

# Grundlegende Aspekte der Modellierung von Acoustic Black Holes und Tuned Mass Damper Arrays für vibroakustische Aufgabenstellungen der Luftfahrt

Martin Buchschmid<sup>1</sup>, Matthias Miksch<sup>1</sup>, Uwe Christian Müller<sup>2</sup>, Alexander Peiffer<sup>2</sup> und Gerhard Müller<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Technische Universität München, Deutschland

<sup>2</sup> Airbus Group Innovations, Ottobrunn, Deutschland

Email: martin.buchschmid@tum.de

## Einleitung

Die Luftfahrt ist eine treibende Kraft für die Entwicklung von Leichtbaustrukturen. Die steigenden Anforderungen an die Energieeffizienz fordern seit jeher die Entwicklung von immer leichteren, aber dennoch tragfähigen Strukturen. Dieses Verhältnis von hoher Steifigkeit zu vergleichsweise niedriger Masse resultiert in schlechten vibroakustischen Eigenschaften von Leichtbaustrukturen. Diese führen bei einer Anregung zu Schwingungen und zur Schallabstrahlung (z.B. durch turbulente Grenzschicht, Triebwerkslärm). Beim Einsatz neuer Materialien ist neben der Minimierung des Eigengewichtes auch eine Optimierung der vibroakustischen Eigenschaften der Konstruktionen gefordert. Auch neue effiziente Antriebskonzepte wie zum Beispiel „Open-Rotor“ oder Turbofan mit immer größerem Nebenstromverhältnis unterstreichen den Bedarf an neuen Lösungsansätzen.

Das Forschungsvorhaben ALMA (Additive Layer Manufacturing for Acoustic Metamaterials) befasst sich mit der Entwicklung von neuartigen Materialien und Strukturen, die die Vorteile von Leichtbaustrukturen mit akustisch verbesserten Eigenschaften kombinieren. Solche Materialien und Strukturen lassen sich durch komplexe Geometrien, deren Größenordnung im Bereich der Strukturwellenlänge liegt, realisieren. Die additive Fertigung ermöglicht bisher nicht vorhandene Möglichkeiten bei der Konstruktion. Die drei Projektpartner APWorks, Airbus Group Innovations und die Technische Universität München decken hierbei den Entwicklungsprozess von der Simulation über die Fertigung bis hin zum Test im Akustiklabor, der im Zuge eines sogenannten „Sprint-Ansatzes“ im Projektzeitraum mehrmals durchlaufen wird, ab.



Hierbei bringt APWorks die Kompetenz in der additiven Fertigung ein, Airbus Group Innovations ist als Konsortialführer für die konstruktive Ausgestaltung, für realistische Anwendungsszenarien sowie für die experimentelle Untersuchung der Materialien verantwortlich. Die

TUM übernimmt die Modellierung der Metamaterialien und die numerische Untersuchung.

Im Verlauf dieses Projekts werden zwei Konzepte untersucht, deren Eigenschaften im Folgenden vorgestellt werden.

## Akustische Schwarze Löcher (ABH)

Die grundlegende Idee von ABH wurde bereits 1988 von Mironov [7] vorgestellt. Es wurde gezeigt, dass sich eine Biegewelle, die sich in einer dünnen Platte ausbreitet, durch eine lokale Dickenänderung beeinflussen lässt. Eine Verringerung der Plattendicke hat zur Folge, dass auch die Ausbreitungsgeschwindigkeit der Biegewelle reduziert wird. So ist es möglich, die Biegewelle bei einer ausreichend glatten Profilverjüngung lokal bis zum Stillstand auszubremsen. Dies wird als „Akustisches Schwarzes Loch“ bezeichnet. Die Biegewelle, die durch die Profilverjüngung läuft, kann nicht mehr entkommen, da die Wellengeschwindigkeit „verschwindet“.

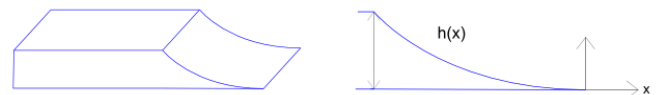


Abbildung 1: Platte mit Dickenverjüngung am Rand

Mironov [7] zeigt, dass mit einem Dickenprofil der Form  $h(x) = \epsilon x^m$  mit  $m > 2$  und  $\epsilon \ll (3\rho\omega^2/E)^{1/2}$  die Phasengeschwindigkeit  $c_p$  und Gruppengeschwindigkeit  $c_g$  der Biegewelle verschwindet.

$$c_p(x) = \left( \frac{Eh(x)^2\omega^2}{12\rho(1-\nu^2)} \right)^{\frac{1}{4}} \quad \left[ \frac{\text{m}}{\text{s}} \right] \quad (1)$$

$$c_g(x) = \left( \frac{64Eh(x)^2\omega^2}{3\rho(1-\nu^2)} \right)^{\frac{1}{4}} \quad \left[ \frac{\text{m}}{\text{s}} \right] \quad (2)$$

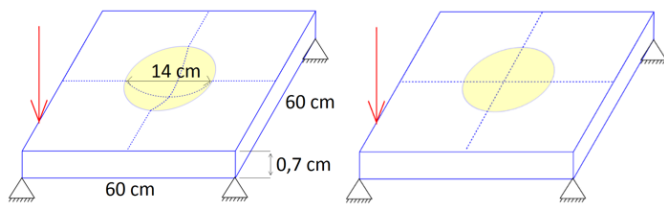
$E$ ,  $\rho$  und  $\nu$  sind der E-Modul, die Dichte und die Querdehnzahl des Materials,  $\omega$  ist die Kreisfrequenz der Biegewelle. Die Dickenänderung hat auch einen Einfluss auf die Wellenzahl  $k$ .

$$k(x) = \left( \frac{12\rho(1-\nu^2)\omega^2}{Eh^2(x)} \right)^{\frac{1}{4}} \quad \left[ \frac{\text{rad}}{\text{m}} \right] \quad (3)$$

Eine Verringerung der Ausbreitungsgeschwindigkeit resultiert aufgrund der Energieerhaltung in einer Zunahme der Amplituden. Der in der Herstellung nicht realisierbare akademische Grenzfall der Platte mit verschwindender Dicke würde im ungedämpften Fall zu unendlich großen Amplituden führen und die Welle im ABH fixieren. Eine gestutzte Profilform verhindert diesen Grenzfall und resultiert in einer Restgeschwindigkeit, wodurch die Biegewelle aus dem ABH entkommen könnte. Durch die gezielte Anbringung von Dämpfungsmaterial kann die Biegewelle (aufgrund der hohen Amplituden im ABH) dennoch effizient gedämpft werden (vgl. [4], [5]).

### Energiebetrachtung

Um die grundlegenden Eigenschaften eines ABH zu zeigen, wird ein Finite-Elemente Modell einer Platte mit und ohne ABH erstellt (siehe Abbildung 2). Im Anschluss daran wird die Energieverteilung in der Platte berechnet. Dabei wird bewusst auf Dämpfungsmaterial verzichtet, um den grundlegenden Einfluss eines ABH auf die Energieverteilung in einer dünnen Platte zu untersuchen.



**Abbildung 2:** Modell einer Platte mit zweidimensionaler Profilverjüngung (links) und einer gleichförmigen Platte (rechts)

**Tabelle 1:** Materialeigenschaften für eine Aluminiumlegierung

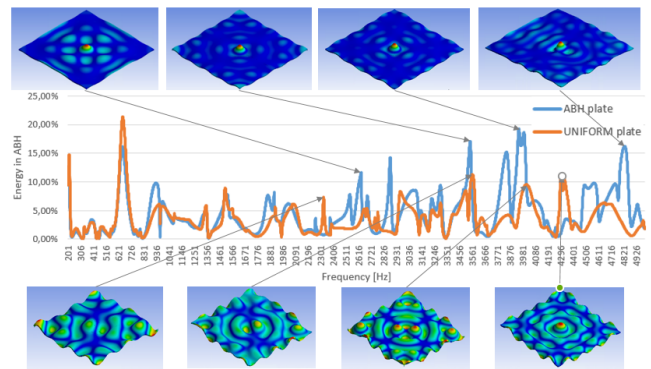
Dichte $\rho$	2770 $kg/m^3$
E-Modul $E$	$7,1 \cdot 10^{10} Pa$
Dehnzahl $\nu$	0,33

Die Platten sind an der Unterseite in den vier Ecken momentenfrei gelagert. Die quadratischen Platten haben eine Seitenlänge von 60 cm und eine Dicke von 7 mm. Das ABH hat einen Durchmesser von 14 cm und eine Restdicke von 2 mm. Die Plattendicke im ABH-Bereich (gelber Bereich in Abbildung 2) ist rotationssymmetrisch mit

$$h(x) = 0,0069 \cdot x^{2,2} + \underbrace{0,2}_{\text{Restdicke}} \quad [\text{cm}], \quad (4)$$

wobei sich der Koordinatenursprung ( $x = 0$ ) in der Mitte der Platte befindet.

In Abbildung 3 ist der prozentuale Anteil der Energie im ABH-Bereich über einen Frequenzbereich von 0 bis 5 kHz aufgetragen. Es ist deutlich erkennbar, wie sich oberhalb von 2,5 kHz immer mehr Energie im Bereich

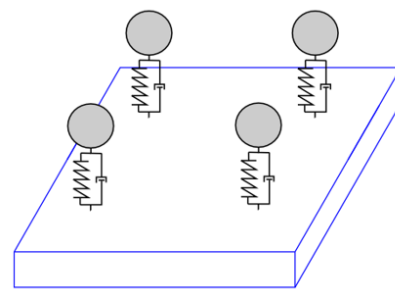


**Abbildung 3:** Prozentualer Anteil der Energie im ABH-Bereich (gelber Bereich siehe Abbildung 2) von einer Platte mit und ohne ABH; zusätzlich ausgewählte Eigenmoden der ABH-Platte (oben) und der Platte mit konstanter Dicke (unten); Frequenzbereich 0 bis 5 kHz

des ABH ansammelt. Die reduzierte Steifigkeit des ABH führt dazu, dass sich ab 2,5 kHz lokale Moden innerhalb des ABH bilden, weshalb sich auch die Energieverteilung in der Platte verändert. Diese Eigenschaft lässt sich nutzen, um mit wenig Dämpfungsmaterial die Vibrationen der Platte möglichst effizient zu reduzieren.

### Verteilte Schwingungstilger (Tuned Mass Damper)

Ein weiteres Konzept, das im Zuge des ALMA-Vorhabens untersucht werden soll, sind verteilte Schwingungstilger. Im Wesentlichen handelt es sich um die Anordnung von kleinen schwingenden Massen, die es ermöglichen, Schwingungen der Primärstruktur zu kompensieren (vgl. [1]).



**Abbildung 4:** Verteilte Schwingungstilger auf einer Platte

Abhängig von den individuellen Parametern jedes Tilgers und der geometrischen Anordnung auf der Platte lassen sich die Schwingungen der Platte frequenzspezifisch beeinflussen.

Als Ersatzmodell für die schwingende Platte wird zur vereinfachten Auslegung des Tilgers ein Zwei-Massen-Schwinger betrachtet (siehe Abbildung 5), wobei die generalisierte Masse der Platte die Primärmasse ( $m_P$ ) des 2-DOF Systems darstellt und das System wie nach [2] abgestimmt wird.

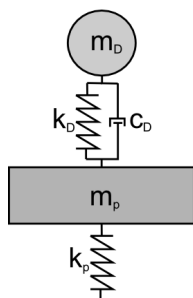


Abbildung 5: Modell eines Zwei-Massen-Schwingers

### Dämpfung einer ebenen Platte

In [3] wird gezeigt, wie sich die Schwingung einer Platte durch Tilger-Arrays reduzieren lässt.

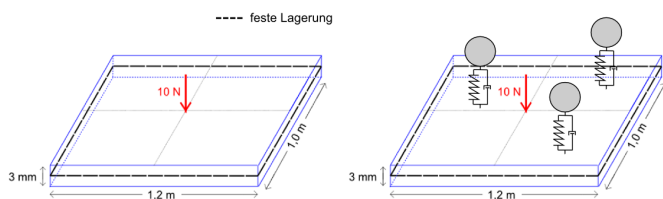


Abbildung 6: Modellaufbau der ebenen Platte mit und ohne Schwingungstilger

Tabelle 2: Materialparameter der ebenen Platte

Dichte $\rho$	2700 $kg/m^3$
E-Modul $E$	$7,0 \cdot 10^{10} Pa$
Dehnzahl $\nu$	0,35

Die zusätzliche Masse der Tilgerelemente wurde auf 2,5 % der gesamten Masse der Platte festgelegt. Das Dämpfungsmaß  $D$  wurde auf 0,05 festgesetzt. Die Tilger wurden auf einem gleichförmigen Gitter von 4 auf 6 Punkten angebracht.

Zunächst wurde die Auslenkung der Platte für einzelne Frequenzen reduziert. Hierfür wurden beispielhaft drei Eigenfrequenzen der ebenen Platte gedämpft.

Tabelle 3: Änderung der durchschnittlichen Auslenkung für die Frequenzbänder der gedämpften Eigenfrequenzen der Platte (verglichen mit der Platte ohne Schwingungstilger)

Bedämpfte Frequenz	113 Hz	437 Hz	941 Hz
Betrachtetes Frequenzband	125 Hz	500 Hz	1000 Hz
Änderung der Auslenkung	-46,3 %	-45,3 %	-36,2 %

Aus Tabelle 3 ist eindeutig erkennbar, dass die durchschnittliche Auslenkung im Frequenzband der gedämpften Eigenfrequenz deutlich reduziert werden

kann. Die Reduktion der Auslenkung tritt auch in höheren Frequenzbändern auf. Für niedrigere Frequenzen ist aber häufig eine leichte Vergrößerung der Auslenkung möglich. Diese Problematik tritt bei einer breitbandigen Auslegung der Tilger nicht auf.

Um die Platte möglichst breitbandig zu dämpfen, wurden die 24 Schwingungstilger in einem nächsten Schritt auf Frequenzen zwischen 50 Hz und 1500 Hz abgestimmt und auf die Platte angebracht.

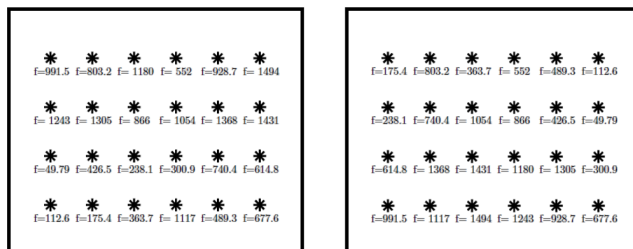


Abbildung 7: Dämpferposition mit zugehöriger Eigenfrequenz bei aufsteigender (links) und absteigender Positionierung (rechts)

Abbildung 7 zeigt zwei verschiedene Positionierungen der Schwingungstilger mit ihrer jeweiligen Eigenfrequenz. Die Tilger wurden nacheinander an die Position gesetzt, die noch unbesetzt ist und bei der die Platte ohne Schwingungstilger die größte Auslenkung für diese Frequenz erfährt. Bei der aufsteigenden Positionierung (Abb. 7 links) wurde mit dem Tilger mit der niedrigsten Frequenz begonnen und dann nacheinander die Tilger nach zunehmender Eigenfrequenz positioniert. Für die absteigende Positionierung (Abb. 7 rechts) wurde dann entsprechend mit dem Tilger mit der höchsten Eigenfrequenz begonnen und nach abnehmender Eigenfrequenz positioniert.

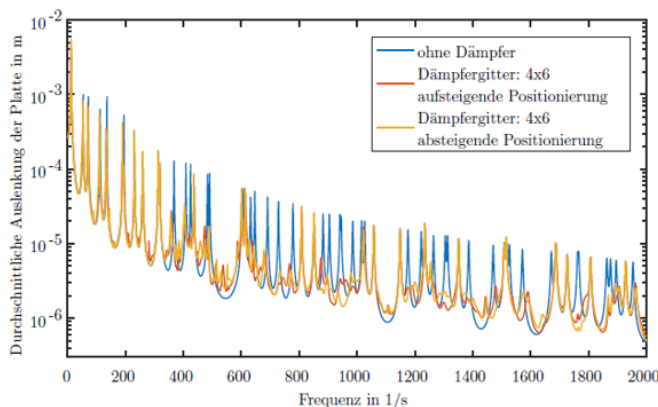


Abbildung 8: Durchschnittliche Auslenkung der Platte

Abbildung 8 zeigt die durchschnittliche Auslenkung der Platte. Es ist zu beobachten, dass ab ca. 300 Hz die durchschnittliche Auslenkung der Platte für mehrere Resonanzen deutlich reduziert werden kann.

Die breitbandige Auslegung eines Tilger-Arrays scheint daher (unabhängig von der Besetzungsreihenfolge) geeignet zu sein, die Auslenkung der Platte über ein breites Frequenzband zu reduzieren.

## Zusammenfassung

Abschließend lässt sich konstatieren, dass sowohl die Akustischen Schwarzen Löcher (ABH) als auch die verteilten Schwingungstilger ein Potential zur Verbesserung der vibroakustischen Eigenschaften von Leichtbaustrukturen zeigen. Im nächsten Schritt soll geklärt werden, in welchem Maße sich die Wirkungsgrade dieser Konzepte maximieren lassen.

## Danksagung

Das Vorhaben ALMA wird durch das bayrische Wirtschaftsministerium im Rahmen des Ludwig-Bölkow-Campus (LBC) in Ottobrunn/Taufkirchen gefördert (Förderkennzeichen: LABAY92C).



## Literatur

- [1] Claeys, C.; Rocha de Melo Filho, N.; Deckers, E.; Pluymers, B.; Desmet, W.: Experimental demonstrators of vibro-acoustic metamaterials for low frequent NVH insulation. Proceedings of Inter-Noise, Hamburg (2016), 7451-7461
- [2] Hartog, J. P. D.: Mechanical Vibrations. Dover Publications, Mineola, 1985, 102-104
- [3] Kronthaler, M.: Modelle für Strukturen verteilter Schwingungsdämpfer für das Design akustischer Metamaterialien. Bachelorarbeit, Technische Universität München, 2017
- [4] Krylov, V. V.: Laminated plates of variable thickness as effective absorbers for flexural vibrations. 17th ICA Proceedings, Rome, Vol. 1 (2001), 270-271
- [5] Krylov, V. V.: Acoustic black holes and their applications for vibration damping and sound absorption. Proceedings of the International Conference on Noise and Vibration Engineering (ISMA) (2012), 933-944
- [6] Miksch, M. B.: Modeling Aspects for Acoustic Metamaterials in Vibroacoustics. Masterarbeit, Technische Universität München, 2017
- [7] Mironov, M. A.: Propagation of a flexural wave in a plate whose thickness decreases smoothly to zero in a finite interval. Soviet Physics Acoustics 34 (1988), 318-319
- [8] Petersen, C.: Dynamik der Baukonstruktion. Friedrich Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft mbH, Braunschweig/Wiesbaden, 1996