

# Lärmtransmission durch Sandwichplatten mit verschiedenen Wabenkerngeometrien

Martin Radestock<sup>1</sup>, Thomas Haase<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V., 38108 Braunschweig, E-Mail: thomas.haase@dlr.de

## Einleitung

Durch die bestehenden und auch zukünftigen Regularien sind die Flugzeughersteller gezwungen, ihre Flugzeuge immer effizienter zu entwerfen. Neben Konfigurationsstudien und Triebwerksentwicklungen ist die Strukturmasse des Flugzeugs entscheidend für die Effizienz. Die Masse von Verkleidungsstrukturen in der Flugzeugkabine, wie Seitenwand- oder Deckenpaneel, ist somit so klein wie möglich zu halten. Deswegen kommen in diesem Bereich häufig Sandwichpaneel zum Einsatz. Diese sehr steifen und leichten Strukturen haben gerade auf Grund dieser Eigenschaften ein schlechtes Schalldämmmaß [1]. In der Literatur [2] wird gezeigt, dass der Verlustfaktor von Sandwichpaneelen mit Wabenkernen durch deren Wabengeometrie beeinflusst werden kann.

In dieser Untersuchung soll eine Analyse- bzw. Auslegungsmethodik für wabenversteifte Sandwichpaneel vorgestellt werden, welche bei konstanter Masse der Waben deren Schalldämmungsverhalten in bestimmten Frequenzbereichen verbessern kann. Zunächst wird dazu die Simulationskette vorgestellt und die einzelnen Elemente kurz beschrieben. Abschließend wird für eine einfache akustische Anregung eine kurze Parameterstudie durchgeführt um erste Sensitivitäten der Wabengeometrie auf das Schalldämmmaß aufzuzeigen.

## Simulationsmethodik

Für die hier vorgestellte Untersuchung werden ebene Platten mit der Dimension  $800\text{mm} \times 600\text{mm} \times 22\text{mm}$  ausgelegt. Die verwendete Simulationskette ist in Abbildung 1 dargestellt. Zunächst müssen die Geometrieparameter der Waben festgelegt werden:

- Wabenwinkel  $\alpha$
- Anzahl der Waben in x- und y- Richtung
- Stegdicke  $d$
- Kernmaterial (E-Modul, Dichte).

In Abbildung 2 ist dafür eine exemplarische Einzelwabe skizziert, um die Parameter zu verdeutlichen. Die Anzahl der Waben in x- und y- Richtung bestimmen die spezifischen Wabenabmessungen  $l_{ver}$  und  $l_{dia}$ . Eine Wabenzelle umfasst aber nicht nur eine Einzelzelle, sondern auch Anschlussstege um die darauffolgenden Waben zu bilden. Eine Festlegung der erlaubten Masse des Wabenkerns (Kernmaterial), der Wabenanzahl, des Wabenwinkel und der Wabenanzahl in x- und y-Richtung und gleichzeitiger freier Wahl der Stegdicke erlaubt verschiedene Wabenkerngeometrien bei konstanter Wabenkernmasse. D.h. bei gegebener Anzahl an Waben und entsprechendem Wabenwinkel, muss die Stegdicke der Waben angepasst werden um die Masse des Gesamtkerns konstant zu halten. Es wird dabei wie in der Literatur [3] angenommen, dass die Stegdicke der Waben über der Kernhöhe konstant bleibt. Die Decklagen des Sandwichpaneels werden zunächst nicht variiert; es werden standardisierte 1mm starke Glasfaserplatten verwendet. Der 2D ausgelegte Wabenkern wird innerhalb der finiten Elemente Umgebung extrudiert und mit Volumenelementen abgebildet, die beiden Decklagen werden mit Schalenelementen vernetzt. Die finiten Elemente Netze der Decklagen werden für die Anregungsberechnung und die Auswertung der Schnelleverteilung benötigt wird.

Die Knotenkoordinaten der empfangsseitigen Decklage werden verwendet, um die akustische Anregung darüber zu generieren [7,8]. Dafür werden auf einer Halbkugel (Radius

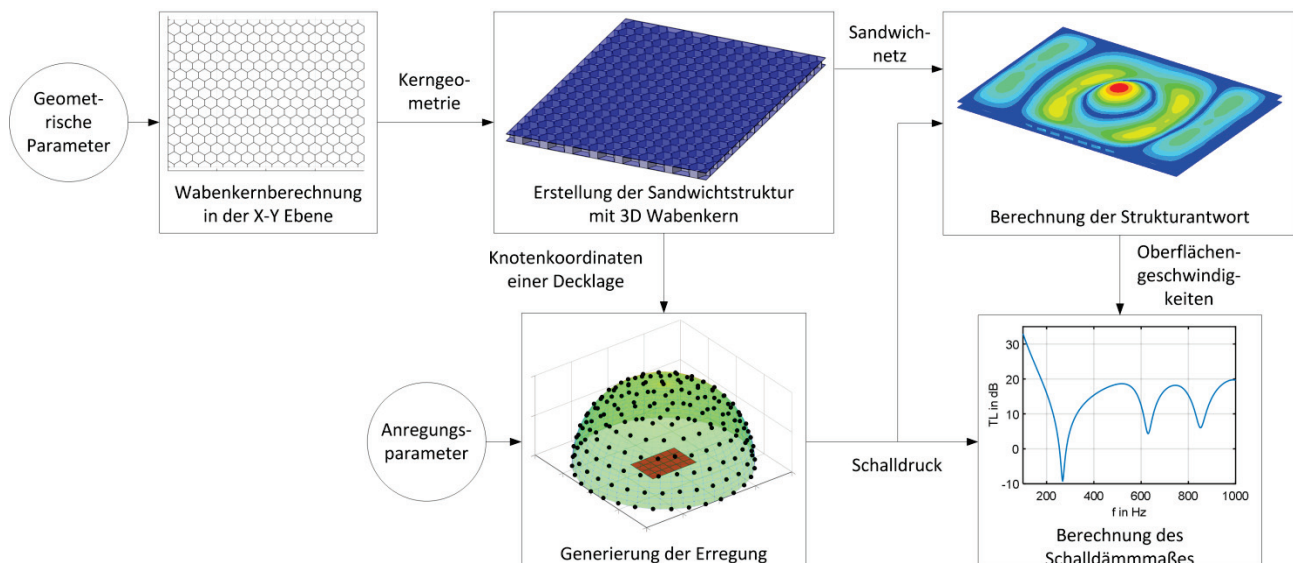


Abbildung 1: Auslegung der Sandwichpaneel mit Wabenkern und anschließende Berechnung der Schalldämmung

100m) Punktschallquellen verteilt. Die Platte ist dabei im Zentrum der Halbkugel und die Drücke über der Decklage werden mit Hilfe der Superposition der Einzelquellen ermittelt. Die benötigten Knotenkräfte werden aus dem Schalldruck und der jeweils beteiligten Elementflächen berechnet. Dadurch ist ein Kräftefeld für die finite Elemente (FE) Simulation gegeben. Durch Variation der Punktschallquellen können verschiedene akustische Anregungen definiert werden, wie z.B. ein Diffusfeld oder eine ebene Welle.

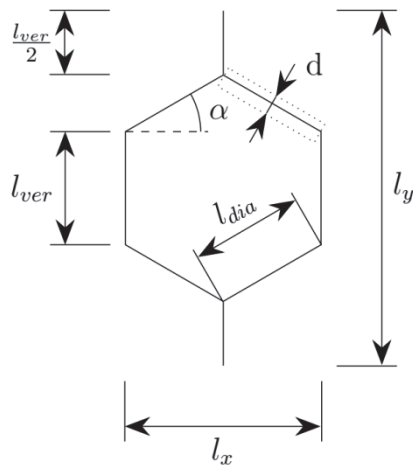


Abbildung 2: Skizze einer Einzelwabe und deren Abmessungen

Anschließend wird eine dynamische FE Simulation durchgeführt und die Schnellen in Normalenrichtung auf der Strahlungsseite exportiert. Mit Hilfe der Knotenkoordinaten und der Schnellen kann die abgestrahlte Schalleistung mit Hilfe des Rayleigh Integrals bzw. der Schallstrahlungsresistenzmatrix berechnet werden [10]. Das Schalldämmmaß (TL) kann anschließend durch den Quotienten aus einfallender  $P_{in}$  und abgestrahlter Schalleistung  $P_{rad}$  gebildet werden [9].

$$TL = 10 * \log_{10} \left( \frac{P_{in}}{P_{rad}} \right) \quad [-] \quad (1)$$

Durch die Teilweise analytische Beschreibung der Anregung und der Schallabstrahlung, kann die Rechenzeit der FE Simulation deutlich herab gesetzt werden, da keine Fluidelemente benötigt werden.

Details der Wabenkernerstellung, der Anregungs- und der Schallstrahlungsberechnung können [11] entnommen werden.

### Parametervariation der Wabenkerne

Mit Hilfe der erstellten Simulationsmethodik soll beispielhaft die Sensitivität des Schalldämmmaßes in Abhängigkeit der Wabenanzahl und des Wabenwinkels untersucht werden. Für das Deckmaterial als auch das Kernmaterial wurden die Materialparameter (Tabelle 1) der Hersteller verwendet [5], [6]. Bei den Decklagen wurden Glasfaserhartgewebeplatten mit isotropem Lagenaufbau verwendet. Das Wabenkernmaterial ist ein Harz, was im 3D Druck verwendet wird. Diese Materialwahl ist ein Vorgriff auf die experimentellen Aufbau der Platten, da die verschiedenen Wabenkerne im 3D Druck Verfahren

hergestellt werden. In der Simulation wurden die Sandwichplatten jeweils an den Kanten der Decklagen allseitig gelenkig gelagert.

Tabelle 1: Materialparameter der Simulation

Material	Dichte [ $\frac{kg}{m^3}$ ]	E-Modul [ $\frac{N}{m^2}$ ]	Poisson [-]
EP GC 202 (Decklagen)	1800	$18e^9$	0,26
SL-Tool NewWhite (Kern)	1230	$2,6e^9$	0,3

Zunächst soll der Einfluss der Wabenanzahl in y-Richtung auf das Schalldämmmaß der Struktur untersucht werden. Die Wabengröße ist dabei angelehnt an die Angaben in der Literatur [3], [4]. Zur Vereinfachung wird hier das Schalldämmmaß für eine ebene Welle und nicht für ein Diffusfeld angegeben. Die Variation der Wabenkerne ist in Abbildung 3 dargestellt und die dazugehörigen Schalldämmungskurven in Abbildung 4. Es ist nochmals daraufhin zu weisen, dass die untersuchten Einflussfaktoren nicht abhängig von der Masse des Wabenkerns sind, da die Stegdicke der Waben daraufhin angepasst wird.

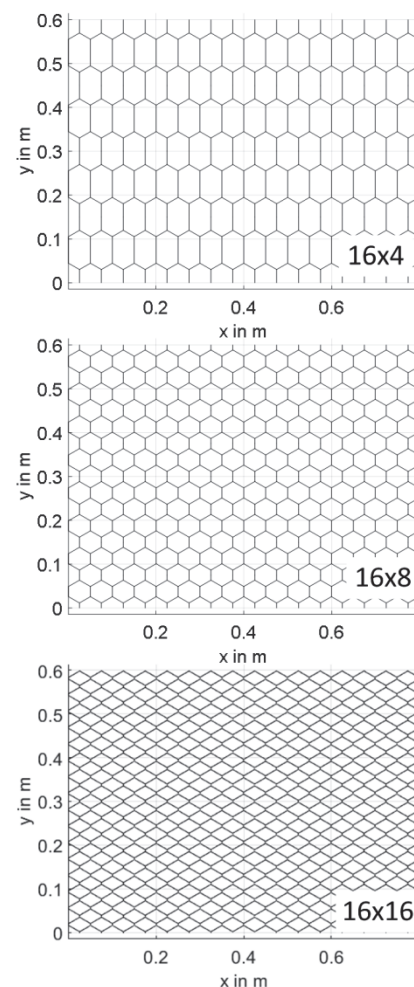
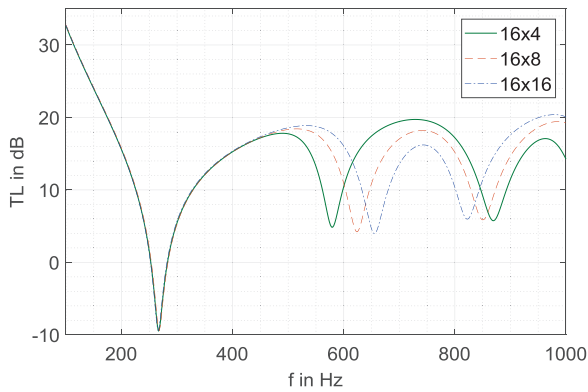
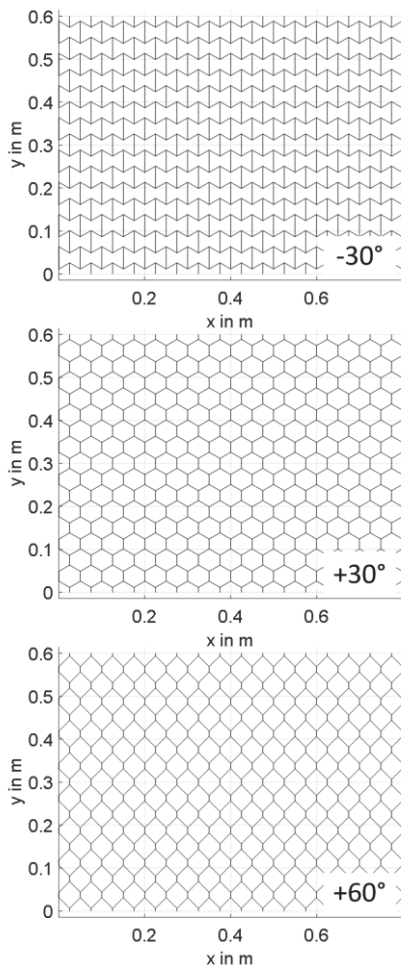


Abbildung 3: Variation der Wabenanzahl in y-Richtung



**Abbildung 4:** Schalldämmmaß bei Variation der Zellen in y-Richtung

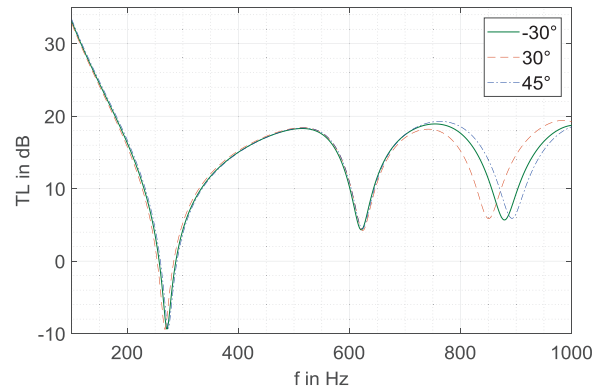
D.h. die Wabenstege sind bei der  $16 \times 16$  Wabe wesentlich dünner als bei der  $16 \times 8$ . Deutlich zu erkennen ist eine Verschiebung des zweiten und dritten Eigenfrequenzeinbruchs im Schalldämmmaß. Die mögliche Verschiebung der Eigenfrequenz um bis zu 100 Hz eröffnet die Möglichkeit, dass Schalldämmmaß an eine akustische Anregung, wie sie z.B. von einem Flugzeugtriebwerk abgestrahlt wird anzupassen. Dies ist insbesondere der Fall, wenn es sich um Propellertriebwerke mit tonalen Störgeräuschen handelt, da in diesem Fall die Energie in sehr schmalen Frequenzbändern konzentriert ist. Aber auch für konventionelle Strahltriebwerke könnte die Variation der



**Abbildung 5:** Variation des Wabenwinkels

Wabenstruktur vorteilhaft sein. Die Anregung durch ein Strahltriebwerk (breitbandig) kann für das Verkleidungselement ebenfalls starke tonale Anteile aufweisen, da die Primärstruktur (Flugzeugrumpf) die breitbandige Anregung durch die Strukturresonanzen filtert.

Die zweite in dieser Studie betrachtete Variation ist der Wabenwinkel. Exemplarisch werden drei verschiedene Wabenwinkel simuliert, wobei die Gesamtmasse des Wabenkerns ebenfalls über die Stegdicke konstant gehalten wird. Die Kernwinkelvariation sind in Abbildung 5 und das zugehörige Schalldämmmaß für eine ebene Welle in Abbildung 6 dargestellt.



**Abbildung 6:** Schalldämmmaß bei Variation des Wabenwinkels

Bei der Variation des Wabenwinkels ist die Sensitivität der Eigenfrequenzen im Schalldämmmaß nicht so stark ausgeprägt, wie bei der Variation der Zellanzahl. Lediglich die dritte Eigenfrequenzeinbruch konnte hier um bis zu 80 Hz variiert werden.

### Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen der vorgestellten Studie wurde eine Simulationskette zur Schalldämmungsberechnung für ebene Platten in Sandwichbauweise vorgestellt. Die hier untersuchten Kernmaterialien sind dabei Wabenkerne. Innerhalb der Simulationskette wurde der Wabenkernaufbau parametrisiert und automatisiert um Sensitivitätsstudien der Wabenparameter auf das Schalldämmmaß durchzuführen. Ziel der Untersuchung ist die Anpassung des Schalldämmmaßes in bestimmten Frequenzbereichen um z.B. Triebwerksgeräusche von Flugzeugen besser abzuschirmen. Mit den hier vorgestellten Variationen (Wabenanzahl in y-Richtung und Wabenwinkel) konnte eine Verschiebung des Einbruchs des Schalldämmmaßes an den Eigenfrequenzen erzielt werden, bei konstanter Masse des Sandwichpanels.

In zukünftigen Untersuchungen sollen weitere Sensitivitätsanalysen erfolgen und das Schalldämmmaß mit Diffusfeldanregung berechnet werden. Zudem soll eine experimentelle Validierung mit 3D gedruckten Wabenkernen im Transmissionsprüfstand erfolgen.

### Literatur

[1] Jung, J.-D.; Hong, S.-Y.; Song, J.-H.; Kwon, H.-W.: A Study on Transmission Loss Characteristics of Honeycomb Panel for Offshore Structures, Journal of

- Applied Mathematics and Physics, 03(2), 172 – 176, (2015).
- [2] Kumar, S.: Sound transmission properties of honeycomb panels and double-walled structures, PhD Thesis, KTH The Royal Institute of Technology, Stockholm, Sweden, (2012).
- [3] Galgalikar, R.; Thompson, L. L.: Design Optimization of Honeycomb Core Sandwich Panels for Maximum Sound Transmission Loss, Journal of Vibration and Acoustics, 138(5), 051005 1 – 051005-13, (2016).
- [4] Griese, D.; Summers, J.D.; Thompson, L.L.: Experimental study of noise reduction in centrifugal blowers, Journal of Vibration and Acoustics, 137(2), 021011-1 – 021011-11, (2015).
- [5] ZUK, Werkstoffdaten Glashartgewebe, Z+K Stanzteile GmbH, Lohmühlenweg 18, 99326 Stadtilm, Germany, See also URL: <http://www.zuk-stanzteile.de/download/glashartgewebe.pdf> (Last accessed: 26.04.18).
- [6] Robotmech: SL-Tool® NewWhite datasheet, Robotmech Stössl GmbH, Bundesstraße 11, 6842 Koblach, Austria, URL: <https://www.robotmech.com/fileadmin/media/downloads/Datasheets/Stereolithografie/robotmech-SL-TOOL-NewWhite.pdf> (Last accessed: 26.04.18).
- [7] Fahy, F.; Gardonio, P.: Sound and structural vibration: Radiation, transmission and response, 2. Aufl., Elsevier (Academic Press), Oxford, (2008).
- [8] Tewes, S.: Active Trim Panel Attachments for Control of Sound Transmission through Aircraft Structures, PhD Thesis, Technische Universität München, Deutschland, (2006).
- [9] Möser, M.: Technische Akustik, 6. Aufl., Springer, Berlin, Heidelberg, (2005).
- [10] Elliott, S.J.; Johnson, M.E.: “Radiation modes and the active control of sound power”, The Journal of the Acoustical Society of America, 94 (4), 2194 – 2204, (1993).
- [11] Radestock, M.; Haase, T.; Monner, H.P.: “Transmission loss adaption of sandwich panels with honeycomb core variation”, Proceedings of the Inter-Noise, Chicago, 26<sup>th</sup> – 29<sup>th</sup> August 2018