiobox

```
1 clear all;
2 close all;
3 ob = daq.createSession('ni');
4 rate = 48000;
5 ob.Rate = rate;
6 %% Set-Up
7 duration = 16;
8 ob.DurationInSeconds=duration;
9
10
11 addAnalogInputChannel(ob, 'Dev1', [0 1], 'Voltage');
12 addAnalogOutputChannel(ob, 'Dev1', 1, 'Voltage');
13
14 for i=1:5
15
16
17
18 B=wgn(768000,1,3);
19 soutput=B;
20
21
22 %% Output
23 queueOutputData(ob, soutput);
24
25 [data, time] = startForeground(ob);
26 name=[ 'data_Mess_', num2str(i) ];
27 save(name, 'data');
28 clear('data');
29 pause(2);
30 end
```

### MATLAB-Script für Nachrechnung der PULSE-Software

```
1 clc; close all; clear all;
2
3 c      = 343;
4 rho   = 1.2;
5
6 s1 = 20e-3;
7 s2 = 20e-3;
8 d1 = 10000e-3;
9 d2 = 10300e-3;
10 %
```

```

11  d = 1000;
12
13  x1 = -s1 - d1;
14  x2 = -d1;
15  x3 = d2;
16  x4 = d2 + s2;
17
18  % first row = freq
19  % next rows A to D
20
21  load('matlab.mat', 'MPP1')
22
23  freq    = MPP1(:,1);
24  k       = 2*pi*freq/c;
25
26  H1Ra = MPP1(:,2) + 1i*MPP1(:,3);
27  H2Ra = MPP1(:,4) + 1i*MPP1(:,5);
28  H3Ra = MPP1(:,6) + 1i*MPP1(:,7);
29  H4Ra = MPP1(:,8) + 1i*MPP1(:,9);
30
31  GRRa = MPP1(:,10) + 1i*MPP1(:,11);
32
33  H1Rb = MPP1(:,12) + 1i*MPP1(:,13);
34  H2Rb = MPP1(:,14) + 1i*MPP1(:,15);
35  H3Rb = MPP1(:,16) + 1i*MPP1(:,17);
36  H4Rb = MPP1(:,18) + 1i*MPP1(:,19);
37
38  GRRb = MPP1(:,20) + 1i*MPP1(:,21);
39
40  Aa = (GRRa).^(1/2).*(1i.*((H1Ra.*exp(1i*k*x2) - H2Ra.*exp(1i*k*x1)))/(2 *
    sin(k*(x1-x2))));
41  Ba = (GRRa).^(1/2).*(1i.*((H2Ra.*exp(-1i*k*x1) - H1Ra.*exp(-1i*k*x2)))/(2 *
    sin(k*(x1-x2))));
42  Ca = (GRRa).^(1/2).*(1i.*((H3Ra.*exp(1i*k*x4) - H4Ra.*exp(1i*k*x3)))/(2 *
    sin(k*(x3-x4))));
43  Da = (GRRa).^(1/2).*(1i.*((H4Ra.*exp(-1i*k*x3) - H3Ra.*exp(-1i*k*x4)))/(2 *
    sin(k*(x3-x4))));
44
45
46  Ab = (GRRb).^(1/2).*(1i.*((H1Rb.*exp(1i*k*x2) - H2Rb.*exp(1i*k*x1)))/(2 *
    sin(k*(x1-x2))));
47  Bb = (GRRb).^(1/2).*(1i.*((H2Rb.*exp(-1i*k*x1) - H1Rb.*exp(-1i*k*x2)))/(2 *
    sin(k*(x1-x2))));
48  Cb = (GRRb).^(1/2).*(1i.*((H3Rb.*exp(1i*k*x4) - H4Rb.*exp(1i*k*x3)))/(2 *
    sin(k*(x3-x4))));
49  Db = (GRRb).^(1/2).*(1i.*((H4Rb.*exp(-1i*k*x3) - H3Rb.*exp(-1i*k*x4)))/(2 *

```

```

        sin(k*(x3-x4)))));
50
51 P0a = Aa + Ba;
52 P0b = Ab + Bb;
53
54 Pda = Ca.*exp(-1i*k*d) + Da.*exp(1i*k*d);
55 Pdb = Cb.*exp(-1i*k*d) + Db.*exp(1i*k*d);
56
57 V0a = (Aa - Ba) ./ (rho*c);
58 V0b = (Ab - Bb) ./ (rho*c);
59
60 Vda = (Ca.*exp(-1i*k*d) - Da.*exp(1i*k*d)) ./ (rho*c);
61 Vdb = (Cb.*exp(-1i*k*d) - Db.*exp(1i*k*d)) ./ (rho*c);
62
63
64 T11 = 1 ./ (Pda.*Vdb - Pdb.*Vda) .* (P0a.*Vdb - P0b.*Vda);
65 T12 = 1 ./ (Pda.*Vdb - Pdb.*Vda) .* (-P0a.*Pdb + P0b.*Pda);
66 T21 = 1 ./ (Pda.*Vdb - Pdb.*Vda) .* (V0a.*Vdb - V0b.*Vda);
67 T22 = 1 ./ (Pda.*Vdb - Pdb.*Vda) .* (-Pdb.*V0a + Pda.*V0b);
68
69 Ta = 2*exp(1i*k*d) ./ (T11 + T12/(rho*c) + rho*c*T21 + T22);
70
71 TLn = 10*log10(1 ./ (abs(Ta)).^2);
72
73
74 % Ploteinstellungen
75 fontgr = 18;
76 xlimits = [0 6400]; ylimits = [0 10];
77
78
79
80
81 figure(1)
82 hold on
83
84 plot(freq(2:end), TLn(2:end), 'r', freq(2:end), MPP1(2:end,77), 'g', 'linewidth',
      ,2);
85 legend('Nachrechnung mit Matlab', 'PULSE-Software Ergebnis', 'location', '
      northwest');
86 xlabel('Frequenz {\it\bff} / Hz'); ylabel('Durchgangsdaempfung / dB'); grid
      'on';
87 set(gca, 'xScale', 'linear', 'FontSize', fontgr, 'xlim', xlimits, 'YLim', ylimits, '
      ytick', 0:1:10, 'YMinorTick', 'on', 'YMinorGrid', 'on', 'MinorGridAlpha', 0.2, '
      GridAlpha', 0.5); grid on;

```

## MATLAB-Script für Auswertung der Messergebnisse in der Studiobox

```

1  clc; clear all; close all; addpath('functions');
2  % Ploteinstellungen
3  fontgr = 18;
4  xlims = [170 18000]; ylims = [-60 200];
5
6
7  %% Basis-Skript von Stefan Gombots (2016)
8  %% Im folgenden das fuer die Messungen angepasste Skript
9
10
11 load('data_Mess_1');
12
13
14
15
16 % usignals ... aufgezeichnetes Spannungssignal (V) des Mikrofons
17 % measure ... Information der Messung
18
19 E1 = 3.16; %Mic unten
20 E2 = 3.16; %Mic oben
21 % Spannungssignal in Drucksignal umrechnen
22 p1 = data(:,1)' / E1;
23 p2 = data(:,2)' / E2;
24
25 p = data(:,1)' / E1;
26 % Wichtige Groessen
27 % Fs ... Abtastfrequenz, dT = 1/Fs ... Abtastintervall
28 % Nt ... Anzahl der Abtastpunkte
29 % Tm ... Messzeit, dF = 1/Nt ... Frequenzaufloesung
30 Fs = 48000; % Abtastfrequenz
31 Nt = length(data(:,1)); %length(data); % Abtastpunkte
32 %Nt2 = length(data(:,2));
33 Tm = Nt/Fs; % Messzeit
34 dT = 1/Fs; % Abtastintervall
35 dF = 1/Tm; % Frequenzaufloesung
36
37 t = (0:Nt-1) * dT; % Zeitachse, mit Nt Werten!
38 % Messzeit und Endzeit der Zeitachse stimmen nicht
    ueberein
39
40
41 % Vordefinierte Fensterfunktionen in MATLAB
42 fensterfkt = {'rectwin', 'barthannwin', 'bartlett', 'blackmann', ...
43 'blackmanharris', 'bohmanwin', 'chebwin', 'gausswin', ...
44 'hamming', 'hann', 'kaiser', 'nuttallwin', ...
45 'parzenwin', 'flattopwin', 'taylorwin', 'triang', ...

```

```

46     'turkeywin'});
47
48     ftnr = 10;                                % ----> Auswahl des Fensters
49     w = feval(fensterfkt{ftnr}, Nt)';        % Berechnung der
        Fensterkoeffizienten
50
51     A_k = Nt/sum(w);                          % Amplitudenkorrektur
52
53     % ++++++ Frequenzbereich ++++++
54     %P = fft(w.*p)/Nt;
55     P1 = fft(w.*p1)/Nt;                      % Fouriertransformation
56     P2 = fft(w.*p2)/Nt;
57
58
59     P1(ceil(Nt/2)+1:end) = [];                % Einseitiges Spektrum
60     P1 = [P1(1) 2*P1(2:end)];                % Anpassung des Energieinhalts
61                                             % -> alle mal 2 ausser der Gleichanteil
62
63     P2(ceil(Nt/2)+1:end) = [];                % Einseitiges Spektrum
64     P2 = [P2(1) 2*P2(2:end)];                % Anpassung des Energieinhalts
65                                             % -> alle mal 2 ausser der Gleichanteil
66
67
68     f = [0:ceil(Nt/2)-1]*dF;                 % Frequenzachse (dF = Fs/Nt)
69
70     %% Schalldruckpegel
71     Arms1 = (abs(P1)*A_k)/sqrt(2);           % RMS-Werte berechnen
72     Lp1 = 20*log(Arms1/20e-6);
73     Arms2 = (abs(P2)*A_k)/sqrt(2);           % RMS-Werte berechnen
74     Lp2 = 20*log(Arms2/20e-6);
75     % Mittelung von Frequenzspektren
76     overlap = 50;                            % ueberlappung in Prozent
77     Nt_block = 2^15;                          % Blocklaenge
78     Nt_overlap = ceil(Nt_block * (overlap/100)); % Anzahl der
        ueberlappenden Abtastpunkte
79     Nt_new = floor(Nt_block * (1-(overlap/100))); % Anzahl der
        Abtastpunkte die hinzukommen
80
81     if overlap == 0
82         avgs = (Nt/(Nt_block*(1-(overlap/100))));
83     else
84         avgs = (Nt/(Nt_block*(1-(overlap/100)))) - 1;
85     end
86     % wenn eine Dezimalzahl rauskommt abrunden
87     avgs = floor(avgs);
88

```

```

89 too_much = mod(Nt,Nt_new);
90
91 % Jene Abtastpunkte die zuviel sind werden weggelassen
92 %p( end-too_much+1 :end) = [];
93
94 p1( end-too_much+1 :end) = [];
95 p2( end-too_much+1 :end) = [];
96
97 Nt = length(p1); % Aktualisieren der Anzahl
98
99 [P_avg1, f_avg1, A_k] = calc_fft_avg(p1,Fs,ftnr ,avgs,Nt_block ,overlap ,false
);
100 [P_avg2, f_avg2, A_k] = calc_fft_avg(p2,Fs,ftnr ,avgs,Nt_block ,overlap ,false
);
101 % Optional: Teilspektren werden geplottet
102 %[P_avg, f_avg, A_k] = calc_fft_avg(p,Fs,ftnr ,avgs,Nt_block ,overlap ,true ,
xlimits ,ylimits);
103
104 % Schalldruckpegel
105 Arms_avg1 = (abs(P_avg1)*A_k)/sqrt(2); % RMS-Werte berechnen
106 Arms_avg2 = (abs(P_avg2)*A_k)/sqrt(2);
107
108
109 Lp_avg1 = 20*log(Arms_avg1/20e-6);
110 Lp_avg2 = 20*log(Arms_avg2/20e-6);
111 %% Terzanalyse
112
113 %% Terzmittenfrequenzen
114 fm_terz =
[1250,1600,2000,2500,3150,4000,5000,6300,8000,10000,12500,16000];
115
116 Lp_terz1 = zeros(2,length(fm_terz));
117 Lp_terz2 = zeros(2,length(fm_terz));
118
119
120 fig(6) = figure('Name','Terzanalyse','color','w','NumberTitle','off');
121 maximizeFigure(fig(6));
122 ax = plot(f_avg1,Lp_avg1,'r',f_avg2,Lp_avg2,'b','linewidth',1); hold all
; ugr=-60;
123
124 for terzind = 1:length(fm_terz)
125 if terzind ==1
126 terz = (nthroot(2,3)-1)/nthroot(2,6);
127 fun = ceil(fm_terz(1)-fm_terz(1)*terz/2);
128 fob = ceil(fm_terz(1)+fm_terz(1)*terz/2);
129 else

```

```

130     fun = fob;
131     fob = ceil(fm_terz(terzind)+fm_terz(terzind)*terz/2);
132 end
133 indices1 = find(f_avg1 >= fun & f_avg1 < fob);
134 indices2 = find(f_avg2 >= fun & f_avg2 < fob);
135 if ~isempty(indices1)
136     Lp_terz1(terzind) = 10 * log10( sum(10.^(0.1*Lp_avg1(indices1))));
137     %energieaquivalenter Summenpegel
138 end
139 if ~isempty(indices2)
140     Lp_terz2(terzind) = 10 * log10( sum(10.^(0.1*Lp_avg2(indices2))));
141     %energieaquivalenter Summenpegel
142 end
143 Terzplot
144 plot([fun, fob],[Lp_terz1(terzind) Lp_terz1(terzind)], 'r')
145 plot([fun, fun],[ugr Lp_terz1(terzind)], 'r');
146 a=plot([fob, fob],[ugr Lp_terz1(terzind)], 'r');
147 text(fm_terz(terzind),-50,num2str(fm_terz(terzind)), 'Rotation',90);
148
149 plot([fun, fob],[Lp_terz2(terzind) Lp_terz2(terzind)], 'b')
150 plot([fun, fun],[ugr Lp_terz2(terzind)], 'b');
151 b=plot([fob, fob],[ugr Lp_terz2(terzind)], 'b');
152 text(fm_terz(terzind),-50,num2str(fm_terz(terzind)), 'Rotation',90);
153 end
154 set(gca, 'xScale', 'log', 'FontSize', fontgr, 'xlim', xlims, 'YLim', ylims, '
155     ytick',(-60:5:200)); grid on;
156 legend([a,b], 'Mic1', 'Mic2', 'location', 'northwest'); %kleiner Trick
157 title('Terzanalyse'); xlabel('Frequenz {\it\bf} / Hz'); ylabel('
158     Schalldruckpegel {\it\bf}L_p / dB (ref. 20muPa)'); grid 'on';

```

## Kalibriereinstellungen der Mikrophone zur 4-Mikrophon-Messtechnik

All	Channel	Transducer												
Filter	Status	Signal Name	Input Sensitivity	Max Peak Input	Max Peak Input (Absolute)	Channel Input	Use Transducer Data	Gain Adjust	Offset	Channel Delay	HP Filter	Use External Amplifier	External Amplifier Gain	
1.1.1	<input checked="" type="checkbox"/>	Signal 01	4,5m V/Pa	10 V	2,32k Pa	Preamp	<input checked="" type="checkbox"/>	1,044	0 Pa	0 s	22.4 Hz	<input type="checkbox"/>	1 V/V	
1.1.2	<input checked="" type="checkbox"/>	Signal 02	4,63m V/Pa	10 V	2,265k Pa	Preamp	<input checked="" type="checkbox"/>	1,049	0 Pa	0 s	22.4 Hz	<input type="checkbox"/>	1 V/V	
1.1.3	<input checked="" type="checkbox"/>	Signal 03	3,93m V/Pa	10 V	2,702k Pa	Preamp	<input checked="" type="checkbox"/>	1,062	0 Pa	0 s	22.4 Hz	<input type="checkbox"/>	1 V/V	
1.1.4	<input checked="" type="checkbox"/>	Signal 04	3,66m V/Pa	10 V	2,824k Pa	Preamp	<input checked="" type="checkbox"/>	1,034	0 Pa	0 s	22.4 Hz	<input type="checkbox"/>	1 V/V	
1.1.5	<input checked="" type="checkbox"/>	Signal 05	1 V/V	10 V	10 V	Direct	<input type="checkbox"/>	1	0 V	0 s	22.4 Hz	<input type="checkbox"/>		
1.1.1 Gen	<input checked="" type="checkbox"/>	Generator 1	1	10	1 V	Direct	<input type="checkbox"/>	1	0 V	0 s	DC	<input type="checkbox"/>		

Filter	Status	Signal Name	Input Sensitivity	Max Peak Input	Max Peak Input (Absolute)	Channel Input	Transducer Family	Transducer Type	Transducer Name	Transducer Serial Number	Transducer Description	TEDS Information
1.1.1	<input checked="" type="checkbox"/>	Signal 01	4,5m V/Pa	10 V	2,32k Pa	Preamp	Microphone	4187	4187	2668865	"Free-field"	
1.1.2	<input checked="" type="checkbox"/>	Signal 02	4,63m V/Pa	10 V	2,265k Pa	Preamp	Microphone	4187	4187	2880899	"Free-field"	
1.1.3	<input checked="" type="checkbox"/>	Signal 03	3,93m V/Pa	10 V	2,702k Pa	Preamp	Microphone	4187	4187	3043543	"Free-field"	
1.1.4	<input checked="" type="checkbox"/>	Signal 04	3,66m V/Pa	10 V	2,824k Pa	Preamp	Microphone	4187	4187-21	2664321	"Free-field"	
1.1.5	<input checked="" type="checkbox"/>	Signal 05	1 V/V	10 V	10 V	Direct						
1.1.1 Gen	<input checked="" type="checkbox"/>	Generator 1	1	10	1 V	Direct						

Abbildung 1: Kalibrierungseinstellungen von Mikrofonen und Messkanälen

Abbildung 3 zeigt die verwendeten Kalibrier-Einstellungen. Es wurden die Kalibrierdaten von Brüel & Kjaer verwendet.

### Wirkung eines Trichters auf die abgestrahlte Schalleistung

Es wird die Schalleistung durch eine definierte Messfläche jeweils mit und ohne Trichter in einem Frequenzbereich von 250 bis 4000 Hz numerisch berechnet. Die Dimensionen der Querschnittsfläche der Messfläche entsprechen denjenigen des Strömungsquerschnittes im Einlass-bzw. Auslassbereich des Funktionsmusters und der Trichter ist 1 m lang.

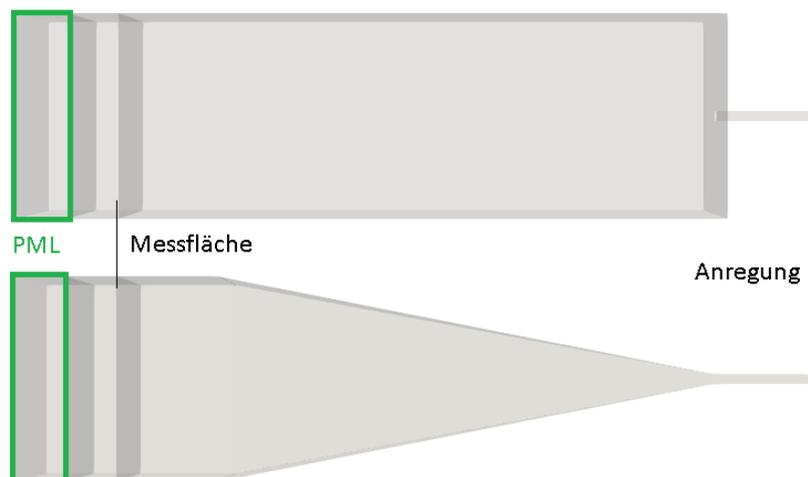


Abbildung 2: Schema des simulierten Messaufbaus für die Bestimmung der durchgelassenen Schalleistung

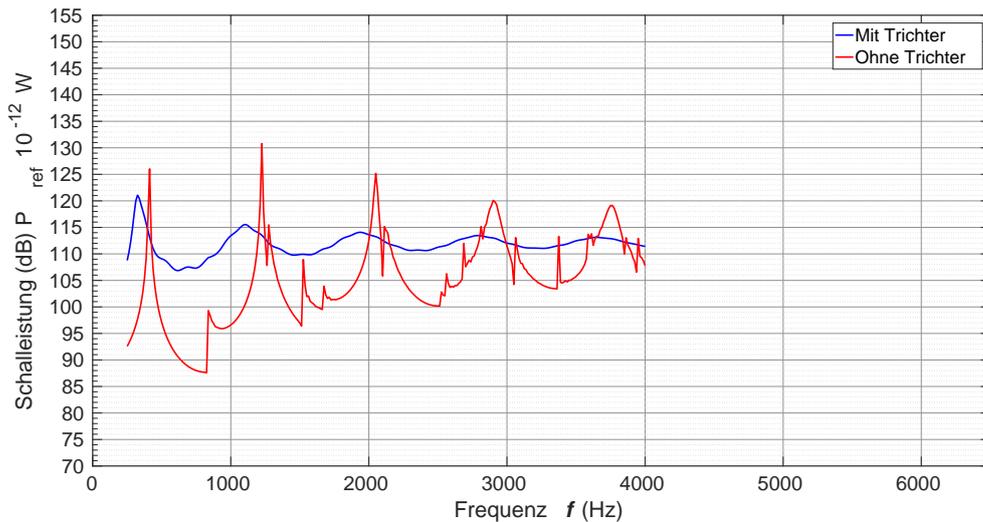


Abbildung 3: Schalleistung durch Messfläche mit und ohne Trichter

Wie zu erwarten, zeigt der Trichter die größte Wirkung bis ca. 1300 Hz. Je höher die Frequenzen werden, desto mehr Wirkleistung wird auch ohne Trichter in die Struktur eingebracht. Außerdem bewirkt der Trichter, dass die Leistung deutlich gleichmäßiger in die Struktur eingebracht wird.

### Vergleich der CFD-Rechnung eines Kanalknies mit einer Abschätzungsformel

Die folgenden Abbildungen zeigen die Ergebnisse einer CFD-Rechnung eines Kanalknies ohne Leitblech mit den Parametern der in Kapitel 4 durchgeführten Simulation des Funktionsmusters. Anhand der Abschätzungsformel für eine 90°-Umlenkung aus [42]

$$\Delta p = \zeta \cdot \frac{\rho}{2} \bar{u}^2, \quad (1)$$

ergibt sich bei  $\bar{u} = 6.8 \text{ m/s}$ ,  $\zeta = 1.4$  und einer Dichte von Luft bei 0° C von  $\rho = 1.3 \text{ kg/m}^3$  ein Druckverlust  $\Delta p = 42.1 \text{ Pa}$ .

In Abbildung 4 ist das Schema des Kanalknies zu sehen. Die Abmessungen des quadratischen Strömungsquerschnitts betragen  $s = 0.27 \text{ m}$  und die jeweiligen Auslass- und Einlassseiten sind 1 m von der Umlenkung entfernt. Die Entfernung der Messflächen zu Einlass und Auslass betragen jeweils 0.05 m. In Tabelle 1 sind die mit unterschiedlicher Netzaufösung berechneten Druckverluste zu sehen.

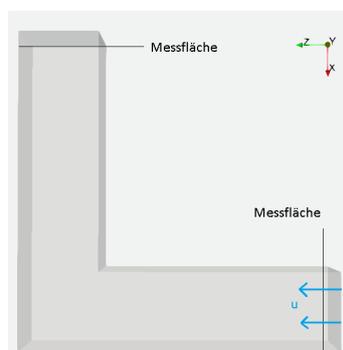


Abbildung 4: Schema des CFD gerechneten Kanalknies

Tabelle 1: Relative Druckverluste zwischen Einlass- und Auslassfläche einer 90°-Umlenkung eines Kanals

Rechnung mit 148 K Elementen	Wert	Einheit
90°-Umlenkung	47.2	Pa
Rechnung mit 1.1 Mio. Elementen	Wert	Einheit
90°-Umlenkung	48.9	Pa

### Reduzierung der Schalleistung durch MPPs als Leitbleche

In Abbildung 5 ist zu erkennen, dass die MPPs in der Leitblechanordnung nicht ganz so effektiv sind wie in der Mehrschichtanordnung (vgl. Kapitel 5). Es werden besonders ab ca. 2000 Hz ca. 5 dB an Schalleistungsreduktion erreicht.

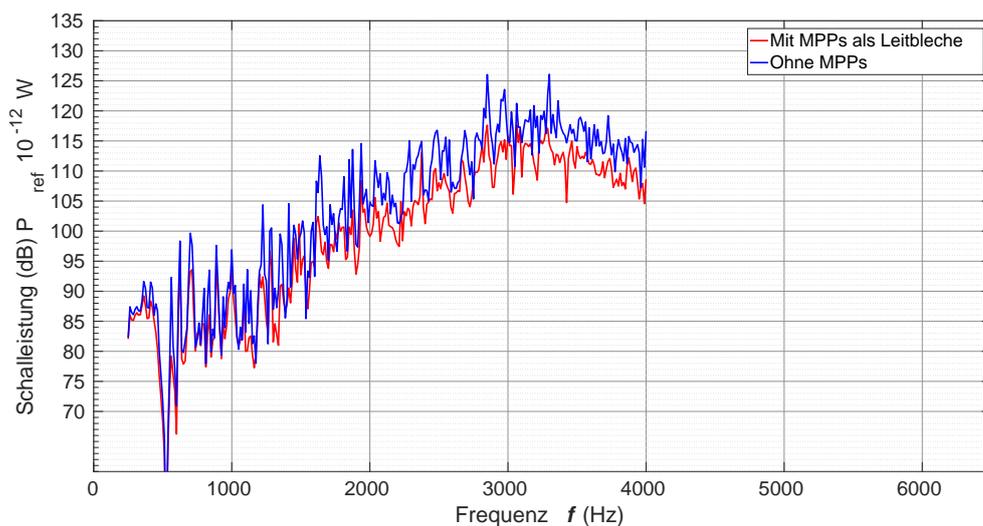


Abbildung 5: Wirkung der MPPs als Leitbleche in der in Kapitel 4 gezeigten Anordnung