

Experimentelle Konzeptstudien zur Anwendbarkeit akustischer schwarzer Löcher und Metamaterialien

Niklas Thoma, Fabian Duvigneau, Daniel Juhre, Michael Trenner, Elmar Woschke

<http://dx.doi.org/10.25673/103515>

Abstract

Increasing demands are being placed on dynamic systems, particularly with regard to durability and comfort. At the same time, the need to conserve resources and the associated idea of lightweight construction require minimal masses, at least for moving systems, as well as resource-saving manufacturing.

Conventional methods of vibration reduction usually use different stiffening and damping concepts to reduce broadband excitations, although a high additional mass must often be introduced for low frequency ranges in order to achieve adequate amplitude reduction.

This has led to further developments in recent years, often based on acoustic metamaterials and acoustic black holes.

In this paper, these novel concepts are compared to conventional damping concepts within the framework of fundamental studies in order to be able to assess the potentials with regard to the improvement of the aggregate acoustics of individual components of a computer tomograph. For this purpose, both experimental and numerical tools are used.

The long-term goal is to develop an acoustically optimised housing for large medical devices using these new damping concepts and, if the implementation is successful, to investigate the transferability to other applications.

Kurzfassung

An dynamische Systeme werden insbesondere mit Hinblick auf Haltbarkeit und Komfort steigende Anforderungen gestellt. Gleichzeitig bedingt die Notwendigkeit der Ressourcenschonung und der damit einhergehende Leichtbaugedanke minimale Massen, zumindest für bewegte Systeme, sowie eine ressourcenschonende Herstellung.

Herkömmliche Methoden der Schwingungsreduktion verwenden in der Regel unterschiedliche Versteifungs- und Dämpfungskonzepte, um breitbandige Anregungen zu reduzieren, wobei allerdings für niedrige Frequenzbereiche oft eine hohe zusätzliche Masse eingebracht werden muss, um eine adäquate Amplitudenreduktion zu erreichen.

Als Resultat kam es in den letzten Jahren zu entsprechenden Weiterentwicklungen, die häufig auf akustischen Metamaterialien sowie akustischen schwarzen Löchern basieren.

In diesem Beitrag werden diese neuartigen Konzepte im Rahmen von grundlegenden Studien den herkömmlichen Dämpfungskonzepten gegenübergestellt, um die Potentiale mit Hinblick auf die Verbesserung der Aggregateakustik von Einzelkomponenten

eines Computertomographen abschätzen zu können. Dazu wird sowohl auf experimentelle als auch numerische Werkzeuge zurückgegriffen.

Fernziel ist es, ein akustisch optimiertes Gehäuse für medizinische Großgeräte unter Anwendung dieser neuartigen Dämpfungskonzepte zu entwickeln und bei erfolgreicher Implementierung die Übertragbarkeit auf weitere Anwendungsfälle zu untersuchen.

1. Motivation

Die Anforderungen der Nutzer:innen an das NVH-Verhalten (Noise, Vibration & Harshness) der von ihnen genutzten Maschinen und Geräte nehmen in allen Branchen stetig zu. Gleichzeitig gewinnen der Nachhaltigkeitsgedanke und ein gesteigertes Umweltbewusstsein bei der Produktentwicklung an Bedeutung [1]. Ein gemeinsames Ziel dieser Forschungsfelder ist es, auftretende Schwingungen breitbandig mit minimalem Materialaufwand, geringer Zusatzmasse und geringem Platzbedarf effektiv zu vermeiden. Werden zusätzlich wirtschaftliche Aspekte und die Ausfallsicherheit schwingungsdämpfender Systeme berücksichtigt, stoßen herkömmliche, etablierte Dämpfungskonzepte an ihre Grenzen.

Aus diesem Grund werden in der Forschung verstärkt neuartige passive Dämpfungskonzepte untersucht, die hinsichtlich der genannten Eigenschaften ein großes Potenzial aufweisen. Zwei dieser Dämpfungskonzepte, akustische Metamaterialien und akustische schwarze Löcher, stehen aufgrund ihrer guten Dämpfungseigenschaften bei gleichzeitig geringem Materialaufwand in der Herstellung und geringen Zusatzmassen im Fokus der Forschung. Im Rahmen dieses Beitrages werden Konzeptstudien durchgeführt, welche Potentiale diese Dämpfungskonzepte aufweisen und erste Untersuchungen angestellt, inwieweit diese Konzepte mit Hilfe numerischer Methoden in den virtuellen Produktentwicklungsprozess integriert werden können.

2. Akustische schwarze Löcher

2.1 Grundlagen akustischer schwarze Löcher

Der Begriff akustische schwarze Löcher (ASL) beschreibt eine passive Technik zur Schwingungsberuhigung. Er beschreibt den Effekt, der in einer dünnwandigen Struktur auftritt, wenn die Plattendicke in Abhängigkeit von der Plattenlänge mit ausreichender Gleichmäßigkeit nach einem Potenzgesetz abnimmt. Die daraus resultierende lokale Steifigkeitsabnahme führt zu einer gleichmäßigen Reduzierung der Wellengeschwindigkeit. Wird ein ideales ASL-System mit einer Struktur, deren Dicke Null erreicht, betrachtet, so ist an dieser Stelle auch die Wellengeschwindigkeit Null, so dass keine Reflexion auftritt und sich die Energie in diesem Punkt akkumuliert und durch Dämpfungseffekte dissipiert werden kann. Der ASL-Effekt wurde erstmals 1946 von Pekeris [2] im Zusammenhang mit der Reflexion von Wellen in Flüssigkeiten entdeckt und 1988 von Mirinov [3] auf die Wellenausbreitung in Platten mit kontinuierlich abnehmender Dicke übertragen.

Für ein ideales ASL bestimmt sich die Wellengeschwindigkeit $c_f(x)$ in Richtung der ASL-Spitze nach Mironov [3] aus dem Elastizitätsmodul E , der Dichte des Plattenmaterials ρ und der Funktion der Plattendicke $h(x)$ zu:

$$c_f(x) = \left(\frac{E h^2(x)}{12 * \rho_P} \right)^{1/4} \omega^{1/2} \quad (1)$$

Aus Gleichung (1) geht hervor, dass bei einer Plattendicke h die gegen Null geht, die Wellengeschwindigkeit ebenfalls gegen Null strebt. Mit der von Mironov definierten Bedingung, dass die Abnahme der Plattendicke im Vergleich zur Wellenlängenordnung klein sein muss, ergibt sich die Bedingung der ausreichenden Gleichmäßigkeit der Abnahme der Plattendicke mit der Wellenzahl k :

$$\frac{1}{k^2} \frac{dk}{dx} \ll 1 \quad (2)$$

Diese Bedingung ist für die Gleichung (1) erfüllt, wenn die Abnahme der Plattendicke mit einem Potenzgesetz der Form:

$$h(x) = ax^m \quad (3)$$

mit $m \geq 2$ beschrieben werden kann.

Da in realen Systemen fertigungsbedingt nie eine Dicke von Null erreicht wird, muss in diesem Fall die Endstärke der ASL-Geometrie h_t (siehe Abbildung 1) für die Berechnung der Plattendicke berücksichtigt werden:

$$h(x) = ax^m + h_t \quad (4)$$

Abhängig von der Endstärke der Geometrie ändert sich der Reflexionsfaktor, weshalb in realen ASL-Systemen für Materialien mit geringer Materialdämpfung ein Dämpfungspatch zur Dissipation der an der ASL-Geometrie auftretenden Schwingungsenergie verwendet wird.

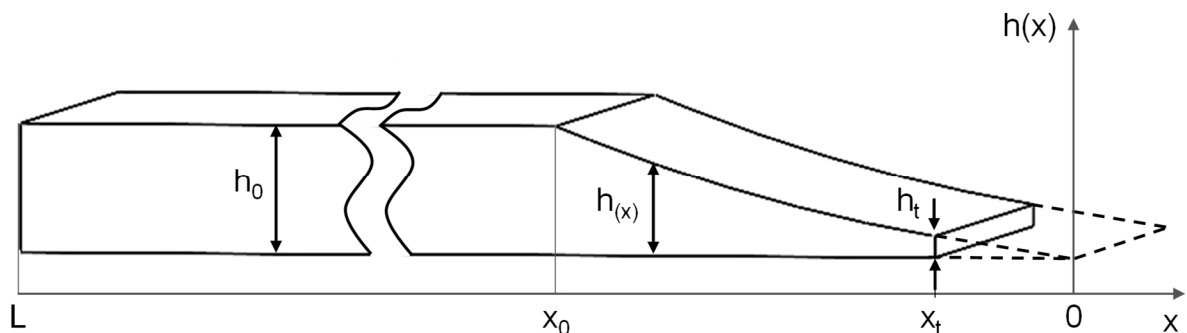


Abbildung 1: Geometrie einer Platte mit ASL-Geometrie und fertigungsbedingter Kürzung bei h_t

Im Rahmen dieses Beitrages wird für den Anwendungsfall der Schwingungsoptimierung von Gehäusen aus glasfaserverstärktem Kohlenstoff (GFK) das Dämpfungsverhalten verschiedener GFK-Probekörper mit ASL-Geometrie untersucht. Aus den Experimenten von Bowyer et al. [4,5] geht hervor, dass der ASL-Effekt auch bei GFK

angewendet werden kann und sich die hohen Verlustfaktoren der Faser-Matrix-Materialkombination positiv auf die Dämpfungseigenschaften auswirken. Ziel der nachfolgend vorgestellten Studie ist es, diese Erkenntnisse auf Basis von Balkenversuchen zu bestätigen und das verwendete Simulationsmodell für komplexe Geometrien zu validieren.

2.2 Experimentelles Vorgehen

Bei der experimentellen Vorgehensweise steht die Vergleichbarkeit der verschiedenen Probekörper im Vordergrund, um Aussagen über die Wirksamkeit der ASL-Geometrien hinsichtlich der Schwingungsberuhigung treffen zu können. Aus diesem Grund werden die für die Untersuchungen verwendeten Balkenprofile mit den Abmessungen 360 x 50 mm aus einer GFK-Platte gefertigt und die ASL-Profile sowie die lineare Referenzgeometrie mit Hilfe einer CNC-Maschine erzeugt. Neben einem Referenzbalken ohne Geometrie Anpassung werden drei ASL-Profile mit unterschiedlichen ASL-Längen sowie ein linear auslaufendes Balkenprofil der Länge 50 mm, dargestellt in Abbildung 2, untersucht. Mit Hilfe der automatisierten Fertigung konnten lediglich Enddicken zwischen 0,2 und 0,3 mm erreicht werden, da die Profile sonst in Faserrichtung ausfransen. Die erreichte Dicke unterscheidet sich deutlich von den angestrebten 0,1 mm.

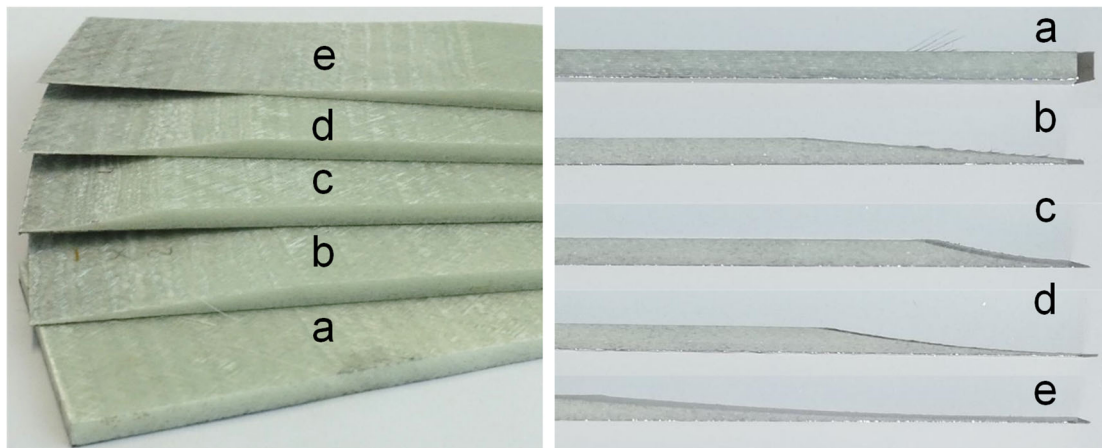


Abbildung 2: Balkenprofile aus GFK, a) Referenzgeometrie, b) 50 mm lineares Profil, c) 30 mm ASL-Profil, d) 50 mm ASL-Profil, e) 100 mm ASL-Profil

Der für die Durchführung der Experimente verwendete Versuchsaufbau ist in Abbildung 3 zu sehen. Um eine gleichmäßige Einspannung aller Probekörper zu gewährleisten, wird über vier Spannschrauben mittels Drehmomentenschlüssel ein Drehmoment von 10 Nm auf den Probenhalter aufgebracht.

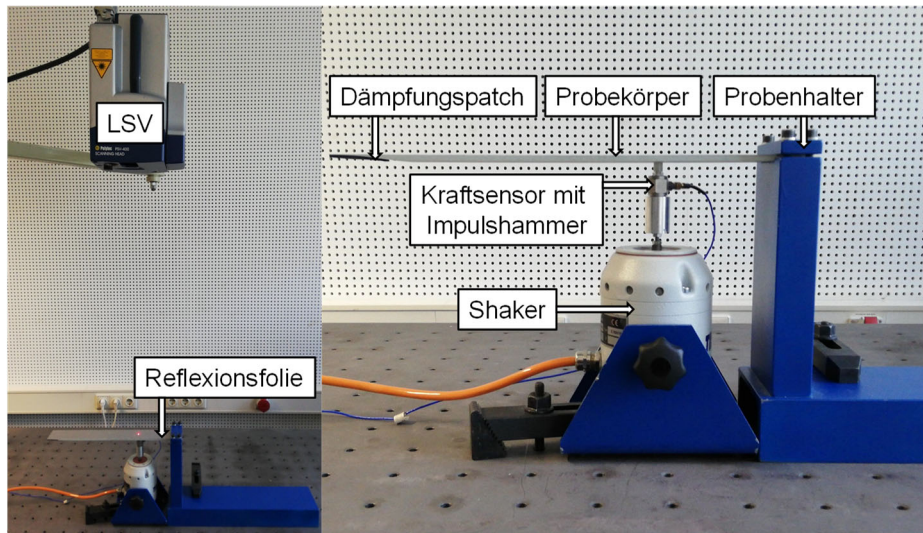


Abbildung 3: Versuchsaufbau zur Ermittlung der Schwingungsamplituden über eine definierte Fläche

Mit Hilfe eines elektrodynamischen Schwingerregers der Firma TIRA werden die Balkenprofile über einen Impulshammerkopf mit einem Halbsinussignal angeregt. Die Anregungsposition ist durch die definierte Position des Schwingerregers zum Probenhalter für alle Experimente identisch, um die Vergleichbarkeit der Experimente zu gewährleisten. Als Referenzgröße der Anregung wird die Erregerkraft mit einem Kraftsensor der Firma PCB (208C02) als Bezugsgröße für die Auswertung erfasst. Mit Hilfe eines senkrecht zur Messfläche positionierten Laser-Scanning-Vibrometers (LSV) der Firma Polytec (PSV-400) werden die Oberflächengeschwindigkeiten auf der Referenzfläche in Normalenrichtung berührungslos gemessen. Als Messbereich wird ein von Geometrieänderungen des Trägers unbeeinflusster Bereich der Größe 30 x 179 mm gewählt. Auf diesem werden 45 Messpunkte in einem Raster von 3 x 15 äquidistant verteilt. Zur Verbesserung des Rauschsignals werden pro Messpunkt 6 komplexe Mittelungen durchgeführt. Die Bestimmung der Geschwindigkeitsamplitude erfolgt über die gesamte Messfläche, zur Reduzierung von Messfehlern wird eine frequenzbezogene Mittelung über alle Messpunkte durchgeführt. Der untersuchte Frequenzbereich umfasst die Frequenzen von 1 bis 3.000 Hz mit einer Auflösung von 781,25 mHz und ist durch die Anregung mit einem Impulssignal begrenzt. Um die Signalqualität des LSV zu verbessern, wird auf die Messfläche eine Reflexionsfolie aufgebracht.

Als Referenz für die Auswertung der Schwingungsamplituden dient das einfache Balkenprofil (Abbildung 2a). Wie in Abbildung 4 zu erkennen ist, verschieben sich die Eigenfrequenzen durch die Veränderung der Trägergeometrie im Vergleich zum Referenzträger teilweise erheblich in Richtung tieferer Frequenzen. Besonders deutlich wird dies beim ASL-Profil mit einer Länge von 100 mm (ASL-Profil 100), da die Biegesteifigkeit des Probekörpers in Dickenrichtung durch die Geometrieanpassung deutlich reduziert wurde.

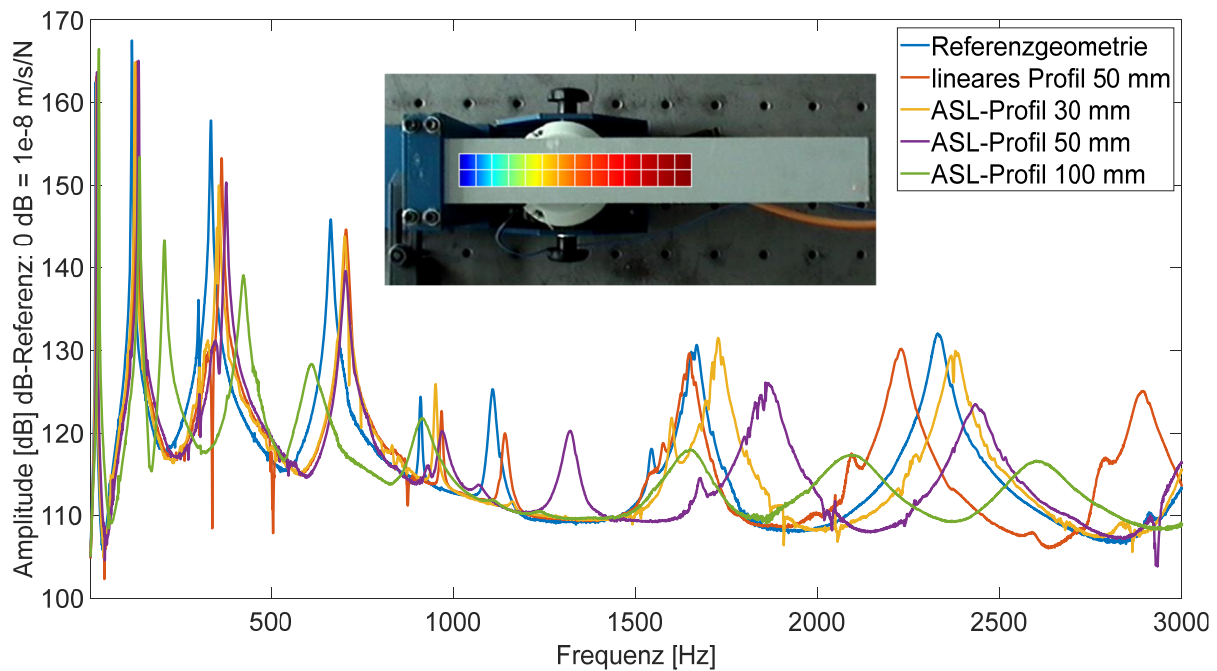


Abbildung 4: Vergleich der experimentell ermittelten Frequenzspektren der gemittelten Oberflächengeschwindigkeiten in Dickenrichtung der Platte ohne zusätzliches Dämpfungsmaterial

Für den Frequenzbereich bis 100 Hz, in dem die erste Eigenfrequenz liegt, ist kein dämpfender Einfluss der Geometrieanspassungen festzustellen. Das Profil ASL 100 (grün) weist mit 166,5 dB sogar die höchste gemittelte Geschwindigkeitsamplitude für die erste Eigenfrequenz auf. Die Ergebnisse zeigen jedoch deutlich, dass die Wirkung der ASL-Profile mit steigender Frequenz signifikant zunimmt. Allgemein ist festzustellen, dass die Profile mit längeren ASL-Geometrien bereits bei niedrigeren Frequenzen eine deutlich bessere Dämpfungswirkung erzielen. Das entspricht der Erwartungshaltung, dass für Frequenzen deren Wellenlängen in der Ausgangsgeometrie deutlich größer sind als die ASL-Länge, der ASL-Effekt nicht auftreten kann. Das ASL-Profil 100 erreicht bei der zweiten Eigenfrequenz bereits eine Pegelminderung in Höhe von 14,3 dB im Vergleich zu dem einfachen Balkenprofil (blau). Besonders eindrucksvoll zeigt sich die Wirkung des ASL-Profils 50 (lila), wenn es mit dem linearen Profil der Länge 50 mm (gelb) verglichen wird. Die beiden Balken unterscheiden sich im Volumen um nur 2,43 %, allerdings hat das ASL-Profil 50 im Frequenzbereich um 2400 Hz eine um 6,37 dB geringere Amplitude der Oberflächengeschwindigkeit. Der zusätzlich am freien Ende der Balken aufgebrachte selbstklebende Dämpfungspatch aus 0,5 mm imprägniertem Schaum mit einer Fläche von 1500 mm² hatte keine erhebliche Auswirkung auf die Messergebnisse und wird in diesem Beitrag daher nicht weiter ausgeführt. Der Einfluss von zusätzlich in das System eingebrachter Dämpfung muss mit Materialien, die bessere Eigenschaften für die Schwingungsdämpfung besitzen, wiederholt werden.

2.3 Aufbau und Validierung des Simulationsmodells

Das Simulationsmodell wird analog zum experimentellen Versuchsaufbau in ANSYS Workbench mit einer harmonischen Analyse aufgebaut. Wie in Abbildung 5 rechts zu sehen ist, erfolgt die Anregung mit 1 N, um vergleichbare Ergebnisse zu erhalten. Die

Schraubenvorspannkraft wird durch einen elastisch gelagerten Volumenkörper abgebildet. Neben der richtigen Anordnung des Lastfalls sind die Materialeigenschaften des GFK entscheidend, um eine gute Annäherung an das Experiment zu erreichen. Die Homogenisierung der Materialdaten erfolgt durch eine FE-Berechnung (siehe Abbildung 5 links) in Abhängigkeit des Faservolumenanteils, der Faserausrichtung und des für die Fertigung genutzten Lagenaufbaus des Komposits.

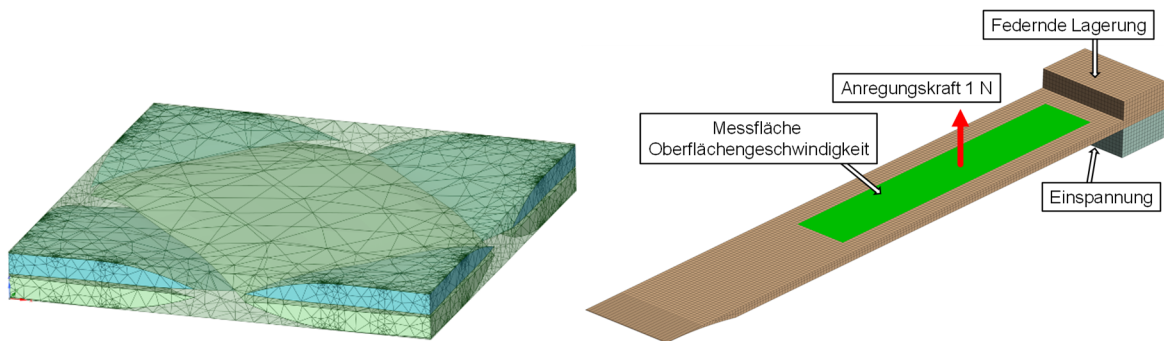


Abbildung 5: Links: FE-Modell für die Materialhomogenisierung von GFK, rechts: Simulationsmodell mit Randbedingungen und Auswerteposition

Mit Hilfe des Simulationsmodells ermitteln sich die in Abbildung 6 dargestellten Frequenzspektren für die untersuchten Balkenprofile. Es findet sich die grundsätzliche Tendenz einer besseren Wirkung langer ASL-Profile für niedrige Frequenzen wieder. Auch die Veränderung der Eigenfrequenzen durch die Anpassung der Geometrien kann durch das Simulationsmodell qualitativ gut wiedergegeben werden.

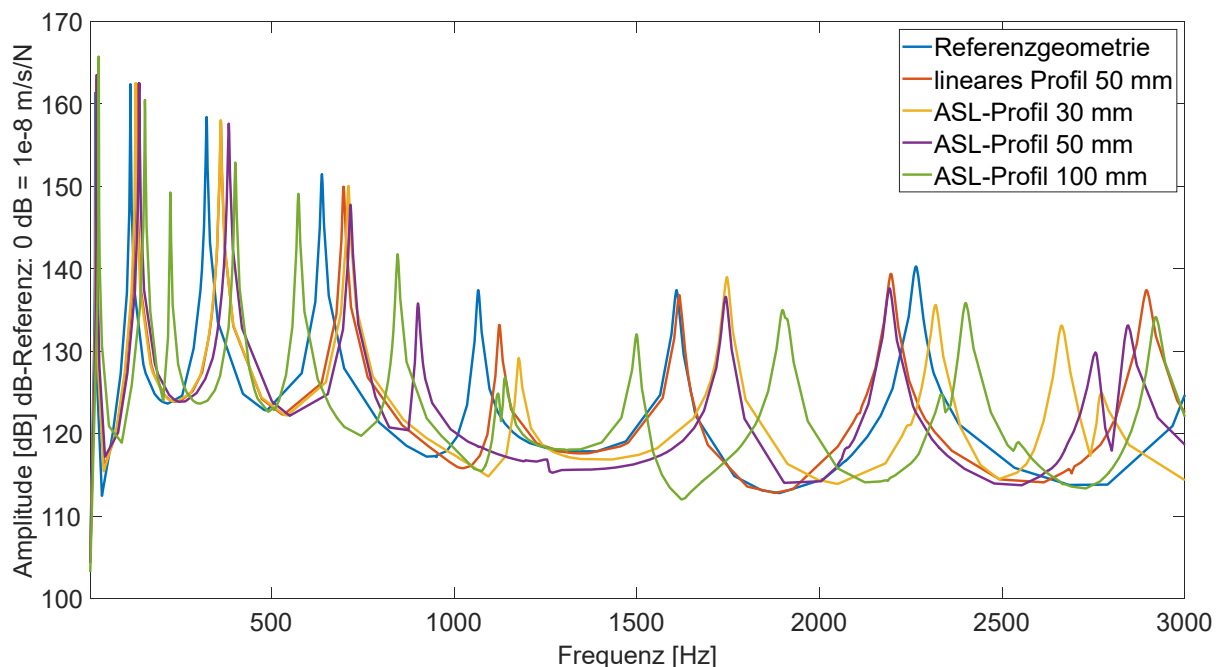


Abbildung 6: Vergleich der simulativ ermittelten Frequenzspektren der gemittelten Oberflächengeschwindigkeiten in Dickenrichtung der Platte

Werden die experimentellen Ergebnisse des Rechteckprofils und des ASL-Profiles 100 direkt mit den Simulationsergebnissen verglichen (Abbildung 7), so zeigen sich deutliche quantitative Unterschiede in den Amplituden und in der Lage der Eigenfrequenzen. Diese Abweichungen sind auf nicht realitätsgetreue Randbedingungen, Materialeigenschaften und Geometrien zurückzuführen. Die simulierte ideale Anpresskraft der Klemmverbindung basiert auf der Annahme, dass die Schrauben für alle Experimente eine identische Klemmkraft von insgesamt 33332 N erzeugen, was aufgrund der systematischen Abweichung des aufgebrachten Drehmoments mit dem Drehmomentschlüssel von ca. $\pm 10\%$ und einer unbekanntem Verlustkraft in den Gewinden nicht reproduzierbar sichergestellt werden kann. Darüber hinaus weicht die Geometrie der realen Probekörper von den für die Simulation und Fertigung verwendeten CAD-Modellen ab. Insbesondere sind die Enddicken der Profile bei den realen Bauteilen um den Faktor 2 bis 3 größer als in der Simulation angenommen. Wird zudem die Form der Maxima des ASL-Profiles 100 betrachtet, so wird deutlich, dass in der Realität Dämpfungseffekte auftreten, die durch die im Simulationsmodell als konstant angenommene Materialdämpfung nicht vollständig abgebildet werden können. Weiterhin ist zu beachten, dass bereits durch minimale Abweichungen der Lage der punktförmigen Anregung in Simulation und Experiment Eigenformen unterschiedlich gut angeregt werden, was sich stark auf die Amplituden auswirkt, insbesondere in der Nähe von Eigenfrequenzen.

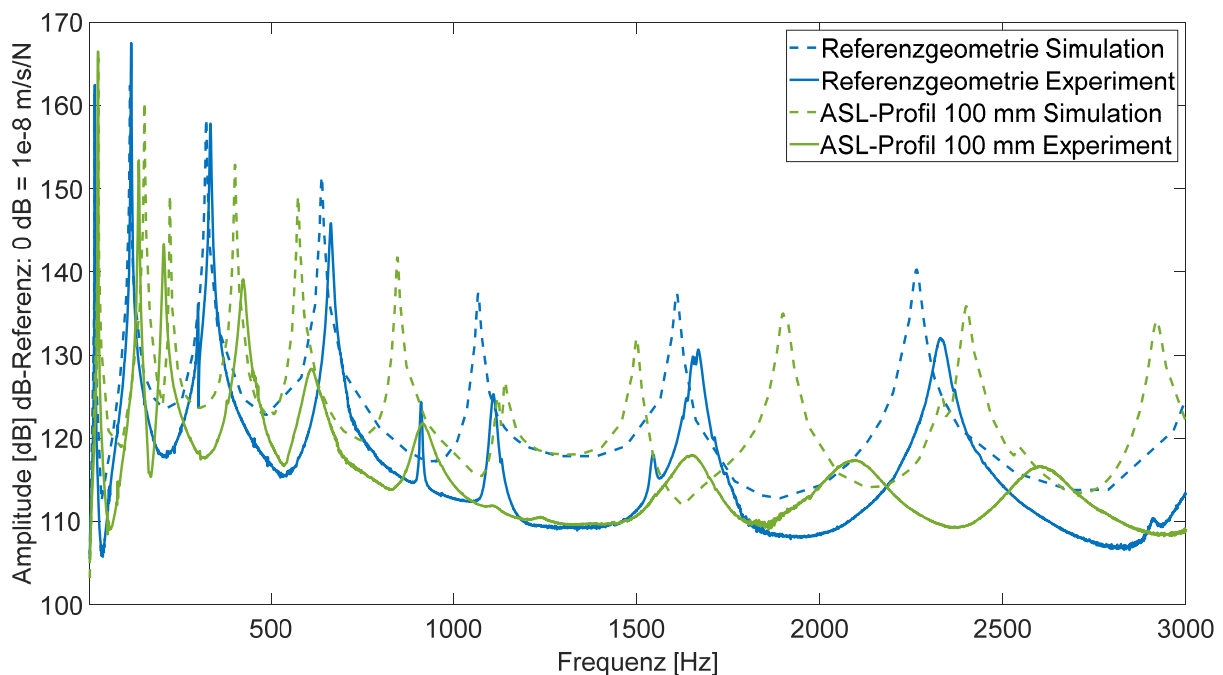


Abbildung 7: Vergleich der Frequenzspektren der gemittelten Oberflächengeschwindigkeiten in Dickenrichtung der Platte ohne zusätzliches Dämpfungsmaterial

Die Anpassung der genannten Parameter für eine bessere Übereinstimmung von Experiment und Simulation wird in Folgearbeiten durchgeführt.

3. Akustische Metamaterialien

3.1 Grundlagen akustische Metamaterialien

Der Begriff akustisches Metamaterial (AMM) beschreibt künstliche Strukturen die entwickelt wurden, um außergewöhnliche und meist frequenzabhängige Materialeigenschaften abzubilden [6]. Beispiele für diese besonderen Materialeigenschaften sind eine negative effektive Dichte [7] und ein negativer effektiver Kompressionsmodul [8]. Das Wirkprinzip basiert dabei auf der destruktiven Interferenz zwischen der Strukturschwingung in der zu bedämpfenden Struktur und der Schwingung des Resonators, einem schwingfähigen Feder-Masse System, sowie der lokalen Resonanz dieses Resonators. Durch diese Methode können Strukturschwingungen in einem Frequenzbereich beeinflusst werden, in dem die Wellenlänge der Schwingungen deutlich größer als die Größe des Resonators ist.

Durch die Ausnutzung dieser Effekte gelang es Ho et al. beispielsweise, eine breitbandige Strukturberuhigung einer Platte mithilfe von Kompositstrukturen zu erreichen [9]. Die Resonanzfrequenz des Resonators, die entscheidend für die Definition des beruhigbaren Frequenzbereichs ist, kann durch die Anpassung der Federsteifigkeit und der Masse des Schwingensystems abgestimmt werden (siehe Abbildung 8). In der Regel wird für jede zu beruhigende Frequenz mindestens ein Feder-Masse-Dämpfer-System eingesetzt.

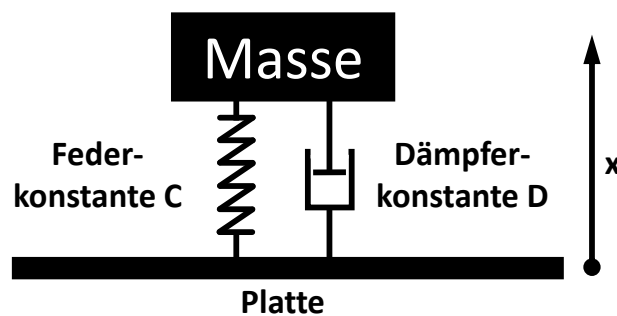


Abbildung 8: Schematische Darstellung eines Feder-Masse-Dämpfer-Systems, auf dem die Metamaterialien mit lokalem Resonanzeffekt basieren

In dieser Arbeit werden die bewährten Konzepte auf eine Struktur aus Polyurethanschaum (PU-Schaum) mit Stahleinschlüssen übertragen, um die frequenzabhängige Dämpfung und Federsteifigkeit der Schäume in Kombination mit den metallischen Einschlüssen für eine breitbandig wirkende Strukturberuhigung zu nutzen. Darüber hinaus wird mittels Experimenten und numerischen Berechnungen der Einfluss der Kugelpositionen im Schaum untersucht.

3.2 Experimentelles Vorgehen

Für die Experimente werden Schaum- und Metamaterialien hergestellt, wobei das Zweikomponentensystem FlexFoam-iT III der Firma KauPo verwendet wird. Die Herstellung erfolgt in einer Box mit den Maßen 290 mm x 184 mm x 40 mm, die auf der linken Seite in Abbildung 9 zu sehen ist. Für die Herstellung der Metamaterialien werden in diesen Schaum metallische Resonatoren an der gewünschten Position eingebettet. Hierfür werden Metallstäbe verwendet, wie auf der rechten Seite von Abbildung 9 dargestellt.



Abbildung 9: Links: Box für die Herstellung der Schaumplatten, mittig: Zweikomponentensystem FlexFoam-iT III, rechts: Anordnung der metallischen Einschlüsse

Als Basis für die Probekörper wird eine quadratische Aluminiumplatte mit einer Kantenlänge von 290 mm und einer Dicke von 4,5 mm verwendet (Abbildung 10 rechts). Sie dient als Trägerplatte für die zu vergleichenden Schäume und Metamaterialien (Abbildung 10 rechts oben) und kann auf Grund ihres homogenen Materials und der definierten Geometrie leicht in einem Simulationsmodell abgebildet werden. Die Lagerung erfolgt über Polymerschnüre und kann daher im Simulationsmodell als freie Lagerung abgebildet werden.

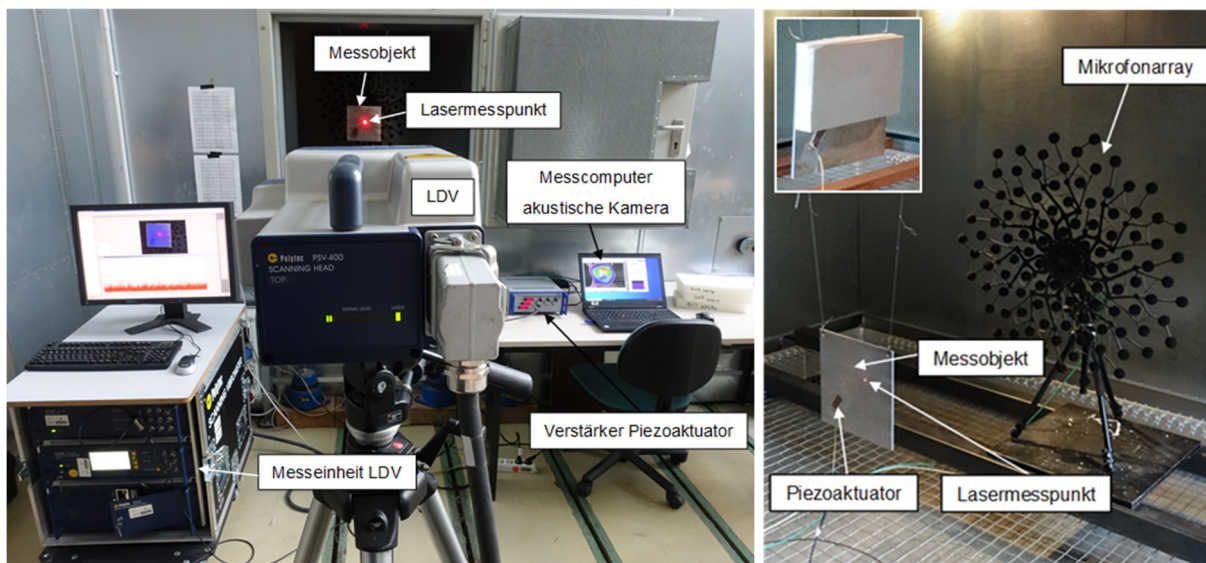


Abbildung 10: Versuchsaufbau im Freifeldraum zur vibroakustischen Analyse

Der für die Messdatenerfassung genutzte Versuchsaufbau ist in Abbildung 10 dargestellt. Um die Oberflächengeschwindigkeiten in Normalenrichtung zu messen, wird das Laser-Scanning-Vibrometer von Polytec eingesetzt. Um sicherzustellen, dass bei jeder Messung die gleiche Energiemenge in das System eingebracht wird, wird ein Piezoaktuator an der Trägerplatte aus Aluminium angebracht, um den Probekörper anzuregen. Diese Form der Anregung hat im Vergleich mit einer Impulsanregung den Vorteil, dass ein höherer Frequenzbereich angeregt werden kann. Neben den Oberflächengeschwindigkeiten wird unter Verwendung eines Mikrofonarrays die Schallabstrahlung der Platte-Dämpfer-Systeme im Freifeldraum untersucht. Es hat sich jedoch gezeigt,

dass der Piezoaktuator und die Plattenaufhängung im verwendeten Versuchsaufbau nicht quantifizierbare Störgeräusche erzeugen. Daher können keine systematischen Aussagen zur Wirkung der Schaum- und Metamaterialien auf Basis der akustischen Messungen getroffen werden. Der Fokus liegt in diesem Beitrag daher auf den Ergebnissen der Schwingungsmessung.

3.3 Aufbau und Validierung des Simulationsmodells

Das Simulationsmodell wird mit der Software ANSYS Workbench aufgebaut, wobei die Aluminiumplatte mit einer dem Versuchsaufbau entsprechenden Anregung modelliert wird. Anschließend werden die Einflüsse des Piezoaktuators und der für die Aufhängung genutzten Bohrungen in der Platte auf das numerische Modell untersucht und Konvergenzanalysen durchgeführt, um die Validität der Ergebnisse sicherzustellen. Nach der Bestätigung der Vergleichbarkeit von Simulation und Experiment für dieses einfache Beispiel wird mithilfe von experimentellen Daten der Aluminiumplatte mit PU-Schaum eine inverse Materialparameteridentifikation durchgeführt, um die Materialparameter des Schaummaterials zu bestimmen. Dabei hat sich gezeigt, dass die frequenzabhängigen Eigenschaften des Schaums nicht mit einem allgemeinen Materialmodell beschrieben werden können und daher durch diskrete Werte für Dämpfung und Steifigkeit und deren Interpolation angenähert werden müssen. Durch dieses Parameterfitting wird eine gute Übereinstimmung der Oberflächengeschwindigkeiten zwischen Simulation und Experiment erreicht, siehe Abbildung 11.

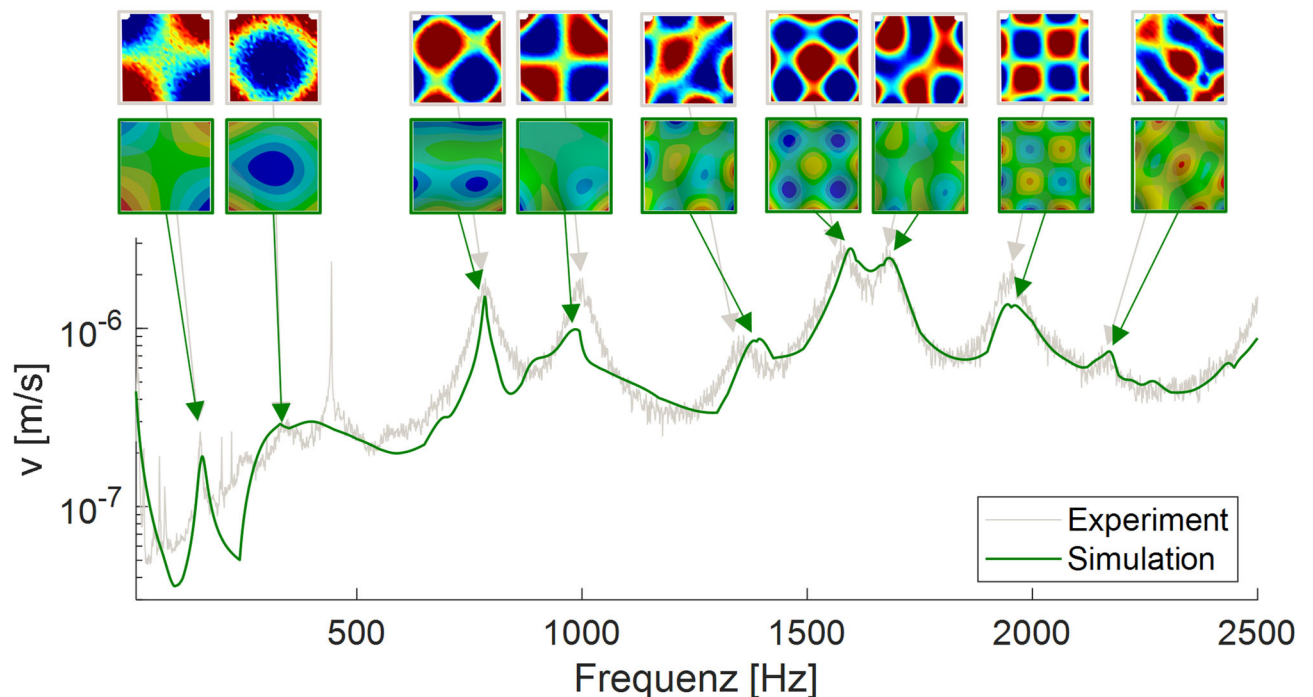


Abbildung 11: Vergleich des numerischen und experimentellen Frequenzganges der Oberflächengeschwindigkeit der Aluminiumplatte mit PU-Schaum

Werden die angepassten Materialparameter des PU-Schaums auf das Simulationsmodell des Metamaterials übertragen werden, so zeigt sich auch hier eine gute Übereinstimmung hinsichtlich der Höhe der Eigenfrequenzen und des qualitativen Verlaufs

des Frequenzganges der Oberflächengeschwindigkeiten zwischen Simulation und Experiment (siehe Abbildung 12).

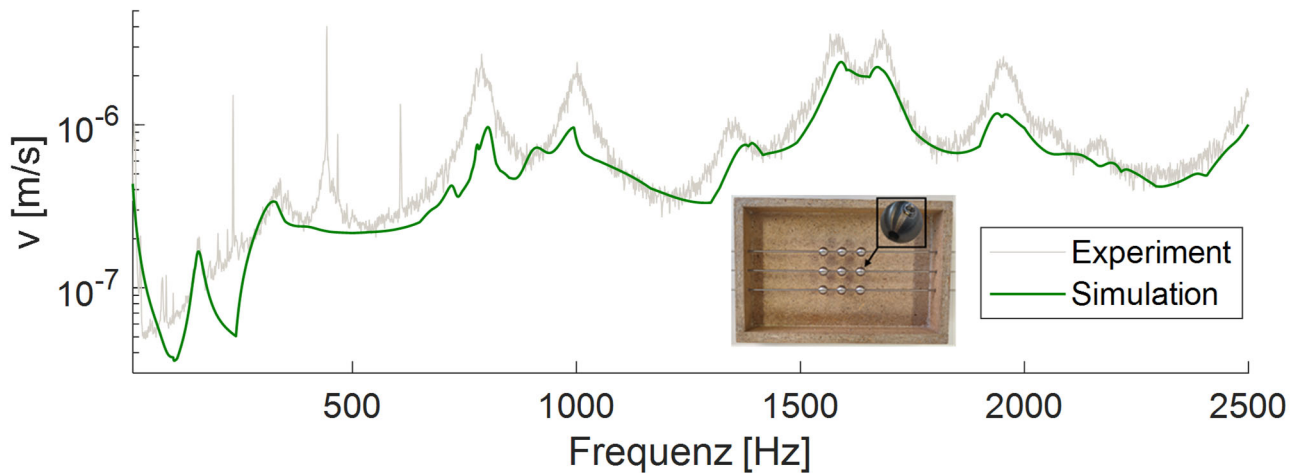


Abbildung 12: Vergleich des numerischen und experimentellen Frequenzganges der Oberflächengeschwindigkeit der Aluminiumplatte mit Metamaterial aus PU-Schaum und einer 3x3 Anordnung von Metallkugeln

3.4 Optimierung der Kugelpositionen

Mit Hilfe des validierten Simulationsmodells wird eine Optimierung des Metamaterials hinsichtlich der Positionierung und des Volumens der metallischen Einschlüsse durchgeführt. Das Hauptaugenmerk für diese Optimierung liegt auf dem akustischen Verhalten der Metamaterialien, weswegen die äquivalente abgestrahlte Schalleistung (Equivalent Radiated Power ERP) im Abstand von 1 m zur untersuchten Plattenoberfläche als Optimierungsgröße ausgewählt wird, um Rechenleistung im Gegensatz zu einer vollständigen Simulation inklusive des umgebenden Fluids zu sparen. Der ERP berechnet sich aus der Schallgeschwindigkeit c , der Dichte des angrenzenden Mediums ρ und der Strukturgeschwindigkeit v_n in Normalenrichtung auf der zur Auswertung gewählten Oberfläche:

$$P_{ERP} = \frac{1}{2} c \rho \iint \hat{v}_n^2 dA \quad (5)$$

Das Hauptziel dieser Optimierung besteht darin, für den untersuchten Spezialfall, der Aluminiumplatte mit Metamaterial, den ERP zu minimieren und daraus grundlegende Prinzipien für das Design von Metamaterialien abzuleiten. Diese Voruntersuchungen berücksichtigen jedoch keine herstellungstechnisch limitierenden Faktoren, wie z.B. die Positionierung der Einschlüsse im Schaum. Es ist auch zu beachten, dass die Verteilung der Einschlüsse aufgrund der Geometrie des Schaums (Abbildung 10, oben rechts) nicht über die gesamte Plattenfläche möglich ist. Weitere Einschränkungen ergeben sich aus dem komplexen Simulationsmodell mit nichtlinearen, frequenzabhängigen Materialparametern und einem komplexen Vernetzungsprozess. Die Berechnung des Simulationsmodells ist sehr rechenintensiv, weswegen zunächst beispielhafte Optimierungen für ausgewählte Frequenzbereiche durchgeführt wurden.

Als Optimierungsalgorithmus wurde ein evolutionärer Algorithmus gewählt, wobei aufgrund der langen Rechenzeiten nur eine begrenzte Anzahl von Generationen (für die folgenden Modellversuche 1000 Generationen) erzeugt werden. Für die Auswertung muss daher beachtet werden, dass in manchen Fällen das globale Optimum nicht gefunden wird. Im Rahmen der Optimierungen werden verschiedene Designvariablen des Metamaterials, wie die Kugelposition in der Ebene, der Abstand der Kugeln von der Platte und der Kugelradius variiert, um unterschiedliche Konfigurationen zu erhalten. Die Ergebnisse werden hinsichtlich der besten Pegelreduktion und des besten Verhältnisses von Schwingungsreduktion und Zusatzmasse ausgewertet. Die Konfigurationen mit dem besten Verhältnis V zwischen Pegelreduzierung und Zusatzmasse werden aus dem Verhältnis der maximalen Pegel $\hat{P}_{ERPL_{AMM}}$ und der Masse \hat{m}_{AMM} des AMM in Bezug auf den Referenzschaum ermittelt:

$$V = \frac{\hat{P}_{ERPL_{AMM}}}{\hat{m}_{AMM}} \quad (6)$$

Für jeden untersuchten Frequenzbereich werden vier Optimierungsvarianten betrachtet. Neben einer frei im Schaum positionierten Kugel werden 20 frei positionierte Kugeln untersucht. Um die hohe Anzahl an Freiheitsgraden dieser Konstellation (vier pro Kugel) zu reduzieren, werden zusätzlich noch Berechnungen mit Mustern äquidistant verteilter Kugeln durchgeführt. Die Verteilung der Muster („Pattern“) erfolgt in Schaumdickenrichtung übereinander mit einem oder drei Mustern, die entsprechend eine oder drei voneinander unabhängig modifizierbare Kugelschichten bilden.

Der erste untersuchte Frequenzbereich umfasst die Frequenzen von 100 bis 200 Hz und enthält die erste Eigenfrequenz der Platte. Da die Energieabsorption eines Feder-Masse-Dämpfer-Systems von der maximalen Geschwindigkeit abhängt, kann aufgrund der symmetrischen Eigenform und der durch die Schaumgeometrie bedingten Positionsbeschränkung davon ausgegangen werden, dass die Einschlüsse in symmetrischer Ausführung in den oberen Ecken der Platte bei den Geschwindigkeitsmaxima liegen. Wie Abbildung 13 rechts zeigt, stimmen die optimalen Kugelpositionen mit den erwarteten Einschlusspositionen am oberen Plattenrand überein. Mit der Konstellation der besten Dämpfung (Abbildung 13 rechts unten) kann eine Reduktion des ERP mit einem Pattern aus 10 Metallkugeln um 10,6 dB mit einer zusätzlichen Masse von nur 3,7 % der Masse der Aluminiumplatte mit Schaum erreicht werden.

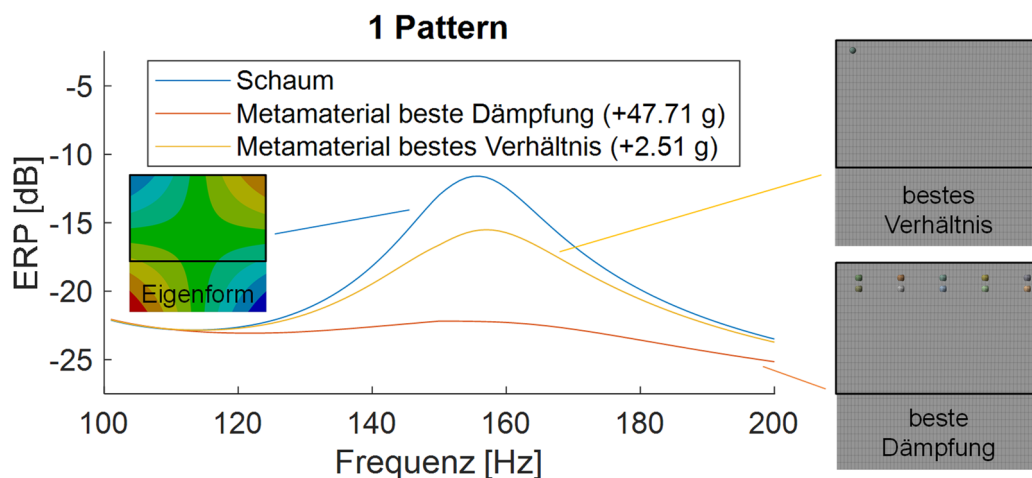


Abbildung 13: Optimierung des Metamaterials für den Frequenzbereich zwischen 100 und 200 Hz

Aufgrund der anfänglichen Vermutung, dass zwei Kugeln in den Ecken des Modells ein noch besseres Dämpfungsverhalten aufweisen, wurde dieses Modell manuell aufgebaut und untersucht. Mit einer Gesamtzusatzmasse von nur 1,7 % kann eine Pegelminderung von ca. 8 dB erreicht werden. Dass diese Konfiguration bei der Optimierung nicht gefunden wurde, liegt an der begrenzten Anzahl der Generationen, die keine vollständige Abbildung der Optimierungshyperfläche und damit der möglichen Lösungen zulässt. Weiterhin hat sich bei der manuellen Positionierung der Kugeln im Simulationsmodell gezeigt, dass der Abstand der Einschlüsse im Schaumstoff zur Platte einen deutlichen Einfluss auf die Pegelreduktion hat, da die Federkonstante der Feder-Masse-Dämpfer-Systeme stark von dieser Größe beeinflusst wird.

Der zweite untersuchte Frequenzbereich enthält zwei Eigenfrequenzen im Bereich von 650 bis 1000 Hz. Durch die Überlagerung der Positionen der maximalen Oberflächengeschwindigkeiten ist in diesem Frequenzbereich keine manuell optimierte Positionierung der Einschlüsse mehr möglich, was das Potential des numerischen Verfahrens unterstreicht.

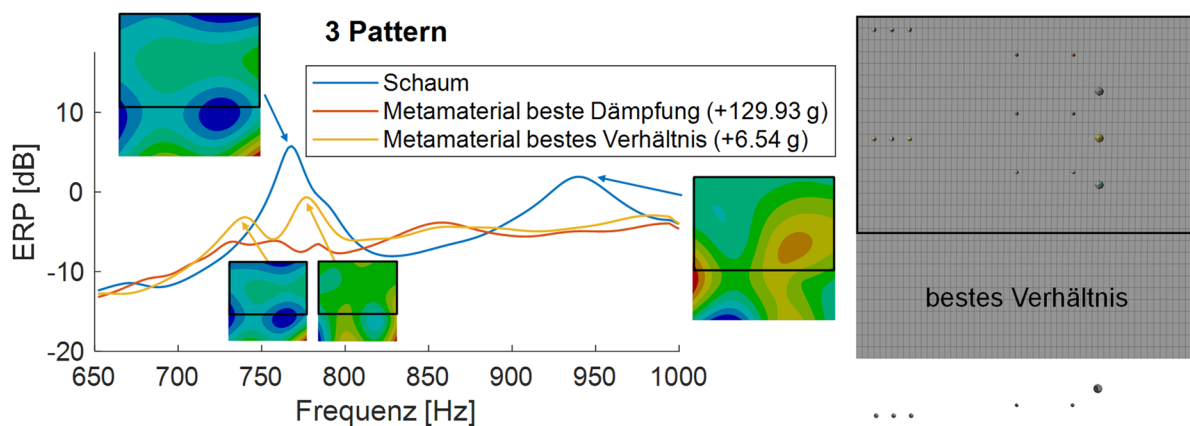


Abbildung 14: Optimierung mit unterschiedlichen Kugelmustern für den Frequenzbereich zwischen 650 und 1000 Hz, rechts: Draufsicht und Seitenansicht der Kugelpositionen im AMM

Für die Eigenfrequenz bei 750 Hz kann für die Konstellation mit dem besten Verhältnis ein typisches Tilgungsverhalten mit Aufspaltung der Eigenfrequenz ermittelt werden (siehe Abbildung 14), das zu einer Pegelminderung von ca. 6,4 dB bei einer Zusatzmasse von 0,51 % im Vergleich zur Platte nur mit Schaum führt. Der Unterschied zu einem abgestimmten Tilger liegt in der ebenfalls deutlichen Pegelreduktion der zweiten betrachteten Eigenfrequenz.

Die Berechnungsergebnisse zeigen deutlich, dass die Positionierung der Einschlüsse in einem AMM einen erheblichen Einfluss auf dessen Dämpfungsleistung hat. Für ein optimales AMM-Design ist zu beachten, dass die maximale Masse an den Positionen der maximalen Oberflächengeschwindigkeiten positioniert werden sollte, die mit den Schwingungsmaxima der Eigenformen zusammenfallen. Durch eine freie Positionierung der Einschlüsse kann im Vergleich zu einer periodischen Anordnung der Einschlüsse für einen definierten Frequenzbereich mit einer sehr geringen zusätzlichen Masse eine deutlich höhere Dämpfung erreicht werden. Festzuhalten ist ebenfalls, dass die Dämpfungswirkung gegenüber einem Schaum ohne Einschlüsse trotz teilweise minimaler Zusatzmassen deutlich erhöht werden kann. Dies unterstreicht das

Potential akustischer Metamaterialien. Die Ergebnisse der numerischen Optimierung werden in Folgearbeiten experimentell validiert und weiter vertieft.

4. Fazit und Ausblick

In der vorliegenden Arbeit konnte das Potential der Konzepte der akustischen schwarzen Löcher sowie der Metamaterialien zur Reduktion von Festkörperschwingungen und der damit verbundenen Reduktion des abgestrahlten Luftschalls aufgezeigt werden. Aufgrund der geringen zusätzlichen Baugröße und Masse der Dämpfungsmaßnahmen eröffnen sich vielfältige Einsatzmöglichkeiten für unterschiedliche Szenarien, sowohl für statische als auch für dynamische Anwendungen. Durch Variation der Geometrien und Materialien kann das Dämpfungsverhalten der akustischen Metamaterialien und akustischen schwarzen Löcher an die Bedämpfung definierter Anregungen und Frequenzbereiche angepasst werden. Diese Gestaltungsfreiheit ermöglicht den Einsatz der Dämpfungsmaßnahmen sowohl bei der Produktentwicklung neuer Geräte als auch bei der Nachrüstung bereits im Einsatz befindlicher Geräte unter Kenntnis ihrer Schwingungseigenschaften.

Die in dieser Arbeit angewandten Konzepte zur Auslegung und Dimensionierung von Dämpfungssystemen müssen durch Versuche mit komplexen, realitätsnahen Geometrien ergänzt werden, um die Übertragbarkeit der Methodik sicherzustellen. Sowohl bei den Metamaterialien als auch bei den akustischen schwarzen Löchern hat sich die Herstellung als ein Hauptproblem herausgestellt. Um die Dämpfungskonzepte in der Industrie zu etablieren, müssen kostengünstige und skalierbare Fertigungsprozesse entwickelt und erprobt werden.

5. Danksagung

Die Autoren bedanken sich für die Förderung der Arbeiten im Rahmen des Projektes „COCOON – aCOustiC Optimized hOusiNg“, das vom Bundesministerium für Wirtschaft und Klimaschutz (BMWK) aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages gefördert wird. Darüber hinaus möchten wir unseren Projektpartnern vom Modell und Formenbau Sachsen-Anhalt GmbH (MFSA) für die gute Zusammenarbeit danken.

Literatur

- [1] Eisele, G., Kauth, M., Steffens, C., Glusk, P., Automotive megatrends and their impact on NVH. In: Bargende, M., Reuss, HC., Wagner, A., Wiedemann, J. (eds) 19. Internationales Stuttgarter Symposium. Proceedings. Springer Vieweg, Wiesbaden. (2019)
- [2] Pekeris C. L., Theory of Propagation of Sound in a Half-Space of Variable Sound Velocity under Conditions of Formation of a Shadow Zone. J Acoust Soc Am 1 October 1946; 18 (2): 295–315. <https://doi.org/10.1121/1.1916366>
- [3] Mironov, M. A., Propagation of a flexural wave in a plate whose thickness decreases smoothly to zero in a finite interval. Soviet Physics Acoustics-USSR, 34(3), 318-319 (1988)

- [4] Bowyer E. P., Krylov V. V., Experimental investigation of damping flexural vibrations in glass fibre composite plates containing one- and two-dimensional acoustic black holes. *Composite Structures*, Volume 107, 406-415 (2014). <https://doi.org/10.1016/j.compstruct.2013.08.011>.
- [5] Bowyer E. P., Krylov V. V., Slots of Power-Law Profile as Acoustic Black Holes for Flexural Waves in Metallic and Composite Plates. *Structures*, Volume 6, 48-58 (2016). <https://doi.org/10.1016/j.istruc.2016.02.002>.
- [6] Langfeldt F., Kemsies H., Gleine W., von Estorff O., Perforated membrane-type acoustic metamaterials. *Physics Letters A*, Volume 381, Issue 16, 1457-1462 (2017). <https://doi.org/10.1016/j.physleta.2017.02.036>.
- [7] Zhengyou Liu et al., Locally Resonant Sonic Materials. *Science* 289, 1734-1736 (2000). <https://doi.org/10.1126/science.289.5485.1734>
- [8] Fang N., Xi D., Xu J. et al. Ultrasonic metamaterials with negative modulus. *Nature Mater* 5, 452–456 (2006). <https://doi.org/10.1038/nmat1644>
- [9] Kin Ming Ho, Chun Kwong Cheng, Z. Yang, X. X. Zhang, Ping Sheng; Broadband locally resonant sonic shields. *Appl. Phys. Lett.* 29 December 2003; 83 (26): 5566–5568. <https://doi.org/10.1063/1.1637152>