
BACHELORARBEIT

Herr
Paul Gerhard Lindner

**Untersuchung und Simulation
der Körperschallübertragung
an zylinderförmigen
Schalldämpferbauteilen
mittels der Statistischen
Energieanalyse**

2017

BACHELORARBEIT

Untersuchung und Simulation der Körperschallübertragung an zylinderförmigen Schalldämpferbauteilen mittels der Statistischen Energieanalyse

Autor:
Paul Gerhard Lindner

Studiengang:
Media and Acoustical Engineering

Seminargruppe:
MG13wC-B

Erstprüfer:
Prof. Dr.-Ing. Jörn Hübelt

Zweitprüfer:
Dr.-Ing. Christian Schulze

Einreichung:
Mittweida, 31.03.2017

BACHELOR THESIS

Investigation and Simulation of the Transmission of Structure-borne Sound at Cylindrical Muffler Elements by means of the Statistical Energy Analysis

author:

Paul Gerhard Lindner

course of studies:

Media and Acoustical Engineering

seminar group:

MG13wC-B

first examiner:

Prof. Dr.-Ing. Jörn Hübelt

second examiner:

Dr.-Ing. Christian Schulze

submission:

Mittweida, 31.03.2017

Bibliografische Angaben

Lindner, Paul Gerhard:

Untersuchung und Simulation der Körperschallübertragung an zylinderförmigen Schalldämpferbauteilen mittels der Statistischen Energieanalyse

Investigation and Simulation of the Transmission of Structure-borne Sound at cylindrical Muffler Elements by means of the Statistical Energy Analysis

65 Seiten, Hochschule Mittweida, University of Applied Sciences, Fakultät Medien

Bachelorarbeit, 2017

Referat

Die Wirksamkeit von Schalldämpfern wird häufig durch Körperschallphänomene beeinflusst, indem Körperschall vor dem Schalldämpfer eingetragen und hinter dem Schalldämpfer in Form von Luftschall abgestrahlt wird. Um diesen Einfluss auszugleichen, werden bei der Auslegung von Schalldämpfern limitierende Faktoren eingesetzt, deren Anwendung oft zu einer sicherheitsbedingten Überdimensionierung der Schalldämpfersysteme führt.

In dieser Arbeit wurde ein Modell aufgestellt, mithilfe dessen die Körperschallübertragung an Schalldämpferbauteilen auf Grundlage messtechnisch und analytisch ermittelter Daten simuliert werden kann. Dazu fand die Methode der Statistischen Energieanalyse (SEA) Anwendung. Zur Validierung der Simulationsergebnisse wurden messtechnische Untersuchungen durchgeführt und deren Ergebnisse mit denen der Berechnung verglichen.

Die Arbeit wurde bei der Gesellschaft für Akustikforschung Dresden mbH durchgeführt.

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis	II
Tabellenverzeichnis.....	III
Abkürzungsverzeichnis	IV
Formelverzeichnis	V
1 Einleitung	1
2 Grundlagen	3
2.1 Kenngrößen von Schalldämpfersystemen	3
2.2 Körperschall	4
2.3 Luftschallausbreitung in Räumen und Zylindern	5
3 Körperschallbetrachtungen an Hohlzylindern.....	8
3.1 Ausbreitung und Wellenarten	8
3.2 Abstrahlung.....	14
4 Statistische Energieanalyse.....	17
4.1 Inverse Statistische Energieanalyse.....	19
4.2 Grundannahmen und Voraussetzungen	21
5 Modellbildung Absorptions-Schalldämpfer	26
5.1 Luftschallübertragung	27
5.2 Körperschallübertragung	30
6 Untersuchungen am Prüfstand	41
6.1 Versuchsaufbau und -durchführung	41
6.2 Ergebnisse und Vergleich	45
6.3 Interpretation und Diskussion	58
7 Fazit.....	62
Literaturverzeichnis.....	VIII
Anhang A: Verwendete Schalldämpfer-Bauteile.....	XI
Anhang B: Schalldämpfersysteme	XII
Anhang C: Versuchsaufbau zur empirischen Ermittlung von Verlustfaktoren ...	XIII
Anhang D: Versuchsaufbau Prüfstandsmessung	XIV
Eigenständigkeitserklärung	XV

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1.1:	Limitierung des simulierten Durchgangsdämpfungsmaßes	2
Abbildung 2.1:	Körperschallwellenarten	4
Abbildung 3.1:	Schwingformen von Hohlzylindern	9
Abbildung 3.2:	Rohr R 2: Eigenfrequenzen	13
Abbildung 3.3:	Abstrahlgrade σ eines Rohres nach Heckl und VDI	16
Abbildung 4.1:	Energieflüsse in einem SEA-Modell mit drei Subsystemen	18
Abbildung 4.2:	Vereinfachte schematische Darstellung eines SEA-Subsystems	22
Abbildung 4.3:	Anzahl der Moden ausgewählter Bauteile	25
Abbildung 5.1:	SEA-Modell zur Simulation der Durchgangsdämpfung	26
Abbildung 5.2:	Luftschallpfad des SEA-Modells	27
Abbildung 5.3:	SEA-Modell zur Wiedergabe der Körperschallübertragung	30
Abbildung 5.4:	Messung der Kopplung zwischen Luft- und Körperschall	34
Abbildung 5.5:	Kopplungsverlustfaktoren zwischen R 1 und R 3	39
Abbildung 6.1:	Prüfstand zur Messung des Durchgangsdämpfungsmaßes	41
Abbildung 6.2:	Durchgangsdämpfungsmaße der Schalldämpfersysteme	42
Abbildung 6.3:	Körperschallenergiepegel im Rohr vor dem Schalldämpfer	46
Abbildung 6.4:	Kopplungsverlustfaktoren zwischen Subsystem 1 und 4	48
Abbildung 6.5:	Eigenverlustfaktoren der Subsysteme 4, 5 und 6	48
Abbildung 6.6:	Körperschallenergiepegel im Rohr nach dem Schalldämpfer	50
Abbildung 6.7:	Kopplungsverlustfaktoren zwischen Subsystem 5 und 6	52
Abbildung 6.8:	Luftschallenergiepegel nach dem Schalldämpfer	53
Abbildung 6.9:	Luftschall-, Körperschall- und Gesamt-Durchgangsdämpfungsmaß	55
Abbildung 6.10:	Luftschall- und Gesamt-Durchgangsdämpfungsmaß	56
Abbildung 6.11:	Auf Eingangsenergie normierte Energie	57
Abbildung 6.12:	Kopplungsverlustfaktoren zwischen Subsystem 1 und 4	60
Abbildung 6.13:	Gesamt-Durchgangsdämpfungsmaß simuliert	60
Abbildung A.1:	Versuchsaufbau zur empirischen Modellbildung	XIII
Abbildung A.1:	Versuchsaufbau zur Prüfstandsuntersuchung	XIV

Tabellenverzeichnis

Tabelle 3.1:	Rohr R 2: Längsbiege-Eigenfrequenzen (Auswahl)	10
Tabelle 3.2:	Rohr R 2: Umfangs-Eigenfrequenzen (Auswahl)	11
Tabelle 3.3:	Rohr R 2: Eigenfrequenzen mit Längs- und Umfangswellen	12

Abkürzungsverzeichnis

anlt.	analytisch
emp.	empirisch
DN	Nenndurchmesser
SEA	Statistische Energieanalyse
PIM	Power Injection Method

Formelverzeichnis

B'	Stab-, bzw. Zylinderbiegesteifigkeit
B''	Plattenbiegesteifigkeit
c_0	Schallgeschwindigkeit in Luft
c_B	Biegewellengeschwindigkeit
c_g	Gruppengeschwindigkeit
c_L	Longitudinalwellengeschwindigkeit
d	Außendurchmesser
d_i	Innendurchmesser
D_{is}	Einfügungsdämpfungsmaß
D_h	Normierte Ausbreitungsdämpfung
D_L	Schalldämpfung
D_T	Durchgangsdämpfungsmaß,
$D_{T,ges}$	Gesamt-Durchgangsdämpfungsmaß
$D_{T,KS}$	Durchgangsdämpfungsmaß auf dem Körperschall-Übertragungsweg
$D_{T,LS}$	Durchgangsdämpfungsmaß auf dem Luftschall-Übertragungsweg
E	Elastizitätsmodul Energie
E_S	Kompressionsmodul
f	Frequenz
f_2	Zweite Ringfrequenz des Zylinders
f_c	Koinzidenzgrenzfrequenz
f_G	Quermodengrenzfrequenz
f_{ijk}	Eigenfrequenzen mit den Zählvariablen i , j und k
f_{in}	Eigenfrequenzen mit den Zählvariablen i und n
$f_{m,Tz}$	Terzmittenfrequenz
f_u	Obere Terzgrenzfrequenz
f_o	Untere Terzgrenzfrequenz
\underline{F}	Komplexes Kraftspektrum
$G(f)$	Hilfsfunktion
h	Dicke (i. Allg. Dicke der Rohrwand)
i	Zählvariable Zählvariable für Umlaufmoden Komplexe Einheit $i = \sqrt{-1}$
I	Axiales Flächenträgheitsmoment
j	Zählvariable Zählvariable für axiale Halbwellen
k	Zählvariable Wellenzahl
K_D	Korrekturfaktor

l	Länge (i. Allg. Zylinderlänge)
l_x	Raumlänge
l_y	Raumtiefe
l_z	Raumhöhe
L_E	Schallenergiepegel
L_v	Schnellepegel
L_W	Schalleistungspegel
m	Masse
m'	Längenbezogene Masse
m''	Flächenbezogene Masse
m_i	Beiwert zur Eigenfrequenzberechnung
n	Zählvariable Modendichte
N	Modenzahl Hilfsgröße
ΔN	Anzahl der Moden in einem Frequenzbereich
p	Schalldruck
p_0	Schalldruckpegel-Bezugsgröße $p_0 = 2 \cdot 10^{-5}$ Pa
P	Leistung Schalleistung
P_0	Leistungspegel-Bezugsgröße $P_0 = 10^{-12}$ W
r	Außenradius
r_i	Innenradius
\bar{r}	Mittlerer Radius
S	Fläche Oberfläche Querschnittsfläche des Zylinders
S_0	Flächen-Bezugswert $S_0 = 1$ m ²
t	Komplexer Transmissionsfaktor
v	Schnelle
\underline{v}	Komplexes Schnellespektrum
v_0	Schnellepegel-Bezugsgröße $v_0 = 5 \cdot 10^{-8}$ m/s
V	Volumen
W	Arbeit Energie
W_0	Energiepegel-Bezugsgröße $W_0 = 10^{-12}$ Js
W_{diff}	Schallenergie im diffusen Schallfeld
W^n	Auf Eingangsenergie normierte Energie
W_i	Energie in Subsystem i im quasistationären Zustand Schallenergie im Innern des Zylinders
W_{ij}	Energie in Subsystem j bei Anregung von Subsystem i
\underline{W}_{ij}	Von Subsystem i in Subsystem j übertragene Energie
$W_{in,1}$	Eingangsenergie in Subsystem i

$W_{i,diss}$	In Subsystem i dissipierte Energie
W_K	Körperschallenergie
$W_{N,ij}$	Nettoenergiefluss von Subsystem i nach Subsystem j
W_S	Schallenergie
x	Zählvariable (i. Allg. Anzahl der Subsysteme in einem SEA-Modell)
$X(f)$	Hilfsfunktion
β	Hilfsgröße zur Eigenfrequenzberechnung
Δ_{in}	Frequenzparameter zur Eigenfrequenzberechnung
η_i^o	Gesamtverlustfaktor von Subsystem i
η_i	Eigenverlustfaktor von Subsystem i
η_{ij}	Kopplungsverlustfaktor zwischen Subsystem i und Subsystem j
θ	Trägheitsmoment des Zylinders
ϑ	Hilfsgröße
λ_i	Längswellenfaktor
λ_{jk}	Parameter zur Eigenfrequenzberechnung
μ	Hilfsgröße
ν	Poisson-Zahl
ρ	Dichte
ρ_0	Dichte von Luft
σ	Abstrahlgrad
τ	Transmissionsgrad
χ	Trägheitsradius des Zylinders
ω	Kreisfrequenz

1 Einleitung

Schalldämpferbauteile werden in technischen Anwendungen benötigt, um Menschen und Umwelt vor zu hoher Lärmbelastung zu schützen. Von Fahrzeugen bis hin zu Klimaanlage sind Schalldämpfer in vielen Maschinen und Geräten unabdingbar. Dabei stellen Schalldämpfer Minderungsmaßnahmen dar, welche in Bereichen eingebracht werden, die von einem Medium durchströmt werden, wie es beispielsweise in den Abgassträngen von Fahrzeugen der Fall ist. Hierbei gilt es, die Schallübertragung zu reduzieren, ohne dabei einen zu hohen Druckabfall hervorzurufen (vgl. [Fuchs 2007]).

Es besteht eine Abhängigkeit der Schalldämpferausführung und -auslegung vom Geräuspektrum der Schallquelle und von den Betriebsbedingungen. So muss beispielsweise der Schalldämpfer für eine raumluftechnische Anlage leicht sein, tonale Ventilatorgeräusche und Strömungsgeräusche reduzieren und den Brandschutz- und Hygieneanforderungen genügen. Hingegen muss das Schalldämpfersystem in einer Abgasanlage robust sein, hauptsächlich tieffrequente Verbrennungsgeräusche dämpfen und auf hohe Temperaturen und Verschmutzung ausgelegt sein (vgl. [Möser 2004]). Die Auslegung von Schalldämpfern ist dabei ebenso aufwendig wie kostspielig, da eine stetig steigende Wirksamkeit benötigt und ein sich ständig verringeres Gewicht der Bauteile vorausgesetzt werden.

Bei der Auslegung von Schalldämpfern zeigt sich häufig, dass die Berechnung der Luftschalldämpfung sehr genau möglich ist, jedoch die Übertragung auf Nebenwegen nur abgeschätzt werden kann. Da diese allerdings einen erheblichen Einfluss auf die Wirksamkeit von Schalldämpfern nehmen können, wird hier in vielen Fällen eine Limitierung der Vorhersage der Durchgangsdämpfung durchgeführt, um sicherzustellen, dass der Schalldämpfer die gewünschte Wirksamkeit erbringt. Eine solche Limitierung kann zur starken Verringerung der prognostizierten Dämpfung eines Schalldämpfers führen, wie in Abbildung 1.1 dargestellt (vgl. [Schirmer 2006]).

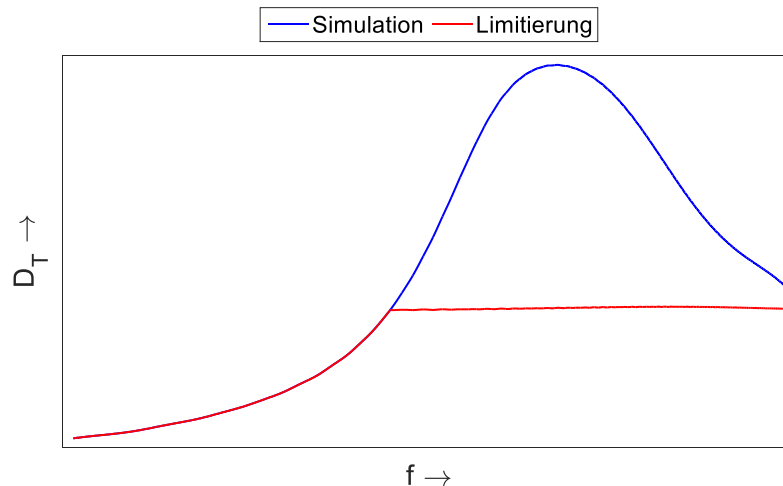


Abbildung 1.1: Limitierung des simulierten Durchgangsdämpfungsmaßes zur Berücksichtigung von Nebenübertragungswegen. Quelle: Eigene Darstellung nach [Schirmer 2006]

Hier ist zu erkennen, dass die berechnete Luftschalldämpfung des Schalldämpfers durch die Sicherheitsbeaufschlagung stark verringert wird. Diese Begrenzung dient dazu, dass der Schalldämpfer die an ihn gestellten Anforderungen nicht unterschreitet. Das führt jedoch häufig zu einer Überdimensionierung des Schalldämpfers, welche mit erhöhten Produktionskosten einhergeht und zu einer messbaren Dämpfung führt, die wesentlich oberhalb der Limitierung liegt.

Einer der durch diesen Sicherheitsaufschlag berücksichtigten Nebenübertragungswege ist der Körperschall. Dieser kann vor dem Schalldämpfer durch die Einkopplung von Luftschall oder durch das direkte Eintragen von Körperschall entstehen und über das Schalldämpfergehäuse bis hinter den Schalldämpfer übertragen werden, wo er wiederum abgestrahlt werden und zu einer Verringerung der tatsächlichen Dämpfung führen kann.

Diese Arbeit soll eine Möglichkeit aufzeigen, die Körperschalleinkopplung, -übertragung und -abstrahlung zu erfassen und zu simulieren, um eine konkretere Auslegung von Schalldämpfern vorbereitend zu ermöglichen und die Überdimensionierung bei der Auslegung zu verringern. Dazu soll die Statistische Energieanalyse (SEA) Anwendung finden, um ein Modell zur Beschreibung der Übertragungswege an Schalldämpfersystemen zu erstellen. Zudem finden analytische Untersuchungen der akustischen Kopplung zwischen Fluiden und Hohlzylindern sowie Abgleiche zwischen messtechnisch und analytisch gewonnenen Parametern statt, welche die Grundlage für das Modell darstellen. Ziel ist es, einen ersten Entwurf für ein Berechnungsmodell zur Prognose des Durchgangsdämpfungsmaßes unter Berücksichtigung der Körperschallübertragung aufzustellen und dessen Funktionalität messtechnisch zu untersuchen.

2 Grundlagen

2.1 Kenngrößen von Schalldämpfersystemen

Die üblichen Größen zur Charakterisierung der Leistungsfähigkeit von Schalldämpfern stellen das Durchgangsdämpfungsmaß D_T und das Einfügungsdämpfungsmaß D_{is} dar. Ersteres ist nach [DIN EN ISO 11820] definiert als

$$D_T = L_{W1} - L_{W2}. \quad (2.1)$$

Hierbei ist L_{W1} der in den Schalldämpfer hineinfließende Schalleistungspegel und L_{W2} beschreibt den Pegel der vom Schalldämpfer durchgelassenen Schalleistung, welcher sich in einen anschließenden Kanal, in einen Raum oder ins Freie ausbreitet.

Das Einfügungsdämpfungsmaß D_{is} gibt die Differenz der durchtretenden Schalleistungspegel ohne und mit eingebautem Schalldämpfer wieder (vgl. [DIN EN ISO 11820]):

$$D_{is} = L_{WII} - L_{WI}. \quad (2.2)$$

Dabei sind L_{WI} der Schalleistungspegel, welcher mit eingebautem Schalldämpfer gemessen wird, und L_{WII} jener Schalleistungspegel, der am selben Punkt wie L_{WI} bestimmt wird, wenn der Schalldämpfer durch einen Kanal äquivalenten Durchmessers mit reflektierenden Wänden ersetzt wird.

Da die Simulation und Berechnung der Luftschallübertragung in Schalldämpfern sehr genau berechenbar ist, diese jedoch durch die mangelnde Kenntnis der Nebenübertragungswege beeinflusst wird, findet in der Auslegung häufig eine Begrenzung der Dämpfung statt. Eine solche Limitierung wird in [Schirmer 2006] eingeführt. Zu diesem Zweck wird die normierte Ausbreitungsdämpfung definiert zu

$$D_h = \frac{h}{l} D_L. \quad (2.3)$$

Hierbei stellen h die halbe freie Kanalbreite, l die Länge und D_L die Schalldämpfung des Schalldämpfers dar. Zur Berücksichtigung der Übertragung auf Nebenwegen wie dem Körperschall wird die normierte Ausbreitungsdämpfung auf 1,5 dB begrenzt, woraus eine erhebliche Reduzierung der prognostizierten Wirksamkeit des Schalldämpfers resultieren kann und sich eine Limitierung ergibt, wie sie in Abbildung 1.1 dargestellt ist.

2.2 Körperschall

Das Gebiet der Physik, welches sich mit den Wechselbewegungen und -kräften in Festkörpern beschäftigt sowie sich mit der Einkopplung und Abstrahlung selbiger von und in Luftschallwellen befasst, wird als Körperschall bezeichnet (vgl. [Cremer 2010]). Hierbei ist zu beachten, dass der Begriffsteil „Schall“ in den meisten Fällen den Frequenzbereich auf die für den Menschen auditiv wahrnehmbare Bandbreite von etwa 16 bis 16.000 Hz beschränkt. Dieser Bereich wird durch die in Kapitel 3 getroffenen Bedingungen bezüglich der Anwendung der SEA für tiefe Frequenzen weiter eingeschränkt.

Während sich Schall in Fluiden und Fluidgemischen, wie beispielsweise Luft, in Form von Longitudinalwellen ausbreitet, finden sich in Festkörpern zusätzlich weitere Ausbreitungsarten wieder, da hier nicht nur Normal-, sondern auch Schubspannungen übertragen werden können. Im Allgemeinen werden die Wellen in Festkörpern anhand ihrer Schwingungs- und Ausbreitungsrichtungen benannt. Hier seien im Wesentlichen die Longitudinal-, Transversal- und Biegewellen aufgeführt.

Transversalwellen zeichnen sich durch eine Ausbreitungsrichtung senkrecht zur Schwingrichtung aus, während bei Longitudinalwellen die Richtungen der Ausbreitung und der Auslenkung gleich sind. Bei Wellenlängen, die nicht wesentlich größer sind als die Bauteilabmaße, können Longitudinalwellen durch Querkontraktion zu zusätzlichen Schwingungen senkrecht zur Ausbreitungsrichtung führen und sogenannte Quasi-Longitudinalwellen bilden (vgl. [Cremer 2010]).

Bei den Biegewellen finden eine Verschiebung der Teilchen senkrecht zur Ausbreitungsrichtung sowie eine Neigung ihrer Ebenen zueinander statt (vgl. [Cremer 2010]). In Abbildung 2.1 sind die Teilchenauslenkungen für vier Körperschallwellentypen dargestellt.

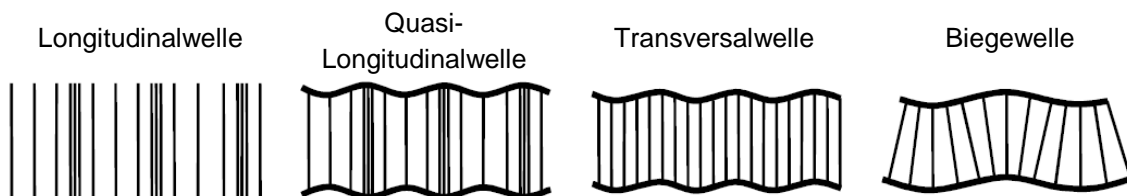


Abbildung 2.1: Körperschallwellentypen. Quelle: [Kohlhuber 2012].

Da davon ausgegangen wird, dass die Biegewellen den größten Einfluss auf die Abstrahlung von Körper- in Fluidschall haben und die in den Versuchen durchgeführte Anregung mittels eines Shakers hauptsächlich die Ausbildung von Biegewellen bewirkt, werden diese in dieser Arbeit primär betrachtet.

Eine zur Charakterisierung des Körperschalls häufig herangezogene Größe stellt der Schnellepegel dar, welcher definiert ist als

$$L_v = 10 \lg \left(\frac{\tilde{v}^2}{v_0^2} \right) \text{ dB.} \quad (2.4)$$

Hierbei ist \tilde{v} der Effektivwert der Schwingschnelle. Die Konstante $v_0 = 5 \cdot 10^{-8} \text{ m/s}$ gibt den Schnelle-Referenzwert wieder. Aus der auf der schwingenden Oberfläche gemessenen Schnelle kann zudem die Schwingenergie berechnet werden zu (vgl. [Kettlitz 2005])

$$W = m \cdot \overline{\tilde{v}^2}. \quad (2.5)$$

Hierin ist für m die Masse des schwingenden Objekts einzusetzen, wobei die Annahmen zugrunde liegen, dass eine gleichmäßige Verteilung der Masse vorliegt und dass das gesamte Bauteil gleichmäßig schwingt. Da dies in der Realität häufig nicht der Fall ist, wird die Schnelle an mehreren Punkten messtechnisch erfasst und energetisch über die Fläche gemittelt. Die Besonderheiten des Körperschalls der im Folgenden betrachteten Zylinderstrukturen werden in Kapitel 3 näher betrachtet.

2.3 Luftschallausbreitung in Räumen und Zylindern

Schall breitet sich in Fluiden und Fluidgemischen kugelförmig aus, wenn keine im Schallfeld befindlichen Objekte die Ausbreitung beeinflussen. In abgeschlossenen Räumen wird die Schallausbreitung primär durch die Wände eingeschränkt, welche bei hoher Absorption und geringer Reflexion zur Ausbildung eines nahezu freien Schallfeldes und mit steigender Reflexion zur Ausbildung eines zunehmend diffusen Schallfeldes führen. Dabei sorgt die Überlagerung von hin- und rücklaufenden Wellen für die Bildung von Schwingformen, deren Knotenpunkte sich scheinbar nicht fortbewegen. Die Frequenzen, bei welchen diese Eigenformen oder Eigenmoden auftreten, werden als Eigenfrequenzen bezeichnet, während ihre Anzahl üblicherweise in Form der Modenzahl wiedergegeben wird (vgl. [Möser 2004]).

Schallausbreitung im diffusen Schallfeld

Ein ideales diffuses Schallfeld ist dadurch gekennzeichnet, dass pro Zeiteinheit Schallenergie an jedem Punkt im Raum mit gleich großer Wahrscheinlichkeit aus jeder Raumrichtung auftritt. In der Realität nähert sich das Schallfeld in einem Raum aufgrund der sich erhöhenden Modenzahl mit steigender Frequenz der Diffusität an, wenn die äquivalente Absorptionsfläche des Raumes gering ist (vgl. [Möser 2004]).

Die Eigenfrequenzen eines rechteckigen Raumes lassen sich nach [Blevins 1995] näherungsweise bestimmen durch

$$f_{ijk} = \frac{c_0}{2} \left(\frac{i^2}{l_x^2} + \frac{j^2}{l_y^2} + \frac{k^2}{l_z^2} \right)^{\frac{1}{2}}, \quad (2.6)$$

$$i, j, k = 0, 1, 2, \dots$$

Hierin stellen c_0 die Schallgeschwindigkeit in Luft, l_x , l_y sowie l_z die Dimensionen des Raumes, und i , j sowie k die Zählvariablen in die drei Richtungen dar.

In den hier beschriebenen Messungen wird angenommen, dass die Schallfelder im zu betrachtenden Frequenzbereich ausreichend diffus sind. Somit kann die Schallenergie in einem Raum nach [Kettlitz 2005] bestimmt werden zu

$$W_{diff} = \frac{V \cdot \overline{p^2}}{\rho_0 \cdot c_0^2}. \quad (2.7)$$

Dabei geben V das Volumen des Raumes, $\overline{p^2}$ das mittlere Quadrat des Schalldruckeffektivwertes sowie ρ_0 die Dichte von Luft wieder. Um Fehlern durch das nicht vollständig diffuse Schallfeld vorzubeugen, wird der Schalldruck üblicherweise an mehreren Punkten im Raum gemessen und energetisch gemittelt.

Häufig wird die Schallenergie in Form des Schallenergiepegels L_E ausgedrückt, welcher definiert ist als

$$L_E = 10 \lg \left(\frac{W}{W_0} \right) \text{ dB}. \quad (2.8)$$

Hier beschreiben W eine Luft- oder auch Körperschallenergie, sowie $W_0 = 10^{-12}$ Js den Referenzwert für die Pegelberechnung. Auch der Schalldruck, welcher die typischste Größe zur Charakterisierung eines Schallfeldes darstellt, wird oft durch die dazugehörige Pegelgröße L_p beschrieben, die sich wie folgt berechnen lässt:

$$L_P = 10 \lg \left(\frac{\tilde{p}^2}{p_0^2} \right) \text{ dB} . \quad (2.9)$$

Hierbei ist $p_0 = 2 \cdot 10^{-5}$ Pa der Referenzschalldruck, welcher der durchschnittlichen menschlichen Hörschwelle bei einer Frequenz von 1000 Hz entspricht.

Schallausbreitung in Rohrleitungen

In zylinderförmigen Rohrleitungen kann davon ausgegangen werden, dass sich Schall primär als Longitudinalwelle in axialer Richtung konphas über die Fläche ausbreitet. Diese Form der Schallübertragung wird als ebene Welle bezeichnet. Die Energie, welche im Innern eines Rohres pro Periode durch dessen kreisförmigen Rohrquerschnitt tritt, ist definiert zu (vgl. [Henn 2008])

$$W_i = \frac{P_0}{\omega} \cdot \frac{\overline{\tilde{p}_i^2}}{p_0^2} \cdot \frac{S}{S_0} 10^{-\frac{K_D}{10} \text{ dB}} \quad (2.10)$$

mit

$$K_D = 8 \cdot \left(1 - \frac{c_0}{d_i f} \right) \text{ dB} , \quad (2.11)$$

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

Hier stellt $P_0 = 10^{-12}$ W den Referenzwert der Schallleistung dar. $\overline{\tilde{p}_i^2}$ ist das Quadrat des über die Fläche gemittelten Schalldruck-Effektivwerts im Innern des Rohres, während S die Querschnittsfläche mit dem Referenzwert $S_0 = 1 \text{ m}^2$ darstellt. K_D ist der Korrekturfaktor, welcher berücksichtigt, dass sich der Schall im Rohrrinnern mit steigender Frequenz nicht mehr ausschließlich als ebene Welle ausbreitet, sondern auch Quermoden ausbildet. Hier ist wiederum d_i der Innendurchmesser des Rohres.

Die Eigenfrequenzen des Luftvolumens in einem beidseitig offenen oder beidseitig geschlossenen zylindrischen Rohr sind nach [Blevins 1995] berechenbar zu

$$f_{ijk} = \frac{c_0}{2\pi} \left(\frac{\lambda_{jk}^2}{r_i^2} + \frac{i^2 \pi^2}{l^2} \right)^{\frac{1}{2}} , \quad (2.12)$$

$$i, j, k = 0, 1, 2, \dots$$

Hier stellen r_i den Innenradius und l die Länge des Zylinders dar. λ_{jk} gibt die Nullstellen der Ableitung der Bessel-Funktion erster Ordnung in Abhängigkeit von den Zählvariablen j und k wieder. Diese sind auszugsweise [Abramowitz 1964] zu entnehmen.

3 Körperschallbetrachtungen an Hohlzylindern

An Hohlzylindern treten verschiedene Körperschallphänomene auf, welche an weniger komplexen Strukturen wie Stäben oder Platten nicht oder in anderer Weise beobachtbar sind. Dieses Kapitel beschreibt grundlegend die auftretenden Wellenarten und deren Ausbreitung sowie die Abstrahlung von Körperschall. Von Interesse sind dabei meist die Eigenfrequenzen, beziehungsweise Modendichten der zu untersuchenden Bauteile.

3.1 Ausbreitung und Wellenarten

Allgemein haben Schallwellen – und so auch Körperschallwellen – die Eigenschaft, sich in homogenen und isotropen Medien räumlich in Kugelform auszubreiten. Es ist leicht ersichtlich, dass die Ausbreitung einer Welle jedoch sehr stark durch die Bauteildimensionen beeinflusst wird. So kann sich eine Longitudinalwelle in einer Platte nur sehr schwer in senkrechter Richtung zur Plattenoberfläche ausbreiten, wenn sie nicht über eine sehr hohe Frequenz verfügt.

Durch eben genannte Beeinflussung der Ausbreitung von Wellen in Festkörpern durch Bauteildimensionen sowie durch die Überlagerung hin- und rücklaufender Wellen ergeben sich Schwingformen, die sich scheinbar nicht auf dem betrachteten Objekt fortbewegen – sogenannte stehende Wellen. Die sich daraus ergebenden Eigenformen oder Eigenmoden stellen die Grundlage für die Betrachtung der Modenzahl dar, welche im Folgenden zur Definition der Gültigkeitsgrenzen für die SEA herangezogen wird.

Die Eigenmoden dominieren das Körperschallfeld, da sich eine Welle leichter ausbreitet, wenn ihre Frequenz in der Nähe einer Eigenfrequenz liegt. Gleichzeitig haben diese einen großen Einfluss auf die Schallabstrahlung von Bauteilen.

Nach [Grüzmacher 1966] können die Schwingformen von Zylindern in drei verschiedene Wellenarten eingeteilt werden: die Längsbiegeschwingungen, die Umfangsbiegeschwingungen sowie die Biegeschwingung mit Längs- und Umfangswellen. Diese sind in Abbildung 3.1 dargestellt und werden anschließend kurz erläutert.

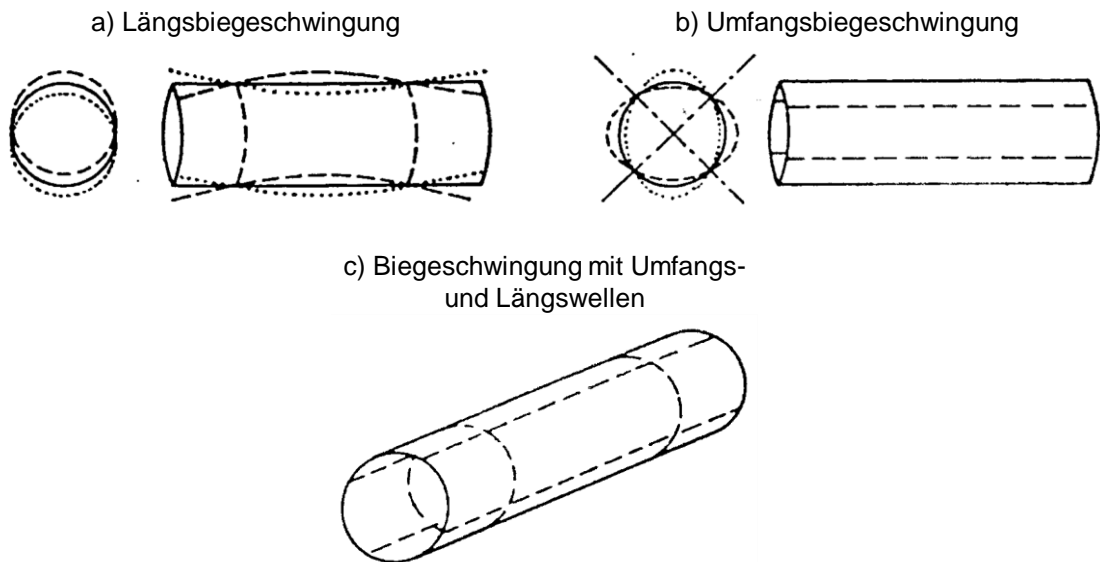


Abbildung 3.1: Schwingformen von Hohlzylindern. Quelle: [Grützmaker 1966]

Längsbiegeschwingungen

Die in Abbildung 3.1 a) dargestellten Längsbiegeschwingungen entsprechen den transversalen Schwingungen von Stäben. Hierbei unterliegt der Querschnitt des Zylinders nahezu keiner Verformung, während sich in axialer Richtung stehende Wellen ausbilden. Die Schwingform ist vergleichbar mit einer Aneinanderreihung von Ringen, welche in den Schwingungsbäuchen eine jeweils wechselnde, maximale Verschiebung in radialer Richtung aufweisen und in den Knotenpunkten keiner Auslenkung unterliegen (vgl. [Grützmaker 1966]). Die Eigenfrequenzen dieser Schwingungsarten sind nach [Grützmaker 1966] definiert zu

$$f_i = \frac{m_i^2 \chi}{2 \pi l^2} \sqrt{\frac{E}{\rho}}, \quad (3.1)$$

$$i = 1, 2, 3, \dots,$$

mit dem Trägheitsradius eines Zylinders

$$\chi = 0,5 \sqrt{r^2 + r_i^2}. \quad (3.2)$$

Hierbei stellt l die Länge des Zylinders dar, während E und ρ den Elastizitätsmodul sowie die Dichte des Rohrmaterials und i die Längshalbwellenzahl wiedergeben. Mittels des Beiwertes m_i werden die Randbedingungen des Zylinders in die Berechnung einbezo-

gen. Dieser ergibt sich für den Fall, dass die Enden der Zylinderschale radialsteif abgeschlossen sind zu $m_i = i \pi$. Sind die Enden der Zylinderschale jedoch offen und ist eine radiale Bewegung an den Rändern möglich, ist $m_i = 0,5 \pi (2 i + 1)$. Ist der Zylinder nur an einer Seite offen, gilt $m_i = 0,25 \pi (4 i + 1)$.

In Anhang A sind die im Rahmen dieser Arbeit untersuchten Bauteile dargestellt. Nach Gleichung (3.1) ergeben sich für Bauteil R 2 die in Tabelle 3.1 dargestellten Längsbiege-Eigenfrequenzen.

Tabelle 3.1: Rohr R 2: Längsbiege-Eigenfrequenzen (Auswahl)

f_1	f_2	f_3	f_4	f_5	f_6	f_7
336 Hz	1342 Hz	3020 Hz	5368 Hz	8388 Hz	12080 Hz	16440 Hz

Es ist zu erkennen, dass bereits die zweite Eigenmode über eine Frequenz von mehr als 1000 Hz verfügt und dass die Abstände zwischen den aufeinander folgenden Eigenfrequenzen sehr groß sind. Da in der SEA nach [Bies 1979] mindestens vier Eigenmoden pro Frequenzband vorausgesetzt werden, ist ersichtlich, dass die Längsbiegeschwindigkeiten nicht zu den Betrachtungen im Rahmen dieser Arbeit herangezogen werden können (vgl. Kapitel 4.2).

Umfangsbiegeschwingungen

Die Umfangsbiegeschwingungen, welche in Abbildung 3.1 b) dargestellt sind, führen im Gegensatz zu den Längsbiegeschwingungen zu einer Verformung des Zylinderquerschnitts, welche sich bei beidseitig freien Enden konphas über die Länge ausbildet. Der Zylinder verhält sich wie ein Ring, bei dem zwei vom Mittelpunkt aus gegenüberliegende Punkte eine gleiche Art der Bewegung aufweisen. Nach [Grützmaker 1966] sind die Eigenfrequenzen dieser Schwingform berechenbar mittels der Gleichung

$$f_n = \frac{1}{2 \pi} \sqrt{\frac{E h^2}{12 \rho \bar{r}^4 (1 - \nu^2)} \frac{n^2(n^2 - 1)}{\sqrt{n^2 + 1}}}, \quad (3.3)$$

$$n = 2, 3, 4, \dots$$

Hierin gehen die Dicke der Rohrwand h , der mittlere Zylinderradius \bar{r} , die Poisson-Zahl ν des Zylindermaterials sowie die Umfangswellenzahl n ein. Die ersten Umfangs-Eigenfrequenzen des Rohres R 2 (siehe Anhang A) sind in Tabelle 3.2 zu finden.

Tabelle 3.2: Rohr R 2: Umfangs-Eigenfrequenzen (Auswahl)

f_2	f_3	f_4	f_5	f_6	f_7
347 Hz	1474 Hz	3769 Hz	7618 Hz	13410 Hz	21540 Hz

Es zeigt sich, dass die Eigenfrequenzen der Umfangsbiegeschwingungen ähnlich hohe Werte aufweisen wie jene der Längsbiegeschwingungen. Hier ist bei Bauteil R 1 ebenfalls die Eigenfrequenz f_3 schon größer als 1000 Hz, f_7 liegt bereits nicht mehr im für Menschen hörbaren Bereich. Gleichermäßen ist die Gesamtanzahl der Moden sehr gering und der Abstand zwischen selbigen zu hoch, um eine ausreichende Modenzahl zu ergeben. Somit soll auch diese Wellenart hier keine weitere Anwendung finden.

Biegeschwingungen mit Längs- und Umfangswellen

Durch die Superposition der Längs- und Umfangsbiegeschwingungen ergeben sich Schwingformen entsprechend Abbildung 3.1 c). Hierbei bildet sich ein Wellenfeld derart aus, dass die Oberfläche des Zylinders in rechteckige Felder aufgeteilt werden kann, welche abwechselnd eine nach innen und eine nach außen gerichtete Verformung aufweisen. Es können beliebig viele Kombinationen aus Längshalbwellen- und Radialwellenzahlen auftreten. Die dazugehörigen Eigenfrequenzen lassen sich nach [Grützmaker 1966] folgendermaßen berechnen:

$$f_{in} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{E \Delta_{in}}{\rho \bar{r} (1 - \nu^2)}}, \quad (3.4)$$

$$i, n = 1, 2, 3, \dots,$$

wobei der Frequenzparameter Δ_{in} definiert ist zu

$$\Delta_{in} = \frac{(1 - \nu^2) \lambda_i^4 + \beta \{(\lambda_i^2 + n^2)^4 - 2[\nu \lambda_i^6 + 3 \lambda_i^4 n^2 + (4 - \nu) \lambda_i^2 n^4 + n^6] + 2(2 - \nu) \lambda_i^2 n^2 + n^4\}}{(\lambda_i^2 + n^2)^2 + (3 + 2\nu) \lambda_i^2 + n^2 + \beta \frac{3 - \nu}{1 - \nu} (\lambda_i^2 + n^2)^3} \quad (3.5)$$

mit dem Längswellenfaktor

$$\lambda_i = \frac{m_i \bar{r}}{l} \quad (3.6)$$

sowie

$$\beta = \frac{h^2}{12 \bar{r}^2}. \quad (3.7)$$

Tabelle 3.3 gibt die ersten der nach Gleichung (3.4) berechneten Eigenfrequenzen des Bauteils R 2 (siehe Anhang A) wieder.

Tabelle 3.3: Rohr R 2: Eigenfrequenzen mit Längs- und Umfangswellen

	$n = 1$	$n = 2$	$n = 3$	$n = 4$	$n = 5$	$n = 6$
$i = 1$	310 Hz	205 Hz	497 Hz	944 Hz	1523 Hz	2229 Hz
$i = 2$	1023 Hz	437 Hz	540 Hz	961 Hz	1536 Hz	2241 Hz
$i = 3$	1836 Hz	849 Hz	670 Hz	1004 Hz	1561 Hz	2262 Hz

Die Biegewellen mit Längs- und Umfangsanteil weisen bereits bei tieferen Frequenzen Eigenmoden auf und diese sind in wesentlich größerer Zahl vorhanden als die der bisher betrachteten Wellenarten. Auch die Abstände zwischen den verschiedenen Eigenfrequenzen sind geringer.

Um die Übereinstimmung der berechneten mit den messtechnisch erfassten Eigenfrequenzen zu prüfen, sind in Abbildung 3.2 ein gemessenes Schnellepegel- sowie Schalldruckpegelspektrum dargestellt. Diese wurden bei der Anregung des Rohres mittels eines Shakers mit weißem Rauschen aufgezeichnet. Der Schnellepegel ergibt sich aus der Beschleunigungsmessung, welche über mehrere Punkte auf der Rohrwand gemittelt wurde. Der Schalldruckpegel gibt das Schallfeld im umgebenden Raum wieder, in welchen das Rohr bei der Anregung Schall abstrahlte. Zudem wurden die nach Gleichung (3.4) berechneten Eigenfrequenzen eingezeichnet, um diese mit den in den Messkurven durch lokale Erhöhungen erkennbaren, gemessenen Eigenfrequenzen zu vergleichen.

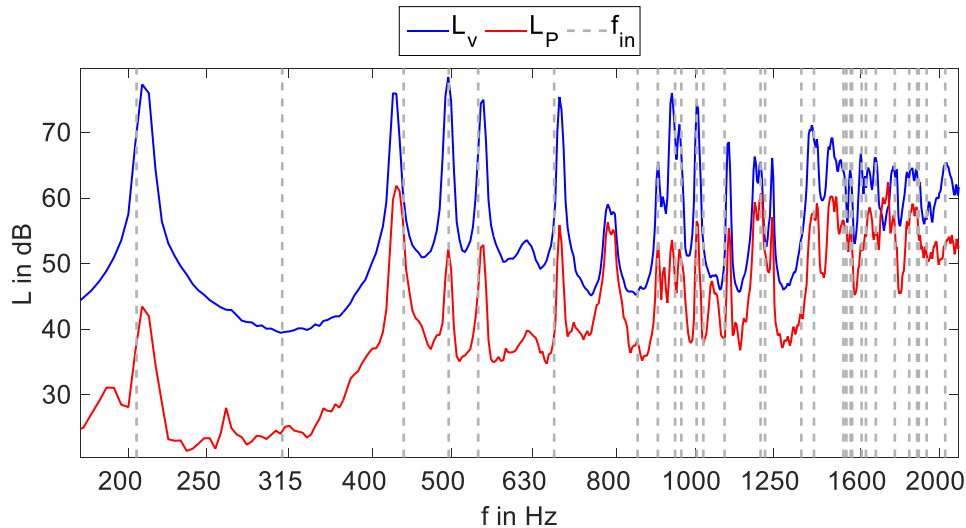


Abbildung 3.2: Rohr R 2: Eigenfrequenzen f_{in} nach Gleichung (3.4), Schnellepegel L_v auf der Rohrwand und Schalldruckpegel L_p im Raum, gemessen bei Anregung des Rohres mittels weißem Rauschen.

Es ist zu erkennen, dass die meisten berechneten Eigenfrequenzen jene in den gemessenen Spektren vor allem bezüglich ihrer Anzahl akkurat wiedergeben. Abweichungen im Schnellepegel können hierbei durch die Lagerung des Zylinders, durch Abweichungen der physischen Abmessungen des Bauteils sowie durch Inhomogenitäten des Zylindermaterials bedingt sein. Bei dem Schalldruckspektrum im Raum können zusätzlich die Eigenfrequenzen des Raumes Einfluss auf die Messergebnisse nehmen.

Zwar sind auch einige schwerwiegende Abweichungen zu erkennen, wie beispielsweise die berechnete Eigenfrequenz bei 310 Hz, welcher keine gemessene Erhöhung zugeordnet werden kann, jedoch befindet sich diese in einem Bereich derart niedriger Frequenz, dass hier die Modenzahl ohnehin nicht ausreicht, um die SEA anzuwenden. Auch die bei etwa 780 Hz im Messspektrum erkennbare Mode, welche nur sehr ungenau von der bei 850 Hz liegenden, berechneten wiedergegeben wird, stellt ein Beispiel für eine solche Abweichung dar. Da diese jedoch durch eine berechnete Eigenfrequenz wiedergegeben wird, ergibt sich trotz der falschen Lage der berechneten Mode eine dem Messergebnis entsprechende Gesamtanzahl von Moden im Frequenzband.

Die übrigen berechneten Eigenfrequenzen treffen die Maxima in den gemessenen Kurven ausreichend genau, um diese Berechnung als Grundlage für die Anwendung der SEA zu verwenden. Es ist auch zu erkennen, dass die Anzahl der Moden erwartungsgemäß mit größer werdender Frequenz zunimmt, sodass im hochfrequenten Bereich das messtechnische Unterscheiden selbiger schwieriger wird. Es ist somit davon auszugehen, dass oberhalb der Grenze von vier Moden pro Terz die Genauigkeit der SEA weiter steigt.

Ein weiterer Grund, welcher für die Verwendung der Biegeeigenmoden mit Längs- und Umfangswellen spricht, ist, dass eine messtechnische Trennung der verschiedenen Schwingformen nur schwer möglich ist. Da somit die Längs- und Umfangsbiegemoden gleichermaßen erfasst werden und da, wie in Abbildung 3.2 erkennbar, beide Wellenarten einen Einfluss auf die Abstrahlung von Luftschall haben, ist es sinnvoll, diese gemeinsam zu betrachten.

Es sei hier angemerkt, dass an Zylindern weitere Wellenarten auftreten können, welche jedoch in vielen Fällen keine Auslenkung in radialer Richtung verursachen und somit keinen erheblichen Einfluss auf die Abstrahlung nehmen, oder keine hohe Anzahl an Eigenfrequenzen aufweisen. Beispiele hierfür sind die bereits genannten Longitudinalwellen sowie Torsions-, Love- und Rayleigh-Wellen.

Die Schwingenergie der Zylinder ist analog zu Gleichung (4.21) berechenbar, wobei hier für m nicht die Gesamtmasse des Zylinders, sondern lediglich die des Mantels eingesetzt werden soll (vgl. [Georgi 2016]).

3.2 Abstrahlung

Körperschallwellen, welche sich auf Zylinderschalen ausbreiten, können in die umgebende und die im Innern des Zylinders befindliche Luft abgestrahlt werden. Die Umwandlung von Körper- zu Luftschall wird durch den Abstrahlgrad σ beschrieben, welcher allgemein definiert ist als (vgl. [Cremer 2010])

$$\sigma = \frac{P}{\rho_0 c_0 S \overline{v^2}}. \quad (3.8)$$

Hierbei stellt P die Schalleistung dar, welche ein Körper der Oberfläche S , der mit dem mittleren Schnelleffektivwert-Quadrat von $\overline{v^2}$ schwingt, in ein Medium der Dichte ρ_0 und der Schallgeschwindigkeit c_0 abstrahlt. Es ist dabei zu beachten, dass der Abstrahlgrad nicht notwendigerweise zwischen Null und Eins liegen muss, da dieser lediglich den Wert der Abstrahlung einer Fläche im Vergleich zum idealen Kolbenstrahler wiedergibt. So nimmt beispielsweise der Abstrahlgrad einer Platte in der Nähe der Koinkidenzfrequenz, bei welcher die Biegewellenlänge gleich der Wellenlänge in Luft ist, häufig Werte größer Eins an.

Eine weitere Größe zur Beschreibung der Abstrahlung ist der Strahlungsverlustfaktor, welcher wiedergibt, wie stark die Körperschallschwingung durch die Abstrahlung von Luftschall gedämpft wird und welcher nach [Cremer 2010] definiert ist als

$$\eta_{rad} = \frac{W_S}{2\pi W_K}. \quad (3.9)$$

W_S ist dabei die pro Schwingperiode abgestrahlte Schallenergie und W_K die vorhandene Schwingenergie des Körperschalls. Der Zusammenhang zwischen dem Strahlungsverlustfaktor, welcher ohne Umrechnung in die SEA eingebunden werden kann, und dem Abstrahlgrad ist nach [Cremer 2010] beschreibbar durch

$$\eta_{rad} = \frac{\rho_0 c_0 \sigma}{2\pi f m''}. \quad (3.10)$$

Hier stellt m'' die flächenbezogene Masse des abstrahlenden Objekts dar. Für Zylinder lässt sich der Abstrahlgrad für die Abstrahlung nach außen nach einem Modell von Heckl aus [Möser 2004] näherungsweise wie folgt beschreiben:

$$\sigma = \begin{cases} G(f) & \text{für } f \leq f_2 \\ G(f_2)^{X(f)} & \text{für } f_2 < f < f_c, \\ 1 & \text{für } f \geq f_c \end{cases}, \quad (3.11)$$

$$G(f) = \left[1 + \frac{2}{\pi} \left(\frac{c_0}{\pi f d} \right)^3 \right]^{-1},$$

$$X(f) = \frac{\lg(f/f_c)}{\lg(f_2/f_c)},$$

$$f_2 = \frac{0,49 c_L h}{d_a^2}.$$

Hierbei beschreiben d_a den Außendurchmesser, h die Wanddicke und f_2 die zweite Ringfrequenz des Zylinders. $G(f)$ und $X(f)$ stellen Hilfsfunktionen dar. f_c ist die Koinzidenzgrenz- oder Spuranpassungsfrequenz der Zylinderwand, welche nach [Möser 2004] gegeben ist zu

$$f_c = \frac{c_0^2}{1,8 c_L h}. \quad (3.12)$$

Die Longitudinalwellengeschwindigkeit c_L ist dabei nach [Möser 2004]

$$c_L = \sqrt{\frac{E_S}{\rho}}, \quad (3.13)$$

wobei E_S den Kompressionsmodul und ρ die Dichte des Zylindermaterials wiedergeben. Eine weitere Möglichkeit zur Beschreibung des Abstrahlgrades eines Zylinders nach außen liefert [VDI 3733] in der Form

$$\sigma = \frac{1}{1 + \left(\frac{c_0}{4df}\right)^3}. \quad (3.14)$$

Diese Gleichung soll laut [VDI 3733] einen oberen Grenzwert für die Abstrahlung von Biegewellen darstellen. Der tatsächlich gemessene Abstrahlgrad soll stets unterhalb der prognostizierten Kurve liegen. Dies spiegelt sich auch in Abbildung 3.3 wider, in welcher die Abstrahlgrade eines Rohres nach Gleichung (3.11) in Rot sowie nach Gleichung (3.14) in Blau dargestellt sind.

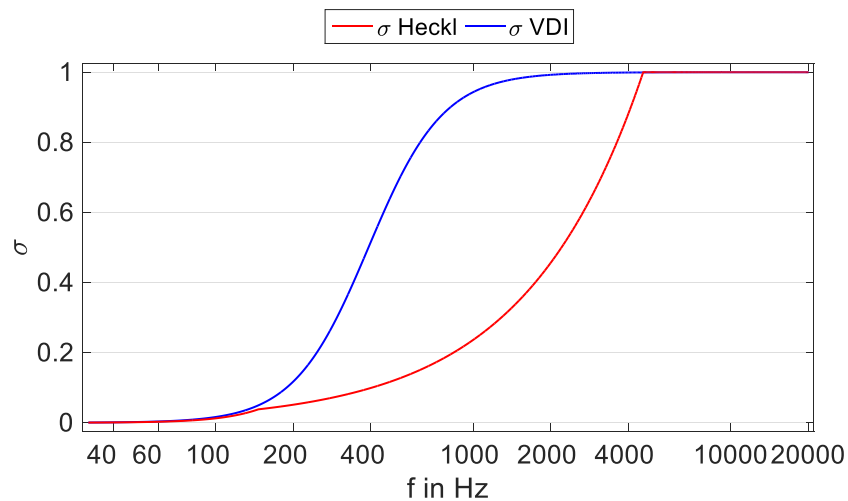


Abbildung 3.3: Abstrahlgrade σ eines Rohres nach Heckl und VDI.

Die mittels der Gleichungen (3.11) und (4.21) ermittelten Abstrahlgrade können nun mithilfe von Gleichung (3.10) zu Strahlungsverlustfaktoren umgeformt werden, welche wiederum in ein SEA-Modell integriert werden können.

4 Statistische Energieanalyse

Die Statistische Energieanalyse (SEA) ist eine Methode zur Prognose der Energieübertragung und -umwandlung zwischen verschiedenen Medien und Strukturen. Diese basiert nicht wie die Auslegung von Schalldämpfern auf dem Wellen-, sondern auf einem statistischen Ansatz. Die Grundannahme für die Anwendung der SEA besteht darin, dass Energie weder entstehen noch verloren gehen kann. Die in einem System vorhandene Energie kann jedoch auf verschiedene Weise ihre Form ändern und in verschiedene Energieformen umgewandelt werden. Die SEA wird ausführlich in diversen Veröffentlichungen behandelt, von welchen die wichtigsten in diesem Kapitel zusammengefasst werden sollen. Dabei stellt [Lyon 1995] die umfangreichste Betrachtung der Methode dar.

Die Untersuchung von Energien anstelle von Auslenkungen, Schwingschnellen oder -beschleunigungen, Schalldrücken und anderer Größen, welche zur Beschreibung von Wellenfeldern herangezogen werden, hat den Vorteil der problemlosen Vergleichbarkeit der verschiedenen Erscheinungsformen der Energie. So kann die Schwingenergie einer Platte ohne weitere Umrechnung mit der Luftschallenergie in einem Raum und der mittels eines Shakers in ein Struktursystem eingebrachten Energie in Verbindung gebracht werden.

Ihren statistischen Charakter erhält die SEA durch die Mittelung der zu betrachtenden Größen über Raum, Zeit und Frequenz. Zudem wird in der messtechnischen Anwendung der SEA, der sogenannten inversen SEA, die Anregung der Subsysteme mittels stochastischer Signale realisiert.

Um mittels der SEA das Schwingverhalten eines Systems zu beschreiben, muss dieses in sogenannte Subsysteme aufgeteilt werden. Diese Unterteilung ist oft intuitiv möglich, wenn beispielsweise ein Strukturobjekt in Verbindung mit einem Fluid als SEA-System betrachtet werden soll. Jedoch können auch physisch schwer zu trennende Bereiche eines Bauteiles als verschiedene Subsysteme betrachtet werden.

Es gilt bei der Anwendung der SEA zu beachten, dass messtechnisch unterschiedlich zu erfassende Modenformen als getrennte SEA-Modelle zu betrachten sind (vgl. [Möser 2004]).

Alle Subsysteme werden mittels einer begrenzten Anzahl von Parametern beschrieben. $W_{in,x}$ stellt die in das System x eingetragene, W_x die im Subsystem x im quasistationären Zustand vorhandene Energie dar. Des Weiteren beschreibt η_x den Eigenverlustfaktor des Subsystems x , also den Anteil der Energie von W_x , welcher durch Dissipation in nicht näher zu betrachtende Energieformen (meist in thermische Energie) umgewandelt

wird. Die Subsysteme x und y eines Systems werden mittels der Kopplungsverlustfaktoren η_{xy} und η_{yx} miteinander in Verbindung gesetzt. η_{xy} gibt dabei den Anteil von W_x wieder, welcher in Subsystem y übertragen wird. η_{yx} ist analog definiert. Hierbei ist zu beachten, dass sich der Netto-Energiefluss zwischen zwei Subsystemen erst durch die Betrachtung der in beide Richtungen wirkenden Kopplungsverlustfaktoren und der in beiden Subsystemen vorhandenen Energien aus der Differenz der hin- und rückfließenden Energien ergibt.

Die Betrachtungen der SEA gelten für den Fall, dass sich das System im eingeschwungenen, quasistationären Zustand befindet. Dadurch, dass im Gesamtsystem keine Energie verlorenght, da die Dissipation durch die Eigenverlustfaktoren und die Übertragungen zwischen den Subsystemen mittels der Kopplungsverlustfaktoren beschrieben werden, kann folgende Gleichung für die Energiebilanz jedes Subsystems i eines SEA-Modells mit x Subsystemen aufgestellt werden:

$$W_{in,i} + \sum_{\substack{k=1 \\ k \neq i}}^x W_{ki} = W_{i,diss} + \sum_{\substack{k=1 \\ k \neq i}}^x W_{ik}, \quad (4.1)$$

wobei $W_{in,i}$ die von außen in Subsystem i eingetragene, W_{ki} die von Subsystem k in Subsystem i übertragene und $W_{i,diss}$ die im Subsystem i dissipierte Energie beschreiben. In Abbildung 4.1 sind alle zu betrachtenden Energieübertragungen am Beispiel eines aus drei Subsystemen bestehenden SEA-Modells dargestellt.

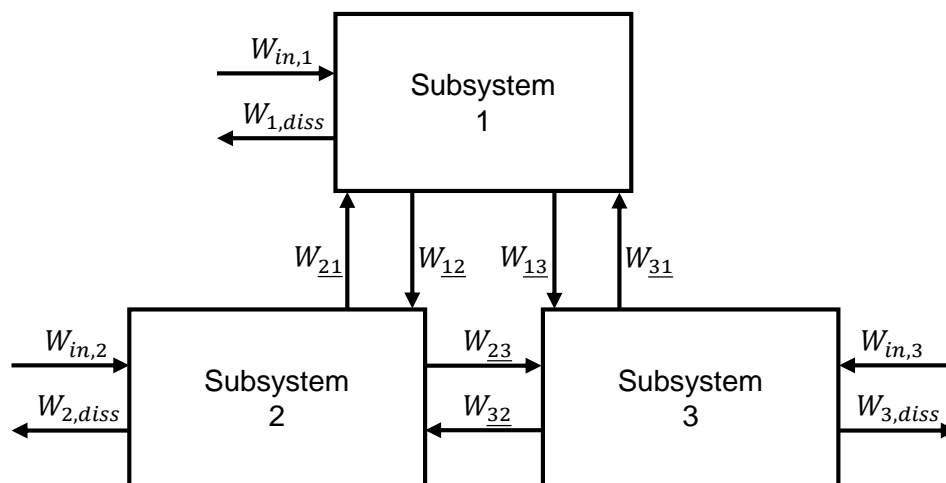


Abbildung 4.1: Energieflüsse in einem SEA-Modell mit drei Subsystemen. Eigene Darstellung in Anlehnung an [Lewit 1995].

Dabei ist

$$W_{ki} = \eta_{ki} \cdot W_k, \quad (4.2)$$

$$W_{k,diss} = \eta_k \cdot W_k. \quad (4.3)$$

Mittels der Gleichungen (4.1), (4.2) und (4.3) kann die allgemeine Matrixgleichung der SEA für ein Modell mit x Subsystemen aufgestellt werden:

$$\begin{pmatrix} W_1 \\ W_2 \\ \vdots \\ W_x \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} \eta_1^o & -\eta_{21} & \cdots & -\eta_{x1} \\ -\eta_{12} & \eta_2^o & & -\eta_{x2} \\ \vdots & & \ddots & \vdots \\ -\eta_{1x} & -\eta_{2x} & \cdots & \eta_x^o \end{bmatrix}^{-1} \begin{pmatrix} W_{in,1} \\ W_{in,2} \\ \vdots \\ W_{in,x} \end{pmatrix}, \quad (4.4)$$

wobei für jedes η_k^o gilt

$$\eta_k^o = \eta_k + \sum_{\substack{i=1 \\ i \neq k}}^x \eta_{ki}. \quad (4.5)$$

Mithilfe dieser Gleichungen können anhand bekannter Eigen- und Kopplungsverlustfaktoren für einen gewünschten Energieeintrag in eines oder mehrere Subsysteme die resultierenden Energien in allen Subsystemen berechnet werden (vgl. [Sarradj 1998]).

4.1 Inverse Statistische Energieanalyse

Die SEA kann auch zur messtechnischen Bestimmung der Eigen- und Kopplungsverlustfaktoren genutzt werden. Bei der Anwendung dieser inversen SEA – auch Power Injection Method (PIM) genannt – werden bei einem Modell alle Subsysteme einzeln angeregt und im eingeschwungenen, quasistationären Zustand die Energien in allen Subsystemen gemessen. Es ergeben sich dann die folgenden Gleichungen für die Anregung der einzelnen Systeme (vgl. [Lewit 1995]):

Anregung in Subsystem 1:

$$W_{in,1} = \eta_1 W_{11} + \eta_{12} W_{11} + \eta_{13} W_{11} - \eta_{21} W_{12} - \eta_{31} W_{13} \quad (4.6)$$

$$0 = \eta_2 W_{12} + \eta_{21} W_{12} + \eta_{23} W_{12} - \eta_{12} W_{11} - \eta_{32} W_{13} \quad (4.7)$$

$$0 = \eta_3 W_{13} + \eta_{31} W_{13} + \eta_{32} W_{13} - \eta_{13} W_{11} - \eta_{23} W_{12} \quad (4.8)$$

Anregung in Subsystem 2:

$$0 = \eta_1 W_{21} + \eta_{12} W_{21} + \eta_{13} W_{21} - \eta_{21} W_{22} - \eta_{31} W_{23} \quad (4.9)$$

$$W_{in,2} = \eta_2 W_{22} + \eta_{21} W_{22} + \eta_{23} W_{22} - \eta_{12} W_{21} - \eta_{32} W_{23} \quad (4.10)$$

$$0 = \eta_3 W_{23} + \eta_{31} W_{23} + \eta_{32} W_{23} - \eta_{13} W_{21} - \eta_{23} W_{22} \quad (4.11)$$

Anregung in Subsystem 3:

$$0 = \eta_1 W_{31} + \eta_{12} W_{31} + \eta_{13} W_{31} - \eta_{21} W_{32} - \eta_{31} W_{33} \quad (4.12)$$

$$0 = \eta_2 W_{32} + \eta_{21} W_{32} + \eta_{23} W_{32} - \eta_{12} W_{31} - \eta_{32} W_{33} \quad (4.13)$$

$$W_{in,3} = \eta_3 W_{33} + \eta_{31} W_{33} + \eta_{32} W_{33} - \eta_{13} W_{31} - \eta_{23} W_{32} \quad (4.14)$$

Dabei beschreibt W_{ki} die Energie, welche in Subsystem i auftritt, während die Anregung in Subsystem k stattfindet.

Die Gleichungen (4.6) bis (4.14) können in die Matrixform

$$\begin{bmatrix} W_{in,1} & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & W_{in,2} & 0 & 0 \\ \vdots & 0 & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \cdots & W_{in,x} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \eta_1^o & -\eta_{21} & \cdots & -\eta_{x1} \\ -\eta_{12} & \eta_2^o & & -\eta_{x2} \\ \vdots & & \ddots & \vdots \\ -\eta_{1x} & -\eta_{2x} & \cdots & \eta_x^o \end{bmatrix} \begin{bmatrix} W_{11} & W_{21} & \cdots & W_{x1} \\ W_{12} & W_{22} & & W_{x2} \\ \vdots & & \ddots & \vdots \\ W_{1x} & W_{2x} & \cdots & W_{xx} \end{bmatrix} \quad (4.15)$$

übertragen werden. Durch das Beziehen der Energien W_{ki} auf die dazugehörigen Eingangsenergien $W_{in,k}$ können die normierten Energien erzeugt werden:

$$W_{ki}^n = \frac{W_{ki}}{W_{in,k}}. \quad (4.16)$$

Dadurch reduziert sich die linke Seite der Gleichung (4.15) zur Einheitsmatrix, wodurch sich nach Umstellung die Eigen- und Kopplungsverlustfaktoren wie folgt aus den gemessenen Energien berechnen lassen (vgl. [Georgi 2016]):

$$\begin{bmatrix} \eta_1^o & -\eta_{21} & \cdots & -\eta_{x1} \\ -\eta_{12} & \eta_2^o & & -\eta_{x2} \\ \vdots & & \ddots & \vdots \\ -\eta_{1x} & -\eta_{2x} & \cdots & \eta_x^o \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} W_{11}^n & W_{21}^n & \cdots & W_{x1}^n \\ W_{12}^n & W_{22}^n & & W_{x2}^n \\ \vdots & & \ddots & \vdots \\ W_{1x}^n & W_{2x}^n & \cdots & W_{xx}^n \end{bmatrix}^{-1}. \quad (4.17)$$

Die inverse SEA wird sehr detailliert in den bereits genannten Quellen beschrieben und

in [Georgi 2016] sowie [Hennig 2017] auf Systeme aus gekoppelten und ungekoppelten Hohlzylindern angewendet.

Ein häufig verwendeter Ansatz zur Herstellung eines Zusammenhanges zwischen in entgegengesetzte Richtungen wirkenden Kopplungsverlustfaktoren stellt die Reziprozitätsbeziehung dar, welche allgemein in der Form

$$n_i \eta_{ij} = n_j \eta_{ji} \quad (4.18)$$

beziehungsweise

$$\Delta N_i \eta_{ij} = \Delta N_j \eta_{ji} \quad (4.19)$$

ausgedrückt wird (vgl. [Lyon 1995], [Mace 2005], [Möser 2004]). Hierbei stellen n_i und n_j die Modendichten sowie ΔN_i und ΔN_j die Anzahlen der Moden im Frequenzband der Subsysteme i und j dar. Die Gleichungen (4.18) und (4.19) besagen, dass bei Subsystemen bekannter Modenzahlen aus einem bekannten Kopplungsverlustfaktor der entgegengesetzte Kopplungsverlustfaktor berechnet werden kann. Üblicherweise wird dieser Zusammenhang mit steigender Frequenz genauer, da mit dieser auch die Modenzahl steigt. Die Reziprozität findet häufig in der analytischen SEA zur Berechnung komplizierter Kopplungsverlustfaktoren sowie in der inversen SEA zur groben Überprüfung der Messergebnisse Anwendung.

4.2 Grundannahmen und Voraussetzungen

Sowohl die SEA als auch die inverse SEA setzen einige Grundannahmen voraus. Diese sollen hier zusammengefasst dargestellt und anschließend auf die konkrete Problemstellung der SEA-Berechnungen an Rohrsystemen übertragen werden.

Die erste Grundbedingung lautet, dass jedes Subsystem ausschließlich bezüglich einer Wellenart betrachtet wird (vgl. [Möser 2004]). Daraus resultiert, dass beispielsweise ein einziges physisches Objekt als zwei getrennte Subsysteme betrachtet werden muss, wenn sowohl Biege- als auch Longitudinalwellen untersucht werden sollen.

Dies konkurriert mit einer weiteren Voraussetzung, dass Subsysteme schwach gekoppelt sein müssen, da sich verschiedene Wellenarten innerhalb eines Subsystems ineinander umwandeln können und dieser Vorgang möglicherweise nicht der Bedingung einer schwachen Kopplung genügt. Jedoch werden in den wenigsten Fällen verschiedene Modenformen eines Subsystems betrachtet, sondern meist der Fokus auf eine, beispielsweise für die Abstrahlung relevante Wellenart gelegt. Dadurch kann lediglich

der Fehler entstehen, dass unberücksichtigte Hin- und Rückumwandlung in messtechnisch nicht erfasste Energieformen stattfindet.

Die Bedingung, dass zwischen Subsystemen schwache Kopplung gegeben sein soll, wird in der Literatur auf verschiedene Weise definiert. Häufig wird angegeben, dass eine schwache Kopplung dann vorliegt, wenn der Kopplungsverlustfaktor η_{xy} zwischen zwei Subsystemen wesentlich kleiner ist als der Eigenverlustfaktor η_x des sendenden Systems (vgl. [Chandiramani 1977], [Möser 2004]).

Dies ist aus mathematischer Sicht nachvollziehbar, beispielsweise wenn ein Subsystem mit nur zwei Verlustfaktoren betrachtet wird, wie in Abbildung 4.2 dargestellt. Der Vereinfachung halber sei hier die Rückkopplung aus anderen Subsystemen nicht berücksichtigt.

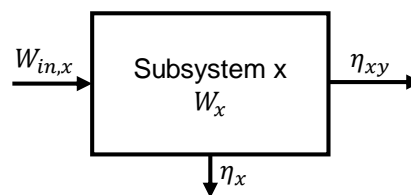


Abbildung 4.2: Vereinfachte schematische Darstellung eines SEA-Subsystems

Da die Grundannahme der SEA lautet, dass ein quasistationärer, eingeschwungener Zustand vorherrschen soll und somit die Eingangsenergie jedes Subsystems gleich seiner Ausgangsenergie sein muss, ergibt sich hier der folgende Zusammenhang:

$$W_x = \frac{W_{in,x}}{\eta_x + \eta_{xy}}, \quad (4.20)$$

beziehungsweise

$$W_{in,x} = W_{x,diss} + \underline{W_{xy}} = \eta_x W_x + \eta_{xy} W_x. \quad (4.21)$$

Hierbei stellen W_x das Energiepotenzial des Subsystems, $W_{in,x}$ die Eingangsenergie, η_x den Eigen- und η_{xy} einen Kopplungsverlustfaktor dar. $W_{x,diss}$ ist die in Subsystem x dissipierte, $\underline{W_{xy}}$ die von Subsystem x zu einem Subsystem y fließende Energie.

Es ist nun erkennbar, dass bei wesentlich unterschiedlichen Verlustfaktoren η_x und η_{xy} der größere der beiden Werte die Energie W_x definiert. Wenn nun starke Kopplung auftritt und somit gilt, dass $\eta_x \ll \eta_{xy}$, bedeutet das, dass nur ein sehr kleiner Teil der Energie

über η_x abfließt und der Energiefluss \underline{W}_{xy} bei einer Veränderung von η_{xy} nahezu gleich bleibt, da sich W_x antiproportional zu diesem verhält.

Dies hat zur Folge, dass in diesem Fall die Energie, welche von einem Subsystem in ein anderes übertragen wird, nahezu unabhängig von dem diese Kopplung beschreibenden Kopplungsverlustfaktor ist. Da die Kopplungsverlustfaktoren jedoch genau jenen Zweck erfüllen sollen, die zwischen Subsystemen übertragenen Energien zu definieren, soll starke Kopplung vermieden werden.

In [Lyon 1995] wird die Bedeutung der schwachen Kopplung für die messtechnische Anwendung der SEA zusammengefasst: Die Voraussetzung der schwachen Kopplung ist demnach vernachlässigbar, wenn der Eigenverlustfaktor eines Subsystems im gekoppelten Zustand bestimmt wurde. Dies hat die Ursache, dass die Bedingung der schwachen Kopplung darauf beruht, dass eine starke Kopplung zur Verfälschung des im ungekoppelten Zustand gemessenen Eigenverlustfaktors führen kann. Dies geht einher mit den Aussagen in [Möser 2004] und [Cremer 2010], die besagen, dass eine starke Kopplung die Beeinflussung der Eigenmoden eines Subsystems mit sich bringt und zur erhöhten Messung des Kopplungsverlustfaktors führt.

Ein Indiz für die starke Kopplung zwischen Subsystemen wird in [Korte 2005] gefunden, indem die Verhältnisse der Energien der Subsysteme eines SEA-Modells zueinander untersucht werden. Demnach tritt starke Kopplung auf, wenn bei Anregung eines Subsystems in einem benachbarten Subsystem eine höhere Energie auftritt als in dem direkt angeregten. In [Cremer 2010] wird angegeben, dass eine starke Kopplung vorhanden ist, wenn der Kopplungsverlustfaktor mindestens dreimal so groß ist wie der Eigenverlustfaktor des Subsystems.

Es kann somit zusammengefasst werden, dass ein konkretes Kriterium über die Schwachheit der Kopplung zweier Subsysteme nicht besteht, dass ein SEA-Modell jedoch durch Kopplungsverlustfaktoren begünstigt wird, welche wesentlich geringer sind als die Eigenverlustfaktoren und dass der Fehlereinfluss starker Kopplung reduzierbar ist, indem die Verlustfaktoren im gekoppelten Zustand gemessen werden.

Des Weiteren wird bei der SEA vorausgesetzt, dass jedes Subsystem einen Beitrag zur Gesamtenergie leistet und dass die Kopplung zweier Subsysteme selbst nicht verlustbehaftet ist. Die Nichteinhaltung dieser Bedingung hat die Erhöhung der gemessenen Eigenverlustfaktoren zur Folge (vgl. [Georgi 2016], [Hennig 2017]), was bei gesamtheitlicher Betrachtung der Energien im SEA-Modell zu einer geringen Verfälschung der Simulationsergebnisse führen kann.

Modenzahl

Eine grundlegende Bedingung für die Anwendbarkeit der SEA lautet, dass das zu untersuchende Subsystem eine möglichst hohe Modendichte im interessierenden Frequenzbereich aufweisen soll, um eine ausreichende Diffusität des Schallfeldes sicherzustellen. In [Bies 1979] wird dabei eine Anzahl von mindestens vier Moden im zu untersuchenden Frequenzband vorausgesetzt.

Diese Einschränkung stellt in den meisten Fällen gleichzeitig die untere Frequenzgrenze für die Anwendbarkeit der SEA auf ein Subsystem dar, während die Methode mit zunehmender Frequenz aufgrund der steigenden Modenzahl genauer wird. Gleichzeitig erhöht sich die Genauigkeit der SEA, wenn alle in einem Frequenzbereich vorhandenen Moden möglichst gleichmäßig über diesen verteilt sind.

Sind in f_j die beispielsweise mittels der Gleichungen (2.6) oder (2.12) berechneten Eigenfrequenzen aufsteigend sortiert, kann die Modenzahl N auf folgende Weise berechnet werden:

$$\begin{aligned} N(f < f_1) &= 0, \\ N(f_j \leq f < f_{j+1}) &= N(f_{j-1}) + 1, \\ j &= 1, 2, 3, \dots \end{aligned} \quad (4.22)$$

Somit gibt $N(f)$ die Anzahl der bis zur Frequenz f aufgetretenen Eigenmoden wieder. Um die für die SEA relevante Anzahl der Moden pro Frequenzband ΔN zu berechnen, ist folgende Umformung notwendig:

$$\Delta N = N(f_o) - N(f_u). \quad (4.23)$$

Hier stellen $N(f_o)$ und $N(f_u)$ die Modenzahlen an der oberen, beziehungsweise unteren Grenze eines Frequenzbereiches, beispielsweise einer Terz oder einer Oktave, dar.

Da die Anzahl der Moden pro Terzband jeweils mindestens vier betragen soll, um ein Schallfeld als ausreichend stochastisch für die SEA bezeichnen zu können, sind in Abbildung 4.3 die nach den genannten Gleichungen berechneten Modenzahlen gegenübergestellt.

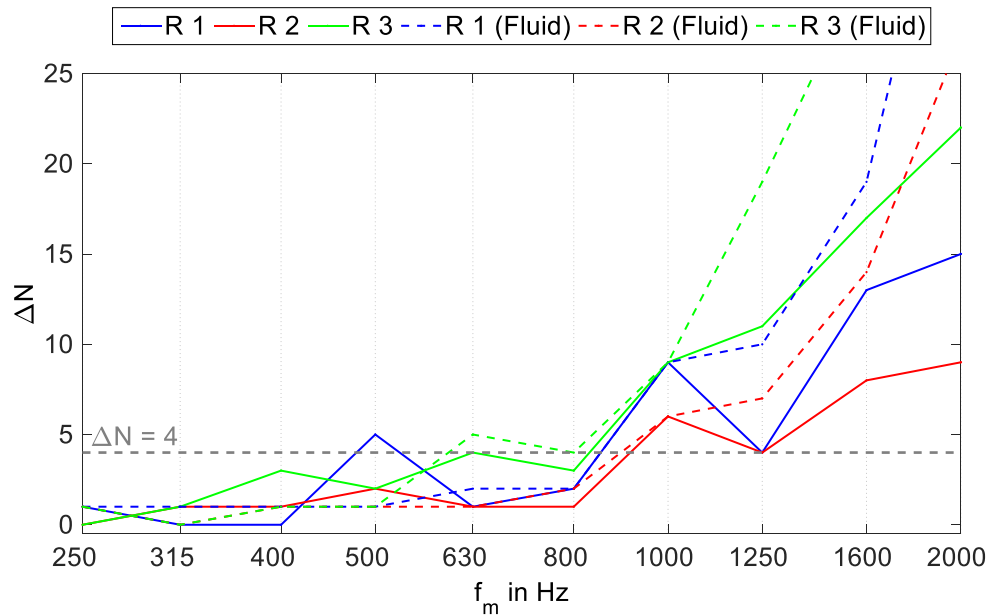


Abbildung 4.3: Anzahl der Moden ausgewählter Bauteile und der darin befindlichen Fluidvolumina pro Terz (Bauteile siehe Anhang A).

Es ist zu erkennen, dass alle zu betrachtenden Bauteile ab einer Frequenz von 1000 Hz durchgehend mindestens vier Eigenmoden pro Terz aufweisen. Das Luftvolumen im Innern des Rohres R 3 erfüllt diese Bedingung bereits ab der Terz mit der Mittenfrequenz von 630 Hz. Auf die hier zu betrachtenden Bauteile ist die SEA somit ab 1000 Hz anwendbar. Die tieferen Frequenzen sollen hier dennoch Betrachtung finden, um zu überprüfen, ob eine Erweiterbarkeit der SEA auf diesen Bereich besteht.

5 Modellbildung Absorptions-Schalldämpfer

Das SEA-Modell zur mathematischen Nachbildung der Durchgangsdämpfung von Schalldämpfern soll den Luft- und den Körperschallübertragungspfad getrennt betrachten. Im Folgenden soll zuerst der Weg des Luftschalls derart definiert werden, dass an diesen der Körperschallpfad angekoppelt werden kann, ohne den Luftschallpfad selbst wesentlich zu beeinflussen. Anschließend soll eine Berechnungsmethode für das Durchgangsdämpfungsmaß des Gesamtsystems unter Berücksichtigung der Körperschallübertragung gezeigt werden.

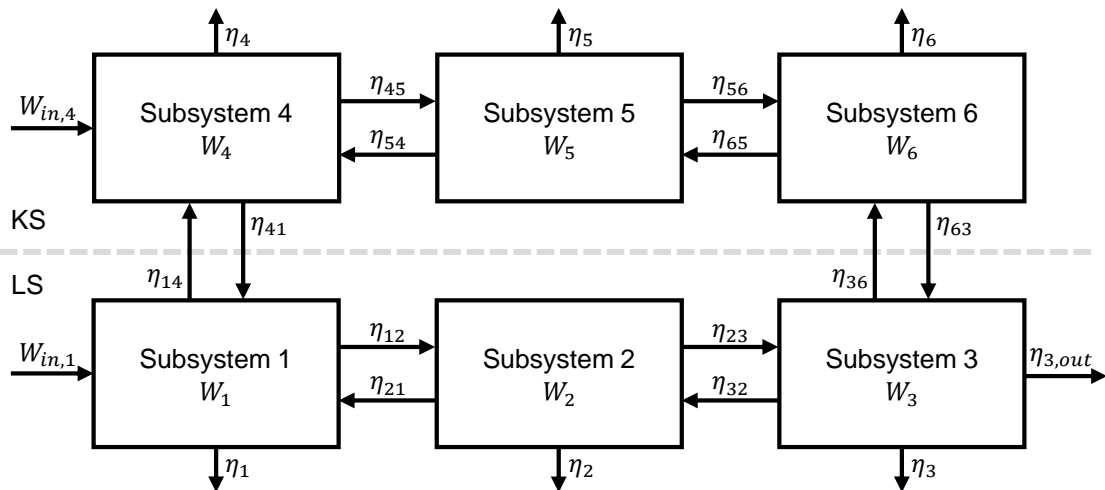


Abbildung 5.1: SEA-Modell zur Simulation der Durchgangsdämpfung mit Luftschall (LS)- und Körperschall (KS)-Übertragung.

In Abbildung 5.1 ist der grundlegende Aufbau des verwendeten SEA-Modells dargestellt. Es sollen mittels der Subsysteme 1 bis 3 die Übertragung auf dem Luftschallweg und durch die Subsysteme 4 bis 6 die Transmission über den Körperschallpfad beschrieben werden.

Die Subsysteme 2 und 5 repräsentieren hier das Schalldämpfersystem luft- beziehungsweise körperschalltechnisch, während die anderen Subsysteme die vor und nach dem Schalldämpfer angebrachten Rohrleitungen wiedergeben. Die Schnittstellen zwischen den beiden Übertragungswegen stellen die Kopplungsverlustfaktoren η_{14} und η_{41} sowie η_{36} und η_{63} vor und nach dem Schalldämpfersystem dar.

Zwischen den Subsystemen 2 und 5 wird vorerst keine Kopplung angenommen, das heißt es wird im Modell keine Einkopplung und Abstrahlung von Körperschall im Schalldämpfersystem selbst berücksichtigt. Dies hat den Grund, dass sowohl die Messung der

Schallenergie im Innern des Schalldämpfers, als auch die Bestimmung der Schwingenergie desselben aufgrund der räumlichen Gegebenheiten und der komplexen Massenverteilung schwer mit hinreichender Genauigkeit zu realisieren sind.

Im Mittelpunkt der Untersuchungen soll die Betrachtung stehen, dass Luftschall über $W_{in,1}$ und Körperschall über $W_{in,4}$ in das Modell eingebracht werden und durch die Kopplung mit den Rohrwänden eine teilweise Umwandlung in Körperschall stattfindet.

5.1 Luftschallübertragung

Die Schallübertragung durch einen Schalldämpfer wird, wie in Kapitel 2.1 beschrieben, durch das Durchgangsdämpfungsmaß erfasst. Das Ziel des hier beschriebenen Modells ist es, dieses Durchgangsdämpfungsmaß in Form von SEA-Subsystemen mit definierten Eigen- und Kopplungsverlustfaktoren zu beschreiben. Hierzu muss zunächst ein Zusammenhang zwischen diesen SEA-Parametern und dem Durchgangsdämpfungsmaß eines Schalldämpfers hergestellt werden. In Abbildung 5.2 ist der Ausschnitt des SEA-Modells dargestellt, mittels welchem die Übertragung des Schalls durch den Schalldämpfer wiedergegeben wird.

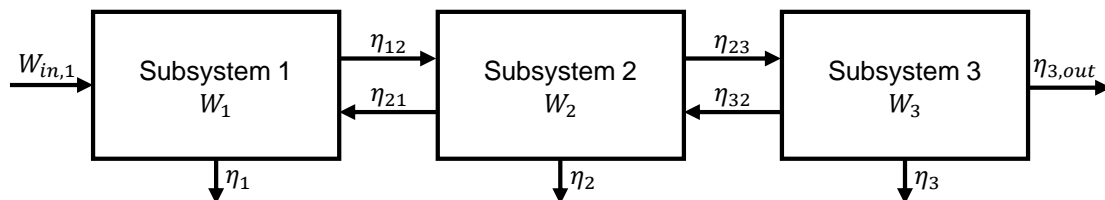


Abbildung 5.2: Luftschallpfad des SEA-Modells zur Wiedergabe der Durchgangsdämpfung eines Schalldämpfers.

Wenn nun entsprechend der Gleichungen (4.6) bis (4.8) die Knotengleichungen für die Subsysteme 1 bis 3 aufgestellt und diese nach den Energien der jeweiligen Subsysteme auflöst werden, ergibt sich

$$W_1 = \frac{W_{in,1} + \eta_{21}W_2 + \eta_{31}W_3}{\eta_1 + \eta_{12} + \eta_{13}}, \quad (5.1)$$

$$W_2 = \frac{\eta_{12}W_1 + \eta_{32}W_3}{\eta_2 + \eta_{21} + \eta_{23}}, \quad (5.2)$$

$$W_3 = \frac{\eta_{13}W_1 + \eta_{23}W_2}{\eta_3 + \eta_{3,out} + \eta_{31} + \eta_{32}}. \quad (5.3)$$

Das Durchgangsdämpfungsmaß ergibt sich durch Umformung von Gleichung (2.1) unter der Annahme, dass die Leistung $P = W \cdot \omega$ die pro Oszillation durch den Rohrquerschnitt tretende Schallenergie beschreibt, zu

$$D_T = 10 \lg \left(\frac{W_{in}}{W_{out}} \right) \text{ dB}. \quad (5.4)$$

Hierin beschreibt W_{in} die in einen Schalldämpfer hinein-, W_{out} die aus ihm herausfließende Energie. Analog zu dieser Beschreibung kann das Durchgangsdämpfungsmaß mittels des SEA-Modells definiert werden durch die Gleichung

$$D_{T,LS} = 10 \lg \left(\frac{W_{N,12}}{W_{N,23}} \right) \text{ dB} = 10 \lg \left(\frac{\eta_{12} W_1 - \eta_{21} W_2}{\eta_{23} W_2 - \eta_{32} W_3} \right) \text{ dB}. \quad (5.5)$$

Der Index LS soll hier dazu dienen, das auf der Luftschallübertragung beruhende Durchgangsdämpfungsmaß von dem später zum Vergleich herangezogenen, auf der Körperschallübertragung basierenden Durchgangsdämpfungsmaß $D_{T,KS}$ sowie dem aus beiden Größen zusammengesetzten Gesamt-Durchgangsdämpfungsmaß $D_{T,ges}$ zu differenzieren.

Durch das Einsetzen der Gleichungen (5.1) bis (5.3) in Gleichung (5.5) und durch Auflösen nach η_2 ergibt sich der Eigenverlustfaktor von Subsystem 2 in Abhängigkeit von den SEA-Kopplungs- und Eigenverlustfaktoren sowie von D_{TL} zu

$$\eta_2 = - \frac{(\eta_3 + \eta_{3,out}) \eta_{21} + (\eta_3 + \eta_{3,out}) \eta_{23} + \eta_{21} \eta_{32} - \eta_{12} \eta_{23} 10^{\frac{D_{T,LS}}{10} \text{ dB}}}{\eta_3 + \eta_{3,out} + \eta_{32}}. \quad (5.6)$$

Durch das Festlegen von $\eta_{12} = \eta_{23} = \eta_{3,out} = 1$ sowie $\eta_{21} = \eta_{32} = 0$ wird sichergestellt, dass die Energie den Luftschallpfad nicht in rückwärtiger Richtung durchläuft. Dies kann zwar in der Realität in Form von Reflexionen auftreten, soll jedoch zur Vereinfachung des Modells hier keine Berücksichtigung finden.

Des Weiteren sollen die Eigenverlustfaktoren η_1 und η_3 auf Null gesetzt werden. Dies hat die Ursache, dass die atmosphärische Dämpfung in den ein- und ausgangsseitigen Rohren, welche durch die Subsysteme 1 und 3 symbolisiert werden, bereits bei der Berechnung der Durchgangsdämpfung des Schalldämpfersystems Berücksichtigung findet. Alle weiteren Verluste in diesen Subsystemen sind durch die Kopplungsverlustfaktoren η_{12} und $\eta_{3,out}$ im SEA-Modell implementiert.

Das Festlegen der Kopplungsverlustfaktoren in Flussrichtung der Schallenergie auf Eins verfolgt den Zweck, dass die Energieflüsse zwischen den Subsystemen nahezu gleich den Energien in den sendenden Subsystemen sind. Zudem wird dadurch die Energie W_1 stabilisiert, welche so nur in sehr geringem Maße vom Eigenverlustfaktor η_1 und den Kopplungsverlustfaktoren η_{14} und η_{41} abhängt, solange für diese gilt $\eta \ll 1$.

Es ergibt sich, dass $W_{in,1} = W_1 = W_{12} = W_{N,12}$, $W_2 = W_{23} = W_{N,23}$ und $W_3 = W_{3,out}$ sowie bei alleiniger Betrachtung des Luftschallpfades ohne Körperschallübertragung $W_{N,23} = W_3$. Der Zusammenhang $W_{in,1} = W_1$ ermöglicht es, eine messtechnisch ermittelte Energie W_1 als Eingangsgröße für das SEA-Modell zu verwenden und somit Mess- und Simulationsergebnisse direkt zu vergleichen. Dies wird in [Hennig 2017] bestätigt. Hier wird die Aussage getroffen, dass die mittels eines Lautsprechers in ein Rohr eingebrachte Energie näherungsweise der in diesem Rohr gemessenen Energie entspricht.

Ein weiteres Resultat dieser Rahmenbedingungen ist die Unabhängigkeit der Energie W_1 von allen Effekten, welche bei Betrachtung in Flussrichtung nach der Übertragung von Subsystem 1 in Subsystem 2 stattfinden. So wird W_1 nicht durch η_2 oder die aus der Ankopplung des Körperschalls resultierende Änderung von W_3 beeinflusst.

Durch diese Aussagen bezüglich der Eigen- und Kopplungsverlustfaktoren in dem SEA-Modell, welches den Luftschall-Übertragungspfad symbolisiert, vereinfacht sich Gleichung (5.6) zu

$$\eta_2 = 10^{\frac{D_{T,LS}}{10 \text{ dB}}} - 1. \quad (5.7)$$

Es ist ersichtlich, dass η_2 hier Werte größer Eins annehmen kann, was allerdings in einem mathematischen Modell der SEA keine weiteren Probleme zur Folge hat.

Aus der zuvor getroffenen Aussage, dass die Energien der Subsysteme 1, 2 und 3 den Flussenergien aus selbigen hinaus entsprechen, ergibt sich nun bei reiner Betrachtung des Luftschallpfades des SEA-Modells der Zusammenhang

$$D_{T,LS} = 10 \lg \left(\frac{W_1}{W_3} \right) \text{ dB}. \quad (5.8)$$

Diese Aussage gibt wieder, dass sich bei reiner Luftschallbetrachtung das Durchgangsdämpfungsmaß nicht ausschließlich durch die Netto-Energieflüsse in das Schalldämpfersystem hinein und aus diesem heraus, sondern auch durch die Energien vor und nach dem Schalldämpfer ergibt, da die Energien W_1 und W_3 nur von den zuvor auf Null gesetzten Eigenverlustfaktoren η_1 beziehungsweise η_3 abhängig sind. Diese Betrachtung

wird im Folgenden bei der Definition des Körperschallpfades des SEA-Modells herangezogen.

5.2 Körperschallübertragung

Die Körperschallübertragung, welche zu einer Verringerung des Durchgangsdämpfungsmaßes eines Schalldämpfers führt, soll derart in das Modell integriert werden, dass ein Körperschall-Durchgangsdämpfungsmaß $D_{T,KS}$ sowie ein Gesamt-Durchgangsdämpfungsmaß $D_{T,ges}$ ermittelt werden können. Wird in Abbildung 5.1 Subsystem 2 ausgeblendet, indem $\eta_{12} = 0$ gesetzt wird, ergibt sich das Modell wie in Abbildung 5.3 dargestellt, mithilfe dessen die Körperschallübertragung inklusive der Einkopplung vor und der Abstrahlung hinter dem Schalldämpfersystem simuliert werden kann.

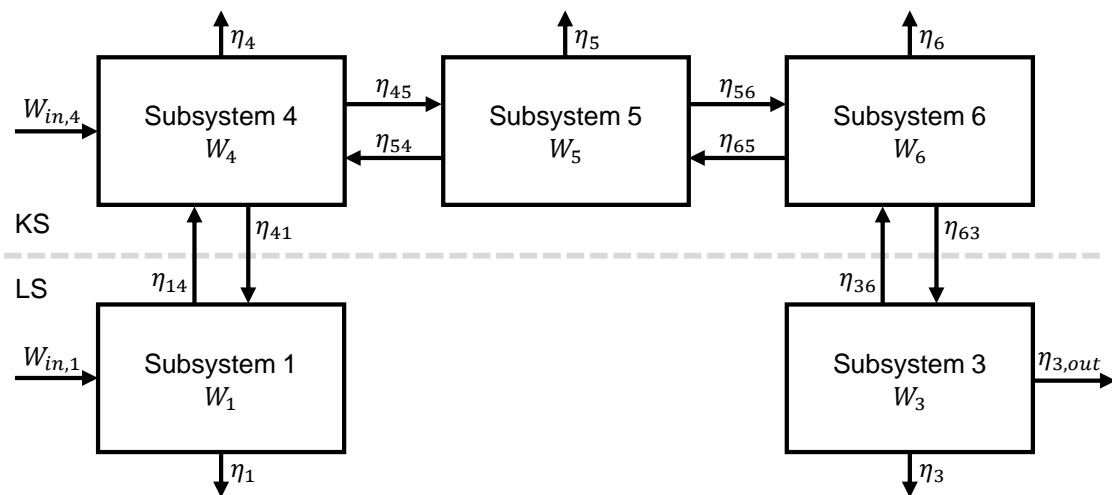


Abbildung 5.3: SEA-Modell zur Wiedergabe der Körperschallübertragung eines Schalldämpfersystems mit Luft- und Körperschallpfad.

Um das Subsystem 2 vollkommen von der Betrachtung mittels des SEA-Modells auszunehmen, muss auch der Kopplungsverlustfaktor η_{32} – ebenso wie bei der Betrachtung der Luftschall-Übertragung – auf Null gesetzt werden. Somit wird die Energie W_2 Null, unabhängig von η_2 , η_{21} und η_{23} und es findet keine Übertragung auf dem Luftschallpfad mehr statt.

Damit die Energie von Subsystem 1 bei Betrachtung der Körperschallübertragung $W_{1,KS}$ gleich der Energie $W_{1,LS}$ bei Betrachtung der Luftschallübertragung ist, kann $\eta_1 = 1$ gesetzt werden. Dies hat den Effekt, dass der Anteil der Energie W_1 , welcher sonst in Subsystem 2 übertragen würde, dissipiert wird und die Energie W_1 bis auf die Beeinflussung durch die Körperschallankopplung selbst, also durch die Kopplungsverlustfaktoren η_{14} und η_{41} , gleichbleibt.

Alle Kopplungsverlustfaktoren indirekter Kopplungen werden wiederum auf Null gesetzt, da angenommen wird, dass sich die Energie, welche in Form von Körperschall übertragen wird, nur auf dem Pfad über die Subsysteme 1, 4, 5, 6 und 3 in dieser Reihenfolge ausbreitet. Um eine Vergleichbarkeit mit dem in Gleichung (5.8) definierten Luftschall-Durchgangsdämpfungsmaß zu erzeugen, soll das Körperschall-Durchgangsdämpfungsmaß für das in Abbildung 5.3 dargestellte Modell ebenfalls definiert sein zu

$$D_{T,KS} = 10 \lg \left(\frac{W_1}{W_3} \right) \text{ dB} . \quad (5.9)$$

Zwar wäre auch eine Definition der Körperschall-Übertragungsdämpfung mittels der Netto-Energieflüsse zwischen den Subsystemen 1 und 4 sowie zwischen 3 und 6 möglich, oder auch mittels des Verhältnisses aus W_4 und W_6 , jedoch ist es für die hier durchgeführten Untersuchungen notwendig, einen gemeinsamen Ausgangspunkt für alle Durchgangsdämpfungsmaße zu finden, um diese miteinander vergleichen zu können. Da der Fokus bei den hiesigen Betrachtungen auf der Luftschall-Übertragung liegt, sollen die Luftschallenergien vor und nach dem Schalldämpfer diese gemeinsamen Ausgangspunkte bilden.

Um das Luftschall- und das Körperschall-Durchgangsdämpfungsmaß zu einem Gesamtdurchgangsdämpfungsmaß zusammenzuführen, kann nun wiederum bei gemeinsamer Betrachtung des Modells nach Abbildung 5.1 das Gesamt-Durchgangsdämpfungsmaß zu

$$D_{T,ges} = 10 \lg \left(\frac{W_1}{W_3} \right) \text{ dB} \quad (5.10)$$

bestimmt werden. Da nun alle drei zu betrachtenden Durchgangsdämpfungsmaße gemeinsame Bezugspunkte haben, können diese zueinander ins Verhältnis gesetzt werden. Es ergibt sich dabei näherungsweise ein mit der Parallelschaltung von Widerständen vergleichbarer Zusammenhang zwischen Luft- und Körperschall-Durchgangsdämpfungsmaß:

$$D_{T,ges} \approx 10 \lg \left(10^{-\frac{D_{T,KS}}{10 \text{ dB}}} + 10^{-\frac{D_{T,LS}}{10 \text{ dB}}} \right)^{-1} \text{ dB} \quad (5.11)$$

Entsprechend dieser Aussage verläuft $D_{T,ges}$ zwischen den Größen $D_{T,LS}$ und $D_{T,KS}$. Diese tendiert dabei stets zur Geringeren der beiden. Wenn Luft- und Körperschall-Durchgangsdämpfung gleich sind, ergibt sich $D_{T,ges}$ zu 3 dB weniger als die jeweiligen Luft- und Körperschall-Durchgangsdämpfungsmaße.

Wird mittels der Eingangsenergie $W_{in,4}$ Energie in das System eingebracht, sind die Definitionen der Durchgangsdämpfungsmaße wie zuvor beschrieben nur noch bedingt gültig. Unter der Annahme, dass bei gleichzeitigem Vorhandensein von $W_{in,1}$ und $W_{in,4}$ erstere die Energie W_1 dominiert und diese somit näherungsweise gleichbleibt und dass sich W_3 aus der Kombination der aus der Übertragung beider Eingangsenergien resultierenden Energien ergibt, kann die Definition nach Gleichung (5.10) weiterhin verwendet werden.

Wenn jedoch ausschließlich eine Anregung von Subsystem 4 mittels Shaker stattfände, würde dies dazu führen, dass mittels des Durchgangsdämpfungsmaßes die vor dem Schalldämpfer abgestrahlte Energie mit der gemeinsam über Luft- und Körperschall übertragenen Schallenergie hinter dem Schalldämpfer verglichen würden. Da hierdurch keine signifikante Aussage getroffen werden kann, ist an dieser Stelle die Betrachtung der auf die Eingangsenergie $W_{in,4}$ normierten Luftschallenergie W_3 hinter dem Schalldämpfer nach Gleichung (4.16) sinnvoll. Die daraus entstehende Größe W_3^n beschreibt demnach, wie viel von der vor dem Schalldämpfer eingetragenen Körperschallenergie hinter dem Schalldämpfer abgestrahlt wird, und kann somit als Kenngröße für das Bauteil betrachtet werden. Hierbei kann, ähnlich wie beim Durchgangsdämpfungsmaß, während der Simulation wiederum zwischen der Übertragung auf dem Luftschallpfad, dem Körperschallpfad und auf beiden gemeinsam unterschieden werden, wobei die Annahme naheliegt, dass die Übertragung bei reiner Körperschallanregung größtenteils über den Körperschallpfad stattfindet.

Um die Körper- und Luftschallübertragung eines Schalldämpfers zusammenzufassen, kann es zweckdienlich sein, die Gesamt-Luftschallenergie $W_{3,ges}$ bei Luft- und Körperschallanregung in Abhängigkeit von den Eingangsgrößen darzustellen. Zwar ergibt sich diese auch aus der SEA-Simulation, doch kann eine einmalige Durchführung der Luft- und Körperschallsimulation ausreichen, um anschließend für verschiedene Eingangsenergien die resultierenden Ausgangsenergien zu berechnen, ohne die SEA-Matrix aufstellen zu müssen. Diese Verbindung der beiden Übertragungswege ergibt sich aus der Zusammenführung der Gleichungen (4.16) und (5.10) sowie der Annahme, dass $W_1 \approx W_{in,1}$, zu

$$W_{3,ges} = W_{in,1} \cdot 10^{-\frac{D_{T,ges}}{10 \text{ dB}}} + W_{in,4} \cdot W_3^n . \quad (5.12)$$

Mittels dieses Zusammenhangs ist ersichtlich, ob bei einer beliebigen Kombination aus Anregungen der Körper- oder Luftschalleintrag die Energie hinter dem Schalldämpfer dominiert und zeigt somit auf, an welcher Stelle Verbesserungen zweckdienlich sein können.

5.2.1 Empirisches Modell

Im Folgenden soll die messtechnische Bestimmung der Eigen- und Kopplungsverlustfaktoren zur Verwendung im SEA-Modell kurz beschrieben werden. Die auf diese Weise erlangten Daten sollen hier als empirische Werte bezeichnet werden, um sie von den rechnerisch ermittelten, analytischen Werten zu trennen. Ausführlich wird die Gewinnung von Eigen- und Kopplungsverlustfaktoren aus Messdaten in [Georgi 2016] und [Hennig 2017] thematisiert.

Kopplung Körperschall – Luftschall

Um zu ermitteln, wie groß die Energieübertragung über den Körperschallpfad ist, soll zunächst die Abstrahlung von Körperschall nach innen betrachtet werden, welche in der Rohrleitung hinter dem Schalldämpfer dazu führt, dass sich das Durchgangsdämpfungsmaß des Schalldämpfers gegenüber der Luftschall-Berechnung verringert. Diese wird in dem Modell durch den Kopplungsverlustfaktor η_{63} wiedergegeben. Da allerdings bei der SEA stets sowohl die Hin- als auch die Rückrichtung einer Kopplung betrachtet werden, stellt η_{41} ebenfalls eine Körperschallabstrahlung nach innen dar, welche der effektiven Körperschalleinkopplung vor dem Schalldämpfer entgegenwirkt.

Der Übergang von Körper- zu Luftschall wird oft durch den Abstrahlgrad wiedergegeben, welcher bereits in Kapitel 3.2 eingeführt wurde. Nach Gleichung (3.8) lässt sich der Abstrahlgrad aus der mittleren Schwingschnelle der zu betrachtenden Struktur sowie der von ihr abgestrahlten Schalleistung bestimmen. Alternativ kann die Abstrahlung mittels des Strahlungsverlustfaktors η_{rad} beschrieben werden, welcher aus dem gemessenen oder berechneten Abstrahlgrad ermittelt werden kann. Die messtechnische Bestimmung des Abstrahlgrades eines Rohres im Rahmen der Betrachtungen in dieser Arbeit setzt jedoch voraus, dass die Abstrahlung nach innen und jene nach außen getrennt erfasst werden.

Der Versuchsaufbau zur Messung der Kopplungsverlustfaktoren zwischen Körper- und Luftschall sowohl nach innen als auch nach außen ist in Abbildung 5.4 schematisch dargestellt. Es wurden die folgenden drei Subsysteme definiert:

- Subsystem 1: Luftschall im Innern des Rohres
- Subsystem 2: Körperschall im Rohrmantel
- Subsystem 3: Luftschall im umgebenden Raum

Um die Subsysteme 1 und 3 messtechnisch voneinander zu trennen, wurden an das zu betrachtende Rohr gedämmte Rohre montiert.



Abbildung 5.4: Messung der Kopplung zwischen Luft- und Körperschall, Schematischer Versuchsaufbau.

Hierbei wurden während der einzelnen Anregung jedes Subsystems die Energien in allen Subsystemen gemessen. Anschließend konnten mittels der Gleichungen (4.6) bis (4.14) alle Kopplungsverlustfaktoren zwischen den Subsystemen sowie deren Eigenverlustfaktoren bestimmt werden. Es wurde sowohl die Abstrahlung nach innen, welche durch η_{21} wiedergegeben wird, als auch jene nach außen, symbolisiert durch η_{23} , ermittelt, um diese miteinander vergleichen zu können. Der gesamte Versuchsaufbau ist in Anhang C abgebildet.

Kopplung Luftschall – Körperschall

Die Einkopplung von Körperschall durch Luftschall, welche vor dem Schalldämpfersystem von besonderer Relevanz ist, kann aus der gleichen Messung gewonnen werden, aus der auch die empirischen Werte für die Abstrahlung hervorgehen und die in Abbildung 5.4 dargestellt ist.

Kopplung Körperschall – Körperschall

Der in Subsystem 4 eingetragene Körperschall wird über das Subsystem 5 zum Subsystem 6 übertragen. Die Kopplung zwischen diesen Subsystemen findet in [Georgi 2016] und [IWU 2017] Betrachtung. Hier wird zur messtechnischen Bestimmung der Kopplungsverlustfaktoren zwischen Rohren ebenfalls eine inverse SEA durchgeführt. Die Ergebnisse aus diesen Untersuchungen sollen hier zur Bildung des empirischen Modells herangezogen werden, um die Kopplung zwischen Rohren zu beschreiben.

Eigenverlust Körperschall

Auf der Übertragungsstrecke von Subsystem 4 zu Subsystem 6 treten neben den Verlusten durch Abstrahlung nach innen und außen dissipative Prozesse auf, die zu einer

Verringerung der Körperschallenergie führen. Diese werden hier in Form von Eigenverlustfaktoren berücksichtigt, welche ebenfalls in [Georgi 2016] und [IWU 2017] untersucht werden.

5.2.2 Analytisches Modell

Kopplung Körperschall – Luftschall

Zur analytischen Betrachtung der Körperschallabstrahlung soll der Abstrahlgrad Verwendung finden. Dieser ist in Gleichung (3.8) allgemein definiert und in den Gleichungen (3.11) bis (3.13) sowie in Gleichung (3.14) finden sich Beschreibungen für den Abstrahlgrad von Rohren nach außen. Da sich, wie in Kapitel 5.2.1 beschrieben, ergibt, dass die Abstrahlung eines Rohres nach innen der Abstrahlung nach außen ähnlich ist, soll hier die Abstrahlung nach innen der Abstrahlung nach außen gleichgesetzt werden. Diese Abstrahlung nach innen findet im Modell in Form der Kopplungsverlustfaktoren η_{41} und η_{63} Anwendung.

Kopplung Luftschall – Körperschall

Während sich die Aufstellung einer formellen Beschreibung der Abstrahlung von Luftschall durch die gängige und umfassend beschriebene Größe des Abstrahlgrades recht einfach gestaltet, stellt die Einkopplung von Körperschall eine größere Schwierigkeit dar. Mangels einer dem Abstrahlgrad ähnlichen Beschreibung für die Umwandlung von Luft- zu Körperschall soll hier auf die in Kapitel 4 beschriebene Reziprozitätsbeziehung zurückgegriffen werden.

Da die Kopplungsverlustfaktoren, welche die Einkopplung von Körperschall beschreiben, im SEA-Modell untrennbar mit jenen verbunden sind, welche die Abstrahlung wiedergeben, kann die Reziprozitätsbeziehung aus Gleichung (4.19) wie folgt verwendet werden:

$$\begin{aligned}\eta_{14} &= \frac{\Delta N_4 \eta_{41}}{\Delta N_1}, \\ \eta_{36} &= \frac{\Delta N_6 \eta_{63}}{\Delta N_3}.\end{aligned}\tag{5.13}$$

Die Anzahlen der Moden pro Frequenzbereich können hierbei nach den Gleichungen in den Kapiteln 2.3 sowie 3.1 berechnet werden.

Auf diese Weise kann aus einem Abstrahlgrad ein Kopplungsverlustfaktor berechnet werden, welcher die Einkopplung von Körperschall aus dem Fluid im Innern des Rohres in den Rohrmantel beschreibt.

Kopplung Körperschall – Körperschall

Für die analytische Beschreibung der Körperschallkopplung zwischen Rohren wird in [Georgi 2016] ein grundlegendes Berechnungsverfahren aufgestellt. Dieses soll hier in geringer Abwandlung Anwendung finden, um eine erste Näherung zur Abschätzung der Kopplungsverlustfaktoren zwischen Rohren zu gewinnen.

Die Grundlage für die analytische Beschreibung der Kopplung von Rohren über Flansche ist die Theorie der Biegewellendämmung durch symmetrische Sperrmassen. Diese wird in [Cremer 2010] mittels des komplexen Transmissionsfaktors t beschrieben, welcher für diesen Fall definiert ist zu

$$t = \frac{-i}{N} (4 + \mu - \vartheta^2 \mu^3) \quad (5.14)$$

mit

$$\begin{aligned} \mu &= k_1 \frac{m}{m'}, \\ \vartheta &= \frac{m'}{m} \sqrt{\frac{\Theta}{m}}, \\ N &= (\mu + \vartheta^2 \mu^3) - i(4 + \mu - \vartheta^2 \mu^3 - 0,5 \vartheta^2 \mu^4). \end{aligned} \quad (5.15)$$

Hierbei stellen $i = \sqrt{-1}$ die komplexe Einheit und μ , ϑ sowie N Hilfsgrößen dar. k_1 , m' und Θ bezeichnen die frequenzabhängige Wellenzahl, die längenbezogene Masse und das Trägheitsmoment des sendenden Systems, während m die Masse der Sperrmasse symbolisiert.

Das Trägheitsmoment eines Zylinders ist nach [Böge 2015] definiert als

$$\Theta = \frac{1}{4} m \left(r^2 + r_i^2 + \frac{1}{3} h^2 \right). \quad (5.16)$$

Hierbei stellen m , h sowie r und r_i Masse, Wanddicke und Außen- sowie Innenradius des Zylinders dar. Es ist zu beachten, dass hier die Rotationsachse für das Trägheitsmoment senkrecht zur Längsachse des Zylinders gewählt wurde, da die Bewegung, auf

welcher diese Aussage basiert, näherungsweise den Längsbiegeschwingungen entspricht, welche in Kapitel 3.1 beschrieben sind.

Die Wellenzahl lässt sich berechnen zu

$$k_1 = \frac{2 \pi f}{c_{B,1}} \quad (5.17)$$

mit einer Biegewellengeschwindigkeit des Zylinders für Längsbiegeschwingungen von (vgl. [Möser 2009])

$$c_{B,Zyl} = \sqrt{2 \pi f} \sqrt[4]{\frac{B'}{m'}}, \quad (5.18)$$

wobei die Biegesteifigkeit definiert ist zu (vgl. [Richard 2008])

$$B' = E I \quad (5.19)$$

mit dem axialen Flächenträgheitsmoment des Zylinders (vgl. [Richard 2008])

$$I = \frac{\pi}{4} (r^4 - r_i^4). \quad (5.20)$$

Hier stellen m' die längenbezogene Masse und E den Elastizitätsmodul dar. Aus dem komplexen Transmissionsfaktor lässt sich folgendermaßen der Transmissionsgrad berechnen (vgl. [Cremer 2010]):

$$\tau = |t|^2. \quad (5.21)$$

Aus diesem wiederum kann mittels des Zusammenhangs

$$\eta_{ij} = \frac{c_{g,i}}{l_i \omega} \frac{\tau_{ij}}{2 - \tau_{ij}} \quad (5.22)$$

für eindimensionale Systeme der Kopplungsverlustfaktor von einem Subsystem i zu einem Subsystem j berechnet werden (vgl. [Cremer 2010]). Hierbei ist l_i die Länge des sendenden Systems. $c_{g,i}$ symbolisiert die Gruppengeschwindigkeit des Subsystems i und ist für Biegewellen nach [Cremer 2010] definiert als

$$c_{g,i} = 2 c_{B,i}. \quad (5.23)$$

Diese Betrachtungen gelten als erste Näherung für die Kopplung der Längsbiegeschwindigkeiten zwischen Zylindern über eine Sperrmasse. Eine Verwendung dieses Zusammenhangs im Kontext dieser Arbeit setzt voraus, dass die Biegeschwingungen mit sowohl Längs- als auch Umfangswellen, die in Kapitel 3.1 beschrieben sind, auf gleiche Weise zwischen den Bauteilen übertragen werden wie die reinen Längsbiegeschwingungen. Eine weitere Betrachtungsmöglichkeit ist, dass die Umfangsbiegeschwingungen in ihrer Form den Plattenbiegeschwingungen gleichen, womit in die Gleichungen (5.17) und (5.22) die Biegewellengeschwindigkeit der Platte nach [Möser 2004]

$$c_{B,Pl} = \sqrt{2 \pi f} \sqrt[4]{\frac{B''}{m''}} \quad (5.24)$$

eingesetzt werden kann. Hierin bedeutet m'' die flächenbezogene Masse der Platte mit der Dicke, welche jener der Zylinderwand entspricht. B'' ist deren Biegesteifigkeit und ist berechenbar zu

$$B'' = \frac{E h^3}{12 (1 - \nu^2)}. \quad (5.25)$$

Hierin ist ν die Poisson-Zahl des Zylindermaterials.

Beide Methoden der Berechnung sind nicht frei von Widersprüchen: Einerseits weicht die Verwendung der Biegewellengeschwindigkeit einer Platte dahingehend von der Definition des verwendeten Trägheitsmoments ab, dass die aus beiden Betrachtungen resultierenden Bewegungsarten nicht übereinstimmen. Andererseits führt die Verwendung der Biegewellengeschwindigkeit für Längsbiegeschwingungen zur Betrachtung einer nicht im Fokus stehenden Wellenart. In Abbildung 5.5 sind die Ergebnisse beider Berechnungen für die Kopplung von R 1 zu R 3 (siehe Anhang A) den empirischen Kurven gegenübergestellt.

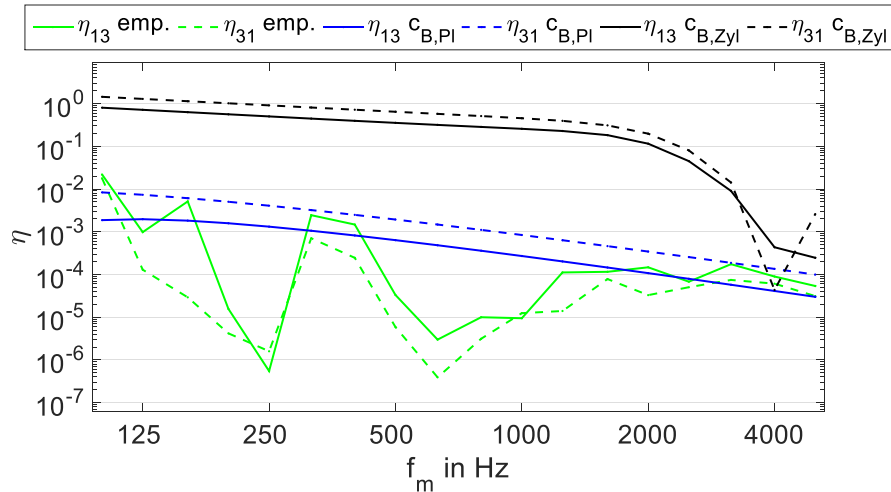


Abbildung 5.5: Kopplungsverlustfaktoren zwischen R 1 und R 3 analytisch unter Verwendung der Biege- wellengeschwindigkeit einer Platte sowie mithilfe der Biege- wellengeschwindigkeit für Längsbiegung eines Zylinders und empirisch ermittelt

Es ist deutlich zu erkennen, dass die analytischen Kurven unter Verwendung der Biege- wellengeschwindigkeit der Platte wesentlich näher an den empirischen Kopplungsver- lustfaktoren liegen als jene, zu deren Berechnung die Biegetheorie des Zylinders herangezogen wurde. Oberhalb von 1000 Hz und somit im Gültigkeitsbereich der SEA nähern sich die analytischen Kurven und die empirischen an, wobei auffällt, dass bei der empirischen Betrachtung die Kopplung in Hinrichtung fast durchgehend höher ist als die rückwirkende, während dies bei den analytischen Betrachtungen umgekehrt der Fall ist.

Die analytischen Kurven unter Verwendung von $c_{B,Zyl}$ verlaufen dabei mehrere Größen- ordnungen oberhalb der anderen analytischen und noch weiter entfernt von den empiri- schen Kurven. Eine Ausnahme hiervon stellt der Bereich um 4000 Hz dar, in welchem die Theorie mit $c_{B,Zyl}$ und Empirie ähnlichere Werte aufweisen.

Insgesamt folgen die Kurven mit $c_{B,Pl}$ besser den tendenziellen Verläufen der empiri- schen Kurven, wenn auch unterhalb von 1000 Hz teils sehr große Differenzen bestehen. Jedoch ist erkennbar, dass die Theorie der Plattenbiegeschwingung zu einer starken Annäherung von Empirie und Analytik vor allem im Gültigkeitsbereich der SEA führt. Da es außerdem naheliegt, dass bei Kopplungsverlustfaktoren von rund Eins, wie sie bei der Beschreibung mittels der Zylinder-Biege- wellen auftreten, keine schwache Kopplung mehr gegeben ist, soll hier in erster Näherung die Theorie unter Verwendung der Biege- wellengeschwindigkeit der Platte angewandt werden.

Eigenverlust Körperschall

Die Eigenverlustfaktoren von Stahlrohren können nach [Möser 2004] abgeschätzt werden zu

$$\eta \approx \frac{0,02}{1 + 0,002 \left(\frac{f}{\text{Hz}} \right)}. \quad (5.26)$$

Dieser Eigenverlust kann nun je nach Modell um die Strahlungsverlustfaktoren nach innen oder außen ergänzt werden, wenn die Fluide, in welche die Schallenergie abgestrahlt wird, nicht als Subsysteme berücksichtigt werden. Im hier betrachteten Modell findet dies bei der analytischen Berechnung der Eigenverlustfaktoren η_4 , η_5 und η_6 Anwendung.

6 Untersuchungen am Prüfstand

In diesem Kapitel sollen die durchgeführten Untersuchungen am Schalldämpfer-Prüfstand beschrieben werden und mit den Simulationsergebnissen aus dem SEA-Modell für Luft- und Körperschallübertragung verglichen werden. Hierzu werden zuerst der Versuchsaufbau beschrieben und anschließend die Messergebnisse den Simulationsergebnissen gegenübergestellt.

6.1 Versuchsaufbau und -durchführung

Der Versuchsaufbau entspricht dem, welcher für die Messung des Durchgangsdämpfungsmaßes D_T genutzt wird. Jedoch wurden zusätzlich zu den Mikrofonen vor und hinter dem Schalldämpfer auch Beschleunigungssensoren auf den ein- und ausgangsseitigen Rohren angebracht, um die Aussagen des SEA-Modells bezüglich der Körperschallübertragung überprüfen zu können. Der Versuchsaufbau ist in Abbildung 6.1 dargestellt. Hierbei wurden für das als Schalldämpfersystem bezeichnete Bauteil die Systeme S 1 bis S 3 (siehe Anhang B) eingesetzt.

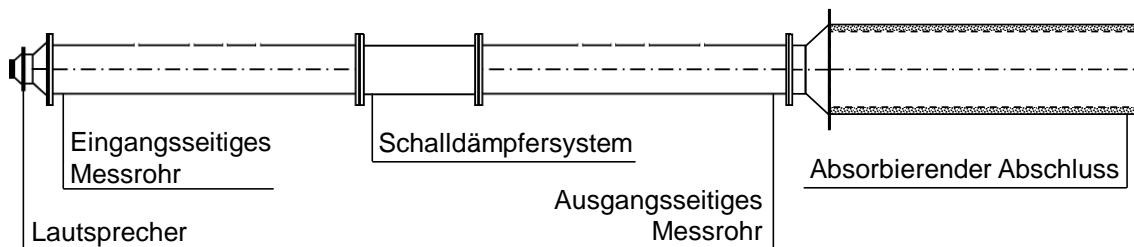


Abbildung 6.1: Prüfstand zur Messung des Durchgangsdämpfungsmaßes von Schalldämpferbauteilen, schematisch.

Der gesamte Aufbau ist in Anhang D zu sehen.

Mittels der vor und hinter dem Schalldämpfer gemessenen Schalldrücke konnten nach Gleichung (2.1) die Durchgangsdämpfungsmaße der Schalldämpferbauteile bestimmt werden. Die gemessenen Gesamt-Durchgangsdämpfungsmaße sind in Abbildung 6.2 den jeweils berechneten Luftschall-Durchgangsdämpfungsmaßen gegenübergestellt.

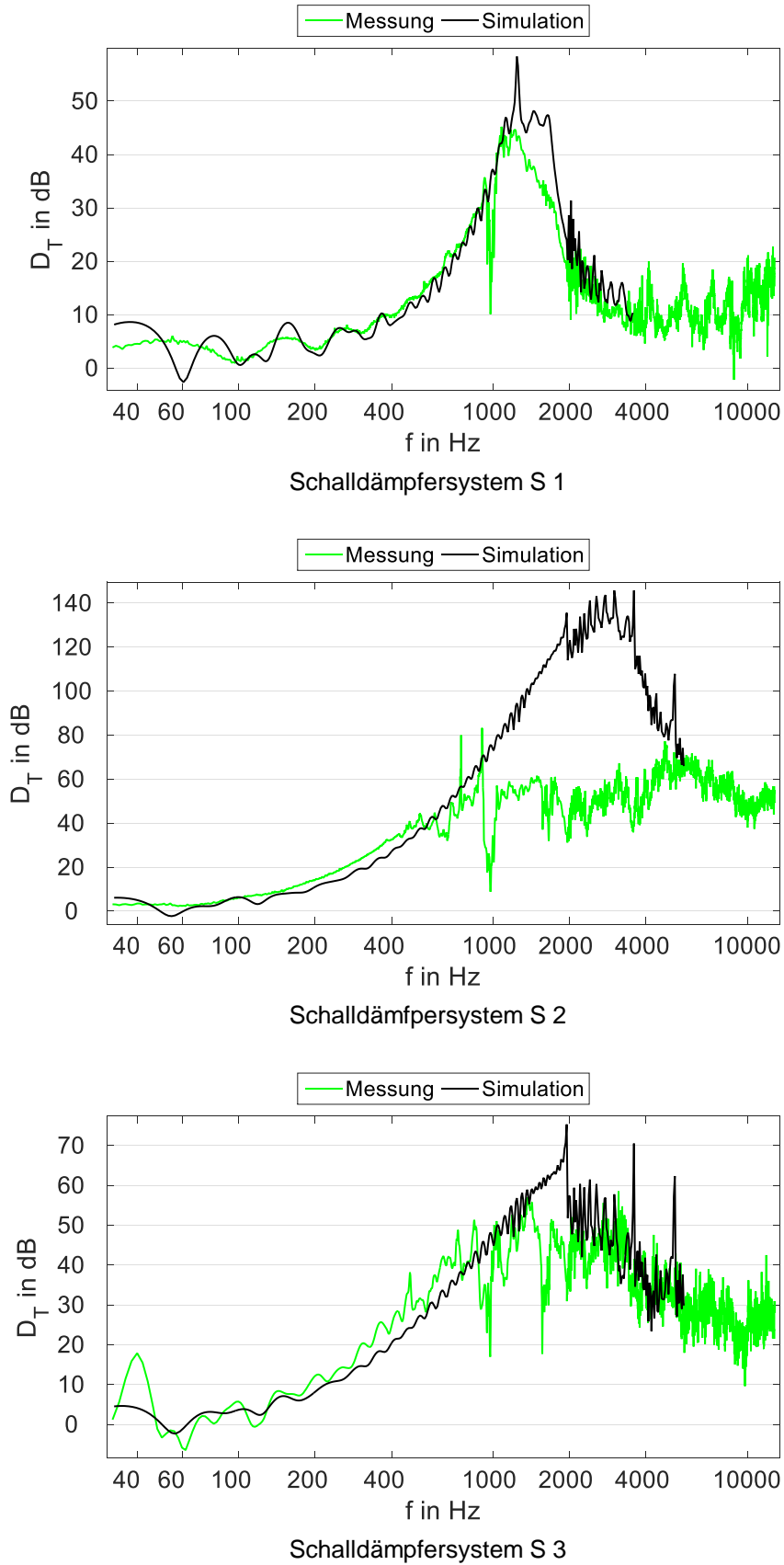


Abbildung 6.2: Durchgangsdämpfungsmaße der Schalldämpfersysteme S 1 bis S 3 (siehe Anhang B), Messung und Luftschall-Simulation

Es ist zu erkennen, dass die gemessenen Durchgangsdämpfungsmaße bei tiefen Frequenzen unterhalb 600 bis 800 Hz sehr gut mit den simulierten übereinstimmen und dass die Messungen in diesem Bereich zu großen Teilen höhere Werte als die Berechnungen liefern.

Oberhalb dieses Bereiches sind bei System S 2 große Differenzen zwischen den beiden Kurven zu erkennen, welche einerseits auf zu geringem Signal-Rausch-Abstand, andererseits auf Nebenwegsübertragungen zurückzuführen sein können. Bei den Systemen S 1 und S 3 ist diese Differenz zwischen Mess- und Simulationskurve nicht in derartiger Ausprägung erkennbar. Die hier auftretenden Unterschiede sind vermutlich primär durch einen zu geringen Leistungseintrag im jeweiligen Frequenzbereich, beziehungsweise einen zu geringen Signal-Rausch-Abstand zu begründen. Hochfrequent nähern sich die gemessene und simulierte Kurve in allen drei Fällen wieder an.

Die Ursache für den Einbruch der Messkurven zwischen 900 und 1000 Hz, welcher für Absorptionsschalldämpfer unüblich ist, konnte nicht abschließend bestimmt werden. Möglicherweise ist diese Unstetigkeit auf einen systematischen Fehler im Versuchsaufbau oder die in diesem Frequenzbereich auftretende erste Quer-Eigenmode im Innern der Messrohre zurückzuführen. Darum sollen der Frequenzbereich um etwa 1000 Hz sowie die diesen Bereich einschließende Terz aus den Betrachtungen in dieser Arbeit ausgeschlossen werden.

Da der Körperschalleinfluss bei dem Schalldämpfersystem mit dem größten Luftschalldurchgangsdämpfungsmaß am höchsten sein muss, wurden am Schalldämpfersystem S 2 weitere Betrachtungen durchgeführt.

Um die eingetragene Luftschalleistung zu erhöhen, wurde von der in Abbildung 6.1 dargestellten Anregung mittels eines Lautsprechers auf den gleichzeitigen Betrieb zweier senkrecht zur Rohrachse angeordneter Schallquellen übergewechselt. Dies hatte einen verstärkten Eintrag von Körperschallenergie in das eingangsseitige Rohr zur Folge. Um den Einfluss dieser ungewollten Körperschalleinspeisung zu reduzieren, wurde zwischen die beiden Flansche Material zur Körperschallentkopplung eingetragen.

Zusätzlich fand auf dem ein- und ausgangsseitigen Rohr an je acht Positionen eine Messung der Beschleunigung in radialer Richtung statt und es wurde mittels eines Shakers gezielt Körperschallenergie in das eingangsseitige Rohr eingebracht. Diese Körperschallanregung fand zum einen gleichzeitig mit der Luftschallanregung statt und wurde zum anderen auch ohne den parallelen Betrieb der Lautsprecher durchgeführt.

Dadurch soll untersucht werden, welchen Einfluss eine direkte Einkopplung von Körperschall in das Schalldämpfersystem auf das Durchgangsdämpfungsmaß nimmt. Es wurde der Shaker senkrecht zur Rohrmantelfläche mittels eines Magneten derart angebracht,

dass ein axialer Energieeintrag erfolgte. Zwar entspricht dies nicht der im realen Einsatz stattfindenden Anregung, welche üblicherweise über die Flansche geschieht, jedoch kann bei der hier gewählten Art des Schwingungseintrags davon ausgegangen werden, dass der größte Teil der eingebrachten Energie direkt jene Schwingungsformen anregt, welche auch messtechnisch erfasst werden. Bei einer Anregung am Flansch muss eine Umwandlung zwischen eingebrachter und sich auf der Zylinderfläche ausbreitender Energie stattfinden, welche nicht ausreichend genau beschreibbar ist, um der Bedingung der SEA zu genügen, dass Energieformen durch die Eingangsenergien möglichst direkt angeregt werden sollen.

Um die sich auf der Rohrwand einstellende Körperschallenergie mit der eingetragenen sowie mit der rechnerisch ermittelten Energie zu vergleichen, wurde die Eingangsenergie bei Shakeranregung erfasst, indem am Anregungspunkt ein Kraft- und ein Beschleunigungssensor angebracht wurden. Mittels dieser Größen kann nach [Henn 2008] mithilfe der Gleichung

$$W_{in,4} = \frac{1}{2\omega} \operatorname{Re}\{\underline{F} \cdot \underline{v}^*\} \quad (6.1)$$

die durch den Shaker eingebrachte Körperschallenergie bestimmt werden. Hierbei stellen \underline{F} das komplexe Spektrum der Kraft und \underline{v}^* das konjugiert-komplexe Schnellespektrum am Eintragsort, welches aus der Integration der gemessenen Beschleunigung gewonnen werden kann, dar.

Um die Energien der verschiedenen Subsysteme des SEA-Modells aus Abbildung 5.1 mit den gemessenen Energien im Innern der Rohre sowie in den Rohrwänden zu vergleichen, muss die Luftschall-Eingangsenergie im Modell dieselbe sein wie im Versuch. Darum wurde entsprechend den Annahmen in Kapitel 5 $W_{in,1}$ mit der im eingangsseitigen Messrohr erfassten Energie W_1 gleichgesetzt.

6.2 Ergebnisse und Vergleich

In diesem Kapitel werden die Simulationsergebnisse den Resultaten aus den Messungen gegenübergestellt. Hierbei wird jeweils zwischen drei Versuchsdurchführungen unterschieden:

- a) Nur Lautsprecheranregung: $W_{in,1} \neq 0, W_{in,4} = 0$.

Es fand sowohl im Messaufbau als auch im Simulationsmodell ausschließlich eine Luftschallanregung in Subsystem 1 statt.

- b) Nur Shakeranregung: $W_{in,1} = 0, W_{in,4} \neq 0$.

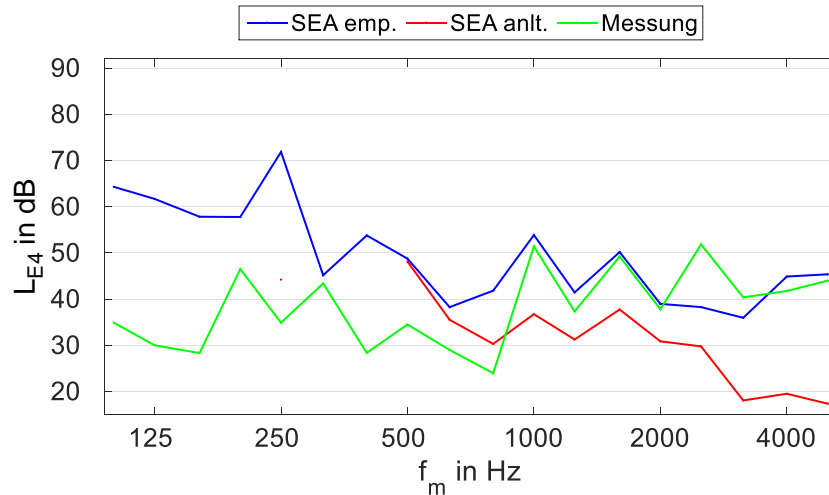
Die Anregung fand bei Messung und Simulation ausschließlich mittels eines Shakers statt. Angeregt wurde dabei in Subsystem 4.

- c) Lautsprecher- und Shakeranregung: $W_{in,1} \neq 0, W_{in,4} \neq 0$.

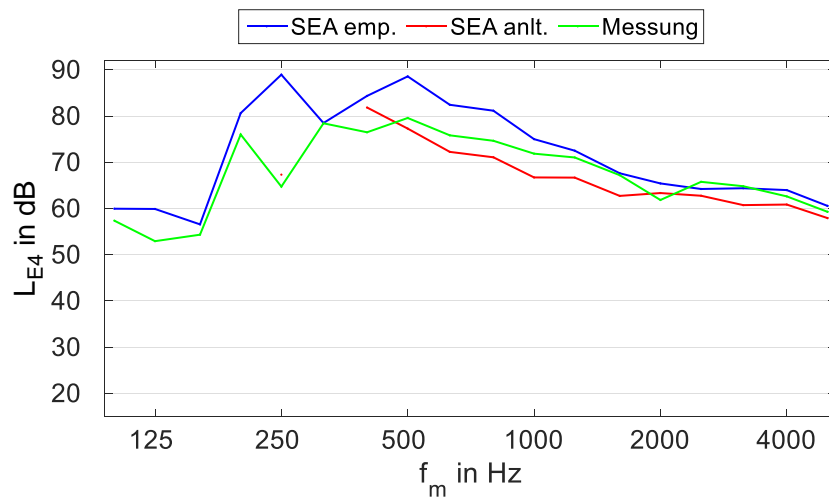
Es wurde sowohl eine Luftschallanregung in Subsystem 1, als auch eine Körperschallanregung in Subsystem 4 durchgeführt.

Es gilt zu berücksichtigen, dass im empirischen SEA-Modell für Subsystem 5 aufgrund der genaueren messtechnischen Bestimmbarkeit der Schwingenergie und somit der Eigen- und Kopplungsverlustfaktoren das Bauteil R 3 anstelle des Bauteils SD 1 verwendet wurde.

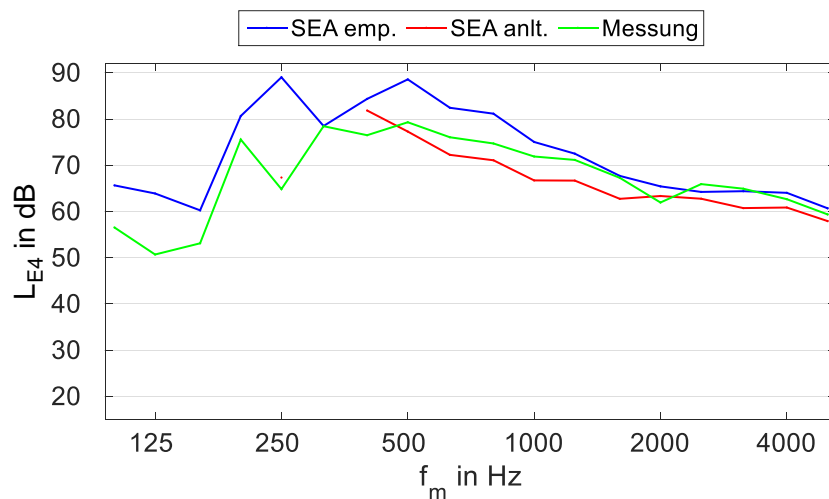
Da die Energie W_1 vorgegeben ist und W_2 einen rein theoretischen Wert zur Realisierung des Luftschall-Durchgangsdämpfungsmaßes darstellt, sollen diese hier nicht gegenübergestellt werden. Die erste zu betrachtende Energie ist demnach die Körperschallenergie vor dem Schalldämpfer W_4 , welche in Abbildung 6.3 dargestellt ist.



a) Nur Lautsprecheranregung



b) nur Shakeranregung



c) Lautsprecher- und Shakeranregung

Abbildung 6.3: Körperschallenergiepegel im Rohr vor dem Schalldämpfer aus empirischer und analytischer Simulation sowie Messung

In Abbildung 6.3 ist der Pegel der Körperschallenergie dargestellt, welcher vor dem Schalldämpfer auftritt. Es fällt zuerst auf, dass sich die Kurven zwischen den Fällen b) und c) kaum unterscheiden. Dies entspricht der Erwartung, dass die vom Shaker eingebrachte Energie die Körperschallenergie vor dem Schalldämpfer dominiert.

Des Weiteren ist zu erkennen, dass die Kurve der SEA mit analytisch ermittelten Parametern stets unterhalb der empirischen Kurve und in den meisten Punkten auch unterhalb der Messkurve zu finden ist. Bei unter 400 Hz ist diese Kurve zu großen Teilen nicht definiert, da dort die Anzahl der Moden pro Terz Null ist und somit mittels der Reziprozitätsbeziehung kein Kopplungsverlustfaktor η_{41} berechenbar ist. Dies führt dazu, dass auch die Energie des Subsystems 4 nicht ermittelt werden kann, wodurch in diesem Bereich alle Energien im analytischen Modell nicht definiert sind.

Im Bereich oberhalb von 1000 Hz folgt die analytische Kurve dem Trend der Messkurve, liegt jedoch einige Dezibel unterhalb derselben. Ab einer Frequenz von 2000 Hz ist erkennbar, dass die analytische Kurve sich bei angeschaltetem Shaker der Messung annähert, während sie sich bei reiner Lautsprecheranregung weiter entfernt.

Die Kurve der empirischen Simulation stimmt besser mit der gemessenen überein, wobei hier gerade oberhalb von 1000 Hz, wo der Gültigkeitsbereich der SEA beginnt, die Übereinstimmung mit Abweichungen von maximal 5 dB verhältnismäßig hoch ist. Eine Ausnahme hiervon stellt die Terz um 2500 Hz bei reiner Lautsprecheranregung dar. Hier befindet sich in der Messung eine Erhöhung, welche durch das empirische Modell nicht wiedergegeben wird. Bei 2000 Hz findet sich bei angeschalteter Shakeranregung ein Einbruch in der Messkurve, welcher in der simulierten Kurve nicht auftritt.

Unterhalb von 1000 Hz vergrößert sich die Differenz zwischen den Simulationen und der Messung. Es ist anzunehmen, dass die sehr tieffrequent auftretenden Übereinstimmungen zwischen den Kurven zu großen Teilen zufälliger Natur sind und stark von den Sensor- und Anregungspositionen abhängen.

Um die Einkopplung des Körperschalls sowie die Eigenverluste der eingangsseitigen Rohrleitung und deren Einfluss auf die Ausbildung der oben dargestellten Energien zu betrachten, sind im Folgenden die entsprechenden Kopplungs- und Eigenverlustfaktoren dargestellt.

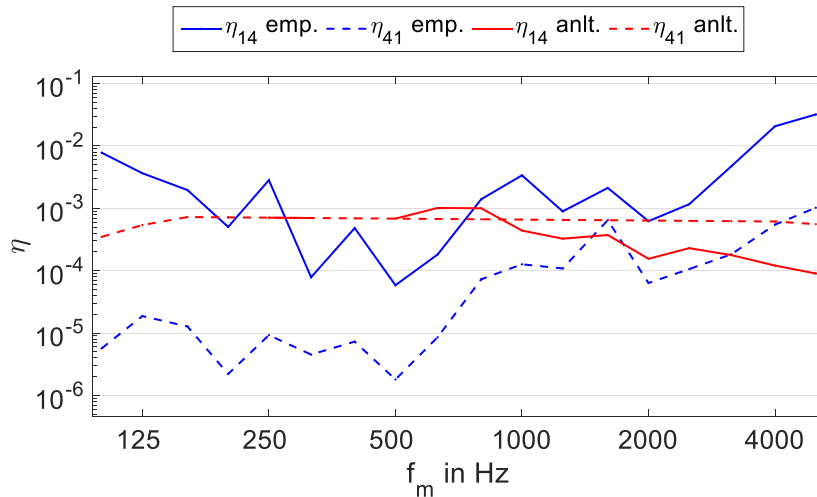


Abbildung 6.4: Kopplungsverlustfaktoren zwischen Subsystem 1 und 4, empirisch und analytisch aus dem Abstrahlgrad nach Heckl (siehe Kapitel 3.2)

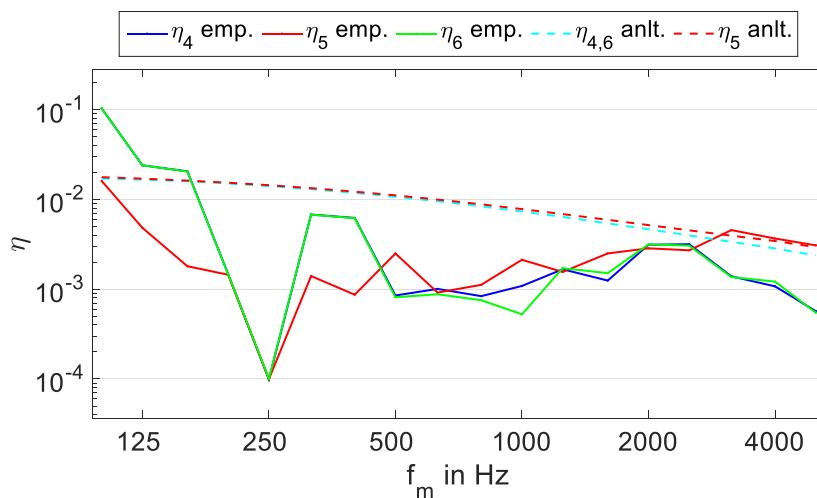


Abbildung 6.5: Eigenverlustfaktoren der Subsysteme 4, 5 und 6, analytisch und empirisch

Es ist zu erkennen, dass die Kopplungsverlustfaktoren zwischen den Subsystemen 1 und 4 nach analytischer und empirischer Ermittlung stark voneinander abweichen, oberhalb von 1000 Hz jedoch geringere Differenzen aufweisen. Ein Einfluss der Eigenmoden ist primär bei den empirischen Kurven erkennbar, was sich auch in den Verläufen der Energien vor allem in Abbildung 6.3 a) widerspiegelt und dort zu einem Verhalten der empirischen Kurve führt, welches dem der gemessenen ähnelt. Rechnerisch hält die Modenzahl ausschließlich in die analytische Kurve von η_{14} Einzug, führt dabei jedoch nicht zu ähnlich hohen Spitzen wie sie die empirische Kurve aufweist. Durch die Berechnung aus dem Abstrahlgrad nach Heckl ist die analytische Kurve von η_{41} ab 160 Hz nahezu konstant.

Oberhalb von 2500 Hz entfernen sich die analytische und die empirische Beschreibung weiter von η_{14} , während sich jene von η_{41} annähern.

Die analytische Kurve von η_{14} liegt in weiten Bereichen unterhalb der empirischen. Dies bedingt teilweise den Effekt, dass vor allem die in Abbildung 6.3 a) dargestellte analytisch berechnete Energie wesentlich geringer ausfällt als die nach empirischem Modell berechnete. Der zweite Punkt, welcher Einfluss auf die Ausbildung dieser Energie nimmt, ist, dass der Eigenverlustfaktor nach analytischer Berechnung vor allem im Bereich von 500 bis 1600 Hz größer ist als der empirisch ermittelte. Da die Eigenverlustfaktoren bei höherer Frequenz näher beieinanderliegen, ist auch in Abbildung 6.3 b) und c) die Tendenz erkennbar, dass die analytischen und empirischen Kurven sich annähern. Dass dies bei Abbildung 6.3 a) nicht der Fall ist, liegt an den sich voneinander entfernenden Kurven des Kopplungsverlustfaktors η_{14} .

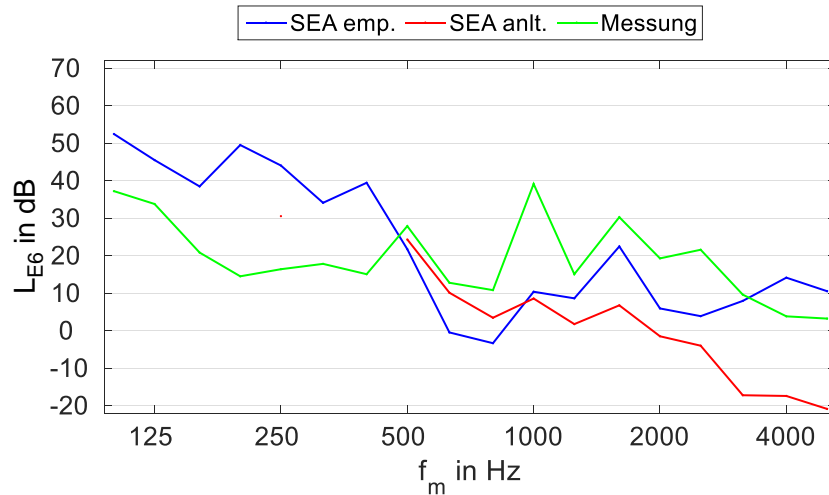
Bezüglich der Körperschalleigenverlustfaktoren ist erkennbar, dass die empirisch ermittelten Werte alle einem gemeinsamen Trend folgen und für unterschiedliche Durchmesser bei tiefen Frequenzen stärker voneinander abweichen als im mittelfrequenten Bereich. Oberhalb von 2500 Hz entfernt sich der Eigenverlustfaktor des Subsystems 5 von den anderen beiden, während jene der Subsysteme 4 und 6 oberhalb von 1000 Hz kaum voneinander abweichen. Insgesamt liegt die analytische Kurve des Eigenverlustfaktors im gesamten Frequenzbereich oberhalb der empirisch ermittelten und stellt somit eine Maximalabschätzung dar.

Hierbei ist zu beachten, dass die gezeigten Eigenverlustfaktoren nicht ausschließlich nach Gleichung (5.26) berechnet wurden, sondern zusätzlich den sich nach Gleichung (3.10) ergebenden Strahlungsverlustfaktor enthalten. Dies hat die Ursache, dass keine Betrachtung des umgebenden Raumes als Subsystem stattfindet und somit die Abstrahlung in diesen als Eigenverlust zu definieren ist.

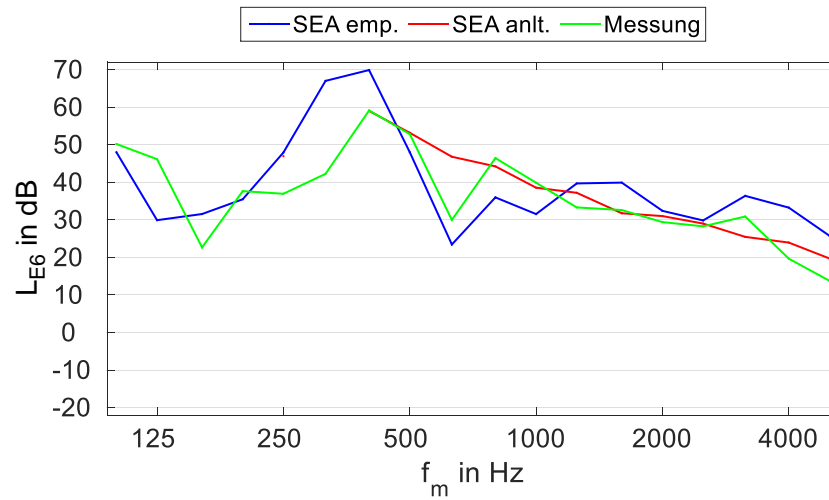
Die analytischen Kurven von η_4 und η_6 sind über den gesamten Frequenzbereich identisch, da weder in die Berechnung der Eigen- noch der Kopplungsverlustfaktoren die Rohrlänge eingeht. Die analytische Kurve von η_5 weicht dabei minimal von den anderen ab, da hier die unterschiedlichen Durchmesser der Rohre zum Tragen kommen.

Oberhalb von 2500 Hz nähern sich die analytische und die empirische Kurve für η_5 an, während die Differenz zwischen Analytik und Empirie in diesem Bereich größer wird.

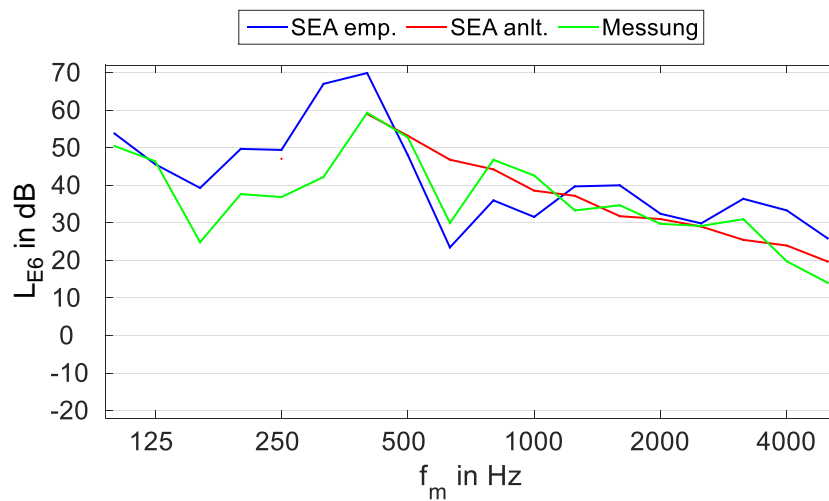
Die Energie, von welcher die Abstrahlung im ausgangsseitigen Rohr bei einem signifikanten Körperschalleinfluss definiert wird, stellt die Körperschallenergie W_6 hinter dem Schalldämpfer dar. Um diese bezüglich der Messung und Simulationen zu vergleichen, ist sie in Abbildung 6.6 dargestellt.



a) nur Lautsprecheranregung



b) nur Shakeranregung



c) Lautsprecher- und Shakeranregung

Abbildung 6.6: Körperschallenergiepegel im Rohr nach dem Schalldämpfer aus empirischer und analytischer Simulation sowie Messung

Es zeigt sich, dass hier ähnlich wie bei W_4 die Übereinstimmung zwischen den Kurven bei angeschalteter Shakeranregung höher ist als bei reiner Lautsprecheranregung, wobei diese mit steigender Frequenz zunimmt. Ebenfalls ist wieder erkennbar, dass die Kurven zwischen reiner Shakeranregung und der Kombination aus Luft- und Körperschalleintrag näherungsweise gleich sind, was bedeutet, dass die Shakeranregung auch den Körperschall hinter dem Schalldämpfer dominiert. Eine Ausnahme hiervon stellen die Terzen von 1000 Hz und 1600 Hz dar. Dabei ist zu erkennen, dass der Energiepegel zwischen Lautsprecher- und Shakeranregung nahezu gleich ist und sich im Fall c) um einige Dezibel erhöht. In Verbindung mit den in Abbildung 6.2 erkennbaren Einbrüchen des Luftschall-Durchgangsdämpfungsmaßes sowie den allgemein sehr hohen Körperschallenergien lässt dies darauf schließen, dass in diesen beiden Bereichen eine verstärkte Körperschalleinkopplung hinter dem Schalldämpfer stattfindet, welche durch die Simulationsmodelle nicht wiedergegeben wird.

Bei den Fällen b) und c) weicht die analytische Kurve oberhalb von 1000 Hz maximal um 6 dB, größtenteils jedoch wesentlich weniger von der Messkurve ab. Auch ist hier erkennbar, dass die Übereinstimmung im Bereich zwischen 400 und 1000 Hz größer ist als dies bei W_4 erkennbar ist.

Im Fall a) ist die Abweichung größer als bei den anderen beiden. Hier entstehen im Bereich oberhalb von 1000 Hz Differenzen zwischen Empirie und Messung von teils mehr als 10 dB. Unterhalb von 500 Hz weist die empirische Kurve wesentlich höhere Werte als die Messkurve auf.

Die analytische Kurve, welche unterhalb von 500 Hz ebenso wie jene von W_3 nicht definiert ist, folgt im Fall a) tendenziell der Messkurve, fällt jedoch schneller ab. Hierbei treten wesentlich größere Abweichungen zur Messung auf als in den Fällen b) und c), in welchen die analytische Simulation zwischen 800 und 2500 Hz sehr gut mit der Messung übereinstimmt, deren Spitzen und Einbrüche jedoch nicht wiedergibt.

Die Kopplung zwischen Subsystem 5 und 6, welche gemeinsam mit der Kopplung zwischen den Subsystemen 4 und 5 den Übertragungsweg von Subsystem 4 zu Subsystem 6 definieren, sind in Abbildung 6.7 dargestellt. Die Kopplung zwischen Subsystem 4 und Subsystem 5 entspricht jener in Abbildung 5.5 dargestellten und sieht der von 5 nach 6 sehr ähnlich. Es sei hier angemerkt, dass aufgrund des Fehlens der empirischen Werte für η_{45} und η_{54} auf die Kopplungsverlustfaktoren zwischen den Subsystemen 5 und 6 zurückgegriffen wurde. Dass der hieraus resultierende Fehler gering sein muss, zeigt sich im Vergleich der analytischen Kurven, welche lediglich durch die verschiedenen Längen der ein- und ausgangsseitigen Rohre voneinander abweichen.

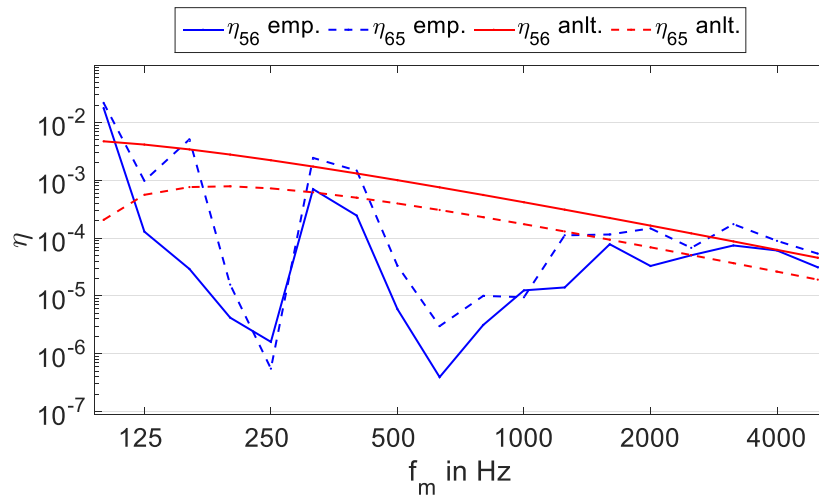
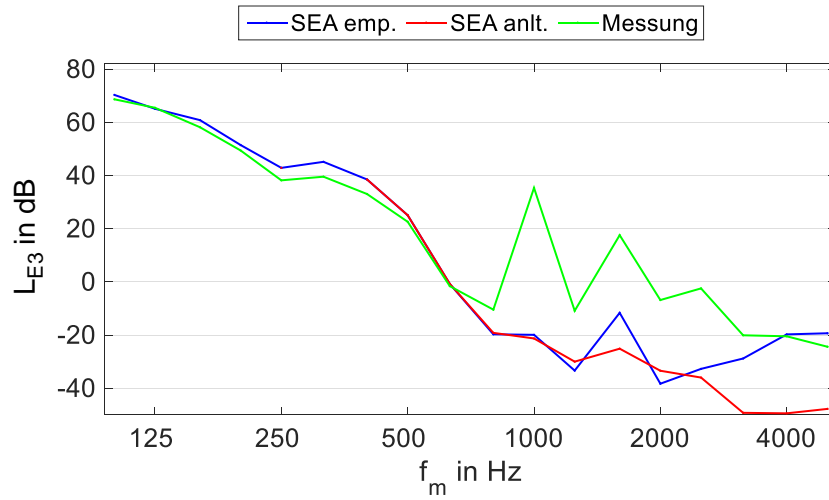


Abbildung 6.7: Kopplungsverlustfaktoren zwischen Subsystem 5 und 6 empirisch und analytisch

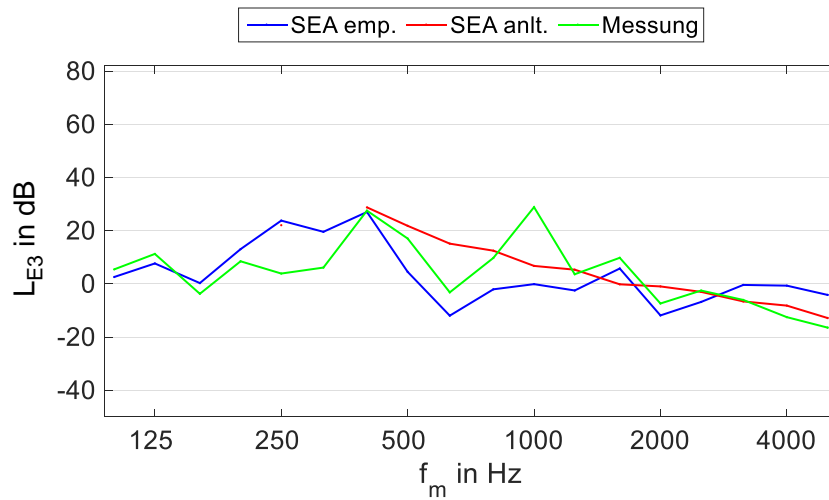
Hier ist erkennbar, dass die analytischen Kurven denen der Kopplung zwischen Subsystem 4 und 5 ähneln, welche in Abbildung 5.5 untersucht wurden. Dies ist naheliegend, da der einzige Unterschied zwischen den Subsystemen 4 und 6 die Länge ist und die Abweichungen zwischen diesen somit ausschließlich durch verschiedene Eigenmoden begründbar sind. Die analytischen Kurven verfolgen oberhalb von 1000 Hz die empirischen. Ebenfalls sind im Bereich bis 1000 Hz teils größere Abweichungen zwischen den beiden Kurven zu erkennen.

Da oberhalb von 2000 Hz nur verhältnismäßig geringe Abweichungen zwischen den empirischen und analytischen Kurven auftreten, müssen die vorhandenen Differenzen zwischen den Kurven der Energien W_6 primär durch den Eigenverlustfaktor η_6 (siehe Abbildung 6.5) entstehen, welcher in diesem Bereich analytisch höhere Werte annimmt als empirisch.

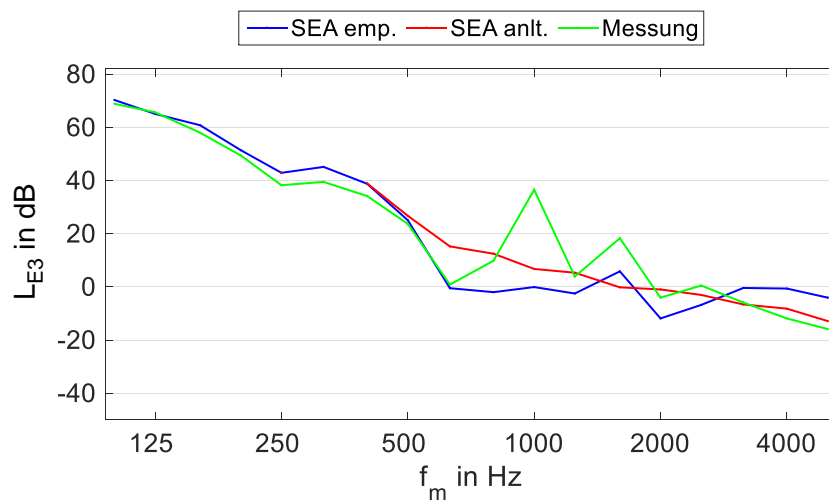
Weil die für die Auslegung von Schalldämpfern primär interessierende Größe die Luftschallenergie hinter dem Schalldämpfer darstellt, soll diese im nächsten Schritt betrachtet werden.



a) nur Lautsprecheranregung



b) nur Shakeranregung



c) Lautsprecher- und Shakeranregung

Abbildung 6.8: Luftschallenergiepegel nach dem Schalldämpfer aus empirischer und analytischer Simulation sowie Messung

In der Energie hinter dem Schalldämpfer zeigen sich wesentliche Unterschiede zwischen den Fällen a), b) und c), wobei als erstes der Unterschied zwischen Fall b) und den anderen beiden im tieffrequenten Verlauf auffällt. Hier ist bei reiner Shakeranregung wesentlich weniger Schallenergie vorhanden als bei den beiden anderen Durchführungen. Dies erschließt sich bei Betrachtung des Luftschall-Durchgangsdämpfungsmaßes, welches in Abbildung 6.2 dargestellt ist. Hier ist erkennbar, dass der Schalldämpfer bei tiefen Frequenzen keine hohe Wirksamkeit aufweist, was hohe Schallenergiepegel hinter dem Schalldämpfer zur Folge hat.

In Fall a) ist zu erkennen, dass die Messung ab 800 Hz wesentlich höhere Werte wiedergibt als die Simulationen, wobei sich dennoch zeigt, dass beispielsweise die Erhöhung bei 1600 Hz auch in den Simulationskurven wiederzufinden ist. Oberhalb von 2500 Hz nähern sich die empirische und die gemessene Kurve an, während die analytische Kurve nahezu parallel zur Messkurve um etwa 20 dB nach unten verschoben verläuft.

Bei reiner Shakeranregung ist zu erkennen, dass tieffrequent aus bereits genanntem Grund wesentlich weniger Energie vorhanden ist als bei der Anregung mittels Lautsprecher, jedoch wird die gemessene Kurve hier bis auf einen Bereich von 250 bis 315 Hz annähernd durch die empirisch ermittelte wiedergegeben. Es zeigt sich, dass die Kurve aus der empirischen Ermittlung die gemessene oberhalb von 1000 Hz verfolgt und mit Abweichungen von wenigen Dezibel unterhalb selbiger verläuft. Ab 3150 Hz liegt die Kurve des mittels empirischer Daten berechneten Pegels oberhalb der gemessenen und entfernt sich von dieser. Die analytische Kurve folgt ebenfalls der messtechnisch ermittelten und weicht oberhalb von 1000 Hz nur in wenigen Punkten stark von dieser ab. Unterhalb dieses Bereichs ist die Abweichung größer, da hier modal bedingte Effekte zur Ausbildung von Spitzen in der Messkurve führen, welche durch die analytische Kurve nicht und durch die empirische nur bedingt wiedergegeben werden können.

Bei Fall c) stimmen die simulierten Kurven ab 800 Hz mit denen aus Fall b) überein. Daraus resultiert, dass der Körperschalleintrag in diesen Bereichen rechnerisch das Luftschallfeld hinter dem Schalldämpfer dominiert. Die Messkurve verschiebt sich jedoch von Fall b) zu c) in vielen Bereichen um einige Dezibel nach oben. Bei 1250 Hz und ab 3150 Hz sind auch die Messkurven zwischen den Fällen b) und c) sehr ähnlich. Die Hauptunterschiede, welche in den Messkurven zwischen reiner Shakeranregung und gleichzeitiger Lautsprecheranregung auftreten, liegen in der stärkeren Ausprägung der Spitzen im Messsignal.

Im tieffrequenten Bereich stimmen im Fall c) empirische SEA und Messung gut überein, was auf einen geringen Körperschall- und einen hohen Luftschallanteil schließen lässt, welcher durch den in Abbildung 6.2 getroffenen Vergleich zwischen berechnetem Luftschall- und gemessenem Gesamt-Durchgangsdämpfungsmaß bestätigt wird.

Die zur Charakterisierung von Schalldämpfern üblicherweise verwendete Größe stellt das Durchgangsdämpfungsmaß dar. Um zu überprüfen, ob sich die simulierten und gemessenen Kurven entsprechend den in der Modellbildung getroffenen Erwartungen verhalten, sind in Abbildung 6.9 exemplarisch ein Luft-, ein Körperschall- und ein Gesamtdurchgangsdämpfungsmaß gegenübergestellt.

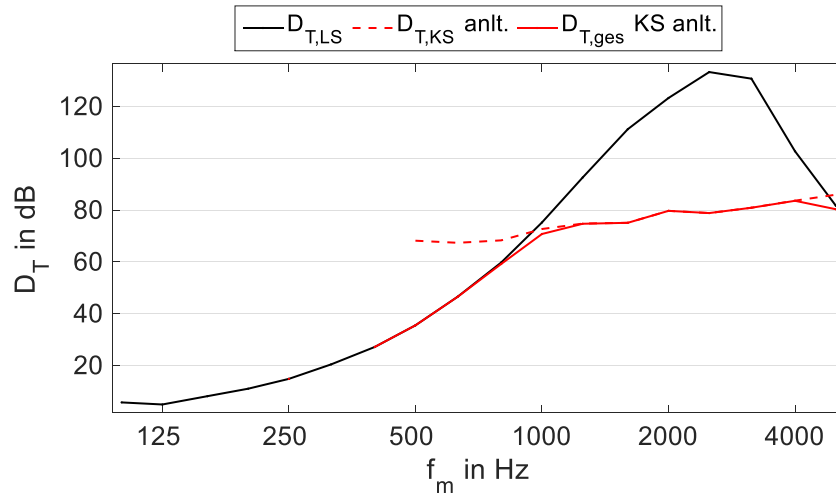
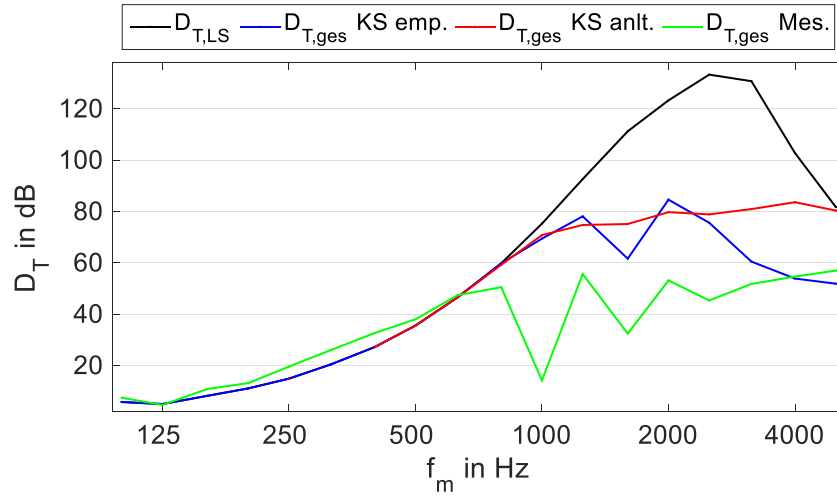


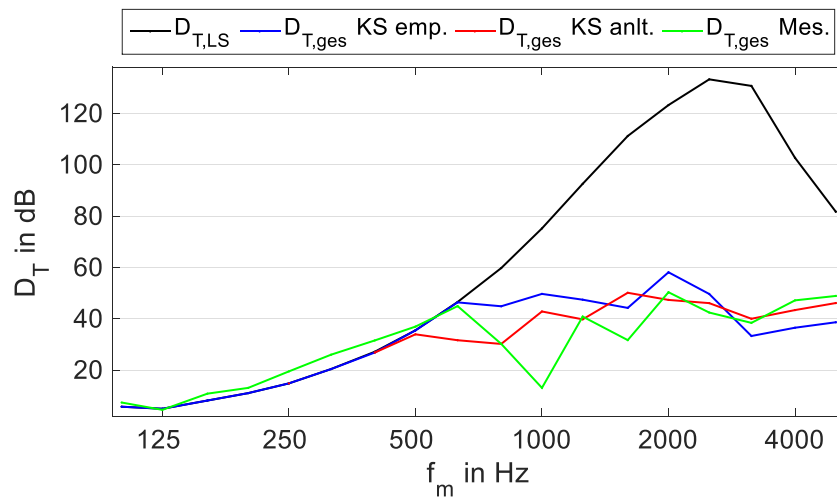
Abbildung 6.9: Luftschall-, Körperschall- und Gesamt-Durchgangsdämpfungsmaß beispielhaft

Es ist erkennbar, dass das Körperschall-Durchgangsdämpfungsmaß das Luftschalldurchgangsdämpfungsmaß vor seinem Maximum schneidet und dass $D_{T,ges}$ jeweils der kleineren der beiden Kurven folgt. Weiterhin ist ableitbar, dass laut der Simulation unterhalb von 1000 Hz kein Einfluss des Körperschalls auf das Gesamtdurchgangsdämpfungsmaß vorhanden ist, womit sich bestätigt, dass es keinen weiteren Nachteil mit sich bringt, dass die analytischen Kurven unterhalb von 500 Hz mit Ausnahme der Terz um 250 Hz nicht definiert sind. Der Übersicht halber sind in den folgenden Darstellungen die einzelnen Körperschall-Durchgangsdämpfungsmaße nicht mit eingezeichnet. Es ergibt sich jedoch bei jeder Kombination von $D_{T,LS}$ und $D_{T,KS}$ ein Bild wie oben dargestellt.

Die Ergebnisse aus den Messungen sind in Abbildung 6.10 für die zwei Versuchsdurchführungen a) und c) denen aus den Simulationen gegenübergestellt. Da für b) die Definition eines Durchgangsdämpfungsmaßes wenig aussagekräftig ist, ist hier in Abbildung 6.11 die auf die Eingangsenergie $W_{in,4}$ normierte Energie W_3^n abgebildet.



a) nur Lautsprecheranregung



c) Lautsprecher- und Shakeranregung

Abbildung 6.10: Luftschall- und Gesamt-Durchgangsdämpfungsmaß aus Luftschall-Simulation, mit Körperschall nach empirischem und analytischem Modell sowie aus Messung

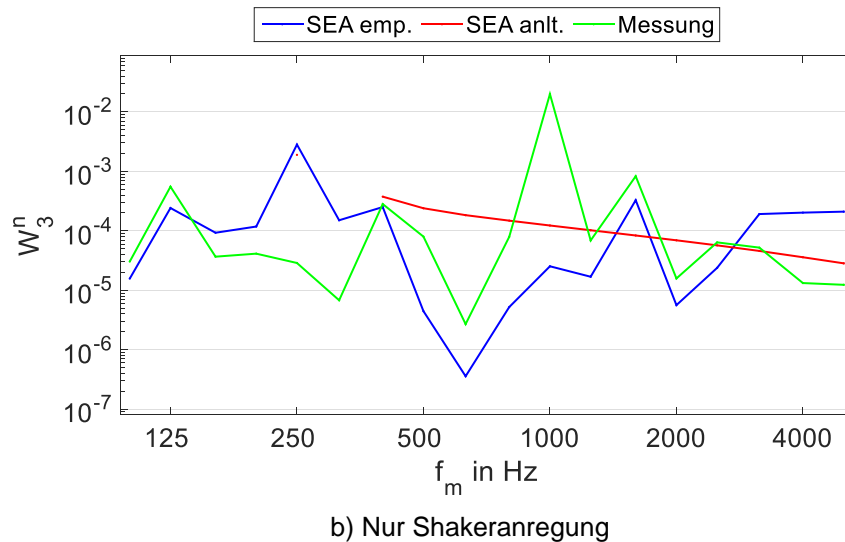


Abbildung 6.11: Auf Eingangsenergie normierte Energie W_3^n aus empirischer und analytischer Berechnung sowie Messung

Es ist auffällig, dass sich bei den dargestellten Durchgangsdämpfungsmaßen ein Bild ähnlich dem in Abbildung 1.1 gezeigten Verlauf des durch die Sicherheitsbeaufschlagung limitierten Durchgangsdämpfungsmaßes ergibt. Zwar zeigen die simulierten Kurven (vor allem die empirische) keine derart glatte Beschneidung der Dämpfung, jedoch ist in beiden Fällen erkennbar, dass das maximale Durchgangsdämpfungsmaß von etwa 135 dB um mehr als 50 dB reduziert wird.

Weiterhin ist ersichtlich, dass bei reiner Lautsprecheranregung die Limitierung durch den Körperschall durch die empirische und die analytische Kurve wesentlich höher liegt als bei zusätzlicher Shakeranregung. Gleichzeitig tritt in Erscheinung, dass dieser Effekt bei der Messkurve nicht derart ausgeprägt ist. Hierbei sind die Differenzen zwischen den gemessenen Kurven der Fälle a) und c) wesentlich geringer als zwischen den Simulationskurven, was sich ebenfalls bei den Energien W_3 in Abbildung 6.8 zeigt. Allerdings ergibt sich auch, dass bei ausschließlicher Luftschallanregung die Simulationskurven im Bereich von 1000 bis 2500 Hz mit Abweichungen von mehr als 20 dB oberhalb der gemessenen verlaufen. Bei Frequenzen über 2500 Hz nähern sich Mess- und empirische Simulationskurve an, während zwischen Analytik und Messung Differenzen von mehr als 20 dB bestehen bleiben.

Im Fall c) sind die Abweichungen zwischen der Messung und den Simulationen wesentlich geringer, wobei sich hier dennoch in einigen Punkten Abweichungen von etwa 10 dB ergeben. Jedoch zeigt sich, dass die analytische Kurve mit Ausnahme von 1000 Hz und 1600 Hz verhältnismäßig geringe Abweichungen zur gemessenen aufweist. Die empirische Kurve gibt hier zwar die Spitzen der Messkurve besser wieder als die analytische, jedoch verfügt sie in weiten Bereichen über wesentlich höhere Werte.

Bei Betrachtung von W_3^n zeigt sich, dass hier größere Abweichungen vorhanden sind als beim Durchgangsdämpfungsmaß. Vor allem tieffrequent sind große Abweichungen zwischen Empirie und Messung beobachtbar, welche allerdings bei gesamtheitlicher Betrachtung durch die geringe Luftschalldämpfung in diesem Bereich nicht von großer Bedeutung sind. Oberhalb von 1000 Hz gibt die empirische Kurve die gemessene in erster Näherung wieder, bis sie sich ab 3150 Hz wieder voneinander entfernen. Die analytische Kurve verläuft im gesamten Frequenzbereich ähnlich einem Mittelwert durch die Messkurve und gibt dabei keine der modal bedingten Spitzen wieder. Oberhalb 3150 Hz nähert sie sich der empirischen Kurve an und verläuft etwa 20 dB unterhalb der gemessenen Kurve.

6.3 Interpretation und Diskussion

Es zeigt sich, dass die Ergebnisse der Simulation der Durchgangsdämpfungsmaße bei reiner Lautsprecheranregung stark von der Messung abweichen. Hier ergeben sich Differenzen zwischen Simulation und Messung von mehr als 20 dB im begrenzten Bereich, was für eine akkurate Auslegung von Schalldämpfern zu ungenau ist. Diese Abweichung muss jedoch nicht zwangsläufig von einer fehlerhaften Körperschallberechnung herrühren. Vielmehr ist es wahrscheinlich, dass bei dieser Messung trotz der bereits erhöhten eingetragenen Schalleistung diese noch immer nicht ausreichte, um das tatsächliche Luftschall-Durchgangsdämpfungsmaß wiedergeben zu können, wodurch auch das Gesamt-Durchgangsdämpfungsmaß begrenzt wird.

Bei zusätzlichem Schwingungseintrag mittels des Shakers ist zu erkennen, dass die simulierten Kurven wesentlich besser mit den gemessenen übereinstimmen, wenn auch ohne die zusätzliche Einführung von Sicherheitsfaktoren noch keine Abschätzung möglich ist, welche zur sicheren Auslegung von Schalldämpfern genügt. Zusätzlich fand bei den durchgeführten Versuchen die Körperschallanregung direkt auf der Zylinderwand und senkrecht zu dieser statt. Da in der Realität ein Schwingungseintrag, beispielsweise durch einen Motor, vielmehr über den Flansch stattfindet und dies mit hoher Wahrscheinlichkeit auch nicht ausschließlich in radialer Richtung, müssen die Ergebnisse kritisch betrachtet werden. Allerdings zeigt dieser Versuch dennoch, dass der Körperschall bei zusätzlichem Schwingungseintrag Einfluss auf die Wirksamkeit eines Schalldämpfers nehmen kann.

Die normierte Energie W_3^n liegt in der analytischen Simulation bis 2150 Hz unterhalb der Simulation, was heißt, dass der Einfluss des Körperschalleintrags auf die Luftschallenergie hinter dem Schalldämpfer unterschätzt wird. Die Tendenz der gemessenen Kurve lässt sich hierbei in erster Näherung durch die analytische Beschreibung wiedergeben,

jedoch weist diese unterhalb von 2150 Hz aufgrund mangelnder Berücksichtigung modaler Parameter starke Abweichungen zur Messung auf.

Zu beachten ist, dass auch entgegen dem berechneten Luftschall-Durchgangsdämpfungsmaß eine Luftschallübertragung durch den Schalldämpfer stattgefunden und hinter diesem für eine Körperschalleinkopplung gesorgt haben kann. Das ist ein möglicher Grund für den bei 1000 Hz erkennbaren Einbruch der Dämpfung. Dieses Phänomen könnte von Inhomogenitäten des absorbierenden Materials in den nicht maschinell gefüllten Schalldämpferbauteilen herrühren. Wiederum ist eine Einflussnahme dessen auf Parameter wie den spezifischen Strömungswiderstand möglich, was zu einer fehlerhaften Luftschallsimulation führen kann.

Des Weiteren sind Abweichungen der Materialien sowie Abmessungen der Bauteile nicht auszuschließen, was vor allem Einfluss auf die analytische Simulation, aber auch auf die messtechnische Untersuchung nehmen kann. Auch ein Einfluss der Lagerung des Prüfstands auf die Messergebnisse ist möglich. Zwar wurde der Prüfstand zwischen den Luftschall-Messrohren lediglich durch elastische Seile an einem Kran gelagert, jedoch ist auch dabei eine Beeinflussung der Wellenausbreitung gegeben.

Zusätzlich ist zu bedenken, dass die verwendeten empirischen und analytischen Kopplungsverlustfaktoren für Aufbauten mit dem Bauteil R 3 ermittelt und berechnet wurden. Hier ist ein Einfluss sowohl des stark abweichenden Aufbaus von Bauteil SD 2 sowie des Absorptionseinsatzes nicht auszuschließen. Der daraus resultierende Fehler ist schwer abschätzbar, da sowohl vorstellbar ist, dass aufgrund der höheren Masse und wegen des eingebrachten Absorptionsmaterials die Übertragung behindert wird, als auch, dass die Körperschallkopplung durch die komplexere Struktur und die vermehrten Übertragungswege begünstigt wird.

Eine Möglichkeit zur Erhöhung der Sicherheit bei der analytischen Abschätzung besteht in der Verwendung der Abstrahlgrad-Formel nach [VDI 3733] anstelle jener nach Heckl aus [Möser 2004] zur Berechnung der Kopplungsverlustfaktoren zwischen den Subsystemen 1 und 4 sowie 3 und 6 (siehe Kapitel 3.2). Da die Berechnung nach VDI in weiten Bereichen höhere Werte für den Abstrahlgrad wiedergibt als die nach Heckl, können die Körperschalleinkopplung und Luftschallabstrahlung erhöht werden, was zu einer Überbetonung der Körperschallübertragung bei der Berechnung führt. Die Unterschiede, welche sich zwischen der Verwendung der beiden Formeln ergeben, sind in Abbildung 6.12 und Abbildung 6.13 dargestellt. Hierbei wurde der Fall untersucht, in welchem sowohl Lautsprecher-, als auch Shakeranregung stattfand, da sich aus den oben gezeigten Zusammenhängen ergibt, dass bei ausschließlicher Lautsprecheranregung der Körperschall nicht den begrenzenden Faktor für die Durchgangsdämpfung darstellt.

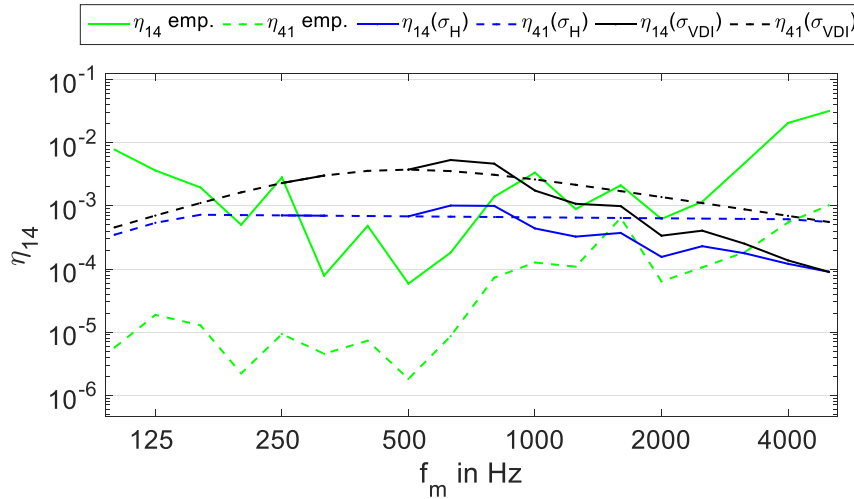


Abbildung 6.12: Kopplungsverlustfaktoren zwischen Subsystem 1 und 4 analytisch mit Abstrahlgradberechnung nach Heckl bzw. VDI (siehe Kapitel 3.2) sowie empirisch

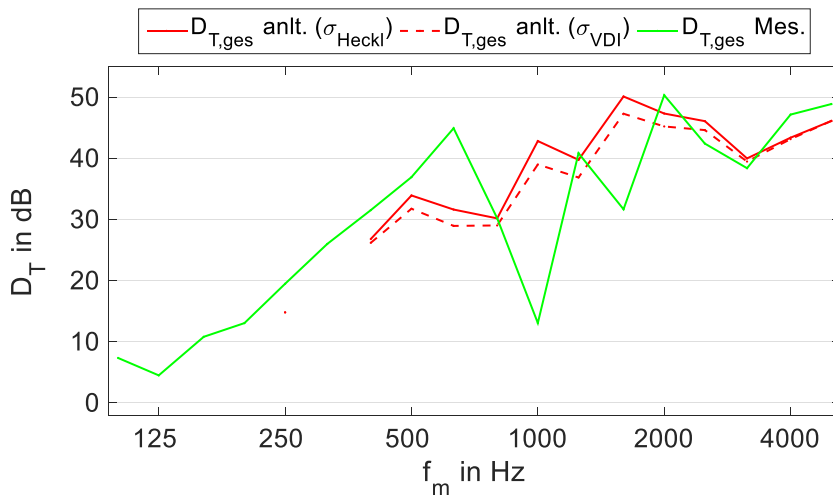


Abbildung 6.13: Gesamt-Durchgangsdämpfungsmaß simuliert mit Abstrahlgradberechnung nach Heckl und VDI im Vergleich zur Messkurve bei Lautsprecher- und Shakeranregung

Aus den Darstellungen ist ersichtlich, dass die Verwendung der Formel nach VDI erwartungsgemäß zu höheren Kopplungsverlustfaktoren zwischen Luftvolumen und Zylindermantel führt. Jedoch zeigt sich auch, dass die simulierte Kurve von η_{41} oberhalb von 1250 Hz noch immer geringere Werte als die empirische aufweist. Bei Betrachtung von η_{14} hingegen, wo bereits die Formel nach Heckl eine Maximalabschätzung des Kopplungsverlustfaktors liefert, erhöht sich die analytische Kurve durch Verwendung der Theorie nach VDI erneut. Aufgrund dessen, dass beide Abstrahlgrade bei hohen Frequenzen gegen Eins tendieren, nähern sich auch die Kopplungsverlustfaktoren hochfrequent an.

Das simulierte Durchgangsdämpfungsmaß verringert sich durch die Verwendung der Formel nach VDI um einige Dezibel gegenüber der nach Heckl berechneten, wobei nicht konsequent auszusagen ist, dass sich die analytische Kurve dadurch der gemessenen annähern würde. Da die Analytik unter Verwendung der Formel nach VDI außerdem in einigen Punkten noch immer weit oberhalb der Messung liegt, ist auch hiermit noch keine sichere Minimalabschätzung des Durchgangsdämpfungsmaßes gegeben.

Da sich in allen Eigen- und Kopplungsverlustfaktoren Abweichungen zwischen Analytik und Empirie ergeben und sich diese Fehler über die Reihenschaltung verschiedener Kopplungen aufsummieren können, handelt es sich zum aktuellen Stand um eine verhältnismäßig unsichere Berechnungsmethode. Jedoch kann diese durch die Definition genauerer analytischer Berechnungsverfahren sowie durch die Gewinnung von Erfahrungswerten auf Grundlage vermehrter empirischer Betrachtungen verbessert und mittels Sicherheitsfaktoren eine genauere Abschätzung der Körperschallübertragung bei der Auslegung von Schalldämpfern auf Grundlage der SEA erzielt werden.

7 Fazit

In dieser Arbeit wurde die Statistische Energieanalyse (SEA) dazu verwendet, Aussagen über die Körperschalleinkopplung und -übertragung sowie die Luftschallabstrahlung bei Hohlzylindern und Schalldämpferbauteilen zu treffen. Es wurden gemessene und berechnete Daten gegenübergestellt und unter den Gesichtspunkten der Anwendbarkeit auf Probleme der Schalldämpferauslegung verglichen.

Hierzu wurde ein SEA-Modell erstellt, welches die getrennte Untersuchung des Luft- und Körperschallübertragungsweges zulässt und mithilfe dessen ein Gesamt-Durchgangsdämpfungsmaß mit Berücksichtigung der Körperschallübertragung ermittelt werden kann. Dem Modell liegen einerseits empirische, also messtechnisch ermittelte und andererseits analytisch bestimmte SEA-Parameter zugrunde, welche miteinander verglichen wurden.

Zur Validierung der Anwendbarkeit des Modells sowie zur Abschätzung von dessen Gültigkeitsbereich wurden Untersuchungen am Schalldämpferprüfstand durchgeführt und die Messergebnisse den Simulationsergebnissen gegenübergestellt. Hierbei zeigte sich, dass der Körperschall bei zwei der drei betrachteten Schalldämpfersysteme keinen wesentlichen Einfluss auf das gemessene Durchgangsdämpfungsmaß nimmt.

Durch Veränderung des Versuchsaufbaus konnte der Eintrag der Luftschalleistung gesteigert und somit der mögliche Aussteuerungsbereich für das dritte System erhöht werden. Für dieses konnte hierbei ebenfalls kein signifikanter Einfluss des Körperschalls auf die Wirksamkeit des Schalldämpfers bei reiner Luftschallanregung nachgewiesen werden.

Bei zusätzlicher Anregung der Rohrleitung vor dem Schalldämpfer mittels eines Shakers konnten die messtechnisch erfassten Schwingenergien sowohl vor, als auch hinter dem Schalldämpfer erhöht und dadurch das gemessene Durchgangsdämpfungsmaß verringert werden. Dies diente dem Vergleich mit der Simulation des direkten Körperschalleintrags, welcher im realen Einsatzfall eines Schalldämpfers beispielsweise durch einen Motor stattfinden kann. Hierbei konnte gezeigt werden, dass die analytische Berechnung die sich ergebende Durchgangsdämpfung bis auf einige Dezibel genau wiedergeben konnte. Auch die empirischen Werte lagen in der entsprechenden Größenordnung und stellten in erster Näherung eine Abschätzung der Wirksamkeit des Schalldämpfers unter Körperschalleinfluss dar.

Die Ergebnisse dieser Untersuchungen beschränken sich jedoch stets auf den Gültigkeitsbereich der SEA, welcher dadurch definiert wird, dass alle beteiligten Subsysteme mindestens vier Eigenmoden in jeder zu untersuchenden Terz aufweisen. Dies bedingt

die Gültigkeit der Messergebnisse an den in dieser Arbeit betrachteten Bauteilen ab 1000 Hz. Zwar stellt dies einen verhältnismäßig hohen Wert für die Auslegung von Schalldämpfern dar, jedoch kann sich diese Grenze mit größeren Bauteildimensionen zu tieferen Frequenzen verschieben. Eine Möglichkeit zur Berechnung der Eigenfrequenzen hohlzylindrischer Bauteile wurde vorgestellt und mittels Messdaten validiert.

Es wurde gezeigt, dass eine Simulation der Körperschallübertragung an Schalldämpferbauteilen in erster Näherung möglich ist. Dabei konnten die Ergebnisse bei direktem Eintrag von Körperschallenergie in die Rohrleitung vor dem Schalldämpfer sowohl auf Grundlage analytischer als auch mithilfe empirischer Daten besser reproduziert werden als die bei reiner Luftschallübertragung. Dies hat vermutlich den Grund weiterer Faktoren, wie den zu geringen Signal-Rausch-Abstand, die das messbare Durchgangsdämpfungsmaß begrenzen. Es ist jedoch möglich, eine grobe Abschätzung des Körperschalleinflusses auf das Durchgangsdämpfungsmaß zu geben.

Zur Verwendung des hier beschriebenen Verfahrens zur präziseren Auslegung von Schalldämpfern müssen die beiden Modelle bezüglich ihrer Genauigkeit verbessert werden. Hierzu sollten verschiedene Messverfahren zur Gewinnung von SEA-Parametern unter dem Gesichtspunkt des Messaufwands verglichen werden. Zusätzlich muss untersucht werden, ob und inwiefern gemessene SEA-Parameter auf andere Bauteile übertragbar sind, um die Anwendbarkeit der Methode auf Bauteile verschiedener Dimensionen auszuweiten, ohne an allen Bauteilen der jeweiligen Schalldämpfersysteme Messungen durchführen zu müssen. Dazu sind weitere SEA-Untersuchungen an diversen Bauteilen durchzuführen, um repräsentative Messdaten zu gewinnen.

Das analytische Modell kann durch Vergleiche mit empirischen Daten sowie durch Präzisierung der einzelnen Berechnungsschritte verbessert werden. Es ist anzunehmen, dass hierbei wiederum ein Sicherheitsfaktor eingeführt werden muss, um eine sichere Abschätzung der Wirksamkeit von Schalldämpfern bei einer geringeren Überdimensionierung realisieren zu können.

Weiterhin ist der Schwingungseintrag in Rohre über die Flansche zu untersuchen. Hierzu sollte der Zusammenhang zwischen der in einen Flansch eingetragenen Leistung und der daraus resultierenden Schwingenergie auf dem Zylindermantel untersucht werden. Auch ist der Einfluss von Schalldämpferelementen wie Absorptionskammern und Kuliseneinsätzen sowie der Lagerung der Bauteile auf die SEA-Parameter näherer Betrachtung zu unterziehen. Daraus resultierend sollte eine Möglichkeit der analytischen Beschreibung der Zusammenhänge zwischen Luft- und Körperschall an Schalldämpferbauteilen gefunden werden.

Essenziell ist die Durchführung weiterer Untersuchungen an verschiedenen Schalldämpferbauteilen zur Validierung des Modells. Hierzu sind insbesondere Bauteile geeignet, welche eine sehr hohe Luft- und verhältnismäßig geringe Körperschalldämpfung aufweisen. Dadurch und mithilfe der Verbindung der empirisch und analytisch gewonnenen Daten kann die Parametrisierung des SEA-Modells weiter verbessert werden.

Auf der Grundlage des hier vorgestellten Modells kann die zukünftige Auslegung von Schalldämpfern dahingehend verändert werden, dass die Körperschallübertragung abschätzbar wird. Ein weiterer Erfahrungsgewinn vor der letztendlichen Anwendung der Methode ist unabdingbar, um die Genauigkeit der Messergebnisse zu steigern. Zudem ist die Aussagekraft eines statistischen Modells stets begrenzt. Jedoch wird ein Ausgangspunkt für die Vorgehensweise zur Verbesserung der Schalldämpferauslegung geschaffen, mithilfe welcher unter der Voraussetzung weiterer Untersuchungen die Sicherheitsbeaufschlagung verringert und die Überdimensionierung von Schalldämpfern reduziert werden kann.

Literaturverzeichnis

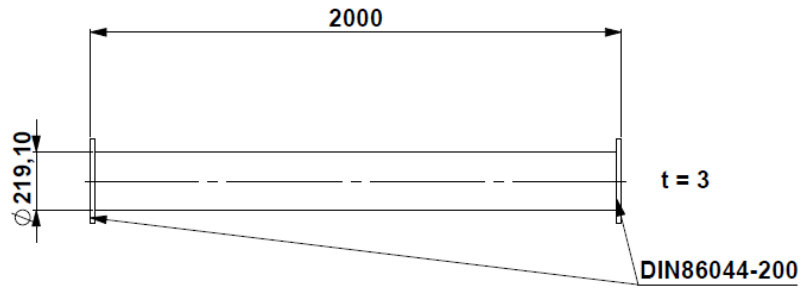
- | | |
|-------------------|---|
| Abramowitz 1964 | Abramowitz, M., Stegun, I. A.: Handbook of Mathematical Functions. With Formulas, Graphs, and Mathematical Tables, National Bureau of Standards, Washington D. C. 1964 |
| Bies 1979 | Bies, D. A., Hamid, S.: In Situ Determination of Loss and Coupling Loss Factors by the Power Injection Method, Department of Mechanical Engineering, University of Adelaide, Adelaide 1979 |
| Blevins 1995 | Blevins, R. D.: Formulas for natural frequency and mode shape. Reprint, reissue 1995, with minor corrections, Krieger, Malabar, Florida 1995 |
| Böge 2015 | Böge, A., Böge, W.: Handbuch Maschinenbau. Grundlagen und Anwendungen der Maschinenbau-Technik, 22., überarbeitete und erweiterte Auflage, Springer-Verlag, Wiesbaden 2015 |
| Chandiramani 1977 | Chandiramani, K. L.: Some simple models describing the transition from weak to strong coupling in statistical energy analysis, Bolt Beranek and Newman Inc., Cambridge, Massachusetts 1977 |
| Cremer 2010 | Cremer, L., Heckl, M.: Körperschall. Physikalische Grundlagen und technische Anwendungen. 3., aktualisierte Auflage, neu bearbeitet von Michael Möser und Wolfgang Kropp, Springer-Verlag, Heidelberg, Dordrecht, London, New York 2010 |
| DIN EN ISO 11820 | DIN EN ISO 11820 : 1996, Messungen an Schalldämpfern im Einsatzfall (ISO 11820 : 1996) |
| Fuchs 2007 | Fuchs, H. V.: Schallabsorber und Schalldämpfer. Innovative akustische Konzepte und Bauteile mit praktischen Anwendungen in konkreten Beispielen, 2., wesentlich erweiterte und bearbeitete Auflage, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg 2004, 2007 |
| Georgi 2016 | Georgi, T.: Untersuchung der Körperschalleitung an großen Schalldämpferstrukturen. Experimentelle und analytische Statistische Energieanalyse an ausgewählten Bauteilen, Masterarbeit, Hochschule Mittweida, Mittweida 2016 |
| Grütmacher 1966 | Grütmacher, M. et al.: Eigenfrequenzen kreiszylindrischer Schalen, Acustica Vol. 17 (1966), S. 80-89, 1966 |

-
- | | |
|----------------|---|
| Henn 2008 | Henn, H. et. al.: Ingenieurakustik. Physikalische Grundlagen und Anwendungsbeispiele, 4. überarbeitete und erweiterte Auflage, Vieweg und Teubner, GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden 2008 |
| Hennig 2017 | Hennig, D.: Untersuchung der Kopplung zwischen Luftschall und Körperschall an Schalldämpferbauteilen mittels Power Injection Method, Bachelorarbeit, Hochschule Mittweida, Mittweida 2017 |
| ISO 9613-1 | ISO 9613-1 : 1993(E): Acoustics – Attenuation of sound during propagation outdoors – Part 1: Calculation of the absorption of sound by the atmosphere, 1993 |
| ISO 9613-2 | DIN ISO 9613-2 : 1999/10: Dämpfung des Schalls bei der Ausbreitung im Freien, Teil 2: Allgemeines Berechnungsverfahren (ISO 9613-2 : 1996) |
| IWU 2017 | Fraunhofer-Institut für Werkzeugmaschinen und Umformtechnik IWU: Zwischenbericht SimDamp – Simulations- und Optimierungswerkzeug zur Auslegung der Körperschall- und Luftschallminderung von Schalldämpfern im maritimen Bereich (firmenintern), Fraunhofer IWU, Dresden 2017 |
| Kettlitz 2005 | Kettlitz, M. W.: Untersuchungen zum Einfluss des Dämpfungsverlustfaktors auf die Berechnung des Schallübertragungsverhalten einer Fahrzeugstruktur, Dissertation, TU Dresden 2005 |
| Kohlhuber 2012 | Kohlhuber, M. M.: Ausbreitung elastischer Wellen in komplexen dünnwandigen Strukturen, Dissertation, Zentrum für Ingenieurwissenschaften der Martin-Luther-Universität Halle-Wittenberg 2012 |
| Korte 2005 | Korte, S.: Untersuchung der hochfrequenten akustischen Transmission einer Kfz-Bodengruppe mittels Statistischer Energieanalyse, Dissertation, TU Berlin 2005 |
| Lewit 1995 | Lewit, M.: Inverse Messung von Kräften und Leistungen in gekoppelten, schwingenden Strukturen. Fortschritts-Berichte VDI Reihe 11 Nr. 215, VDI-Verlag, Düsseldorf 1995 |
| Lyon 1995 | Lyon, R. H., DeJong, R. G.: Statistical Energy Analysis. Second Edition, Butterworth-Heinemann-Verlag, Newton (MA) 1995 |
| Mace 2005 | Mace, B. R.: Statistical energy analysis: coupling loss factors, indirect coupling and system modes, Journal of Sound and Vibration 279 (2005), S. 141-170, 2005 |

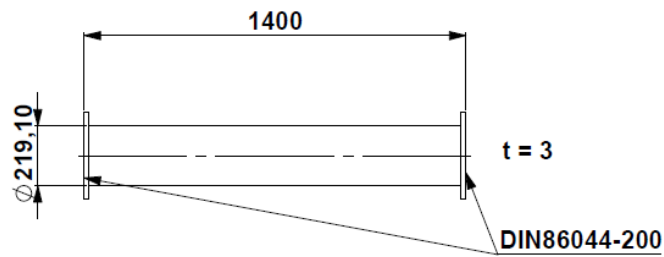
-
- | | |
|---------------|---|
| Möser 2004 | Möser, M., Müller, G.: Taschenbuch der Technischen Akustik. Dritte, erweiterte und überarbeitete Auflage, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg 2004 |
| Möser 2009 | Möser, M.: Technische Akustik, 8., aktualisierte Auflage, Springer-Verlag Heidelberg, London, New York 2009 |
| Munjal 2014 | Munjal, M. L.: Acoustics of Ducts and Mufflers. 2nd edition, Wiley-Verlag, Chichester 2014 |
| Richard 2008 | Richard, H. A., Sander, M.: Technische Mechanik. Festigkeitslehre. Lehrbuch mit Praxisbeispielen, Klausuraufgaben und Lösungen, 2., erweiterte Auflage, Vieweg + Teubner GWV Fachverlage, Wiesbaden 2008 |
| Sarradj 1998 | Sarradj, E.: Hochfrequenter Körperschall in Strukturen, Dissertation, Technische Universität Dresden, 1998 |
| Schirmer 2006 | Schirmer, W.: Technischer Lärmschutz. Grundlagen und praktische Maßnahmen zum Schutz vor Lärm und Schwingungen von Maschinen. 2., bearbeitete und erweiterte Auflage, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 1996, 2006 |
| VDI 3733 | VDI 3733/07.1996: Geräusche bei Rohrleitungen, Verein Deutscher Ingenieure 1996 |

Anhang A: Verwendete Schalldämpfer-Bauteile

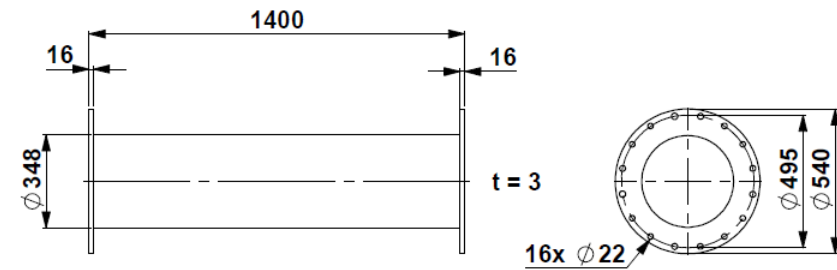
R 1
DN 200
2 m lang



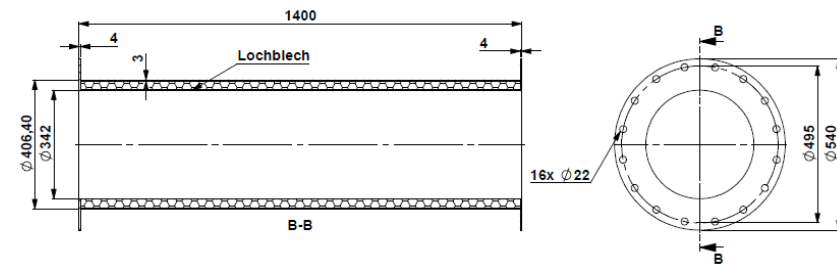
R 2
DN 200
1,40 m lang



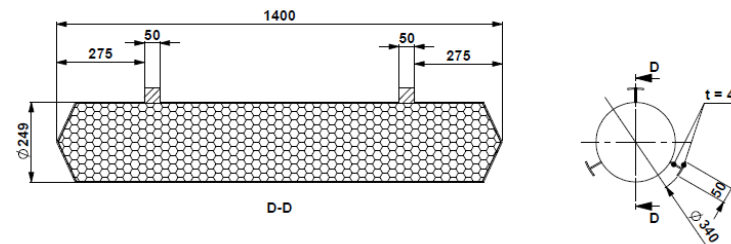
R 3
DN 400
1,40 m lang



SD 1
Absorptions-
Kammer
1,40 m lang



SD 2
Absorptions-
Einsatz
1,40 m lang

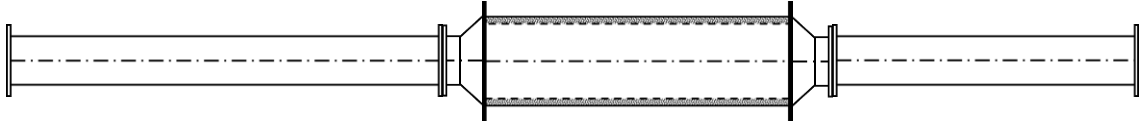


Anhang B: Schalldämpfersysteme

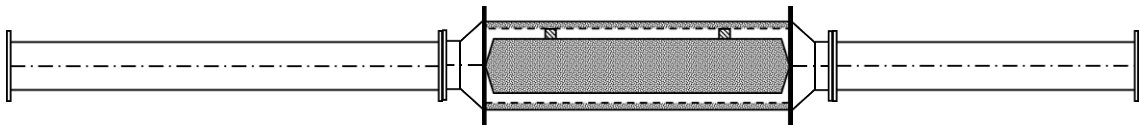
Eingangsseitiges Rohr: R 1 (siehe Anhang A)

Ausgangsseitiges Rohr: R 2 (siehe Anhang A)

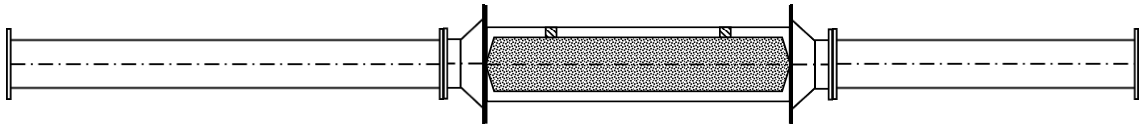
S 1: Absorptionskammer SD 1 (siehe Anhang A)



S 2: Absorptionskammer SD 1 mit Absorptionseinsatz SD 2 (siehe Anhang A)



S 3: Leerrohr R 3 mit Absorptionseinsatz SD 2 (siehe Anhang A)



Anhang C: Versuchsaufbau zur empirischen Ermittlung von Verlustfaktoren

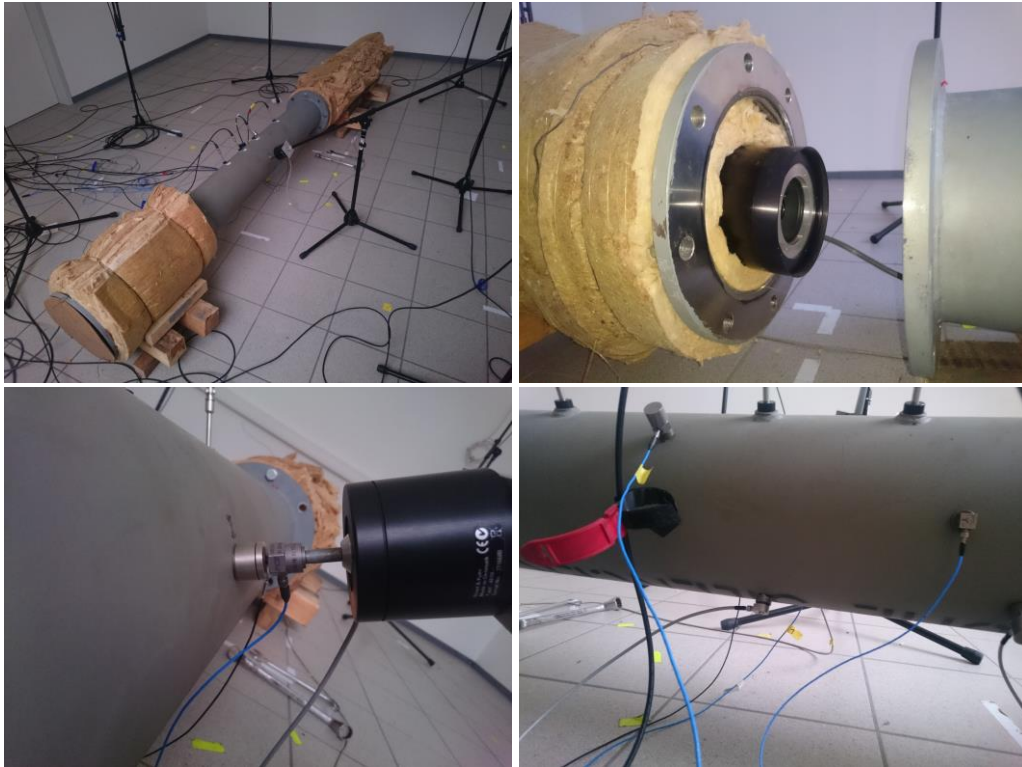


Abbildung A.1: Versuchsaufbau zur empirischen Modellbildung zur Ermittlung von Koppelungsverlustfaktoren zwischen Hohlzylindern und Fluidsubsystemen

Anhang D: Versuchsaufbau Prüfstandsmessung



Abbildung A.1: Versuchsaufbau zur Prüfstandsuntersuchung mit Lautsprecher- und Shakeranregung und Schalldruck- sowie Schnellemessung vor und hinter dem Schalldämpfersystem (hier: S 2)

Eigenständigkeitserklärung

Hiermit erkläre ich, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig und nur unter Verwendung der angegebenen Literatur und Hilfsmittel angefertigt habe. Stellen, die wörtlich oder sinngemäß aus Quellen entnommen wurden, sind als solche kenntlich gemacht. Diese Arbeit wurde in gleicher oder ähnlicher Form noch keiner anderen Prüfungsbehörde vorgelegt.

Ort, Datum

Vorname Nachname