Betrachtung der Schallleistungsflüsse körperschalltragender Strukturen mit gekoppeltem Fluid

Sebastian Rothe[1], Sabine C. Langer[1]

[1] *Institut für Akustik, 38106 Braunschweig, Deutschland, Email: sebastian.rothe@tu-braunschweig.de*

Einleitung

Ein wesentlicher Schritt beim Lärmarmen Konstruieren ist die Identifikation geeigneter Bereiche zur Platzierung konstruktiver Maßnahmen, wie beispielsweise die Applikation von Dämpfungsfolien, Sicken oder Punktmassen. Voraussetzung hierfür ist eine aussagekräftige physikalische Größe, auf welcher diese Entscheidung getroffen werden kann.

Eine geeignete Möglichkeit ist die Analyse der Schallleistungsflüsse des betrachteten Systems, welche Informationen darüber liefern, über welchen Pfad sich der Schall ausbreitet. Die für den Körperschallfluss repräsentative Größe ist die Strukturintensität (STI). Die äquivalente Größe im Fluid ist die Schallintensität. In der Literatur konnte bereits gezeigt werden, dass sich der aktive Anteil der Strukturintensität als geeignete Größe zur Identifikation von Modifikationspositionen eignet [1, 2, 3, 4]. Das Ziel der Modifikationen ist hierbei in der Regel die Reduktion der abgestrahlten Schallleistung.

Die Berechnung der STI wird jedoch häufig ohne das umgebene Fluid durchgeführt und die äquivalent abgestrahlte Schallleistung (ERP), welche den Abstrahlgrad unberücksichtigt lässt, als Bewertungsgröße herangezogen. Es stellt sich daher die Frage, welche Einflüsse die Abstrahlcharakteristik der Struktur, die insbesondere unterhalb der Koinzidenzfrequenz stark variiert, auf den Verlauf der Körperschallflüsse in der Struktur hat und damit unberücksichtigt bleiben.

In diesem Beitrag werden dazu numerische Untersuchungen an einer generischen körperschalltragenden Plattenstruktur durchgeführt. Die Struktur wird direkt mit dem umgebenden Fluid gekoppelt, um den Anteil und den Übertragungspfad des Körperschalls in das Fluid zu identifizieren. Zum Vergleich werden die Körperschallflüsse ohne Berücksichtigung des Fluids herangezogen.

Schallintensitäten

Schallintensitäten beschreiben im Allgemeinen die auf eine Fläche bezogene Schallleistung. Es handelt sich dabei um vektorielle Größen, die eine Aussage darüber liefern, wo und in welche Richtung Schallenergie im betrachteten System fließt.

Die komplexe Schallintensität $\vec{\underline{I}}$ in der Luft kann im zeitlichen Mittel für periodische Vorgänge nach [5] über das Produkt aus komplex konjugierter Schallschnelle $\vec{\underline{v}}^*$ und komplexem Schalldruck $\underline{p}$ bestimmt werden:

$$\vec{\underline{I}} = \frac{1}{2}\underline{p} \cdot \vec{\underline{v}}^* \quad . \tag{1}$$

In Festkörpern wird der Spannungszustand über den Spannungstensor $\underline{\mathbf{S}}$ beschrieben. Dieser geht in die Berechnung der Schallintensität in Festkörpern ein. Das Produkt aus dem komplexen Spannungstensor und dem komplex konjugierten Schnellevektor $\vec{\underline{v}}^*$ wird als Strukturintensität (STI) $\vec{\underline{I_S}}$ bezeichnet [6]:

$$\vec{\underline{I_S}} = -\frac{1}{2}\underline{\mathbf{S}} \cdot \vec{\underline{v}}^* \quad . \tag{2}$$

Bei plattenartigen Strukturen kann der Energiefluss in Dickenrichtung vernachlässigt werden und die über die Plattendicke integrierte STI herangezogen werden. Im Frequenzbereich entspricht dies dem Kreuzleistungsspektrum der Schnittgrößen [7, 8]. Es ergibt sich eine komplexwertige vektorielle Größe, die in einen aktiven (Realteil) und einen reaktiven (Imaginärteil) Anteil aufgeteilt werden kann. Bei der in der Literatur beschriebenen Identifikation geeigneter Bereiche zur Maßnahmenplatzierungen auf Basis der STI wird fast ausschließlich der aktive Anteil der STI betrachtet. Nur dieser Anteil beschreibt den Energiefluss von der Quelle zur Senke [7, 2]. Es wird zudem davon ausgegangen, dass die Platzierung von Maßnahmen zur Reduktion der abgestrahlten Schallleistung in Bereichen hoher aktiver STI sinnvoll ist. Die Berechnung der STI basiert hierbei allerdings fast immer auf einem reinen Strukturmodell ohne umgebendes Fluid. Das heißt, dass das Abstrahlverhalten der Struktur unberücksichtigt bleibt. Unterhalb der Koinzidenzfrequenz kommt es jedoch zur Ausbildung unterschiedlicher Schallabstrahlungstypen, die eine nicht gleichmäßig verteilte Einkopplung der Körperschallenergie in das Fluid zur Folge haben. In den folgenden Abschnitten wird daher untersucht, welchen Einfluss das Abstrahlverhalten auf den Körperschallfluss in der Struktur hat.

Untersuchungsmodell

Zur Klärung der Fragestellung werden Untersuchungen an einer gelenkig gelagerten Rechteckplatte aus Stahl durchgeführt. Diese wird mit einer Einzelkraft F im Maximum des Steuerbarkeitsindex zwischen 0 und 2000 Hz harmonisch angeregt. Abbildung 1 zeigt eine Prinzipskizze des Modells.

Als umgebendes Fluid wird Luft bei Raumtemperatur (20 °C) angenommen. Die geometrischen Abmessungen sowie Material- bzw. Modelldaten der Platte sowie des umgebenden Fluids sind übersichtlich in Tabelle 1 zusammengefasst.

Das Modell wird mit der Finiten-Elemente-Methode berechnet. Hierzu wird die Struktur mit quadratischen

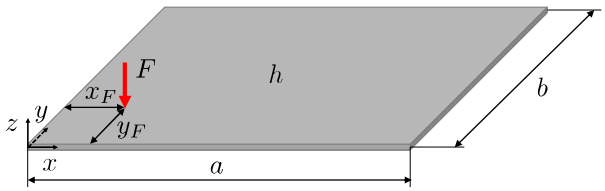

Abbildung 1: Prinzipskizze des betrachteten Plattenmodells.

Tabelle 1: Übersicht der Modelldaten.

Parameter	Symbol	Wert
Länge	a	$1,0\,\mathrm{m}$
Breite	b	$0,65\,\mathrm{m}$
Dicke	h	$0,006\,\mathrm{m}$
x-Koord. Kraftanregung	x_F	$0,075\,\mathrm{m}$
y-Koord. Kraftanregung	y_F	$0,075\,\mathrm{m}$
Kraft	F	$1\,\mathrm{N}$
Stahl		
E-Modul	E	$2,1\mathrm{e}11\,\mathrm{N/m^2}$
Poisson-Zahl	ν	$0,3$
Dichte	ϱ	$7850\,\mathrm{kg/m^3}$
Strukturdämpfung	η	$0,001$
Luft (20 °C)		
Kompressionsmodul	K	$1,01\mathrm{e}5\,\mathrm{N/m^2}$
Dichte	ϱ_L	$1,204\,\mathrm{kg/m^3}$
Schallgeschwindigkeit	c_0	$343,42\,\mathrm{m/s}$

Schalenelementen (8 Knoten) und das Fluid mit quadratischen Volumenelementen (20 Knoten) vernetzt. Bei der Elementdiskretisierung wird darauf geachtet, dass die minimal auftretenden Wellenlängen mit mindestens 10 Punkten pro Biegewellenlänge abgebildet werden. Das umgebende Fluid wird als Halbkugel über der Struktur modelliert und direkt mit dem Fluid gekoppelt. Zudem werden nicht reflektierende Randbedingungen für die Halbkugelfläche definiert, um die Abstrahlung in ein Freifeld zu simulieren. Ein exemplarisches Bild des FE-Modells ist in Abbildung 2 gezeigt.

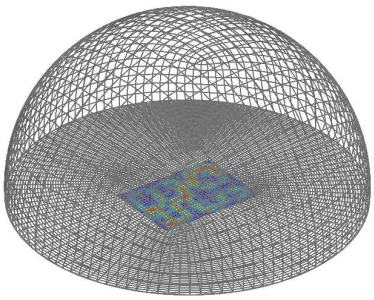

Abbildung 2: FE-Modell der Rechteckplatte mit gekoppeltem Fluid.

Abstrahlverhalten von Rechteckplatten

Im Folgenden wird das Abstrahlverhalten der Rechteckplatte analysiert. Hierzu wird der abgestrahlte Schallleistungspegel L_P sowie der Abstrahlgrad σ über der Frequenz f berechnet. Die resultierenden Frequenzgänge sind in Abbildung 3 dargestellt.

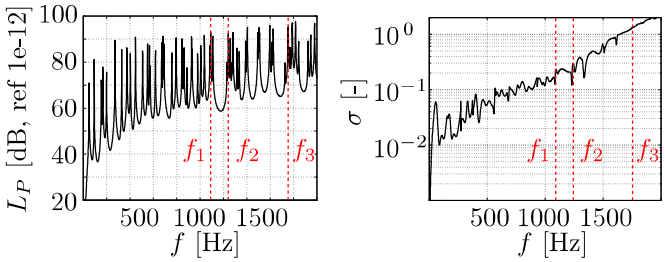

Abbildung 3: Abgestrahlter Schallleistungspegel sowie Abstrahlgrad der betrachteten Rechteckplatte über der Frequenz; Markierung (rote Strichlinien) der im Detail betrachteten Frequenzstellen $(1-3)$.

Es werden drei exemplarische Frequenzstellen (Resonanzen) unterhalb der Koinzidenzfrequenz ($f_c = 1999\,\mathrm{Hz}$) ausgewählt. Hierfür werden die dazugehörige Verteilung der quadratischen Oberflächenschnelle v_S^2 in Normalenrichtung der Platte sowie die daraus resultierende Verteilung der Luftschall(wirk)intensität I, die dem Realteil der komplexen Schallintensität $\mathrm{Re}\{\underline{\vec{I}}\}$ in Normalenrichtung entspricht, im Nahfeld berechnet. Die Ergebnisse sind in Abbildung 4 dargestellt.

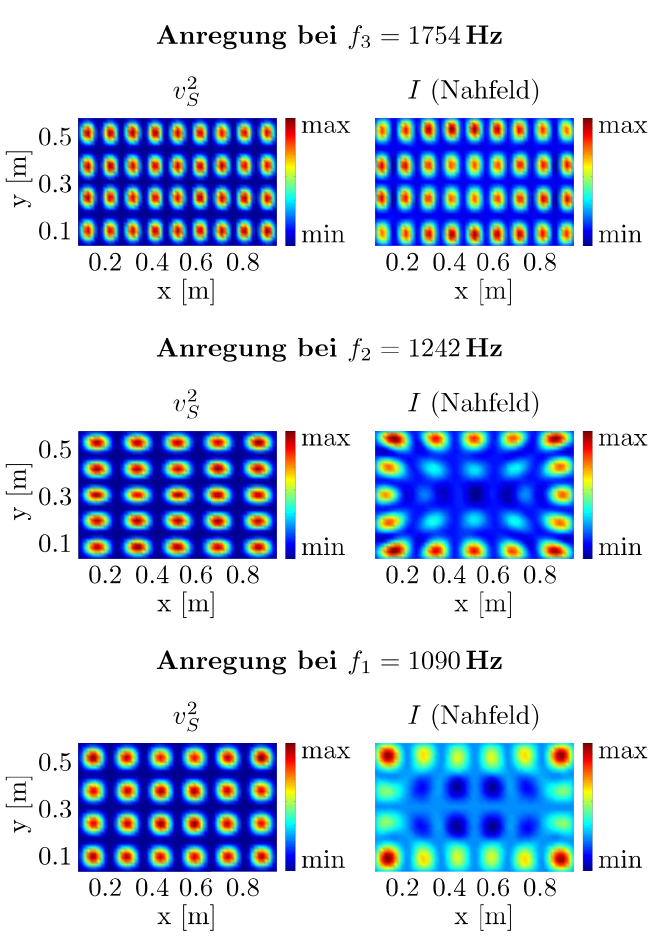

Abbildung 4: Verteilung der quadratischen Oberflächenschnelle der Rechteckplatte (links) und der dazugehörigen Schallwirkintensität im Fluid direkt vor der Platte (rechts) bei unterschiedlichen Resonanzfrequenzen (vgl. Abbildung 3).

Es wird deutlich, dass in der Nähe der Koinzidenzfrequenz ($f_3 = 1754\,\text{Hz}$, $\sigma \approx 1$) die gesamte Platte nahezu gleich verteilt Schall abstrahlt (Flächenstrahler). Es werden keine Bereiche sichtbar, in denen die Einkopplung der Körperschallenergie ins Fluid vornehmlich stattfindet. Weiter unterhalb der Koinzidenzfrequenz ($\sigma < 1$) bilden sich bei $f_2 = 1242\,\text{Hz}$ ein Randstrahler und bei $f_1 = 1090\,\text{Hz}$ ein Eckenstrahler aus. Der Energiefluss findet verstärkt in den Rand- bzw. Eckenbereichen statt. Diese Bereiche können somit als Senken des Körperschalls in das Fluid betrachtet werden und sollten nach Definition der aktiven STI (Energiefluss von Quelle zur Senke) einen Einfluss auf dessen Verteilung haben.

Beispielhaft wird dies im weiteren Verlauf an der 5x5 Schwingform ($f_2 = 1242\,\text{Hz}$) der Rechteckplatte untersucht. Um den Einfluss des Strahlertypens unabhängig von dessen Schwingform analysieren zu können, wird eine zweite, dickere Rechteckplatte ($h = 8\,\text{mm}$) simuliert. Hierbei liegt die 5x5 Schwingform aufgrund der höheren Biegesteifigkeit im höheren Frequenzbereich ($f_4 = 1656\,\text{Hz}$). Es resultiert ein anderes Abstrahlverhalten (Flächenstrahler), welches vergleichend in Abbildung 5 für beide Rechteckplatten dargestellt ist.

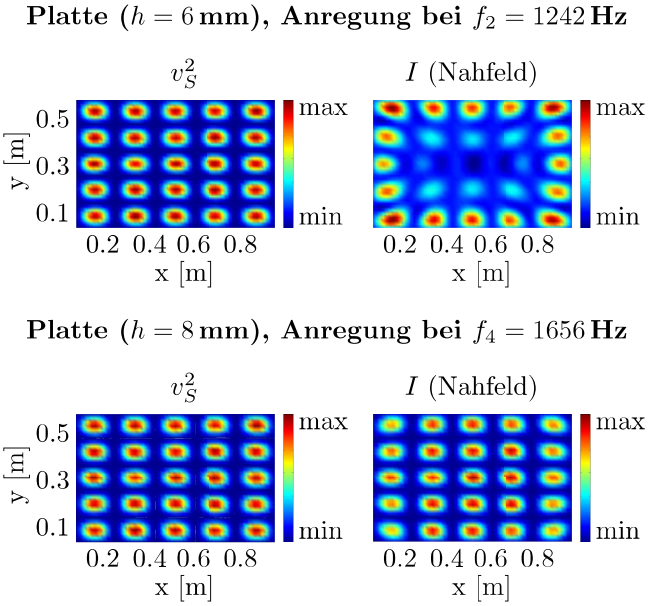

Abbildung 5: Vergleich des Abstrahlverhaltens der 5x5 Schwingform unterschiedlich dicker Platten.

STI mit und ohne gekoppeltem Fluid

Wie im vorangegangenen Abschnitt beschrieben, werden die Verteilungen der STI der 5x5 Schwingform mit und ohne gekoppeltes Fluid berechnet und gegenübergestellt. In Abbildung 6 ist der Vergleich der gedämpften 6 mm Rechteckplatte mit und ohne Fluid gezeigt. Es wird deutlich, dass es zu keiner Änderung des qualitativen Verlaufes der Leistungsflüsse bei Kopplung mit dem Fluid kommt. Quantitativ reduziert sich die Leistung (aktiv/reaktiv) in der Struktur bei Fluidkopplung, da ein Teil der Energie ins Fluid abfließt.

Um den Einfluss der Senken durch Strukturdämpfung zu vermeiden, wird in einem nächsten Schritt die Dämpfung

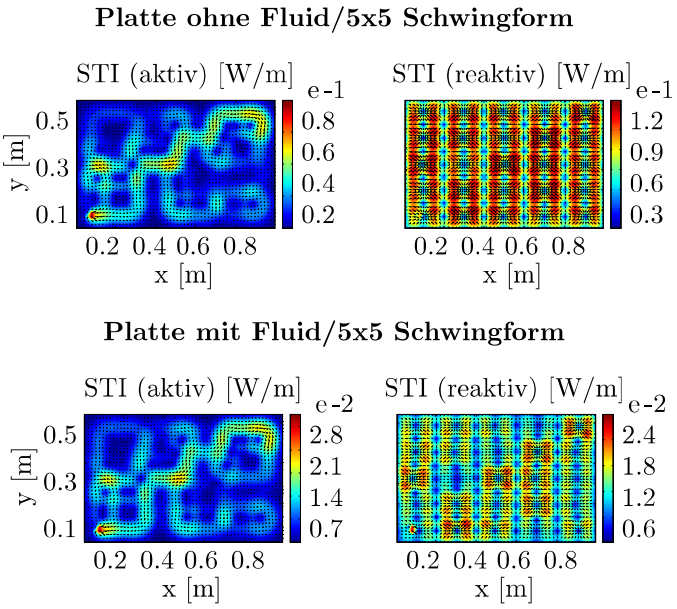

Abbildung 6: Verteilung der STI (aktiv/reaktiv) der 5x5 Schwingform der 6 mm Rechteckplatte mit und ohne Fluidkopplung.

in der Platte zu Null gesetzt ($\eta = 0$). Bei der Kopplung mit dem Fluid sollten daher nur die durch das Abstrahlverhalten auftretenden Senken im System vorhanden sein. Die vergleichenden Ergebnisse zeigen die Abbildung 7. Wie zu erwarten war, wird der aktive Anteil der STI in der Platte ohne Strukturdämpfung und ohne Fluidkopplung zu Null. Die gesamte Energie steckt als Blindleistung im System.

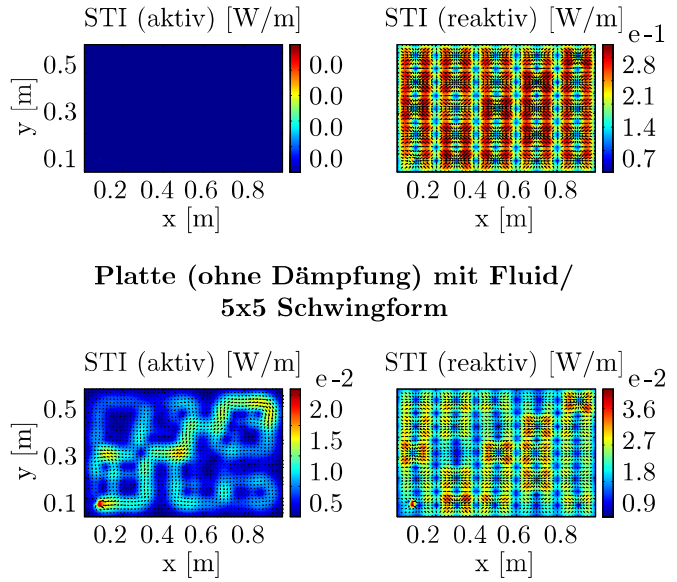

Abbildung 7: Verteilung der STI (aktiv/reaktiv) der 5x5 Schwingform der 6 mm Rechteckplatte mit und ohne Fluidkopplung (ohne Strukturdämpfung).

Wird nun diese Platte mit dem Fluid gekoppelt berechnet, stellt sich die gleiche qualitative Verteilung der STI ein, als würde sie ohne Fluid und mit Strukturdämpfung

berechnet werden. Auch hier wird keine Korrelation zwischen STI-Verlauf und Strahlertyp sichtbar.

Als zusätzliche Untersuchung wird die STI-Verteilung der 5x5 Schwingform mit unterschiedlicher Abstrahlcharakteristik (vgl. Abbildung 5) und ausschließlich dem direkt gekoppelten Fluid als Senke berechnet. Die Ergebnisse sind in Abbildung 8 visualisiert.

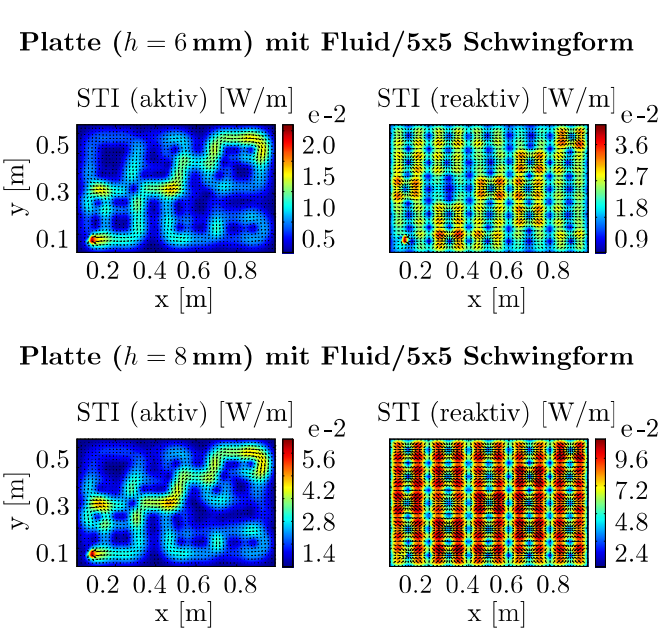

Abbildung 8: Vergleich der STI-Verteilung (aktiv/reaktiv) der 5x5 Schwingform unterschiedlich dicker Rechteckplatten mit Fluidkopplung (ohne Strukturdämpfung).

Auch bei diesem Vergleich zeigt sich kein signifikanter Einfluss der Abstrahlcharakteristik auf den qualitativen Verlauf der aktiven sowie reaktiven STI.

Zusammenfassung und Ausblick

Das Ziel der Untersuchungen in diesem Beitrag war es, den Einfluss der Abstrahlcharakteristik (Orte der Energieeinkopplung des Körperschalls in das Fluid) auf den Verlauf der STI in der Struktur zu analysieren.

Werden die Orte erhöhter Schallabstrahlung als Senken betrachtet, so sollte die aktive STI, welche den Pfad des Körperschalls von der Quelle zur Senke repräsentiert, von den Abstrahlsenken beeinflusst werden. Hierfür wurde ein FE-Modell einer Rechteckplatte mit gekoppeltem Fluid aufgebaut und berechnet.

Die Ergebnisse am Plattenbeispiel zeigen keine signifikante Änderung des qualitativen Verlaufs der STI (aktiv und reaktiv) bei direkter Kopplung mit dem Fluid und der damit berücksichtigten Abstrahlcharakteristik der Struktur. Es ist auch dann keine Änderung bzw. Korrelation mit dem Strahlertypen sichtbar, wenn im System als einzige Senke das Fluid (Abstrahlung ins Freifeld) vorhanden ist und die Strukturdämpfung zu Null gesetzt wird.

Dies lässt den Schluss zu, dass der Verlauf der STI von den Schwingungsmoden dominiert wird. Ein weiterer Grund könnte die sehr geringe Dämpfung durch Abstrahlung sein. Eben dieser – wenn auch sehr geringe – Anteil der Gesamtleistung im System wird vom Menschen am Ohr wahrgenommen und soll daher reduziert werden. Folglich scheint die STI eine weniger geeignete Größe zur Identifikation von Modifikationsbereichen zu sein, welche das Abstrahlverhalten verbessern sollen.

Die Ergebnisse an der punkterregten generischen Plattenstruktur zeigen, dass die aktive STI nur die Körperschallausbreitung in der Struktur widerspiegelt und sich daher insbesondere zum Auffinden von optimalen Positionen für Dämpfungs- und Dämmungsmaßnahmen (z.B. der Platzierung von Dämpfungsfolien, Sicken, Rippen) eignet (Verbesserung des Übertragungsverhaltens).

In weiteren Studien sollten komplexere Geometrien, die zu einem asymmetrischen und wesentlich komplexeren Abstrahlverhalten führen, untersucht werden. Zudem könnten durch gezielte Modifikation der Plattenstruktur und des Fluids die Dämpfung durch Abstrahlung gezielt vergrößert werden.

Literatur

[1] Kuhl, S.: Gezielte Leitung von Körperschall unter Zuhilfenahme der Strukturintensitätsrechnung. Dissertation, TU Darmstadt, 2010

[2] Hering, T.: Strukturintensitätsanalyse als Werkzeug der Maschinenakustik. Dissertation, TU Darmstadt, 2012

[3] Stoewer, T.: Berechnung der Strukturintensität von Fahrzeugstrukturen. Dissertation, TU Darmstadt, 2016

[4] Rothe, S. et al.: Untersuchungen zur breitbandigen Reduktion der abgestrahlten Schallleistung mit Hilfe der Strukturintensität. DAGA - Fortschritte der Akustik, 2018

[5] Kollmann, F. G.: Maschinenakustik - Grundlagen, Meßtechnik, Berechnung, Beeinflussung. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, 2011

[6] Möser, M. und Kropp, W.: Körperschall: Physikalische Grundlagen und technische Anwendungen. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, 2010

[7] Hanselka, H. und Bös, J.: Dubbel - Maschinenakustik (O30 - O41). Springer-Verlag, Berlin, 2014

[8] Gavrić, L. und Pavić, G.: A finite element method for computation of the structural intensity by the normal mode approach. The Journal of Sound and Vibration 164.1, S.29-43, 1993