Simulations- und Optimierungswerkzeug zur Auslegung der Körperschall- und Luftschallminderung von Schalldämpfern im maritimen Bereich

Christian Schulze[1], Jörn Hübelt[2], Jan Troge[3], Tom Georgi[3]

[1] *Gesellschaft für Akustikforschung Dresden mbH, Blumenstr. 80, 01307 Dresden*

[2] *Hochschule Mittweida, Technikumplatz 17, 09648 Mittweida*

[3] *Fraunhofer IWU, Nöthnitzer Str. 44, 01187 Dresden, E-Mail: Tom.Georgi@iwu.fraunhofer.de*

Einleitung

Die akustische Wirkung eines Schalldämpfers (SD) ist durch den Einfluss von Körperschall begrenzt. Die Ein- und Auskopplung von Körperschall spielt dabei eine ebenso wichtige Rolle wie dessen Weiterleitung [1]. Bei der Dimensionierung eines SD wird der Einfluss des Körperschalls auf die Dämpfungswirkung gegenwärtig durch empirische Abschätzungen berücksichtigt, was eine Überdimensionierung der Konstruktion zur Folge haben kann. Zur Berechnung des Körperschalls von SD mit den im Schiffsbau üblichen großen Abmessungen stellen statistische Methoden einen möglichen Lösungsansatz dar. In diesem Beitrag wird die Entwicklung eines mathematischen Modells zur Berücksichtigung der verringerten Dämpfungswirkung von SD aufgrund von Körperschall auf Basis der Statistischen Energieanalyse (SEA) vorgestellt. Ziel des Projekts ist eine genauere Auslegung der Körperschall- und Luftschallminderung durch die Kombination der Ergebnisse der SEA mit der reinen Luftschallauslegung auf Basis der Vierpoltheorie.

Ansatz

In der SEA wird die zu untersuchende Struktur als Modell, das aus miteinander gekoppelten Subsystemen besteht, dargestellt [3]. Die interessierenden Größen sind die zeitlich, räumlich und innerhalb eines Frequenzbandes spektral gemittelten Energien der Subsysteme und die zwischen ihnen übertragenen Energien. Kennzeichnend für die Energie und deren Übertragung sind Eigen- bzw. Kopplungsverlustfaktoren. Die Hauptaufgabe der SEA ist die experimentelle oder die analytische Bestimmung dieser SEA-Parameter.

Abbildung 1 zeigt das SEA-Modell zur Beschreibung der Luft- und Körperschallausbreitung in einem Rohrsystem bestehend aus eingangsseitigem Rohr, SD-System und ausgangsseitigem Rohr. Innerhalb dieses Modells wird zwischen Subsystemen für Luft- und Körperschall unterschieden. Dies ermöglicht die separate Betrachtung der Ein- und Auskopplung von Körperschall sowie von dessen Weiterleitung. Die Subsysteme 1 und 4 werden durch die Luft- und Körperschallleistungen, P_1 bzw. P_4, direkt angeregt. Eine indirekte Anregung erfolgt aufgrund der Kopplung aller Subsysteme. Die Körperschallanregung des eingangsseitigen Rohres in Kombination mit der Weiterleitung über das SD-System und anschließender Auskopplung als Luftschall in das ausgangsseitige Rohr begrenzen die akustische Wirksamkeit des Schalldämpfers.

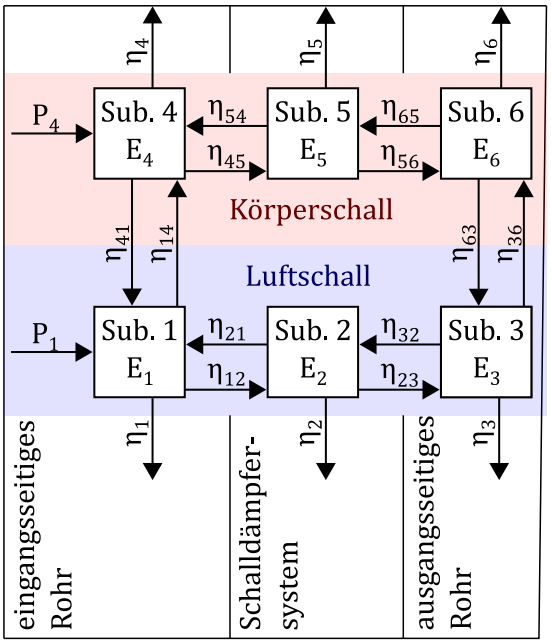


Abbildung 1: SEA-Modell zur Beschreibung der Luft- und Körperschallausbreitung und Einteilung in entsprechende Subsysteme; eingebrachte Leistungen P_i, Energien E_i, Eigen- und Kopplungsverlustfaktoren η_i bzw. η_{ij}

Gleichungen

Die Verlustfaktoren bilden den Zusammenhang zwischen den eingebrachten Leistungen P und den daraus resultierenden Energien E der Subsysteme:

$$[P] = \omega \cdot [\eta^{\mathrm{o}}] \cdot [E]. \tag{1}$$

Darin sind ω die Kreisfrequenz und $[\eta^{\mathrm{o}}]$ die Verlustfaktormatrix, deren Elemente sich aus den Eigen- und Kopplungsverlustfaktoren zusammensetzen [2]:

$$[\eta^{\mathrm{o}}] = \begin{bmatrix} \sum_{k=1}^{n} \eta_{1k} & -\eta_{21} & \cdots & -\eta_{n1} \\ -\eta_{12} & \sum_{k=1}^{n} \eta_{2k} & \cdots & \vdots \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ -\eta_{1n} & \cdots & \cdots & \sum_{k=1}^{n} \eta_{nk} \end{bmatrix}. \tag{2}$$

Aus den Elementen der quadratischen Matrix $[\eta^{\mathrm{o}}]$ lassen sich die Eigen- und Kopplungsverlustfaktoren, η_i bzw. η_{ij},

wie folgt bestimmen:

$$\eta_i = \sum_{k=1}^{n} \eta_{ki}^{o} \qquad \eta_{ij} = -\eta_{ji}^{o} \quad \text{für} \quad i \neq j. \tag{3}$$

Die Energien der Subsysteme für Körper- und Luftschall werden aus dem mittleren Schnellequadrat $\overline{\tilde{v}^2}$ bzw. aus dem mittleren Schalldruckquadrat $\overline{\tilde{p}^2}$ bestimmt. Für ein Subsystem mit gleichmäßig verteilter Masse m wird der Zusammenhang

$$E = m \cdot \overline{\tilde{v}^2} \tag{4}$$

verwendet. Für die Energie eines Subsystems der Kennimpedanz $Z_0 = \rho_0 c_0$ und dem Volumen V gilt

$$E = V \cdot \frac{\overline{\tilde{p}^2}}{\rho_0 \cdot c_0^2}. \tag{5}$$

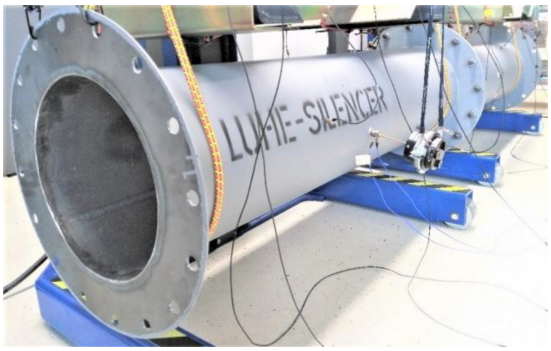
Durchgeführte Untersuchungen

In messtechnischen Untersuchungen wurde die Energieübertragung zwischen Subsystemen für Luft- und Körperschall untersucht. Dazu wurden die Eigen- und Kopplungsverlustfaktoren der Subsysteme unter Anwendung der Power Injection Method (PIM) bestimmt: Die Subsysteme wurden nacheinander mit einer bestimmten Eingangsleistung angeregt und gleichzeitig die Energien aller Subsysteme gemessen. Anschließend konnte durch Umstellen von Gleichung 1 die Verlustfaktormatrix $[\eta^o]$ ermittelt werden.
Für die Experimente standen SD-Gehäuse unterschiedlicher Nenndurchmesser und Längen, verschiedene Einsätze und Verbindungsstücke zur Verfügung. Die hier vorgestellten Untersuchungen und Ergebnisse beziehen sich auf Körperschall in SD-Gehäusen und auf deren umgebenden Luftschall. In Tabelle 1 sind die Bezeichnungen der Subsysteme und die geometrischen Daten der SD-Gehäuse aufgeführt.

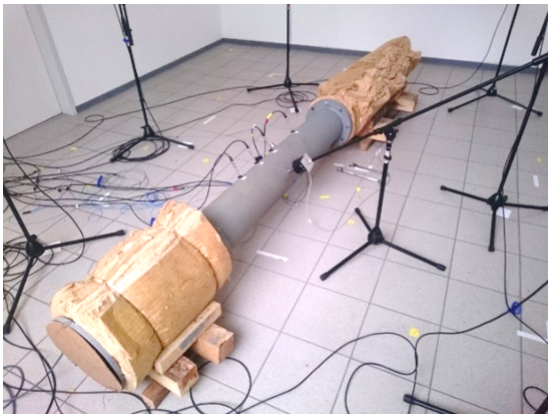
Tabelle 1: Bezeichnung der Subsysteme; Nenndurchmesser DN und Längen L der SD-Gehäuse

Bezeichnung Subsysteme	SD-Gehäuse DN in mm	L in mm
A	200	2.000
B	400	1.400
C	400	1.400
D	200	1.400
i, a	Luftschall innerhalb (i) bzw. außerhalb (a) eines SD-Gehäuses	

Abbildung 2 zeigt die Messaufbauten während den Untersuchungen zur Übertragung von Körperschallenergie zwischen zwei SD-Gehäusen (a) und zur Energieübertragung zwischen Luft- und Körperschall bei einem einzelnen SD-Gehäuse (b). Die Schwingungsenergien der SD-Gehäuse wurden nach Gleichung 4 bestimmt. Darin wurden die Massen der Zylinderflächen und deren mittlere Schnellequadrate eingesetzt. Es fanden ausschließlich die Schnellekomponenten in Normalrichtung aufgrund der Annahme Berücksichtigung, dass der wesentliche Energiegehalt dünnwandiger Strukturen durch Biegewellen getragen wird.
Die Schwingungsanregung und -messung der SD-Gehäuse wurde mit einem elektrodynamischen Schwingerreger bzw. mit Beschleunigungssensoren umgesetzt. Für den Luftschall kamen dazu Lautsprecher und Mikrofone zum Einsatz.



(a) Gekoppelte SD-Gehäuse (Körperschall)



(b) Einzelnes SD-Gehäuse (Luft- und Körperschall)

Abbildung 2: Messtechnische Bestimmung von SEA-Parametern unter Anwendung der PIM

Ergebnisse

Im Folgenden werden wesentliche Ergebnisse aus den durchgeführten Untersuchungen vorgestellt. Es handelt sich um räumliche und zeitliche Mittelwerte innerhalb von Terzbändern.
Abbildung 3 zeigt die gemessenen Eigenverlustfaktoren der SD-Gehäuse A und B. Wie zu erwarten, nehmen diese aufgrund gleicher Material- und ähnlicher Geometrieeigenschaften innerhalb eines betrachteten Frequenzbandes ähnliche Werte an. Die Schwankungen bei tiefen Frequenzen, speziell in Frequenzbändern unterhalb von 400 Hz, treten aufgrund der geringen Modendichte und der damit verbundenen statistischen Ungenauigkeit auf.
In Abbildung 4 sind gemessene Kopplungsverlustfaktoren zwischen den SD-Gehäusen B, C und D dargestellt. Die Bauteile wurden in einer Reihe miteinander gekopppelt, sodass die Gehäuse B und C direkt miteinander verbunden

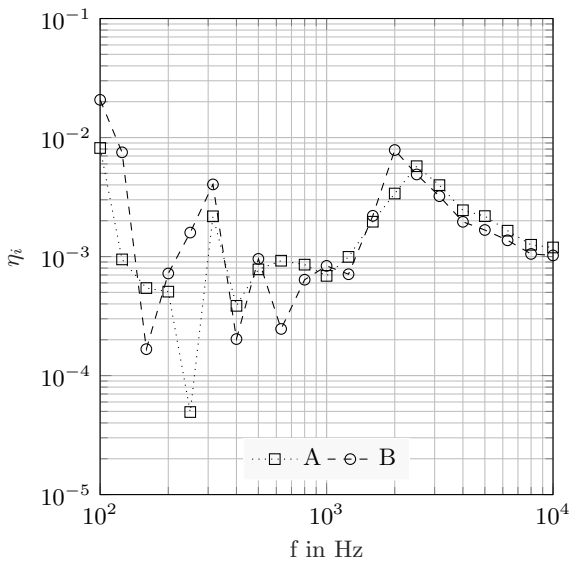


Abbildung 3: Eigenverlustfaktoren der SD-Gehäuse A und B

waren. Die Gehäuse C und D waren indirekt miteinander gekoppelt. Die Kopplungsverlustfaktoren von C nach B und von B nach C sind näherungsweise gleich. Hierin wird die Reziprozitätsbeziehung der SEA sichtbar, nach der Verluste zwischen zwei gekoppelten Subsystemen mit gleichen Modendichten in beide Richtungen gleich sind. Diese Kopplungsverlustfaktoren sind ca. eine Größenordnung niedriger als die Eigenverlustfaktoren der Subsysteme in Abbildung 3. Die Verluste der indirekten Kopplung von C nach D liegen im gesamten Frequenzbereich ca. ein bis zwei Größenordnungen niedriger als die der direkten Kopplung.

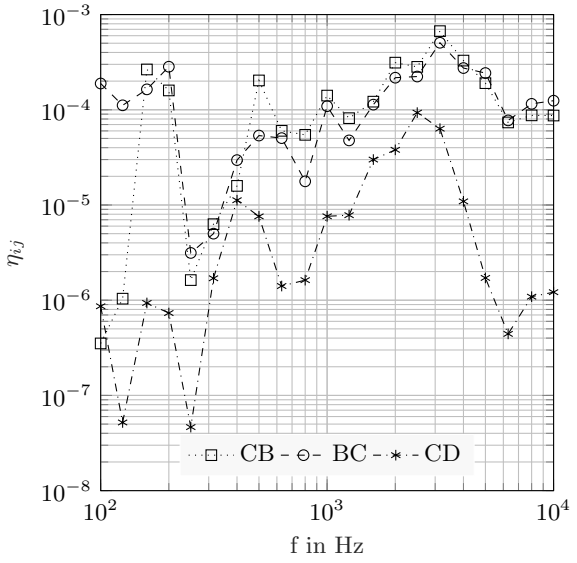


Abbildung 4: Kopplungsverlustfaktoren zwischen SD-Gehäusen: Von C nach B (CB), von B nach C (BC), von C nach D (CD)

Abbildung 5 zeigt die Untersuchungsergebnisse hinsichtlich der Energieübertragung zwischen Luft- und Körperschall bei dem einzelnen SD-Gehäuse D. Die gemessenen Kopplungsverlustfaktoren zwischen Körperschall und innerem und äußerem Luftschallfeld, η_{Di} bzw. η_{Da}, liegen oberhalb von 500 Hz im Bereich von $3{\cdot}10^{-5}$ bis $1{\cdot}10^{-3}$ und sind im mittleren spektralen Verlauf zueinander ähnlich. Oberhalb von 500 Hz tragen die Schallabstrahlungen nach innen und nach außen näherungsweise gleich große Anteile zum Verlust der Schwingungsenergie des SD-Gehäuses bei. Im Frequenzbereich unterhalb von 500 Hz dominiert die Schallabstrahlung nach außen. Zum Vergleich mit den Messwerten sind die Kopplungsverlustfaktoren $\eta_{\mathrm{Da}(\sigma)}$ dargestellt, die anhand des Zusammenhangs von Verlustfaktoren mit Abstrahlgraden σ berechnet worden sind [3]. Die berechneten Kopplungsverlustfaktoren liegen in den meisten Frequenzbändern oberhalb der Messwerte. Bei dem in [4] beschriebenen Verfahren nach Heckl zur Berechnung der Abstrahlgrade von kreisförmigen Rohren wird die Schallabstrahlung nach außen betrachtet.

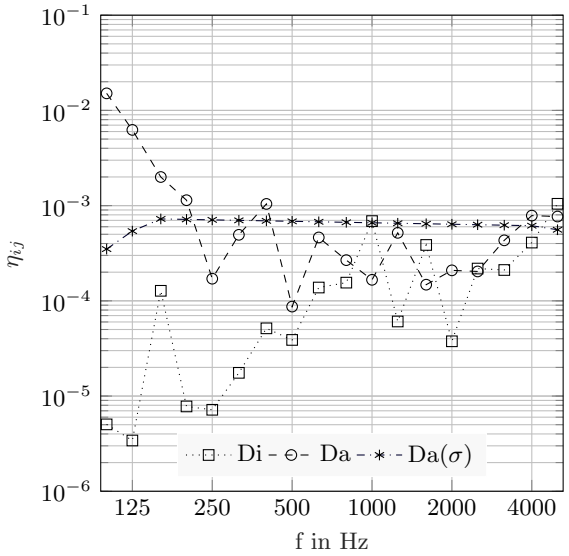


Abbildung 5: Kopplungsverlustfaktoren zwischen Körperschall und innerem und äußerem Luftschallfeld bei SD-Gehäuse D: Von D nach i (Di), von D nach a (Da), Berechnung von η_{Da} mittels Abstrahlgrad σ (Da(σ))

Zusammenfassung und Ausblick

Im bisherigen Projektverlauf wurden Eigen- und Kopplungsverlustfaktoren verschiedener SD-Bauteile messtechnisch bestimmt. Parallel dazu wurden Ansätze zur analytischen Beschreibung dieser SEA-Parameter entwickelt. Im weiteren Projektverlauf wird das SEA-Modell zur Beschreibung der Luft- und Körperschallausbreitung auf Basis der bisherigen Ergebnisse vervollständigt. Um reale Eingangsgrößen für das SEA-Modell zu erhalten, werden akustische Kenngrößen eines Schiffsdieselmotors auf einem Prüfstand ermittelt. Der selbe Motor wird anschließend in Kombination mit einem bereits untersuchten Schalldämpfer im realen Schiffsbetrieb akustisch vermessen und die Ergebnisse mit den getroffenen Vorhersagen verglichen.

Literatur

[1] D. Eckoldt und D. Heimann: Schalldämpfer. Das Gehäuse spielt mit!; in: IBP Mitteilung 23 297

[2] Koen De Langhe: High frequency vibrations: contributions to experimental and computational sea parameter identification techniques; Diss.; Katholieke Universiteit Leuven, 1996

[3] R.H. Lyon und R.G. DeJong: Theory and Application of Statistical Energy Analysis; Butterworth-Heinemann, 1995

[4] G. Müller und M. Möser: Taschenbuch der Technischen Akustik; Springer Berlin Heidelberg, 2003