

BACHELORARBEIT

Dämpfung stehender Wellen in Bassreflexrohren

vorgelegt am 21.05.2024

Malte Hildebrandt, [REDACTED]

Erstprüferin: Prof. Dr. Eva Wilk

Zweitprüfer: B.Sc M.A. Tobias Falke

**HOCHSCHULE FÜR ANGEWANDTE
WISSENSCHAFTEN HAMBURG**

Department Medientechnik

Finkenau 35

22081 Hamburg

Zusammenfassung

Lautsprecher, welche nach dem Bassreflexprinzip arbeiten, bieten einige Vorteile, wie einen erweiterten Übertragungsbereich und eine höhere Effizienz in der Tieftonwiedergabe. Ein Nachteil von Bassreflexsystemen sind allerdings stehende Wellen in den Bassreflexrohren. Durch diese stehenden Wellen bildet sich eine Resonanz aus. Diese Resonanz wird im Folgenden als Bassreflexrohresonanz bezeichnet. Die Mittenfrequenz hängt von der Länge des Bassreflexrohres ab. Typischerweise liegt die Resonanzfrequenz zwischen 500 Hz und 1,5 kHz. Moderne additive Fertigungsverfahren (z.B. 3D-Druck) machen es möglich Miniaturabsorber in die Bassreflexrohre zu integrieren. Ziel dieser Arbeit ist es, ein Bassreflexrohr zu entwickeln, welches mit internen Absorbern ausgestattet ist, um die Bassreflexrohresonanz zu reduzieren. Hierfür wird eine Simulationsmethodik für Bassreflexsysteme entwickelt, welche die Bassreflexrohresonanzen und die Wirkung der eingesetzten Absorber abbildet und somit als Entwicklungswerkzeug für die Dimensionierung dieser Absorber dienen kann. Die Simulationsergebnisse werden anschließend mit Messungen von einem Prototyp verglichen.

Abstract

Speakers that work according to the bass reflex principle offer several advantages such as an extended transmission range and greater efficiency in low frequency reproduction. However, standing waves in the bass reflex ports are a disadvantage of bass reflex systems. Especially in compact 2-way systems these are strongly stimulated. This is a pipe resonance which frequency is determined by the length of the bass reflex port. Typically, the resonance frequency is between 500 Hz and 1.5 kHz. Modern additive manufacturing processes (e.g. 3-D Printing) make it possible to integrate miniature absorbers into the bass reflex ports. The aim of this thesis is to develop a bass reflex port which is equipped with internal absorbers to reduce this pipe resonance. For this purpose, a simulation methodology for bass reflex systems is developed which predicts the pipe resonances and the effect of the absorbers used and can thus serve as a development tool for the dimensioning of these absorbers. The simulation results are then compared with measurements from a prototype.

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis	III
Tabellenverzeichnis	V
Formelverzeichnis	VI
1 Einleitung	1
2 Untersuchte Eigenschaften von Bassreflexrohren	3
2.1 Amplitudenfrequenzgang	3
2.2 Kenndaten der Bassreflexrohrresonanz	4
2.3 Verwirbelungen	4
2.4 Verzerrungen durch die integrierten Absorber	5
2.5 Ausschwingverhalten	5
2.6 Voruntersuchungen	6
3 Entwicklung der Simulationsmethodik	10
3.1 Berechnung und Simulation von Bassreflexlautsprechern	10
3.2 Simulation eines Bassreflexlautsprechers mit <i>SpicyTL</i>	17
3.3 Dämpfung stehender Wellen durch Einsatz von Absorbern im Bassreflexrohr	20
3.4 Simulation des Testsystems	23
3.5 Simulation des Absorbers im Testsystem	25
4 Entwicklung des integrierten Absorbers	26
4.1 Konstruktion des Bassreflexrohres ohne Absorber	26
4.2 Dimensionierung des Absorbers	27
4.3 Fertigung der Bassreflexrohre	31
5 Messungen	32
5.1 Messaufbau	32
5.2 Dimensionierung des Testsystems	33
5.3 Messablauf	34
5.4 Messergebnisse	35
5.4.1 Amplitudenfrequenzgang bei 0°	35
5.4.2 Verwirbelungen	36

5.4.3	Harmonische Verzerrungen	37
5.4.4	Kompression	37
5.4.5	Ausschwingverhalten	38
5.4.6	Abstrahlverhalten des Testsystems unter Winkel	39
5.4.7	Nahfeldmessungen	41
5.4.8	Vergleich von Simulation und Messung	42
6	Auswertung der Messergebnisse	43
6.1	Amplitudenfrequenzgang	43
6.2	Kenndaten der Bassreflexrohrresonanz	44
6.3	Verwirbelungen	44
6.4	Verzerrungen durch die integrierten Absorber	45
6.5	Ausschwingverhalten	45
6.6	Richtwirkung bei der Bassreflexrohrresonanzfrequenz	46
7	Fazit und Ausblick	47
	Literatur	49
	Anhang	51

Abbildungsverzeichnis

2.1	Testgehäuse mit montiertem Bassreflexrohr	6
2.2	Vergleich: Weißes Rauschen und Sinus-Sweep	7
2.3	Bassreflexrohr Prototypen	8
2.4	Wirkung des Helmholtzabsorbers im Bassreflexrohr	8
3.1	Blockschaltbild Impedanzen	11
3.2	Gesteuerte Quellen in <i>SPICE</i> 1	12
3.3	Gesteuerte Quellen in <i>SPICE</i> 2	13
3.4	Ersatzschaltbild: Schwingspule und Mechanik	13
3.5	Ersatzschaltbild: Akustische Impedanz	14
3.6	Ersatzschaltbild: Resonanzrohr Segment	16
3.7	<i>SpicyTL</i> Beispiel	17
3.8	<i>SpicyTL</i> Modul: <i>Volume</i>	18
3.9	<i>SpicyTL</i> Modul: <i>Port</i>	18
3.10	<i>SpicyTL</i> Modul: <i>Straight foam</i>	19
3.11	Simulation eines Bassreflexlautsprechers mit segmentierten Port in <i>SpicyTL</i>	20
3.12	Ersatzschaltbild: Helmholtzabsorber	21
3.13	Integration eines Helmholtzabsorbers in <i>SpicyTL</i>	22
3.14	Verschiedene Simulationen des Amplitudenfrequenzgang des Bassreflexrohrs	23
3.15	Simulation verschiedener Rohrlängen	24
3.16	Vergleich des Amplitudenfrequenzgang in Bassreflex und Bandpass Konfiguration	24
3.17	Simulation von Absorbern mit verschiedener Güte im Bassreflexrohr	25
4.1	Querschnittsansicht des Bassreflexrohres ohne Absorber	27
4.2	3D-Modell des Bassreflexrohres ohne Absorber	27
4.3	Strömungswiderstand des integrierten Absorbers in Abhängigkeit zur Breite der Mündungsöffnung	29
4.4	Querschnittsansicht des Bassreflexrohres mit Absorber	30
4.5	3D-Modell des Bassreflexrohres mit Absorber	30
4.6	Interne Struktur des hinteren Abschnittes	31
4.7	Interne Struktur der integrierten Absorber	31
4.8	Fertiggestellte Bassreflexrohre	31
4.9	Sicht auf die Mündungsöffnungen der Absorber	31

5.1	Messaufbau im reflexionsarmen Raum	32
5.2	Akustikschaumstoff im Lautsprecher	34
5.3	Amplitudenfrequenzgang der BR-Rohre mit und ohne Absorber	35
5.4	Amplitudenfrequenzgang der BR-Rohre mit und ohne Absorber inkl. Gehäusedämmung	35
5.5	Spektrum der BR-Rohre bei Anregung mit 50 Hz-Sinus $20 V_{RMS}$	36
5.6	Rauschpegel bei verschiedenen Schalldruckpegeln	36
5.7	Verzerrungen bei verschiedenen Pegeln	37
5.8	Linearität bei verschiedenen Anregungspegeln	37
5.9	Ausschwingverhalten ohne Absorber	38
5.10	Ausschwingverhalten mit Absorber	38
5.11	Polardiagramm für die Bassreflexrohresonanzfrequenz von 675 Hz	39
5.12	Amplitudenfrequenzgang des Testsystems ohne Absorber und ohne Akustikschaumstoff unter Winkeln	39
5.13	Amplitudenfrequenzgang des Testsystems mit Absorber und ohne Akustikschaumstoff unter Winkeln	40
5.14	Amplitudenfrequenzgang des Testsystems bei 150°	40
5.15	Amplitudenfrequenzgang der Bassreflexrohre aus Nahfeldmessungen	41
5.16	Nahfeldmessungen der Gehäuserückseite	41
5.17	Pegeldifferenz zwischen Bassreflexrohr mit und ohne Absorber	42
5.18	Amplitudenfrequenzgang der Bassreflexrohre simuliert und gemessen	42
1	Datenblatt Seas H1455	51

Tabellenverzeichnis

3.1	Kraft-Spannungs-Analogie nach Lerch et al. (2009)	11
3.2	Kraft-Strom-Analogie nach Lerch et al. (2009)	11
6.1	Kenndaten der Bassreflexrohrresonanz	44

Formelverzeichnis

2.1	Umrechnung Nahfeldschalldruckpegel	3
2.2	Güte der Eigenresonanz	4
2.3	Berechnung $\lambda/2$ Resonanz	7
3.1	Lorentzkraft	12
3.2	Induktion	12
3.3	Mechanisch-Akkustische Kopplung 1	12
3.4	Akkustisch-Mechanische Kopplung 2	12
3.5	Umrechnung Feder	14
3.6	Umrechnung bewegter Masse	14
3.7	Umrechnung Reibungswiderstand	14
3.8	Berechnung Schalldruck im Fernfeld	15
3.9	Berechnung Schalldruckpegel im Fernfeld	15
3.10	Berechnung M_{a1}	15
3.11	Berechnung R_{a1}	15
3.12	Berechnung R_{a2}	15
3.13	Berechnung C_{a1}	15
3.14	Berechnung C_{ab}	15
3.15	Berechnung M_{ap}	15
3.16	Berechnung C_{aan}	16
3.17	Berechnung M_{aan}	16
3.18	Berechnung RFA	19
3.19	Berechnung Membranabsorber	20
3.20	Berechnung Helmholtzabsorber	21
3.21	Berechnung Helmholtzabsorber Verluste	22
4.1	Berechnung der benötigten Querschnittsfläche des Helmholtzabsorber	28
4.2	Berechnung der Schallkennimpedanz des Helmholtzabsorbers	28
4.3	Viskoser Widerstand an der Innenwand der Öffnungen des Schlitzplattenabsorbers	28
4.4	Viskoser Widerstand der sich zusammenschnürenden Luftteilchenbewegung	29
4.5	gesamter Strömungswiderstand	29
5.1	Querschnittsfläche BR Rohr nach Small (1973a)	33

5.2 Schwingkreisresonanz	33
------------------------------------	----

1 Einleitung

Lautsprechergehäuse, welche nach dem Bassreflexprinzip gebaut sind, bieten deutliche Vorteile durch eine Erweiterung des Frequenzgangs zu tieferen Frequenzen sowie eine erhöhte Effizienz im Vergleich zu Lautsprechern mit einem geschlossenen Gehäuse (Novak, 1959; Small, 1973a). Allerdings bringt dieses Prinzip auch Nachteile mit sich. Vom Bassreflexrohr, welches die Tieftonwiedergabe erweitert, werden mitunter ungewollte Spektralanteile abgestrahlt, welche das Klangbild negativ beeinflussen können. Insbesondere die Eigenresonanz der Luftsäule im Bassreflexrohr spielt hier eine Rolle, sofern sie im oder nah am Übertragungsbereich des Lautsprechersystems liegt (Nieuwendijk, 1993). Bei großen Mehrwege-Lautsprechern kann dies meist vermieden werden. Wenn bei einem 3-Wege-System der Tieftöner in einem Bassreflexgehäuse arbeitet, ist die Bassreflexrohresonanz meist weit außerhalb seines Übertragungsbereiches. Roozen, Bockholts et al. (1998) zeigten allerdings, dass die Bassreflexrohresonanz auch durch turbulente Strömungen im Resonanzrohr angeregt werden kann. In einer späteren Veröffentlichung untersuchen Roozen, Vael und Nieuwendijk (1998) wie sich Nichtlinearitäten der Resonanzrohre durch deren Geometrie verringern lassen.

Nieuwendijk zeigt in (1993) einen Ansatz zur Berechnung der Übertragungsfunktion von Bandpass-Lautsprechern, welcher den Effekt der Rohrresonanz im Bassreflexrohr miteinbezieht. Des Weiteren zeigt Nieuwendijk, wie sich durch den Einsatz von Helmholtzabsorbern im Bassreflexrohr die ungewollte Eigenresonanz bedämpfen lässt. Da klassische Fertigungsverfahren für Bassreflexrohre, wie Spritzguss, nicht oder nur mit hohem Aufwand in der Lage sind, entsprechende Strukturen herzustellen, hat die Integration von Absorbern im Resonanzrohr bisher wenig Verbreitung erlangt. Durch die Weiterentwicklung und Industrialisierung additiver Fertigungsverfahren lassen sich jedoch inzwischen solche komplexen Strukturen leichter fertigen. Eine genauere Untersuchung der Eignung verschiedener Absorbertypen ist deshalb sinnvoll.

Ziel dieser Arbeit ist es, ein Bassreflexrohr zu entwickeln, welches mit internen Absorbern ausgestattet ist, um die Bassreflexrohresonanz zu reduzieren. In dieser Arbeit soll untersucht werden, welche Absorbertypen sich für diesen Zweck eignen und inwieweit sich deren Integration auf andere Eigenschaften der Bassreflexrohre auswirkt. Für die Dimensionierung der Absorber soll eine Simulationsmethodik entwickelt werden, welche zum einen die Resonanz im Bassreflexrohr mit abbildet und zudem die eingesetzten Absorber mit simuliert. Ziel ist es, dass diese Simulationsmethodik als einfach anzuwendendes Entwicklungswerkzeug, zur Dimensionierung von Absorbern im Bassreflexrohr, genutzt werden kann. Der Fokus der Simulationsmethodik liegt dabei auf dem Effekt von stehenden Wellen im Bassreflexrohr

und inwiefern diese durch integrierte Absorber bedämpft werden. Die Wirkung, des mithilfe der Simulationsmethodik entwickelten, Bassreflexrohres mit integrierten Absorbern soll anschließend durch Messungen verifiziert werden.

2 Untersuchte Eigenschaften von Bassreflexrohren

Um die Wirkung und etwaige Nebenwirkungen der integrierten Absorber zu erfassen, soll in diesem Abschnitt auf die untersuchten Eigenschaften von Bassreflexrohren eingegangen und dargelegt werden, wie diese ermittelt werden. Im Folgenden ist es wichtig zwischen den beiden Begriffen der Bassreflexresonanz und der Bassreflexrohrresonanz zu unterscheiden. Ersteres beschreibt die gewollte Tieftonresonanz, welche zur Erweiterung des Übertragungsbereichs genutzt wird. Die Bassreflexrohrresonanz hingegen ist die ungewollte Eigenresonanz innerhalb des Bassreflexrohres, die die Wiedergabequalität im Mitteltonbereich beeinflusst.

2.1 Amplitudenfrequenzgang

Eine der wichtigsten Eigenschaften von Bassreflexrohren ist deren Amplitudenfrequenzgang. Dieser zeigt auf, welche Anteile das Bassreflexrohr zum Amplitudenfrequenzgang des gesamten Lautsprechersystems beiträgt. Die Ermittlung des Amplitudenfrequenzganges ist in der Simulation über die Auswertung der entsprechenden Schallflüsse möglich (siehe Formel 3.9). Bei der akustischen Messung des realen Systems ist eine Trennung der verschiedenen Anteile nicht direkt möglich. Für die Voruntersuchungen wurden deswegen Nahfeldmessungen durchgeführt. Hierfür wird das Messmikrofon unmittelbar mittig vor der Öffnung des Bassreflexrohres platziert. Nach Keele, Jr., D. B. (1974) kann der per Nahfeldmessung ermittelte Schalldruckpegel SPL_N über den Abstand r und dem Radius der abstrahlenden Fläche a mit folgender Formel auf den Pegel im Fernfeld SPL_F umgerechnet werden:

$$SPL_F = SPL_N - 20 \cdot \log \frac{2r}{a} \quad (2.1)$$

Dabei ist zu beachten, dass hier vereinfacht davon ausgegangen wird, dass der Schall von einem idealen Zylinder auf einer unendlichen Schallwand in den Halbraum abgestrahlt wird. Die Proportionalität zwischen Nah- und Fernfeld ist dabei nur für Frequenzen gültig, deren Wellenlänge λ deutlich kleiner ist als der Durchmesser der abstrahlenden Zylinderfläche. Keele, Jr., D. B. (1974) gibt für einen Fehler von 1 dB folgende Bedingung für die obere Grenzfrequenz an: $a/\lambda < 0,26$. Für die in dieser Arbeit untersuchten Bassreflexrohre, mit 2,5 cm Radius, liegt die obere Grenzfrequenz für die Nahfeldmessungen danach bei 3,5 kHz.

Um die Ergebnisse aus den Nahfeldmessungen zu verifizieren und um die Richtwirkung der Bassreflexrohrresonanzen zu ermitteln, werden zusätzlich Messungen in einem reflexionsarmen Raum mit einem Abstand von einem Meter durchgeführt. Da hier keine unabhängige Messung der Schalldruckanteile der Membran sowie des Bassreflexrohres durchgeführt werden kann, wird für diese Messungen die Vorderseite der Membran an ein zusätzliches geschlossenes Gehäusevolumen angekoppelt, sodass von ihr keine Abstrahlung in den Messraum erfolgt. Das Lautsprechersystem arbeitet dadurch als Bandpasslautsprecher. Das Volumen des zusätzlichen Gehäuses wird dabei möglichst groß gewählt, um die untere Resonanz der Bassreflexabstimmung wenig zu beeinflussen. In Abschnitt 5.2 wird die Dimensionierung des für diese Arbeit verwendete Testsystem genauer beschrieben.

2.2 Kenndaten der Bassreflexrohrresonanz

Die Eigenfrequenz der Bassreflexrohre definiert sich über die Frequenz stehenden Wellen im Bassreflexrohr. Diese bilden sich durch Reflexionen des Schalls an den offenen Rohrenden. Dadurch bildet sich eine Überhöhung im Amplitudenfrequenzgang (Bassreflexrohrresonanz). Um die verschiedenen Konfigurationen und die Effektivität der in dieser Arbeit entwickelten Absorber vergleichen zu können, sollen folgende Kenndaten der Bassreflexrohrresonanz ermittelt und verglichen werden:

- Die Mittenfrequenz der Bassreflexrohrresonanz: f_{er}
- Die Amplitude der Bassreflexrohrresonanz relativ zur Amplitude der gewollten Bassreflexresonanz in dB: A_{er}
- Die Güte der Eigenresonanz: Q_{er}

Die Güte Q_{er} ergibt sich dabei aus der Bandbreite Δf_{er} der Eigenresonanz, welche aus dem Amplitudenfrequenzgang an den -3 dB Punkten abgelesen wird, wie folgt:

$$Q_{er} = \frac{f_{er}}{\Delta f_{er}} \quad (2.2)$$

2.3 Verwirbelungen

Durch die starke Luftbewegung im Bassreflexrohr bei der Anregung der Bassreflexresonanz entstehen an den Wänden des Rohres Verwirbelungen, welche ungewollte Geräusche und somit Verzerrungen verursachen (Roozen, Vael & Nieuwendijk, 1998). Um diese Verzerrungen zu ermitteln, werden die Bassreflexrohre mit einem Sinussignal in ihrer Bassreflexresonanz

angeregt. Für die Auswertung wird mit einer FFT-Analyse das Spektrum des abgestrahlten Schalls ermittelt. Die Spektren, der unterschiedlichen Konfigurationen, werden dann miteinander verglichen.

2.4 Verzerrungen durch die integrierten Absorber

Verschiedene Geometrien und Oberflächenstrukturen können bei Bassreflexrohren dazu führen, dass sie bei höheren Pegeln stärkere Verluste aufweisen. Dies kommt einem Kompressionseffekt gleich. Um diesen Kompressionseffekt zu messen, wird das Testsystem mit einem Sinussignal in seiner Bassreflexresonanz angeregt. Die Anregung erfolgt dabei nur für einen Zeitraum von 500 ms, um eine Kompression durch die Erwärmung der Schwingspule zu vermeiden. Die Kompression ergibt sich dabei aus der Differenz zwischen der Erhöhung des Eingangspegels und dem erzeugten Schalldruck. Der Messvorgang ist hierbei derselbe wie bei der Messung der Verwirbelungen. Des Weiteren wird die FFT-Analyse, welche für die Verwirbelungen durchgeführt wurde, auch genutzt, um den Pegel der harmonischen Verzerrungen zu ermitteln.

2.5 Ausschwingverhalten

Um das Ausschwingverhalten des Bassreflexsystems zu analysieren, wird aus der Impulsantwort ein Spektrogramm erzeugt, welches das Ausschwingen für das gesamte Frequenzspektrum zeigt. Ein besonderer Fokus liegt dabei auf dem Ausschwingverhalten der ungewollten Eigenresonanz der Bassreflexrohre.

2.6 Voruntersuchungen

Um zu überprüfen, ob und wie stark die Eigenresonanzen in Bassreflexrohren vorhanden sind, wurden erste Voruntersuchungen durchgeführt. Hierfür wurde ein Bassreflexlautsprecher gebaut. Als Treiber kommt der ER15RLY (H1455) der Firma Seas zum Einsatz, welcher auch für den späteren Testaufbau verwendet wird. Das Gehäusevolumen beträgt ca. neun Liter. Der Durchmesser des Resonanzrohres ist 50 mm und die Länge 150 mm. Die Resonanzfrequenz des Bassreflexsystems liegt damit rechnerisch bei 48 Hz. Um Nahfeldmessungen des Bassreflexrohres und Treibers möglichst ohne Einflüsse des jeweils anderen durchführen zu können, sind Treiber und Bassreflexrohr auf gegenüberliegenden Seiten platziert. Sowohl der Treiber als auch das Bassreflexrohr sind nach außen abstehend montiert, um den Austausch von Bauteilen zu vereinfachen. Abbildung 2.1 zeigt das Testgehäuse mit montiertem Bassreflexrohr.



Abbildung 2.1: Testgehäuse mit montiertem Bassreflexrohr

Die Nahfeldmessung wurde einmal mit weißem Rauschen und einmal mit einem logarithmischen Sinus-Sweep durchgeführt. Die Ergebnisse sind in Abbildung 2.2 zu sehen. Beide Messungen sind fast deckungsgleich. Im weiteren Verlauf dieser Arbeit wird, sofern nicht anders angegeben, ein logarithmischer Sinus-Sweep als Anregungssignal für die Messungen verwendet.

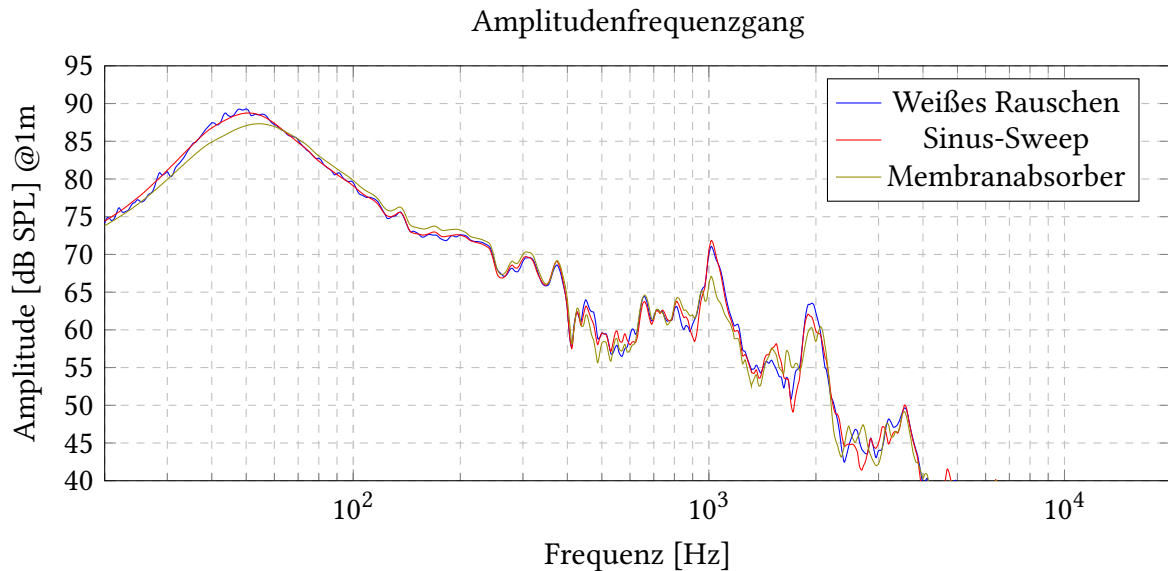


Abbildung 2.2: Vergleich: Weißes Rauschen und Sinus-Sweep

Die Messungen zeigen Spitzen im Amplitudenfrequenzgang bei etwa 1,1 kHz und Vielfachen davon. Die Vermutung ist, dass es sich hierbei um die von Nieuwendijk (1993) beschriebenen Rohresonanzen handelt. Diese Resonanzen bilden sich, da der Schall durch die abrupte Änderung der akustischen Impedanz an den offenen Rohrenden reflektiert wird. Hierdurch bilden sich stehenden Wellen im Bassreflexrohr. Nach Everest und Pohlmann (2009) lassen sich Rohrresonanzfrequenzen f_r mit der Länge des Rohres L_p sowie der Schallgeschwindigkeit c wie folgt berechnen:

$$f_r = \frac{n \cdot c}{2 \cdot L_p} \quad (2.3)$$

Wobei n eine ganze Zahl ist. Berechnet man mit der Formel 2.3 die Rohrlänge für eine Resonanzfrequenz von 1,1 kHz, erhält man 156 mm, was mit der physikalischen Länge des Bassreflexrohres von 150 mm korreliert. Die leichte Diskrepanz ist vermutlich darauf zurückzuführen, dass das schwingende Luftvolumen leicht über die Enden des Bassreflexrohres hinausragt. Es ist somit davon auszugehen, dass die Spitzen im Amplitudenfrequenzgang durch stehende Wellen im Bassreflexrohr verursacht werden.

Zur Überprüfung der Wirkprinzipien von Membran und Helmholtzabsorbern wurden drei Prototypen gefertigt, welche in [Abbildung 2.3](#) zu sehen sind. Links ist das starre Rohr ohne integrierte Absorber zu sehen, in der Mitte ein Bassreflexrohr mit integrierten Helmholtzabsorbern. Hier wurde das Ende des Rohres geöffnet, um die mit Polyesterwolle gefüllten Absorberkammern sichtbar zu machen. Rechts ist ein Bassreflexrohr aus flexiblem Material zu sehen, in welches Membranabsorber integriert sind. Auch hier wurde das Rohrende geöffnet, um die interne Struktur sichtbar zu machen. Die grobe Dimensionierung der Absorber erfolgte nach den Formeln [3.19](#) sowie [3.20](#). Die genauere Abstimmung erfolgte allerdings experimentell durch Abkleben der Mündungsöffnungen der Helmholtzabsorber und Variation der Materialstärke sowie dem Hinzufügen von Dämmwolle.



Abbildung 2.3: Bassreflexrohr Prototypen

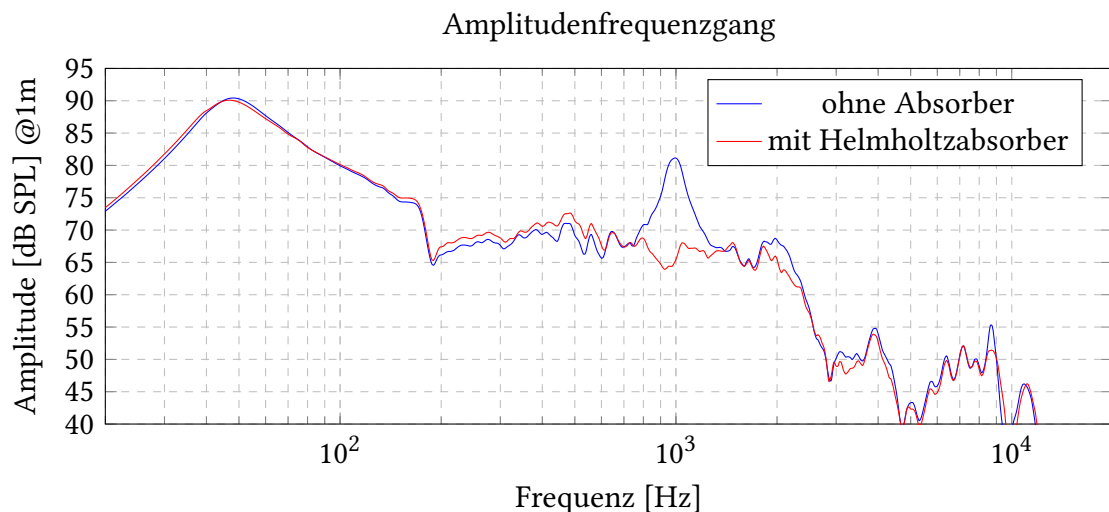


Abbildung 2.4: Wirkung des Helmholtzabsorbers im Bassreflexrohr(Sinus-Sweep Messung)

Die Nahfeldmessungen des Bassreflexrohres mit integriertem Membranabsorber ist in Abbildung 2.2 zu sehen. Es ist erkennbar, dass die Resonanz bei 1,1 kHz um 5 dB reduziert wird. Gleichzeitig ist aber auch eine Reduktion der gewünschten Bassreflexresonanz bei 50 Hz um etwa 2 dB zu sehen. Für die Messung des Bassreflexrohres mit integriertem Helmholtzabsorber wurde das Testgehäuse leicht modifiziert. Denn es wurde festgestellt, dass die Menge an Dämmwolle, die ins Gehäuse eingebracht war, die gewünschte Bassreflexresonanz bei 50 Hz reduziert und damit die Effizienz des Systems verringert wurde. Diese Messungen sind in Abbildung 2.4 zu sehen. Die vorberechneten Resonanzfrequenzen stimmen allerdings noch nicht genau mit den gemessen überein und es waren mehrere Iterationen nötig, um die in Abbildung 2.4 gezeigten Ergebnisse zu erzielen. Insbesondere die Membranabsorber sind in ihrer Abstimmung noch sehr unzuverlässig. Es wird vermutet, dass die Steifigkeit des Materials die Resonanzfrequenz beeinflusst. Die Schwingfähigkeit des Membranabsorbers lässt sich zwar durch zusätzliche Dehnungsfugen verbessern, aber die Abstimmung über die Formel 3.19 ist dennoch nicht zuverlässig möglich.

3 Entwicklung der Simulationsmethodik

Für die genauere Untersuchung der stehenden Wellen in Bassreflexrohren und der Auswirkung von integrierten Absorbern auf ebendiese ist es sinnvoll, eine Simulationsmethodik zu verwenden, welche sowohl die Effekte der stehenden Wellen, als auch der integrierten Absorber darstellt. Klassische Modelle nach dem Prinzip der äquivalenten Ersatzschaltbilder mit konzentrierten Bauelementen berücksichtigen diese Effekte nicht. In diesem Kapitel wird eine Simulationsmethodik entwickelt, welche sowohl die Bassreflexrohrresonanz als auch die Auswirkungen der verwendeten Absorber darstellt. Hierbei wurde ein Ansatz gewählt, der die äquivalenten Ersatzschaltbilder mit konzentrierten Bauelementen erweitert, sodass diese Effekte mit simuliert werden. Dieser Ansatz bietet im Vergleich mit anderen Simulationsmethoden, wie zum Beispiel der finite Elemente Methode (FEM), den Vorteil der einfachen Konfiguration sowie eines geringen Rechenaufwands. Die hier entwickelte Simulationsmethodik eignet sich somit als flexibles Entwicklungswerkzeug, welches eingesetzt werden kann, um die Grundeigenschaften des Lautsprechersystems zu ermitteln, ohne bereits konkrete und komplexe 3D-Modelle zu benötigen, wie sie für die FEM-Analyse notwendig sind.

3.1 Berechnung und Simulation von Bassreflexlautsprechern

Zur Berechnung und Simulation von Lautsprechern werden deren elektrischen, mechanischen sowie akustischen Eigenschaften und Zusammenhänge gängiger Weise vereinfacht und in einem elektrischen Ersatzschaltbild mit konzentrierten Elementen dargestellt. Die mechanischen und akustischen Systeme können mittels der Kraft-Spannungs-Analogie oder Kraft-Strom-Analogie als elektrische Schaltung dargestellt werden (Lerch et al., 2009, Kapitel 11).

Tabelle 3.1: Kraft-Spannungs-Analogie nach Lerch et al. (2009)

Kraft	- Spannung	$\vec{F} - U$
Geschwindigkeit	- Strom	$\vec{v} - I$
Masse	- Induktivität	$m - L$
Federnachgiebigkeit	- Kapazität	$n - C$
Reibungswiderstand	- ohmscher Widerstand	$r - R$

Tabelle 3.2: Kraft-Strom-Analogie nach Lerch et al. (2009)

Kraft	- Strom	$\vec{F} - I$
Geschwindigkeit	- Spannung	$\vec{v} - U$
Masse	- Kapazität	$m - C$
Federnachgiebigkeit	- Induktivität	$n - L$
Reibungswiderstand	- Leitwert	$r - G = 1/R$

In Bezug auf Bassreflexlautsprecher sind insbesondere die Arbeiten von Novak (1959) und Small (1973a, 1973b, 1973c, 1973d) sowie Thiele (1971a, 1971b) als Grundlagen zu betrachten, welche nach diesem Prinzip Modelle für Bassreflexlautsprecher entwickelt haben. Diese Modelle sind nur für Frequenzen, deren Wellenlängen signifikant größer sind als die Abmessungen der Lautsprecherkonstruktion, aussagekräftig (Lerch et al., 2009; Small, 1973a). Somit eignen sie sich nicht direkt zur Berechnung und Simulation von stehenden Wellen, welche innerhalb der Konstruktion auftreten. Im Folgenden soll gezeigt werden, wie sich durch die Verwendung des *Distributed-Element-Model*(DPM) Ansatzes Ersatzschaltungen bilden lassen, welche stehende Wellen innerhalb des Bassreflexrohres mit abbilden können (Li & Qi, 2011). Zuerst muss hierzu aber das grundlegende Ersatzschaltbild entwickelt werden. Abbildung 3.1 zeigt in einem Blockschaltbild, wie sich das gesamte Ersatzschaltbild des Lautsprechers aus der elektrischen Impedanz Z_e , der mechanischen Impedanz Z_m sowie akustischen Strahlungsimpedanz Z_{rad} zusammensetzt. Die Wandler zwischen der elektrischen und mechanischen sowie akustischen Domäne sind hier als ideale Transformatoren modelliert.

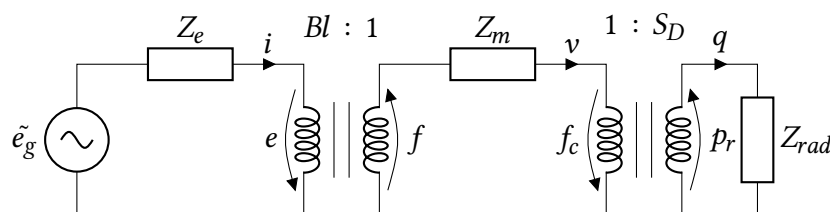


Abbildung 3.1: Blockschaltbild Impedanzen

Bei elektrodynamischen Lautsprechern ist die elektrische Impedanz Z_e mit der mechanischen Impedanz Z_m über die im Antrieb erzeugte Lorentzkraft und Spannungsinduktion miteinander

verkoppelt. Die elektrischen Größen Spannung e und Strom i sind mit den mechanischen Ausgangsgrößen Kraft f und Geschwindigkeit v folgendermaßen verkoppelt (Lerch et al., 2009):

$$f = Bli \quad (\text{Lorentzkraft}) \quad (3.1)$$

$$e = Blv \quad (\text{Induktion}) \quad (3.2)$$

Dabei ist B die magnetische Flussdichte im Luftspalt der Schwingspule und l die Länge der Schwingspule im Luftspalt. Die Koppelung der mechanischen und akustischen Domäne erfolgt über die Fläche S_D der Lautsprechermembran. Die mechanische Kraft f_c auf die Membran ist direkt proportional zum Schalldruck P_r , welcher durch die Bewegung der Membran erzeugt wird. Die Proportionalitätskonstante ist die Membranfläche S_D . Gleiches gilt für die mechanische Schnelle v und den Schallfluss q .

$$q = vS_D \quad (3.3)$$

$$f_c = P_r S_D \quad (3.4)$$

Da die späteren Berechnungen und Simulationen mithilfe des Simulationsprogramms *LTspice* analysiert werden sollen, ist es sinnvoll die detaillierten Ersatzschaltbilder von Anfang an in diesem zu entwickeln. W. Marshall Leach JR. (1991) zeigt in seiner Arbeit, wie sich die Kopplung der verschiedenen Domänen durch die Verwendung von spannungs- und stromgesteuerten Quellen in *SPICE* realisieren lässt. Hierdurch ist es möglich, ein flexibles Simulationsmodell zu erstellen, welches die Nachteile der Verwendung von Transformatoren als Wandler umgeht. Abbildung 3.2 (a) zeigt die Kopplung der elektrischen Domäne an die mechanische Domäne unter Verwendung eines Transformators. In Abbildung 3.2 (b) ist die elektromechanische Kopplung mit zwei Strom gesteuerten Spannungsquellen ausgeführt. Die Spannungsquelle e wird durch den Strom v gesteuert. Die Spannungsquelle f wird durch den Strom i gesteuert. Der richtige Übertragungsfaktor Bl wird durch den Verstärkungsfaktor der Quellen sichergestellt und dadurch gilt, wie schon in Abbildung 3.1, $e = Blv$ sowie $f = Bli$.

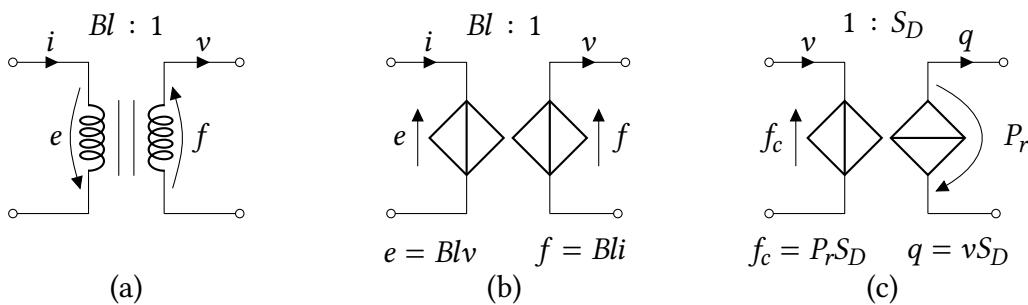


Abbildung 3.2: Gesteuerte Quellen

Die Kopplung zwischen mechanischer und akustischer Domäne ist in Abbildung 3.2 (c) zu sehen. Sie ist mit einer von der Spannung P_r gesteuerten Spannungsquelle f_c und einer vom

Strom v gesteuerten Stromquelle q ausgeführt. Hierdurch gilt wie schon in Abbildung 3.1 $f_c = P_r S_D$ und $q = v S_D$.

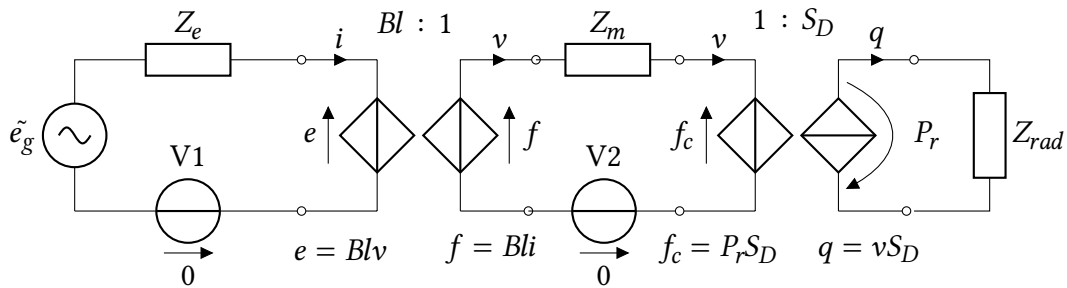


Abbildung 3.3: Gesteuerte Quellen in der Praxis

Zur Messung und Referenzierung der Ströme in *LTSpice* werden in der praktischen Umsetzung zusätzliche 0 V Spannungsquellen in den Schaltplan eingefügt. Die Benennung dieser Platzhalterspannungsquellen erfolgt nach dem Schema VN wobei N eine ganze Zahl ist. Abbildung 3.3 zeigt das gesamte Ersatzschaltbild mit den Spannungsquellen V1 und V2 sowie der elektrischen Impedanz Z_e , der mechanischen Impedanz Z_m und der akustischen Impedanz Z_{rad} . Um die Simulation durchführen zu können, müssen im nächsten Schritt die Impedanzen Z_e , Z_m sowie Z_{rad} genauer bestimmt werden. Die elektrische Impedanz Z_e setzt sich aus der Induktivität der Schwingspule L_e sowie deren Gleichstromwiderstand R_e zusammen. Da es sich hier schon um elektrische Größen handelt, ist keine Umrechnung nötig und die Werte können direkt von den Kenndaten des Lautsprechertreibers übernommen werden. Das Ersatzschaltbild für die Schwingspule ist in Abbildung 3.4 (a) dargestellt.

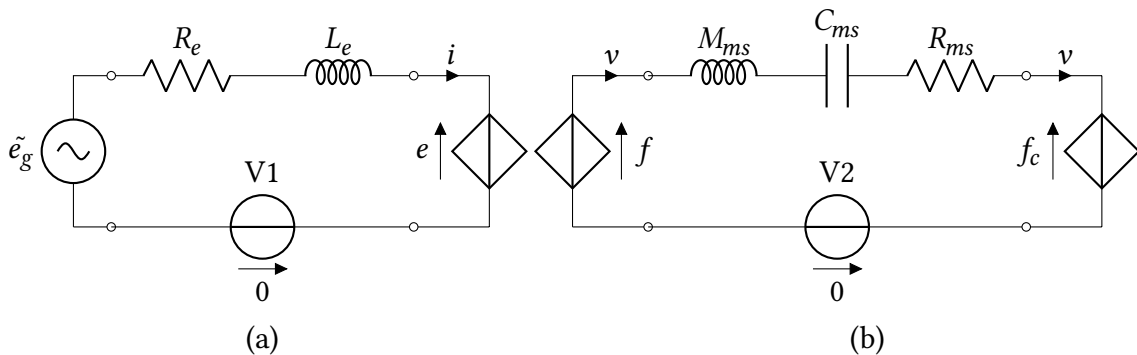


Abbildung 3.4: Ersatzschaltbild: Schwingspule(a) und Mechanik(b)

Die mechanische Impedanz eines elektrodynamischen Lautsprechertreibers setzt sich aus der bewegten Masse M_{ms} , der Federnachgiebigkeit der Aufhängung der Lautsprechermembran C_{ms} sowie den Reibungswiderstand R_{ms} zusammen. Nach der Kraft-Spannungs-Analogie ergibt sich hieraus, dass in Abbildung 3.4 (b) dargestellte Ersatzschaltbild mit einer L-C-R

Reihenschaltung. Nach Small (1973a) lassen sich die elektrischen Größen aus den Thiele-Small-Parametern des Lautsprechertreibers V_{as} (Äquivalentvolumen), S_D (Membranfläche), F_s (Resonanzfrequenz), Q_{ms} (mechanische Güte) sowie der Dichte der Luft ρ_0 und der Schallgeschwindigkeit c wie folgt berechnen:

$$C_{ms} = \frac{V_{as}}{\rho_0 \cdot c^2 \cdot S_D^2} \quad (3.5)$$

$$M_{ms} = \frac{1}{(2 \cdot \pi \cdot F_s)^2 \cdot C_{ms}} \quad (3.6)$$

$$R_{ms} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot F_s \cdot Q_{ms} \cdot C_{ms}} \quad (3.7)$$

Für die Ermittlung der akustischen Impedanz ist, sowohl die Belastung der Membranvorderseite als auch deren Rückseite zu betrachten. Für die Vorderseite wird vorerst die Abstrahlung auf einer unendlichen Schallwand angenommen. Ein elektrisches Modell, für die Belastung der Membranvorderseite, nach der Kraft-Spannungsanalogie, ist in (Leo L. Beranek, 1955) zu finden. In Abbildung 3.5 ist dieses Modell links von der spannungsgesteuerten Stromquelle F1 zu sehen. Rechts von F1 ist die Ersatzschaltung für die akustische Belastung der Rückseite der Membran zu sehen. Sie besteht aus der Kapazität C_{ab} , welche die Federsteifigkeit des Gehäuseluftvolumens abbildet, und aus der Induktivität M_{ap} , welche die Luftmasse im Resonanzrohr abbildet. Da das nach außen gewandte Ende des Bassreflexrohres, wie die Vorderseite der Membran in den Halbraum abstrahlt, schließt sich auch hier ein Netzwerk mit gleicher Topologie, wie links von F1 an, um die Ankopplung an den Halbraum abzubilden. Verluste innerhalb des Gehäuses werden durch R_{al} abgebildet.

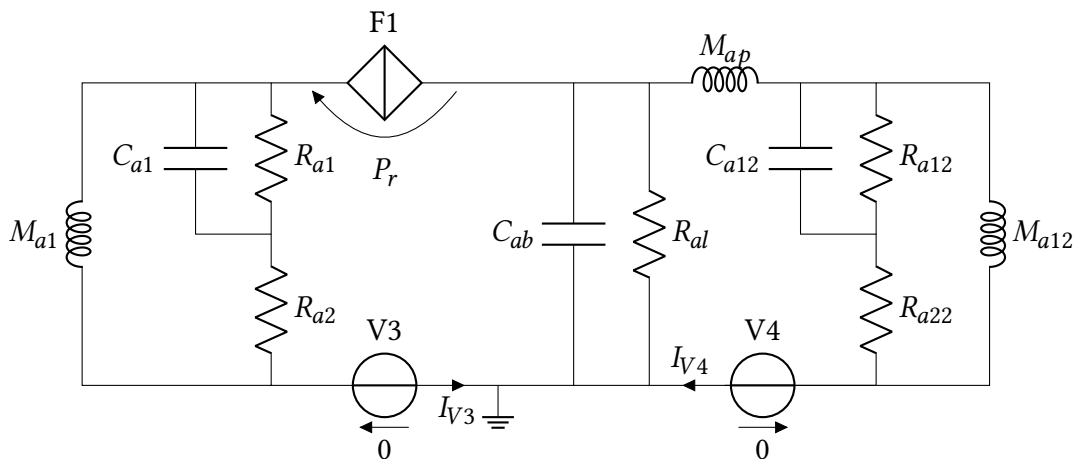


Abbildung 3.5: Ersatzschaltbild: Akustische Impedanz

Die 0 V Spannungsquellen dienen der Strommessung der zwei akustischen Zweige. Nach der Kraft-Spannungs-Analogie entspricht der Strom dem Schallfluss vor der Membran und im Resonanzrohr. Der gesamte Schallfluss q_{sys} ergibt sich aus der Summe von I_{V3} und I_{V4} . Er kann mit Formel 3.8 dazu genutzt werden, den Schalldruck $p(r)$ bei einer Frequenz f im Abstand r zu berechnen. So können die Schalldruckanteile der Membranvorderseite sowie des Resonanzrohres einzeln berechnet werden, indem q_{sys} durch I_{V3} oder I_{V4} ausgetauscht wird.

$$|P(r)| = \frac{\rho_0 \cdot f}{r} \cdot |q_{sys}| \quad (3.8)$$

Nimmt man für den Abstand r 1 m an, erhält man für den Schalldruckpegel SPL_{total} die Formel 3.9. Eine genaue Herleitung findet sich in Robinson (2007).

$$SPL_{total} = 20 \cdot \log \left| \frac{\rho_0 \cdot f}{p_{ref}} \cdot q_{sys} \right| \quad (3.9)$$

Die Berechnung der Werte für M_{a1} , R_{a1} , R_{a2} sowie C_{a1} erfolgt über den Radius der Membran a , der Schallgeschwindigkeit c und der Dichte der Luft ρ_0 nach Leo L. Beranek (1955) wie folgt:

$$M_{a1} = \frac{0.6133 \cdot \rho_0}{\pi \cdot a} \quad (3.10)$$

$$R_{a1} = \frac{0.5045 \cdot \rho \cdot c}{\pi \cdot a^2} \quad (3.11)$$

$$R_{a2} = \frac{\rho \cdot c}{\pi \cdot a^2} \quad (3.12)$$

$$C_{a1} = \frac{0.55 \cdot \pi \cdot a^3}{\rho \cdot c^2} \quad (3.13)$$

Die Berechnungen für M_{a12} , R_{a12} , R_{a22} sowie C_{a12} erfolgen mit denselben Formeln, wobei hier der Radius des Resonanzrohres r_p eingesetzt werden muss. Die Werte für C_{ab} und M_{ap} können nach Leo L. Beranek (1955) aus dem Gehäusevolumen V , der Resonanzrohrlänge L_p sowie dem Resonanzrohrradius r_p wie folgt berechnet werden:

$$C_{ab} = \frac{V}{\rho \cdot c^2} \quad (3.14)$$

$$M_{ap} = \frac{\rho \cdot L_p}{\pi \cdot r_p^2} \quad (3.15)$$

Da die Luftmasse im Resonanzrohr in einem Bauteil (M_{ap}) zusammengefasst ist, ist die Simulation nur für Frequenzen gültig, deren Wellenlänge signifikant größer ist als die Abmessungen des Resonanzrohres. Die Reduzierung auf ein Masseelement führt dazu, dass Resonanzen innerhalb des Resonanzrohres nicht abgebildet werden. Wie allerdings unter anderem Nieuwendijk (1993) zeigt, bilden sich im Bassreflex stehende Wellen, welche sich negativ auf die Wiedergabequalität des Lautsprechers auswirken. Um diese stehenden Wellen im Simulationsmodell mit abzubilden, wird die Luftmasse im Resonanzrohr nicht als ein in sich festes Element betrachtet, sondern in einem *Distributed-Parameter-Model* ähnlich der Leitungstheorie für lange Übertragungsleitungen in viele Einzelsegmente unterteilt. Für die spätere Simulation mit *LTSpice* wird das Resonanzrohr nicht in Elemente mit infinitesimalen Längen unterteilt, um eine Leitungsgleichung aufzustellen und zu lösen, sondern das Resonanzrohr wird in eine endliche Anzahl an diskreten Elementen unterteilt. Dieser Ansatz entspricht den Grundzügen der *Finite-Elemente-Methode*, aber bietet den Vorteil der einfachen Umsetzung, da hier nicht die komplette Konstruktion modelliert werden muss, sondern nur wenige Kenndaten ausreichen, um das Modell ausreichend zu definieren.

Das Luftvolumen eines Segments hat Luftmasse M_{aan} und wirkt durch seine Nachgiebigkeit C_{aan} gleichzeitig wie ein Federelement. In Abbildung 3.6 ist die Ersatzschaltung nach der Kraft-Spannungs-Analogie zu sehen.

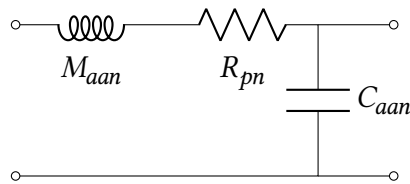


Abbildung 3.6: Ersatzschaltbild: Resonanzrohr Segment

Der Widerstand R_{pn} bildet hierbei etwaige Verluste ab. Die Werte für M_{aan} und C_{aan} ergeben sich, ähnlich wie 3.14 und 3.15, aus dem Resonanzrohrradius r_p und der Länge des Rohrsegments ΔL_p wie folgt:

$$C_{aan} = \frac{\pi \cdot r_p^2}{\rho \cdot c^2} \cdot \Delta L_p \quad (3.16)$$

$$M_{aan} = \frac{\rho \cdot \Delta L_p}{\pi \cdot r_p^2} \quad (3.17)$$

Da das Gehäusevolumen des Lautsprechers in diesem Modell weiterhin als ein zusammengefasstes Element (C_{ab}) simuliert wird, werden etwaige Gehäuseresonanzen nicht mit abgebildet. Für die Untersuchung der Bassreflexrohrresonanzen ist dies jedoch nicht relevant. Allerdings

muss dies bei der Interpretation der Simulations- und Messergebnisse mit berücksichtigt werden.

3.2 Simulation eines Bassreflexlautsprechers mit *SpicyTL*

Die Umsetzung der Ersatzschaltbilder aus Abschnitt 3.1 kann schnell komplex und daher unübersichtlich werden. Unter dem Namen *SpicyTL* hat Andrea Rubino (2023) ein Simulationsmodell für Lautsprecher nach dem Transmissionline-Prinzip veröffentlicht. Das Modell nutzt ähnliche Ersatzschaltbilder wie die in Abschnitt 3.1 beschriebenen. Die Ersatzschaltungen sind dabei modular gestaltet, sodass eine Lautsprecherkonstruktion durch einfaches Kombinieren von Modulen nachgebildet werden kann. Durch die Verwendung von gesteuerten Spannungs- und Stromquellen sowie vereinheitlichten Zwischenverbindungen werden die einzelnen Module miteinander verbunden. Das Simulationsmodell wurde ursprünglich für die Simulation von Transmissionline-Lautsprecher entwickelt, aber bietet alle nötigen Elemente, um auch andere Gehäusekonstruktionen zu simulieren. Abbildung 3.7 zeigt eine Beispielkonstruktion für einen Bassreflexlautsprecher.

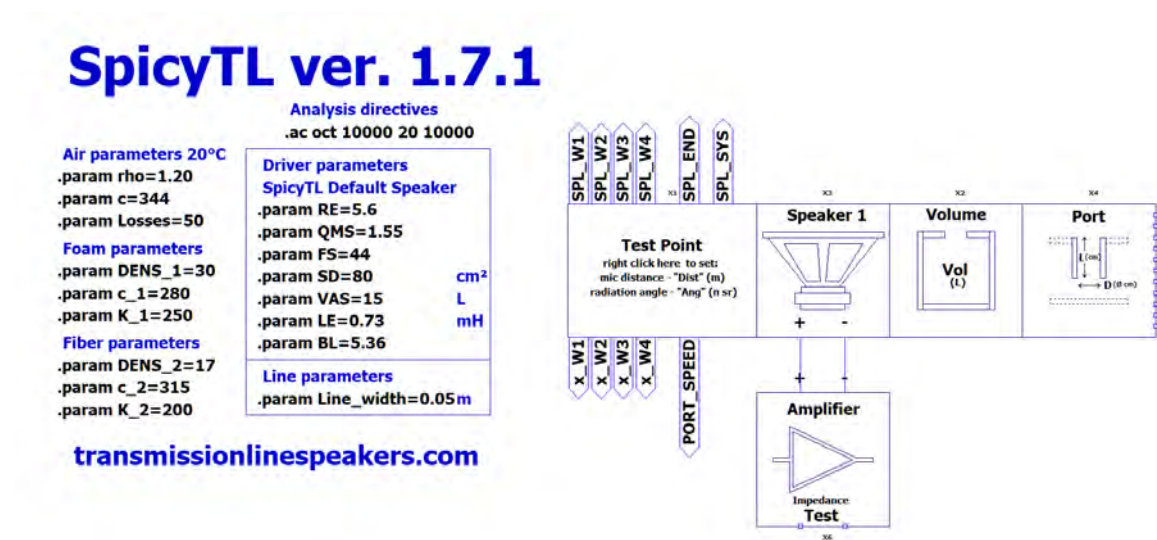
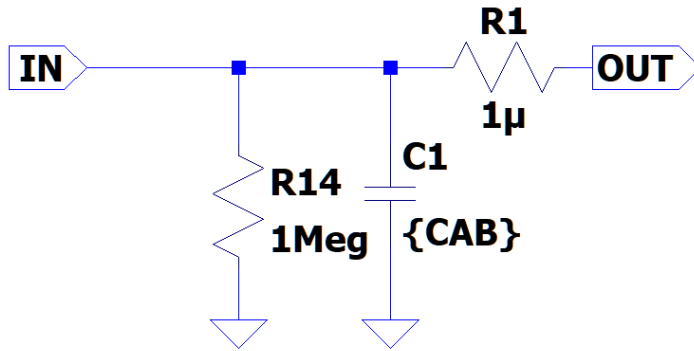


Abbildung 3.7: *SpicyTL* Beispiel

Die Module *Volume* und *Port* sind dabei Ersatzschaltungen mit konzentrierten Elementen, welche das jeweilige Luftvolumen als ein Bauteil vereinfacht zusammenfassen. Abbildung 3.8 zeigt das Ersatzschaltbild, welches sich im *Volume* Modul befindet. Der Kondensator C1 bildet die Federsteifigkeit des Luftvolumens ab und wird, wie in Abschnitt 3.1, mit der Formel 3.14 berechnet.



.param CAB ((Vol*1e-3)/(rho*c2))**

Abbildung 3.8: SpicyTL Modul: Volume

In Abbildung 3.9 ist das Ersatzschaltbild des *Port* Moduls zu sehen. Es hat die gleiche Topologie wie das Ersatzschaltbild aus Abbildung 3.5. Die stromgesteuerte Stromquelle F1 übergibt den von V1 gemessenen Strom über den Knotenpunkt *VV_end* an das *Test Point Modul*. *VV* steht dabei für *volume velocity* also den Schallfluss. Die stromgesteuerte Stromquelle F2 wiederum wandelt den von V1 gemessenen Schallfluss über R2 in die Schallschnelle im Bassreflexrohr (*Port Speed*) um. R2 ist dabei von der Bassreflexrohrfläche beziehungsweise dem Bassreflexrohrdurchmesser abhängig.

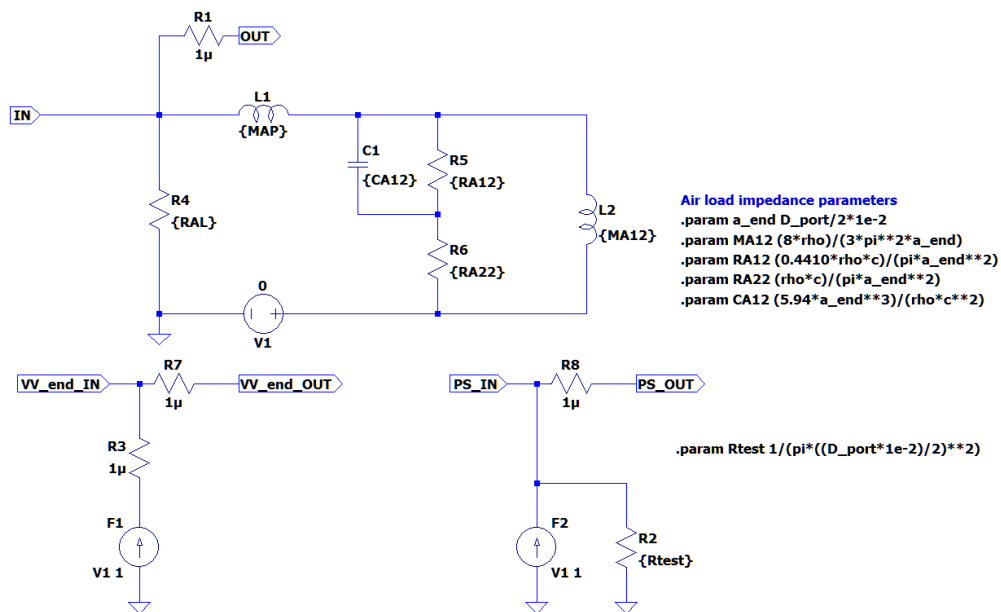


Abbildung 3.9: SpicyTL Modul: Port

Da in diesem Modell das Luftvolumen im Bassreflexrohr allerdings nicht nach dem Ansatz aus Abschnitt 3.1 segmentiert ist, kann hiermit die Resonanz im Bassreflexrohr noch nicht simuliert werden. Da Transmissionline-Lautsprecher, auch Viertelwellenresonanzgehäuse-Lautsprecher genannt, sich den Effekt von stehenden Wellen in einem Rohr zunutze machen, sind für deren Funktionsweise Rohresonanzen essenziell. In *SpicyTL* wird der gleiche Segmentierungsansatz, wie in Abschnitt 3.1 beschrieben, verwendet. Das Modul *Straight foam* setzt dies um, indem das Resonanzrohr in 50 Segmente unterteilt wird. Dabei wird das Resonanzrohr in einen unbedämpften und in einen mit Schaumstoff bedämpften Zweig unterteilt. Abbildung 3.10 zeigt einen Ausschnitt aus dem *Straight foam* Modul.

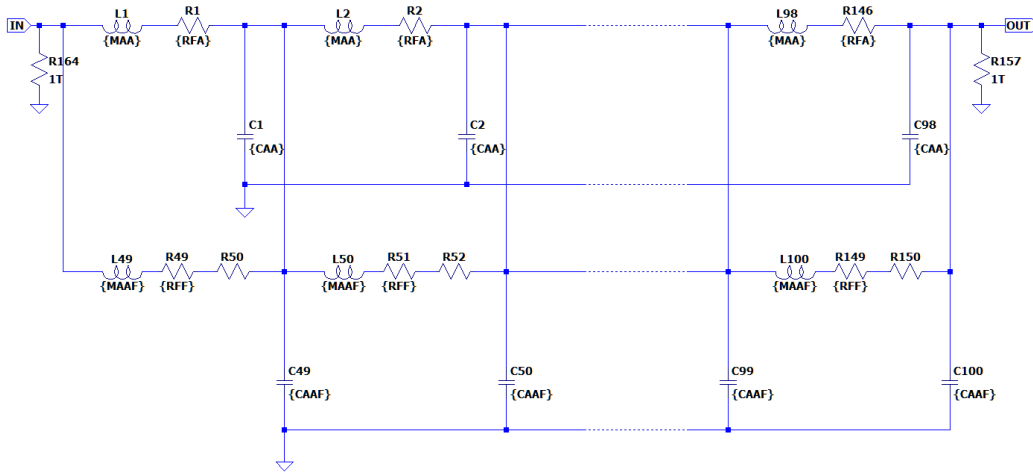


Abbildung 3.10: *SpicyTL* Modul: *Straight foam*

Da für die weiteren Untersuchungen von Bassreflexrohren kein Schaumstoff im Rohr verwendet wird, ist der Anteil des bedämpften Zweiges gleich null und nur der unbedämpfte Zweig ist für die Simulation ausschlaggebend. Die Topologie des *Straight foam* Moduls entspricht somit der Ersatzschaltung aus 3.6. Die Werte der einzelnen Komponenten errechnen sich mit den Formeln 3.16 und 3.17. Der Verlustwiderstandswert R_{FA} wird in *SpicyTL* mit der Formel 3.18 berechnet. Dabei ist A die Querschnittsfläche des Resonanzrohres und L ist ein frei einstellbarer Verlustfaktor.

$$R_{FA} = \frac{L}{A} \cdot \Delta L_p \quad (3.18)$$

Da im Modul *Straight foam* die Ankopplung an das externe Luftvolumen noch nicht mit enthalten ist, wird dies mit dem Modul *Open end* abgebildet. Abbildung 3.11 zeigt die *SpicyTL* Konfiguration für die Simulation eines Bassreflexlautsprechers unter Verwendung des *Distributed-Parameter-Models*.

SpicyTL ver. 1.7.1

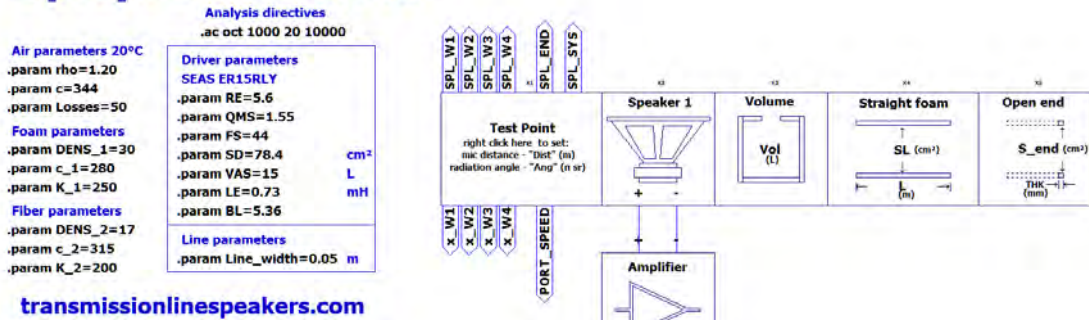


Abbildung 3.11: Simulation eines Bassreflexlautsprechers mit segmentierten Port in *SpicyTL*

3.3 Dämpfung stehender Wellen durch Einsatz von Absorbern im Bassreflexrohr

In diesem Abschnitt wird erörtert, wie und mit welchen Absorbern es prinzipiell möglich ist, die Eigenresonanz des Resonanzrohres zu bedämpfen, und wie die Wirkung dieser Absorber in der Simulation mit *SpicyTL* abgebildet werden kann.

Die Besonderheit bei der Bedämpfung von ungewollten Resonanzen in Bassreflexrohren ist, dass ein Ansatz gewählt werden muss, welcher frequenzselektiv arbeitet. Das heißt, dass er die ungewollte Bassreflexrohresonanz abschwächt, ohne dabei die gewünschte Bassreflexresonanz des Lautsprechersystems zu stark zu beeinflussen. Bei der gewollten Bassreflexresonanz des Lautsprechers ist die Luftbewegung im Bassreflexrohr maximal. Die Nutzung von porösem Absorptionsmaterial innerhalb des Bassreflexrohres verursacht starke Strömungsverluste und führt deshalb zu einer starken Dämpfung der Bassreflexresonanz des Lautsprechers. Somit ist eine Nutzung von porösem Material zur Bedämpfung von stehenden Wellen innerhalb des Bassreflexrohres nicht empfehlenswert und wird in dieser Arbeit nicht weiter untersucht.

Um die nötige Frequenzselektivität zu erhalten, bietet sich die Verwendung von Resonanzabsorbern an. Als Membranabsorber realisiert, könnte dieser direkt in die Innenflächen der Bassreflexrohre integriert werden, sodass keinerlei unregelmäßige Strukturen innerhalb der Bassreflexrohre entstehen. Dadurch werden keine zusätzlichen Verwirbelungen und somit Verzerrungen verursacht.

$$f_r = \frac{600}{\sqrt{d \cdot \frac{m}{A}}} \quad (3.19)$$

Formel 3.19 zeigt die Berechnung der Resonanzfrequenz nach Everest und Pohlmann (2009). Die Resonanzfrequenz f_r von Membranabsorbern ergibt sich durch das Flächengewicht der Membran $\frac{m}{A}$ sowie der Dicke des hinter der Membran eingeschlossenen Luftpolsters d . Diese Berechnung geht davon aus, dass die Membran frei schwingen kann. Wie sich in den Voruntersuchungen dieser Arbeit gezeigt hat, ist dies bei der Ausführung der Membran als Innenwand des Bassreflexrohres in der Praxis leider nicht der Fall. Die Eigenschaften des verwendeten Membranmaterials, wie Dehn- und Biegesteifigkeit, haben einen großen Einfluss auf die Abstimmung. Da hierdurch die Abstimmung der Resonanzfrequenz nicht zuverlässig über die Geometrie der Resonatoren möglich ist, wurde nach den Voruntersuchungen in Abschnitt 2.6 von der weiteren Verwendung und Untersuchung dieses Absorbertyps im Rahmen dieser Arbeit abgesehen. Helmholtzabsorber, welche nach dem gleichen Grundprinzip wie der Bassreflexlautsprecher arbeiten, lassen sich wiederum sehr gut über ihre Abmessungen abstimmen. Nach Everest und Pohlmann (2009) lässt sich mit der Formel 3.20 die Resonanzfrequenz eines Helmholtzresonators aus der Querschnittsfläche S_0 und der Länge L seines Resonanzrohres sowie seinem Luftvolumen V_0 und der Schallgeschwindigkeit c berechnen.

$$f_r = \frac{c}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{S_0}{V_0 \cdot L}} \quad (3.20)$$

Um die Helmholtzabsorber in der Simulation abzubilden, ist es nötig, ein Ersatzschaltbild nach der Kraft-Spannungs-Analogie zu konstruieren. Da es sich um dasselbe Wirkprinzip wie beim Bassreflexsystem des Lautsprechers handelt, können hierzu auch die gleichen Topologien wie in Abschnitt 3.1 genutzt werden. Abbildung 3.12 zeigt das später verwendete Ersatzschaltbild des Helmholtzabsorbers in Form eines RLC-Reihenschwingkreises. Diese Ersatzschaltung kann für die Simulation an die Verbindung zwischen zwei Bassreflexrohrsegmenten angeschlossen werden.

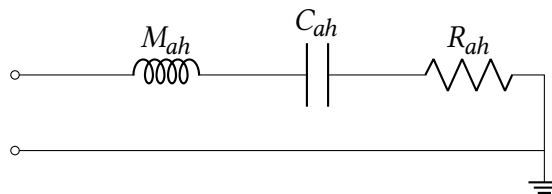


Abbildung 3.12: Ersatzschaltbild: Helmholtzabsorber

Die Induktivität M_{ah} entspricht dabei der Luftmasse im Resonanzrohr des Absorbers. Die Kapazität C_{ah} entspricht dem Luftvolumen der Rückkammer des Absorbers. Ihre Werte errechnen sich analog zu den Formeln 3.14 sowie 3.15. Der Widerstand R_{ah} bildet die Verluste im Absorber ab und berechnet sich aus der Güte Q des Absorbers wie folgt:

$$R_{ah} = Q \cdot \sqrt{\frac{M_{ah}}{C_{ah}}} \quad (3.21)$$

Da die internen Verluste und somit auch die Güte des Helmholtzabsorbers stark von seiner genauen geometrischen Konstruktion abhängen, wird in Abschnitt 4 genauer auf die exakte Dimensionierung dieser Größen eingegangen. Die Abbildung 3.13 zeigt die Implementierung des Helmholtzabsorbers als eigenständiges Modul in *SpicyTL*.

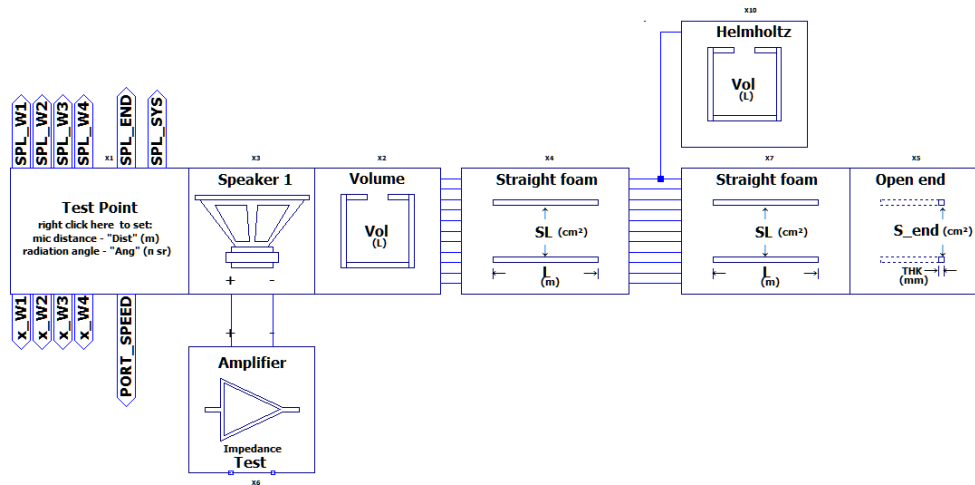


Abbildung 3.13: Integration eines Helmholtzabsorbers in *SpicyTL*

3.4 Simulation des Testsystems

Um die Ergebnisse der zuvor entwickelten Simulationenmethodik mit den späteren Messungen vergleichen zu können, werden im Folgenden Simulationsergebnisse dargestellt, welche den späteren Testaufbau simulieren. Die genaue Dimensionierung des Testsystems wird in Abschnitt 5.2 beschrieben. Die Dimensionierung des in dieser Arbeit entwickelten und untersuchten Absorbers findet sich in Abschnitt 4.

In Abbildung 3.14 sind die simulierten Amplitudenfrequenzgänge des vom Bassreflexrohr erzeugten Schalldrucks in einem Meter Entfernung zu sehen. Die blaue Kurve wurde dabei mit der Verwendung des *Port* Moduls berechnet, welches die Luftmasse im Bassreflexrohr in einer Spule zusammenfasst. Die rote Kurve wurde unter Verwendung des *Straight foam* Moduls errechnet, welches das *Distributed-Parameter-Model* anwendet.

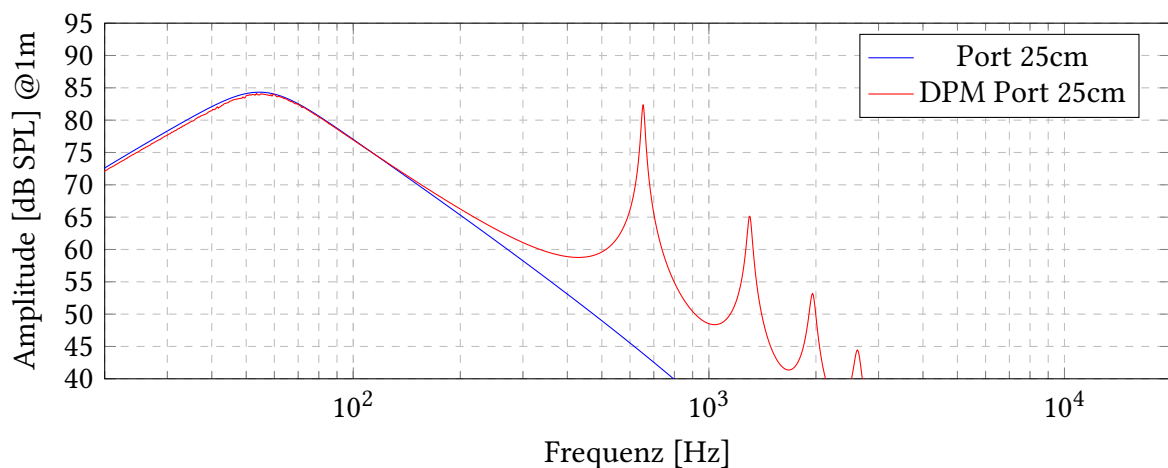


Abbildung 3.14: Verschiedene Simulationen des Amplitudenfrequenzgang des Bassreflexrohrs

Unterhalb von 200 Hz sind die Ergebnisse von beiden Modellen fast identisch. Oberhalb von 200 Hz fällt der Schalldruck beim klassischen Modell stetig mit etwa 12 dB pro Oktave ab, wohingegen das *Distributed-Parameter-Model* klare Resonanzen bei 653 Hz sowie Vielfachen davon zeigt. Berechnet man mit der Formel 2.3 die $\frac{\lambda}{2}$ Rohrresonanz für die simulierte Bassreflexrohrlänge von 25 cm, erhält man eine Resonanzfrequenz von 686 Hz. Diese Resonanzfrequenz liegt etwas höher als die simulierte Resonanzfrequenz. Um die Abhängigkeit der vom Modell simulierten Rohrresonanzen von der Bassreflexrohrlänge zu untersuchen, wurden zwei weitere Simulationen mit 12,5 cm und 50 cm Rohrlänge durchgeführt. Dabei wurde der Durchmesser des Rohres so angepasst, dass die Bassreflexresonanz bei 50 Hz gleich bleibt. Die Ergebnisse sind in Abbildung 3.15 zu sehen. Hier ist die Korrelation von Bassreflexrohrlänge und Bassreflexrohresonanz deutlich zu erkennen: Bei doppelter beziehungsweise

halber Rohrlänge, halbiert beziehungsweise verdoppelt sich auch die Resonanzfrequenz. Auch die Vielfachen der Bassreflexrohrresonanz sind hier zu erkennen. Gleichzeitig zeigt die Simulation, dass die Amplitude der Rohrresonanz beim kürzeren Rohr deutlich größer ist und 9dB über der gewollten Resonanz im Bassbereich bei 50 Hz liegt. Dies ist vermutlich darauf zurückzuführen, dass die Querschnittsfläche des Bassreflexrohres verdoppelt wurde, um bei doppelter Rohrlänge die gleiche Helmholtzresonanz zu erhalten.

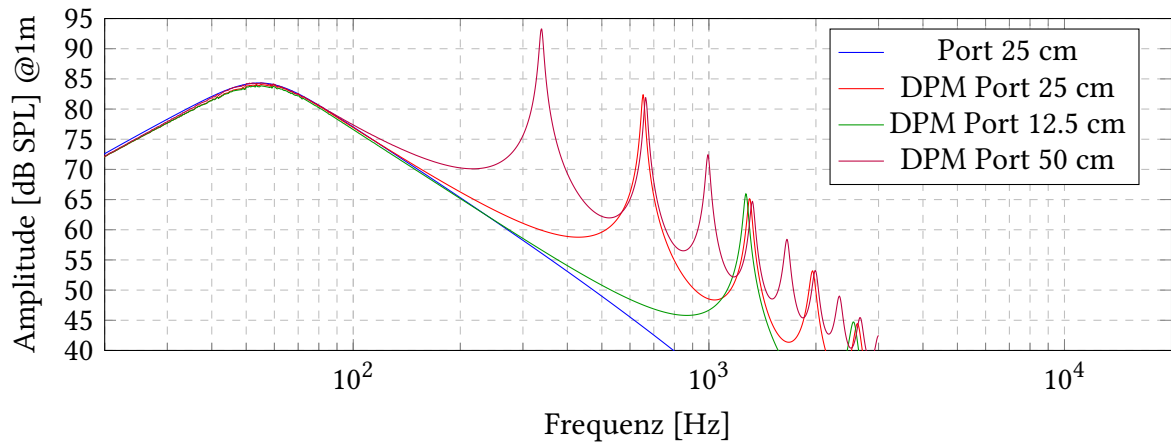


Abbildung 3.15: Simulation verschiedener Rohrlängen

Da bei den späteren Messungen im reflexionsarmen Raum die Vorderseite der Membran mit einem 22 Liter großen Gehäuse abgedeckt wird, wurde diese Bandpass-Konfiguration simuliert, um zu beurteilen, inwiefern sich dieses zusätzliche Gehäusevolumen auf den Amplitudenfrequenzgang des Bassreflexrohres auswirkt. Diese Simulation ist in Abbildung 3.16 zu sehen.

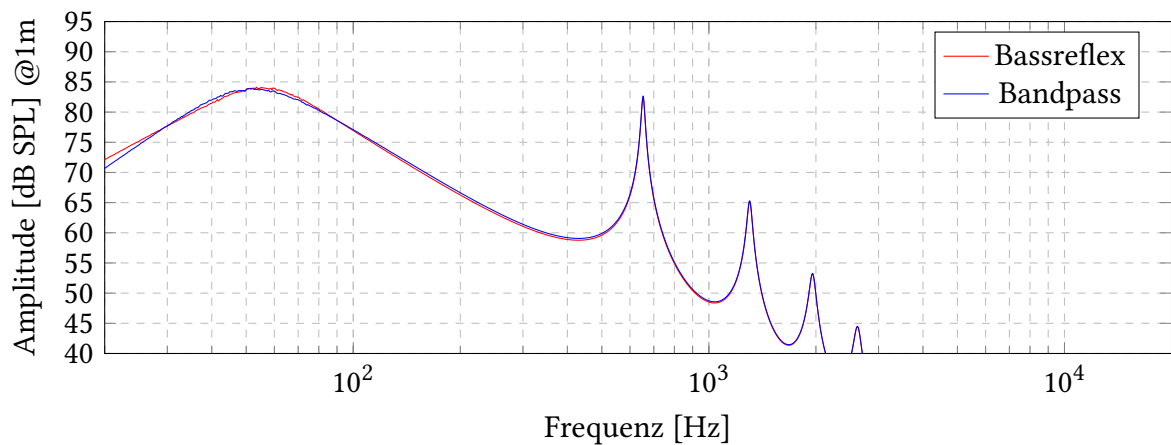


Abbildung 3.16: Vergleich des Amplitudenfrequenzgang in Bassreflex und Bandpass Konfiguration

3.5 Simulation des Absorbers im Testsystem

Um die Wirkung eines Absorbers auf das System zu testen, wurde das in Abschnitt 3.3 entwickelte Absorbermodul in die Simulation eingebunden. Der Absorber wurde dabei auf auf halber Länge des Bassreflexrohres platziert, da hier der Schalldruck der stehenden Welle am höchsten ist und der Absorber somit am effektivsten arbeiten kann (Everest & Pohlmann, 2009, S. 224). Die genaue Dimensionierung des Absorbers ist in Kapitel 4 beschrieben. Da das Volumen des Absorbers, wie später in Kapitel 4 erläutert, durch die Konstruktion vorgegeben ist und die Abstimmung des Absorbers auf die Eigenresonanz des Bassreflexrohres von 653 Hz erfolgt, bleibt nur die Güte des Absorbers als Abstimmungsparameter übrig. In Abbildung 3.17 sind die Amplitudenfrequenzgänge des Bassreflexrohres jeweils einmal ohne Absorber und einmal mit Absorber verschiedener Güten zu sehen. Die Simulationsergebnisse zeigen, dass eine genaue Abstimmung der Güte notwendig ist, um zum einen die Rohrresonanz ausreichend zu bedämpfen und zum anderen, um Anhebungen im Frequenzbereich unter- und oberhalb der Rohrresonanz zu vermeiden. Aus den simulierten Gütefaktoren bieten $Q=0,75$ und $Q=1$ den besten Kompromiss aus maximaler Reduktion der Rohrresonanz und möglichst wenig Anhebung unter- und oberhalb ebendieser.

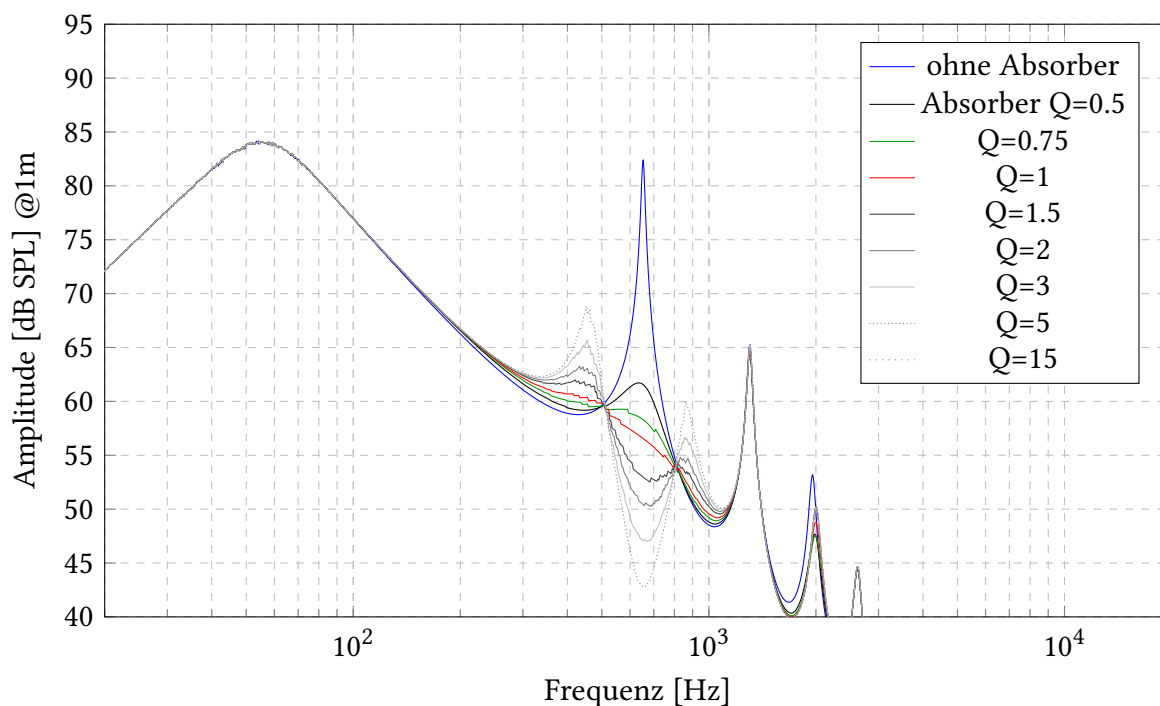


Abbildung 3.17: Simulation von Absorbern mit verschiedener Güte im Bassreflexrohr

4 Entwicklung des integrierten Absorbers

In diesem Abschnitt wird die Entwicklung des Bassreflexrohres mit integriertem Absorber beschrieben. Da durch die Voruntersuchungen deutlich wurde, dass Membranabsorber innerhalb der Bassreflexrohre nicht zuverlässig über die Geometrie abstimmbare sind, wird im Rahmen dieser Arbeit nur die Entwicklung eines Helmholtzabsorbers genauer betrachtet. Dieser lässt sich durch seine Geometrie zuverlässig abstimmen und ist nicht auf speziell abgestimmte Materialeigenschaften angewiesen. Um das Bassreflexrohr mit integrierten Absorbern zu entwickeln, wird als Grundlage hierfür zunächst ein Bassreflexrohr ohne integrierte Absorber konstruiert.

4.1 Konstruktion des Bassreflexrohres ohne Absorber

Die Eckdaten für das Bassreflexrohr sind mit einer Länge von 25 cm und einem mittleren Durchmesser von 5 cm aus der Dimensionierung des Testsystems in Abschnitt 5.2 vorgegeben. Um Beeinflussungen der Messungen durch starke Verwirbelungen innerhalb des Bassreflexrohres zu vermeiden, wurde ein sich leicht öffnendes Profil in Anlehnung an Devantier und Rapoport (2004) gewählt. Dabei wurde darauf geachtet, dass die durchschnittliche Querschnittsfläche äquivalent zu einem geraden Bassreflexrohr mit 5 cm Durchmesser ist. Um später im Testaufbau das Bassreflexrohr schnell und einfach gegen das Bassreflexrohr mit integrierten Absorbern tauschen zu können, wurde das Rohr so konstruiert, dass es von außen an das Testgehäuse montiert wird. Die Rundung des Bassreflexrohres schließt bündig mit der Innenseite des Gehäuses ab. Des Weiteren wurde das Bassreflexrohr als zweiteilige Konstruktion ausgeführt, sodass zwischen den Messungen ohne und mit integrierten Absorbern nur der vordere Teil des Rohres getauscht werden muss. Abbildung 4.1 zeigt einen Querschnitt durch das Bassreflexrohr. Abbildung 4.2 zeigt eine Außenansicht des 3D-Modells des Bassreflexrohres. Hier ist zusätzlich ein Erweiterungsflansch montiert, welcher der Bassreflexrohröffnung einen gleichmäßigen Übergang bietet, sodass keine abrupte Abrisskante direkt am Rohrende entsteht, welche Verwirbelungen verursachen könnte.

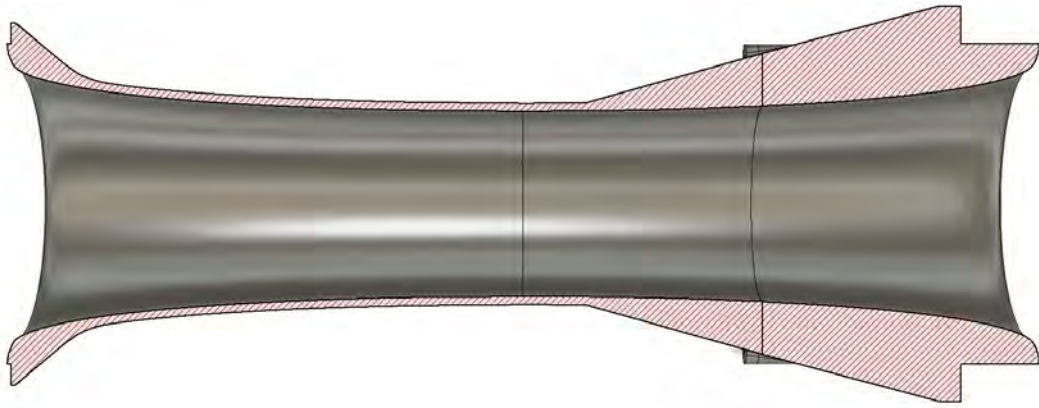


Abbildung 4.1: Querschnittsansicht des Bassreflexrohres ohne Absorber



Abbildung 4.2: 3D Modell des Bassreflexrohres ohne Absorber

4.2 Dimensionierung des Absorbers

Aus den Simulationsergebnissen in [Abbildung 3.17](#) geht hervor, dass der eingesetzte Absorber eine Güte von ungefähr $Q=1$ benötigt. Des Weiteren ist die Resonanzfrequenz des Absorbers durch die Resonanzfrequenz der Bassreflexrohresonanz vorgegeben. Im Falle des hier entwickelten Testsystems liegt diese bei $f_r = 653\text{Hz}$. Das als Resonanzkammer nutzba-

re Volumen ist theoretisch beliebig wählbar. Ein größeres Resonanzkammervolumen führt zu einer stärkeren Absorption, sofern die anderen Parameter des Absorbers so angepasst werden, dass die Güte und Resonanzfrequenz gleich bleiben. In der Praxis ist das Volumen aber durch anderen Faktoren begrenzt. Im Falle des hier entwickelten Testsystems sollte das Volumen direkt in die Außenwand des Bassreflexrohres integriert werden. Durch die in Abschnitt 4.1 vorgegebene Form und einem maximalen Außendurchmesser von 65 mm, welcher nicht überschritten werden darf, um den Zugang zu den Verschraubungspunkten zwischen den Rohrsegmenten sicherzustellen, ergibt sich ein nutzbares Kammervolumen von 123 cm³. Da zur Vereinfachung der Konstruktion die Wandstärke von 2 mm als Halslänge des Helmholtzabsorber genutzt wird, ergibt sich die benötigte Querschnittsfläche nach Umstellen der Formel 3.20 wie folgt:

$$S_0 = V_0 \cdot L \cdot \left(f_r \cdot \frac{2\pi}{c}\right)^2 \quad (4.1)$$

Die Güte des Absorbers wird durch die internen Verluste bestimmt. Verluste innerhalb des Absorbers entstehen durch Verwirbelungen und erhöhte Strömungswiderstände. So könnte man die Güte des Absorbers abstimmen, indem ein poröser Absorber in Form von zum Beispiel Polyesterwolle oder Akustikschaumstoff in die Absorberkammer oder in den Bereich der Mündung eingebracht wird. Da dies aber zusätzliche manuelle Nacharbeit in der Fertigung bedeuten würde, soll die Güte, des für diese Arbeit entwickelten Absorbers, über die Strömungsverluste in der Mündungsöffnung eingestellt werden. Für die folgenden Berechnung wird angenommen, dass die Innenwand des Bassreflexrohres mit schlitzförmigen Mündungsöffnungen eines Helmholtzresonators einen aufgerollten Schlitzplattenabsorber darstellt. Bräuer beschreibt in seiner Arbeit (2010) eine Berechnungsmethodik, nach der die Schallkennimpedanz von Schlitzplattenabsorbern ermittelt werden kann. Die gesamte Schallkennimpedanz des Absorbers Z_a setzt sich aus dem viskosen Strömungswiderstand an der Innenwand des Absorberhalses R_0 , dem viskosen Strömungswiderstand der sich vor und hinter dem Absorberhals zusammenschnürenden Luftteilchen $2\Delta R$ sowie der Schallkennimpedanz Z_0 von Luft zusammen:

$$Z_a = R_0 + 2\Delta R + Z_0 \quad (4.2)$$

R_0 erhält man nach Müller und Möser (2016, Kap.2.2.4) mit der Formel für die Strömungsresistanz an engen Schlitzten durch Einsetzen der dynamischen Viskosität von Luft wie folgt:

$$R_0 = 2,16 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{B \cdot l_0}{b^3} \quad (4.3)$$

Für den viskosen Widerstand, der sich zusammenschnürenden Luftteilchenbewegung ΔR , leitet Bräuer (2010) folgende Formel her:

$$2\Delta R = 0,0165 \cdot \frac{B \cdot 2\Delta l}{b^2} \cdot \sqrt{f} \quad (4.4)$$

Dabei ist l_0 die Länge des Absorberhalses, Δl die Mündungskorrektur, b die Schlitzbreite und B der Abstand zwischen den Schlitzten. Die Mündungskorrektur kann für die hier betrachteten Größenordnungen als gleich groß wie b angenommen werden (Bräuer, 2010). Der gesamte Strömungswiderstand R_{abs} ergibt sich aus dem Quotienten von Schallkennimpedanz und der Fläche des Absorbers A_{abs} :

$$R_{abs} = \frac{Z_a}{A_{abs}} \quad (4.5)$$

Berechnet man aus den gegebenen physikalischen Größen mit den Formeln 3.15 und 3.14 die elektrischen Größen des Ersatzschaltbildes des Helmholtzabsorbers M_{ah} sowie C_{ah} , lässt sich mit Formel 3.21 der benötigte Strömungswiderstand für eine gewünschte Güte errechnen. Aus den Simulationsergebnissen geht hervor, dass eine Güte von $Q = 1$ die Bassreflexrohrresonanz am besten bedämpft, ohne benachbarte Frequenzbereiche anzuheben. Nach Formel 3.21 ist für die gegebenen Größen ein Verlustwiderstand von 279 k Ω nötig. Durch die Implementierung der oben aufgeführten Formeln in einer Berechnungsmatrix wurde durch Parametervariation, der in Abbildung 4.3 gezeigte Zusammenhang des Strömungswiderstands zur Breite der Mündungsöffnung des Absorbers ermittelt.

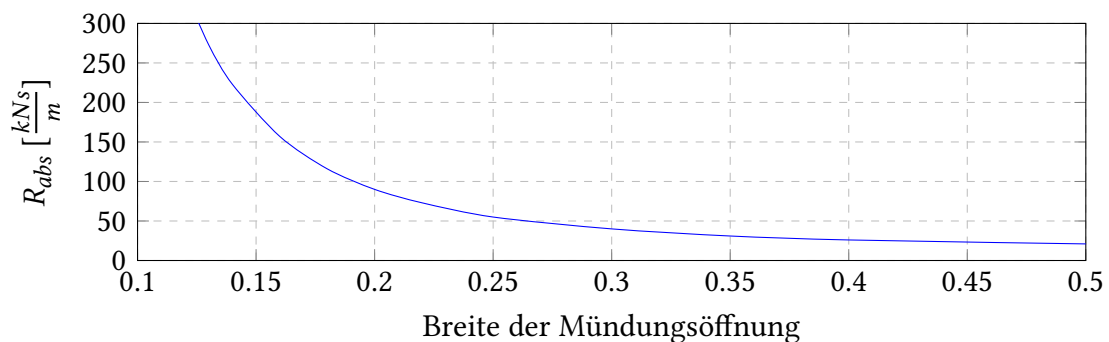


Abbildung 4.3: Strömungswiderstand in Abhängigkeit zur Breite der Mündungsöffnung

Aus Abbildung 4.3 geht hervor, dass für eine Güte von $Q = 1$ eine Mündungsöffnung von 0,13 mm benötigt wird. Da zur Fertigung Bassreflexrohre nur ein 3D-Drucker mit endlicher mechanischer Genauigkeit zur Verfügung stand, wurden 0,2 mm als Mündungsbreite gewählt. Diese erzeugt einen Strömungswiderstand von etwa $85 \frac{kNs}{m}$. Die Güte des Absorbers liegt damit nach Formel 3.21 bei $Q = 3,25$. Über die Formel 4.1 ergibt sich eine Mündungslänge von 200 mm, um auf die gesamt benötigte Querschnittsfläche des Helmholtzresonatorhalses von 40 mm^2 zu kommen. Die 200 mm Mündungslänge wurde auf vier Schlitze von je 50 mm

Länge aufgeteilt, welche gleichmäßig auf der Innenseite des Bassreflexrohres angeordnet wurden. In [Abbildung 4.4](#) und [4.5](#) sind ein Querschnitt des Bassreflexrohres mit integrierten Absorbern und eine Außenansicht des 3D-Modells zu sehen.

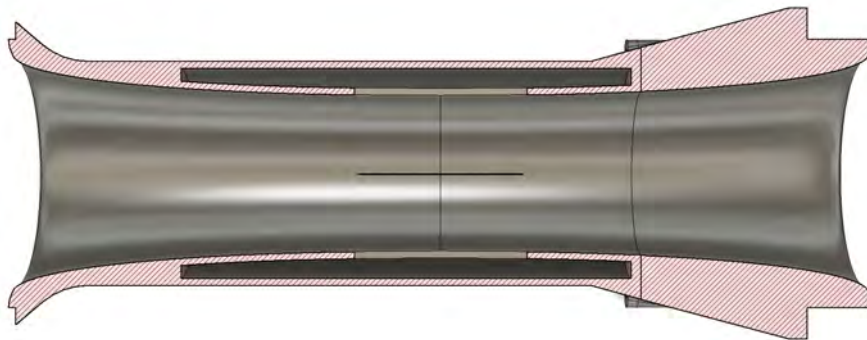


Abbildung 4.4: Querschnittsansicht des Bassreflexrohres mit Absorber



Abbildung 4.5: 3D-Modell des Bassreflexrohres mit Absorber

4.3 Fertigung der Bassreflexrohre

Die in Abschnitt 4.1 und 4.2 entwickelten Bassreflexrohre wurden mittels des *Fused Deposition Modeling* (FDM) Verfahrens gefertigt. Als Material wurde das für dieses Verfahren gängige Polylactide(PLA) gewählt. Die Schichthöhe beträgt 0,3 mm und das Füllverhältnis ist 25 %. Der Druckkopf war mit einer 0,6 mm große Düse bestückt. Die Abbildungen 4.6 sowie 4.7 zeigen die interne Struktur des Bassreflexrohres mit Absorberkammern. Abbildung 4.8 zeigt die fertigen Bassreflexrohre zusammen mit dem hinteren Abschnitt, welcher später fest am Testgehäuse montiert wird. Oben ist das Bassreflexrohr ohne Absorber und unten ist das Bassreflexrohr mit integrierten Absorbern zu sehen, welches auf dem hinteren Abschnitt montiert ist. Abbildung 4.9 zeigt eine Rückansicht des Bassreflexrohres mit integrierten Absorbern. Hier sind auch die Mündungsöffnungen der Absorber zu sehen.

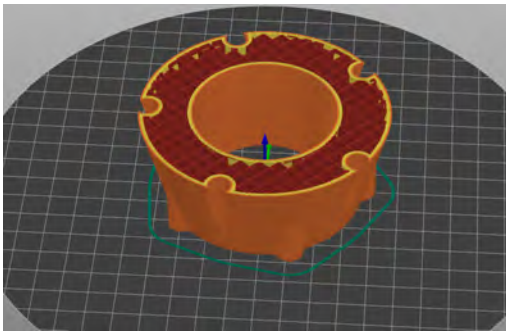


Abbildung 4.6: Interne Struktur des hinteren Abschnittes

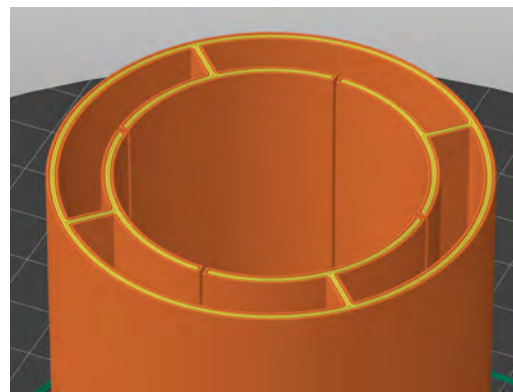


Abbildung 4.7: Interne Struktur des integrierten Absorbern



Abbildung 4.8: Fertiggestellte Bassreflexrohre



Abbildung 4.9: Sicht auf die Mündungsöffnungen

5 Messungen

In diesem Kapitel wird zuerst der Messaufbau dargelegt, bevor die genaue Dimensionierung des Testsystems hergeleitet wird. Im Anschluss wird der Messablauf beschrieben. Abschließend folgen die Messergebnisse. Eine genaue Auswertung folgt in Kapitel 6.

5.1 Messaufbau

Für die Messungen im reflexionsarmen Raum wird die Software *EASERA* von der Firma *AFMG* verwendet. Als Messmikrofon kommt das NTI 4261 mit der Seriennummer 2385 zum Einsatz. Als Interface zwischen Soft- und Hardware wird ein RME Fireface UC genutzt. Zur Ansteuerung des Lautsprechersystems kommt der Leistungsverstärker Solton SPA-500 zum Einsatz. Das untersuchte Lautsprechersystem wird auf dem Drehteller ET250-3D der Firma Outline platziert, welcher über eine Netzwerkverbindung direkt von *EASERA* angesteuert wird. Der Ausgangspegel des Messsignals wird so eingestellt, dass für die Messung standardmäßig eine Ausgangsspannung von 2,83 V am Lautsprecher anliegt. Alle Messungen werden einmal mit dem Bassreflexrohr ohne integrierten Absorber und einmal mit dem Bassreflexrohr mit integrierten Absorbern durchgeführt. Die untersuchten Eigenschaften und Messmethoden sind in Kapitel 2 beschrieben.

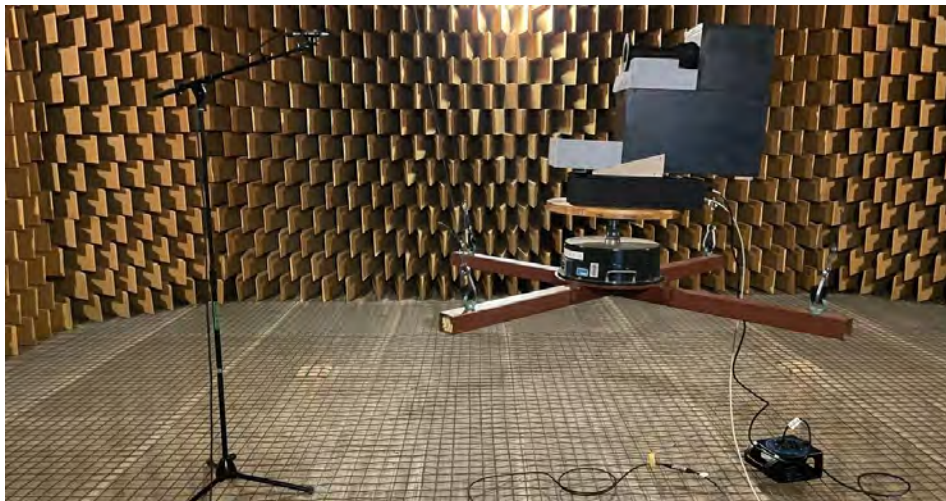


Abbildung 5.1: Messaufbau im reflexionsarmen Raum

5.2 Dimensionierung des Testsystems

Als Lautsprechertreiber kommt der ER15RLY (H1455) der Firma Seas zum Einsatz. Hierbei handelt es sich um einen hochwertigen Tiefmitteltöner mit circa 10 cm Membrandurchmesser welcher für die Verwendung in Zwei- oder Dreiwegesystemen konzipiert ist. Die genauen Spezifikationen des Treibers finden sich im Anhang. Für die Dimensionierung des Testgehäuses wurde zuerst eine Tschebyscheff-Abstimmung nach Small (1973a) gewählt. Damit ergibt sich ein Gehäusevolumen von 6,7 Litern und eine Bassreflexresonanzfrequenz f_B von 48,8 Hz. Für die Querschnittsfläche S_W des Bassreflexrohres gibt Small (1973a) folgende Formel als Orientierungshilfe an:

$$S_W = 0,8 \cdot f_B \cdot S_D \cdot X_{max} \quad (5.1)$$

Dabei ist S_D die Membranfläche des Treibers und X_{max} die maximale Auslenkung der Membran. Werden in die Gleichung 5.1 die Werte des verwendeten Treibers eingesetzt, ergibt dies eine Querschnittsfläche von 31 cm². Dies entspricht bei einem runden Bassreflexrohr einem Durchmesser von 6,4 cm. Wandelt man diese Größen nach den Formeln in 3.1 in elektrische Größen um, setzt diese in die die Formel 5.2 für die Resonanzfrequenz eines Schwingkreises ein, lässt sich diese nach der Induktivität lösen und hierdurch die benötigte Luftmasse im Bassreflexrohr berechnen.

$$f_r = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \sqrt{L \cdot C}} \quad (5.2)$$

Durch Umstellen von 3.15 lässt sich die benötigte Bassreflexrohrlänge ermitteln. Diese beträgt 60 cm. Da die Fertigung dieser Länge in der Praxis unnötig aufwendig wäre, wird die Abstimmung etwas angepasst. Durch eine Erhöhung des Lautsprechervolumens auf 8 Liter und eine Verkleinerung des Bassreflexrohrdurchmessers auf 5 cm erhält man mit einer Bassreflexrohrlänge von 25 cm eine Resonanzfrequenz von 50 Hz. In der Simulation mit *SpicyTL* zeigt diese Konfiguration einen nur minimal verringerten Pegel im Bereich unter 100 Hz. Des Weiteren weist diese Konfiguration weniger starke Eigenresonanzen auf (siehe Abschnitt 3.4).

5.3 Messablauf

Um alle in Kapitel 2 beschriebenen Eigenschaften zu untersuchen, wurden verschiedene Messungen durchgeführt. Zur Erfassung des Amplitudenfrequenzganges wurden die Impulsantworten des Testsystems in 5° Schritten von 0° bis einschließlich 180° mittels eines drei Sekunden langen logarithmischen Sinus-Sweeps mit pinker Gewichtung gemessen. Die Impulsantwort jeder Position wurde aus zwei Wiederholungen des Sinus-Sweeps gemittelt. Diese Messungen wurden mit dem Bassreflexrohr ohne integrierte Absorber und mit dem Bassreflexrohr mit integrierten Absorbern durchgeführt. Von beiden Bassreflexrohren wurde je eine Messung ohne jegliches Absorptionsmaterial in der Kammer zwischen Lautsprecher-treiber und Bassreflexrohr durchgeführt und dann eine Messung mit Akustikschaumstoff in der Kammer, um die internen Resonanzen und Reflexionen in der Kammer zu reduzieren. Es wurden somit insgesamt vier Halbkreismessungen durchgeführt. Um die Verzerrungen und Verwirbelungen zu messen, wurde in der 0° Position Messungen durchgeführt, bei denen das Testsystem für eine halbe Sekunde mit einem Sinus-Signal von 50 Hz angeregt wurde. Es wurden Anregungspegel von 2,83 V (0 dBW) bis zur Belastungsgrenze des verwendeten Treibers von 17 dBW verwendet. Hier wurden die Messungen ebenfalls je einmal mit dem Bassreflexrohr ohne Absorber und einmal mit integrierten Absorbern durchgeführt. Der Akustikschaumstoff aus den vorherigen Messungen verblieb dabei im Gehäuse und es wurden keine Messungen mit leerem Gehäuse durchgeführt. Abbildung 5.2 zeigt die Anordnung des Akustikschaumstoffs im Lautsprecher.



Abbildung 5.2: Akustikschaumstoff im Lautsprecher

5.4 Messergebnisse

Im Folgenden sind die Messergebnisse grafisch dargestellt. Eine genaue Auswertung folgt in Kapitel 6.

5.4.1 Amplitudenfrequenzgang bei 0°

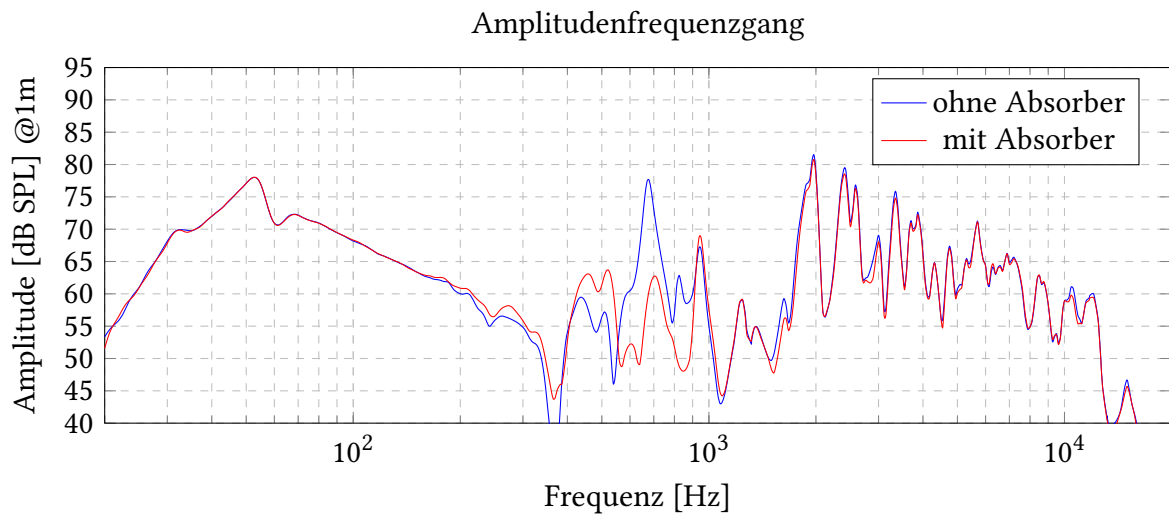


Abbildung 5.3: Amplitudenfrequenzgang der BR-Rohre mit und ohne Absorber

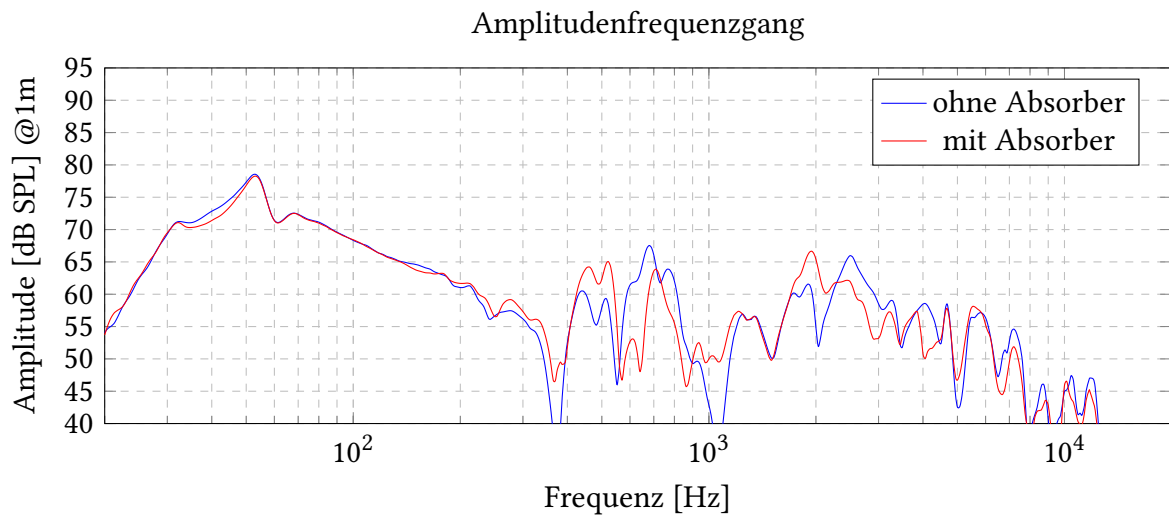


Abbildung 5.4: Amplitudenfrequenzgang der BR-Rohre mit und ohne Absorber inkl. Gehäusedämmung

5.4.2 Verwirbelungen

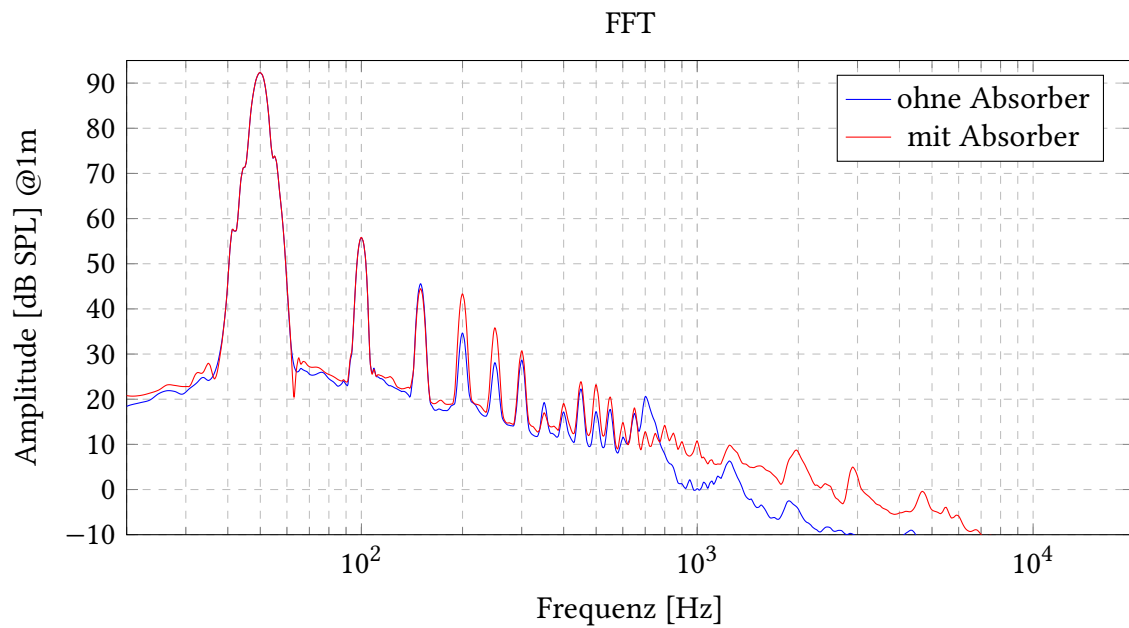


Abbildung 5.5: Spektrum der BR-Rohre bei Anregung mit 50 Hz-Sinus $20 V_{RMS}$

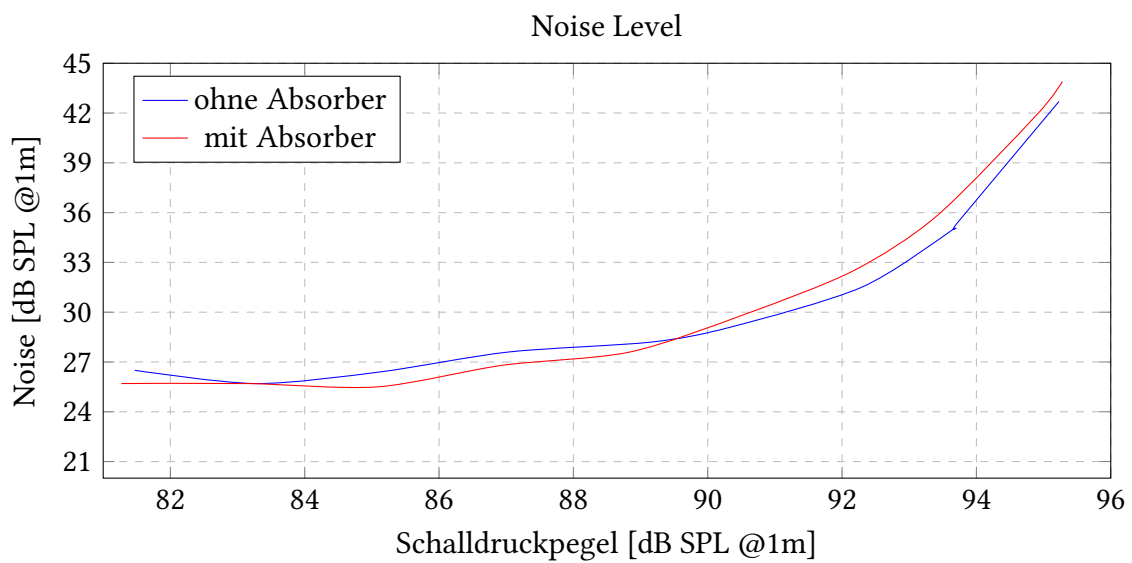


Abbildung 5.6: Rauschpegel bei verschiedenen Schalldruckpegeln

5.4.3 Harmonische Verzerrungen

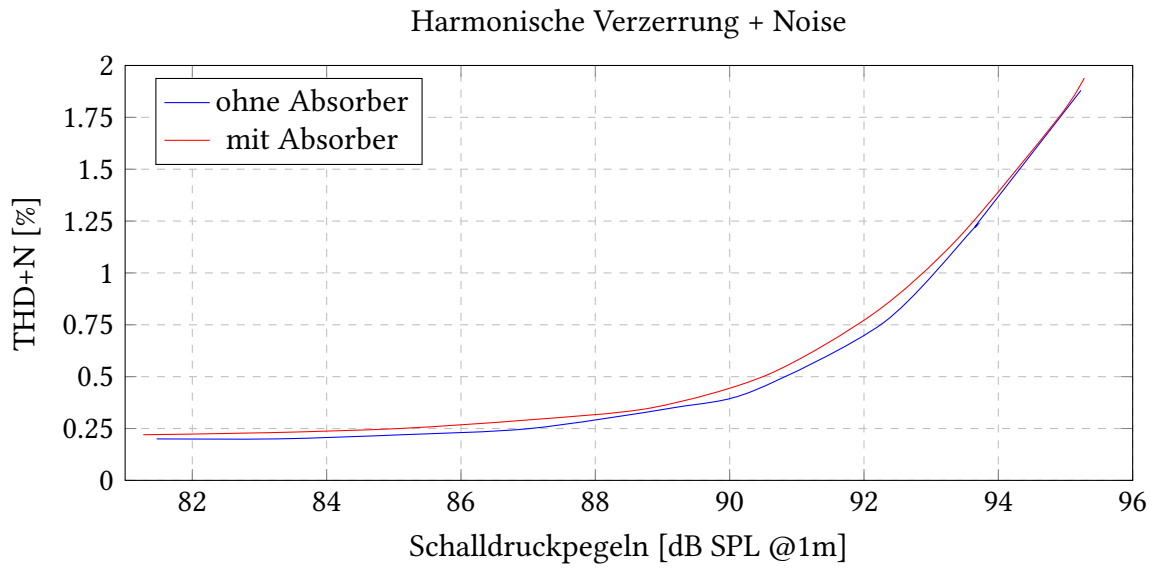


Abbildung 5.7: Verzerrungen bei verschiedenen Pegeln

5.4.4 Kompression

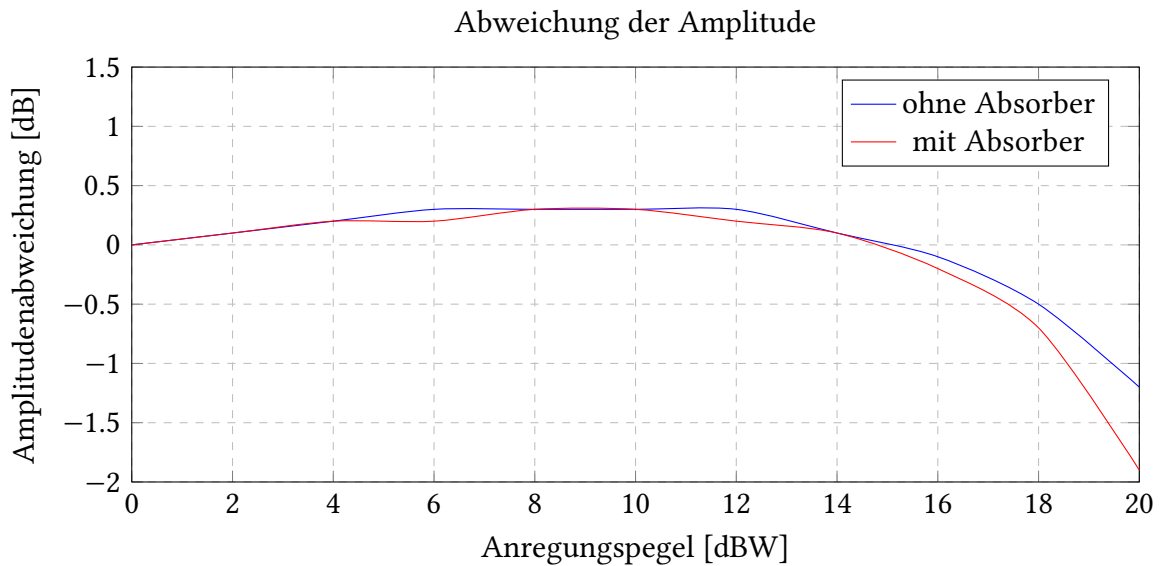


Abbildung 5.8: Linearität bei verschiedenen Anregungspegeln

5.4.5 Ausschwingverhalten

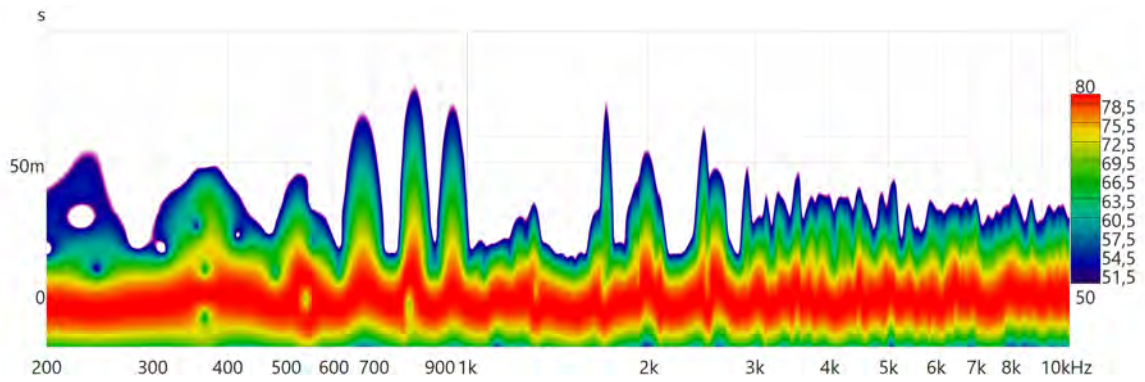


Abbildung 5.9: Ausschwingverhalten ohne Absorber

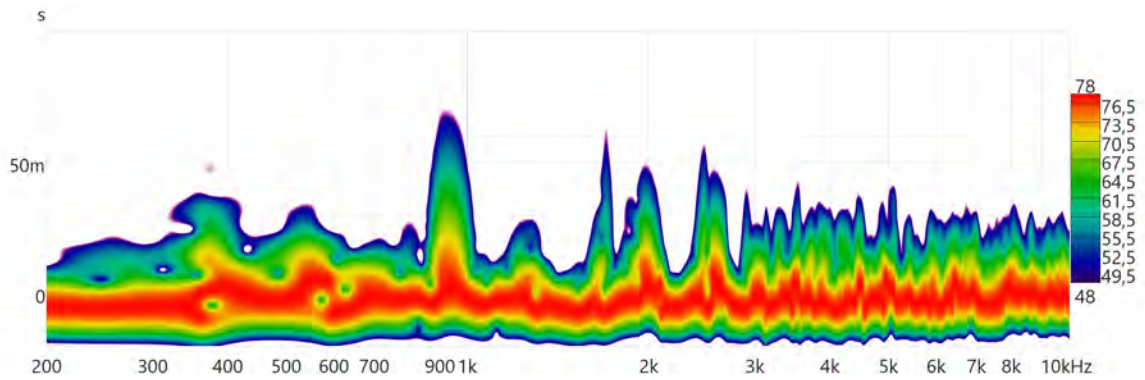


Abbildung 5.10: Ausschwingverhalten mit Absorber

5.4.6 Abstrahlverhalten des Testsystems unter Winkel

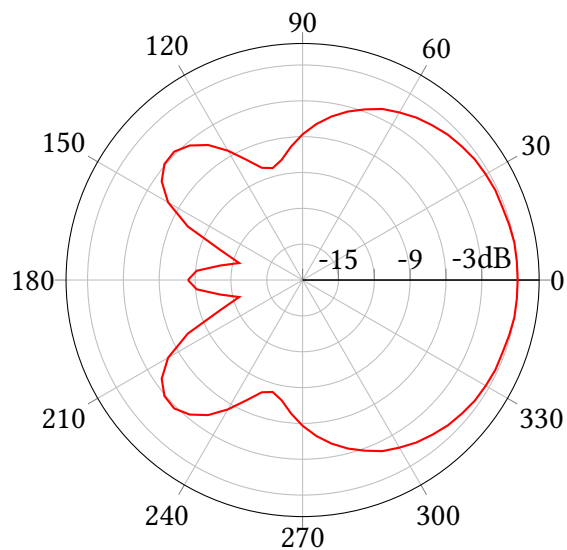


Abbildung 5.11: Polardiagramm für die Bassreflexrohrresonanzfrequenz von 675 Hz

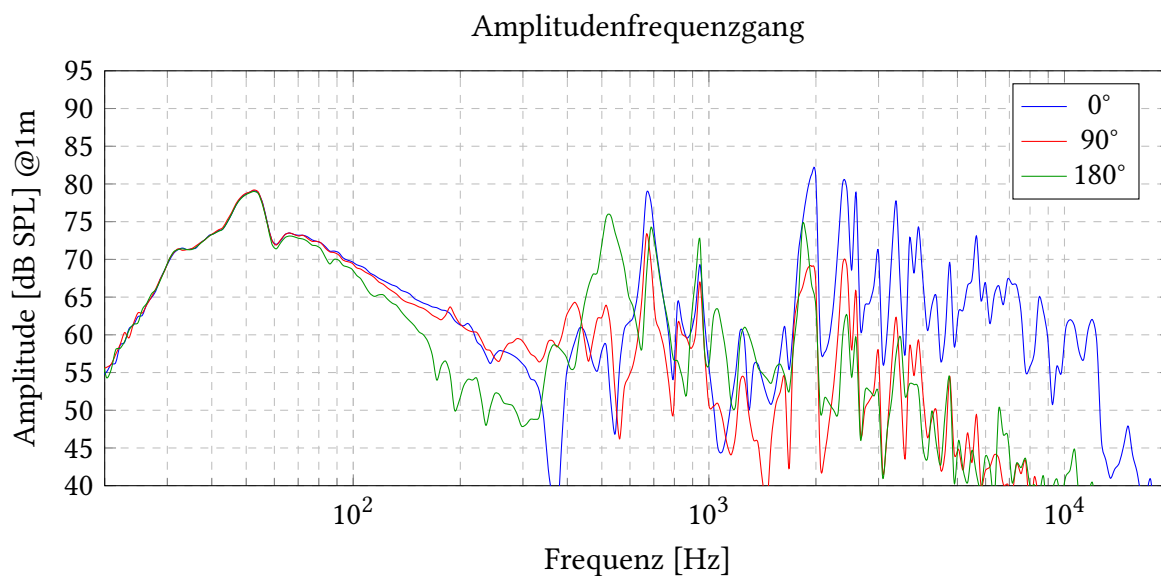


Abbildung 5.12: Amplitudenfrequenzgang des Testsystems ohne Absorber und ohne Akustikschaumstoff unter Winkeln

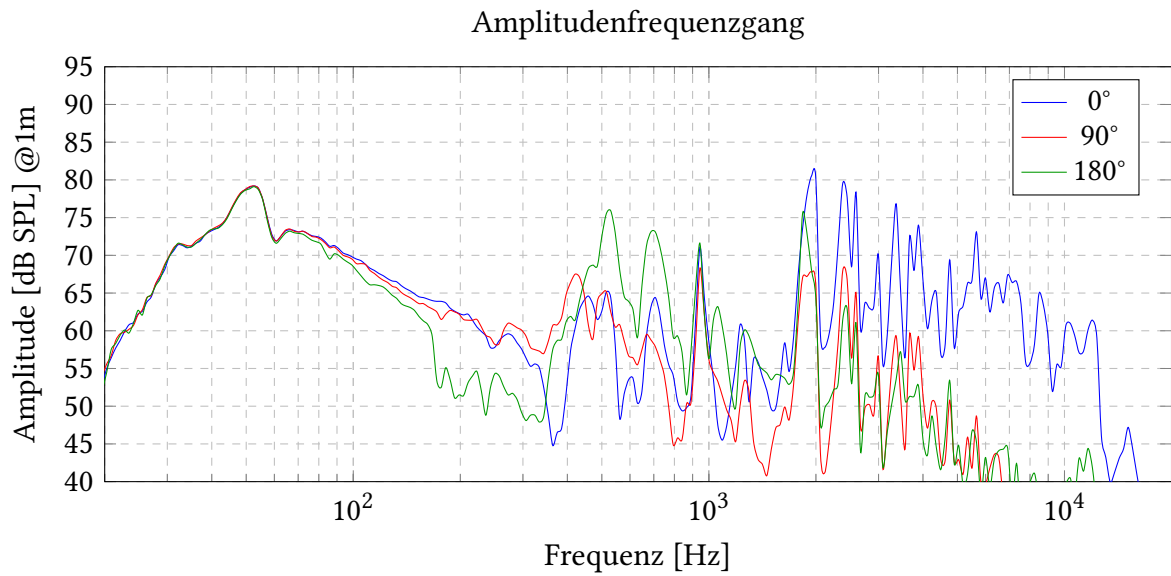


Abbildung 5.13: Amplitudenfrequenzgang des Testsystems mit Absorber und ohne Akustikschaumstoff unter Winkeln

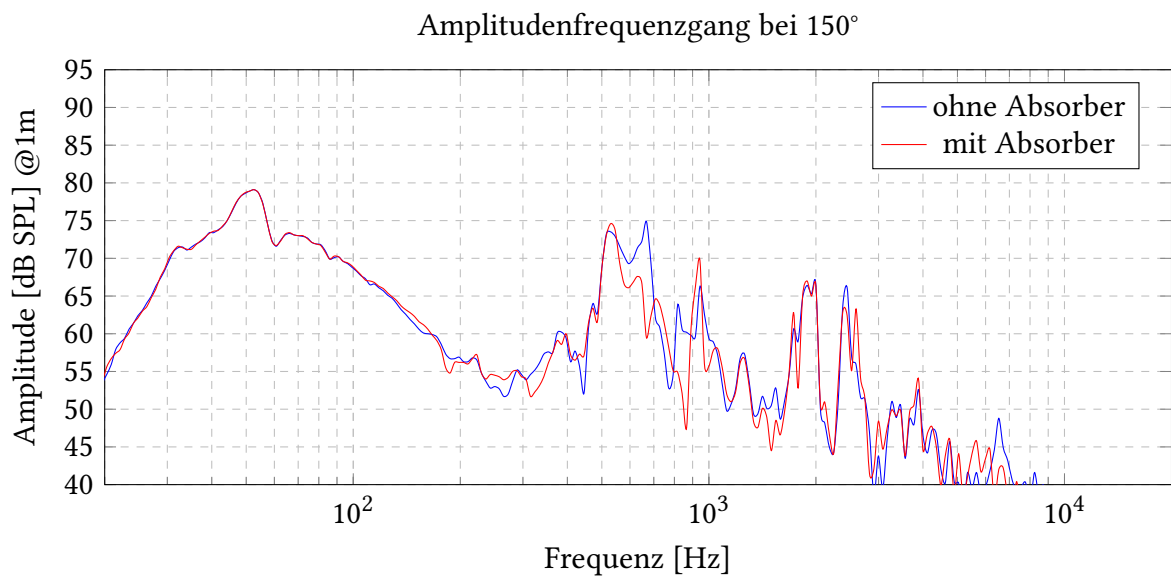


Abbildung 5.14: Amplitudenfrequenzgang des Testsystems bei 150°

5.4.7 Nahfeldmessungen

Amplitudenfrequenzgänge der Bassreflexrohre mit und ohne integrierte Absorber ermittelt aus Nahfeldmessungen mit dem Messmikrofon direkt mittig 1 cm vor der Bassreflexrohröffnung. Messsignalpegel: $2,83V_{RMS}$ Pegel nach Formel 2.1 auf 1 m Abstand korrigiert.

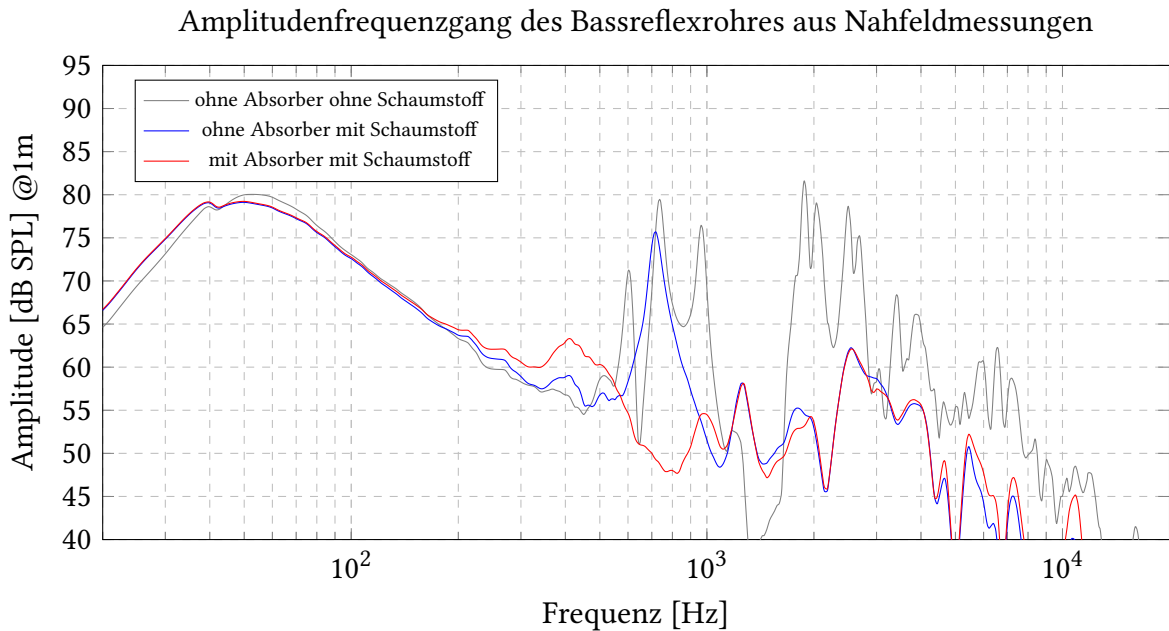


Abbildung 5.15: Amplitudenfrequenzgang der Bassreflexrohre aus Nahfeldmessungen

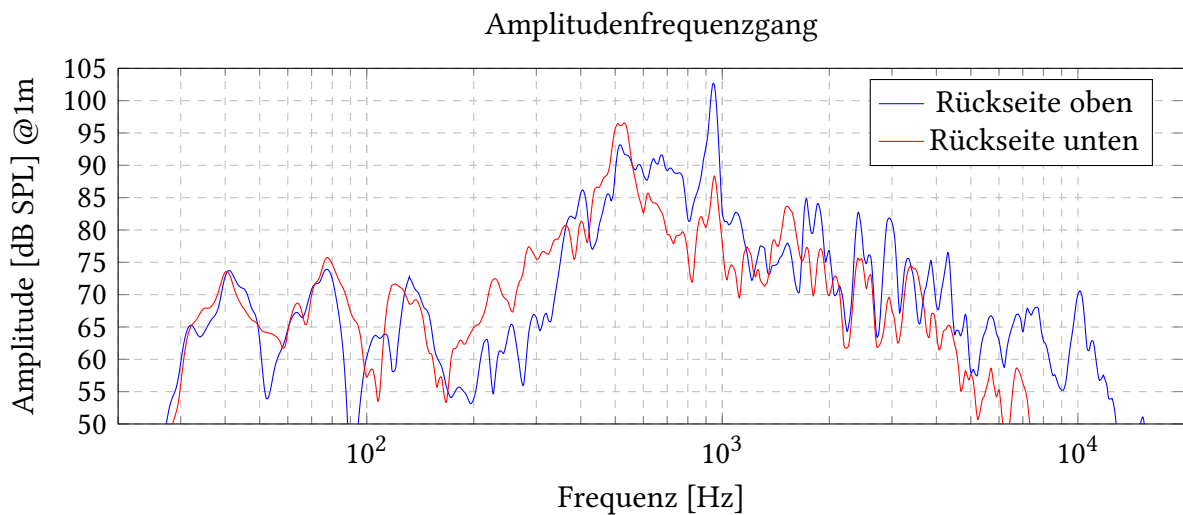


Abbildung 5.16: Nahfeldmessungen der Gehäuserückseite

5.4.8 Vergleich von Simulation und Messung

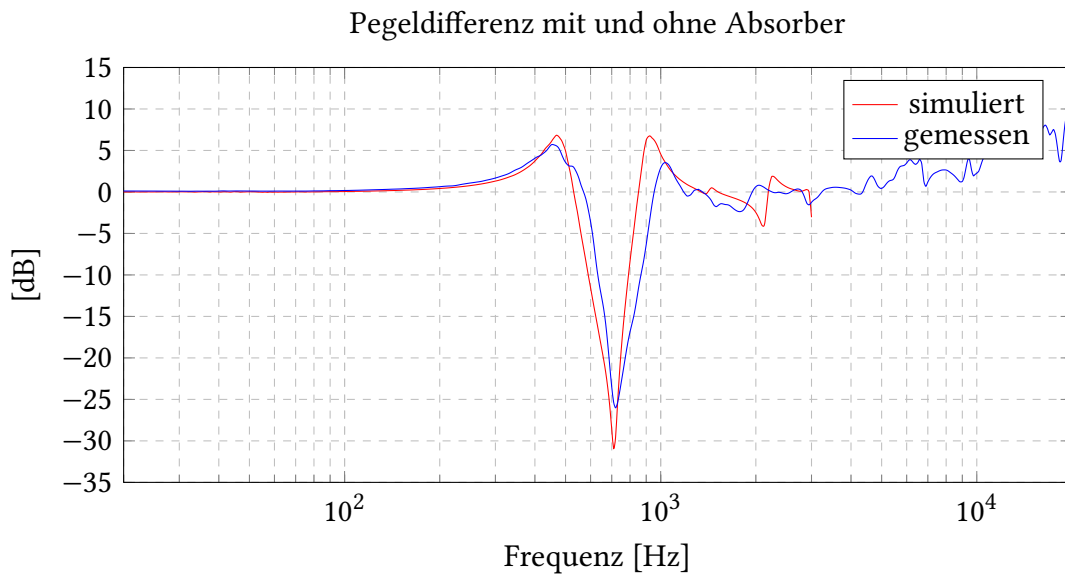


Abbildung 5.17: Pegeldifferenz zwischen Bassreflexrohr mit und ohne Absorber

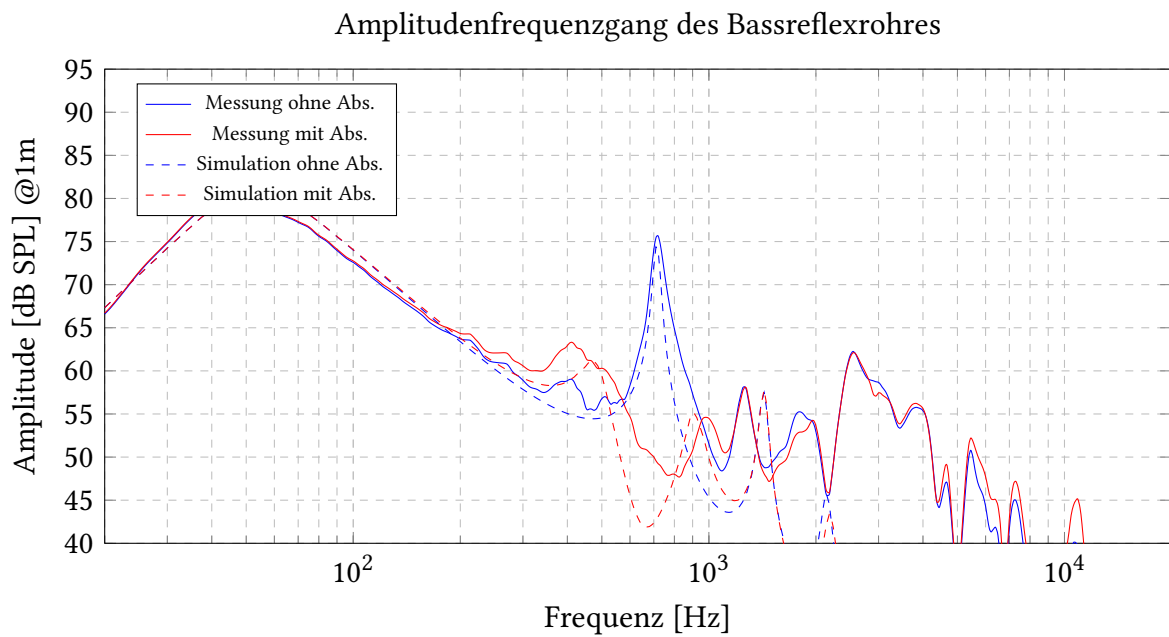


Abbildung 5.18: Amplitudenfrequenzgang der Bassreflexrohre simuliert und gemessen

6 Auswertung der Messergebnisse

Im folgenden Kapitel werden die Messergebnisse in Bezug auf die in Kapitel 2 definierten Eigenschaften hin untersucht.

6.1 Amplitudenfrequenzgang

In den Abbildungen 5.3 und 5.4 sind die in 1 m Abstand gemessenen Amplitudenfrequenzgänge auf der 0° Achse zu sehen. Diese verläuft parallel zur Ausrichtung des Bassreflexrohres. Die Ausrichtung ist in Abbildung 5.1 zu sehen. In Abbildung 5.3 sind die Messergebnisse ohne Dämmmaterial im Lautsprechergehäuse zu sehen. Die Eigenresonanz ist in der Messung ohne Absorber bei 675 Hz zu beobachten. Es ist deutlich zu erkennen, dass die integrierten Absorber die Bassreflexrohrresonanz stark reduzieren. Es ist auch zu sehen, dass unter- und oberhalb der Resonanzfrequenz eine leichte Anhebung stattfindet. Dies ist auf die hohe Güte der integrierten Absorber zurückzuführen und deckt sich mit den Berechnungen aus Abschnitt 4.2 sowie den Simulationen in Abschnitt 3.5.

In Abbildung 5.17 wird die Pegeldifferenz zwischen den Amplitudenfrequenzgängen mit und ohne Absorber, einmal aus den gemessenen Werten und einmal aus den simulierten Werten gezeigt. Hier ist zu sehen, dass die simulierte Kurve fast mit der gemessenen Kurve übereinstimmt.

In Abbildung 5.4 sind die Amplitudenfrequenzgänge mit und ohne Absorber mit Akustikschaumstoff im Gehäuse zu sehen (siehe Abb. 5.2). Auch hier ist eine Reduktion der Resonanz sowie eine leichte Anhebung unter und oberhalb der Resonanzfrequenz zu beobachten. Es ist anzumerken, dass die Amplitude der Bassreflexrohrresonanz durch das Einbringen des Akustikschaumstoffs im Vergleich zu den Nahfeldmessungen in 5.15 stark reduziert wurde. Die Messungen im reflexionsarmen Raum zeigen eine Reduktion um 10 dB, wohingegen die Nahfeldmessungen lediglich eine Reduktion um 4 dB zeigen. Ein expliziter Grund für diese Diskrepanz konnte nicht gefunden werden und es bedarf zur Klärung weitere Untersuchungen. Ein möglicher Faktor sind Schallabstrahlungen von den Gehäusewänden, welche im Bereich von 400 Hz bis 1000 Hz besonders stark vertreten sind. Dies ist auch in den Messungen unter Winkel in den Abbildungen 5.12 und 5.14 sowie den Nahfeldmessungen in Abbildung 5.16 zu erkennen.

Im Bereich unter 70 Hz sind Unregelmäßigkeiten im Verlauf des Amplitudenfrequenzganges zu sehen, welche nach der Simulation und den Nahfeldmessungen nicht zu erwarten wären. Es ist anzunehmen, dass es sich hierbei um den Effekt von stehenden Wellen im Messraum handelt, da dieser nur für Frequenzen oberhalb von 80 Hz ausgelegt ist.

6.2 Kenndaten der Bassreflexrohrresonanz

Aus dem Amplitudenfrequenzgang in den Abbildungen 5.3 und 5.4 wurden die in Kapitel 2 definierten Kenndaten der Eigenresonanz ohne und mit Akustikschaumstoff als Dämmmaterial im Gehäuse ermittelt:

Tabelle 6.1: Kenndaten der Bassreflexrohrresonanz

•	ohne Dämmmaterial	mit Dämmmaterial	•
f_{er}	675	681	Hz
A_{er}	+1,25	-10,5	dB
Q_{er}	32,1	9,9	•
ΔA_{er}	-19,2	-7	dB

6.3 Verwirbelungen

In Abbildung 5.5 ist erkennbar, dass das Bassreflexrohr ohne integrierte Absorber, bei Anregung mit einem $20 V_{RMS}$ 50 Hz Sinussignal, im Bereich der Bassreflexrohrresonanz von 675 Hz mit höherem Pegel abstrahlt als das Bassreflexrohr mit integrierten Absorbern. Hierbei handelt es sich vermutlich um die von Roozen, Bockholts et al. (1998) erwähnte Anregung der Bassreflexrohrresonanz durch impulsartige Strömungsabrisse im Bassreflexrohr. Beim Bassreflexrohr mit integrierten Absorbern tritt dieser Effekt nicht auf. Es ist anzunehmen, dass die Strömungsabrisse auch im Bassreflexrohr mit integrierten Absorbern auftreten, aber dass die Anregung der Bassreflexrohrresonanz durch die Absorber reduziert wird.

Beim Bassreflexrohr mit integrierten Absorbern ist oberhalb der Bassreflexrohrresonanz eine breitbandige Anhebung zu erkennen. Dies deutet auf erhöhte Verwirbelungen durch die integrierten Absorber hin. In Abbildung 5.6 ist die Amplitude aller nicht harmonischen Spektralanteile in Abhängigkeit des erzeugten gesamt Schalldruckpegels dargestellt. Als Anregungssignal diente hier ein 50 Hz Sinussignal mit entsprechenden Signalamplituden. Die Spektralanalyse erfolgte mit der Software *Room EQ Wizard*, da diese entsprechende Funktionen und Filter bietet, um aus dem ermittelten Spektrum die entsprechenden Werte zu berechnen.

Es ist zu erkennen, dass unterhalb von $90 \text{ dB}_{\text{SPL}}$ der Rauschpegel beim Bassreflexrohr mit integrierten Absorbern minimal geringer ist als beim Bassreflexrohr ohne integrierte Absorber. Über $90 \text{ dB}_{\text{SPL}}$ verhält es sich umgekehrt und der Rauschpegel beim Bassreflexrohr mit integrierten Absorbern ist 1-2 dB höher.

6.4 Verzerrungen durch die integrierten Absorber

In Abbildung 5.5 ist das abgestrahlte Spektrum des Testsystems bei Anregung mit einem $20 \text{ V}_{\text{RMS}}$ 50 Hz Sinussignal dargestellt. Beim Vergleich der Messungen ohne und mit integrierte Absorber zeigt sich eine leichte Anhebung der Obertöne, ab der dritten Harmonischen durch die integrierten Absorber. Diese leichte Steigerung der harmonischen Verzerrungen ist auch in Abbildung 5.7 zu sehen. Der Unterschied ist aber gering und bewegt sich im Bereich von 0,1 %.

Eine weitere Verzerrung des Signals entsteht durch einen Kompressionseffekt bei höheren Anregungspegeln. Die Amplitudenabweichung bei verschiedenen Anregungspegeln ist in Abbildung 5.8 dargestellt. Der Bezugspegel wurde bei Anregung mit einem 50 Hz Sinussignal mit einem Pegel von 0 dBW ($2,83 \text{ V}_{\text{RMS}}$) gemessen und betrug mit und ohne integrierte Absorber $78,4 \text{ dB}_{\text{SPL}}$. Bis zu einem Anregungspegel von 15 dBW verlaufen die Kurven nahezu gleich. Oberhalb von 15 dBW ist beim Bassreflexrohr mit integriertem Absorber eine leicht erhöhte Kompression von 0,5 dB zu erkennen, dies deutet auf erhöhte Verluste durch den integrierten Absorber hin.

6.5 Ausschwingverhalten

In den Abbildungen 5.9 und 5.10 ist das Ausschwingverhalten des Testsystems ohne und mit integrierten Absorbern dargestellt. Für die Erstellung der Spektrogramme wurden die ermittelten Impulsantworten ohne Dämmmaterial im Gehäuse auf der 0° Position genutzt. Die Darstellung wurde mit der Software *Room EQ wizard* erstellt. Das Ausschwingverhalten oberhalb von 1,5 kHz ist nahezu identisch. Im Bereich der Bassreflexrohrresonanzfrequenz zeigt sich eine deutliche Reduktion der Ausschwingdauer durch die integrierten Absorber. Anders als beim Amplitudenfrequenzgang ist allerdings auch unter- und oberhalb der Resonanzfrequenz eine deutliche Reduktion zu beobachten.

6.6 Richtwirkung bei der Bassreflexrohresonanzfrequenz

Abbildung 5.11 zeigt ein Polardiagramm für die Bassreflexrohresonanzfrequenz. Aus diesem ist zu entnehmen, dass das Testsystem ohne Absorber auch außerhalb der 0° Richtung stark abstrahlt. Dies ist auch in den Amplitudenfrequenzgängen unter Winkel in den Abbildungen 5.12 und 5.13 zu sehen. Vergleicht man die Amplitudenfrequenzgänge unter Winkel mit und ohne Absorber so fällt auf, dass die Amplitudenfrequenzgänge bei 180° mit und ohne Absorber nahezu identisch verlaufen, wohingegen bei der 0° und 90° Messung, die Wirkung der integrierten Absorber erkennbar. Dies legt die Vermutung nahe, dass die Schwingungen der Gehäusewände des Testsystems nicht unerheblich zur gesamt abgestrahlten Schallenergie beitragen. Der Einfluss auf die Messungen wird durch den Testaufbau insofern noch verstärkt, als dass die Rückseite des Gehäuses bei der 180° Position nur noch einen Abstand von 52 cm zum Mikrofon hat (siehe Messaufbau in Abb. 5.1). Nahfeldmessungen der Gehäusewände mit verschlossener Bassreflexrohröffnung zeigen, dass das Gehäuse im Bereich von 400 Hz bis 1200 Hz deutlich abstrahlt. In Abbildung 5.16 sind zwei Nahfeldmessungen dargestellt, bei denen das Mikrofon mittig 2 cm vor der Gehäuserückwand platziert wurde. Hier sind ähnliche Resonanzen, wie bei den 180° Messungen im reflexionsarmen Raum, zu erkennen (Abb. 5.13). Für eine genauere Beurteilung, wie stark die Bassreflexrohresonanz unter Winkel abgestrahlt wird, sind weitere Untersuchungen nötig. Hierbei sollte ein Testaufbau gewählt werden, welcher ein besser isoliertes Gehäuse verwendet. Des Weiteren erscheint es sinnvoll, eine praxisnahe Anordnung der Bassreflexrohröffnung in einer Schallwand zu wählen, um mögliche Schallbeugungseffekte des Gehäuses besser zu berücksichtigen. Die Messungen deuten aber darauf hin, dass die Bassreflexrohresonanz selbst unter größeren Winkeln signifikant ist. In Abbildung 5.14 ist der Unterschied mit und ohne Absorber nochmal exemplarisch für die Messungen bei 150° dargestellt.

7 Fazit und Ausblick

Ziel dieser Arbeit war es, ein Bassreflexrohr mit integrierten Absorbern zu entwickeln, welche die Bassreflexrohrresonanz bedämpfen. Die Messungen zeigen, dass stehende Wellen im Bassreflexrohr einen signifikanten Einfluss auf das Lautsprechersystem haben können. Ihre Amplitude ist ohne jegliche Bedämpfung ähnlich oder gar höher als die des Nutzspektrums des Bassreflexrohres. Die stehenden Wellen der Bassreflexrohrresonanz weisen ein deutlich verlängertes Ausschwingverhalten auf. Die integrierten Helmholtzabsorber im Bassreflexrohr können laut den Messungen sowohl die Amplitude, als auch die Ausschwingdauer der Bassreflexrohrresonanz signifikant reduzieren. Die Auswirkungen auf weitere Eigenschaften der Bassreflexrohre, wie das Verzerrungs- und Kompressionsverhalten, bleiben dabei gering.

Es ist wichtig anzumerken, dass bereits das Einbringen von porösem Absorptionsmaterial in die Lautsprecherkammer hinter dem Bassreflexrohr eine gewisse Reduktion der Bassreflexrohrresonanz bewirkt. Dabei gibt es eine Diskrepanz zwischen den Nahfeldmessungen und den Messungen im reflexionsarmen Raum bezüglich der Wirksamkeit von Absorptionsmaterial in der Lautsprecherkammer und es bedarf weitere Untersuchungen, um diese Diskrepanz zu erklären. Die Messergebnisse deuten darauf hin, dass das Übertragungs- und Abstrahlverhalten der Gehäusewände mit in weitere Untersuchungen einbezogen werden sollte, da das Lautsprechergehäuse mitunter signifikant zur gesamt abgestrahlten Schallenergie beizutragen scheint.

Ein weiteres Ziel dieser Arbeit war es eine Simulationsmethodik zu entwickeln, welche als einfaches Entwicklungswerkzeug zur Dimensionierung von integrierten Absorbern im Bassreflexrohr, genutzt werden kann. Der Vergleich zwischen den Messungen und der Simulation beweist, dass die in dieser Arbeit entwickelte Simulationsmethodik gut geeignet ist, um als Entwicklungswerkzeug für integrierte Absorber im Bassreflexrohr zu dienen. Die Simulation kann im Bereich der Gehäuseresonanzen keine genauen Vorhersagen treffen, da diese explizit nicht mit in das Simulationsmodell einbezogen worden, aber in Bezug auf die Bassreflexrohrresonanz und die Wirkung der integrierten Absorber liefert die Simulation sehr gute Ergebnisse und ermöglicht so eine Abstimmung der grundlegenden Systemparameter sowie die der integrierten Absorber. Durch den geringen Rechenaufwand sowie der einfachen Konfiguration eignet es sich somit als Werkzeug zur Abstimmung der grundlegenden Systemparameter bevor komplexere Modelle erstellt werden, welche dann mit rechenaufwändigeren Verfahren wie FEM oder BEM genauer analysiert werden können.

Da im Rahmen dieser Arbeit nur eine Konfiguration von integrierten Absorbern durch Messungen in ihrer Wirkung verifiziert wurde, ist es sinnvoll, weitere Messungen mit anderen Konfigurationen durchzuführen. Hierdurch könnte auch untersucht werden, inwieweit sich die Absorber auf bestimmte Eigenschaften, wie zum Beispiel möglichst geringe Verwirbelungsgeräusche oder eine möglichst geringe Kompression, optimieren lassen.

Literatur

- Andrea Rubino. (2023). www.transmissionlinespeakers.com (Andrea Rubino, Hrsg.). <https://transmissionlinespeakers.com/en/spicytl-english/>
- Bräuer, J. (2010). *Lochplatten-, Schlitzplatten- und Helmholtz- absorber* [Diss., Technische Universität Graz]. Institut für Breitbandkommunikation. https://www2.spsc.tugraz.at/www-archive/downloads/PA_Braeuer_Schlitzplattenabsorber.pdf
- Devantier, A., & Rapoport, Z. (Hrsg.). (2004). *Analysis and Modeling of the Bi-Directional Fluid Flow in Loudspeaker Ports*. <https://www.aes.org/e-lib/browse.cfm?elib=12851>
- Everest, F. A., & Pohlmann, K. C. (2009). *Master handbook of acoustics* (5th ed.). McGraw-Hill.
- Keele, Jr., D. B. (1974). Low-Frequency Loudspeaker Assessment by Nearfield Sound-Pressure Measurement. *J. Audio Eng. Soc.*, 22(3), 154–162. <https://www.aes.org/e-lib/browse.cfm?elib=2774>
- Leo L. Beranek, M.-H. (1955). *Acoustics*. Leo L. Beranek. McGraw-Hill, New York- London, 1954.
- Lerch, R., Sessler, G. M., & Wolf, D. (2009). *Technische Akustik: Grundlagen und Anwendungen*. Springer.
- Li, H.-X., & Qi, C. (2011). Modeling of Distributed Parameter Systems: Overview and Classification. In H.-X. Li & C. Qi (Hrsg.), *Spatio-Temporal Modeling of Nonlinear Distributed Parameter Systems* (S. 13–49). Springer Netherlands. <https://doi.org/10.1007/978-94-007-0741-2>
- Müller, G., & Möser, M. (2016). *Taschenbuch der Technischen Akustik*. Springer Berlin Heidelberg. <https://doi.org/10.1007/978-3-662-43966-1>
- Nieuwendijk, J. A. (Hrsg.). (1993). *Band-Pass Loudspeaker Enclosure with a Long Port*. <http://www.aes.org/e-lib/browse.cfm?elib=6643>
- Novak, J. (1959). Performance of enclosures for low-resonance high-compliance loudspeakers. *IRE Transactions on Audio*, AU-7(1), 5–13. <https://doi.org/10.1109/TAU.1959.1166180>
- Robinson, R. A. (2007). *An Electroacoustic Analysis of Transmission Line Loudspeakers* [Dissertation]. Georgia Institute of Technology. <http://hdl.handle.net/1853/14579>
- Roozen, N. B., Vael, J. E. M., & Nieuwendijk, J. A. (Hrsg.). (1998). *Reduction of Bass-Reflex Port Nonlinearities by Optimizing the Port Geometry*. <http://www.aes.org/e-lib/browse.cfm?elib=8519>
- Roozen, N. B., Bockholts, M., van Eck, P., & Hirschberg, A. (1998). Vortex sound in bass-reflex ports of loudspeakers. Part I. Observation of response to harmonic excitation and remedial measures. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 104(4), 1914–1918. <https://doi.org/10.1121/1.423760>

- Small, R. H. (1973a). Vented-Box Loudspeaker Systems–Part 1: Small-Signal Analysis. *J. Audio Eng. Soc.*, 21(5), 363–372. <http://www.aes.org/e-lib/browse.cfm?elib=1967>
- Small, R. H. (1973b). Vented-Box Loudspeaker Systems-Part 2: Large-Signal Analysis. *J. Audio Eng. Soc.*, 21(6), 438–444. <http://www.aes.org/e-lib/browse.cfm?elib=1959>
- Small, R. H. (1973c). Vented-Box Loudspeaker Systems-Part 3: Synthesis. *J. Audio Eng. Soc.*, 21(7), 549–554. <http://www.aes.org/e-lib/browse.cfm?elib=1951>
- Small, R. H. (1973d). Vented-Box Loudspeaker Systems-Part 4: Appendices. *J. Audio Eng. Soc.*, 21(8), 635–639. <http://www.aes.org/e-lib/browse.cfm?elib=1941>
- Thiele, N. (1971a). Loudspeakers in Vented Boxes: Part 1. *J. Audio Eng. Soc.*, 19(5), 382–392. <http://www.aes.org/e-lib/browse.cfm?elib=2173>
- Thiele, N. (1971b). Loudspeakers in Vented Boxes: Part 2. *J. Audio Eng. Soc.*, 19(6), 471–483. <http://www.aes.org/e-lib/browse.cfm?elib=2163>
- W. Marshall Leach JR. (1991). Computer-Aided Electroacoustic Design with SPICE. *J. Audio Eng. Soc.*, 39(7/8), 551–563. <http://www.aes.org/e-lib/browse.cfm?elib=5974>

Anhang



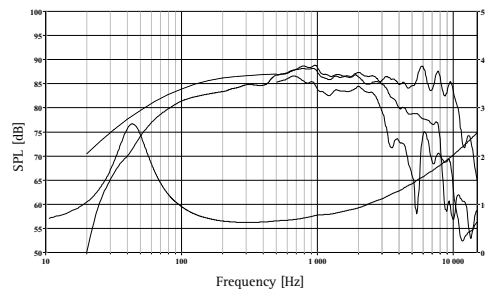
ER15RLY H1455

ER15RLY is a 15 cm (5") cone driver, developed for use as a long throw high fidelity woofer or woofer/midrange unit.

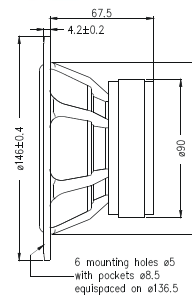
Edge coated reed/paper pulp cone, together with perfectly matched moving parts gives a smooth, extended frequency response.

Large magnet system, together with a very long and light weight copper clad aluminium voice coil allow good coil excursion with low distortion and good transient response.

Extremely stiff and stable injection moulded metal basket keeps the critical components in perfect alignment. Large windows in the basket both above and below the spider reduce sound reflection, air flow noise and cavity resonance to a minimum.



The frequency responses above show measured free field sound pressure in 0, 30, and 60-degree angle using a 7L closed box. Input 2.83 Vrms, microphone distance 0.5m, normalized to SPL 1m. The dotted line is a calculated response in infinite baffle based on the parameters given for this specific driver. The impedance is measured in free air without baffle using a 2V sine signal.



Nominal Impedance	8 Ohms	Voice Coil Resistance	5.6 Ohms
Recommended Frequency Range	50 - 4000 Hz	Voice Coil Inductance	0.73 mH
Short Term Power Handling *	250 W	Force Factor	5.5 N/A
Long Term Power Handling *	60 W	Free Air Resonance	44 Hz
Characteristic Sensitivity (2.83V, 1m)	87.5 dB	Moving Mass	7.6 g
Voice Coil Diameter	26 mm	Air Load Mass In IEC Baffle	0.42 g
Voice Coil Height	16 mm	Suspension Compliance	1.7 mm/N
Air Gap Height	6 mm	Suspension Mechanical Resistance	1.43 Ns/m
Linear Coil Travel (p-p)	10 mm	Effective Piston Area	80 cm ²
Maximum Coil Travel (p-p)	20 mm	VAS	15 Litres
Magnetic Gap Flux Density	1.1 T	QMS	1.55
Magnet Weight	0.42 kg	QES	0.41
Total Weight	1.29 kg	QTS	0.32

Jul 2007-1

*IEC 268-5

W15-201

SEAS reserves the right to change technical data

RoHS compliant product

www.seas.no

Abbildung 1: Datenblatt Seas H1455

Eigenständigkeitserklärung

Hiermit versichere ich, dass ich die vorliegende Bachelorarbeit mit dem Titel

Dämpfung stehender Wellen in Bassreflexrohren

selbstständig und nur mit den angegebenen Hilfsmitteln verfasst habe. Alle Passagen, die ich wörtlich aus der Literatur oder aus anderen Quellen, wie z. B. Internetseiten übernommen habe, habe ich deutlich als Zitat mit Angabe der Quelle kenntlich gemacht.

Hamburg, 21. Mai 2024