

Design-Methoden für Flachlautsprecher in der Flugzeugkabine

Benjamin Becker¹, Abderrazak Mejdj², Arnaud Caillet³, Kay Kochan¹

¹ ZAL Zentrum für Angewandte Luftfahrtforschung GmbH, Email: benjamin.becker@zal.aero, kay.kochan@zal.aero

² ESI Group, Email: Abderrazak.Mejdi@esi-group.com

³ ESI GmbH, Email: Arnaud.caillet@esi-group.com

Einleitung

Passagierflugzeuge besitzen ein Kabinenbeschallungssystem. Dieses ist ein für die Zertifizierung jedes Passagierflugzeugs relevantes System, da für alle Passagier- und Crewplätze die Einhaltung festgelegter Mindestwerte für den Sprachverständlichkeitsindex STI (oder RASTI) nachgewiesen werden muss. Für eine Vorhersage der Sprachverständlichkeit ist es nötig, das akustische Abstrahlverhalten der Lautsprecher des Kabinenbeschallungssystems zu kennen. Für die Entwicklung neuer Lautsprecher kann das Abstrahlverhalten über Simulationen berechnet werden.

Flachlautsprecher, bestehend aus einem ohnehin in der Flugzeugkabine vorhandenen Paneel und einem auf dessen Rückseite angebrachten Exciter, bieten zahlreiche Vorteile gegenüber herkömmlichen elektrodynamischen Lautsprechern. Neben der für das Oberflächendesign vorteilhaften Möglichkeit des nicht-sichtbaren Einbaus bieten sie etwa Vorteile aufgrund der geringeren Anfälligkeit gegenüber Verschmutzung oder Vandalismus.

Ziel dieser Untersuchung ist die Entwicklung einer Methodik zur simulationsgestützten Berechnung der Abstrahlung eines Flachlautsprechers. Dazu werden getrennt voneinander validierbare FEM-Modelle für den Exciter sowie das Paneel entwickelt. Dies bietet den Vorteil, dass verschiedene Varianten der Komponenten Exciter und Paneel während des Designs schnell virtuell miteinander kombiniert werden können. Anschließend wird die Abstrahlung über ein BEM-Modell berechnet.

Verwendeter Flachlautsprecher

Der untersuchte Flachlautsprecher besteht aus einem Sandwich-Paneel und einem Exciter.

Paneel

Das verwendete Paneel besteht aus einem Kern aus einer harzgetränkten Papierwabenstruktur sowie zwei Deckschichten aus glasfaserverstärktem Kunststoff. Die Deckschicht hat eine Dicke von jeweils 0,6 mm, der Wabenkern hat eine Dicke von 10 mm. Die Abmessungen des Paneels sind $35,4 \times 48 \text{ cm}^2$. Das Flächengewicht des Paneels beträgt $1,536 \text{ kg/m}^2$. Das Paneel ist entlang der längeren Seite leicht gebogen. Abbildung 1 zeigt zwei Fotos des Paneels.

Exciter

Es wurde ein von der Firma Visaton vertriebener Exciter vom Typ EX 60 S verwendet. Die Basisplatte ist quadra-

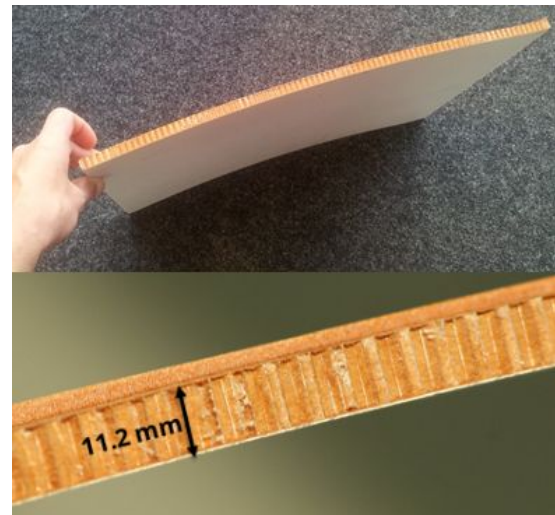


Abbildung 1: Verwendetes Paneel

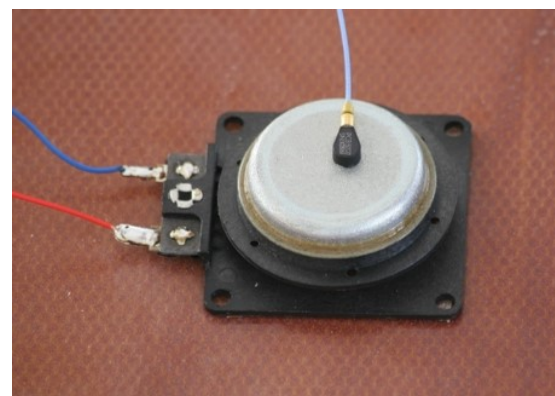


Abbildung 2: Exciter vom Typ Visaton EX 60 S

tisch und hat eine Kantenlänge von 5,8 cm. Abbildung 2 zeigt ein Foto des verwendeten Exciters.

Experimentelle Bestimmung der Materialparameter

Die Materialparameter für das Paneel konnten nur teilweise direkt gemessen werden. Die Dicke der Schichten sowie das Flächengewicht konnten direkt gemessen werden. Der Elastizitätsmodul der Deckschicht sowie der Schubmodul des Kerns wurden zunächst durch Fitten einer analytischen Funktion für die Phasengeschwindigkeit der Biegewelle in Abhängigkeit von der Eigenfrequenz an experimentell ermittelte Werte geschätzt. Anschließend wurden die Werte ausgehend von der Schätzung durch Optimierung eines FEM-Modells genauer bestimmt.

Experimentelle Modalanalyse

Durch eine experimentelle Modalanalyse wurden die ersten neun Eigenschwingungsformen und Eigenfrequenzen des frei aufgehängten Paneels ohne Exciter ermittelt. Dazu wurde ein Beschleunigungsaufnehmer auf einem Punkt in 5 cm Abstand zu beiden Paneelrändern mit Bienenwachs auf der Vorderseite des Paneels befestigt. Die Anregung des Paneels erfolgte mit einem Impulshammer an 19 Messpunkten auf der Vorderseite und an der Position des Beschleunigungsaufnehmers auf der Rückseite des Paneels. Tabelle 1 zeigt die Eigenfrequenzen sowie die Anzahl der Schwingungsknoten m in Richtung der längeren Seite des Paneels und die Anzahl der Schwingungsknoten n in Richtung der kürzeren Seite des Paneels.

Eigenfrequenz $\omega_{m,n}/(2\pi)$ [Hz]	m	n
119.0	1	1
186.2	2	0
299.1	2	1
344.8	0	2
396.7	1	2
488.3	3	0
583.0	3	2
790.0	2	3
839.0	4	2

Tabelle 1: Aus experimenteller Modalanalyse ermittelte Eigenfrequenzen, Anzahl Schwingungsknoten (m,n)

Materialparameter eines äquivalenten flachen Paneels

Für eine erste Schätzung der Materialparameter wurde die Krümmung des Paneels vernachlässigt. Dies erlaubt die Berechnung der Materialparameter über analytische Formeln.

Aus m und n können die beiden Komponenten der Wellenzahl der jeweiligen Eigenschwingungsform eines äquivalenten flachen Paneels berechnet werden:

$$k_m = \frac{\pi(2m-1)}{a}, k_n = \frac{\pi(2n-1)}{b}$$

Dabei ist a die längere Kantenlänge und b die kürzere Kantenlänge des Paneels.

Für den Betrag der Wellenzahl ergibt sich daraus

$$k_{mn} = \sqrt{k_m^2 + k_n^2}$$

Für die Phasengeschwindigkeit $c(m,n)$ der Biegewelle auf einem flachen Sandwich-Paneel gilt

$$c(m,n) = \omega_{mn}/k_{mn}. \quad (1)$$

Für die Phasengeschwindigkeit gilt außerdem [1]

$$c^2 = \frac{2N}{\mu_s + \sqrt{\mu_s^2 + \frac{4\mu_s N^2}{\omega_{m,n}^2 D}}} \quad (2)$$

mit der Biegesteifigkeit

$$D = \frac{E_{fs} t_{fs} (h_{core} + t_{fs})^2}{2(1 - \nu_{fs})},$$

sowie der Schubfestigkeit

$$N = G_{core} h_{core} (1 + t_{fs}/h_{core})^2.$$

Darin sind:

E_{fs} : Elastizitätsmodul der Deckschicht

t_{fs} : Dicke der Deckschicht

h_{core} : Dicke des Kerns

ν_{fs} : Poissonzahl der Deckschicht

G_{core} : Schermodul des Kerns

μ_s : Flächengewicht des Paneels

Durch nicht-lineares Fitten können aus Gleichungen (1) und (2) die Parameter E_{fs} , ν_{fs} und G_{core} für ein äquivalentes flaches Paneel bestimmt werden. Der Fit ergibt die in Abbildung 3 dargestellte Abhängigkeit zwischen Frequenz und Wellenzahl.

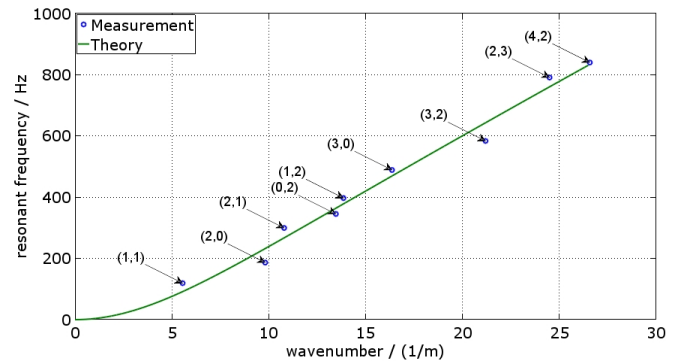


Abbildung 3: Wellenzahl und Eigenfrequenz der ersten 9 Eigenschwingungsformen mit Anzahl Schwingungsknoten (m,n) (Kreise) sowie Fit (Linie)

Optimiertes FEM-Modell des Paneels

In der Simulationssoftware VA One wurde ein FEM-Modell für ein Sandwich-Paneel basierend auf dem Elastizitätsmodul der Deckschicht und dem Schermodul des Wabenkerns, welche aus der oben beschriebenen Schätzung für ein äquivalentes flaches Paneel hervorgehen, erstellt. Das Modell berücksichtigt zusätzlich zu der analytischen Gleichung die Biegung des Paneels. Das FEM-Modell wurde durch Variation des Elastizitätsmoduls E_{fs} und des Schermoduls G_{core} weiter optimiert um eine möglichst gute Übereinstimmung zwischen den gemessenen und den aus der Simulation hervorgehenden Eigenfrequenzen zu erhalten. Abbildung 4 zeigt die so bestimmten Eigenfrequenzen im Vergleich zu den gemessenen Eigenfrequenzen. Es zeigt sich eine gute Übereinstimmung zwischen Modell und Wirklichkeit mit Ausnahme der Mode ($m=2, n=3$). Die Abweichung ist eventuell auf Unsicherheiten bei der experimentellen Bestimmung der Eigenschwingungsformen zurückzuführen.

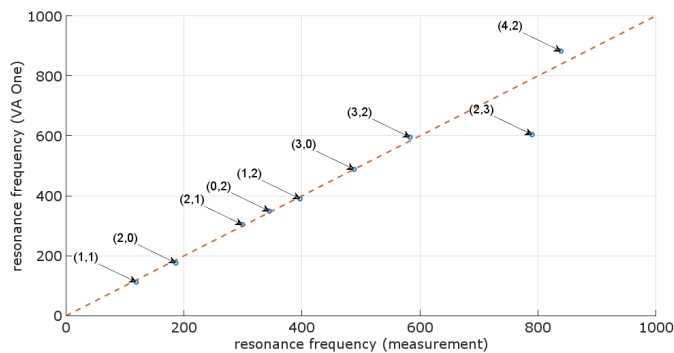


Abbildung 4: Vergleich der Resonanzfrequenzen aus experimenteller Modalanalyse und Simulation (VA One) der Eigenschwingungsformen mit Anzahl Schwingungsknoten (m,n)

FEM-Modell des Exciters

Das mechanische Verhalten des Exciters kann durch ein Ersatzschaltbild angenähert werden [2] (siehe Abbildung 5). Die Parameter für das Ersatzschaltbild wurden aus [3] übernommen. Der Exciter wird im FEM-Modell durch zwei sehr steife Platten mit den Massen der Basis und des Magneten repräsentiert. Die beiden Massen sind im Modell durch 20 ringförmig angeordnete Punktverbindungen verbunden. Jeder Punktverbindung wird eine Impedanz zugewiesen, sodass die gesamte Impedanz Z_{ges} derjenigen aus der Parallelschaltung von Feder und Dämpfer im Ersatzschaltbild entspricht:

$$Z_{ges}(\omega) = \frac{1}{G_M} + \frac{1}{j\omega C_M}$$

mit der mechanischen Leitfähigkeit G_M in $\frac{m}{Ns}$, der mechanischen Nachgiebigkeit ($= \frac{1}{\text{Steifigkeit}}$) C_M in $\frac{m}{N}$ und der Kreisfrequenz ω in $\frac{rad}{s}$.

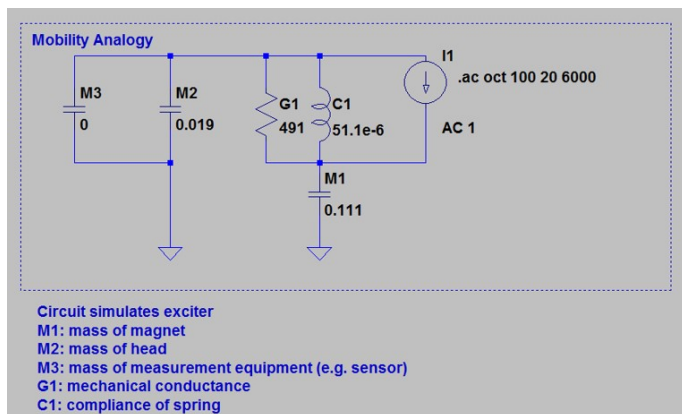


Abbildung 5: Ersatzschaltbild für den mechanischen Teil des Exciters, Zahlenwerte aus [3]

Kombiniertes FEM-Modell aus Paneel und Exciter

Um das Verhalten des aus dem Paneel und Exciter zusammengesetzten Systems zu simulieren wurde ein weiteres FEM-Modell aufgebaut. Für die Fläche, an welcher der Exciter aufgeklebt ist, wurde ein Sandwich-Material definiert, was aus den folgenden Schichten besteht:

1. Material der Basisplatte des Exciters
2. Deckschicht des Sandwich-Paneels
3. Kern des Sandwich-Paneels
4. Deckschicht des Sandwich-Paneels

Für den Rest der Fläche des Paneels wurde die Materialdefinition von dem optimierten FEM-Modell für das Paneel übernommen. Der Exciter wurde über 20 Punktverbindungen mit der Basisplatte verbunden.

Die Knotenpunkte des Modells am Rand des Paneels wurden als komplett blockiert simuliert. Dies ist eine Näherung für die Einspannung des Paneels in eine Schallwand. Die Schallwand selbst wurde über eine Ebene simuliert, in der die Schallschnelle den Wert Null annimmt.

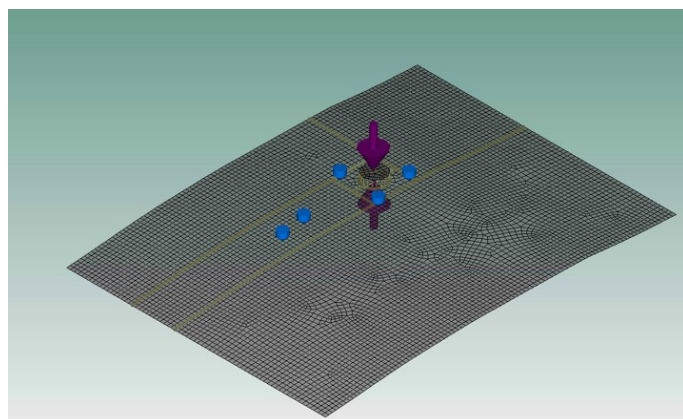


Abbildung 6: Kombiniertes FEM-Modell aus Paneel und Exciter in VA One, Pfeile: Kräfte, blau: Sensoren

Da die Kraft im Ersatzmodell parallel zur Feder und zum Dämpfer wirkt, wurden im FEM-Modell zwei Kräfteinleitungsstellen auf dem Magnet und auf der Basisplatte definiert. Die Kräfte wirken in entgegengesetzter Richtung und haben keine Phasendifferenz zueinander. Beide Kräfte wurden mit 1 N angenommen. Die tatsächliche Kraft bei Anlegen einer elektrischen Spannung an den Exciter, ergibt sich aus der elektrischen Impedanz des Exciters und dem Kraftfaktor der Tauchspule, die hier nicht weiter berücksichtigt werden.

Berechnung der Richtcharakteristik über BEM

Zur Berechnung der Richtcharakteristik des Flachlautsprechers wurde über BEM der Schalldruck auf einer Halbkugel mit Radius 1 m und einer Winkelauflösung von $\Delta\theta = \Delta\varphi = 10^\circ$ ausgewertet.

Spektrum des Schalldrucks auf Hauptachse

Abbildung 7 zeigt die aus der BEM-Simulation berechneten Spektren des Schalldrucks an zwei Punkten in einem Abstand von 1 m zum Paneel und in der Nähe der Hauptachse ($x = 0; y = 0$):

- Punkt 1: $x = 0,02\text{ m}; y = 0; z = 1\text{ m}$
- Punkt 2: $x = 0,11\text{ m}; y = 0; z = 1\text{ m}$

Der untersuchte Flachlautsprecher kann in der Hauptrichtung eine ausreichende Abstrahlung für Frequenzen oberhalb von ca. 200 Hz gewährleisten. Die relativ hohen Pegel bei den ersten Maxima könnten beispielsweise durch digitale Filter reduziert werden.

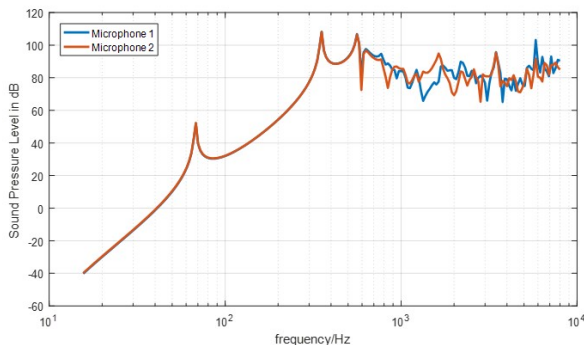


Abbildung 7: Spektrum des Schalldrucks in ca. 1 m Abstand

Richtcharakteristik

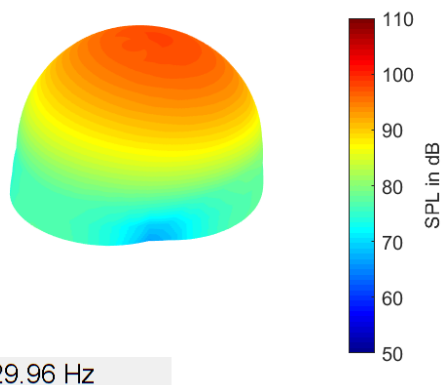
Die Abbildungen 8 bis 10 zeigen die Richtcharakteristik aus der BEM-Simulation für die Frequenzen 630 Hz, 1122 Hz und 2000 Hz als Ballonplot. Dabei entspricht der Abstand vom Mittelpunkt des Koordinatensystems dem Schalldruck in 1 m Abstand vom Lautsprecher in der jeweiligen Richtung.

Zusammenfassung und Ausblick

Die Richtcharakteristik eines Flachlautsprechers bestehend aus einem Sandwich-Paneel und einem Exciter wurde über ein Simulationsmodell berechnet. Dabei wurden die Methoden FEM und BEM eingesetzt. Der Frequenzgang des Lautsprechers ist ausreichend für die Übertragung von Sprache.

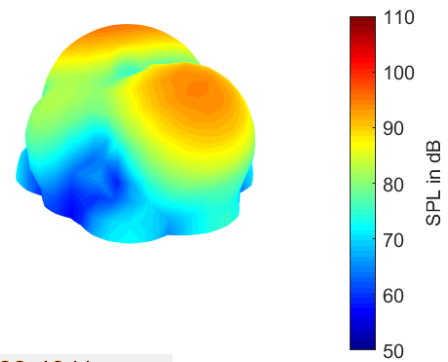
Im weiteren Projektverlauf soll der Einfluss der Position und Anbringung des Exciters weiter untersucht werden. Außerdem steht der Vergleich mit gemessenen Richtcharakteristiken noch aus.

Die erhaltenen Richtcharakteristiken können für weitere Simulationen zur Vorhersage der Sprachverständlichkeit



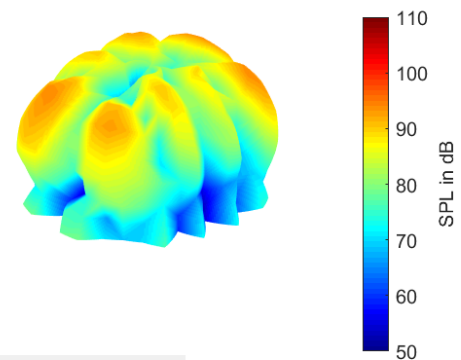
629.96 Hz

Abbildung 8: Richtcharakteristik bei 630 Hz (Ballonplot)



1122.46 Hz

Abbildung 9: Richtcharakteristik bei 1122 Hz (Ballonplot)



2000 Hz

Abbildung 10: Richtcharakteristik bei 2000 Hz (Ballonplot)

in Flugzeugkabinen genutzt werden.

Danksagung

Diese Untersuchung wurde durch eine Förderung des Bundesministeriums für Wirtschaft und Energie im Rahmen des Zentralen Innovationsprogramms Mittelstand (Projekt „Smart Exciter Module“, Förderkennzeichen ZU4099601NT5) unterstützt.

Literatur

- [1] Stephen A. Hambric: Tutorial on the Vibroacoustics of Composite Sandwich Panels, inter.noise 2016, 5579-5589
- [2] Leo L. Beranek, Tim J. Mellow: Acoustics – Sound Fields and Transducers, Elsevier, First Edition 2012
- [3] Pascal Dietrich, Christoph Höller, Matthias Lievens: Simulation and Auralization of Basic One-Dimensional Structure-Borne Sound Sources Using Different Modeling Techniques, inter.noise 2010