

## Modularer Versuchsstand zur Charakterisierung von Plattenschalldämpfern

Roman Kisler<sup>1</sup>, Daniel Materne<sup>2</sup>, Thomas Geyer<sup>2</sup>, Ennes Sarradj<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Technische Universität Berlin, 10587 Berlin, Deutschland, E-Mail: roman.kisler@tu-berlin.de

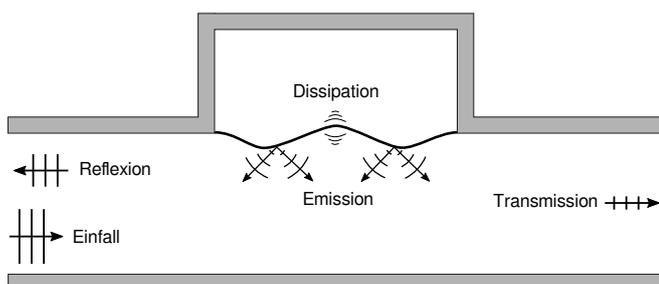
<sup>2</sup> Brandenburgische Technische Universität Cottbus-Senftenberg, 03046 Cottbus, Deutschland, E-Mail: geyer@b-tu.de

### Einleitung

Plattenresonatoren erweisen sich als äußerst breitbandige Schalldämpfer, vor allem für tiefe bis mittlere Frequenzen. Dank ihrer glatten, undurchlässigen Oberfläche ergeben sich Vorteile gegenüber herkömmlichen, mit offen-porösen Materialien ausgekleideten Absorptionsschalldämpfern bezüglich des Druckverlustes, der Kontamination und extremen Umgebungsbedingungen, wie beispielsweise hoher Feuchtigkeit, Vereisung und starker Hitze. Trotz ihrer bereits breiten Verbreitung in industriellen und automobilen Abgasanlagen sowie als Schallabsorber in der Raumakustik stützt sich deren Auslegung und Berechnung bislang nur auf empirische und weniger genaue Berechnungsverfahren. Erst kürzlich erschienen Methoden zur effizienten und präziseren Berechnung der Schalldämpfung von Plattenresonatoren durch semi-analytische Verfahren. Es fehlen jedoch weitgehend experimentelle Daten zur Validierung der damit vorhergesagten Durchgangsdämpfung. Aus diesem Grund wird mit dieser Arbeit ein neuer Versuchsstand explizit zur Untersuchung von Plattenschalldämpfern vorgestellt. Neben dem Aufbau und der Sensorik zur Signalverarbeitung werden erste Messergebnisse gezeigt. Dabei werden sie den theoretischen Berechnungen, die sowohl mittels eines empirischen als auch eines komplexeren, semi-analytischen Verfahrens durchgeführt werden, gegenübergestellt. Im Zuge dessen werden Ergebnisse einer darüber hinausgehenden Parameterstudie vorgestellt, die das große Potenzial derartiger Schalldämpfer durch Parameteroptimierung aufzeigt. Auf Basis dieser Resultate können Designrichtlinien abgeleitet werden, die eine effiziente Vor- und Detailauslegung von Plattenschalldämpfern in der Praxis erlauben.

### Akustische Modellierung

Der generische Aufbau eines Plattenschalldämpfers ist in Abbildung 1 illustriert. Wandbündig angebracht ist ei-



**Abbildung 1:** Generischer Aufbau eines Plattenschalldämpfers mit gekennzeichneten physikalischen Wechselwirkung mit der Struktur.

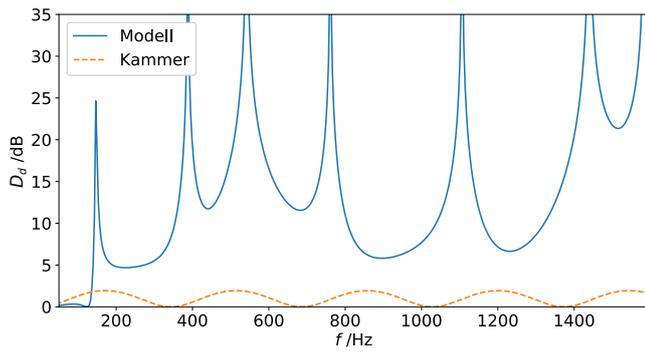
ne dünne Platte, die das dahinter befindliche, mit Luft gefüllte, Rückvolumen hermetisch abschließt. Im Kanal breitet sich von links nach rechts Schall aus, der der Plattenoberfläche einen Wecheldruck aufprägt. Da die Rückseite der Platte vom Kanal abgeschlossen ist, entsteht ein Druckunterschied zwischen Plattenober- und unterseite, der in einer harmonischen Flächenkraft resultiert. Die damit induzierten Biegewellen der Platte strahlen ihrerseits Schall in beide axiale Richtungen des Kanals ab. Aufgrund der Energieerhaltung folgt daraus allein durch die Abstrahlung der Platte eine Reflexion des einfallenden Schalls zurück zum Kanaleinlass und somit eine Reduktion der Transmission. Zusätzlich kann das Plattenmaterial eine erhöhte intrinsische Materialdämpfung in Form des Verlustfaktors aufweisen. Sie verursacht bei starken Auslenkungen, vor allem in der Nähe von den Resonanzfrequenzen, hohe dissipative Verluste und trägt zur weiteren Reduktion der Transmission über einen breitbandigen Frequenzbereich bei.

Der Aspekt der Dissipation als Hauptmechanismus eines Plattenabsorbers wurde bereits in [1] und später in [2] und [3] analytisch formuliert. Für die Betrachtung eines kleinen, lokal reagierenden Plattenabsorbers konnte für raumakustische Zwecke die komplexe Wandimpedanz und daraus schließlich der Absorptionsgrad bestimmt werden. Eine Abschätzung der Durchgangsdämpfung eines Plattenabsorbers als Schalldämpfer wird jedoch erst durch die empirische Berechnung nach Piening [4] möglich, welcher einen einfachen linearen Zusammenhang zum Absorptionsgrad postulierte.

Erst in den Arbeiten [5] und [6] wurde ein Modell entwickelt, das den tangentialen Schalleinfall berücksichtigt und dabei die Platte als nicht-lokal reagierende Wand annimmt. Der bedeutende Anteil der Schallreflexion an der Gesamtdämpfung eines Plattenschalldämpfers konnte durch die im Modell eingeführten Erweiterungen zur Schallabstrahlung zum ersten Mal analytisch abgebildet werden. Das Modell substituiert die Platte mit einem Euler-Bernoulli Stab und löst die dazugehörige Biegedifferentialgleichung. Durch die Anwendung des Galerkin-Verfahrens kann das Problem auf Basis einer modalen Zerlegung formuliert und somit als Gleichungssystem gelöst werden. Aufgrund dieser modalen Diskretisierung sowohl der Platte als auch des Kanals und des Rückvolumens gilt dieses Verfahren als semi-analytisch.

Eine umfangreiche Parameterstudie in [7] hatte zum Ziel, möglichst optimale Material- und Geometrieparameter zu identifizieren, die die Durchgangsdämpfung eines auf dem Modell von [6] basierenden Plattenschalldämpfers im tiefen bis mittleren Frequenzbereich

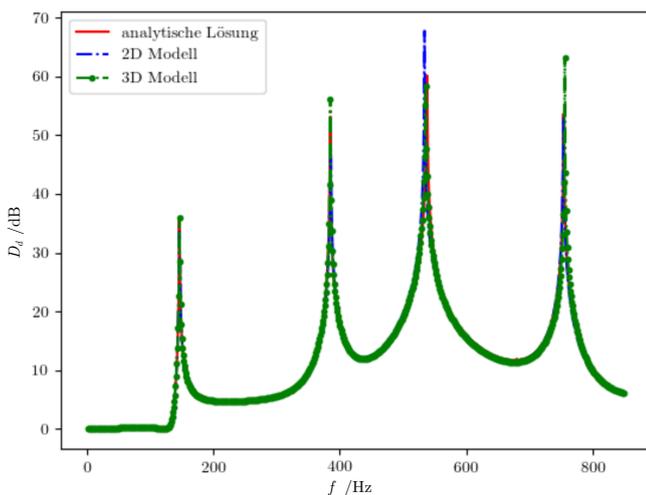
maximiert. Abbildung 2 zeigt die Durchgangsdämpfung  $D_d$  in Abhängigkeit der Frequenz. Es zeigt die signi-



**Abbildung 2:** Durchgangsdämpfung des in [7] identifizierten Plattenschalldämpfers, dessen Eigenschaften die Durchgangsdämpfung bis zur Cut-On-Frequenz maximieren. Die Frequenzen sind auf eine Kanalhöhe von 10 cm skaliert. **Volllinie:** Plattenschalldämpfer, **Strichlinie:** Kammer-schalldämpfer

fikante Steigerung auf mindestens das Doppelte der Schalldämpfung gegenüber einem gleich großen Kammer-schalldämpfer über einen Frequenzbereich von fast vier Oktaven im tieffrequenten Bereich. Beide gezeigten Systeme arbeiten ohne jegliche Verluste und erzielen ihre Durchgangsdämpfung einzig durch Reflexionen.

Um derartige Ergebnisse und somit das Modell zu validieren, wurde dieser Fall zusätzlich numerisch mit der Finiten-Elemente-Methode (FEM) in der Software MSC Actran simuliert. Dabei wurde in [8] ein zwei- und ein dreidimensionales Szenario berechnet, um den Einfluss von im Zweifelsfall auftretenden lateralen Biegemoden der Platte abbilden zu können. Abbildung 3 visualisiert den Vergleich aller drei Systeme. Es zeigt sich eine sehr



**Abbildung 3:** Vergleich der Durchgangsdämpfungen eines Plattenschalldämpfers mittels drei verschiedener Modelle: Dem semi-analytischen Modell sowie der 2D- und 3D-FEM-Simulation

starke Übereinstimmung aller drei Ergebnisse, wodurch bei ebenem Schalleinfall auf eine Vernachlässigung lateraler Biegemoden geschlussfolgert werden kann. Im be-

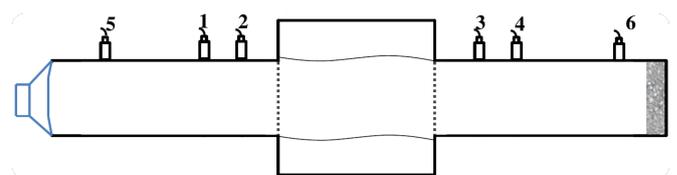
trachteten Frequenzbereich konnte das semi-analytische Modell somit erfolgreich validiert werden.

Bislang berücksichtigt das implementierte semi-analytische Modell jedoch nur frei schwingende Randbedingungen für die lateralen Kanten der rechteckigen Platte. Zwar wurden diese Randbedingungen zum Zwecke der Validierung ebenfalls in der FEM angenommen, jedoch lassen sie sich in der Realität kaum umsetzen, da dadurch die Bedingung der hermetischen Abgeschlossenheit des Rückvolumens nicht sichergestellt werden kann. Aus diesem Grund wurde ein modularer Versuchsstand für Plattenschalldämpfer hergestellt, der unter anderem die Anwendbarkeit und Validität des Modells bei realistischen, allseitig eingespannten Rändern überprüfen soll.

## Modularer Versuchsstand

Im Rahmen der Masterarbeit von Materne [9] entstand der in diesem Artikel vorgestellte modulare Versuchsstand. Er umfasst drei Kernfunktionen: Er soll die Transmission, Reflexion und Dissipation von Plattenschalldämpfern mit hoher wissenschaftlicher Genauigkeit und Zuverlässigkeit messen können. Diese Eigenschaft des Versuchsstandes kann dadurch zur Validierung von Berechnungsmodellen sowie der FEM dienen. Durch die Modularität soll eine einfache Messung verschiedenster Plattenmaterialien und geometrischer Konfigurationen möglich gemacht werden, um so beliebige Plattenschalldämpfer-Proben messen zu können. Abschließend soll die modulare Bauweise eine einfache Erweiterung der Plattenschalldämpfer um zusätzliche Komponenten, die damit auf ihre Wirksamkeit überprüft werden können, ermöglichen.

Abbildung 4 visualisiert den schematischen Aufbau des Versuchsstandes im seitlichen Querschnitt. Die Schall-

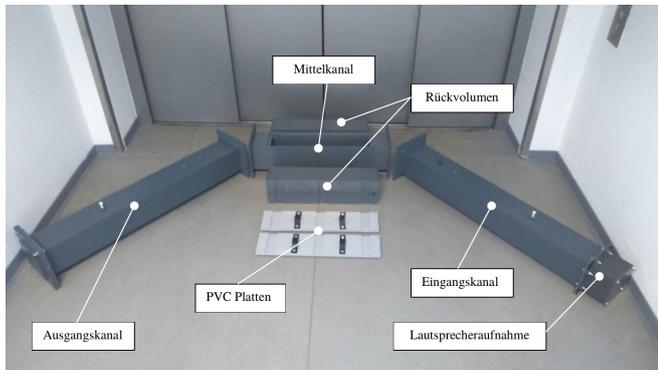


**Abbildung 4:** Nicht-maßstabsgetreuer schematischer Aufbau des modularen Versuchsstandes mit Kennzeichnung der sechs Mikrofonpositionen (oberhalb), des Plattenschalldämpfers (zentral), des absorbierenden Abschlusses (rechts) und des Lautsprechers (links)

quelle wird durch einen links angeschlossenen Lautsprecher realisiert. Die Plattenschalldämpfer-Probe wird im Zentrum des Versuchsstandes modular angebracht und kann sowohl aus zwei gegenüberliegenden als auch aus einem einzelnen oder gar keinem Rückvolumen bestehen. Am rechten Abschluss des Kanals wird zur Erhöhung der Messgenauigkeit der im Folgenden beschriebenen Messmethode ein poröser Absorber installiert. Neben der Bestimmung der Durchgangsdämpfung soll zur Identifikation der physikalischen Wirkmechanismen zusätzlich der Reflexions-, Dissipations- und Transmissionsgrad er-

mittelt werden können. Dazu wird eine Vier-Mikrofon-Messmethode gemäß [10] angewendet, die die Wellentrennung sowohl vor als auch hinter der Probe durchführt. Die zwei zusätzlichen Mikrofone dienen sowohl der Kalibrierung, als auch der Ermöglichung von Messungen bei niedrigeren Frequenzen durch die resultierende Erhöhung der Mikrofonabstände.

Abbildung 5 zeigt ein Fotografie des modularen Versuchsstandes mit quadratischem Querschnitt. Der Mit-



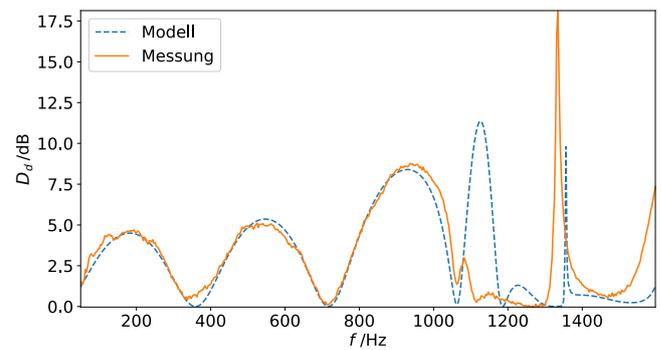
**Abbildung 5:** Fotografie des auseinandergebauten Versuchsstandes

telkanal hat zwei Aussparungen, die entweder mit den Rückvolumen inklusive der dazwischen geklemmten Platten oder mit schallharten PVC-H-Platten („H“ für hart) versehen werden können. Die zu untersuchenden Platten können bei Bedarf auch durch perforierte Platten und ebenfalls gänzlich entfernt werden. Dadurch würde der Schalldämpfer als Expansionskammer fungieren, der bei Bedarf ebenfalls mit absorbierendem faserigen Material ausgestattet werden könnte. Dieser Versuchsstand bietet durch seine modulare Bauweise und der Einhaltung der DIN 10534-2 ebenfalls die Möglichkeit der Nutzung als Kundt'sches Rohr zur Ermittlung von Absorptionsgraden beliebiger Proben. Durch Verschließen des Mittelkanals ohne Rückvolumen können auch kleine Kulissenschalldämpfer installiert und auf deren schalldämpfende Charakteristiken untersucht werden. Der Kanal hat einen quadratischen Querschnitt mit einer Kantenlänge von 10 cm. Die Länge des Rückvolumens beträgt 50 cm und dessen Höhe 10 cm. Die Cut-Off-Frequenz beträgt im Kanal bei Raumtemperatur  $f_c \approx 1715$  Hz.

## Messergebnisse

Zunächst wurden beide Rückvolumen ohne dazwischen liegenden Platten untersucht, um die Validität des Modells für das Szenario eines Kammerschalldämpfers zu überprüfen. Dafür wurden beim semi-analytischen Modell verschwindend kleine Werte für die dimensionslose Biegesteifigkeit und Flächenmasse angenommen, um das Fehlen einer Platte anzunähern. Da das Modell nur für ebene einfallende Schallwellen gilt, wird nur bis zur Cut-Off-Frequenz gemessen und gerechnet.

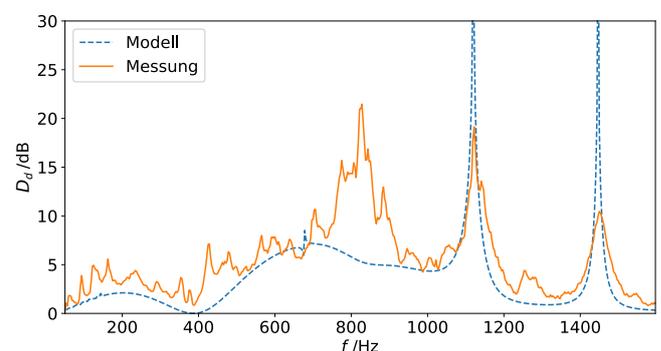
Abbildung 6 zeigt die Mess- und Berechnungsergebnisse der Durchgangsdämpfung. Es entspricht bis zur Cut-Off-Frequenz der Expansionskammer, die bei 570 Hz



**Abbildung 6:** Vergleich der Durchgangsdämpfungen eines zweiseitig angebrachten Kammerschalldämpfers

liegt, der eindimensionalen Theorie für ebene Wellen. Danach lässt sich eine typische Erhöhung der Durchgangsdämpfung erkennen, bis sie bei ca. 1200 einbricht und diskrete Resonanzen ausbildet. Diese Eigenschaft ist auf die komplexe Interaktion zwischen den sich ausbildenden transversalen Kanalmoden in der Expansionskammer zurückzuführen. Die Messergebnisse lassen sich mit dem Berechnungsmodell bis 1100 Hz mit hoher Genauigkeit nachbilden. Danach weichen die Verläufe sehr stark voneinander ab, wenngleich bei 1350 Hz eine Resonanz sowohl vom Modell als auch bei den Messungen feststellbar ist. Beim semi-analytischen Modell wurde im Voraus sichergestellt, dass die Auflösung ausreichend hoch gewählt wurde, um Fehler durch dessen modale Diskretisierung ausschließen zu können. Für weiterführende Information zur Wahl der Diskretisierung wird auf [7] verwiesen.

Zur weiteren Untersuchung des Versuchsstandes wurden in den nächsten Schritten verschiedene Plattenmaterialien und -dicken eingesetzt und mit den Berechnungsergebnissen des Modells verglichen. Abbildung 7 zeigt die Durchgangsdämpfung eines diesmal nur einseitig angeschlossenen Rückvolumens mit einer dazwischen fest eingespannten, 0,025 mm dünnen Aluminiumplatte. Auf-

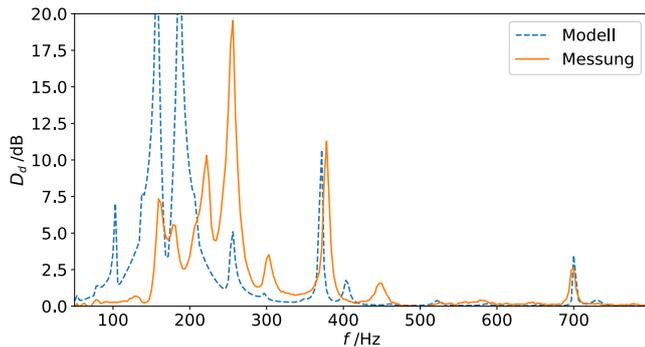


**Abbildung 7:** Vergleich der Durchgangsdämpfung eines einseitig angebrachten Plattenschalldämpfers mit 0,025 mm dünner Aluminiumplatte

grund ihrer äußerst geringen Dicke ist sie bei tiefen Frequenzen bis ca. 600 Hz unwirksam und passt sich dem Luftschall an. Die Messungen sind stark verrauscht, folgen jedoch qualitativ weitgehend dem Verlauf des Be-

rechnungsmodells. Ab 700 Hz zeigt sich hingegen eine deutliche Abweichung vom Modell. Erst die zwei Resonanzen bei ca. 1100 Hz und 1450 Hz werden vom Modell korrekt approximiert. Die Ursache für die deutliche Abweichung bei dem gemessenen  $D_d$ -Maximum bei 850 Hz lässt sich zunächst in Bezug auf die sehr gute Übereinstimmung im Falle des Kammerschalldämpfers nicht ergründen.

Zusätzlich dazu wurde ebenfalls eine deutlich dickere PVC-H-Platte mit 1 mm Dicke vermessen. Die Ergebnisse veranschaulicht Abbildung 8. Da im Frequenzbereich



**Abbildung 8:** Vergleich der Durchgangsdämpfung eines einseitig angebrachten Plattenschalldämpfers mit 1 mm dicker PVC-H-Platte

oberhalb von 800 Hz keine Durchgangsdämpfungen und Abweichungen auftreten, werden sie in diesem Szenario nicht abgebildet. Es zeigt sich in diesem Fall eine zu den vorhergehenden Ergebnissen konträre Abweichung. Die gemessene Durchgangsdämpfung verzeichnet ein um ca. 80 Hz zu höheren Frequenzen verschobenes Spektrum, wohingegen die Resonanzen bei 380 Hz und 700 Hz sowohl vom Betrag als auch von der Frequenz mit großer Übereinstimmungen vom Modell prognostiziert werden konnten.

Als Ursache für diese Abweichungen kommen verschiedene Fehlerquellen in Frage. So konnte nicht verifiziert werden, in welchem Maße die Eingangsdaten vom Materialhersteller für das Berechnungsmodell mit denen im Experiment übereinstimmen (E-Modul, Dickenverteilung, Verlustfaktor, Poisson-Zahl). Zur gleichen Zeit basiert das Modell auf einer zweidimensionalen Beschreibung, die die lateral näherungsweise geklemmten Randbedingung im Experimentes nicht abbildet. Daraus können Frequenz-Offsets wie in Abbildung 8 resultieren, da dadurch vor allem die Eigenfrequenzen und Amplituden abweichen. Eine zusätzliche Ursache für die unregelmäßigen Schwankungen der Durchgangsdämpfung wird in der Dichtigkeit der Rückvolumen vermutet, welche bislang allein durch eine Presspassung realisiert wird. Auch eine erhöhte Anregung des gesamten Versuchsstandes aufgrund des verwendeten PVC-Materials, welches ein geringes Flächengewicht aufweist, kommt als Fehlerquelle in Frage. Zur Klärung bedarf es weiterer Untersuchungen.

## Fazit

Es wurde ein modularer Versuchsstand für Plattenschalldämpfer konzipiert und aufgebaut, der eine Validierung des vorgestellten semi-analytischen Berechnungsmodells ermöglicht. Während die Validität des 2D-Modells mit der FEM erfolgreich bestätigt werden konnte, zeigte die Gegenüberstellung der Berechnungsergebnisse des semi-analytischen Modells mit den Messungen im eigens hergestellten Versuchsstand für Plattenschalldämpfer unerwartet große Abweichungen in verschiedenen Frequenzbereichen. Für den Kammerschalldämpfer konnten bis zur Hälfte der Cut-Off-Frequenz sehr präzise Durchgangsdämpfungen berechnet werden, während für höhere Frequenzen deutlichen Differenzen auftraten. Die Ergebnisse der beiden exemplarischen Plattenschalldämpfer aus Aluminium und PVC-H wiesen hingegen signifikante Abweichungen in den Spektren auf. Die Fehler wiesen untereinander gegensätzliche Charakteristika auf. Es konnten verschiedene mögliche Fehlerquellen identifiziert, doch deren Einfluss nicht abschließend geklärt werden.

## Literatur

- [1] R. Ford, M. McCormick. Panel sound absorbers. *Journal of Sound and Vibration*, 10(3):411–423, 1969.
- [2] F. Mechel, N. Kiesewetter. Schallabsorber aus Kunststoff-Folie. *Acta Acustica united with Acustica*, 47(2):83–88, 1981.
- [3] N. Kiesewetter. Impedance and resonances of a plate before an enclosed air volume. *Acta Acustica united with Acustica*, 61(3):213–217, 1986.
- [4] W. Piening. Schalldämpfung der Ansaug- und Auspuffgeräusche von Dieselanlagen auf Schiffen. *VDI-Zeitschrift* 81, 26:770–776, 1937.
- [5] L. Huang. Modal analysis of a drumlike silencer. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 112(5):2014–2025, 2002.
- [6] C. Wang. *Development of a broadband silencer in flow duct*. Doktorarbeit, The Hong Kong Polytechnic University, 2008.
- [7] R. Kisler, E. Sarradj. Plate silencers for broadband low frequency sound attenuation. *Acta Acustica united with Acustica*, 104, 2018.
- [8] M. Schnee. Dreidimensionale numerische Untersuchung der Dämpfungseigenschaften von mehrschichtigen Plattenschalldämpfern. Masterarbeit, Technische Universität Berlin, 2017.
- [9] D. Materne. Experimentelle Untersuchung der Dämpfungseigenschaften von Schalldämpfern aus Plattenabsorbieren. Masterarbeit, Brandenburgische Technische Universität Cottbus-Senftenberg, 2017.
- [10] W. Truppe, F. Kappler. Messsystem für akustische Zweitore. Diplomarbeit, Technische Universität Graz, 2008.