

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

Christian Schulze¹, Paul Lindner¹, Jörn Hübelt¹, Mirko Ruhnau¹, Dominik Hennig¹,
Jan Troge², Tom Georgi², Dag Levermann³

¹ Gesellschaft für Akustikforschung Dresden mbH, 01307 Dresden, E-Mail: christian.schulze@akustikforschung.de

² Fraunhofer IWU, 01187 Dresden

³ Luhe-Stahl GmbH, 21413 Winsen/Luhe

Einleitung

Schalldämpfer von modernen Schiffen müssen den ständig steigenden Anforderungen im Hinblick auf Gewicht, Bauraum, Gegendruck sowie Abgas- und Geräuschemissionen gerecht werden. Zur Reduzierung des Entwicklungsrisikos bei der Auslegung von Schalldämpfern werden möglichst genaue Berechnungswerkzeuge benötigt. Einen wichtigen begrenzenden Faktor stellt hierbei die Übertragung von Körperschall über die Schalldämpferbauteile dar, die aktuell in der Auslegung durch Sicherheitsbeurteilungen berücksichtigt wird.

Ziel des Verbundvorhabens SimDamp zwischen den Verbundpartnern Gesellschaft für Akustikforschung Dresden mbH, Fraunhofer IWU und Luhe-Stahl GmbH ist es, ein Berechnungsverfahren zu schaffen, das den Körperschalleinfluss auf die Luftschalldämpfung eines Schalldämpfers in Abhängigkeit von den Eigenschaften der einzelnen Schalldämpferkomponenten beschreiben kann.

Unterstützt wird das Verbundvorhaben Simdamp von den assoziierten Projektpartnern DNV GL SE, MAN Diesel & Turbo SE, MEYER WERFT GmbH und Flensburger Schiffbau-Gesellschaft mbH & Co. KG.

Im Fokus des Vorhabens steht die Entwicklung skalierbarer SEA-Modelle (statistische Energieanalyse), um die Kopplung zwischen Luft- und Körperschall sowie die Ausbreitung von Körperschall in Schiffsschalldämpfern zu beschreiben. Die dafür notwendigen Modellparameter werden aus den für den Körperschall bedeutsamen Eigenschaften der Schalldämpferbauteile abgeleitet.

In diesem Beitrag wird ein Modell zur analytischen Beschreibung der Körperschalleinkopplung, -übertragung und -abstrahlung zur Untersuchung des Einflusses von Körperschall auf die Wirksamkeit von Schalldämpfern vorgestellt. Das Modell wird anhand von Ergebnissen messtechnischer Untersuchungen an einem Schiffsschalldämpfer validiert.

Stand der Wissenschaft und Technik

Als international anerkannte Standardwerke zur Auslegung von Schalldämpfern sollen an dieser Stelle insbesondere die Arbeiten von Munjal [1] und Mechel [4] erwähnt werden. Das grundlegende Problem der Begrenzung der maximal erreichbaren Dämpfung eines Schalldämpfers durch Körperschallnebenwege ist bekannt und wurde bereits mehrfach untersucht (vgl. [1], [2] u. a.). Wie in Abbildung 1 zu erkennen ist, wird die akustische Wirksamkeit einer Schalldämpferkonstruktion durch die Körperschalleitung

der Schalldämpferwandstrukturen speziell bei hohen Frequenzen maßgeblich begrenzt. Das erreichbare Einfügungsdämpfungsmaß ist dabei im Wesentlichen vom Wandmaterial und der Wandstruktur des Schalldämpfers abhängig. Abbildung 1 zeigt zudem beispielhaft mögliche Schallnebenwege eines Kulissenschalldämpfers, die unterschiedlichen Einfluss auf die Einfügungsdämpfung haben können.

Grundsätzlich basieren diese Übertragungspfade auf einer Anregung einer Schalldämpferstruktur durch Luftschall, einer Weiterleitung der Körperschallenergie und einer erneuten Luftschalleinkopplung an anderer Stelle. Der Dämpfungsverlust der Einfügungsdämpfung aufgrund Längsleitung über den Kulissenrahmen ist in diesem Beispiel mit ca. 10 dB bis 15 dB im Maximum signifikant.

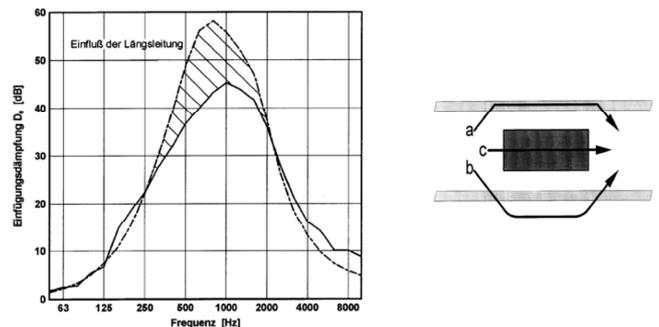


Abbildung 1: rechts: Schall-Nebenwege bei Schalldämpfern als Körperschall über die Kanalwand (a, b) oder den Kulissenrahmen (c); links: Beispiel für (c) aus [4]

Dieser Effekt wird bisher in Auslegungskurven für Schalldämpfer in Form einer Begrenzung der spezifischen Dämpfung D_h bzw. D^* auf 1,5 dB berücksichtigt (siehe Abbildung 2).

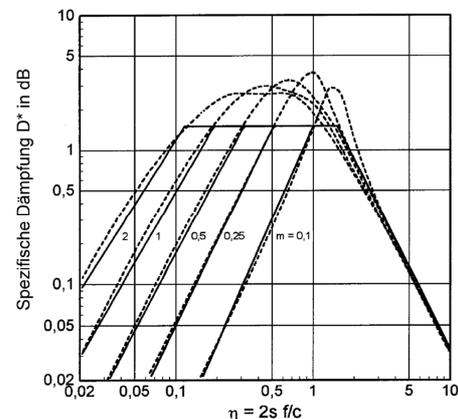


Abbildung 2: spezifische Dämpfung D^* in dB als „Trapez-Kurven“ zur Auslegung von homogenen faserigen oder porösen Schalldämpfern nach Esche 1984 aus [3];

Mithilfe der normierten Kenngröße D_h bzw. D^* kann unter Verwendung der geometrischen Kanalabmessungen und Absorberkenngrößen auf eine längenbezogene Dämpfung des Schalldämpfers zurückgerechnet werden. Die theoretisch erreichbare Maximaldämpfung in Abbildung 2 liegt zwar höher, wird aber in der Praxis aufgrund der in Abbildung 1 (rechts) gezeigten Schallnebenwege nicht erreicht. Die Begrenzung von D_h bzw. D^* stellt jedoch lediglich eine Abschätzung mit erheblicher Sicherheitsbeaufschlagung dar.

Statistische Energieanalyse

In der SEA wird die zu untersuchende Struktur als Modell, das aus miteinander gekoppelten Subsystemen besteht, beschrieben (vgl. z. B. [5]). Wie in Abbildung 3 dargestellt, sind die interessierenden Größen die zeitlich, räumlich und innerhalb eines Frequenzbandes spektral gemittelten Energien der Subsysteme W_i , die zwischen ihnen übertragenen Energien $\eta_{ij}W_i$ sowie die in die Subsysteme eingebrachten Energien $W_{in,i}$. Kennzeichnend für die Dissipation und Übertragung von Energie sind die Eigen- bzw. Kopplungsverlustfaktoren η_i bzw. η_{ij} .

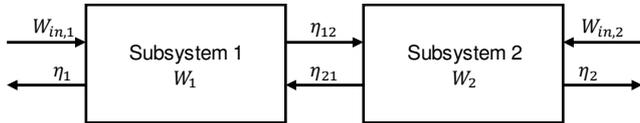


Abbildung 3: SEA-System bestehend aus zwei gekoppelten Subsystemen

Die Verlustfaktoren bilden den Zusammenhang zwischen den eingebrachten Energien $W_{in,i}$ und den daraus resultierenden Energien W_i der Subsysteme:

$$\begin{pmatrix} W_1 \\ W_2 \\ \vdots \\ W_x \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} \eta_1^o & -\eta_{21} & \cdots & -\eta_{x1} \\ -\eta_{12} & \eta_2^o & & -\eta_{x2} \\ \vdots & & \ddots & \vdots \\ -\eta_{1x} & -\eta_{2x} & \cdots & \eta_x^o \end{bmatrix}^{-1} \cdot \begin{pmatrix} W_{in,1} \\ W_{in,2} \\ \vdots \\ W_{in,x} \end{pmatrix}. \quad (1)$$

Dabei gilt für jedes η_k^o :

$$\eta_k^o = \eta_k + \sum_{\substack{i=1 \\ i \neq k}}^x \eta_{ki}. \quad (2)$$

Hierbei stellt η_k den Eigenverlustfaktor eines Subsystems k und η_{ij} den Kopplungsverlustfaktor von Subsystem i zu Subsystem j eines SEA-Modells bestehend aus x Subsystemen dar.

Abbildung 4 zeigt das entwickelte SEA-Modell zur Beschreibung der Luft- und Körperschallausbreitung in einem Rohrsystem bestehend aus einem eingangsseitigen Rohr, einem Schalldämpfersystem und einem ausgangsseitigen Rohr. Innerhalb dieses Modells wird zwischen Luftschall- und Körperschall-Subsystemen unterschieden. Dies ermöglicht die separate Betrachtung der Ein- und Auskopplung sowie der Weiterleitung von Körperschall. Die Subsysteme 1 und 4 werden durch die Luft- und Körperschallenergien $W_{in,1}$ und $W_{in,4}$ direkt angeregt. Eine indirekte Anregung in Form von Energieübertragung erfolgt durch die Kopplung der Subsysteme.

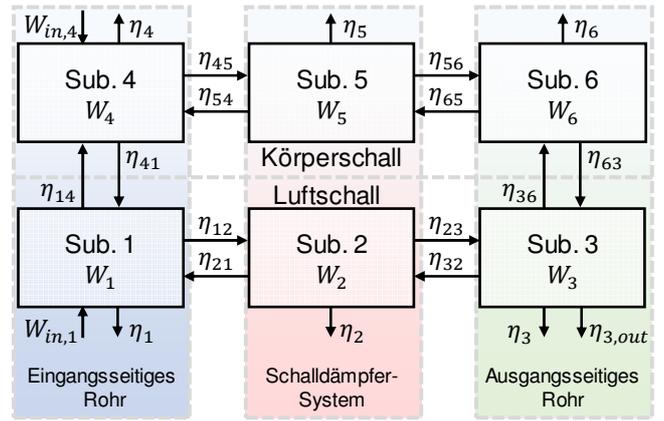


Abbildung 4: SEA-Modell zur Beschreibung der Luft- und Körperschallausbreitung und Einteilung in entsprechende Subsysteme; eingebrachte Energien $W_{in,i}$, Energien W_i , Eigen- bzw. Kopplungsverlustfaktoren η_i bzw. η_{ij}

Ein beispielsweise mithilfe der zuvor erwähnten Standardwerke zur Auslegung von Schalldämpfern oder mithilfe numerischer Simulationen berechnetes Luftschall-Durchgangsdämpfungsmaß eines Absorptionsschalldämpfers $D_{ts,LS}$ kann in Form von η_2 in das Modell implementiert werden:

$$\eta_2 = 10^{\frac{D_{ts,LS}}{10 \text{ dB}}} - 1. \quad (3)$$

Sind die Eigen- und Kopplungsverlustfaktoren der Subsysteme aus Messungen oder analytischen Beschreibungen bekannt, können bei gegebenen Eingangsenergien gemäß Gleichung (1) die resultierenden Energien der Subsysteme berechnet werden. Dabei lautet der Zusammenhang zwischen der Energie eines Körperschall-Subsystems gleichmäßig verteilter Masse m und dem mittleren Quadrat der Körperschall-Schwingschnelle \bar{v}^2

$$W = m \cdot \bar{v}^2. \quad (4)$$

Die Luftschall-Energie und das mittlere Quadrat des Schalldruck-Effektivwerts \bar{p}^2 eines Rohr-Subsystems stehen gemäß [6] folgendermaßen im Verhältnis zueinander:

$$W = \frac{P_0}{\omega} \cdot \frac{\bar{p}_t^2}{p_0^2} \cdot \frac{S}{10^{\frac{K_D}{10 \text{ dB}}}}, \quad (5)$$

$$K_D = 8 \left(1 - \frac{c_0}{d_i f} \right) \text{ dB},$$

$$0 \leq K_D \leq 6 \text{ dB}.$$

Hierbei stellen S die Zylinderquerschnittsfläche, K_D den spektralen Quermoden-Korrekturterm, f die Frequenz, c_0 die Schallgeschwindigkeit und d_i den Innendurchmesser des Rohres dar.

Aus den berechneten Luftschallenergien vor und hinter dem Schalldämpfer ergibt sich das Gesamt-Durchgangsdämpfungsmaß $D_{ts,ges}$ (unter Berücksichtigung der Körperschallübertragung) zu

$$D_{ts,ges} = 10 \lg \frac{W_1}{W_3} \text{ dB}. \quad (6)$$

Dieses verringert sich gegenüber dem Luftschall-Durchgangsdämpfungsmaß $D_{ts,LS}$ aufgrund der Körperschallanregung von Subsystem 4 durch einerseits $W_{in,4}$ und andererseits die Kopplung zwischen den Subsystemen 1 und 4 in Verbindung mit der Körperschallweiterleitung über Subsystem 5 zu Subsystem 6 und die anschließende Auskopplung in Form von Luftschall zwischen den Subsystemen 6 und 3.

Messtechnische Untersuchungen

Nachdem bei der Anwendung des SEA-Modells auf Test-Schalldämpfersysteme kleinerer Dimensionen positive Ergebnisse erzielt werden konnten, wurden messtechnische Untersuchungen an einem Schiffsschalldämpfer in Originalgröße durchgeführt, um die Skalierbarkeit des Modells zur Anwendung auf Bauteile großer Dimensionen zu validieren. In Abbildung 5 und Abbildung 6 ist der Versuchsaufbau für die Messung des Durchgangsdämpfungsmaßes dargestellt. Es wurden Mikrofone im Innern und am Mantel der ein- und ausgangseitigen Rohre positioniert. Außerdem fand eine Messung der Körperschall-Beschleunigung an den ein- und ausgangseitigen Rohrmänteln statt. Um den Einfluss der Körperschalleinleitung durch einen Motor zu untersuchen, wurde zusätzlich zur Luftschallanregung Körperschall mittels eines Shakers in das eingangseitige Rohr eingebracht.

Zur Durchführung der SEA-Simulationen fand analog zu den vorherigen Betrachtungen an den Testschalldämpfern das SEA-Modell aus Abbildung 4 unter Verwendung analytisch ermittelter Eigen- und Kopplungsverlustfaktoren Anwendung. Um die Vergleichbarkeit der Mess- und Simulationsergebnisse zu gewährleisten, wurde die

gemessene Luftschallenergie im eingangseitigen Rohr W_1 in der Simulation durch $W_{in,1}$ nachgebildet. Zudem fand die Messung von Beschleunigung und Kraft am Eintragsort statt, womit die mittels des Shakers eingetragene Körperschall-Energie $W_{in,4}$ berechnet und als Eingangsgröße in das SEA-Modell übernommen werden konnte.

Im Folgenden werden die drei Fälle

- L: nur Luftschallanregung durch Lautsprecher,
- S: nur Körperschallanregung durch Shaker und
- C: gleichzeitige Luft- und Körperschallanregung durch Lautsprecher und Shaker

unterschieden.

In Abbildung 7 ist der Pegel der Körperschallenergie des ausgangseitigen Rohres aus der Messung den Ergebnissen der SEA-Simulation gegenübergestellt. Hierbei geben die roten Kurven die SEA-Simulationsergebnisse wieder, während die grünen Kurven die Messergebnisse darstellen. Die durchgezogenen bzw. gestrichelten Kurven beschreiben die Mess- und Simulationsergebnisse bei ausschließlicher Luftschallanregung mittels des Lautsprechers (Fall L) bzw. bei ausschließlicher Körperschallanregung mittels des Shakers (Fall S).

Es ist erkennbar, dass für beide Fälle eine sehr gute Übereinstimmung zwischen den Mess- und Simulationsergebnissen herrscht. Im Fall L weichen Messung und Simulation im gesamten Frequenzbereich um weniger als 10 dB voneinander ab, für Fall S stimmen Messung und Simulation für Frequenzen unterhalb von 3150 Hz sehr gut überein.

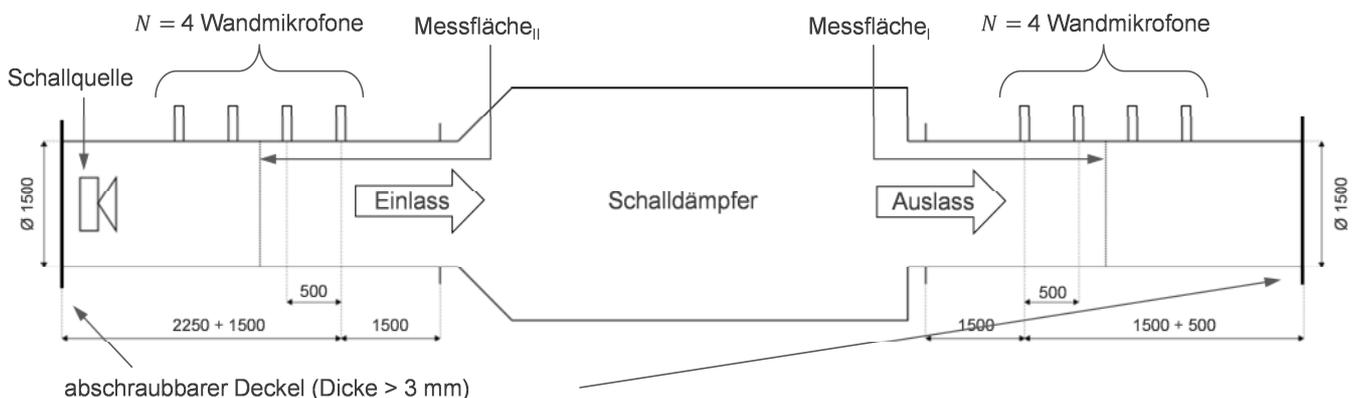


Abbildung 5: Versuchsaufbau zur Messung des Durchgangsdämpfungsmaßes des Schiffsschalldämpfers unter Laborbedingungen

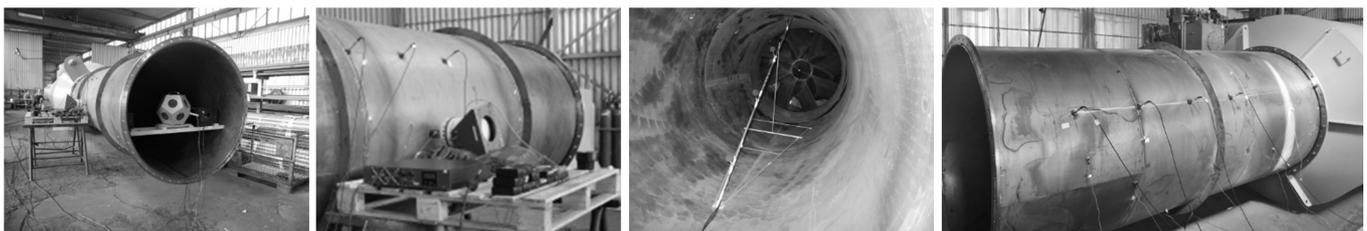


Abbildung 6: Versuchsaufbau zur Messung des Durchgangsdämpfungsmaßes D_{TL} mittels des Two-Load-Verfahrens und D_{ts} gemäß [7] sowie der Luft- und Körperschallenergien vor und hinter dem Schiffsschalldämpfer bei Luft- und Körperschallanregung mittels Lautsprecher und Shaker

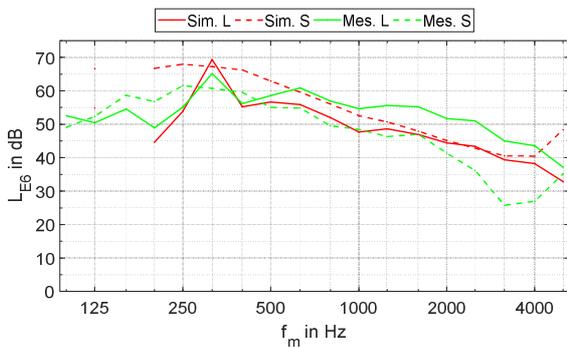


Abbildung 7: Körperschallenergiepegel hinter dem Schalldämpfer (Subsystem 6) als Funktion der Terzmittenfrequenz; rot: SEA-basierte Simulationsergebnisse auf Grundlage analytisch ermittelter Eigen- und Kopplungsverlustfaktoren; grün: Messergebnisse; durchgezogen: nur Luftschallanregung; gestrichelt: nur Körperschallanregung

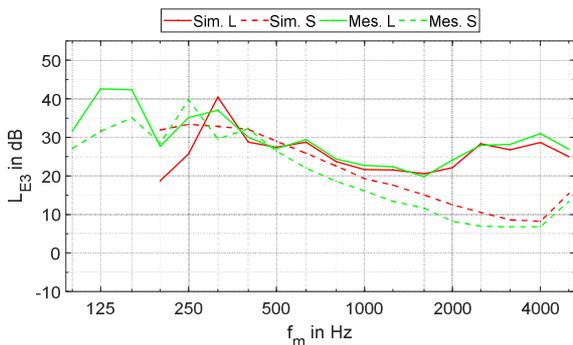


Abbildung 8: Luftschallenergiepegel hinter dem Schalldämpfer (Subsystem 3) als Funktion der Terzmittenfrequenz; rot: SEA-basierte Simulationsergebnisse auf Grundlage analytisch ermittelter Eigen- und Kopplungsverlustfaktoren; grün: Messergebnisse; durchgezogen: nur Luftschallanregung; gestrichelt: nur Körperschallanregung

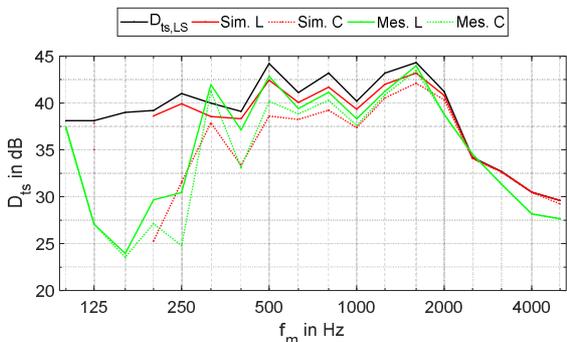


Abbildung 9: Durchgangsdämpfungsmaß D_{ts} des Original-Schalldämpfers als Funktion der Terzmittenfrequenz; schwarz: Luftschall-Durchgangsdämpfungsmaß $D_{ts,LS}$ aus Auslegung; rot: SEA-basierte Simulationsergebnisse des Gesamt-Durchgangsdämpfungsmaßes $D_{ts,ges}$ auf Grundlage analytisch ermittelter Eigen- und Kopplungsverlustfaktoren; grün: Messergebnisse des Gesamt-Durchgangsdämpfungsmaßes $D_{ts,ges}$; durchgezogen: nur Luftschallanregung; gepunktet: gleichzeitige Luft- und Körperschallanregung

In Abbildung 8 ist analog zu Abbildung 7 der Pegel der Luftschallenergie hinter dem Schalldämpfer dargestellt. Hier zeigt sich vor allem für Fall L eine noch bessere Übereinstimmung zwischen Simulation und Messung. Auch im Fall S weichen Mess- und Simulationsergebnisse nur um wenige Dezibel voneinander ab.

Abbildung 9 zeigt in Analogie zu den vorherigen Darstellungen die Mess- und Simulationsergebnisse des Durchgangsdämpfungsmaßes des Original-Schalldämpfers. Zusätzlich zu den Kurven der gemessenen und simulierten Gesamt-Durchgangsdämpfungsmaße $D_{ts,ges}$ (mit Berücksichtigung der Körperschallübertragung) ist in schwarz das berechnete Luftschall-Durchgangsdämpfungsmaß $D_{ts,LS}$ (ohne Berücksichtigung der Körperschallübertragung) abgebildet. Anstelle der zuvor betrachteten gestrichelten Kurven für Fall S finden sich hier die gepunkteten Kurven für Fall C, in dem sowohl eine Luft- als auch eine Körperschallanregung des eingangsseitigen Rohres stattfand. Es ist zu erkennen, dass im Bereich zwischen 400 Hz und 1600 Hz eine Verringerung der Durchgangsdämpfung des Schalldämpfers gegenüber der Luftschallauslegung vorhanden ist. Dies spiegelt sich sowohl im Simulations- als auch im Messergebnis wider. Der Unterschied zwischen $D_{ts,ges}$ und $D_{ts,LS}$ vergrößert sich gegenüber Fall L, wenn zusätzlich eine Körperschallanregung stattfindet (Fall C). Für beide Fälle ergibt sich eine sehr gute Übereinstimmung zwischen Mess- und Simulationsergebnissen im Frequenzbereich oberhalb von 315 Hz.

Zusammenfassung und Ausblick

Es konnte gezeigt werden, dass das entwickelte SEA-Modell auf die Simulation der Körperschallübertragung an einem Schalldämpfersystem in Originalgröße angewendet werden kann und Ergebnisse liefert, die in sehr guter Übereinstimmung mit Messergebnissen stehen. Die Beeinflussung des Durchgangsdämpfungsmaßes durch Körperschall ist hierbei vom Verhältnis der eingetragenen absoluten Luft- und Körperschallenergie abhängig. Um zu untersuchen, wie groß der Einfluss der vom Motor in den Abgasstrang eingetragenen Körperschallenergie tatsächlich ist, sollen im weiteren Verlauf Luft- und Körperschalleistungen als Eingangsgrößen für die Simulation verwendet werden, welche zuvor in situ am Motorenprüfstand gemessen worden sind. Weiterhin ist die Validierung des SEA-Modells durch Messungen auf einem Schiff geplant.

Das Vorhaben SimDamp ist gefördert mit Mitteln des Bundesministeriums für Wirtschaft und Energie.

Literatur

- [1] MUNJAL, M. L.: Acoustics of Ducts and Mufflers, 2nd Edition, Wiley, UK, March 2014
- [2] FUCHS, H.: Schallabsorber und Schalldämpfer, 3. Auflage, Springer-Verlag, Berlin 2010
- [3] HARRIS, E; DAVID: Silencers. In Noise Control Manual. - p 45-52, Springer US, 1991
- [4] MECHEL, F. P. (editor): Formulas of Acoustics. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg 2008
- [5] MÜLLER, G.; MÖSER, M.: Taschenbuch der Technischen Akustik. 3. erweiterte und überarbeitete Auflage, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg 2004
- [6] HENN, H. et. al.: Ingenieurakustik. Physikalische Grundlagen und Anwendungsbeispiele, 4. Überarbeitete und erweiterte Auflage, Vieweg und Teubner, GWV Fachverlage, Wiesbaden 2008
- [7] DIN EN ISO 11820: Akustik - Messungen an Schalldämpfern im Einsatzfall. April 1997