

Untersuchungen zur Durchgangsdämpfung seriell angeordneter Resonatoren als Basis für die Entwicklung von Metamaterial-Schalldämpfern

Agostino Troll, Aishwarya Ramdas Chavan, Jens Rohlfing

Fraunhofer IBP, Nobelstraße 12 70569 Stuttgart

E-Mail: agostino.troll@ibp.fraunhofer.de

Einleitung

Schalldämpfer sind üblicherweise, wie links in Abbildung 1 dargestellt, mit porösem Material gefüllt. Durchläuft eine Schallwelle das poröse Material kommt es zu Reibungsverlusten, wodurch der Schalldruck gemindert wird.

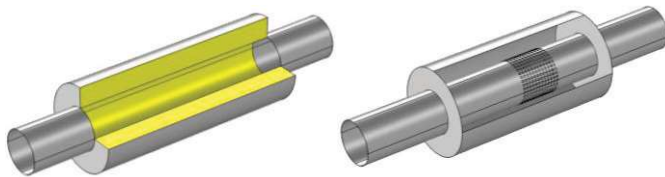


Abbildung 1: Poröser und resonanter Schalldämpfer.

Wie die schwarze Linie in Abbildung 2 zeigt, besitzen poröse Schalldämpfer ihre maximale Durchgangsdämpfung (engl. Transmission Loss) im mittleren Frequenzbereich. Zu höheren Frequenzen nimmt die Wirksamkeit wegen der Durchstrahlung ab. Zu tiefen Frequenzen ist die Wirksamkeit durch die frequenzabhängigen Absorptionseigenschaften des porösen Materials begrenzt.

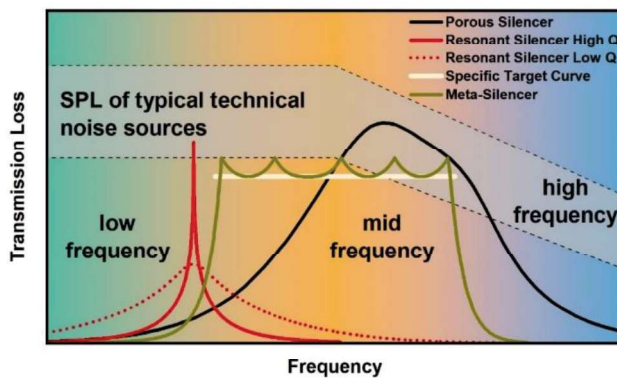


Abbildung 2: Typische Durchgangsdämpfung poröser und reaktiver Schalldämpfer sowie die gewünschten Eigenschaften metamaterialbasierter Schalldämpfer.

Diese charakteristische Wirkung poröser Schalldämpfer mit Maximum im mittleren Frequenzbereich ist aber oft nicht ideal, weil Geräusche vieler typischer Lärmquellen, wie z.B. Ventilatoren oder Motoren, hauptsächlich tieffrequente Anteile besitzen, wie die graue Fläche in Abbildung 2 andeutet.

Eine Möglichkeit Schall bei tiefen Frequenzen zu mindern ist der Einsatz von akustischen Resonatoren. Aktuell werden Resonatorschalldämpfer für industrielle Anwendungen, wie rechts in Abbildung 1 dargestellt, mit einer oder ein paar wenigen Resonator-kammern ausgeführt. Da die Effektivität

dieser Schalldämpfer proportional zum Resonatoren-Volumen ansteigt, sind sie meist verhältnismäßig groß. Darüber hinaus sind diese Schalldämpfer teuer, weil diese oft einzeln oder in Kleinserien hergestellt werden.

Die Forschung zu akustischen Metamaterialien liefert neue Ansätze, um Schalldämpfer bei tiefen und mittleren Frequenzen wirksamer zu gestalten. Metamaterialien sind künstlich hergestellte Strukturen mit konstruierten Eigenschaften die auf dem speziellen Design der Substruktur basieren. Oft besteht diese Substruktur aus Resonatoren mit einer spezifischen Anordnung. Um eine möglichst bauraumeffiziente Lösung zu erhalten liegt das Ziel akustischer Metamaterialien neben der Integrierbarkeit in der optimalen Anpassung an das vorgegebene Ziel, wie Abbildung 1 skizziert [1].

Bei der Auslegung von Metamaterialstrukturen spielt die Anordnung der Resonatoren eine wesentliche Rolle. In diesem Beitrag werden im ersten Abschnitt die Eigenschaften serieller Resonatoranordnungen in Kanälen erläutert. Anschließend werden Untersuchungen an seriellen Resonatoranordnungen vorgestellt, bei denen der optimale Abstand zwischen zwei Resonatoren abgeleitet, und als einfach anzuwendendes Auslegkriterium formuliert wurde.

Eigenschaften serieller Resonatoranordnungen

Serielle periodischen Resonatoranordnungen bestehen aus gleichen Resonatoren, die mit einem konstanten Abstand, der sogenannten Gitterkonstante, hintereinander gereiht werden. Abbildung 3 zeigt eine periodische Anordnung von $\lambda/4$ -Resonatoren, die am Fraunhofer IBP in Stuttgart untersucht wurde [2].



Abbildung 3: Periodische Resonatoranordnung eingebaut im Schalldämpferprüfstand am Fraunhofer IBP in Stuttgart.

Die rechnerische Behandlung periodischer Anordnungen in eindimensionalen Kanälen ist im Beitrag [2] ausführlich beschrieben und erfolgt meist einheitszellenbasiert mithilfe periodischer Randbedingungen und einer Eigenwertanalyse. Diese sogenannten Bloch-Wellen haben die Eigenschaft, dass sich in unendlich ausgedehnten Anordnungen Stopp- und

Durchlassbänder ausbilden. Als Stoppbänder werden Frequenzbereiche bezeichnet, in denen Wellen nicht ausbreitungsfähig sind. Die Analyse erfolgt anhand der Bandstruktur, bei welcher die Eigenwerte in Abhängigkeit der Frequenz über der Bloch-Wellenzahl aufgetragen werden. Abbildung 4 zeigt die Bandstruktur für die Anordnung in Abbildung 3. Die beiden Stoppbandbereiche der nicht ausbreitungsfähigen Wellen sind grün markiert.

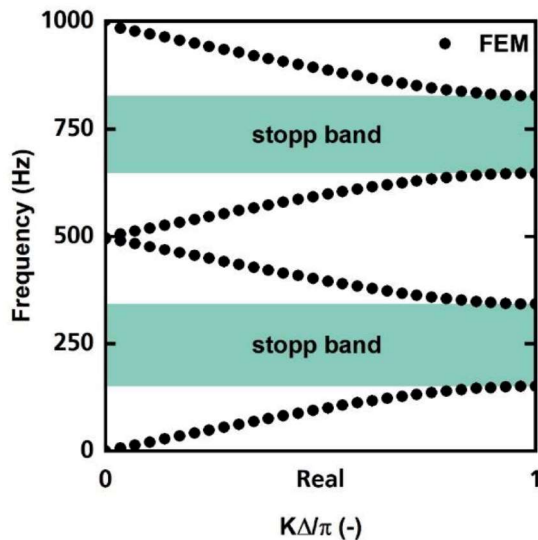


Abbildung 4: Bandstruktur der Anordnung aus Abb. 3.

Für die experimentelle Validierung wurde die, in Abbildung 3 dargestellte, Anordnung mit sieben Resonatoren verwendet. Abbildung 5 zeigt die dazugehörige gemessene Durchgangsdämpfung. Die rechnerisch ermittelten Stoppbandbereiche sind grün markiert und stimmen für die ersten zwei Stoppbänder gut mit der Messung überein.

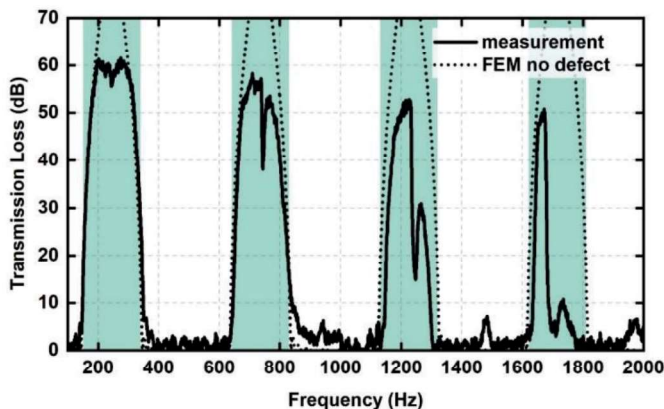


Abbildung 5: Gemessene Durchgangsdämpfung der Anordnung mit sieben Resonatoren aus Abb. 3.

Periodische Anordnungen lassen sich insbesondere für schmalbandige Anforderungen nutzen, wenn zugleich hohe Dämpfungen gefordert sind. Jedoch steigt der notwendige Bauraum (hier die Länge) mit abnehmender Zielfrequenz, weshalb periodische Anordnungen bei tiefen Frequenzen in technischen Anwendungen nicht immer umgesetzt werden können.

Als alternative, insbesondere, wenn breitbandige Anforderungen zu erfüllen sind, können mehrere unterschiedlich abgestimmte Resonatoren verwendet werden. Die Anordnung ist in diesem Fall typischerweise aperiodisch (vgl. Abbildung 6), wobei die Anordnung und der Abstand der Resonatoren untereinander einen erheblichen Einfluss auf die Wirksamkeit haben.

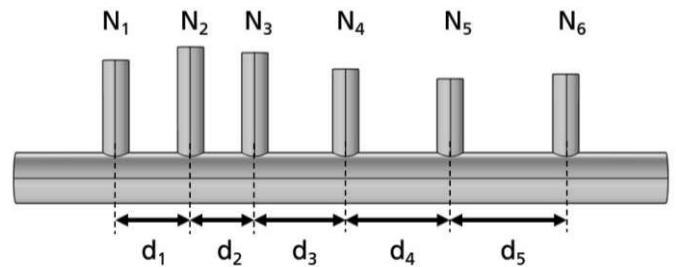


Abbildung 6: Aperiodische Resonatoranordnung mit unterschiedlich abgestimmten akustischen Resonatoren.

Abbildung 7 zeigt die berechneten Durchgangsdämpfungen zweier unterschiedlicher Anordnungen mit identischen Resonatoren. Die schwarze Kurve zeigt die Durchgangsdämpfung der optimalen Anordnung nach [3], welche eine breitbandige Dämpfung zwischen 250 Hz und 350 Hz ohne Einbrüche aufweist. Die rote Kurve zeigt die Durchgangsdämpfung einer alternativen, zufälligen, Anordnung der gleichen Resonatoren. Bei dieser Anordnung kommt es zu Einbrüchen im Dämpfungsverlauf, wodurch diese Anordnung für eine praktische Anwendung ungeeignet ist. Das Ziel bei aperiodischen Anordnung mit unterschiedlich abgestimmten Resonatoren ist es derartige Einbrüche im Dämpfungsverlauf zu vermeiden. Die optimale Auslegung ist kompliziert und wird deshalb oft algorithmisch gelöst [3, 4]. Dieses Vorgehen ist jedoch aufwendig und somit in der Praxis nicht immer verhältnismäßig. Daher ist ein alternatives Vorgehen bei der Auslegung mit einer einfachen Designregel wünschenswert.

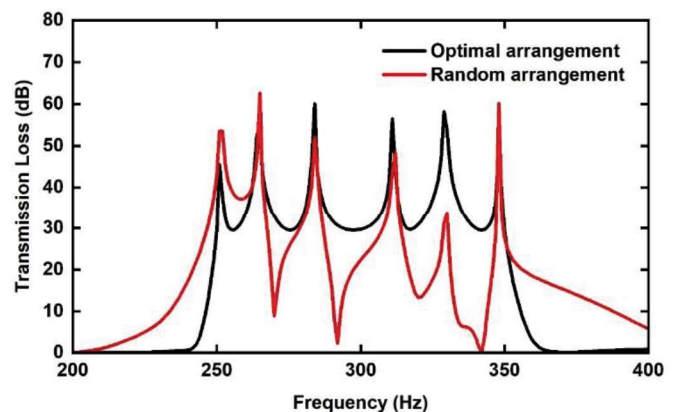


Abbildung 7: Optimale und nicht optimale Dämpfung für zwei verschiedene Anordnungen gleicher Resonatoren.

Wechselwirkung zwischen zwei Resonatoren

Werden zwei Resonatoren, wie in Abbildung 8 gezeigt, hintereinander angeordnet, kommt es zu einer Wechselwirkung sofern sich deren Wirkbereiche im Frequenzbereich überlappen. In diesem Überlappungsbereich kommt es durch Mehrfachreflektionen, in Abhängigkeit des Abstandes zwischen den Resonatoren, zu einem Stehwellenfeld.

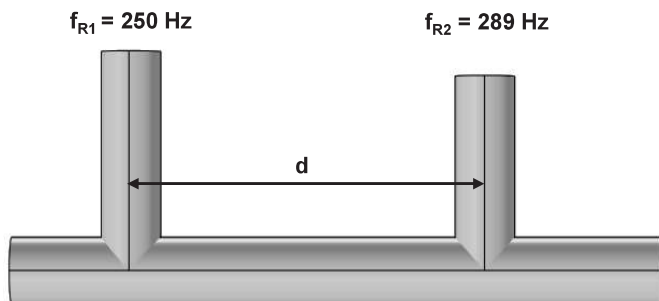


Abbildung 8: Zwei an einen Kanal angeschlossene $\lambda/4$ -Resonatoren mit dem Abstand d .

Ist die Phase des Stehwellenfelds zwischen den Resonatoren gegenphasig zur einfallenden Welle, dann resultiert durch die Resonatoranordnung eine reflexionsbasierte Durchgangsdämpfung. Ist die Phase des Stehwellenfelds dagegen in Phase mit der einlaufenden Welle, dann kann diese die Konfiguration ohne Amplitudenminderung passieren. Das obere Diagramm in Abbildung 9 verdeutlicht diesen Sachverhalt anhand der Durchgangsdämpfungen für zwei Konfigurationen nach Abbildung 8 mit unterschiedlichen Abständen d zwischen den Resonatoren. Die schwarze Kurve zeigt die Durchgangsdämpfung für einen Resonatorabstand von $d = 0,318 \text{ m}$, bei der es zu keinem Einbruch der Durchgangsdämpfung zwischen den Resonanzfrequenzen der Resonatoren kommt. Dieser Abstand wird als „optimaler“ Abstand bezeichnet. Die rote Kurve zeigt die Durchgangsdämpfung für einen Abstand von $d = 0,636 \text{ m}$, für den ein deutlicher Einbruch der Durchgangsdämpfung auf nahe 0 dB auftritt. Der Einbruch tritt exakt beim arithmetischen Mittel der beiden Resonanzfrequenzen auf.

Das untere Diagramm in Abbildung 9 zeigt die Ergebnisse einer Parameterstudie, bei der die Durchgangsdämpfung für eine Resonatoranordnung nach Abbildung 8 für unterschiedliche Resonatorabstände d untersucht wurde. Dargestellt ist die normierte minimale Dämpfung im Frequenzbereich zwischen den Resonanzfrequenzen der Resonatoren in Abhängigkeit der, auf das arithmetische Mittel der Wellenlängen der Resonanzfrequenzen der Resonatoren normierten, Wellenlänge $\lambda_{1,2}$ (vgl. zweiter Term in Gl. 2).

Die Parameterstudie wurde rechnerisch mit der spezifischen Impedanz des $\lambda/4$ -Resonators (Gleichung 1) in Verbindung mit der Transfer-Matrix-Methode (TMM) durchgeführt. In Gleichung 1 ist S die Querschnittsfläche und l_{eq} die äquivalente Länge des Resonators. Die Details zur TMM und Berechnung der Durchgangsdämpfung finden sich in [2, 5].

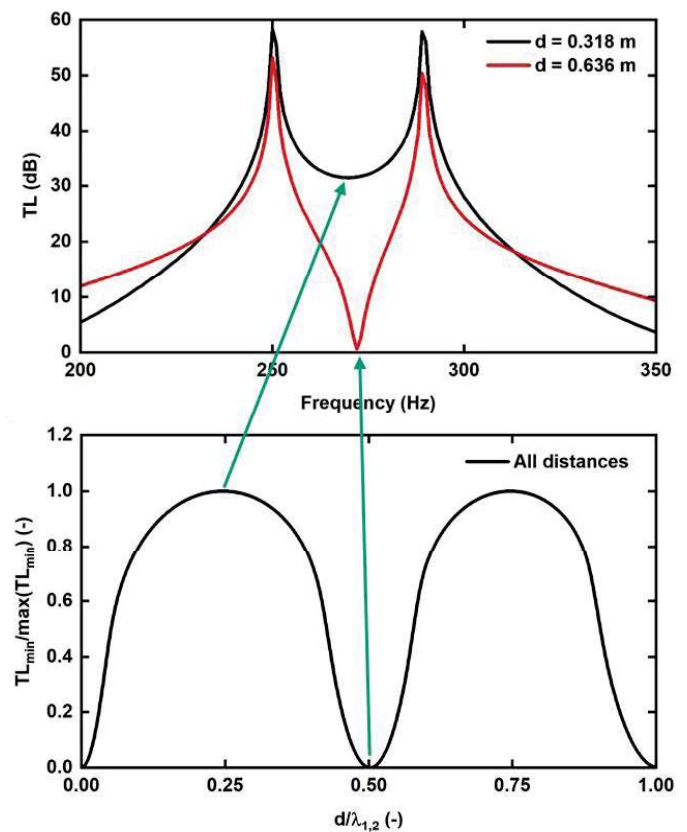


Abbildung 9: Durchgangsdämpfungen für verschiedene Abstände d der Anordnung nach Abb. 8. Oben: Durchgangsdämpfungen für zwei unterschiedliche Abstände d . Unten: normierte minimale Dämpfung im Bereich zwischen den Resonanzfrequenzen in Abhängigkeit des normierten Abstandes.

$$Y_{\lambda/4} = -j \frac{Z_0}{S} \cot(l_{eq} k) \quad (1)$$

Die Ergebnisse der Parameterstudie zeigen, dass sich der optimale Abstand nach Gleichung 2, beim ungeradzahligen Vielfachen eines Viertel der normierten Wellenlänge, ergibt.

$$d_{opt} = \frac{2n - 1}{4} \frac{(\lambda_{R,1} + \lambda_{R,2})}{2} \quad \text{mit } n \in \mathbb{N}_+ \quad (2)$$

Experimentelle Validierung

Um die Ergebnisse der Parameterstudie zu validieren wurden Messungen an mehreren Anordnungen von $\lambda/4$ -Resonatoren, gemäß Abbildung 8, mit unterschiedlichen Abständen d durchgeführt. Die Messungen wurden nach ISO 7235 im DAkS akkreditierten Labor des Fraunhofer IBP in Stuttgart durchgeführt. Die gemessenen und die berechneten Durchgangsdämpfungen für einen Abstand von $d = 0,318 \text{ m}$ und $d = 0,636 \text{ m}$ sind in Abbildung 10 und Abbildung 11 dargestellt. Für beide Abstände zeigen Messung und Simulation eine gute Übereinstimmung. Die Spitzen der Dämpfungskurven um die Resonanzfrequenzen der Resonatoren sind in der Messung weniger stark ausgeprägt als in der Simulation. Dies liegt hauptsächlich an den endlichen Impedanzen der Rohrwandungen und der Resonator-

abschlüsse sowie an Reibungseffekten im experimentellen Aufbau, welche in der Simulation nicht berücksichtigt sind.

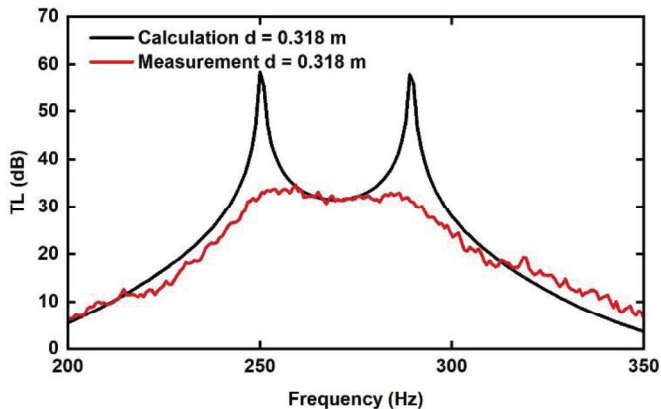


Abbildung 10: Gemessene und berechnete Durchgangsdämpfung der Resonatoranordnung nach Abbildung 8 für einen Abstand von $d^{\circ}=0,318$ m

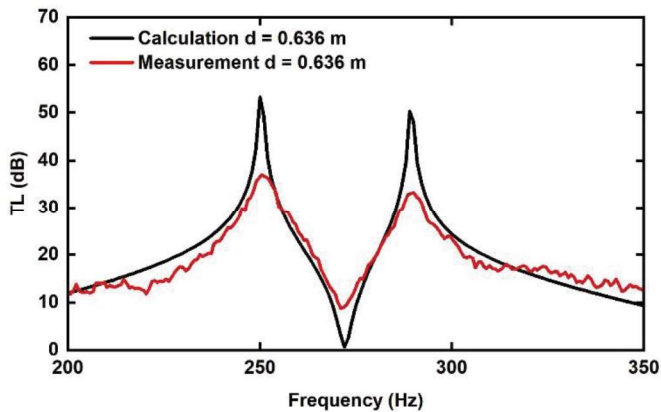


Abbildung 11: Gemessene und berechnete Durchgangsdämpfung der Resonatoranordnung nach Abbildung 8 für einen Abstand von $d^{\circ}=0,636$ m

Darüber hinaus wurden Untersuchungen mit mehr als zwei unterschiedlich abgestimmten Resonatoren durchgeführt. Es wurde festgestellt, dass sich der optimale Abstand nach Gleichung 2 als einfache Designregel, ohne die Verwendung eines Algorithmus, für die Auslegung von Anordnungen mit breitbandiger Wirkung ohne Dämpfungseinbrüche eignet. Das Beispiel der gemessenen Durchgangsdämpfung einer Anordnung mit drei Resonatoren in Abbildung 12 bestätigt die Gültigkeit der abgeleiteten Designregel.

Zum anderen zeigt der Vergleich mit der optimalen Lösung nach [3] in Abbildung 13, dass die nach Gleichung 2 konstruierte Resonatoranordnung zwar nicht die optimale Dämpfung erzielt, dieser aber sehr nahe kommt. Zu beachten ist allerdings, dass die Gesamtlänge der Resonatoranordnung nach [3] ca. 7 % kürzer ist als die nach Gleichung 2 konstruierte Anordnung. Für die Anwendung in der praktischen Auslegung soll in Folgestudien geprüft werden, in wie weit sich die „optimalen“ Resonatorabstände weiter reduzieren lassen ohne die Wirksamkeit merklich zu reduzieren (vgl. Plateaus in Abb. 9 unten).

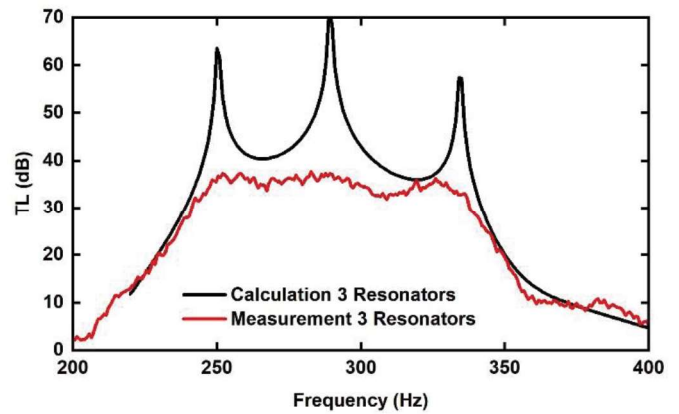


Abbildung 12: Gemessene und berechnete Durchgangsdämpfung einer Anordnung mit drei Resonatoren, die dem „optimalen“ Abstand nach Gleichung 2 ausgelegt wurde.

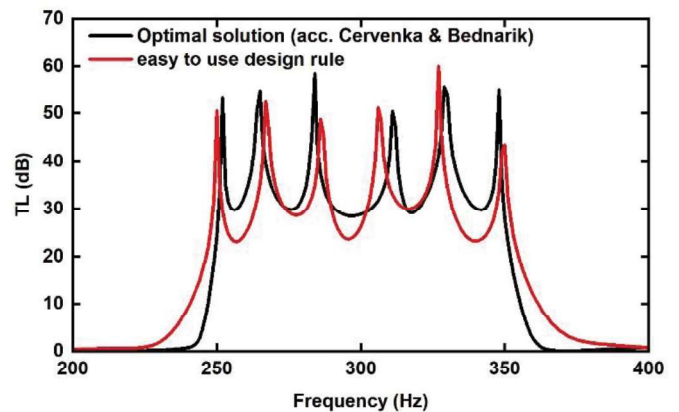


Abbildung 13: Vergleich zwischen der optimalen Lösung nach [3] und einer nach Gleichung 2 konstruierten Anordnung.

Danksagung

Die durchgeführten Untersuchungen wurden von der Fraunhofer-Gesellschaft zur Förderung der angewandten Forschung e. V. unterstützt und durch das Programm PREPARE mit der Nr. 840224 finanziert.

Literature

- [1] Yang, M.; Sheng, P.: Sound absorption structures: From porous media to acoustic metamaterials. *Annual Review of Materials Research* 47, 83-114 (2017).
- [2] Troll, A.; et al.: Investigations on working principles and design methods for metamaterial silencers. *DAGA Wien* (2021).
- [3] Seo, S.-H.: Silencer design by using array resonators for low-frequency band noise reduction. *J. Acoust. Soc. Am.* 118, 2332 (2005).
- [4] Červenka M.; Bednarik, M.: Optimized reactive silencers with narrow side-branch tubes. *J. Acoust. Soc. Am.* 144, 2015 (2018).
- [5] Munjal, M. L.: *Acoustics of Ducts and Mufflers*. Wiley, Hoboken (2014).