

Simulation von Automobilglasscheiben unter realistischen Lasten

Arne Rotermund¹, Christopher Blech¹, Michael Hartmann², Sabine C. Langer¹

¹ Institut für Akustik, 38106 Braunschweig, Deutschland, Email: a.rotermund@tu-braunschweig.de

² Volkswagen AG, Group Innovation, Brieffach 1777/3, 38436 Wolfsburg, Deutschland

Einleitung

Die Innenraumakustik von Automobilen bekommt eine immer größere Bedeutung. Wellenauflösende mechanische Modelle zur Prognose der Schalltransmission verschiedener Quellen in den Innenraum bieten einen guten Zugang für das Verständnis von akustischen Phänomenen und die Optimierung des akustischen Gesamtsystems. Die Anregung der Fahrzeugscheiben durch Turbulenzen, vor allem aber durch von der Strömung erzeugten akustischen Feldern, führt zu Vibrationen der Scheiben, welche in der gekoppelten Fluidkavität (Fahrgastzelle) Schalldrücke induzieren. Akustische Maßnahmen in Automobilverglasungen können helfen, direkt die Schalltransmission und damit den Schalldruckpegel in der Fahrgastzelle zu reduzieren.

In diesem Beitrag wird die Simulationskette von der Berechnung der Fluidlasten bis zur Schwingung der Scheiben beschrieben, welche die Autoren in ähnlicher Weise bereits für Kabinenlärmsimulationen im Flugzeug gezeigt haben [1]. Hierfür werden zunächst CFD-Simulationen behandelt. Anschließend werden mechanische Modelle von Einfach- und Verbundglasscheiben mit Hilfe der Finite Elemente Methode (FEM) gelöst und untereinander verglichen. Dabei ist das Ziel, ein validiertes parametrisiertes Modell für Verbundglasscheiben mit dämpfender Zwischenschicht aus Polyvinylbutyral (PVB), welche als akustische Maßnahme im Automobilbau eingesetzt wird, zu entwickeln. Ein parametrisiertes Modell erlaubt die Entwicklung optimaler Seitenscheibenkonfigurationen unter realistischen Fluidlasten.

Es werden 2D- und 3D-Modelle angewendet und ein Vergleich untereinander sowie mit Messdaten gezeigt. Für die Berücksichtigung von Dämpfungsschichten wird der Ansatz von Ross-Kerwin-Ungar (RKU) [2] genutzt und mit einem voll aufgelösten 3D Kontinuum verglichen. Der RKU-Ansatz wurde bereits erfolgreich für Isolierverglasungen in Gebäuden eingesetzt [3].

Realistische Lasten

Die Ermittlung der Anregung der Seitenscheiben bei verschiedenen Seitenspiegelkonfigurationen und Geschwindigkeiten ist der erste Schritt in der Berechnungskette [4]. Hierfür erfolgen CFD-Simulationen zur Ermittlung der Drucklasten infolge der Strömung sowie der akustischen Anregung. Der reine Strömungsdruck ist vor allem im Frequenzbereich bis ca. 800 Hz relevant. In Abbildung 1 ist der im Experiment und in der CFD-Simulation über der Seitenscheibe gemittelten Strömungsdruck als Funktion der Frequenz gezeigt, während in Abbildung 2 die räumliche Verteilung für eine feste Frequenz dargestellt ist. Die akustische Anre-

gung wird aus den Strömungsdrücken durch ein Ffowks-Williams Hawkins Integral über der Spiegeloberfläche berechnet. Für Frequenzen oberhalb ca. 800 Hz ist sie die relevante Seitenscheiben-Anregung, so dass in diesem Frequenzbereich die rein turbulente Anregung oft vernachlässigt werden kann.

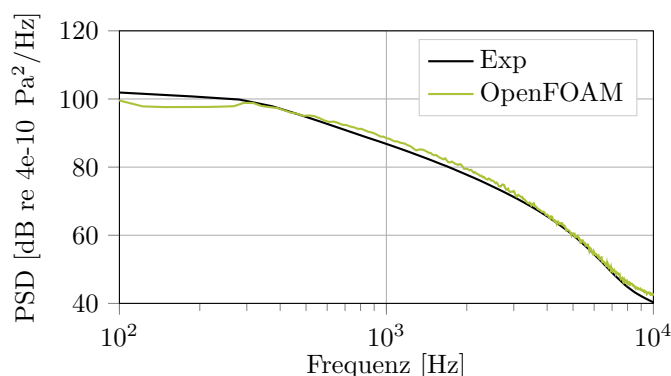


Abbildung 1: In Experiment und Simulation ermittelter Strömungsdruck

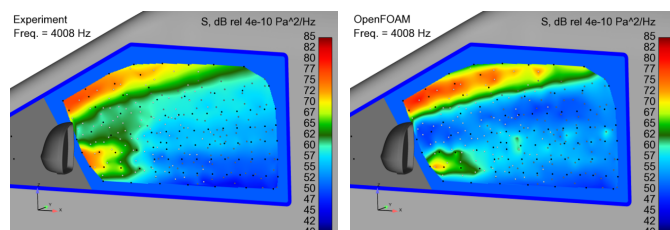


Abbildung 2: Ergebnisse der CFD-Simulation realistischer Lasten; links: Experiment; rechts: Simulation

Mechanische Modelle der Seitenscheibe

Das Ziel der Modellierung ist die Beschreibung der Scheibenschwingungen im SAE-Referenzkörper. Hierbei handelt es sich um einen Probekörper für aerodynamische und -akustische Untersuchungen von Fahrzeugen in Windkanälen.

Die verschiedenen Modelle werden im Frequenzbereich mit der FEM gelöst. Hierbei werden linear elastische Eigenschaften und isotropes Material angenommen. Materialdämpfung wird über den Verlustfaktor η nach Gl. 1 im komplexen Elastizitätsmodul \underline{E} berücksichtigt.

$$\underline{E} = E(1 + j\eta) \quad (1)$$

Modellierung der Einfachverglasung

In Abbildung 3 sind zwei Modellvarianten für die Einfachverglasung (ESG) gezeigt. Links oben ist das 2D-Modell dargestellt. Links unten ist ein 3D-Modell mit

7 Knoten über der Scheibenstärke dargestellt. Das in orange markierte Nodeset ist mit Randfedern in Normalenrichtung der Scheibe belegt. In der Mitte der Scheibe ist der Kraftvektor der Scheibenanregung dargestellt. Es werden 2D-Modelle mit ebenen Schalenelementen (Mindlin-Plattenformulierung) mit quadratischen Ansatzfunktionen sowie 3D-Modelle mit Kontinuums-elementen ebenfalls mit quadratischen Ansatzfunktionen untersucht. Hierbei steht der Einfluss der Randbedingung im Fokus. Über diese werden eine frequenzabhängige Steifigkeit und Dämpfung in das System eingebracht.

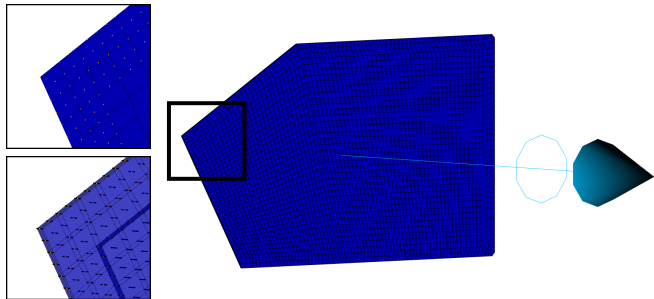


Abbildung 3: FE-Modell der einfach verglasten Automobilscheibe; oben links: Schalenmodell; unten links: 3D-Modell mit 7 Knoten über die Scheibenstärke.

Als Materialdaten der Glasscheibe werden Messdaten sowie Literaturwerte verwendet. Der frequenzabhängige Verlustfaktor der ESG-Scheibe η_{ESG} wird mit Beschleunigungssensoren an einer frei aufgehängten Scheibe experimentell ermittelt. Die Einspannung der Scheibe im SAE-Körper wird mittels Federrandbedingungen modelliert. Hierfür werden die frequenzabhängige Steifigkeit C_Z und Dämpfung η_Z verwendet. Bei den Federelementen handelt es sich um eine diskrete Steifigkeit in Normalenrichtung an den Knoten der Elemente. Über das in Abbildung 3 oben links orange markierte Nodeset werden die Federrandbedingungen auf die Knoten der Elemente am Rand der Scheibe aufgebracht. C_Z und η_Z werden mittels Kurven-Fittings mit gemessenen Admittanzen einer im SAE-Körper eingebauten Scheibe ermittelt.

Die Vernetzung des Modells erfolgt nach Berechnung der Biegewellenlängen für eine maximale Frequenz von 5 kHz mit einer Standard-Elementkantenlänge von 0,01 m. Nach den Erkenntnissen von Voruntersuchungen werden 3 Knoten pro Scheibenstärke verwendet, da sich eine Erhöhung der Knotenanzahl nicht signifikant auf das Ergebnis auswirkt.

Modellierung der Verbundglasscheiben

Die untersuchten Verbund-Sicherheits-Glas-Scheiben (VSG) bestehen aus drei Schichten. Im symmetrischen Aufbau ist eine Dämpfungsschicht von zwei Glasscheiben eingeschlossen. In Abbildung 4 ist eine Modellvariante dargestellt, bei der jede Schicht mit 5 Knoten über der Schichtstärke vernetzt ist. Bei der Modellierung der VSG-Scheibe steht der Vergleich von 2D- und 3D-Modellierung im Fokus.

Für das 3D-Modell werden die Materialdaten der Glasscheibe aus dem ESG-Modell verwendet. Die PVB-

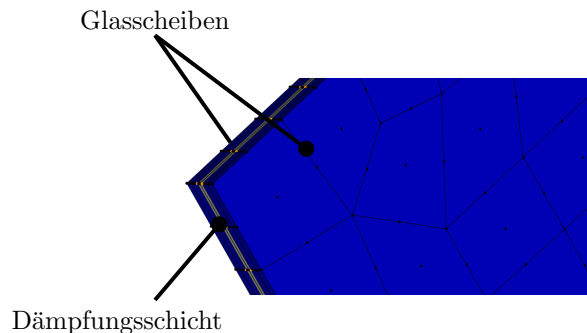


Abbildung 4: Detailansicht des 3D FE-Modells der Verbundglas-Automobilscheibe mit 5 Knoten über jede Schicht.

Schicht wird ebenfalls mit Materialdaten aus Literatur und Experimenten modelliert. Die Dämpfung der PVB-Schicht wird mit Hilfe der Messung der VSG-Scheibe und dem Modell von Ross-Kerwin-Ungar (RKU) [2] iterativ ermittelt. Dabei wird, unter Variation des Verlustfaktors der PVB-Schicht, der nach dem Modell ermittelte homogenisierte Verlustfaktor mit dem gemessenen Verlustfaktor der frei aufgehängten VSG-Scheibe verglichen. Im RKU-Modell wird der Gesamt-Verlustfaktor η wie folgt ermittelt [2]:

$$\eta = \eta_2 \frac{hg}{[1 + (1 + j\eta_2)g]^2 + gh[1 + g(1 + \eta_2^2)]} \quad (2)$$

mit:

$$g = \frac{G'_2}{d_2 k^2} \left(\frac{1}{E_1 d_1} + \frac{1}{E_3 d_3} \right) \quad (3)$$

und:

$$\frac{1}{h} = \frac{B_1 + B_3}{a^2} \left(\frac{1}{E_1 d_1} + \frac{1}{E_3 d_3} \right) \quad (4)$$

Dabei sind E_1 und E_3 die Elastizitätsmoduln und d_1 und d_3 die Dicken der äußeren Glasschichten. Bei η_2 , d_2 und G_2 handelt es sich um den Verlustfaktor, die Dicke und den Schubmodul der Dämpfungsschicht. Die Kenntnis der Materialparameter der Zwischenschicht erlaubt spätere Parametervariationen.

Für die 2D-Modellierung liegen nun alle nötigen Parameter vor. Die Berechnung der komplexen Steifigkeit der VSG erfolgt nach [2]:

$$\underline{B} = (B_1 + B_3) \left(1 + \frac{gh}{1 + g} \right) \quad (5)$$

mit:

$$\underline{g} = g(1 + j\eta_2) \quad (6)$$

Die Dichte wird mit Hilfe der Dichte und Stärke der Glasscheiben und der PVB-Schicht berechnet. Hieraus ergibt sich die Ersatzdichte ρ_{VSG} . Als Dämpfung werden bei der 2D-Modellierung die im Experiment ermittelten Verlustfaktoren verwendet.

Es werden zunächst die Modelle ohne Randbedingung verglichen. Anschließend wird die mit den experimentellen Daten der ESG-Scheibe ermittelte Federrandbedingung auf die VSG-Scheibe aufgebracht.

Ergebnisse

In diesem Kapitel werden die ermittelten Strukturantworten diskutiert. Es werden jeweils die kontinuierlichen Spektren der mittleren Admittanzen aus 5 Punkten, welche mit den Messpunkten im Experiment übereinstimmen, verglichen.

Ergebnisse der Einfachverglasung

In Abbildung 5 sind die Ergebnisse der 2D- sowie der 3D-Berechnungen der ESG-Scheibe dargestellt. Hierbei ist die 3D-Modellierung mit 3 Knoten über der Scheibenstärke erfolgt. Die Erhöhung der Anzahl der Knoten hatte zuvor keinen signifikanten Einfluss auf das Ergebnis. In Abbildung 5 ist zu erkennen, dass eine 2D-Modellierung in diesem Fall tieffrequent zu keiner relevanten Abweichung führt. Mit steigender Frequenz nimmt die Übereinstimmung der Modelle leicht ab.

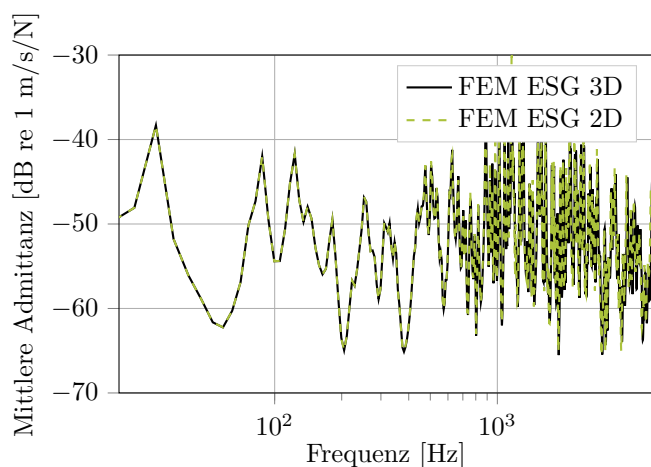


Abbildung 5: Numerische Ergebnisse der mittleren Admittanz der ESG unter Punktlastanregung ohne Federrandbedingung; Vergleich mit 2D Schalenmodell.

In Abbildung 6 wird der Vergleich zwischen 2D- und 3D-Modellierungen der ESG-Scheibe nach Aufbringung der Federrandbedingungen gezeigt. Außerdem werden diese Modellierungen mit dem im Experiment ermittelten Verlauf verglichen. Nach Aufbringen der Federrandbedingung mit frequenzabhängiger Federsteifigkeit und -dämpfung zeigen sich im relevanten Frequenzbereich keine signifikanten Unterschiede zwischen dem 3D- und 2D-Modell. Es liegt hochfrequent bei den Modellen mit Federrandbedingung eine höhere Übereinstimmung vor als bei den Modellen ohne Federrandbedingung. Die auf die Modelle aufgebrachte Federrandbedingung ist mit Hilfe der experimentellen Daten ermittelt. Die graue Kurve zeigt die experimentell ermittelte Admittanz der Scheibe im SAE-Körper, an welche die Kurven der FE-Modelle durch Anpassen der Federrandbedingungen gefittet sind.

Ergebnisse der Verbundglasscheiben

In Abbildung 7 ist das Ergebnis des 2D-RKU-Modells zusammen mit dem des 3D-Modells für die VSG dargestellt. Der Verlauf der mittleren Admittanz stimmt größtenteils sehr gut überein. Das 3D-Modell ist nur minimal steifer als das 2D-Modell.

In Abbildung 8 sind die Ergebnisse der 3D- und 2D-Modellierung der VSG mit Randbedingung dargestellt.

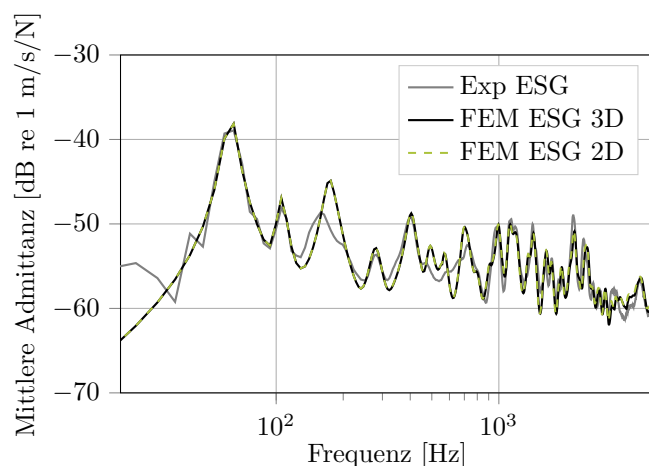


Abbildung 6: Experimentelle und numerische Ergebnisse der mittleren Admittanz der ESG unter Punktlastanregung mit Federrandbedingung; Vergleich mit 2D Schalenmodell.

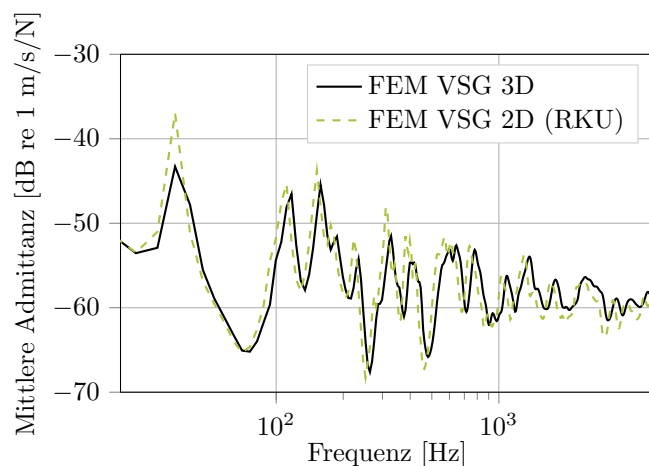


Abbildung 7: Numerische Ergebnisse der mittleren Admittanz der VSG unter Punktlastanregung ohne Federrandbedingung; Vergleich 2D RKU und 3D Modell.

Hierbei werden die Federrandbedingungen aus dem ESG-Modell verwendet. Das Ergebnis des 2D-RKU-Modells liegt auch mit Federrandbedingung sehr nah am Ergebnis des 3D-Modells. In dem Modell wurden 3 Knoten pro Schicht verwendet. Eine Erhöhung der Knotenanzahl pro Schicht zeigte wie beim ESG-Modell keine signifikanten Abweichungen. Somit ist die Homogenisierung möglich und sinnvoll, da die Rechenzeit für die VSG-Modelle um den Faktor 50 reduziert werden kann.

Parametervariation

Die Verwendung des homogenisierten 2D-Modells für die VSG ermöglicht umfangreiche Parametervariationen. Dadurch können an die realen Lasten einer Seitenspiegelkonfiguration und einer Geschwindigkeit angepasste Lösungen für die Scheibenkonfiguration ermittelt werden. In Abbildung 9 werden exemplarisch die beiden Varianten VSG-PVB-75 und VSG-PVB-86 verglichen. Es handelt sich dabei um Verbundglasscheiben mit 0,75 mm sowie 0,86 mm dicker PVB-Schicht. In dem Diagramm sind die gemittelten Schnellen über der Frequenz aufgetragen. Es ist zu erkennen, dass im Bereich um 500 Hz eine Pegel-

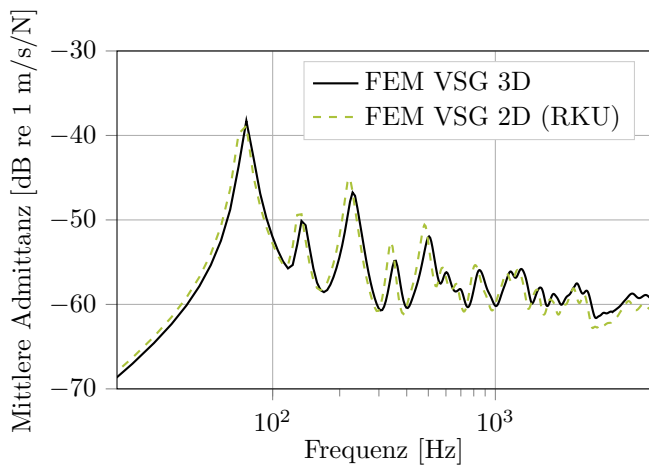


Abbildung 8: Numerische Ergebnisse der mittleren Admittanz der VSG unter Punkt kraftanregung mit Federrandbedingung; Vergleich 2D RKU und 3D Modell

reduktion um mehrere dB erreicht wird. Im tieffrequenten Bereich bewirkt die dickere PVB-Schicht vor allem eine Verschiebung der Schnellenmaxima.

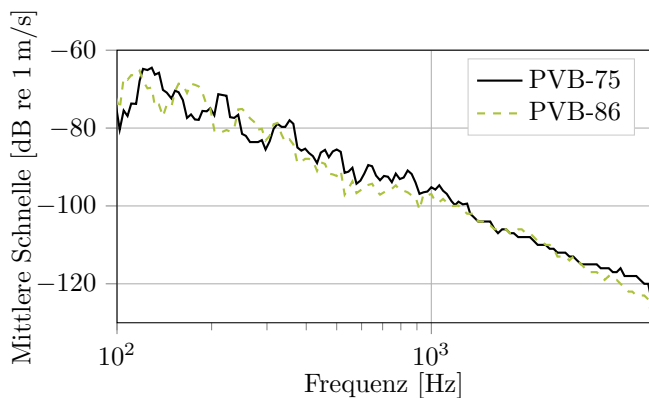


Abbildung 9: Exemplarischer Vergleich der mittleren Schnellen unterschiedlicher Zwischenschichten in 24tel Okta ven

Fazit

Das Schwingverhalten der ESG-Scheibe kann mit den entsprechenden Federrandbedingungen gut nachgebildet werden. Hierfür kann eine rechenzeitparende 2D-Modellierung mit Schalenelementen verwendet werden.

Bei der Modellierung der VSG-Scheibe zeigt sich, dass eine rechenzeitparende 2D-Modellierung mit Hilfe des RKU Modells verwendet werden kann und diese nur geringe Unterschiede zu einer aufwendigen 3D-Modellierung aufweist. Entsprechend kann für die Simulation von typischen VSG-Scheiben in weiteren Studien ein 2D-Modell mit homogenisierten Parametern genutzt werden. Die Homogenisierung kann auf Basis des RKU-Modells erfolgen und liefert sehr gute Ergebnisse. Auch die Übertragung von Federrandbedingungen unter Berücksichtigung der Gesamtsteifigkeit führt keine zusätzlichen Modellfehler bei der Modellreduktion auf eine 2D-Schale ein.

Ausblick

Um die Materialparameter der Glas- und Zwischenschicht der VSG mit höherer Sicherheit zu bestimmen, werden weitere Versuche der frei aufgehängten VSG durchgeführt. Dabei sind im experimentellen Aufbau insbesondere Randeinflüsse zu vermeiden und eine Frequenzabhängigkeit im Gleitmodul der Zwischenschicht zu berücksichtigen. Aufgrund des vorhandenen Unterschieds zwischen gemessenen Verlustfaktoren und Literaturangaben werden außerdem erneute Messungen der Verlustfaktoren an frei aufgehängten ESG- sowie VSG-Scheiben mittels Laservibrometrie durchgeführt, um die Plausibilität der ermittelten Werte zu unterstützen. Eine Validierung der Modelle *ohne* Federrandbedingung ist darüber hinaus ein sinnvoller Zwischenschritt. Eine Variation der Scheiben- oder Dämpfungsschichtstärke mit anschließender Messung der Dämpfung wäre des Weiteren sinnvoll zur Überprüfung der mit Hilfe des RKU-Modells ermittelten Dämpfung der PVB-Schicht.

Der Übertrag der Federrandbedingungen zwischen verschiedenen Modellen kann durch weitere Messungen mit verschiedenen Materialien untersucht werden. Führt der Übertrag der Federrandbedingungen aus dem ESG-Modell auf ein Modell mit einem anderen Material mit bekannten Materialeigenschaften zu guten Ergebnissen bei der Validierung mit experimentellen Daten, so kann zum einen die Annahme bestätigt werden, dass der Übertrag möglich ist. Zum anderen unterstützt dies ebenfalls die Plausibilität der ermittelten Materialeigenschaften der ESG-Scheibe.

Ein erneutes Fitting der Federrandbedingungen auf Basis der gemittelten Admittanzen ohne den Messpunkt, welcher dem Anregungspunkt entspricht, wäre ebenfalls zum Ausschluss potenzieller Fehlerursachen bei der Modellierung der Federrandbedingung sinnvoll.

Literatur

- [1] Blech, C.; Appel, C. K.; Ewert, R.; Delfs, J. W.; Langer, S. C.: Numerical prediction of passenger cabin noise due to jet noise by an ultra-high-bypass ratio engine. *Journal of Sound and Vibration* 464 (2020)
- [2] Müller, G.; Möser, M.: *Taschenbuch der Technischen Akustik*. Springer Verlag, Berlin Heidelberg, 2004
- [3] Langer, S. C.; Antes, H.: Analyses of Sound Transmission through Windows by coupled Finite and Boundary Element Methods. *Acta Acustica united with Acustica* 89 (2003), Seiten 78-85
- [4] Hartmann, M.; Ocker, J.; Lemke, T.; Mutzke, A.; Schwarz, V.; Tokuno, H.; Toppinga, R.; Unterlechner, P.; Wickern, G.: Wind Noise caused by the A-pillar and the Side Mirror flow of a Generic Vehicle Model. *AIAA 2012-2205* (2012)