Reduzierte Modellierung von Verkleidungen zur Vorhersage des Schalldrucks im Fahrzeuginnenraum

Kai Bahrke[1], Lukas Berk[2], Christian Adams[1], Tobias Melz[1,3]

[1] *Technische Universität Darmstadt, Fachbereich Maschinenbau, Fachgebiet Systemzuverlässigkeit, Adaptronik und Maschinenakustik SAM, Magdalenenstr. 4, 64289 Darmstadt*
E-Mail: kai.bahrke@sam.tu-darmstadt.de
[2] *BMW Group, 80788 München*
[3] *Fraunhofer-Institut für Betriebsfestigkeit und Systemzuverlässigkeit LBF, Bartningstraße 47, 64289 Darmstadt*

Einleitung

Mit steigendem Komfort im Fahrzeuginnenraum gewinnt die Akustik an Bedeutung. Hinsichtlich der wirtschaftlichen und ökologischen Rahmenbedingungen wird angestrebt, die Geräusche im Innenraum in frühen Konzeptphasen zu prognostizieren. Dies hat den Vorteil, benötigtes Material und Gewicht für Verkleidungen gezielt optimieren zu können. Bislang können akustische Maßnahmen erst am Fahrzeugprototyp umgesetzt werden. Eine Herausforderung stellt dabei nicht nur die Optimierung hinsichtlich Akustik und Leichtbau, sondern auch die Vielzahl der Ausstattungsvarianten und Betriebszustände eines Fahrzeugs dar. Die Luft im Innenraum eines Fahrzeugs ist in der Regel von verschiedenen Flächen, z. B. Seitentüren, Dachhimmel oder Heckklappe, eingeschlossen und wird als Kavität bezeichnet. Diese Flächen werden durch äußere Anregung, z. B. durch Anbindungen zum Motor, in Schwingung versetzt, wodurch es zur Schallabstrahlung in den Innenraum kommt. Dabei handelt es sich um ein gekoppeltes Fluid-Struktur-System. Mit steigender Komplexität der Fluid-Struktur-Modelle wird die Berechnung aufwändiger und zeitintensiver, weshalb versucht wird, die Komplexität der Modelle zugunsten der Berechnungszeit zu vereinfachen und gleichzeitig die Genauigkeit der Ergebnisse zu verbessern.

Eine mögliche Vereinfachung besteht darin, die Verkleidung nicht vollständig zu modellieren, sondern sie reduziert in der FE-Modellierung einzubinden. Die Gleichung (1)

$$\begin{pmatrix} M_\mathrm{s} & 0 \\ C^\mathrm{T} & M_\mathrm{f} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{u} \\ \ddot{p} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} B_\mathrm{s} & 0 \\ 0 & B_\mathrm{f} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \dot{u} \\ \dot{p} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} K_\mathrm{s} & 0 \\ 0 & K_\mathrm{f} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} u \\ p \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} F \\ 0 \end{pmatrix} \quad (1)$$

beschreibt den Ansatz für schwach gekoppelte Fluid-Struktur-Modelle. Sie beinhaltet die Massenmatrix M, die Dämpfungsmatrix B, die Steifigkeitsmatrix K sowie den Vektor der Anregungskraft F an der Struktur. Der Index s steht für die Struktur und der Index f für das Fluid. Die Variable u bezeichnet die Verschiebungen der Struktur und p die Schalldrücke des Fluides. Die Matrix C^T enthält die Flächennormalen zur Kopplung von Fluid und Struktur an der Kontaktfläche [1].

Ein weiterer Ansatz ist der Einsatz von Patch-Transfer-Funktionen (PTF) [2], mit denen gekoppelte Systeme in mehrere Subsysteme zerlegt werden. Für jedes Subsystem werden die Transferfunktionen oder die Impedanzen bestimmt und die Ergebnisse über Patches an der Kopplungsfläche wieder zusammengeführt.

In diesem Beitrag wird die PTF-Methode anhand einer gelenkig gelagerten Rechteckplatte, die das Außenblech eines Fahrzeugs darstellt, und einer sich daran anschließenden Kavität mit schallharten Wänden angewendet. Dadurch kann der Einfluss einer schwingenden Struktur auf die Kavität bestimmt werden. Die PTF-Methode hat den entscheidenden Vorteil, analytische, numerische oder experimentelle Ergebnisse miteinander kombinieren zu können. Im ersten Schritt wird die Methode in der numerischen Simulation angewendet und mit Fluid-Struktur-Modellen verglichen. In weiteren Schritten können Verkleidungsmaterialien experimentell untersucht werden und die Messergebnisse anschließend in ein numerisches Modell einfließen.

Dynamic Substructuring

Beim Dynamic Substructuring wird ein Gesamtsystem in Teilsysteme, d. h. in Substrukturen, aufgeteilt. Jede Substruktur wird anschließend für sich diskretisiert und analysiert. Anhand definierter Kopplungsstellen werden die einzelnen Ergebnisse zum Gesamtergebnis zusammengeführt. An der Kopplungsstelle müssen bestimmte Bedingungen zur Kopplung erfüllt sein. Davis et al. [3] zeigen die Methode am Beispiel einer Kavität, die an einer Seite mit einer Rechteckplatte abschießt. Schultz et al. [4] nutzen Dynamic Substructuring nicht nur um eine Struktur mit einem Fluid zu einem Gesamtsystem zu koppeln, sondern auch um z. B. das Struktur-Subsystem durch „Entkopplung“ des Fluid-Subsystems vom Gesamtsystem zu ermitteln.

Bei der hier verwendeten Simulationssoftware Simcenter von Siemens werden Substrukturen auch als Superelement bezeichnet. Superelemente haben den Vorteil, dass nur die Komponenten eines Modells neu berechnet werden, die modifiziert werden müssen, wodurch eine komplette Neuberechnung der Simulation vermieden wird. Die Untersuchung in mehreren Subsystemen ist somit effizienter als die Berechnung einer ganzen FE-Baugruppe ohne Anwendung der Subsystem-Methode.

Patch-Transfer-Funktion

Die PTF-Methode basiert ebenfalls auf Dynamic Substructuring, wobei ein komplexes System aus einfach zu berechnenden Subsystemen ersetzt wird. Bei der Verwendung der PTF können die Transferfunktionen der Subsysteme als analytisch berechnete, numerisch berechnete oder experimentell gemessene Funktion vorliegen und anschließend kombiniert

werden. Grialou [5] kombiniert numerische Berechnungen und experimentelle Ergebnisse, um die Schallübertragung von Auspuffgeräuschen in den Fahrzeuginnenraum mithilfe der PTF-Methode zu bestimmen.

Die Grundlagen und Gleichungen der PTF sind bei Ouisse et al. [2] beschrieben und werden an einer Kavität, die in zwei kleinere Kavitäten geteilt wird, deutlich gemacht. Es folgt eine Diskussion zur optimalen Größe der Patches sowie die Anwendung der Methode an einer komplexen Fahrzeugstruktur.

Die Kopplung und Berechnung vibroakustischer Systeme mit der PTF erfolgt in fünf Schritten und wird hier anhand des in Abbildung 1 dargestellten Beispiels einer gelenkig gelagerten Rechteckplatte, an der sich eine Kavität anschließt, erläutert. Der Vorteil dieser Methode besteht darin, dass zwischen Rechteckplatte und Kavität z. B. verschiedene Varianten an Absorptionsmaterial durch Hinzufügen einer weiteren Impedanz getestet werden können, ohne das Gesamtsystem neu modellieren und berechnen zu müssen.

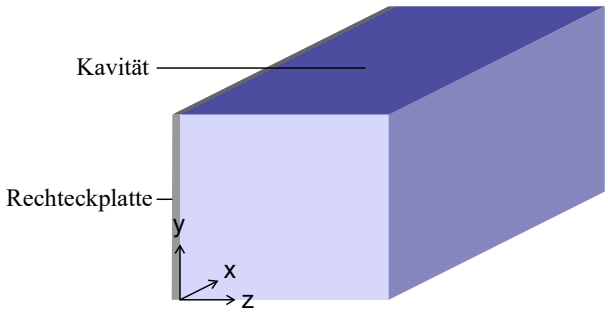

Abbildung 1: Gesamtsystem G bestehend aus den gekoppelten Teilsystemen Struktur S (Rechteckplatte) und Fluid F (Kavität).

Im ersten Schritt wird das Gesamtsystem G in definierte Subsysteme aufgeteilt. In diesem Fall bietet sich an, das Subsystem Struktur S und das Subsystem Fluid F zu definieren. Im nächsten Schritt wird die Kopplungsfläche der beiden Subsysteme S und F, auch als virtuelle Fläche bezeichnet, festgelegt. Abbildung 2 zeigt die virtuelle Fläche, die in N kleinere Teilflächen Γ, die sogenannten Patches, diskretisiert ist. Die Größe der Patches bestimmt die Genauigkeit der Approximation mittels PTF.

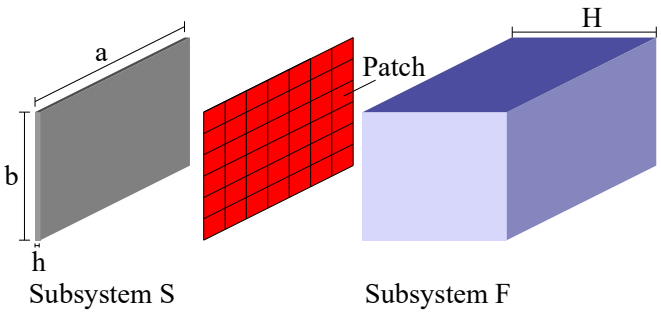

Abbildung 2: Das Subsystem S und das Subsystem F mit der Kopplungsfläche, die in Patches **Γ** unterteilt ist.

Im dritten Schritt wird jedes ungekoppelte Subsystem für sich betrachtet und die Eigenschaften der Patches bestimmt. Im Subsystem F befindet sich zwar keine Schallquelle, jedoch wirkt jedes Patch Γ_i^{F} wie eine Quelle mit einem Druck p_i^{F}. Das Subsystem S wird von einer äußeren Kraft F angeregt, wodurch die gelenkig gelagerte Rechteckplatte mit der Schwinggeschwindigkeit v_i^{S} schwingt.

Im vierten Schritt werden die Bedingungen für die Kopplung definiert. Für jedes Patch Γ_i der Subsysteme S und F gilt:

$$v_i^{\mathrm{F}} = v_i^{\mathrm{S}} \tag{2}$$

Im letzten Schritt soll der Schalldruck an einer bestimmten Position L in der Kavität ermittelt werden, es gilt

$$p_L^{\mathrm{F}} = Z_{i\to L}^{\mathrm{F}} v_i. \tag{3}$$

$Z_{i\to L}^{\mathrm{F}}$ wird als Patch-zu-Punkt-Impedanz bezeichnet.

Numerische Simulation an einer gelenkig gelagerten Rechteckplatte mit Kavität

Gegenstand der numerischen Simulation ist eine allseits gelenkig gelagerte Rechteckplatte aus Aluminium, die auf einer Akustikbox befestigt ist. Die Eigenschaften der Rechteckplatte, die der Tabelle 1 zu entnehmen sind, stammen aus [6].

Tabelle 1: Eigenschaften der Rechteckplatte

	Wert	Einheit
E-Modul E	$71{,}19 \cdot 10^9$	$\mathrm{N\,m^{-2}}$
Dichte ρ	2671,71	$\mathrm{kg\,m^{-3}}$
Poissonzahl μ	0,3275	-
Länge a	0,87	m
Länge b	0,62	m
Dicke h	0,005	m

In der Tabelle 2 sind die Eigenschaften der Kavität der Akustikbox aufgelistet [7]. Die Wände der Akustikbox werden als ideal schallhart angenommen, d. h. der Luftschall wird vollständig reflektiert. Als Fluid wird Luft bei 20 °C Raumtemperatur angenommen.

Tabelle 2: Eigenschaften der Kavität

	Wert	Einheit
Schallgeschwindigkeit c	343	$\mathrm{m\,s^{-1}}$
Dichte ρ	1,2	$\mathrm{kg\,m^{-3}}$
Länge a	0,87	m
Länge b	0,62	m
Höhe H	0,75	m

Die Rechteckplatte wird in Simcenter Nastran als Schale mit dem 2D-Mesh-Element CQUAD8 modelliert. Die Größe von ca. 50 mm für das Mesh-Element ist so gewählt, dass die Abweichung der Eigenfrequenzen zur doppelten Mesh-Element-Größe weniger als 0,1 % beträgt. Die Anzahl der Elemente beträgt somit $17 \cdot 12 = 204$.
Das Fluid wird mit dem 3D-Mesh-Element CHEXA20 diskretisiert. Die Größe des Elements muss aufgrund des großen Volumens beschränkt werden, da eine Halbierung der Elementgröße eine Verachtfachung der Elementanzahl bedeutet. Daher wird das Element auf ca. 50 mm festgelegt, wodurch die Anzahl der Gesamtelemente bei $17 \cdot 12 \cdot 15 = 3060$ liegt. Es werden sechs Elemente pro Wellenlänge berücksichtigt, wodurch eine Auswertung bis etwa 1000 Hz möglich ist.

Die Vernetzung der Modelle ist abhängig vom ausgewählten Element und von der Größe der einzelnen Elemente. Die Werte dieser Parameter stammen aus einer Konvergenzstudie.

Die Ergebnisse der numerische Modalanalyse für die Struktur und das Fluid werden im Folgenden erläutert. Abbildung 3 zeigt die Eigenfrequenzen für die Rechteckplatte und die Kavität. Im Frequenzbereich bis zur ersten Eigenfrequenz der Kavität sind bereits 5 Eigenfrequenzen der Rechteckplatte vorhanden. Im Bereich um 530 Hz bis 580 Hz ist die Modendichte gleich. Ab 580 Hz ist Modendichte des Fluids im Vergleich zur Struktur höher. Im Frequenzbereich bis 1000 Hz gibt es 68 Fluidmoden und 28 Strukturmoden. Die Zahl der Fluidmoden hat sich mehr als verdoppelt. Dies zeigt, dass Systeme mit Fluidmoden schnell komplex werden können.

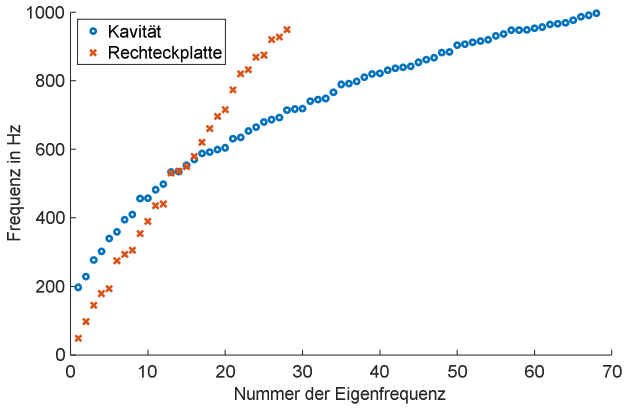

Abbildung 3: Vergleich der Anzahl der Eigenfrequenzen für die Rechteckplatte und die Kavität

Die Abbildung 4 zeigt die Eigenmoden 1 bis 6 und die dazugehörigen Eigenfrequenzen der gelenkig gelagerten Rechteckplatte. Die Modenbezeichnung erfolgt nach der Anzahl der Schwingungsbäuche in x- und y-Richtung. Die Eigenfrequenzen zeigen eine gute Überstimmung mit [6]. Beispielsweise beträgt die prozentuale Abweichung für die erste Eigenfrequenz weniger als 0,1 %.

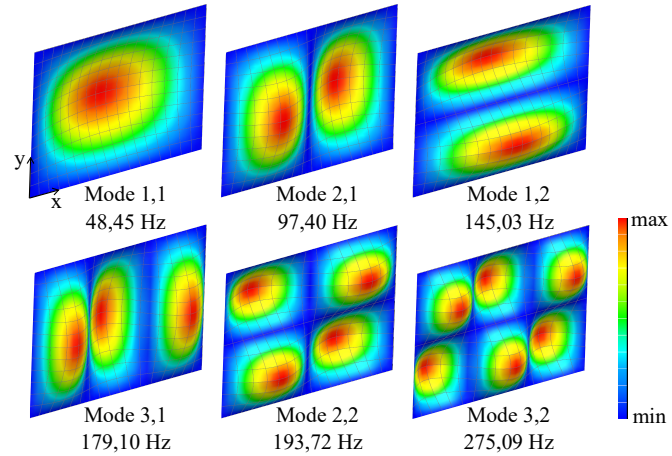

Abbildung 4: Eigenmoden 1 bis 6 der gelenkig gelagerten Rechteckplatte

In der Abbildung 5 sind die Eigenmoden und die Eigenfrequenzen der Kavität dargestellt. Die Bezeichnung der Moden erfolgt nach Anzahl der Knotenlinien (hellgrüner Bereich) in x-, y- und z-Richtung. Die prozentuale Abweichung zu den Eigenfrequenzen aus [7] beträgt etwa 1 % und zeigt daher gute Übereinstimmung. Durch die Kopplung der beiden Subsysteme Struktur und Fluid wird bei denjenigen Eigenfrequenzen eine hohe gegenseitige Beeinflussung erwartet, bei denen die Eigenfrequenzen von Rechteckplatte und Fluid nah beieinanderliegen.

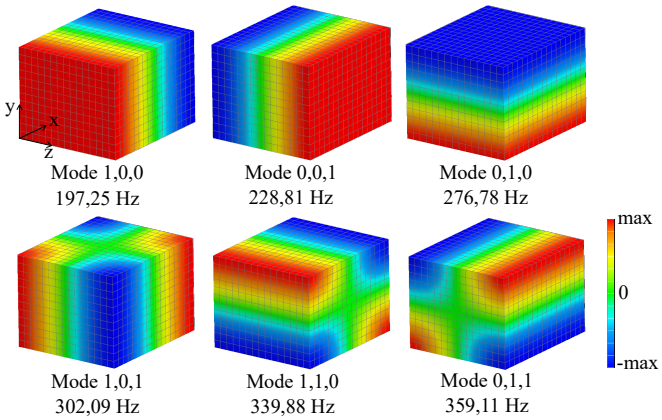

Abbildung 5: Eigenmoden 1-6 der Kavität

Zur Bestimmung der Transferfunktionen wird in Simcenter eine harmonische Analyse durchgeführt und für beide Subsysteme separat gelöst. Dazu wird die Rechteckplatte an der Position P (0,1 m|0,1 m) mit der Betragskraft F von 1 N harmonisch in der z-Achse angeregt. Die Anregungsposition ist so gewählt, dass die Kraft nicht auf eine Knotenlinie fällt und somit möglichst viele Resonanzfrequenzen angeregt werden.

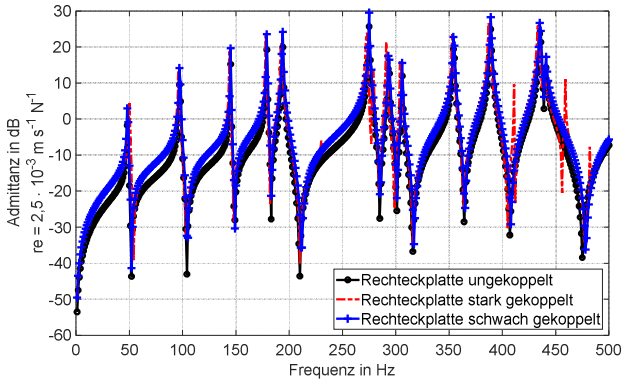

Abbildung 6: Eingangsadmittanz der gekoppelten und ungekoppelten Rechteckplatte an der Position P

Abbildung 6 zeigt den Verlauf von drei Eingangsadmittanzen H_i^S, den Quotienten von der Schwinggeschwindigkeit des angeregten Patches v_i^S an der Position P zur Kraftanregung von 1 N. Die Schwinggeschwindigkeit wird über die Fläche des Patches als konstant angenommen. Die Admittanzen von einer gekoppelt berechneten Rechteckplatte sind meist größer als bei der ungekoppelten Rechteckplatte. Bei der stark gekoppelten Rechteckplatte, d. h. der Einfluss der Kavität auf die Struktur wird nicht vernachlässigt, treten zusätzliche Resonanzfrequenzen durch das Fluid auf. Diese liegen z. B. bei 230 Hz, 279 Hz, 411 Hz, 459 Hz und 482 Hz und sind unterschiedlich stark ausgeprägt.

Die Größe eines Patches sowie die Eigenmoden der Struktur haben maßgeblichen Einfluss auf die Schwinggeschwindigkeit und somit auch auf die Schallabstrahlung in die Kavität. Die Patchgröße entspricht in diesem Fall der Elementgröße. Eine optimale Patchgröße kann ebenfalls in Konvergenzstudien ermittelt werden und sollte kleiner als die halbe Wellenlänge sein [2]. In der Kavität wird an der Stelle L (0,1 m|0,1 m|0,65 m) ein „Mikrofonpunkt“ definiert, an dem der Schalldruck p_L ermittelt wird. Im Innenraum eines Fahrzeugs entsprechen typische Mikrofonpunkte den Ohrpositionen der Fahrzeuginsassen. Der Schalldruck p_L entsteht durch Superposition der Schalldrücke $p_{L,i}$, die durch Anregung eines Patches Γ_i^{F} mit der Schwinggeschwindigkeit v_i^{F} erzeugt werden. Dazu wird die akustische Impedanz nach Gleichung (3) verwendet. In der Abbildung 7 wird das Ergebnis der PTF mit einer gekoppelten Fluid-Struktur Simulation verglichen. Es ist zu erkennen, dass die Lage der Resonanzfrequenzen und die Schalldruckpegel im Bereich der ersten Resonanzfrequenz für alle vier Kurven sehr gut übereinstimmen.

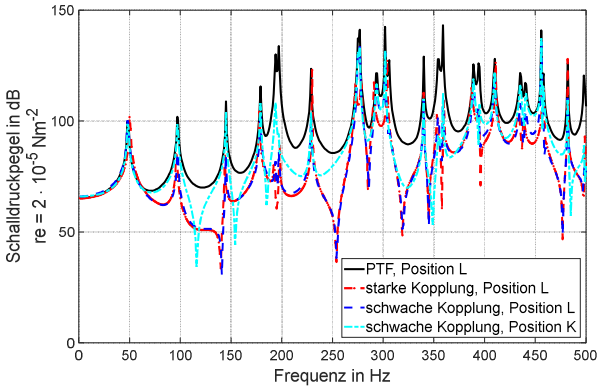

Abbildung 7: Vergleich der Schalldrücke an der Mikrofonposition L mit PTF-Methode und mit Fluid-Struktur-Simulation

Bei weiterer Betrachtung des aus der PTF-Methode berechneten Schalldruckpegels sind gegenüber den gekoppelt berechneten Pegeln deutliche Abweichungen in der Amplitude zu sehen. Bei der Frequenz um 200 Hz ist der Einfluss auf den Schalldruckpegel durch die Überlagerung der Resonanzfrequenz von Rechteckplatte und Kavität zu erkennen. Zwischen den Kurven der schwachen und starken Kopplung sind dagegen nur geringe Unterschiede zu verzeichnen. Die Resonanzfrequenzen bei 230 Hz und 482 Hz zeigen, dass die Kavität an diesen Frequenzen einen maßgeblichen Einfluss auf den Schalldruckpegel hat. An der Position K (0,1 m|0,1 m|0 m) wird der Schalldruckpegel direkt an der Kopplungsfläche berechnet. Es zeigt sich eine bessere Übereinstimmung mit der PTF, z. B. anhand der ersten vier Resonanzfrequenzen. Daher wird vermutet, dass eine Simulation des Fluids mit Absorption und erhöhter Dämpfung bessere Ergebnisse liefert.

Zusammenfassung und Ausblick

In diesem Beitrag wird die PTF auf eine gelenkig gelagerte Rechteckplatte mit angeschlossener Kavität angewendet und mit einem gekoppelten Fluid-Struktur-Modell verglichen. Durch das Zwischenschalten weiterer Impedanzen können zwischen Fluid und Struktur Verkleidungen, beispielsweise in Form von Schwerfolien oder Anti-Dröhnschichten, berücksichtigen werden. Dies setzt jedoch die Kenntnis der Materialeigenschaften der entsprechenden Verkleidungen voraus. Die Ergebnisse sollen in experimentellen Untersuchungen validiert werden. In weiteren Arbeiten wird die Rechteckplatte mit komplexeren Innenverkleidungen erweitert und untersucht.

Literatur

[1] Zeller, P.: Handbuch der Fahrzeugakustik. Springer Verlag, Wiesbaden, 2018

[2] Ouisse, M.: Patch transfer functions as a tool to couple linear acoustic problems. ASME, Journal of Vibration and Acoustics 127 (5), 458-466, 2005

[3] Davis, R. B., Schultz, R.: Coupling acoustic-structure systems using dynamic substructuring. In: Dynamics of coupled structures, Vol. 4, Conference proceeding of the society for experimental mechanics series, Orlando, Florida, USA, 12.-15. Februar 2018

[4] Schultz, R., Davis, R. B.: Dynamic substructuring applied to the decoupling of acoustic-structure systems. In: Dynamics of coupled structures, Vol. 4, Conference proceeding of the society for experimental mechanics series, Orlando, Florida, USA, 12.-15. Februar 2018

[5] Grialou, M.: Vibro-acoustics substructuring: Combining simulations and experimental identification of subdomains for low frequency vehicle acoustics. Dissertation, Université de Lyon, Lyon, Frankreich, 2018

[6] Adams, C.: Similitudes and sensitivities as contributions to scaling laws in machine acoustics. Dissertation, Technische Universität Darmstadt, Darmstadt, 2019

[7] Thyes, C.: Akustische Maskierung mittels aktiver Strukturen. Dissertation, Technische Universität Darmstadt, Darmstadt, 2015