

# Strukturelle Optimierung von Biegewellenabsorbern (DMA) durch ein akustisches schwarzes Loch (ABH)

Michael Funk<sup>1</sup>, Mehmet Sait Özer<sup>2</sup>, M. Ercan Altinsoy<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Freier Wissenschaftler, 2200 Kopenhagen, Dänemark, Email: mail@michaelfunk.eu

<sup>2</sup> Professur für Akustik und Haptik, TU Dresden, Helmholtzstraße 18, 01069 Dresden, Deutschland

## Einleitung

Die Anforderungen an die Nachhallzeit aus z.B. DIN 18041 werden in vielen Räumen nicht erfüllt. Ruhe [1] zeigt, dass es im Bereich Schulen noch großes Verbesserungspotential gibt. Um diesem Problem zu begegnen, wird ein Ansatz zur Verbesserung der Schallabsorption von multimodalen Biegewellenabsorbern, engl. Distributed Mode Absorber (DMA), vorgeschlagen. Diese Arbeit analysiert den Einfluss eines akustischen schwarzen Lochs, engl. Acoustic Black Hole (ABH), auf die Modendichte. Im Speziellen wird der Einfluss der Größe des ABH betrachtet und eine Methode zur Auslegung des ABH präsentiert.

## Motivation

Konventionelle, auf porösen Materialien basierende, Absorber sind vor allem für den Frequenzbereich ab 250 Hz effektiv einsetzbar. Darunter gibt es die Möglichkeit, die Nachhallzeit bei sehr tiefen Frequenzen eines Raumes über Resonanzabsorber, wie z.B. Helmholtz-Resonatoren und Plattenschwinger zu kontrollieren. Diese wirken allerdings nur in einem schmalen Frequenzbereich. Dadurch müssen sie speziell in Frequenz und Position an die Anforderungen angepasst werden. Um diesem Problem zu begegnen, zielt diese Arbeit auf die breitbandige Schallabsorption im Frequenzbereich von 50 - 500 Hz ab. Dies wird bei einem DMA durch multimodale Biegewellenanregung erreicht. Die Zielabsorptionskurve für DMA ist in den Abbildungen 3, 5 und 8 dargestellt. Ähnlich wie bei klassischen Plattenschwingern wird die Frontplatte durch eintreffende Schallwellen zur Schwingung angeregt. Durch die Umwandlung von Schallenergie in kinetische Energie wird der eintreffenden Schallwelle Energie entzogen, was als Absorption bezeichnet wird. Die kinetische Energie einer schwingenden Platte hängt von der Amplitude der Oberflächenschnelle  $v$  ab, welche in dieser Arbeit betrachtet wird.

## Modellbildung

Ein DMA besteht aus einer dünnen Frontplatte, die ein dahinter liegendes Luftvolumen abschließt. Die Frontplatte wird durch eintreffenden Schalldruck zu Schwingungen angeregt. Durch die Wandlung der Schallenergie in kinetische Energie kann so der eintreffende Schall absorbiert werden, vgl. [2].

Das System wurde mit der Finiten Elemente Methode (FEM) modelliert und simuliert. Dazu wurde die Software ANSYS [3] verwendet. Die Frontplatte wird durch Schalenelemente der Klasse SHELL181 repräsentiert. Die  $L_x = 50$  cm breite und  $L_y = 40$  cm hohe Frontplatte ist an den Rändern auf einen Rahmen geklebt. Deshalb wird in der Simulation eine allseitige, feste Einspannung als Randbedingung genutzt. Die

Größe der Elemente wurde auf 8 mm festgelegt. Die Dicke der Frontplatte beträgt  $h_0 = 3$  mm vgl. [4].

Das Luftvolumen wird durch kubische Elemente der Klasse FLUID220 dargestellt. Aufgrund der längeren Wellenlänge vom Luftschall verglichen mit der Biegewellenlänge der Frontplatte reicht ein gröberes FE-Netz mit Elementen der Größe  $x: 40$  mm,  $y: 40$  mm,  $z: 30$  mm. Das Volumen ergibt sich aus der Fläche der Frontplatte und einer Tiefe von 12 cm.

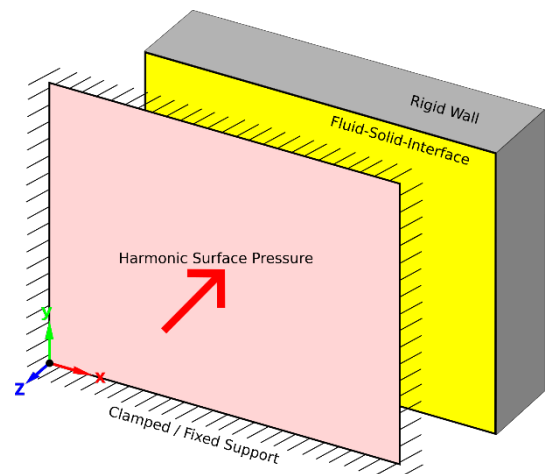


Abbildung 1: Skizze des FE-Modells inklusive der Randbedingungen und Anregung.

Die Anregung des Modells erfolgt mittels eines normal zur Platte gerichteten, harmonischen Drucks von  $\hat{p} = 1$  Pa. Diese Anregung wurde gewählt, um die Rechenzeit des Modells klein zu halten. Der Flächendruck repräsentiert eine orthogonal zur Platte eintreffende, ebene Schallwelle. Im Labor wurde die Anregung durch einen Lautsprecher im Fernfeld im reflektionsfreien Raum der TU Dresden nachgebildet.

Die Randbedingungen der Platte sind fest eingespannt, da der Rahmen, an dem die Frontplatte montiert wurde, im Vergleich zu dieser steif ist. Auch das Gehäuse des Luftvolumens kann aus denselben Gründen als steif betrachtet werden. Das Luftvolumen in den fünf Richtungen des Gehäuses wird in der Simulation von einer schallharten Oberfläche umschlossen. Die beiden FE-Systeme sind durch ein Fluid-Solid-Interface miteinander verbunden, welches in ANSYS die physikalische Kopplung von Körper- zu Luftschall abbildet.

## Akustisches Schwarzes Loch

Als Akustisches Schwarzes Loch, engl. Acoustic Black Hole (ABH) wird in der Strukturmechanik eine Veränderung der Platten- oder Balkendicke nach dem inversen Potenzgesetz bezeichnet. Durch das ABH lässt sich die Bewegung einer

schwingenden Struktur im Bereich des ABH konzentrieren und dadurch effizient dämpfen [5]. Ein Vorteil der stetigen Dickenverringern eines ABH ist, dass an der Kante zur Platte keine signifikanten Reflektionen der BiegeWellen auftreten. Dadurch ist es möglich ein zweidimensionales ABH innerhalb der Platte zu implementieren. Die Dickenfunktion  $h(x, y)$  ist in Formel 1 - 3 dargestellt, mit Plattendicke  $h_0$ , Restdicke des ABH  $h_{\text{res}}$ , Potenzfaktor  $m$  und die Entfernung von der Mitte des ABH zur Position auf der Platte  $|\mathbf{r}'|$ .

$$h(x, y) = \frac{h_0 - h_{\text{res}}}{a^m} |\mathbf{r}'|^m + h_{\text{res}} \quad \text{für } |\mathbf{r}'| \leq a \quad (1)$$

$$h(x, y) = h_0 \quad \text{für } |\mathbf{r}'| \geq a \quad (2)$$

$$|\mathbf{r}'| = |\mathbf{r} - \mathbf{r}_0| \quad \text{mit } \mathbf{r} = \begin{pmatrix} x \\ y \end{pmatrix}, \mathbf{r}_0 = \begin{pmatrix} x \\ y \end{pmatrix} \quad (3)$$

Ein Rendering der Platte mit einem ABH der Größe  $a = 7$  cm an der Position  $x = 0,6L_x$  und  $y = 0,6L_y$  ist in Abbildung 2 dargestellt. Der in der gesamten Arbeit verwendete Potenzfaktor ist  $m = 4$  und die Restdicke ist  $h_{\text{res}} = 0,3$  mm.

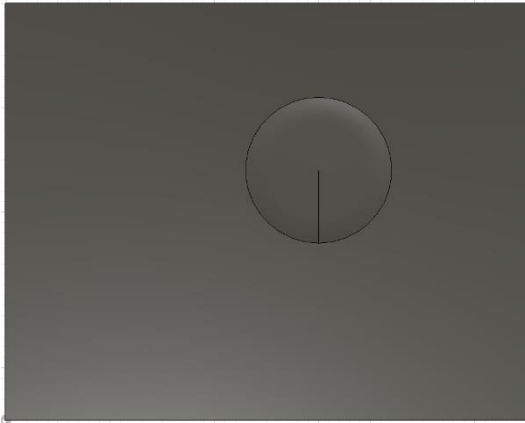


Abbildung 2: CAD-Rendering einer DMA-Frontplatte mit einem integrierten ABH.

## Simulationsergebnisse

Im Folgenden werden die Simulationsergebnisse aus den FE-Simulationsergebnissen vorgestellt und diskutiert. Der Fokus liegt dabei auf der Verringerung des Frequenzabstands  $\Delta f$  der Moden, dargestellt in Formel 4.

$$\Delta f_i = f_{i+1} - f_i \quad (4)$$

### Modendichte

Als Referenzplatte dient eine 3 mm HPL-Platte ohne ABH. Die zugehörige normierte mittlere Schnelle  $\bar{v}_{x,y}/p$  ist gemeinsam mit der DMA Zielabsorption in Abbildung 3 dargestellt. Die Zielabsorptionskurve dient zur Orientierung, auf welche Frequenzen bei der Optimierung besonders Wert gelegt wurde.

Zwischen der Mode  $f_{1,1} = 100$  Hz, welche die tiefste Mode des Systems ist, und  $f_{3,1} = 250$  Hz liegt ein Abstand von

$\Delta f_1 = 150$  Hz. Genau zwischen diesen beiden Moden liegt der Frequenzbereich, in dem es gilt, die Modendichte zu erhöhen, um die Schallabsorption zu verbessern.

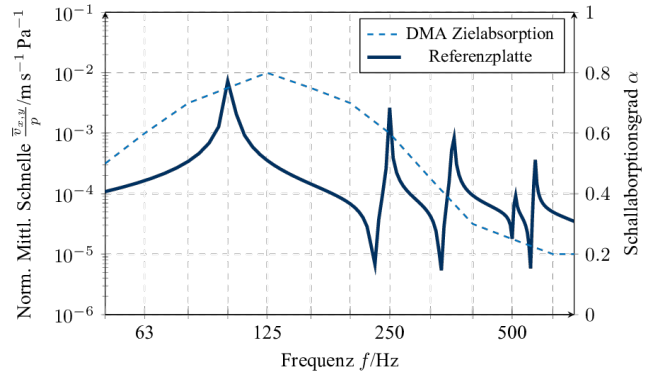


Abbildung 3: Normierte, mittlere Schnelle  $\bar{v}_{x,y}/p$  für die Referenzplatte ohne ABH und die DMA Zielabsorption.

In [4] wurde bereits herausgearbeitet, dass durch die unsymmetrische Platzierung eines ausreichend großen ABH die beiden symmetrischen Moden  $f_{1,2} = 145$  Hz und  $f_{2,1} = 190$  Hz aktiviert werden können. Um die ausreichende Größe zu quantifizieren, wurde, für verschiedene Radien  $a = \{2,3, \dots, 7,8,13\}$  cm, eine statistische Analyse aller Frequenzabstände der Moden unterhalb  $f < 500$  Hz durchgeführt. Die Ergebnisse sind in Abbildung 4 dargestellt. Dabei ist  $\bar{\Delta f}$  das arithmetische Mittel,  $\sigma$  die Standardabweichung und  $\Delta \bar{f}$  der Median der jeweiligen Menge.

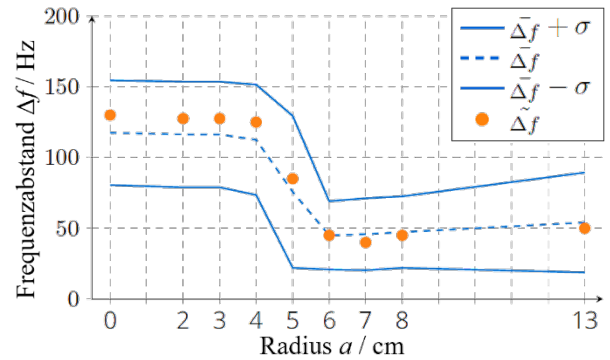
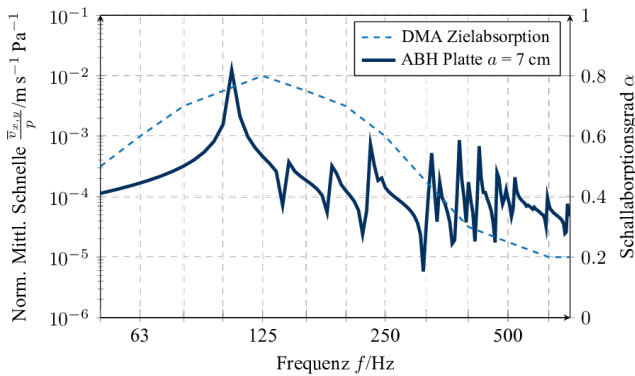


Abbildung 4: Statistische Analyse der modalen Frequenzabstände für verschiedene ABH-Radien.

Aus den Ergebnissen zur Analyse der normierten Modenfrequenzen lässt sich ableiten, dass ein ABH mit einem Radius  $a > 5$  cm die modale Frequenzdichte im Zielbereich positiv beeinflusst. Daraufhin wurde  $a = 7$  cm als kleinster näher zu betrachtender Radius ausgewählt. Die zugehörige normierte, mittlere Schnelle ist in Abbildung 5 dargestellt.

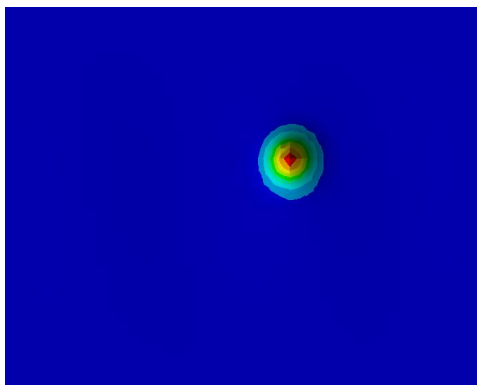
Die Platte mit dem  $a = 7$  cm ABH unterscheidet sich in tiefen Frequenzen  $f < 250$  Hz vorwiegend durch die beiden symmetrischen Moden  $f_{1,2} = 145$  Hz und  $f_{2,1} = 190$  Hz. Bei den darüber liegenden Frequenzen  $f > 250$  Hz sind zahlreiche weitere Moden zu finden, die allerdings sehr dicht zusammen liegen.



**Abbildung 5:** Normierte, mittlere Schnelle  $\bar{v}_{x,y}/p$  für die Platte mit ABH ( $a = 7$  cm) und die DMA Zielabsorption.

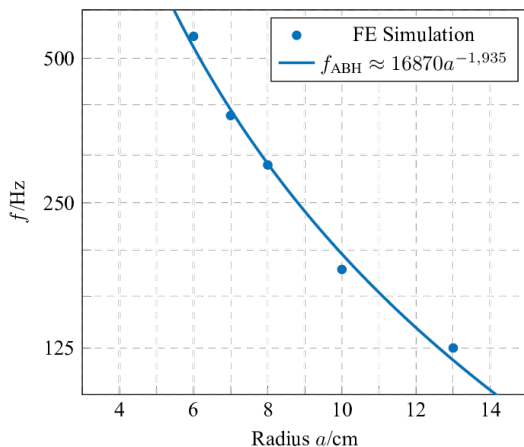
**Auslegung der ABH-Mode**

Durch die grafische Analyse aller Moden fällt beim ABH mit  $a = 7$  cm auf, dass sich bei  $f_{ABH} = 380$  Hz die erste Kreis-mode der ABH-Struktur selbst befindet, siehe Abbildung 6.



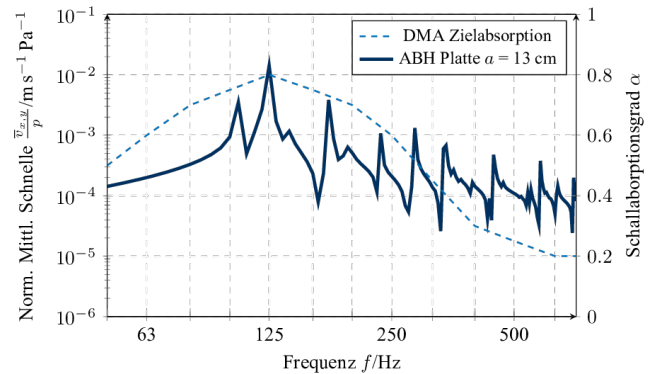
**Abbildung 6:** Verteilung der Schnelle bei  $f = 380$  Hz einer 3 mm HPL-Platte mit einem ABH der Größe  $a = 7$  cm.

Diese Erkenntnis ermöglicht, durch Betrachtung verschiedener Radien mit seiner zugehörigen Frequenz  $f_{ABH}$ , eine Methode zur Auslegung des ABH zu präsentieren. Da es gilt  $\Delta f$  zu minimieren, lässt sich diese Mode nutzen, um die Frequenzabstände der Plattenmode gezielt zu Verringern. Die Frequenz  $f_{ABH}$  der ABH-Mode ist in Abbildung 7 über den Radius  $a$  des ABH abgetragen. Zusätzlich ist eine exponentielle Regressionskurve dargestellt.



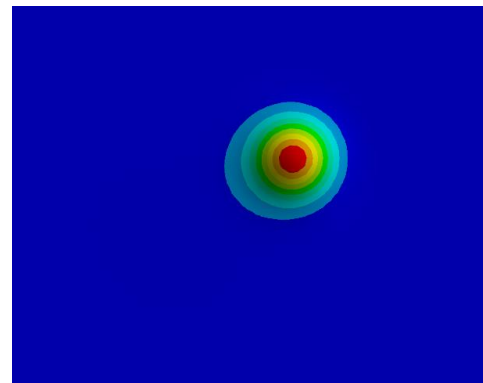
**Abbildung 7:** Abhängigkeit der ABH-Modenfrequenz vom Radius.

Die normierte, mittlere Schnelle  $\bar{v}_{x,y}/p$  des ABH mit Radius  $a = 13$  cm ist in Abbildung 8 dargestellt, die zugehörige örtliche Verteilung der Schnelle bei  $f_{ABH} = 125$  Hz ist in Abbildung 9 dargestellt.



**Abbildung 8:** Normierte, mittlere Schnelle  $\bar{v}_{x,y}/p$  für die Platte mit ABH ( $a = 13$  cm) und die DMA Zielabsorption.

Der Verlauf der Schnelle über die Frequenz weist für das  $a = 13$  cm ABH eine auf der logarithmischen Frequenzachse gleichmäßige Modenverteilung auf. Bei tiefen Frequenzen  $f < 250$  Hz wurde der Frequenzabstand für alle Moden im Vergleich zur ABH-Platte mit  $a = 7$  cm auf  $\Delta f_{1-4} \leq 35$  Hz verringert.



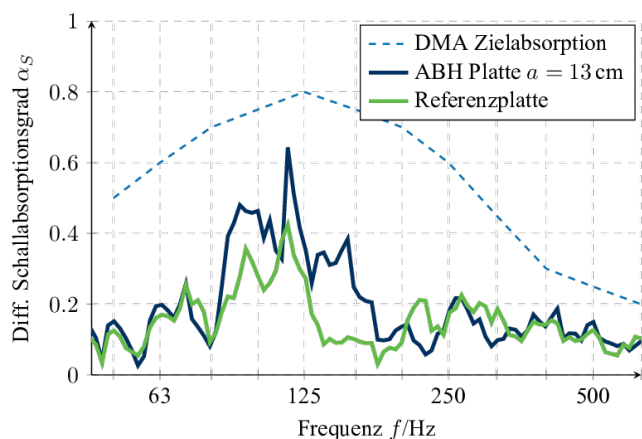
**Abbildung 9:** Verteilung der Schnelle bei  $f = 125$  Hz einer 3 mm HPL-Platte mit einem ABH der Größe  $a = 13$  cm

Der Vergleich der lokalen Schnelleverteilung bei der jeweiligen ABH-Modenfrequenz  $f_{ABH}$  in den Abbildungen 7 und 9 zeigt, dass es sich bei beiden Platten um die der ABH-Struktur inhärente erste Kreis-mode handelt. Der Unterschied liegt lediglich im Radius und der Frequenz des Phänomens.

Unter diesen Gesichtspunkten bietet die Platte mit einem ABH von  $a = 13$  cm die bestmögliche Konfiguration zur Optimierung der Schallabsorption im Rahmen dieser Arbeit.

**Schallabsorptionsmessung**

Um die Erkenntnisse aus der numerischen Analyse in der Praxis zu validieren, wurden Schallabsorptionsmessungen im Hallraum der TU Dresden nach ISO 354 durchgeführt. Dazu wurden 48 Platten mit einem  $a = 13$  cm ABH gefertigt und mit 48 Referenzplatten verglichen. Die Messdaten sind in Abbildung 10 dargestellt.



**Abbildung 10:** Vergleich der Schallabsorption der optimierten ABH-Platte ( $a = 13$  cm) mit der Referenzplatte und dem DMA Zielabsorption.

Mit den Messergebnissen bestätigen sich die aus der numerischen Analyse abgeleiteten Erwartungen an die Schallabsorption. Die  $a = 13$  cm ABH-Platte weist im Vergleich zur Referenzplatte im Bereich zwischen  $80 \text{ Hz} < f < 200 \text{ Hz}$  eine erkennbar höhere Schallabsorption auf.

### Zusammenfassung

In dieser Arbeit wurde ein akustischer Biegewellenabsorber (DMA) mithilfe eines akustischen schwarzen Lochs (ABH) optimiert. Es wurde ein FE-Modell zur numerischen Simulation verwendet und die zweidimensionale Geometrie des ABH vorgestellt. Durch die Integration des ABH konnte die Strukturmechanik der Frontplatte positiv beeinflusst werden. Es wurde gezeigt, dass der Radius des ABH die Modendichte der Platte beeinflusst. Des Weiteren wurde eine dem ABH inhärente Mode vorgestellt. Diese kann zur optimalen Auslegung im tieffrequenten Bereich durch den ABH-Radius genutzt werden, indem sie mit Hilfe einer Regressionskurve auf eine Zielfrequenz eingestellt wird. Die Schallabsorptionmessungen bestätigen die Erkenntnisse der Simulation, da die Absorption im Zielfrequenzbereich erhöht werden konnte.

Für zukünftige Forschungsarbeiten sollte die Plattengröße erhöht werden, um bei gleichbleibender Plattendicke die erste Mode zu tieferen Frequenzen zu verschieben. Eine alternative Möglichkeit wäre, ein dünneres Material mit einer Dicke von  $h_0 < 3 \text{ mm}$  oder besser absorbierendes Material, wie z.B. Plexiglas für die Platte zu verwenden. Die Herstellung eines ABH bei dünnen Platten erfordert eine präzise CNC-Maschine und eine gleichmäßige Materialstärke über die gesamte Platte.

### Akronyme

ABH	Acoustic Black Hole, dt. Akustisches Schwarzes Loch
CNC	Computerized Numerical Control, dt. Computergestützte numerische Steuerung
DMA	Distributed Mode Absorber, dt. Biegewellenabsorber
FEM	Finite Elemente Methode

### Literatur

- [1] Ruhe, K.: Nachhallzeiten von Klassenräumen, eine bundesweite Erhebung. DAGA 2023 Hamburg Tagungsband, 51-54
- [2] Beyer, F.; Özer, M. S.; Zenker, B.; Merchel, S.; Altinsoy, M. E.: Study on the Effect of Back Cavity and Front Panel Materials on the Sound Absorption of Distributed Mode Absorbers. DAGA 2022 Stuttgart Tagungsband, 1026-1029
- [3] ANSYS Physics Simulation Software, URL: <https://www.ansys.com/>
- [4] Funk, M.; Özer, M. S.; Altinsoy, M. E.: Improving Low-Frequency Panel Absorbers with Two-Dimensional Acoustic Black Hole. Applied Sciences. 2024; 14(4): 1338. URL: <https://doi.org/10.3390/app14041338>
- [5] Pelat, A.; Gautier, F.; Conlon, S. C.; Semperlotti, F.: The acoustic black hole: A review of theory and applications. Journal of Sound and Vibration, Volume 476, 2020, 115316, ISSN 0022-460X, URL: <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2020.115316>