



Hochschule Mittweida
University of Applied Sciences
Prof. Jörn Hübel
joern.huebel@hs-mittweida.de
+49 (0) 37 27 / 58 10 46



Lärmschutz

Noise Protection



Inhaltsverzeichnis

Symbolverzeichnis

1 FMS 1- Schwingungen

1.1	Freie ungedämpfte harmonische Schwingung	
1.2	Freie gedämpfte harmonische Schwingung	
1.3	Erzwungene harmonische gedämpfte Schwingung	
1.3.1	Herleitung für die weggesteuerte Feder	
1.3.2	Verschiedene Anregungsarten	
1.4	Anwendungen	
1.4.1	Kraftanregung	
1.4.2	Stützenanregung	



2 ABS 1- Absorber

2.1	Poröse Absorber	
2.1.1	Materialbeispiele	
2.1.2	Modellvorstellung und Begriffe	
2.1.3	Absorberparameter (Auswahl)	
2.1.3.1	Porosität σ	
2.1.3.2	Strömungswiderstand R	
2.1.3.3	Weitere Strukturparameter	
2.1.4	Absorbermodelle und -kennwerte	
2.1.4.1	Schallausbreitung im Absorber	
2.1.4.2	Schallreflexion an der Absorberoberfläche	
2.1.4.3	Absorbermodelle	
2.1.5	Absorberschichten	
2.1.5.1	Absorberschicht der Dicke d direkt auf der Wand	
2.1.5.2	Absorberschicht der Dicke d mit Wandabstand	
2.1.5.3	Abdeckung mit Lochblech	
2.1.5.4	Diffuser Schalleinfall	
2.1.6	Schalldämmung	



2.2	Reaktive Absorber	
2.2.1	Plattenschwinger und Folienabsorber	
2.2.1.1	Auslegung	
2.2.1.2	Beispiele	
2.2.2	Helmholtzresonator	
2.2.2.1	Einfacher Aufbau	
2.2.2.2	Lochflächenresonator	
2.2.2.3	Mikroperforierte Absorber	
2.3	Messverfahren	
2.3.1	Absorbereigenschaften -Schallabsorptionsgrad und Reflexionsfaktor	
2.3.1.1	Kleine Proben - Messung im Kundtschen Rohr	
2.3.1.2	Große Proben - Messung in-situ	
2.3.1.3	Große und mittelgroße Proben - Messung im Hallraum	
2.3.2	Messverfahren für Absorber-und Strukturparameter	
2.3.2.1	Porosität - Verfahren nach Leonard	



3 SD 1- Schalldämpfer

3.1	Wirkprinzipien
3.2	Kenngrößen
3.3	Herangehensweise bei der Auslegung
3.4	Absorptionsschalldämpfer
3.4.1	Wirkungsweise, Bauformen und Einsatzgebiete
3.4.2	Näherungsformel nach Piening
3.4.3	Exakte Berechnung
3.4.3.1	Ansatz
3.4.3.2	Auslegung mit normierten Größen
3.4.3.3	Mess- und Simulationsergebnisse - Schiffschalldämpfer
3.5	Reflexionsschalldämpfer
3.5.1	Wirkungsweise, Bauformen und Einsatzgebiete
3.5.2	Einfügungsdämmung am Querschnittsprung
3.5.3	Einfügungsdämmung einer Kammer (zweifacher Querschnittsprung)
3.6	Resonanzschalldämpfer
3.6.1	Wirkungsweise, Bauformen und Einsatzgebiete
3.6.2	Lambda-Viertel-Resonator
3.6.2.1	Auslegung und Einflussfaktoren
3.6.2.2	Messung und Berechnung
3.6.3	Helmholtz-Resonator



3.7	Hybride Schalldämpfer
3.8	Aktive Schalldämpfer
3.9	Strömungsgeräusche
3.10	Messverfahren

4 KAP 1- Kapselung

4.1	Wirkung der Kapselung
4.2	Schallausbreitungswege
4.3	Auslegung von Kapselwänden
4.3.1	Biegeweiche Schale
4.3.2	Biegesteife Schale
4.3.3	Doppelschalen

5 LSW 1- Schallschwirme/ Lärmschutzwände

5.1	Bedeutung/ Wirkungsweise
5.2	Näherungsweise Berechnung



Taschenbuch der Technischen Akustik

- Müller, Gerhard / Möser, Michael (Hrsg.)
- ursprünglich erschienen unter: Heckl, M. (Hrsg.)
3., erw. u. überarb. Aufl., 2004
- ISBN: 978-3-540-41242-7





Technischer Lärmschutz: Grundlagen und praktische Maßnahmen zum Schutz vor Lärm und Schwingungen von Maschinen

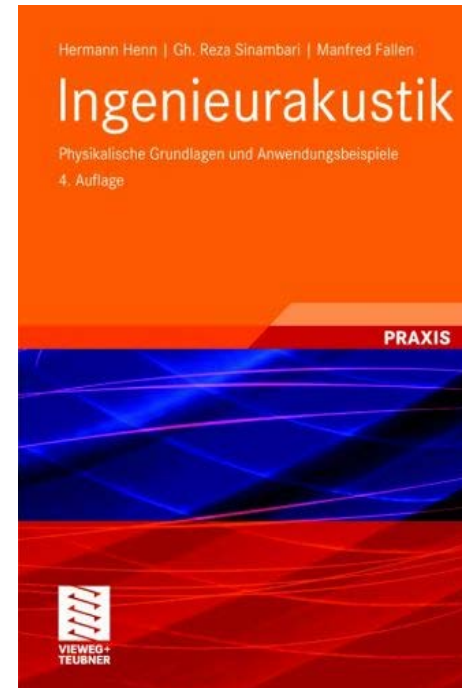
- Werner Schirmer (Hrsg.)
- 2., bearb. und erw. Aufl., 2006
- ISBN: 978-3-540-25507-9





Ingenieurakustik: Physikalische Grundlagen und Anwendungsbeispiele

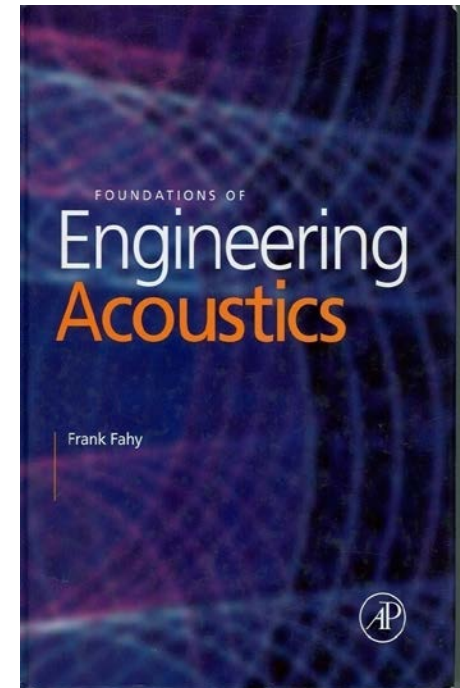
- Henn, Hermann / Sinambari, Gh. Reza / Fallen, Manfred
- 4., überarb. u. erw. Aufl., 2008.
- ISBN: 978-3-834-80255-2





Foundations of Engineering Acoustics

- Fahy, Frank J.
- 1. Auflage, Januar 2001
- ISBN: 978-0-122-47665-5





Schallabsorber, Bd.1, Äußere Schallfelder, Wechselwirkungen

- Mechel, Fridolin, P.
- 1989
- ISBN: 978-3-777-60425-9





Schallabsorber, Bd.2, Innere Schallfelder, Strukturen

- Mechel, Fridolin, P.
- 1995
- ISBN: 978-3-777-60572-2





Schallabsorber, Bd.3, Anwendungen

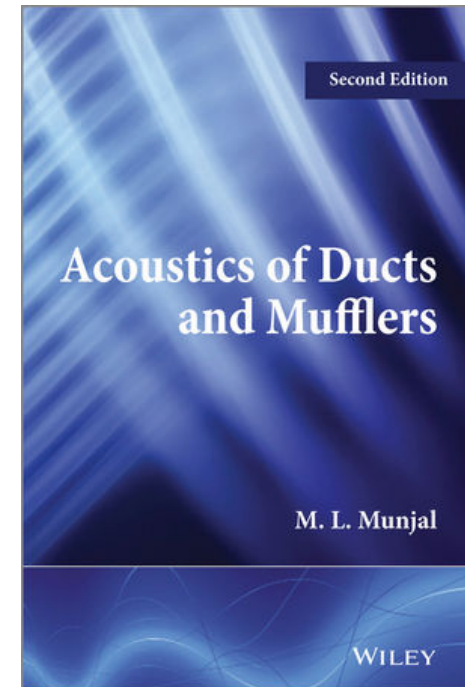
- Mechel, Fridolin, P.
- 1998
- ISBN: 978-3-777-60809-9





Acoustics of Ducts and Mufflers

- Munjal, M., L. (Hrsg.)
- 2., erw. u. überarb. Aufl., 2014
- ISBN: 978-1-118-44312-5





Schallabsorber und Schalldämpfer: Innovative akustische Konzepte und Bauteile mit praktischen Anwendungen in konkreten Beispielen

- Fuchs, Helmut (Hrsg.)
- 3., erw. u. aktual. Aufl., 2010
- ISBN: 978-3-642-01412-3





Technische Akustik

- Möser, Michael (Hrsg.)
- 9., aktual. Aufl., 2012
- ISBN: 978-3-642-30932-8





Schallschutz und Raumakustik in der Praxis: Planungsbeispiele und konstruktive Lösungen

- Fasold, Wolfgang / Veres, Eva
- 2., bearb. Aufl., 2003
- ISBN: 978-3-345-00801-6





1. Schwingungsminderung

1.1 Freie ungedämpfte Schwingung

Resonanzfrequenz

Bemerkung zur Eigenfrequenz nach Gl. (FMS 1.4)

- mit der Verwendung der statischen Auslenkung Δx und auf der Basis des Zusammenhangs:

$$m \cdot g = k \cdot \Delta x \Rightarrow k = \frac{m \cdot g}{\Delta x}$$

und Einsetzen von k in (FMS 1.4) folgt

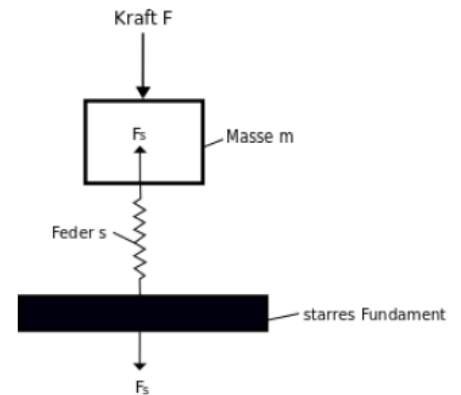
$$f_0 = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{g}{\Delta x}} \approx 0,5 \cdot \sqrt{\frac{1}{\Delta x}} \quad (\text{FMS 1.12})$$

f_0	Δx
Hz	m

- für die Darstellung der statischen Auslenkung Δx in mm, gilt dann jedoch:

$$f_0 \approx 15,8 \cdot \sqrt{\frac{1}{\Delta x}} \quad (\text{FMS 1.13})$$

f_0	Δx
Hz	mm



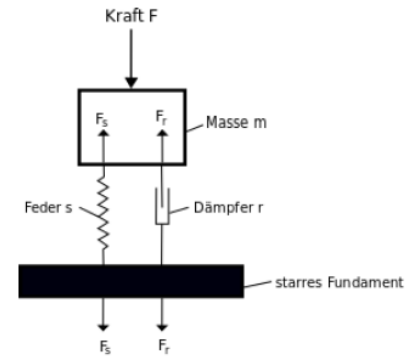


1. Schwingungsminderung

1.2 Freie gedämpfte harmonische Schwingung

Spezialfälle

$$m \cdot \ddot{x} + d \cdot \dot{x} + k \cdot x = 0$$



1	$\vartheta < 1$	schwach gedämpfte Schwingung
2	$\vartheta = 1$	aperiodischer Grenzfall
3	$\vartheta > 1$	keine Schwingung



1. Schwingungsminderung

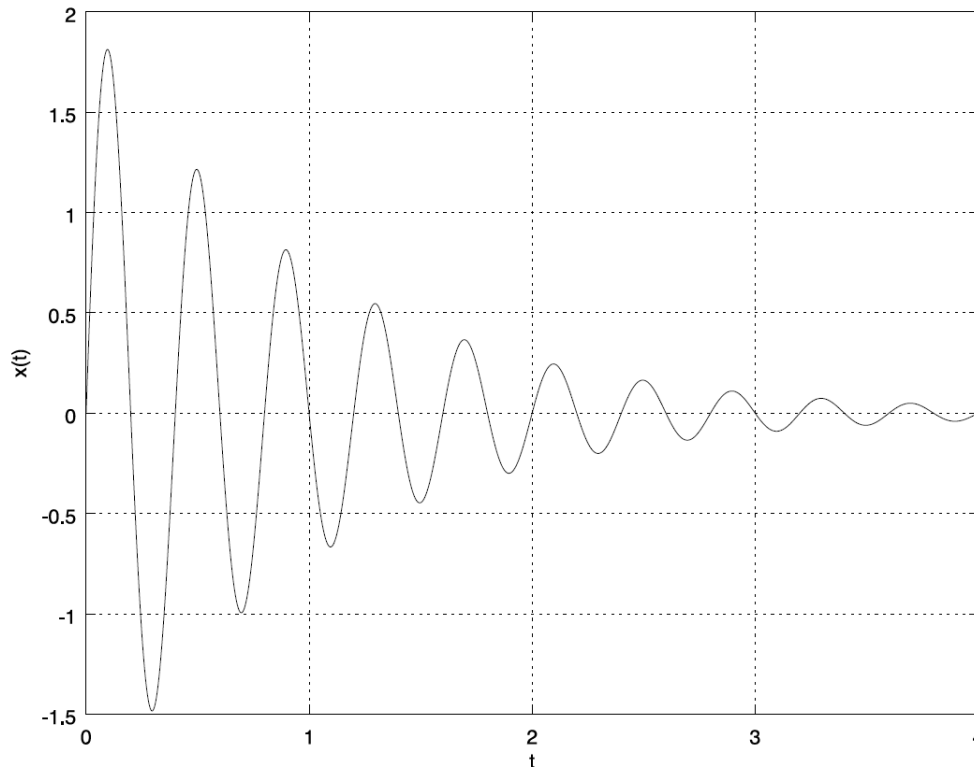
1.2 Freie gedämpfte harmonische Schwingung

Spezialfälle

- Fall 1 $\cdot \vartheta < 1$

$$\text{mit } \omega_0 \cdot \sqrt{\vartheta^2 - 1} = j \cdot \omega_0 \cdot \sqrt{1 - \vartheta^2} \approx j \cdot \omega_b$$

\Rightarrow Kreisfrequenz ω_b der gedämpften Schwingung $\omega_b = \omega_0 \cdot \sqrt{1 - \vartheta^2} \Rightarrow \omega_b < \omega_0$





1. Schwingungsminderung

1.3 Erzwungene Schwingungen

1.3.2 Anregungsarten

$$V = \frac{E}{\sqrt{4\eta^2\vartheta^2 + (1-\eta)^2}}$$

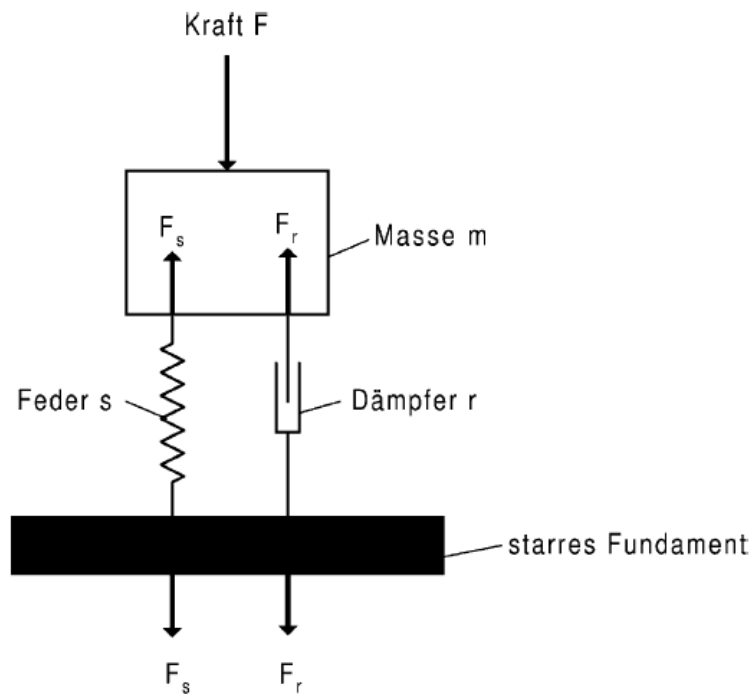
	1.	2.a.	2.b.	2.c.	3.
Anwendungsart					
Bezeichnung	Kraftgesteuerte Masse	Weggesteuerte Feder	Weggesteuerter Dämpfer	Stützenanregung	Umwuchtanregung
E	$E = \sqrt{1 + 4\eta^2\vartheta^2}$	$E = 1$	$E = 2\eta\vartheta$	$E = \sqrt{1 + 4\eta^2\vartheta^2}$	$E = \eta^2$



1. Schwingungsminderung

1.4 Anwendungen

1.4.1 Kraftanregung



[Möser 2012]

Gleichgewicht der Kräfte

$$m\ddot{x} = F - F_s - F_r$$

mit

$$F_s = kx$$

$$F_r = r\dot{x}$$

dann ist

$$m\ddot{x} + r\dot{x} + kx = F$$

im Frequenzbereich gilt dann für harmonische Anregung

$$-m\omega^2 x + j\omega r x + kx = F$$

Die ins Fundament eingetragene Kraft F_F ist

$$F_F = F_s + F_r = (k + j\omega r)x.$$

Somit wird

$$F_F = \frac{k + j\omega r}{k - m\omega^2 + j\omega r} F$$

Zur Bewertung der Isolation soll V herangezogen werden

$$V = \frac{F_{F, \text{starr}}}{F_{F, \text{elastisch}}} = \frac{F_F(k \rightarrow \infty)}{F_F(k)} = \frac{k - m\omega^2 + j\omega r}{k + j\omega r} \quad (4.2.1)$$

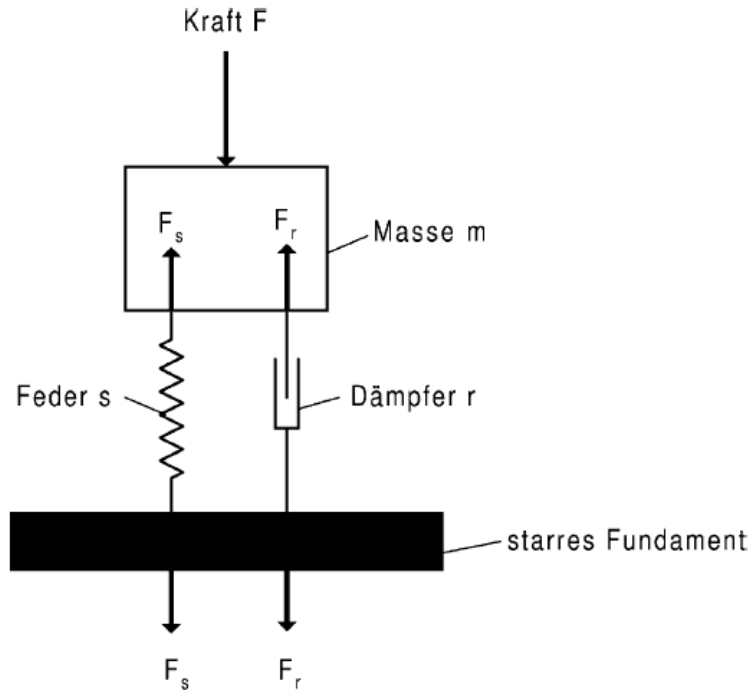


1. Schwingungsminderung

1.3 Erzwungene Schwingungen

1.3.2 Anregungsarten

Einfügungsdämmmaß



Mit der Resonanzfrequenz ω

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}}$$

und dem Verlustfaktor η

$$\eta = \frac{r \omega}{k}$$

wird aus (4.2.1)

$$V = \frac{1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2} + j\eta \frac{\omega}{\omega_0}}{1 + j\eta \frac{\omega}{\omega_0}}$$

Einfügungsdämmmaß

$$R_e = 10 \lg|V| \text{ dB}$$

(4.2.2)

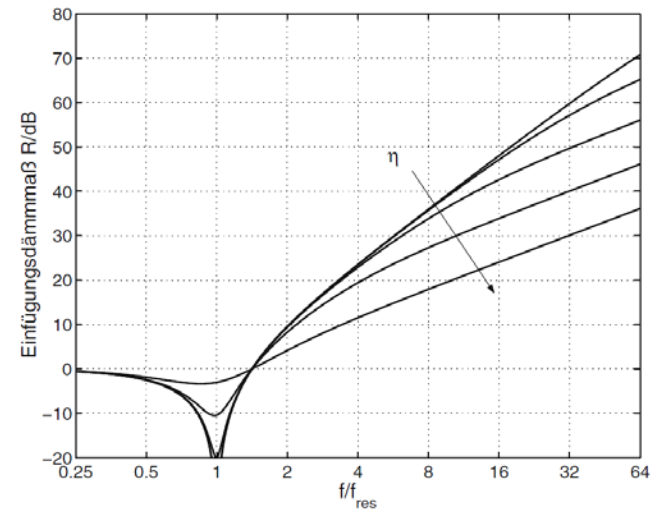
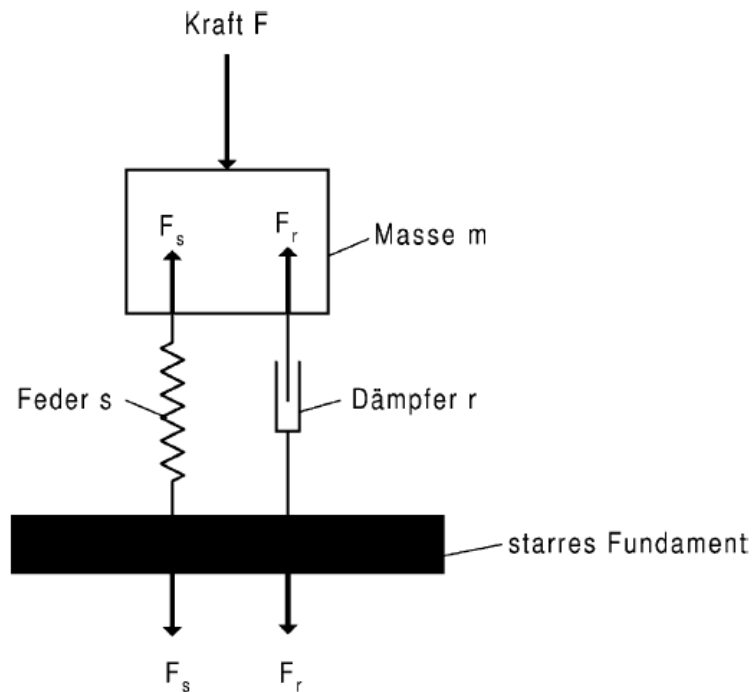


1. Schwingungsminderung

1.4 Anwendungen

1.4.1 Kraftanregung

Theoretisches Einfügungsdämmmaß bei starrem Fundament, gerechnet für $\eta = 0,01; 0,0316; 0,1$ und $0,316$



[Möser 2012]



1. Schwingungsminderung

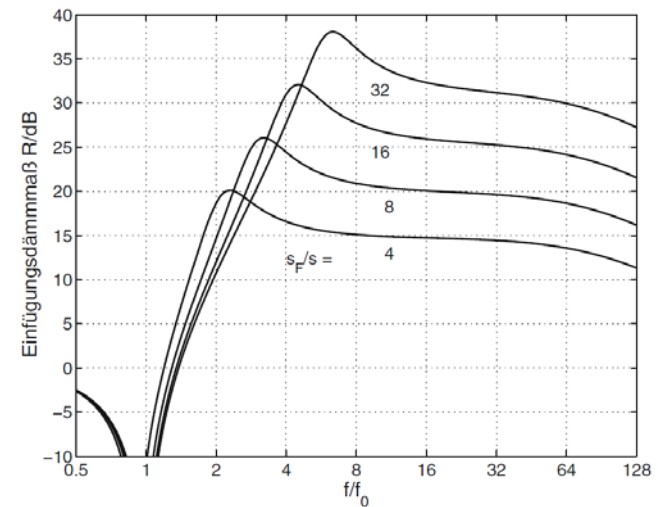
1.4 Anwendungen

1.4.1 Kraftanregung

Einfügungsdämmmaß bei Fundament mit Federungscharakter

gerechnet für

- $\eta = 0,01$ und
- $\eta_{\text{Fundament}} = 0,5$



[Möser 2012]



1. Schwingungsminderung

1.3 Erzwungene Schwingungen

1.3.2 Anregungsarten

Einfluss der Fundamentimpedanz Z_f

In den meisten Fällen ist die elastische Lagerung sehr viel weicher als das Fundament

$$k \ll k_F \Rightarrow \omega_{mF} \gg \omega_0$$

Für hohe Frequenzen $\omega \gg \omega_0$ und kleine Werte η wird V frequenzunabhängig

$$R_e \approx 20 \lg \frac{k_F}{k} \text{ dB}$$

für tiefe Frequenzen $\omega \ll \omega_0$

$$R_e \approx 0 \text{ dB}$$

[Möser 2012]



1. Schwingungsminderung

1.3 Erzwungene Schwingungen

1.3.2 Anregungsarten

Einfügungsdämmmaß der Unterschottermatte Sylodyn CN235

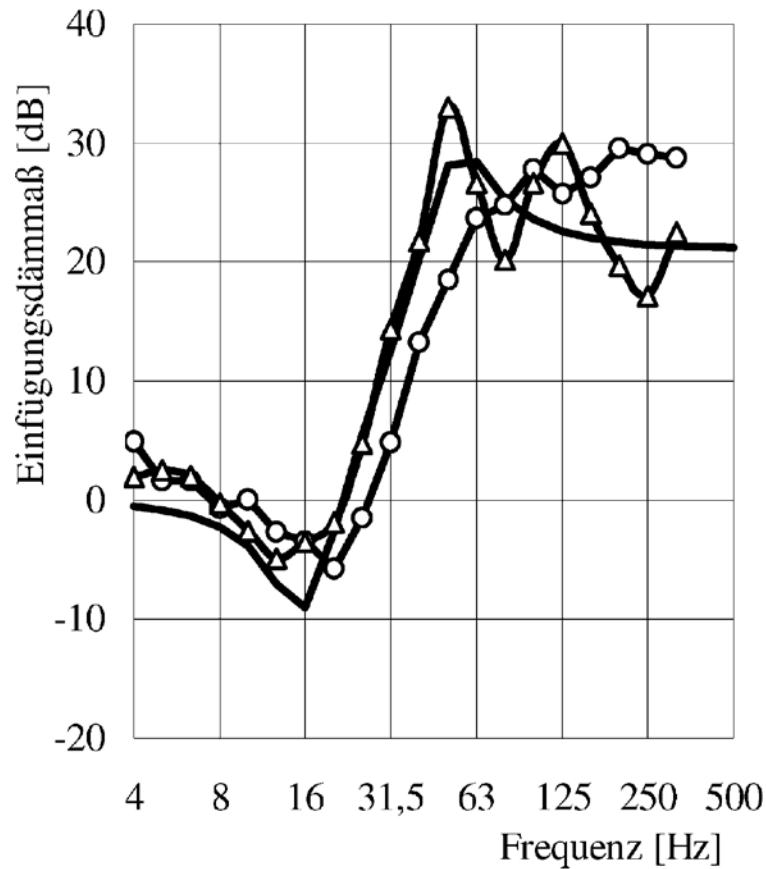


Abb. 5.10 Einfügungsdämmmaß der Unterschottermatte Sylodyn CN235. (aus: R. G. Wetschurek, W. Daiminger: „Nachrüstung von Unterschottermatten in einem S-Bahn-Tunnel im Zentrum von Berlin“ Proc. D-A-CH Tagung 2001, Innsbruck 2001) Messung: arithmetischer Mittelwert über verschiedene Messpunkte und Zugtypen, Dreiecke: Fahrtrichtung Süd; Kreise: Fahrtrichtung Nord. Rechnung: (Kurve ohne Symbole) gerechnet mit dynamischer Steifigkeit von $s'' = 0,022 \text{ N/mm}^3$

[Möser 2012]



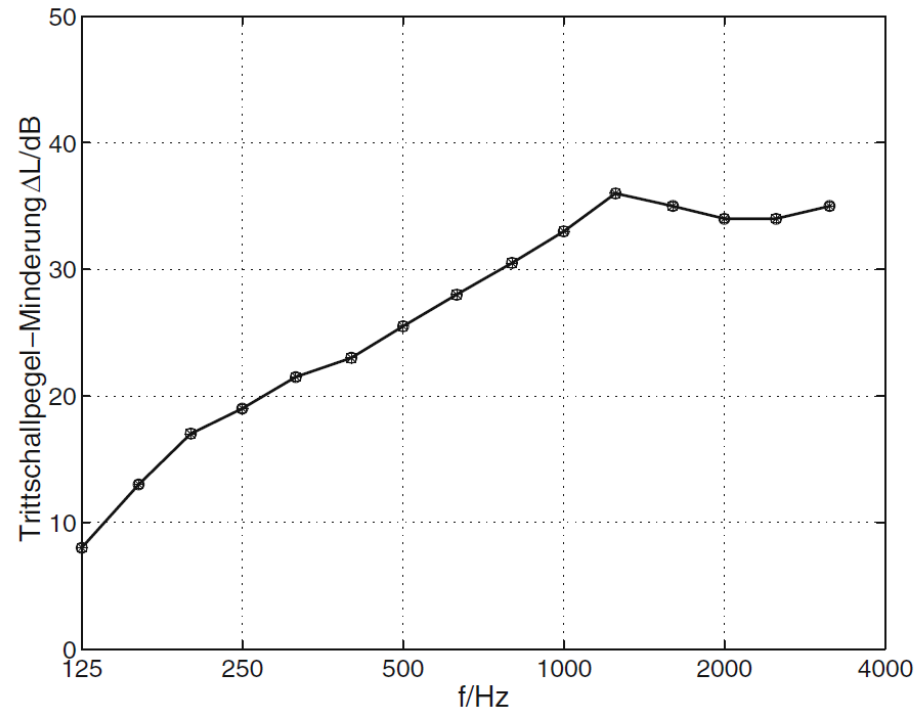
1. Schwingungsminderung

1.3 Erzwungene Schwingungen

1.3.2 Anregungsarten

Gemessene Trittschallpegel-Minderung

Abb. 5.11 Gemessene Trittschallpegel-Minderung (= Einfügungsdämmmaß) durch einen schwimmenden Estrich. Deckenaufbau: Rohdecke aus 120 mm Stahlbeton, darauf 35 mm Hartschaum-Dämmplatte, darauf 0,2 mm PE Folie, darauf 50 mm Zementestrich



[Möser 2012]



1. Schwingungsminderung

1.4 Anwendungen

1.4.1 Kraftanregung

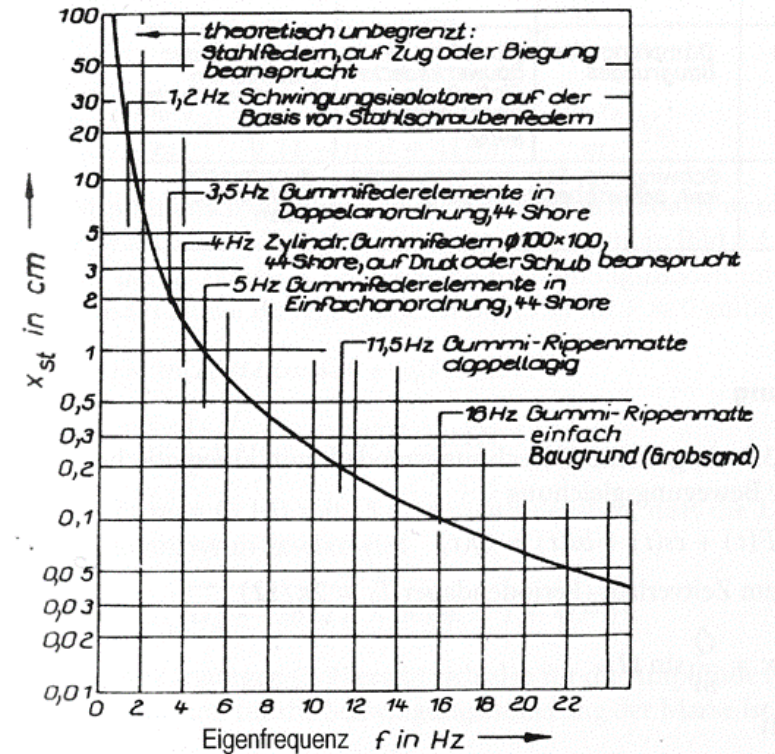
Resonanzfrequenz, zugeschnittene Größengleichung mit der statischen Einfederung Δx

$$f_0 = \frac{\omega_0}{2\pi} \approx \frac{15,76}{\sqrt{\Delta x}}$$

Größe	Einheit
f_0	Hz
Δx	mm

$$f_0 = \frac{\omega_0}{2\pi} \approx \frac{4,98}{\sqrt{\Delta x}}$$

Größe	Einheit
f_0	Hz
Δx	cm



[Dresig 2004]

Untere Frequenzgrenze der verschiedenen Federelemente

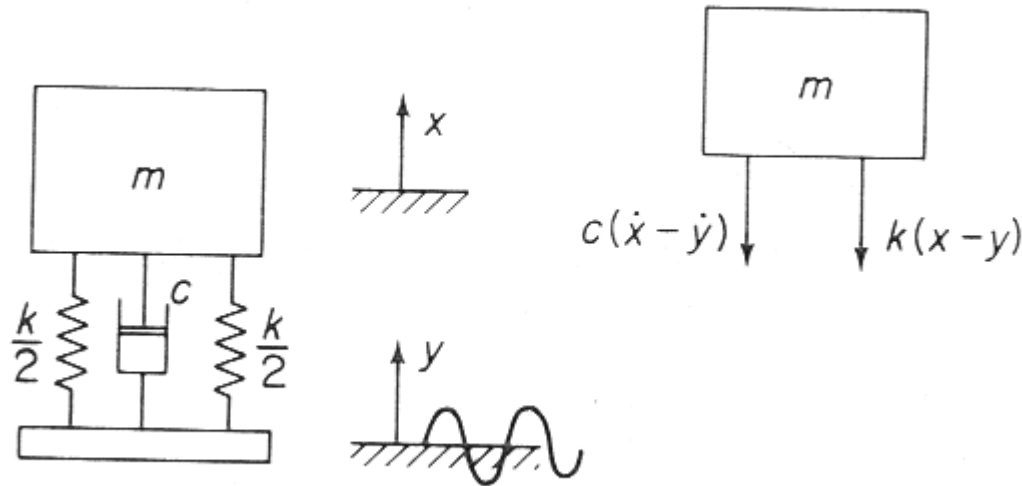


1. Schwingungsminderung

1.4 Anwendungen

1.4.2 Stützen-(Schnelle-)anregung

Harmonische Anregung des Fundamentes



$$\frac{\underline{x}}{\underline{y}} = \frac{1 + j\eta \frac{\omega}{\omega_0}}{1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2} + j\eta \frac{\omega}{\omega_0}}$$

$$\left| \frac{\underline{x}}{\underline{y}} \right| = \frac{\sqrt{1 + j\eta^2 \frac{\omega^2}{\omega_0^2}}}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right)^2 + \eta^2 \frac{\omega^2}{\omega_0^2}}}$$

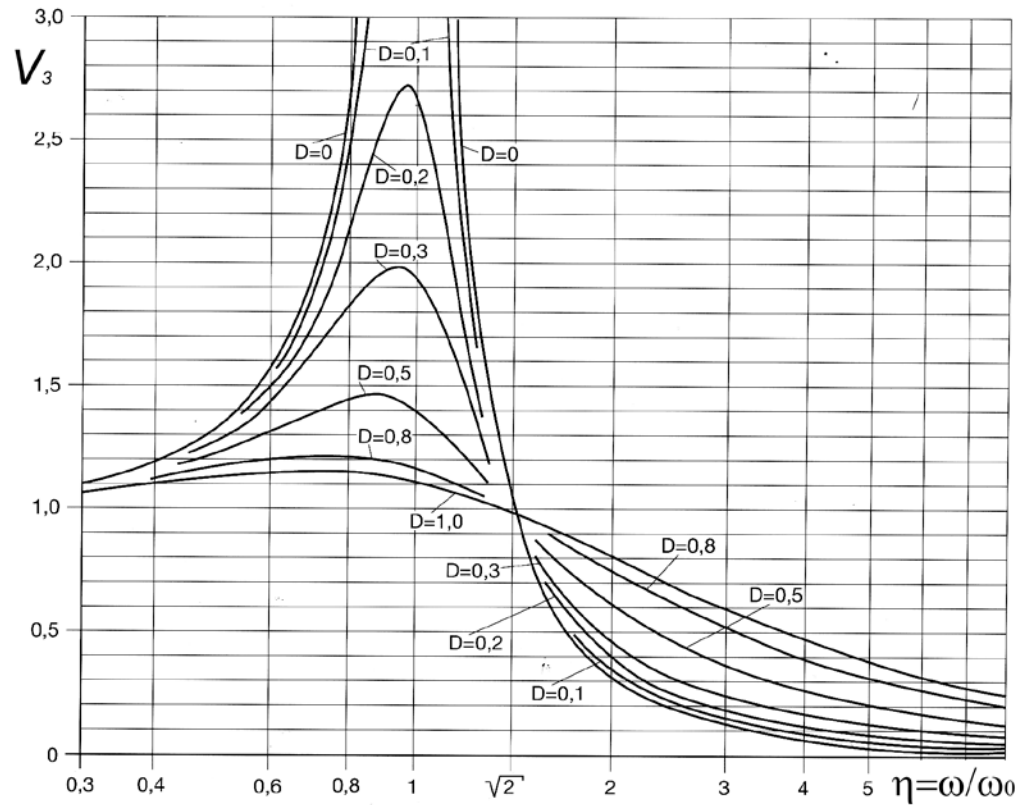
Die Vergrößerungsfunktionen der Kraft- (siehe Gl. 4.2.2) und Stützenanregung sind identisch!



1. Schwingungsminderung

1.4 Anwendungen

1.4.2 Stützen-(Schnelle-)anregung



[Uhlig 2002]



1. Schwingungsminderung

1.4 Anwendungen

1.4.2 Stützen-(Schnelle-) anregung

- unabhängig von der Dämpfung verlaufen alle Kurven durch die Punkte (0,1) und ($\sqrt{2}$, 1)
- für $\frac{\omega}{\omega_0} < \sqrt{2} : V = \left| \frac{\tilde{F}_B}{\tilde{F}} \right| = \left| \frac{\tilde{x}}{\tilde{s}} \right| \geq 1$ Überhöhung
- für $\frac{\omega}{\omega_0} > \sqrt{2} : V = \left| \frac{\tilde{F}_B}{\tilde{F}} \right| = \left| \frac{\tilde{x}}{\tilde{s}} \right| < 1$ Isolierwirkung
- zu starke Dämpfung verringert Isolierwirkung
- Abstimmverhältnis h sollte zwischen 2 und 4 liegen, größere Verhältnisse verbessern die Isolierwirkung nicht wesentlich
- bei Anfahrvorgängen und gering gedämpftem System ist bei Durchlaufen von $h=1$ (Resonanz) eine sehr geringe Isolierwirkung zu erwarten
- bei schwachen Dämpfungen ($\eta = 0,1$) kann außerhalb der Resonanz dämpfungsfrei gerechnet werden; $V_3(\eta = 0,1) \approx V_3(\eta = 0)$

[Uhlig 2002]



1. Schwingungsminderung

1.4 Anwendungen

1.4.2 Stützen-(Schnelle-) anregung

Isolationsgrad

$$I = \left(1 - \frac{\sqrt{1 + j\eta^2 \frac{\omega^2}{\omega_0^2}}}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right)^2 + \eta^2 \frac{\omega^2}{\omega_0^2}}} \right) \cdot 100\%$$

– mit $D \approx 0$ Isolierwirkung i in Abhängigkeit vom Abstimmverhältnis η

$\frac{\omega^2}{\omega_0^2}$	$\sqrt{2}$	2	3	4	5
I (%)	0	66,7	87,5	93,3	95,8

[Uhlig 2002]

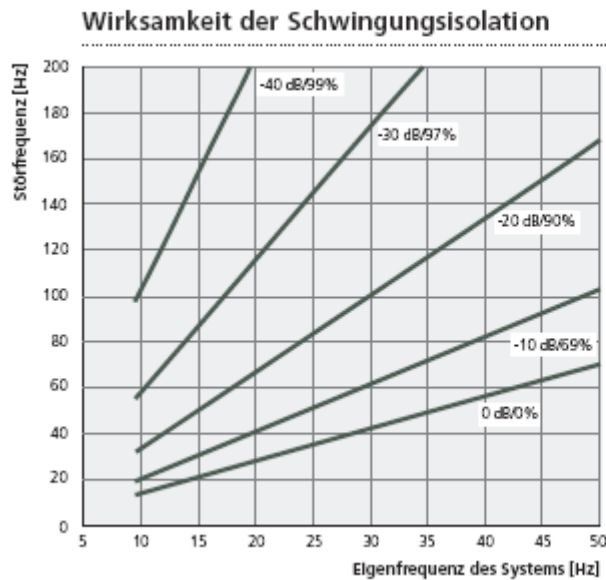


1. Schwingungsminderung

1.4 Anwendungen

1.4.2 Stützen-(Schnelle-)anregung

Bauelement Feder — Elastomer in Plattenform



Verminderung der Übertragung mechanischer Schwingungen durch den Einbau einer elastischen Lagerung aus Sylomer W
Parameter: Übertragungsmaß in dB, Isoliergrad in Prozent

[Getzner 2016]

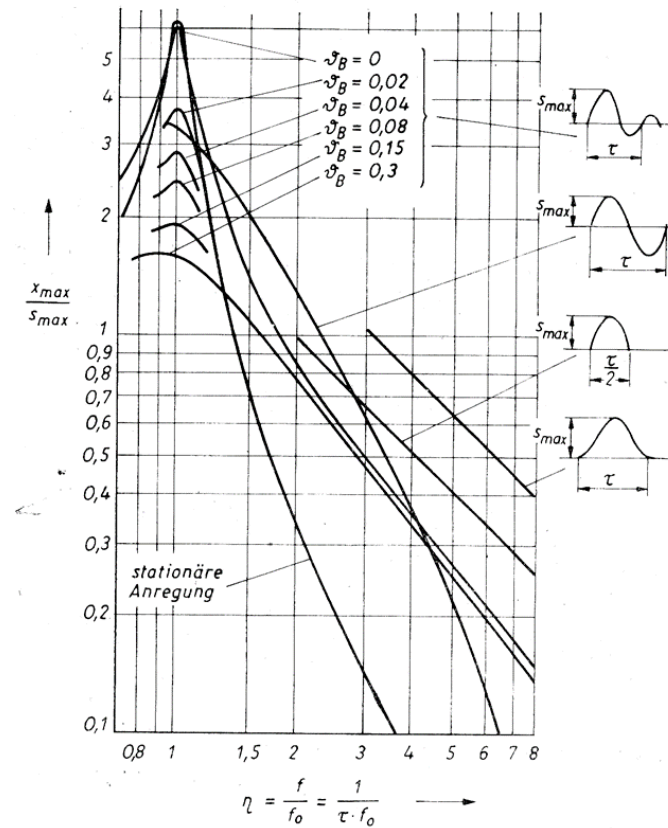
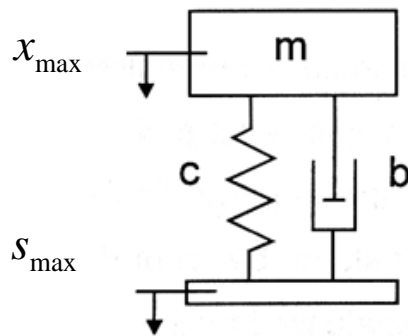


1. Schwingungsminderung

1.2 Schwingungsisolation

1.2.2 Stützen-(Schnelle-)anregung

Isolierwirkung bei Stützenanregung für transiente Anregung (Stoßfunktionen)



[Melzer 1976]



1. Schwingungsminderung

1.4 Anwendungen

1.4.2 Stützen-(Schnelle-) anregung

Gebäudeisolierung



GPNV-Elemente unter einem Fernsehstudio
(mit temporären Stützen im Bauzustand)

[Gerb 2016]



2. Schallabsorber

2.1 Poröse Absorber

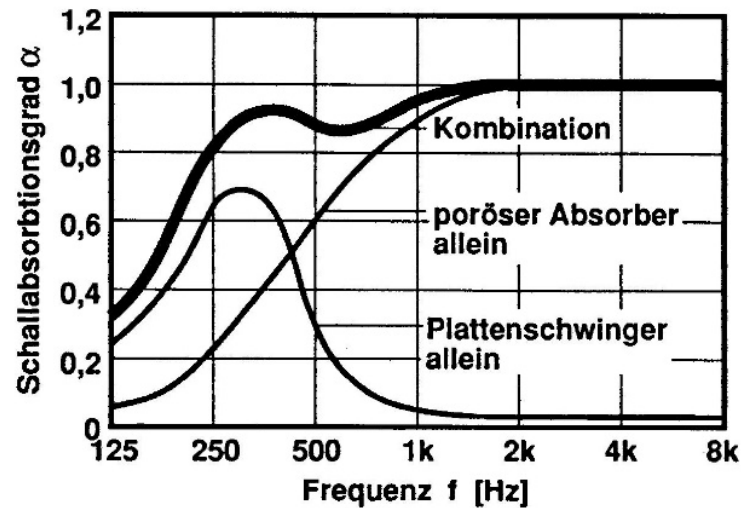
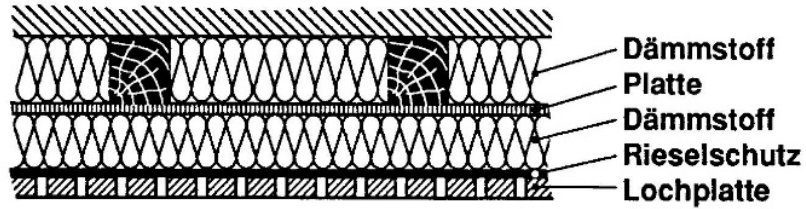


Bild 4.23 Kombiniertes Schallabsorber für breitbandige Wirkung

[Fasold 2003]



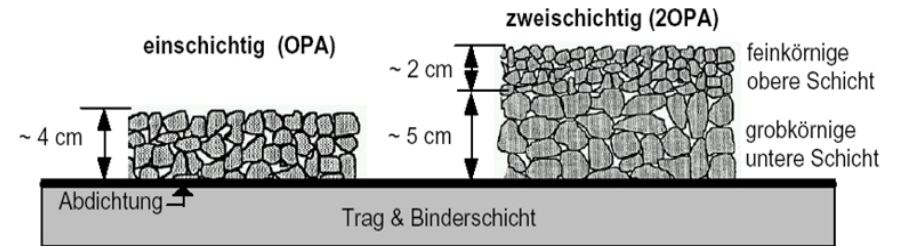
2. Schallabsorber

2.1 Poröse Absorber

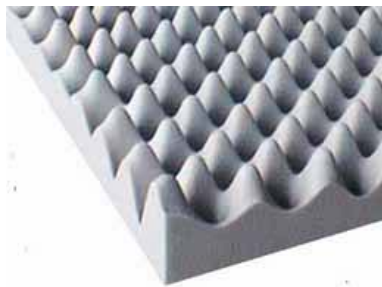
2.2.1 Materialbeispiele



Mineralwolle (Quelle: Isover)



Offenporige Asphaltte (Quelle: Bayerisches Landesamt für Umwelt)



offenzelliger Schaumstoff
(Quelle: www.schaumstofflager.de)



Schnee
(Quelle: www.schneehoehe.de)



Metallische Hohlkugelstrukturen



2. Schallabsorber

2.1 Poröse Absorber

2.2.1 Materialbeispiele





2. Schallabsorber

2.1 Poröse Absorber

2.2.1 Materialbeispiele

- Mineralwolle
- Melaminharzschaum
- Metallische Hohlkugelstrukturen
- Gummischrotmatten
- Offenporige Asphalte
- Aluminiumschaum
- Glasschaum
- Schüttungen aus Kies
- Schnee
- Sandböden
- Hecken aus Hartlaubgewächsen



2. Schallabsorber

2.1 Poröse Absorber

2.1.2 Modellvorstellung und Begriffe

Absorberparameter

σ = offene Porosität
 Ξ = Strömungsresistenz
 λ' = thermische charakteristische Länge
 k'_0 = thermische Permeabilität
 τ = dynamische Tortuosität
 λ = viskose charakteristische Länge

Strukturparameter

E = E-Modul
 μ = Querkontraktionszahl
 η = Verlustfaktor

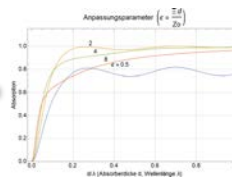
Absorbereigenschaften

α = Schallabsorptionsgrad
 Z_w = komplexe Wandimpedanz

Absorbermodelle

Absorberkennwerte

Z_a = komplexe charakteristische Impedanz
 k_a = komplexe charakteristische Wellenzahl
oder
 ρ_{eq} = complex dynamic mass density
 K_{eq} = complex dynamic bulk modulus



Absorberanordnungen,
z. B. Absorber vor der Wand,
oder Schalldämpfer



2. Schallabsorber

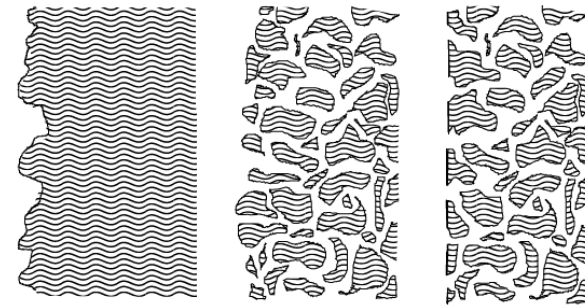
2.1 Poröse Absorber

2.1.3 Absorberparameter (Auswahl)

2.1.3.1 Porosität σ

Definition

$$\sigma = \frac{V_p}{V_g} \quad (\text{ABS 1.1})$$



V_p - zugänglicher Hohlraumgehalt (weiß),
 V_g - Gesamtvolumen



2. Schallabsorber

2.1 Poröse Absorber

2.1.3 Absorberparameter (Auswahl)

2.1.3.2 Strömungswiderstand R

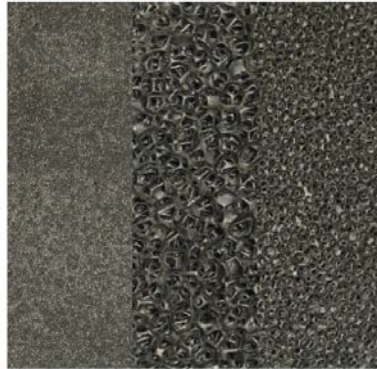


Abbildung 2.2: Gefüge ähnlicher Porosität –aber unterschiedlicher Strömungsresistenz, Metallschäume



2. Schallabsorber

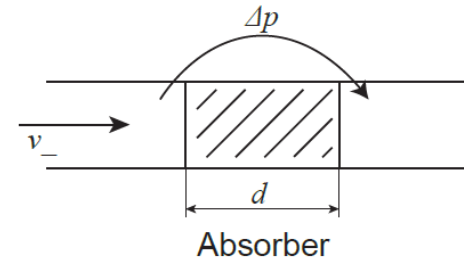
2.1 Poröse Absorber

2.1.3 Absorberparameter (Auswahl)

spezifischer Strömungswiderstand R_s

$$R_s = \frac{\Delta p}{v_-} \quad (\text{ABS 1.2})$$

$$[R_s] = \frac{\text{Ns}}{\text{m}^3}$$



- Messgröße wird bei Proben mit geringer Dicke, wie z.B. Stoffen oder Vorhängen verwendet
- Größe ist "bauteilspezifisch"



2.1.3 Absorberparameter (Auswahl)

Strömungsresistanz Ξ (längenbezogener Strömungswiderstand)

$$\Xi = \frac{\Delta p}{v_- \cdot d} = \frac{R_s}{d} \quad (\text{ABS 1.3})$$
$$[\Xi] = \frac{\text{Ns}}{\text{m}^4}$$

- Größe ist materialspezifisch und proportional zum dissipativen Energieumsatz in der porösen Struktur
- Messverfahren nach DIN EN 29053
 - Verfahren A Gleichstromverfahren: Bestimmung des Gleichdrucks Δp über der Probe bei $v_- = 0,5$ mm/s
 - Verfahren B Wechselstromverfahren: Erzeugung eines Wechselflusses mittels Kolben bei einer Frequenz von 2 Hz. Bestimmung des Wechseldrucks Δp über der Probe für Effektivwerte der Wechselgeschwindigkeit von: $\tilde{v} = (0,5...4)$ mm/s.



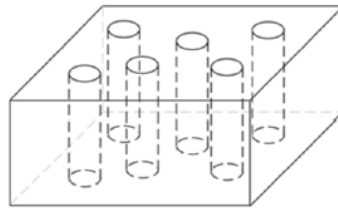
2. Schallabsorber

2.1 Poröse Absorber

2.1.3 Absorberparameter (Auswahl)

Berechnung der Strömungsresistenz am Beispiel des Kreiskapillar-Modells nach Rayleigh

Kreiskapillar - Modell nach Rayleigh



Kreiskapillare mit

- dem Durchmesser $2a$
- der Länge d

Strömungsresistenz Ξ_i der einzelnen Kapillare i (Hagen-Poiseuillesche Widerstandsformel)

$$\Xi_i = \frac{8\eta}{a^2}$$

(ABS 1.4)

- η dynamische Viskosität der Luft

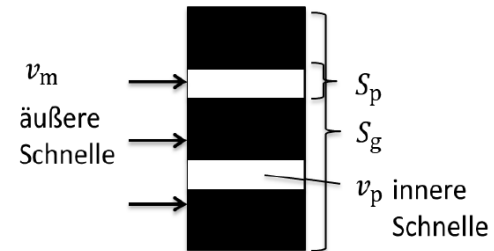


2. Schallabsorber

2.1 Poröse Absorber

2.1.3 Absorberparameter (Auswahl)

$$\frac{v_m}{v_p} = \frac{S_p}{S_g} = \frac{S_p \cdot d}{S_g \cdot d} = \frac{V_p}{V_g} = \sigma \quad (\text{ABS 1.5})$$





2. Schallabsorber

2.1 Poröse Absorber

2.1.3 Absorberparameter (Auswahl)

mit Gl. (ABS 1.5) wird aus Gl. (ABS 1.4) die Berechnung der Strömungsresistenz des Kreiskapillar-Anordnung möglich :

$$\Xi = \frac{\Xi_i}{\sigma} = \frac{8\eta}{a^2\sigma} \quad (\text{ABS 1.6})$$

allgemein gilt:

$$\Xi \sim \frac{\eta}{r_H} \sim \frac{\eta A_p^2}{V_p^2}$$

r_H Hydraulischer Radius, hier
 $r_H = a^2 \cdot \sigma / 8$

V_p inneres Porenvolumen

A_p innere Porenoberfläche

↔ mittels hoher innerer Porenoberfläche im Vergleich zum Porenvolumen können große Werte der Dämpfung erreicht werden



2. Schallabsorber

2.1 Poröse Absorber

2.1.3 Absorberparameter (Auswahl)

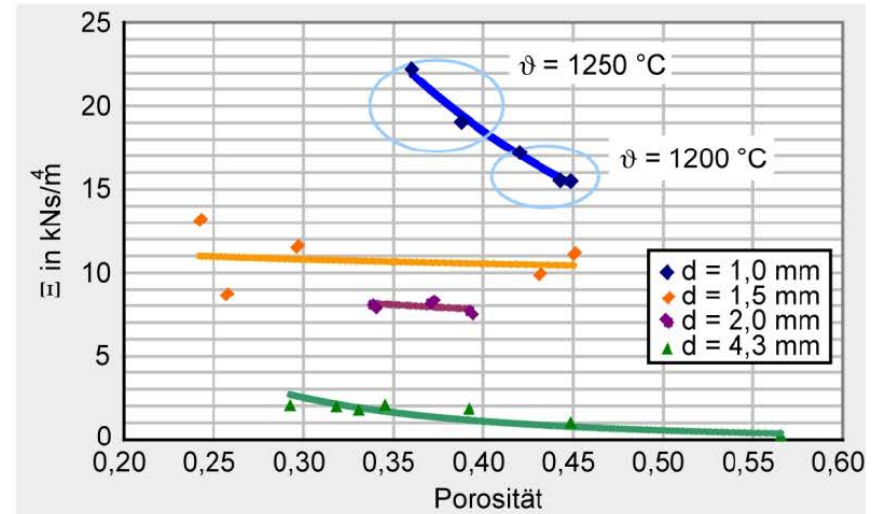
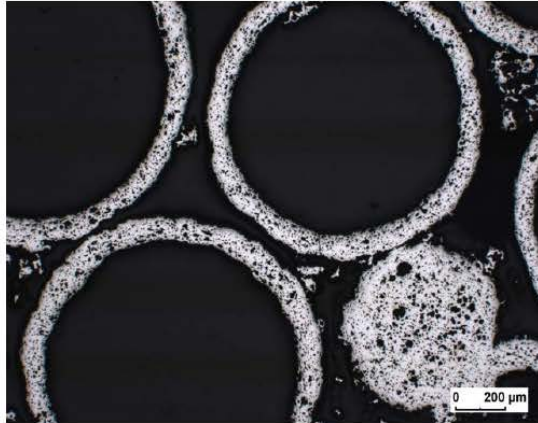


Abbildung 2.3: Strömungsresistenz Metallischer Hohlkugelstrukturen, Entwicklung: AED - Fraunhofer IFAM



2. Schallabsorber

2.1 Poröse Absorber

2.1.3 Absorberparameter (Auswahl)

2.1.3.3 Weitere Strukturparameter

Strukurfaktor χ

$$\chi = \frac{V_p}{V_s} \geq 1 \quad (\text{ABS 1.7})$$



- Größe ist nicht durch Messung bestimmbar
- Beschreibung
 - V_p zugänglicher Hohlraumgehalt
 - V_s zugänglicher durchströmter Hohlraumgehalt
- durch den Strukturfaktor sollen die nicht an den Reibungsprozessen beteiligten Volumenanteile berücksichtigt werden, z.B. Kreiskapillare mit Tasche
- Beispiel:
 - Mineralwolle: $\chi=1$

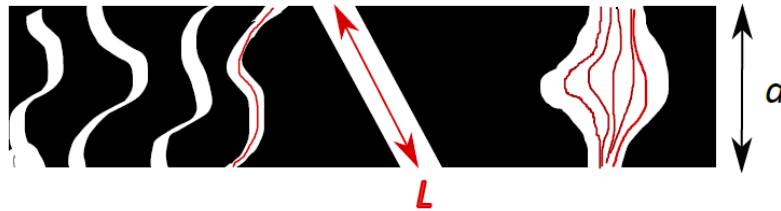


2. Schallabsorber

2.1 Poröse Absorber

2.1.3 Absorberparameter (Auswahl)

Tortuosität τ



$$\tau = \frac{L^2}{d^2} \quad (\text{ABS 1.8})$$

L Länge einer Kapillare

d Dicke der Probe

- die Größe ist messbar,
- das Messverfahren basiert auf akusto - elektromechnischer Analogie
- Beispiele:
 - Offenporiger Asphalt: $\tau=(3-6)$
 - Mineralwolle: $\tau=1$
 - Metallische Hohlkugeln: $\tau=(2-4)$

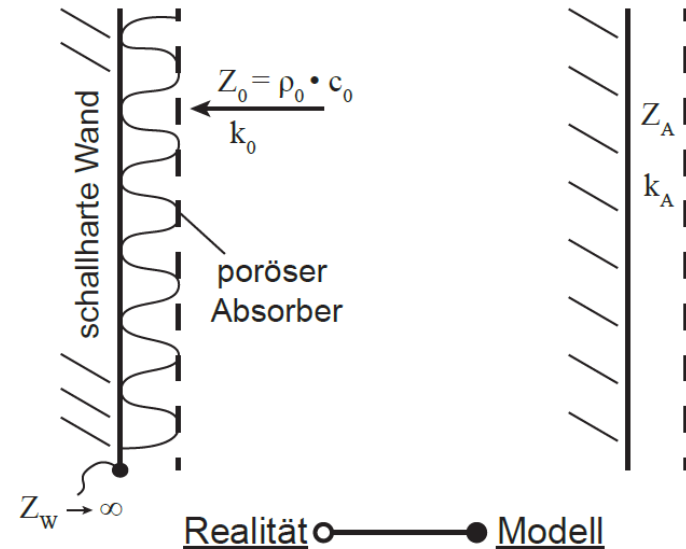


2. Schallabsorber

2.1 Poröse Absorber

2.1.4 Absorbermodelle und -kennwerte

Modellvorstellung



- makroskopische Beschreibung der charakteristischen Eigenschaften durch k_A und Z_A
- Modellvorstellung Äquivalentes Fluid



2. Schallabsorber

2.1 Poröse Absorber

2.1.4 Absorbermodelle und -kennwerte

Für den Schalldruck der ebenen Welle im unendlich ausgedehnten, verlustbehafteten Fluid gilt:

$$\frac{p}{A_0} = e^{+j(\omega t - kr)}, \quad (\text{ABS 1.9})$$

Einen Sonderfall stellt das verlustlose Fluid dar. Hier wird die Wellenzahl reellwertig gewählt. Die Amplitude der ebenen Welle in Gleichung (ABS 1.9) ist somit unabhängig vom Abstand r , mit

$$k_0 = \frac{\omega}{c_0} \quad (\text{ABS 1.12})$$

Die Kennimpedanz der Schallwelle \underline{Z} ist als Verhältnis zwischen den komplexwertigen Größen Schalldruck \underline{p} und Schallschnelle $\underline{\vec{v}}$ definiert

$$\underline{Z} = \frac{\underline{p}}{\underline{\vec{v}}}. \quad (\text{ABS 1.13})$$

Für verlustbehaftete Fluide ist die Kennimpedanz komplex und für verlustlose reellwertig. Somit gilt für Luft im Bereich tiefer bis mittlerer Frequenzen:

$$Z_0 = \rho_0 c_0.$$

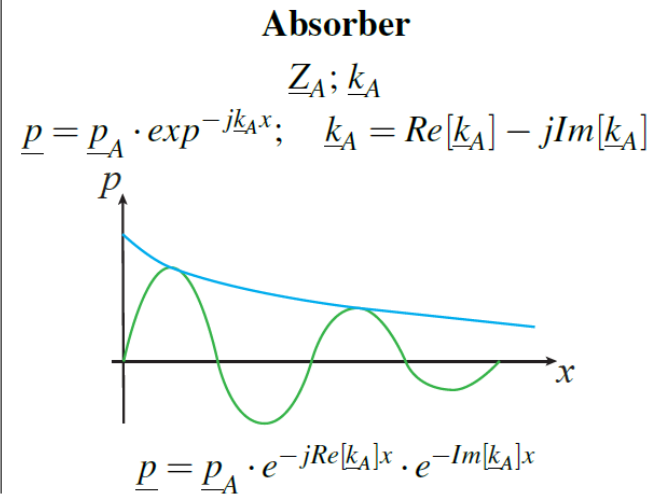
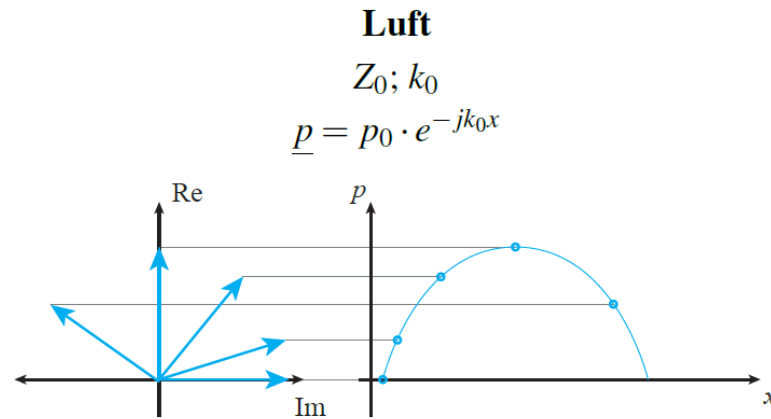


2. Schallabsorber

2.1 Poröse Absorber

2.1.4 Absorbermodelle und -kennwerte

Komplexe Absorberkennwerte erlauben die Beschreibung der Dämpfung auf dem Schallausbreitungsweg





2. Schallabsorber

2.1 Poröse Absorber

2.1.4 Absorbermodelle und -kennwerte

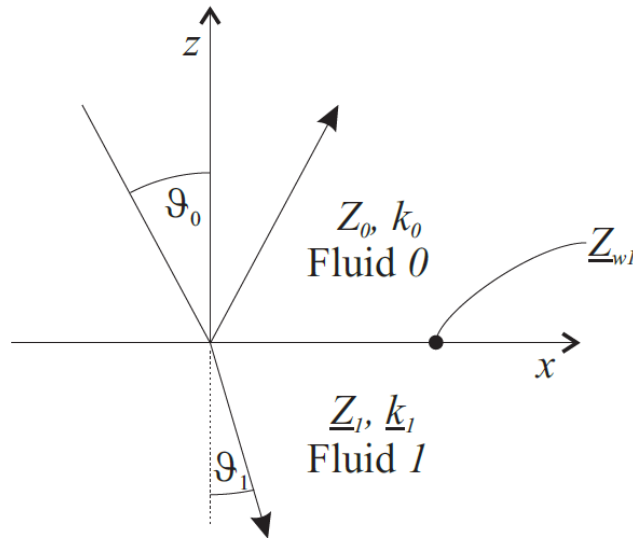


Abbildung 2.4: Ebene Wellen an der Grenzfläche zweier Fluide.

Fluid 1 wurde dabei als verlustbehaftet vorausgesetzt. Der Faktor \underline{r} ist der Reflexionsfaktor für ebene Wellen. Dieser berechnet sich aus den komplexwertigen Größen Wandimpedanz \underline{Z}_w der Grenzfläche S und der Kennimpedanz \underline{Z} in Fluid 1 nach:

$$\underline{r} = \frac{\underline{Z}_w - Z_0 / \cos(\vartheta_0)}{\underline{Z}_w + Z_0 / \cos(\vartheta_0)}. \quad (\text{ABS 1.16})$$

Dabei ist die Wandimpedanz an der Stelle $z = 0$ als

$$\underline{Z}_w = -\frac{p}{\underline{v}_\perp} \quad (\text{ABS 1.17})$$



2. Schallabsorber

2.1 Poröse Absorber

2.1.4 Absorbermodelle und -kennwerte

Wird eine lokale Reaktion des Fluids 1 unterstellt, d.h. die in Fluid 0 auf die Grenzfläche S auftreffenden ebenen Wellen werden in Fluid 1 zur Flächennormalen von S gebrochen und verlaufen parallel oder zumindest nahezu parallel zu dieser, gilt nach Gleichung (ABS 1.20):

$$|\underline{n}| \gg 1 \quad \cos(|\vartheta_1|) \approx 1 \quad (\text{ABS 1.23})$$

und

$$\underline{r}(\vartheta_0) = \frac{\underline{Z}_1 - Z_0 / \cos \vartheta_0}{\underline{Z}_1 + Z_0 / \cos \vartheta_0}. \quad (\text{ABS 1.24})$$

Die Wandimpedanz ist in diesem Fall $\underline{Z}_w \neq f(\vartheta_0)$.

Mit Hilfe des Reflexionsfaktors \underline{r} lässt sich der Schallabsorptionsgrad α mit:

$$\alpha(\vartheta_0) = 1 - |\underline{r}(\vartheta_0)|^2 \quad (\text{ABS 1.25})$$

berechnen



2. Schallabsorber

2.1 Poröse Absorber

2.1.4 Absorbermodelle und -kennwerte

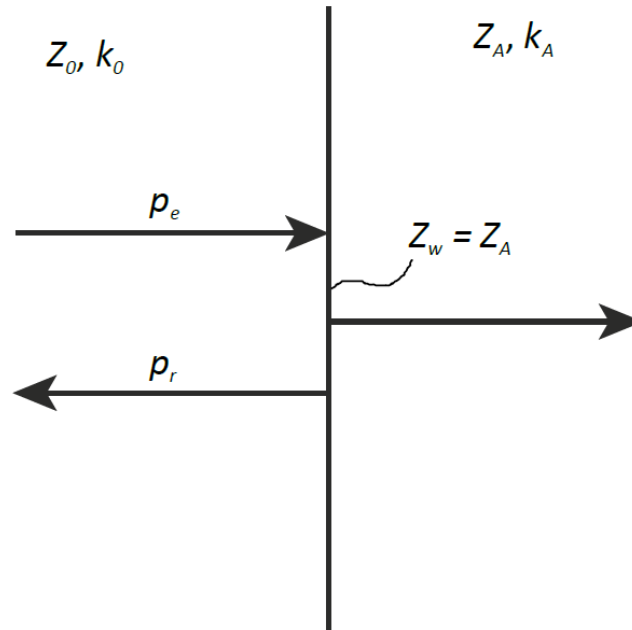


Abbildung 2.5: Senkrechter Schalleinfall auf halbunendlichen Absorber mit charakteristischer Impedanz \underline{Z}_A
(für halbunendlichen Absorber gilt $\underline{Z}_w = \underline{Z}_A$)



2. Schallabsorber

2.1 Poröse Absorber

2.1.4 Absorbermodelle und -kennwerte

$$\alpha_{\perp} = 1 - \left| \frac{Z_A - Z_0}{Z_A + Z_0} \right|^2 \quad (\text{ABS 1.26})$$

Damit lassen sich folgende Spezialfälle beschreiben (Gesamtschalldruck \underline{p}_g und Gesamtschallschnelle \underline{v}_g direkt an der Wand):

	$\underline{p}_g = \underline{p}_e + \underline{p}_r$	$\underline{v}_g = \underline{v}_e + \underline{v}_r$	Z_W	r	α_{\perp}	Beispiel
schallhart	$2 \cdot \underline{p}_e \leftrightarrow +6\text{dB}$	0	∞	1	0	Luftschall auf Betonwand
schallangepasst	\underline{p}_e	\underline{v}_E	Z_0	0	1	sehr dünne Folie in Luft
schallweich	0	$2 \cdot \underline{v}_E$	0	-1	0	Übergang aus Wasser in Luft



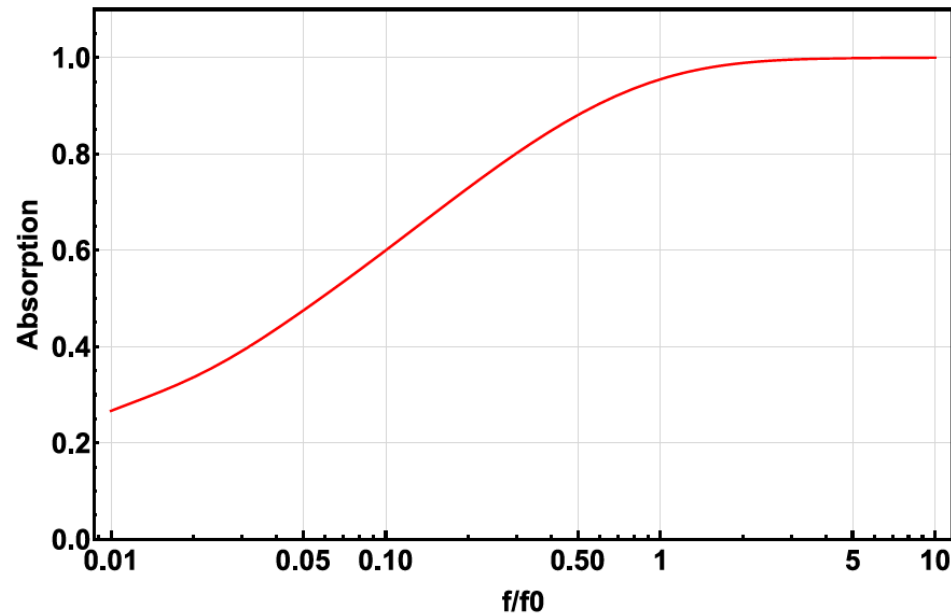
2. Schallabsorber

2.1 Poröse Absorber

2.1.4 Absorbermodelle und -kennwerte

Optimale Anpassung: Optimale Anpassung der Absorberschicht, d.h. $\alpha > 0.9$, ist immer dann gegeben, wenn:

$$\Xi \ll \omega \cdot \rho_0 \quad (\text{ABS 1.27})$$



optimale Anpassung, wenn

$$\Xi \ll 2\pi f \rho_0$$

mit

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \frac{\Xi \sigma}{\rho_0}$$

Abbildung 2.6: Anpassung des Schallabsorbers für $f > f_0$.



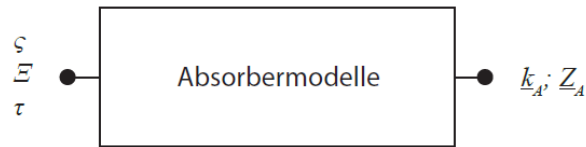
2. Schallabsorber

2.1 Poröse Absorber

2.1.4 Absorbermodelle und -kennwerte

2.1.4.3 Absorbermodelle

Die Absorberkennwerte werden mit Hilfe von Absorbermodellen berechnet. Wobei als Eingabewerte die Absorberparameter dienen.



Absorberkennwerte:

- \underline{k}_A komplexe Wellenzahl
- \underline{Z}_A komplexer Wellenwiderstand

Absorberparameter:

- σ Porosität
- τ Tortuosität
- Ξ Strömungsresistanz



2. Schallabsorber

2.1 Poröse Absorber

2.1.4 Absorbermodelle und -kennwerte

Empirisches Modell (Delany Bazeley)

$$\frac{k_A}{k_0} = 1 + a''C^{\alpha''} - ja'C^{\alpha'}$$
$$\frac{Z_A}{Z_0} = 1 + b'C^{\beta'} - jb''C^{\beta''}$$

(ABS 1.28)

- Einparameter - Modell Ξ

Absorberzahl E

$$E = \frac{\rho_0 \cdot f}{\Xi} = \frac{1}{C}$$

(ABS 1.29)

Parameter für Mineralwolle

$$a' = 0.189, a'' = 0.0978, b' = 0.0571, b'' = 0.087$$
$$\alpha' = 0.595, \alpha'' = 0.700, \beta' = 0.754, \beta'' = 0.732$$



2. Schallabsorber

2.1 Poröse Absorber

2.1.4 Absorbermodelle und -kennwerte

Struktur - Theorie - Modell des homogenen Mediums

$$\frac{k_A}{k_0} = \sqrt[2]{\frac{\kappa + jE/E_0}{1 + jE/E_0} \cdot \left(\tau - j\frac{\sigma}{2\pi E}\right)} \quad (\text{ABS 1.30})$$
$$\frac{Z_A}{Z_0} = \frac{1}{\sigma} \sqrt[2]{\frac{\kappa + jE/E_0}{1 + jE/E_0} \cdot \left(\tau - j\frac{\sigma}{2\pi E}\right)}$$

- $\kappa = 1, 4$
- $2\pi f_0 \gamma = 1$
- $E_0 = \frac{\rho_0 f_0}{\varepsilon}$

Weitere Modelle:

- Delany-Bazley-Miki (1 Parameter),
- Miki (3 Parameter),
- Hamet (3 Parameter),
- Attenborough (4 Parameter),
- Johnson-Champoux-Allard (5 Parameter)
- Johnson-Champoux-Allard-Lafarge (6 Parameter)
- Johnson-Champoux-Allard-Pride-Lafarge (8 Parameter)



2. Schallabsorber

2.1 Poröse Absorber

2.1.5 Absorberschichten





2. Schallabsorber

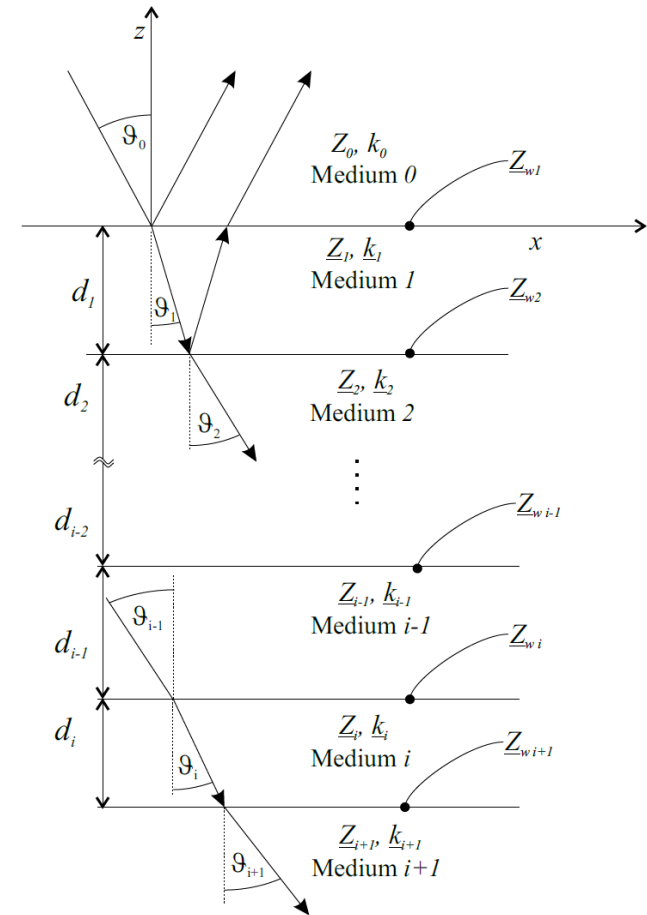
2.1 Poröse Absorber

2.1.5 Absorberschichten

Für die Wandimpedanz \underline{Z}_{w_i} einer beliebigen Schicht i gilt

$$\underline{Z}_{w_i} = \underline{Z}_i \frac{\underline{Z}_{w_{i+1}} + j \frac{\underline{Z}_i}{\cos \vartheta_i} \tan \vartheta_i}{\frac{\underline{Z}_i}{\cos \vartheta_i} + j \underline{Z}_{w_{i+1}} \tan \vartheta_i}$$

$$\underline{Z}_{w_i} = \underline{Z}_i \frac{\underline{Z}_{w_{i+1}} \sqrt{\underline{n}_i^2 - \sin^2 \vartheta_{i-1}} + j \underline{Z}_i \underline{n}_i \tan \left(\underline{k}_{i-1} d_i \sqrt{\underline{n}_i^2 - \sin^2 \vartheta_{i-1}} \right)}{\underline{Z}_i \underline{n}_i + j \underline{Z}_{w_{i+1}} \sqrt{\underline{n}_i^2 - \sin^2 \vartheta_{i-1}} \tan \left(\underline{k}_{i-1} d_i \sqrt{\underline{n}_i^2 - \sin^2 \vartheta_{i-1}} \right)}$$

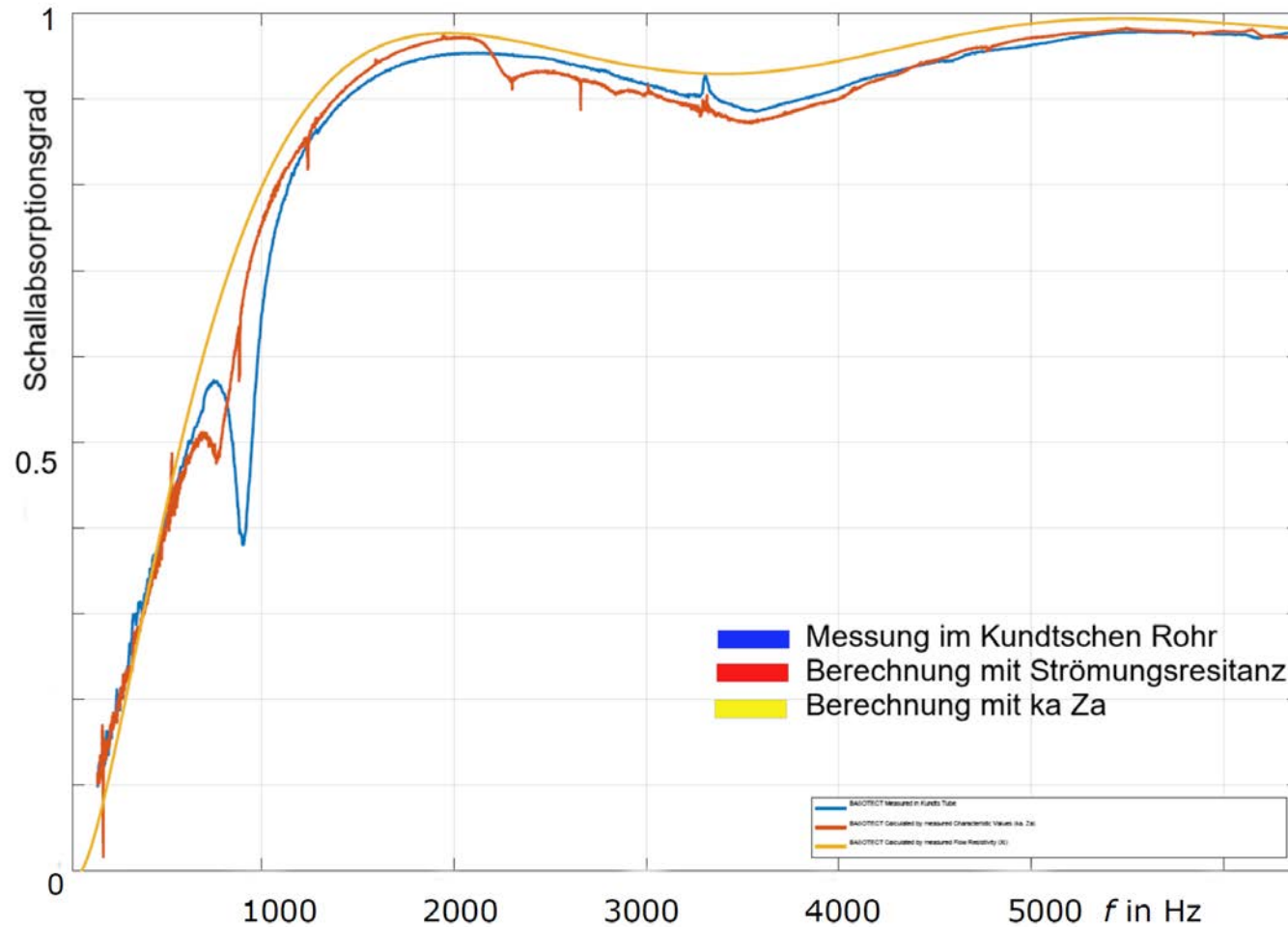




2. Schallabsorber

2.1 Poröse Absorber

2.1.4 Absorbermodelle und -kennwerte



BASOTECT vor schallharter Wand, $\Xi = 7600 \text{ Ns/m}^4$, $d = 0.047\text{m}$

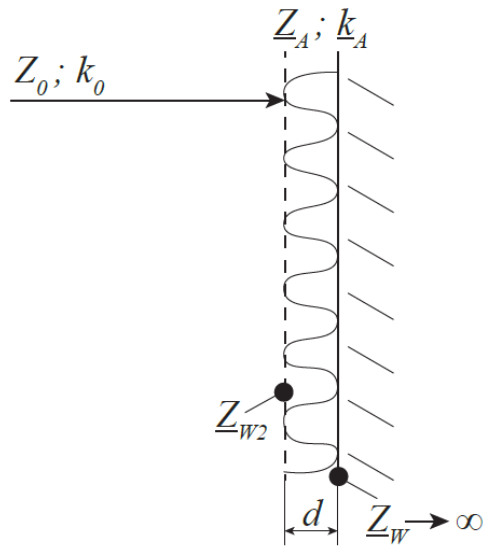


2. Schallabsorber

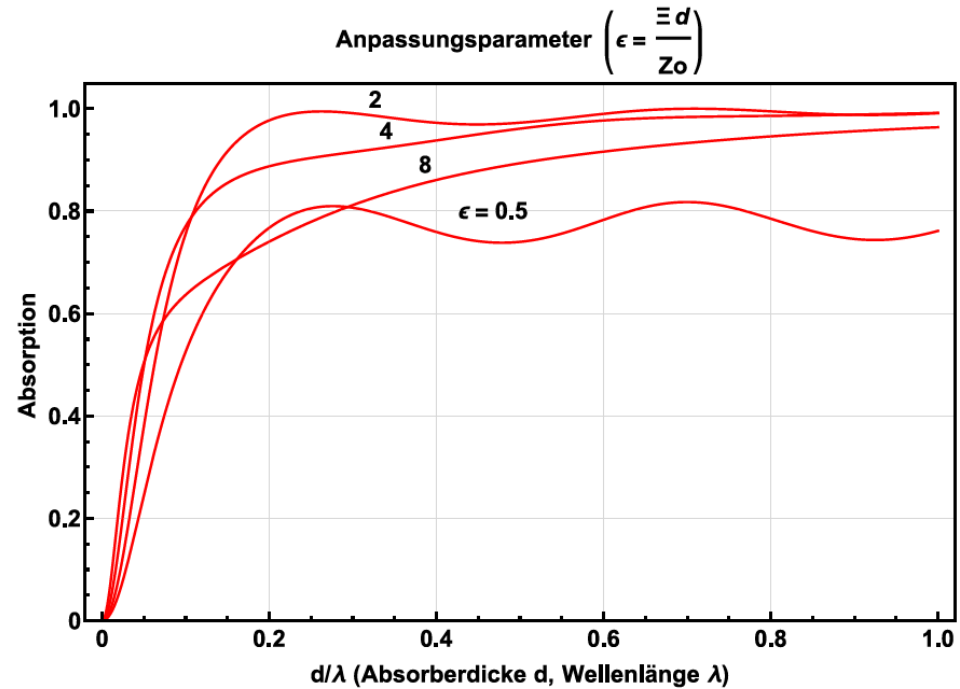
2.1 Poröse Absorber

2.1.4 Absorbermodelle und -kennwerte

$$\underline{Z}_{W2} = -j \cdot \underline{Z}_A \cdot \cot(\underline{k}_A \cdot d) \quad (\text{ABS 1.39})$$



(a) Aufbau



(b) lateral reagierende Absorber

Abbildung 2.9: Schallabsorptionsgrad-Frequenz-Funktion für senkrechten Schalleinfall $\theta_0 = 0$ bei Schalleinfall auf Absorber direkt auf der Wand für unterschiedliche Anpassungsparameter ϵ nach Gl. (ABS 1.39).



2. Schallabsorber

2.1 Poröse Absorber

2.1.4 Absorbermodelle und -kennwerte

Anpassung und Verlust optimal, wenn:

für $d > \frac{\lambda}{4}$ gilt

$$2 \leq \frac{\Xi \cdot d \cdot \sigma}{Z_0} = \varepsilon \leq 4 \quad (\text{ABS 1.40})$$

für $\alpha = 0,8$ soll die Dicke

$$d_{/\text{cm}} \geq \frac{4000}{f_{/\text{Hz}}} \quad (\text{ABS 1.41})$$

- tiefe Frequenzen erfordern hohe Dicken d
 - ↪ dünnere Akustikputze wirken nur bei hohen Frequenzen
 - ↪ tiefe Frequenzen erfordern geringe Werte für die Strömungsresistenz

Voraussetzung:

- Strömungsresistenz angepasst
- Strukturfaktor und Porosität = 1



2. Schallabsorber

2.1 Poröse Absorber

2.1.4 Absorbermodelle und -kennwerte

Anpassung und Verlust optimal, wenn:

$$2 \leq \epsilon \leq 4$$

mit

$$\epsilon = \frac{\Xi d \sigma}{Z_0}$$

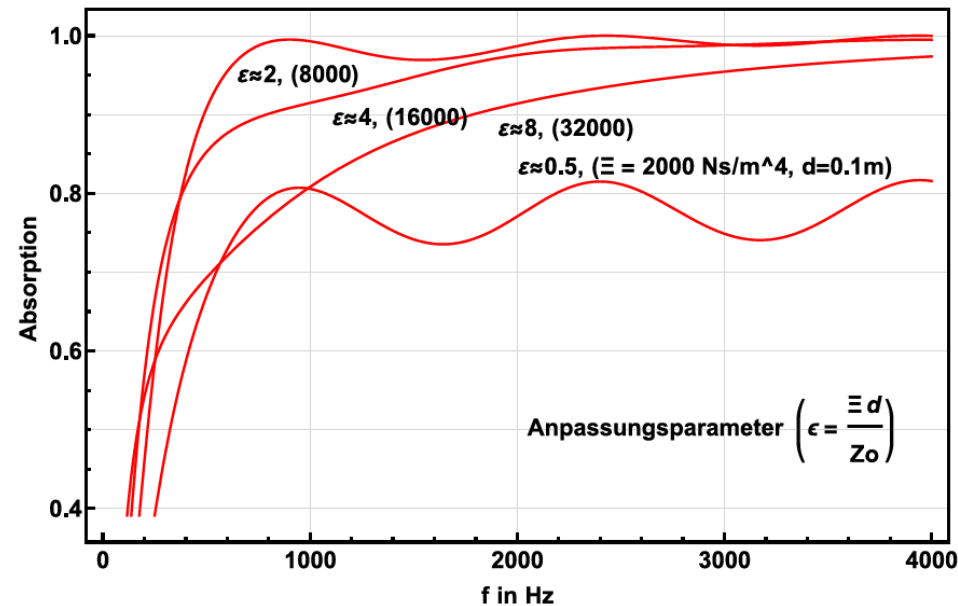


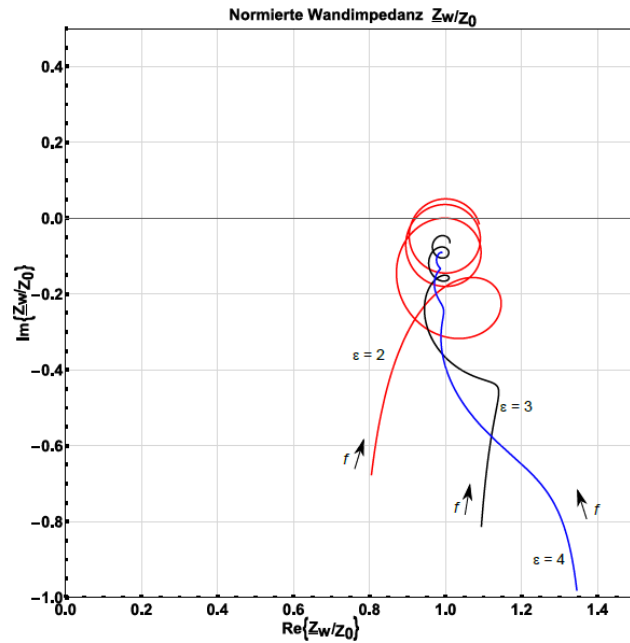
Abbildung 2.11: Absorptionsgrad als Funktion der Frequenz f für unterschiedliche Anpassungsparameter ϵ , siehe Gl. (ABS 1.40), Darstellung für Absorberschichten der Dicke $d = 0.1\text{m}$



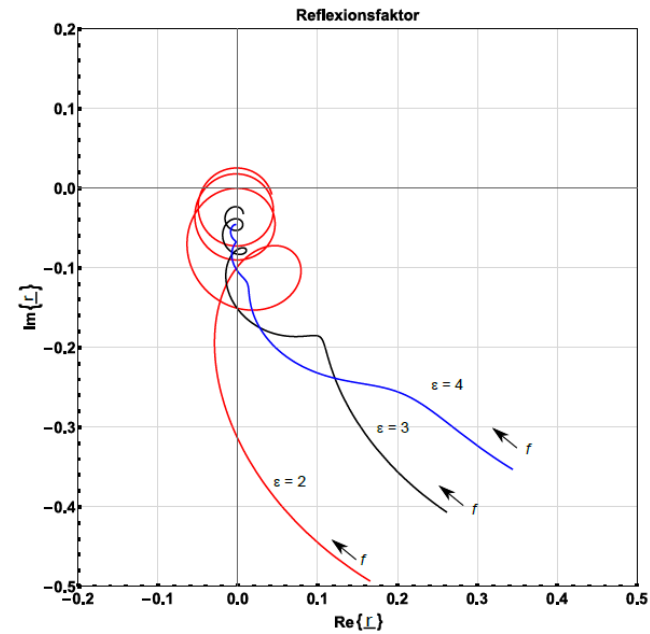
2. Schallabsorber

2.1 Poröse Absorber

2.1.4 Absorbermodelle und -kennwerte



(a) Wandimpedanz \underline{Z}_W



(b) Reflexionsfaktor $r_l(\vartheta_0)$

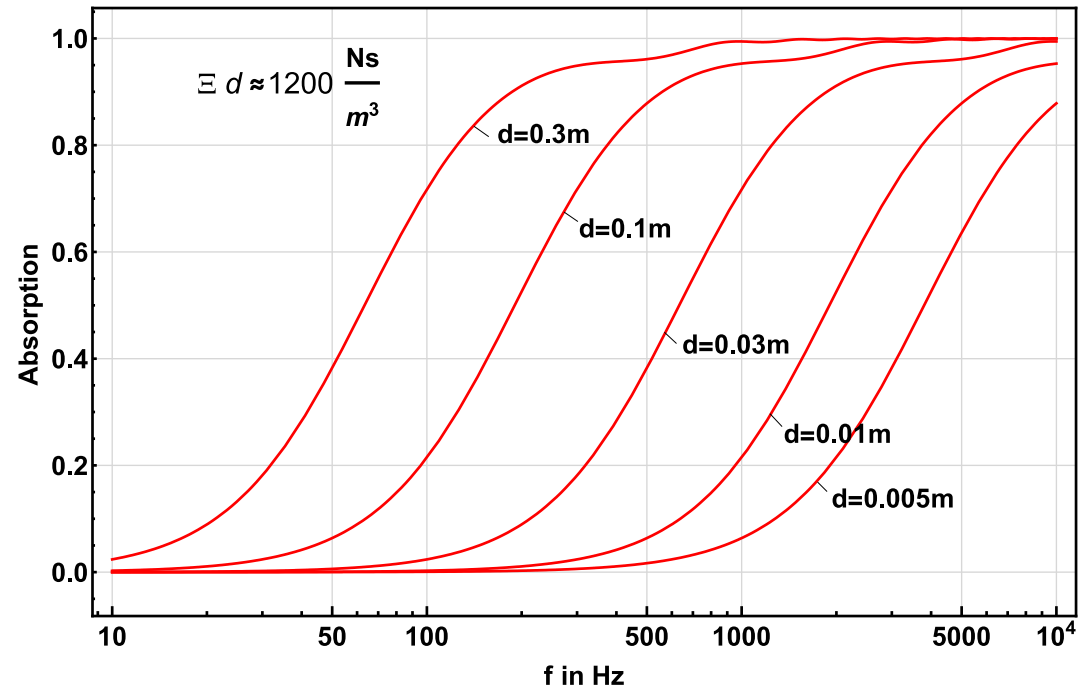
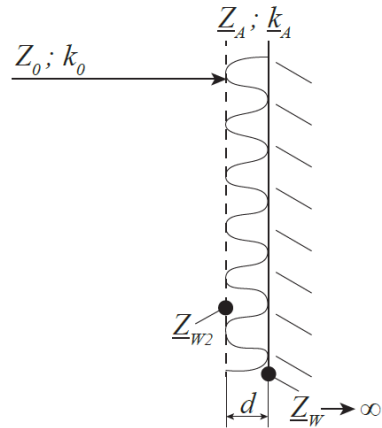
Abbildung 2.10: Frequenzverlauf der Größen Wandimpedanz \underline{Z}_W und Reflexionsfaktor $r_l(\vartheta_0)$ bei Schalleinfall auf Absorber direkt auf der Wand für unterschiedliche Anpassungsparameter ε



2. Schallabsorber

2.1 Poröse Absorber

2.1.5 Absorberschichten



- optimaler Anpassungsbereich: $\epsilon \cdot d \approx 1200 \frac{\text{Ns}}{\text{m}^3}$



2. Schallabsorber

2.1 Poröse Absorber

2.1.5 Absorberschichten

Senkrechter Schalleinfall, Einfluss der Tortuosität τ

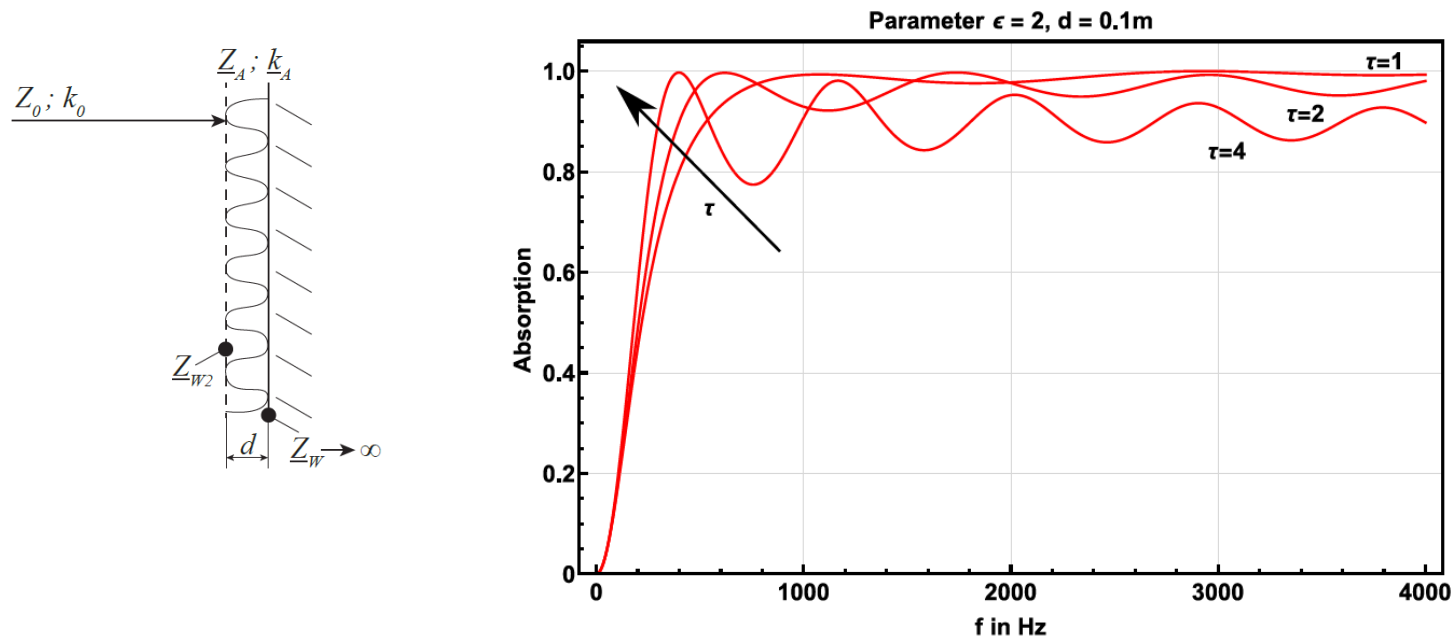


Abbildung 2.13: Schallabsorptionsgrad als Funktion der Frequenz f für unterschiedliche Parameter τ , Darstellung für Absorberschichten der Dicke $d = 0.1\text{m}$ und $\vartheta_0=0$.

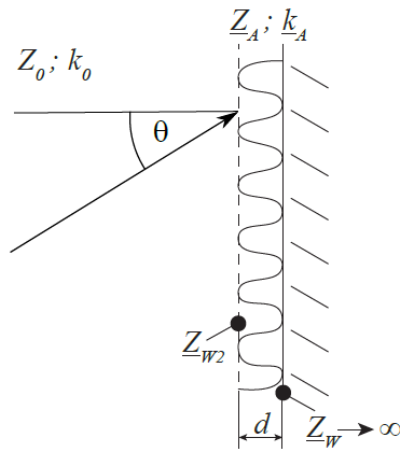


2. Schallabsorber

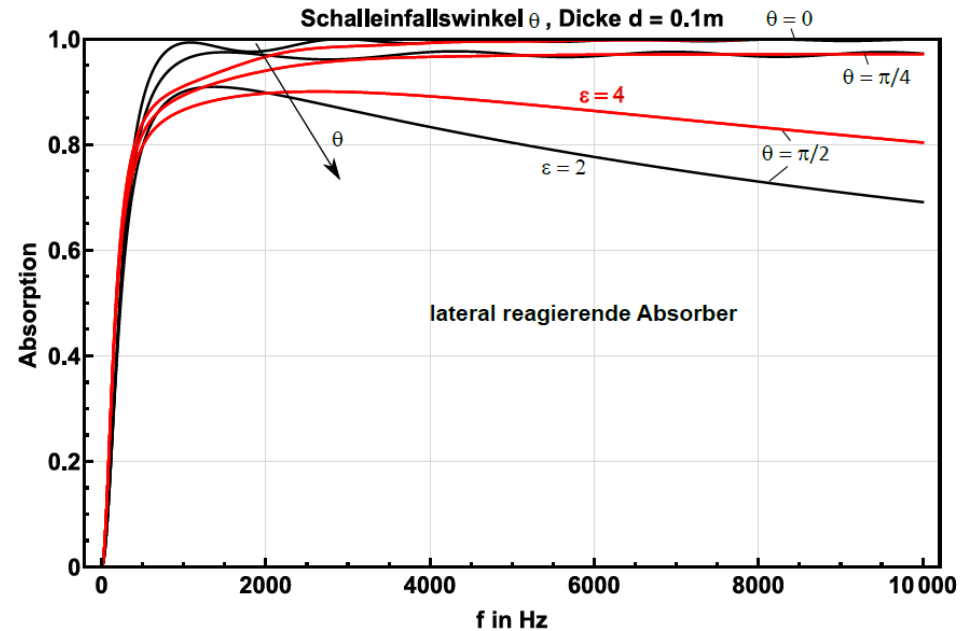
2.1 Poröse Absorber

2.1.5 Absorberschichten

Schräger Schalleinfall - lokal oder lateral reagierende Absorber



(a) Aufbau



(b) lateral reagierende Absorber

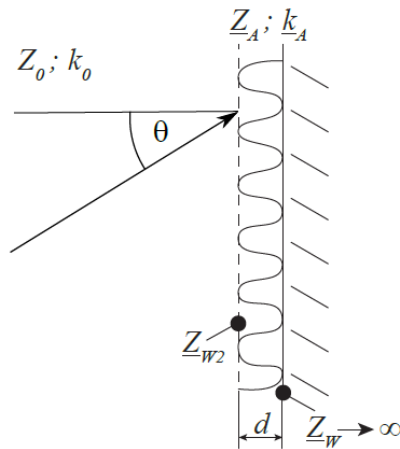


2. Schallabsorber

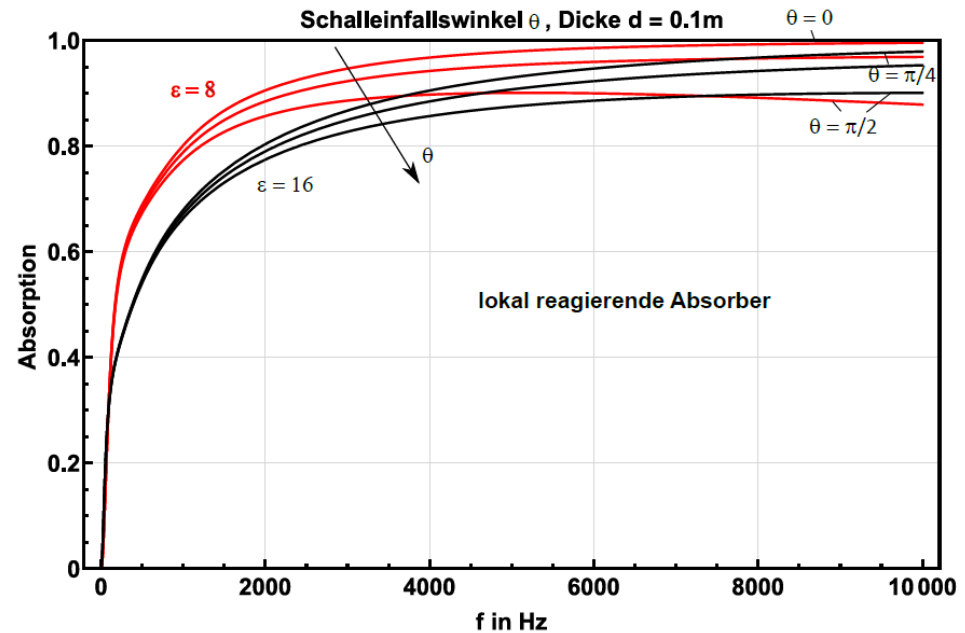
2.1 Poröse Absorber

2.1.5 Absorberschichten

Schräger Schalleinfall - lokal oder lateral reagierende Absorber



(a) Aufbau



(c) lokal reagierende Absorber



2. Schallabsorber

2.1 Poröse Absorber

2.1.5 Absorberschichten

2.1.5.2 Absorberschicht der Dicke d mit Wandabstand





2. Schallabsorber

2.1 Poröse Absorber

2.1.5 Absorberschichten

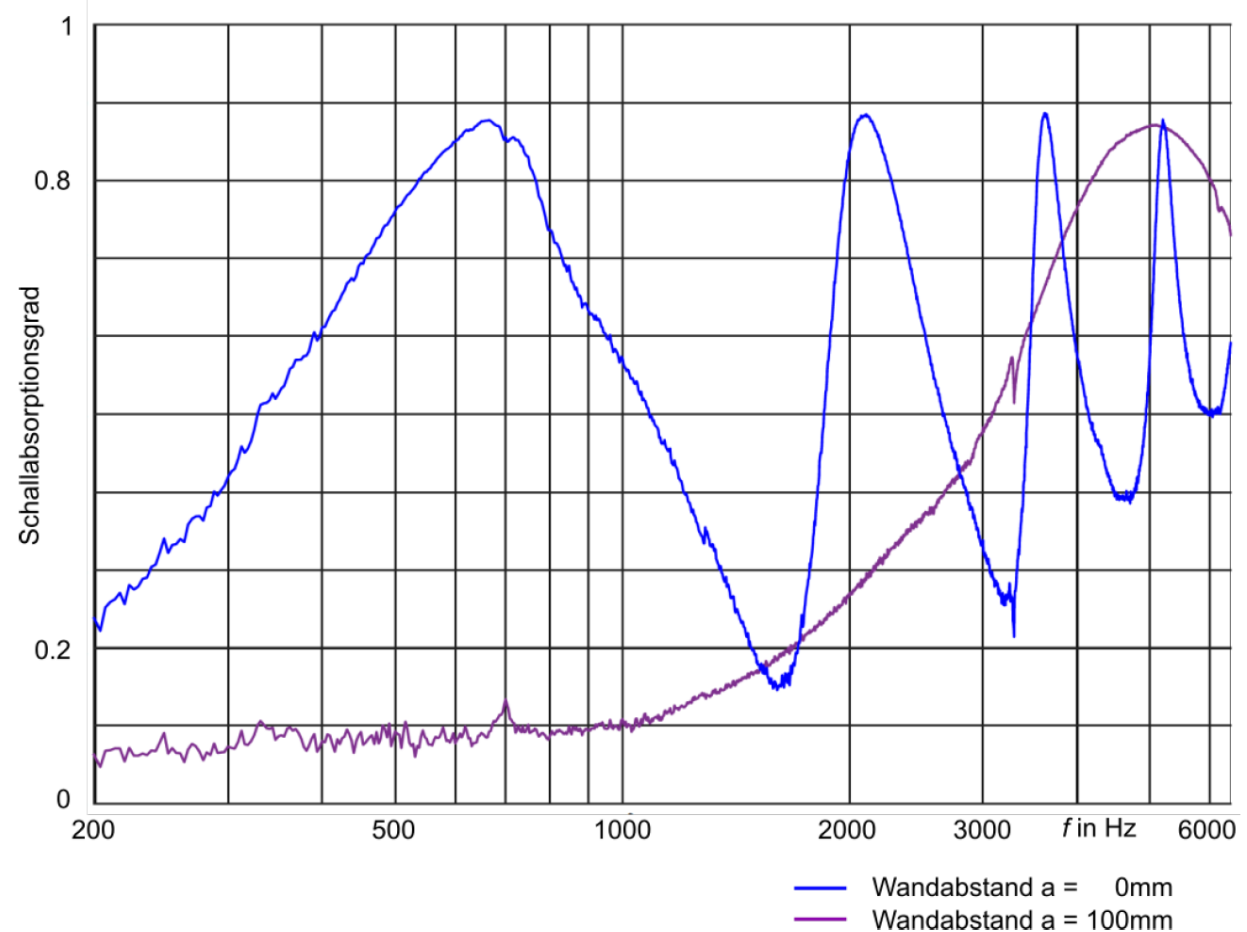
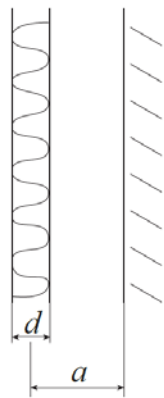


Abbildung 2.16: Messung des Schallabsorptionsgrades für senkrechten Schalleinfall (Kundtsches Rohr), Material: PUR vor schallreflektierender Wand im Abstand $a = 0$ und 100mm, $\bar{E} = 11.400 \text{ Ns/m}^4$, $d = 0.01 \text{ m}$

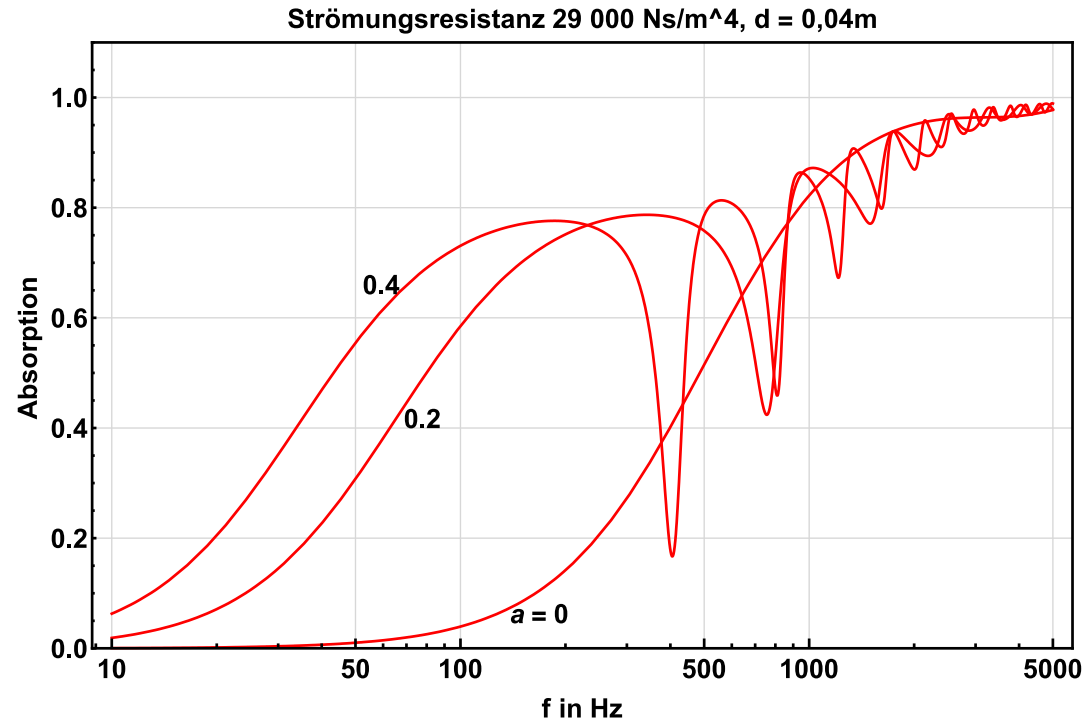
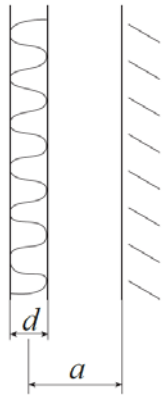


2. Schallabsorber

2.1 Poröse Absorber

2.1.5 Absorberschichten

Absorberschicht mit Dicke d im Abstand a vor schallreflektierender Wand





2. Schallabsorber

2.1 Poröse Absorber

2.1.5 Absorberschichten

Absorberschicht mit Dicke d im Abstand a vor schallreflektierender Wand

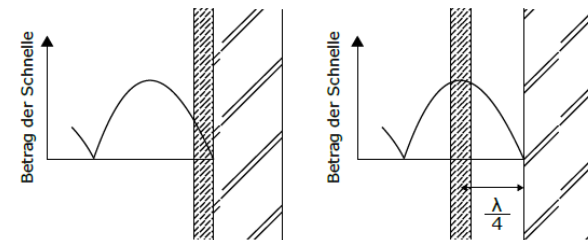
Die maximale Bedämpfung wird im Schnelleximum vor der Wand erreicht bei:

$$a = n \cdot \frac{\lambda}{4} \text{ mit } n=1,3,5 \dots$$

$$d_{L/\text{cm}} = \frac{\lambda}{4} = \frac{8500}{f/\text{Hz}} \quad (\text{ABS 1.43})$$

Voraussetzung:

- Strömungsresistanz angepasst
- Strukturfaktor = Porosität = 1



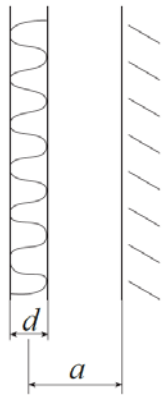


2. Schallabsorber

2.1 Poröse Absorber

2.1.5 Absorberschichten

Absorberschicht mit Dicke d im Abstand a vor schallreflektierender Wand

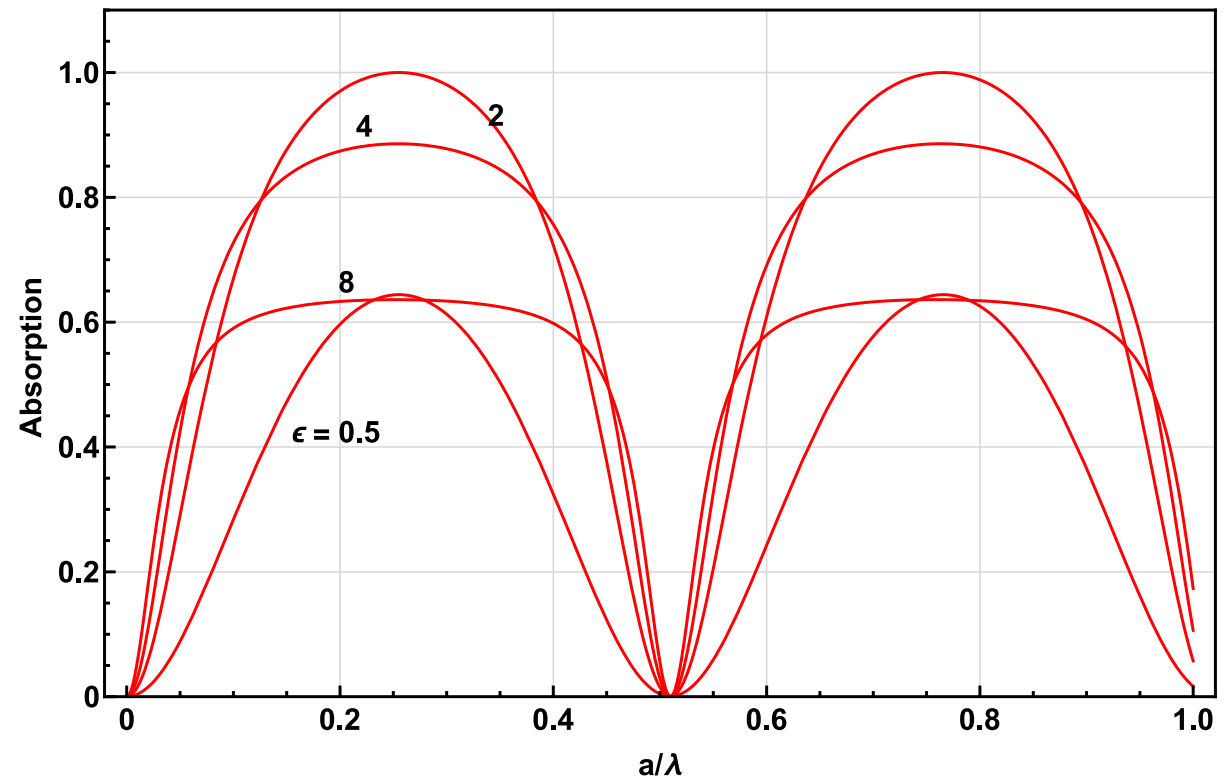


Anpassung und Verlust optimal, wenn:

$$1 \leq \epsilon = \frac{\Xi d \sigma}{Z_0} \leq 4$$

und $a = (2n - 1) \frac{\lambda}{4}$

Anpassungsparameter $\left(\epsilon = \frac{\Xi d}{Z_0} \right)$





2. Schallabsorber

2.1 Poröse Absorber

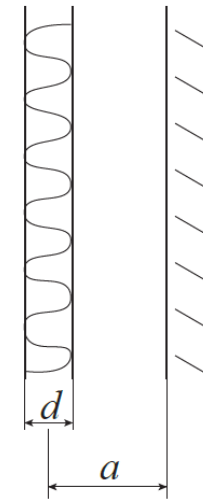
2.1.5 Absorberschichten

Absorberschicht mit Dicke d im Abstand a vor schallreflektierender Wand

Optimum:

Zur Erhöhung der Absorption dünner Schichten bei tiefen Frequenzen muss der Absorber im Abstand a zur Wand installiert werden. Anpassung und Verlust optimal, wenn:

$$1 \leq \frac{\bar{\mathbb{E}} \cdot d \cdot \sigma}{Z_0} = \varepsilon \leq 4 \quad (\text{ABS 1.42})$$



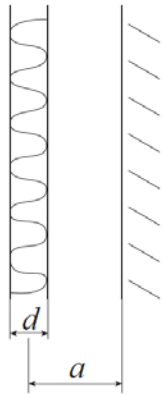


2. Schallabsorber

2.1 Poröse Absorber

2.1.5 Absorberschichten

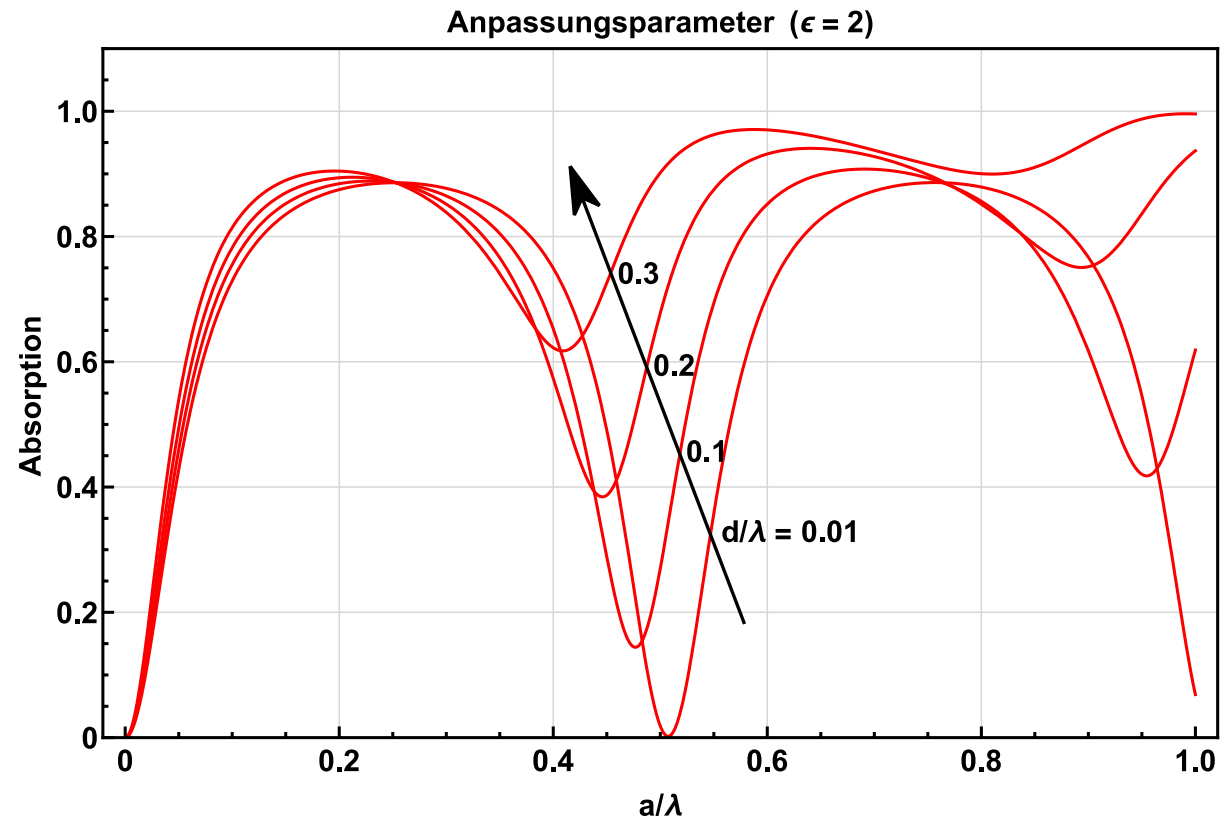
Absorberschicht mit Dicke d im Abstand a vor schallreflektierender Wand, Einfluss der Absorberschichtdicke d



Anpassung und Verlust optimal, wenn:

$$1 \leq \epsilon = \frac{\Xi d \sigma}{Z_0} \leq 4$$

und $a = (2n - 1) \frac{\lambda}{4}$





2. Schallabsorber

2.1 Poröse Absorber

2.1.5 Absorberschichten

2.1.5.3 Abdeckung mit Lochblech

$$f_{0,5} = 1500 \cdot \frac{\varepsilon}{t_{eff}} \quad (\text{ABS 1.44})$$

- bei der Halbwertfrequenz gilt für den Transmissionsgrad τ des Lochblechs:
 $\tau = 0,5$
- ε Lochflächeninhalt des Lochbleches
- t_{eff} effektive Plattendicke
 $t_{eff} = t + 2 \cdot \Delta R$ mit $\Delta R \approx \frac{\pi}{4} \cdot R$
Mündungskorrektur runder
Lochquerschnitt
- Funktionsweise des Lochblechs:
Tiefpass

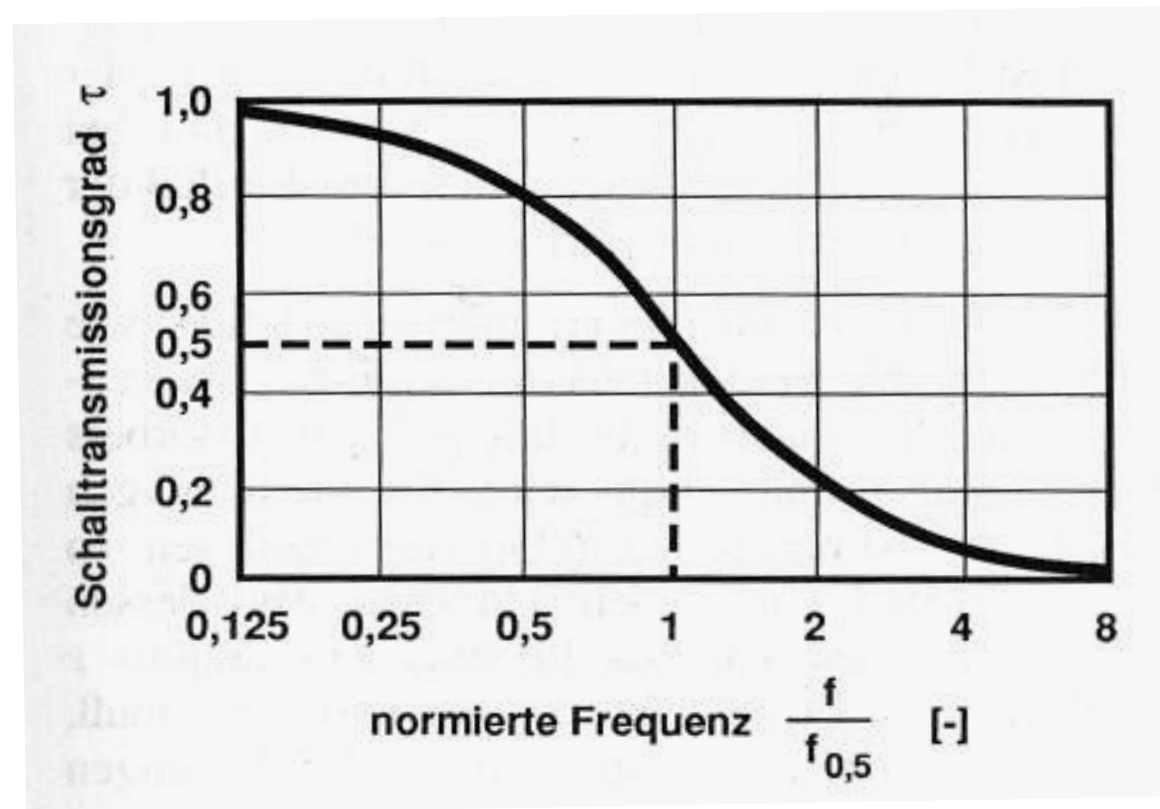


2. Schallabsorber

2.1 Poröse Absorber

2.1.5 Absorberschichten

Abdeckungen mit Lochblech, Minderung des Schallabsorptionsgrades durch Abdeckung (wirksame Plattendicke t_{eff})



$f_{0,5}$ - Halbwertsfrequenz

$$f_{0,5} = 1500 \frac{\varepsilon}{t_{eff}}$$

[Fasold 2003]



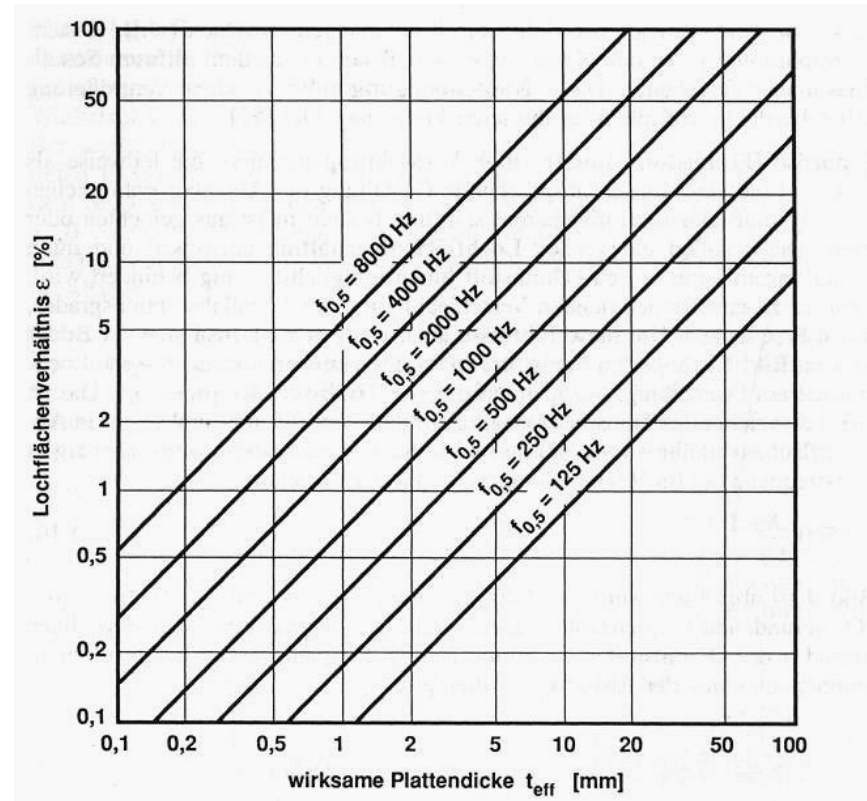
2. Schallabsorber

2.1 Poröse Absorber

2.1.5 Absorberschichten

Abdeckungen mit Lochblech

Halbwertfrequenz $f_{0,5}$ in Abhängigkeit vom Lochflächenverhältnis ε und der wirksamen Plattendicke t_{eff}



[Fasold 2003]

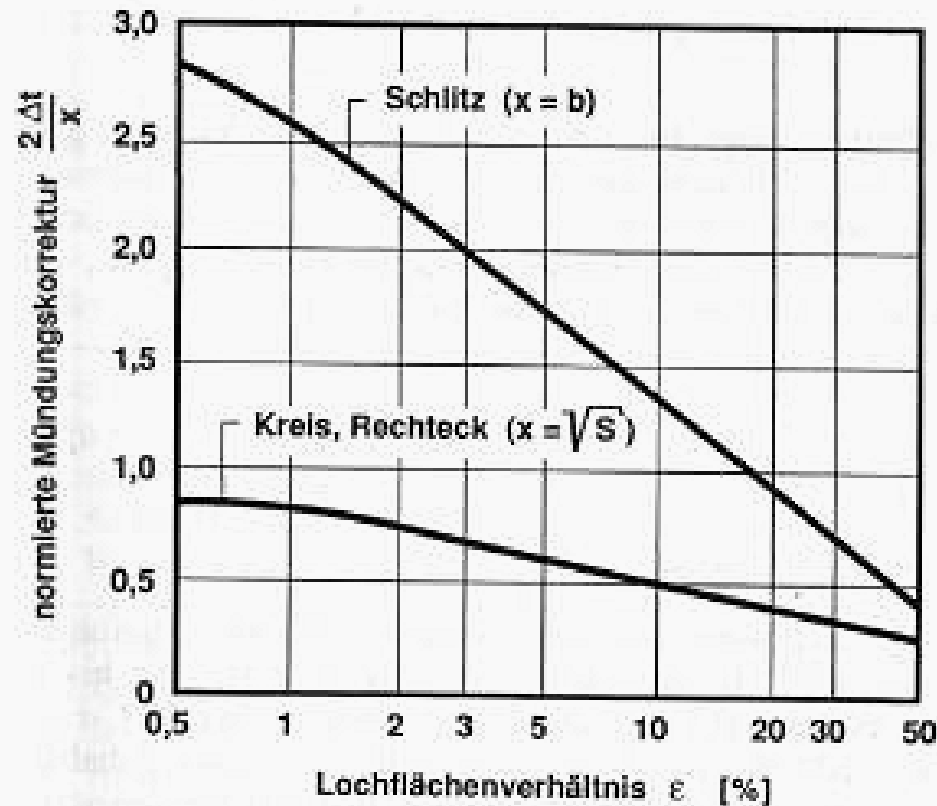


2. Schallabsorber

2.1 Poröse Absorber

2.1.5 Absorberschichten

Abdeckungen mit Lochblech, Mündungskorrektur in Abhängigkeit vom Lochflächenverhältnis ϵ



$$t_{\text{eff}} = t + 2\Delta t \text{ mm}$$

Bild 4.11 Normierte Mündungskorrektur bei schlitzförmigen, runden und rechteckigen Öffnungen in Abhängigkeit vom Lochflächenverhältnis ϵ

S Öffnungsfläche;

Kreis: $x \approx 0,9d$ (d Durchmesser)

Quadrat: $x = a$ (a Seitenlänge)

Rechteck: $x = (a + b)/2$ (a, b Seitenlängen)

Schlitz: $x = b$ (b Schlitzbreite)

[Fasold 2003]



2. Schallabsorber

2.1 Poröse Absorber

2.1.5 Absorberschichten

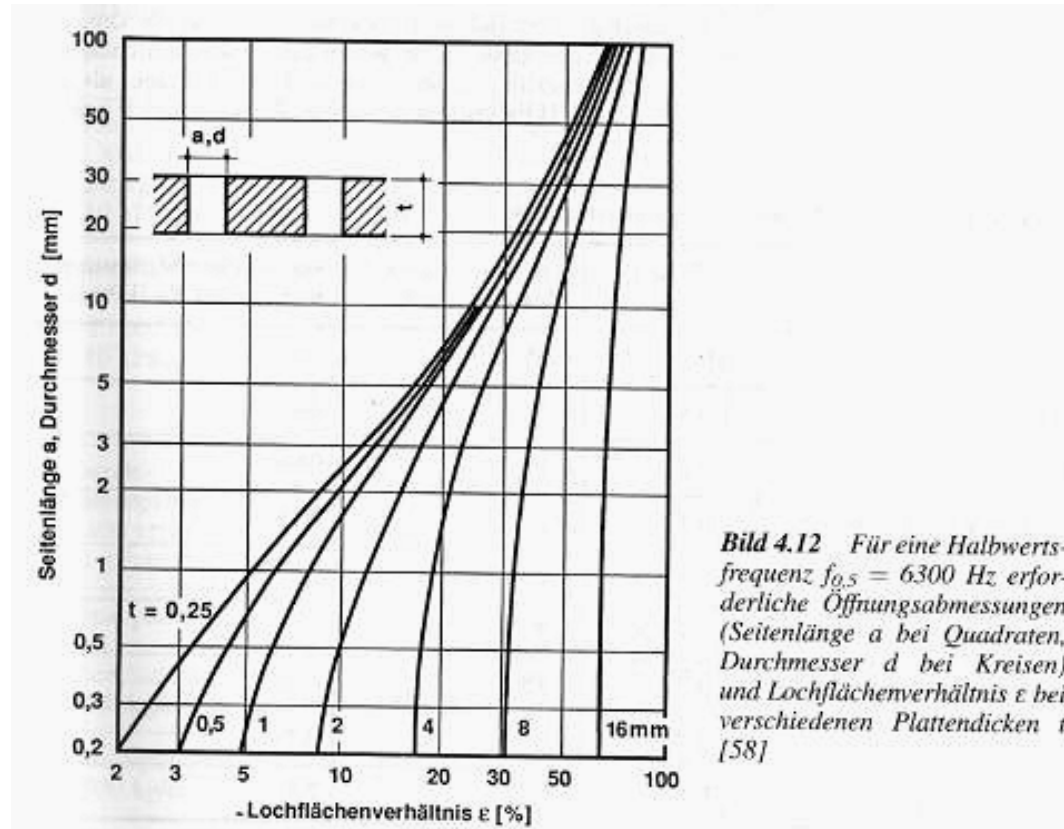


Bild 4.12 Für eine Halbwertsfrequenz $f_{0,5} = 6300$ Hz erforderliche Öffnungsabmessungen (Seitenlänge a bei Quadraten, Durchmesser d bei Kreisen) und Lochflächenverhältnis ϵ bei verschiedenen Plattendicken t [58]

Faustregel für akustische
Transparenz:
Dünne Platten mit kleinen
Löchern sind besser geeignet
als dicke Platten mit großen
Löchern.

[Fasold 2003]



2. Schallabsorber

2.1 Poröse Absorber

2.1.5 Absorberschichten

Berechnung der Impedanz

- stationäres Medium:

$$\zeta = [0.006 + jk_0 t (+0.75d_h)] / \sigma$$

- streifender Fluss:

$$\zeta = [0.0073(1 + 72.23M) + j2.224 \cdot 10^{-5}(1 + 51t)(1 + 204d_h)f] / \sigma$$

- stationäres Medium mit Absorber:

$$\zeta = [0.006 + jk_0 \{t + 0.75d_h F\}] \quad F = \frac{1}{2} \left\{ 1 + \frac{\rho_A c_A k_A}{\rho_0 c_0 k_0} \right\}$$

t Dicke des Bleches

d_h Durchmesser der Bohrung



2. Schallabsorber

2.1 Poröse Absorber

2.1.5 Absorberschichten

Beispiele

Schallabsorber	Dicke t [mm]	Wand- abstand d_L [cm]	Oktavband-Mittenfrequenz f_m [Hz]						bew. Schall- absorp- tionsgrad α_w
			125	250	500	1 k	2 k	4 k	
			Schallabsorptionsgrad α						
Mineralfaserplatte; Abdeckung: trans- parentes Faservlies $\rho \approx 30$ bis 50 kg/m^3 $r \approx 10 \text{ kPas/m}^2$	20	0	0,10	0,25	0,55	0,80	0,95	1,00	0,75 (H)
	30	0	0,15	0,30	0,60	0,90	1,00	1,00	0,80
		5	0,20	0,75	0,80	0,90	1,00	1,00	1,00
	40	0	0,25	0,45	0,80	0,95	1,00	1,00	0,95
	50	0	0,25	0,65	0,85	1,00	1,00	1,00	1,00
Mineralfaserplatte; Abdeckung: trans- parentes Faservlies $\rho \approx 70$ bis 80 kg/m^3 $r \approx 20 \text{ kPas/m}^2$	20	10	0,10	0,40	0,85	0,90	0,95	1,00	0,95
	30		0,30	0,70	0,75	0,90	0,95	1,00	1,00
		50	0,50	0,60	0,75	0,90	0,95	1,00	0,95
	50	10	0,45	0,90	0,95	0,95	1,00	1,00	1,00
	80	10	0,55	0,95	0,95	1,00	1,00	1,00	1,00
	100	10	0,50	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
Mineralfaserplatte; ohne Abdeckung $\rho \approx 100$ bis 150 kg/m^3 $r \approx 40 \text{ kPas/m}^2$	15	0	0,05	0,10	0,35	0,65	0,90	1,00	0,55 (M, H)
		5	0,20	0,35	0,60	0,70	0,90	1,00	0,75 (H)
		30	0,40	0,65	0,70	0,75	0,90	1,00	0,90
	40	0	0,15	0,30	0,65	0,85	1,00	1,00	0,80
		5	0,25	0,65	0,80	0,85	1,00	1,00	1,00
	30	0,45	0,70	0,80	0,85	1,00	1,00	1,00	
Glasfasermatte; ohne Abdeckung $\rho \approx 70 \text{ kg/m}^3$ $r \approx 10 \text{ kPas/m}^2$	40	0	0,30	0,50	0,70	0,90	0,95	1,00	0,90
		5	0,40	0,65	0,90	0,90	0,95	1,00	1,00
		30	0,70	0,85	0,90	0,90	0,95	1,00	1,00
Weichschaumstoff- platte $\rho \approx 10$ bis 15 kg/m^3 $r \approx 10 \text{ kPas/m}^2$	35	0	0,10	0,25	0,65	0,90	1,00	1,00	0,80
		30	0,30	0,80	0,70	0,90	1,00	1,00	1,00
	50	0	0,15	0,35	0,70	0,90	1,00	1,00	0,85
		30	0,25	0,80	0,70	0,90	1,00	1,00	1,00
	70	0	0,20	0,45	0,75	0,95	1,00	1,00	0,95
	100	0	0,35	0,80	0,90	1,00	1,00	1,00	1,00
Holzwolle- Leichtbauplatte $\rho \approx 400 \text{ kg/m}^3$ $r \approx 1 \text{ kPas/m}^2$	35	0	0,05	0,10	0,15	0,45	0,60	0,65	0,45
		5	0,10	0,15	0,35	0,45	0,50	0,65	0,50
		30	0,25	0,35	0,20	0,40	0,50	0,65	0,50
Holzspanplatte mit Akustik- Farbeschichtung $\rho \approx 400 \text{ kg/m}^3$	18	5	0,20	0,60	0,80	0,60	0,60	0,60	0,80
		20	0,45	0,80	0,60	0,60	0,60	0,60	0,75
		30	0,65	0,80	0,60	0,60	0,60	0,60	0,75
Akustik-Spritzputz $\rho \approx 500 \text{ kg/m}^3$	20	0	0,10	0,20	0,60	0,90	0,80	0,70	0,75

[Fasold 2003]

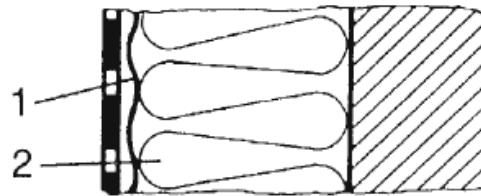


2. Schallabsorber

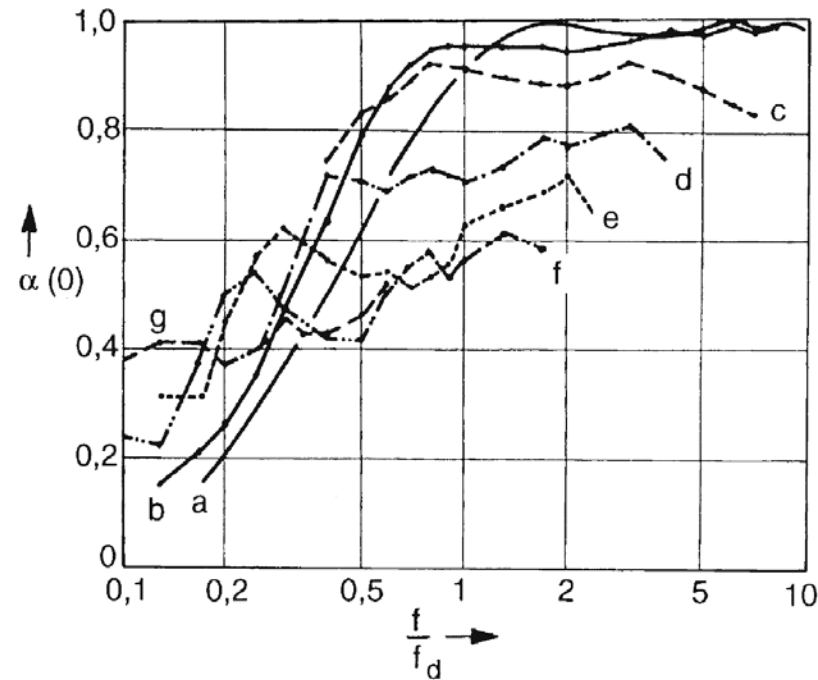
2.1 Poröse Absorber

2.1.5 Absorberschichten

Einfluss der mechanischen Spannung einer als Absorberabdeckung verwendeten ungelochten Folie (hervorgerufen durch die Stopfdichte ρ_A des Absorbers) auf den Schallabsorptionsgrad für senkrechten Schalleinfall bei konstantem Anpassungsverhältnis $\varepsilon = 2$



- 1 Polyamidfolie, 2 Mineralwolle
- | | | |
|---|-------------------------------|--------------|
| a | theoretischer Verlauf | } ohne Folie |
| b | gemessener Verlauf | |
| c | $\rho_A = 40 \text{ kg/m}^3$ | } mit Folie |
| d | $\rho_A = 60 \text{ kg/m}^3$ | |
| e | $\rho_A = 80 \text{ kg/m}^3$ | |
| f | $\rho_A = 100 \text{ kg/m}^3$ | |
| g | $\rho_A = 150 \text{ kg/m}^3$ | |



[Schirmer 2006]



2. Schallabsorber

2.1 Poröse Absorber

2.1.5 Absorberschichten

2.1.5.4 Diffuser Schalleinfall





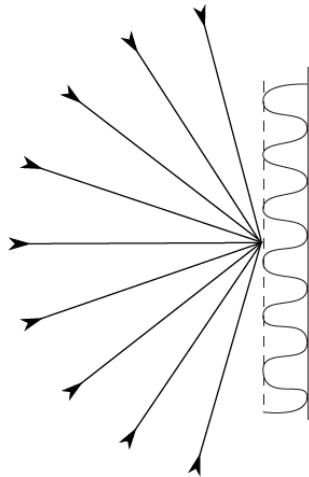
2. Schallabsorber

2.1 Poröse Absorber

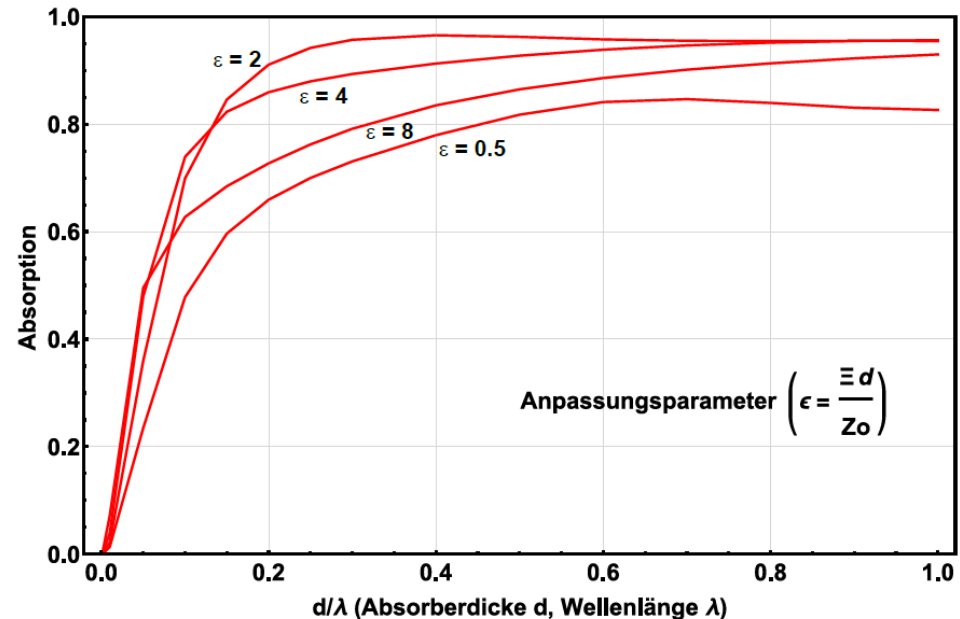
2.1.5 Absorberschichten

Wird der Schallabsorber im diffusen Schallfeld positioniert (α_{diff} Schallabsorptionsgrad für diffusen Schalleinfall) gilt:

$$\alpha_{diff} = 2 \int_0^{\pi/2} \alpha(\vartheta_0) \cos \vartheta_0 \sin \vartheta_0 d\vartheta_0 \quad (\text{ABS 1.45})$$



(a) Diffuser Schalleinfall



(b) Schallabsorptionsgrad-Frequenz-Funktion für diffusen Schalleinfall für unterschiedliche Anpassungsparameter ϵ nach Gl. (ABS 1.45)

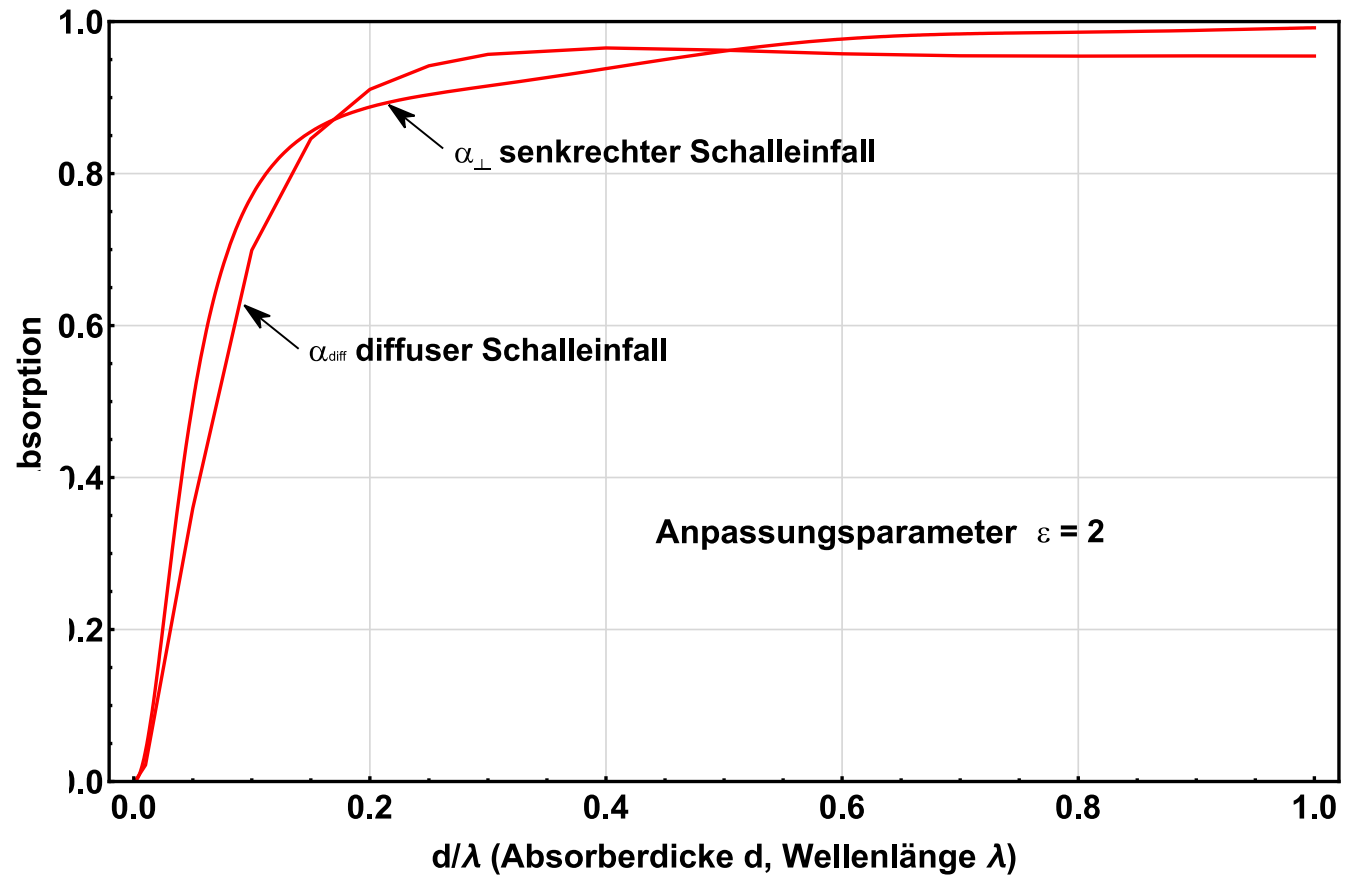
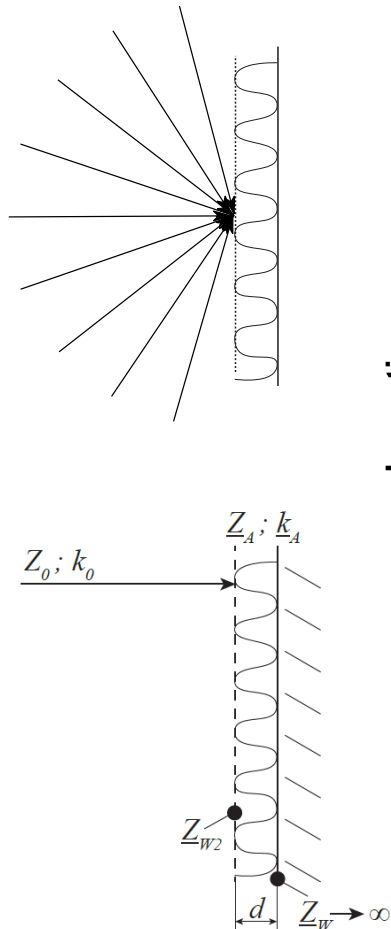


2. Schallabsorber

2.1 Poröse Absorber

2.1.3 Absorberparameter (Auswahl)

Diffuser Schalleinfall vs. Senkrechter Schalleinfall





2. Schallabsorber

2.1 Poröse Absorber

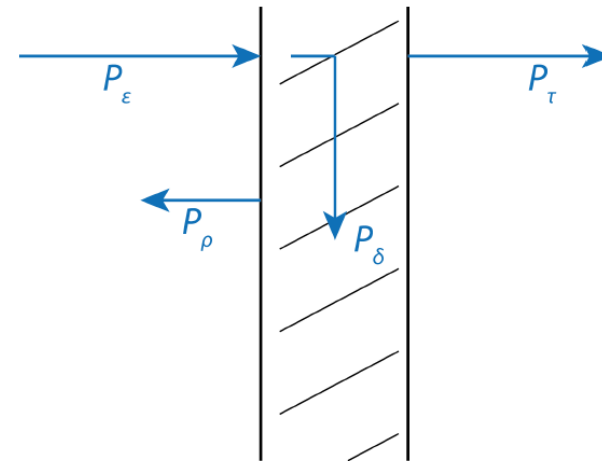
2.1.5 Absorberschichten

2.1.6 Schalldämmung

Leistungsbilanz

$$P_{\varepsilon} = P_{\delta} + P_{\rho} + P_{\tau}$$

- P_{ε} ...einfallende Schalleistung
- P_{δ} ...dissipierte Schalleistung
- P_{ρ} ...reflektierte Schalleistung
- P_{τ} ...transmittierte Schalleistung





2. Schallabsorber

2.1 Poröse Absorber

2.1.5 Absorberschichten

Dissipationsgrad, Reflexionsgrad, Transmissionsgrad

$$1 = \rho + \underbrace{\delta + \tau}_{= \alpha} \quad (\text{ABS 1.46})$$

$$\alpha = 1 - \rho = 1 - |r|^2 \quad (\text{ABS 1.47})$$

Definition der Schalldämmung R

$$R \equiv 10 \lg \frac{P_e}{P_\tau} \text{dB} = 10 \lg \frac{1}{\tau} \text{dB} \quad (\text{ABS 1.48})$$

- δ ...Dissipationsgrad
 - ρ ...Reflexionsgrad
 - τ ...Transmissionsgrad
 - α ...Absorptionsgrad
 - r ...Reflexionsfaktor
-
- P_e ...Schalleistung der einfallenden Welle
 - P_τ ...Schalleistung der transmittierten Welle



2. Schallabsorber

2.2 Reaktive Absorber

2.2.1 Plattenschwinger und Folienabsorber

$$\underline{Z}_w = Z_r + \underline{Z}_m + \underline{Z}_s$$

$$Z_r = \frac{\Xi \cdot d_A}{3}$$

Verlust

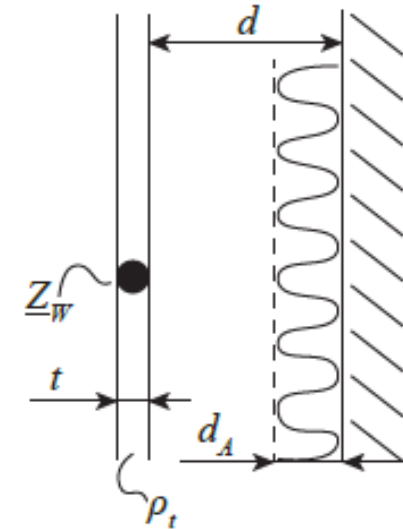
$$\underline{Z}_m = j\omega m'' = j\omega \rho_t \cdot t$$

Massenwirkung

$$\underline{Z}_s \approx -j \frac{\rho_0 c_0^2}{\omega \cdot d}$$

Federwirkung

t	Dicke der Folie
d	Abstand der Folie zur Wand d_A Absorberdicke
ρ_t	Dichte der Platte
m''	flächenbezogene Masse der Folie
ρ_0	Dichte der Luft
c_0	Schallgeschwindigkeit in Luft





2. Schallabsorber

2.2 Reaktive Absorber

2.2.1 Plattenschwinger und Folienabsorber

Die Eigenfrequenz ω_0 wird gefunden bei $|\underline{Z}_m| = |\underline{Z}_s|$ für $\underline{Z}_W = Z_r$

$$\begin{aligned}0 &= j\omega_0 m'' - \frac{s''}{j\omega_0} \\ \hookrightarrow \omega_0^2 &= \frac{s''}{m''} \\ f_0 &= \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{s''}{m''}} && \text{(ABS 1.53)} \\ &= \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\rho_0 \cdot c_0^2}{m'' \cdot d}} \\ &= \frac{c_0}{2\pi} \sqrt{\frac{\rho_0}{m'' \cdot d}}\end{aligned}$$

$$f_0 \approx \frac{1900\text{Hz}}{\sqrt{m'' \cdot d}} \quad \text{(ABS 1.54)}$$

m''	d
$\frac{\text{kg}}{\text{m}^2}$	mm

Voraussetzung:

- $\vartheta = 20^\circ \text{C}$
- Luftabstand zwischen Absorber und Platte/Folie



2. Schallabsorber

2.2 Reaktive Absorber

2.2.1 Plattenschwinger und Folienabsorber

Zur Berechnung des Schallabsorptionsgrades werden nunmehr folgende Größen eingeführt:
Normierter Resonatorwiderstand $\underline{Z}_{r,0}$ und Normierter Resonatorkennwiderstand $\underline{Z}_{res,0}$

$$\underline{Z}_{r,0} = \frac{Z_r}{Z_0} \quad (\text{ABS 1.55})$$

$$\begin{aligned} \underline{Z}_{res,0} &= \sqrt{\frac{m''}{\rho_0 \cdot d}} \\ &= \frac{\sqrt{m'' \cdot s''}}{Z_0} \end{aligned} \quad (\text{ABS 1.56})$$

Zur Darstellung der Schallabsorptionsgrad-Frequenz-Funktion ist die Einführung des Frequenzverhältnisses F sinnvoll:

$$F = \frac{f}{f_0} - \frac{f_0}{f} \quad (\text{ABS 1.57})$$

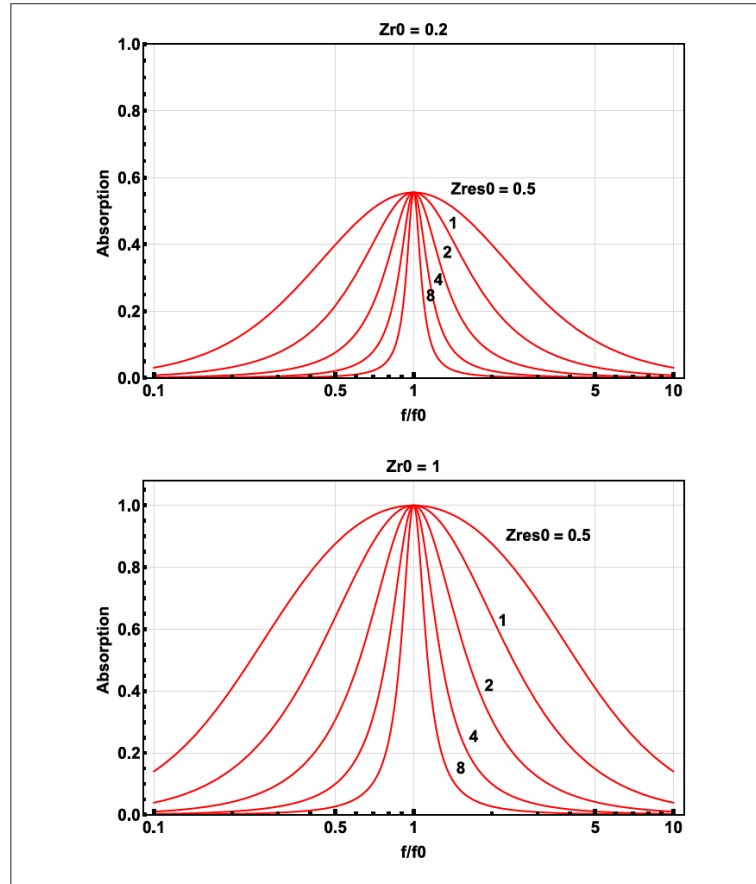
$$\alpha = \frac{4 \cdot \underline{Z}_{r,0}}{(\underline{Z}_{r,0} + 1)^2 + (\underline{Z}_{res,0} \cdot F)^2} \quad (\text{ABS 1.58})$$



2. Schallabsorber

2.2 Reaktive Absorber

2.2.1 Plattenschwinger und Folienabsorber



Fazit:

- Maximale Absorption:

$\alpha \rightarrow$ maximal für $f = f_0$, daraus folgt $F = 0$, d.h. die Gl. (ABS 1.58) vereinfacht sich zu:

$$\alpha(f = f_0) = \frac{4 \cdot Z_{r,0}}{(Z_{r,0} + 1)^2}$$

somit α_{max} bei:

$$\hookrightarrow Z_{r,0} = 1$$

\hookrightarrow d.h., die Strömungsresistenz Ξ der Mineralwolle sollte derart gewählt werden, dass $\Xi = \frac{3\rho_0 \cdot c_0}{d_A}$ gilt

- Breitbandigkeit:

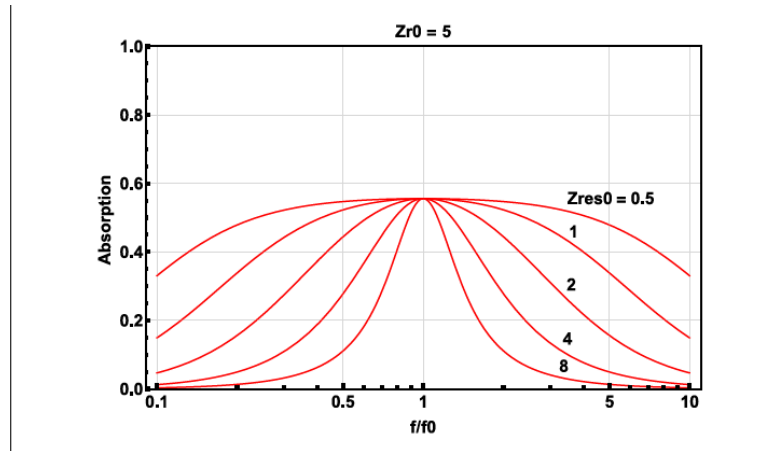
$$\alpha(f) = \frac{\alpha_{max}}{1 + \left(\frac{Z_{res,0} \cdot F}{Z_{r,0} + 1} \right)^2}$$



2. Schallabsorber

2.2 Reaktive Absorber

2.2.1 Plattenschwinger und Folienabsorber



- ↪ für breitbandige Wirkung $Z_{res,0}$ klein
- ↪ d.h., der **Wandabstand d sollte sehr groß** gewählt werden, jedoch gilt $d < \frac{\lambda}{4}$ (bei größeren Abständen könnten Stehwellen zw. Wand und Platte die Eigenschaften des Resonators beeinflussen)
- ↪ zum Teil wird in der Literatur sogar $\frac{\lambda}{100} < d < \frac{\lambda}{12}$ gefordert.



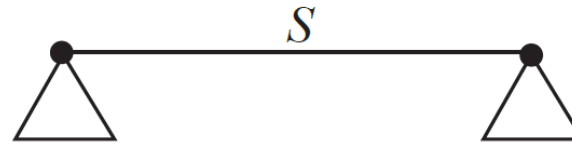
2. Schallabsorber

2.2 Reaktive Absorber

2.2.1 Plattenschwinger und Folienabsorber

Plattenabsorber mit Platteneigenfrequenzen: Rechteckige Platte

$$\underline{Z}_W = Z_{m_n} - j \underbrace{\frac{\rho_0 \cdot c_0^2}{\omega \cdot d}}_{\frac{s''}{\omega}} \quad (\text{ABS 1.59})$$



mit Eigenfrequenzen der Platte:

$$Z_{m_n} = \frac{B' \cdot B_{m_n} \cdot \delta_{m_n}}{\omega L^4} + j \left(\omega m'' A_{m_n} - \frac{B' \cdot B_{m_n}}{\omega L^4} \right)$$



2. Schallabsorber

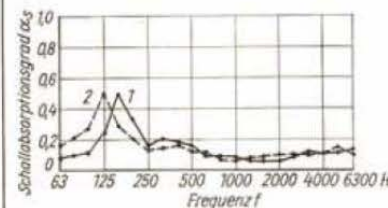
2.2 Reaktive Absorber

2.2.1 Plattenschwinger und Folienabsorber

Sperrholzplatten

Aufbau

f Hz	63	125	250	500	1000	2000	4000	Kasset- tiert nein/ja	Mit Dämmstoff hinter- legt nein/ja	d mm	d_w mm	M kg/m ³	
1.7. Sperrholzplatten													
α	1	0,07	0,22	0,12	0,14	0,06	0,04	0,09	×	×	4	60	2,9
	2	0,14	0,47	0,10	0,10	0,04	0,07	0,08	×	×	4	120	2,9





2. Schallabsorber

2.2 Reaktive Absorber

2.2.1 Plattenschwinger und Folienabsorber

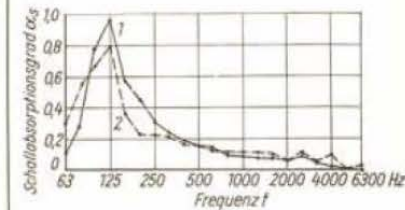
Sperrholzplatten mit Mineralwolldämpfung

Aufbau, Kenngrößen, Zahlenwerte

f Hz	63	125	250	500	1000	2000	4000	Kasset- tiert nein/ja	Mit Dämmstoff hinter- legt nein/ja	d mm	d_w mm	M kg/m ²
-----------	----	-----	-----	-----	------	------	------	-----------------------------	--	-----------	-------------	--------------------------

Frequenzverlauf

1.10. Sperrholzplatten



α	1	0,11	0,95	0,30	0,14	0,09	0,06	0,03		×	×	4	120	2,9
	2	0,30	0,79	0,25	0,15	0,11	0,06	0,10		×	×	4	240	2,9

[Fasold 1987]



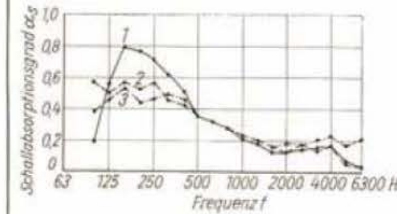
2. Schallabsorber

2.2 Reaktive Absorber

2.2.1 Plattenschwinger und Folienabsorber

Aluminium-Trapez-Profilblech

f Hz	63	125	250	500	1000	2000	4000	Kasset- tiert nein/ja	Mit Dämmstoff hinter- legt nein/ja	d mm	d_w mm	M kg/m ²	
1.31. Aluminium-Trapez-Profilblech													
α	1	—	0,56	0,71	0,36	0,21	0,13	0,16	×	×	—	45	—
	2	—	0,49	0,56	0,36	0,23	0,13	0,16	×	×	—	70	—
	3	—	0,45	0,46	0,35	0,22	0,19	0,23	×	×	—	95	—



[Fasold 1987]



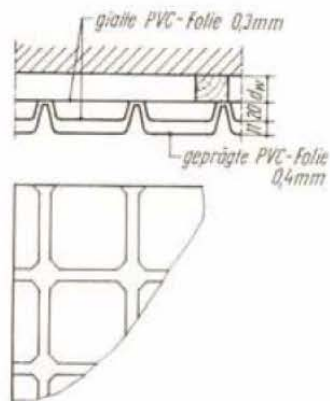
2. Schallabsorber

2.2 Reaktive Absorber

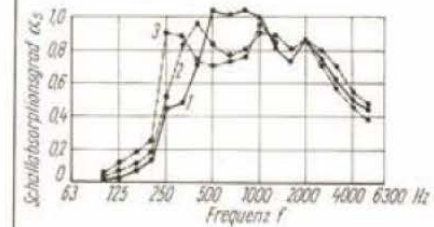
2.2.1 Plattenschwinger und Folienabsorber

Folien-Absorber - doppelt

36. Folien-Absorber, doppelt



α	1	—	0,01	0,44	1,04	1,00	0,86	0,48		×	×	0,4	0	—
	2	—	0,03	0,55	0,81	0,97	0,86	0,53		×	×	0,4	25	—
	3	—	0,06	0,92	0,69	1,00	0,86	0,43		×	×	0,4	50	—



[Fasold 1986]



2. Schallabsorber

2.2 Reaktive Absorber

2.2.1 Plattenschwinger und Folienabsorber

Schallabsorptionsgrade α von Plattenschwingern und Lochplattenschwingern
(Planungswerte; Aufbau gemäß Bild 4.13)

Plattenmaterial	Dicke t [mm]	m' [kg/m ²]	d_L [cm]	Oktavband-Mittenfrequenz f_m [Hz]						
				63	125	250	500	1 k	2 k	4 k
				Schallabsorptionsgrad α						
Hartfaserplatte	3,5	3,3	6 12	0,20 0,25	0,65 0,45	0,20 0,15	0,12 0,07	0,07 0,05	0,05 0,05	0,05 0,05
Holzspanplatte	19	13,5	6 12	0,30 0,25	0,25 0,20	0,12 0,12	0,10 0,10	0,07 0,07	0,05 0,05	0,05 0,05
Sperrholzplatte	4	2,9	6 12	0,10 0,12	0,60 0,70	0,20 0,25	0,12 0,12	0,05 0,05	0,05 0,05	0,05 0,05
Sperrholzplatte 0,4 bis 0,8 m breit; dreieckförmig befestigt	4	2,9	24 ¹⁾ 48 ¹⁾	0,20 0,70	0,70 0,50	0,30 0,30	0,20 0,20	0,10 0,10	0,05 0,05	0,05 0,05
Sperrholzplatte	8	5,8	6 12	0,25 0,30	0,50 0,40	0,15 0,15	0,07 0,07	0,05 0,05	0,05 0,05	0,05 0,05
Gipskartonplatte	9,5	9,3	6 12	0,30 0,30	0,25 0,20	0,12 0,10	0,07 0,07	0,05 0,05	0,05 0,05	0,05 0,05
Gipskartonlochplatte $\varepsilon = 5\%$	9,5	8,5	6 12 24	0,10 0,10 0,10	0,20 0,20 0,35	0,65 0,75 0,50	0,85 0,55 0,35	0,35 0,30 0,45	0,20 0,25 0,25	0,15 0,20 0,25
Holzpaneel 100 mm breit; mit Abstand $\varepsilon = 9\%$	20	15	5 10	0,10 0,15	0,20 0,25	0,45 0,80	0,75 0,40	0,25 0,25	0,15 0,15	0,10 0,10
Holzverstärkung 45 mm breit; $\varepsilon = 25\%$	25	20	5	0,10	0,20	0,35	0,75	0,50	0,25	0,30

[Fasold 2003]

¹⁾ (max)



2.2.2 Helmholtzresonator

2.2.2.1 Einfacher Aufbau

Mit den Impedanzen des akustischen Federelementes s'' nach Gl. (ABS 1.52) und des akustischen Massenelementes m'' nach Gl. (ABS 1.51) gilt für die Resonanzfrequenz f_0

$$\begin{aligned} f_0 &= \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{s''}{m''}} \\ &= \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\rho_0 \cdot c_0^2 \cdot S_H}{\rho_0 \cdot t_{eff} \cdot V}} && \text{(ABS 1.60)} \\ &= \frac{c_0}{2\pi} \sqrt{\frac{S_H}{t_{eff} \cdot V}} \end{aligned}$$

- $S_H = \pi \cdot R^2$ (Resonatorhalsfläche)
- $m'' = \rho_0 \cdot t_{eff}$ (flächenbez. Masse)
 $t_{eff} = t + 2 \cdot \Delta R$
(effektive Resonatorhalslänge)
 $\Delta R \approx \frac{\pi}{4} \cdot R$
(Mündungskorrektur runder Resonatorhalsquerschnitt)
- $s'' = \frac{\rho_0 \cdot c_0^2 \cdot S_H}{V}$ (dyn. Steifigkeit)



2. Schallabsorber

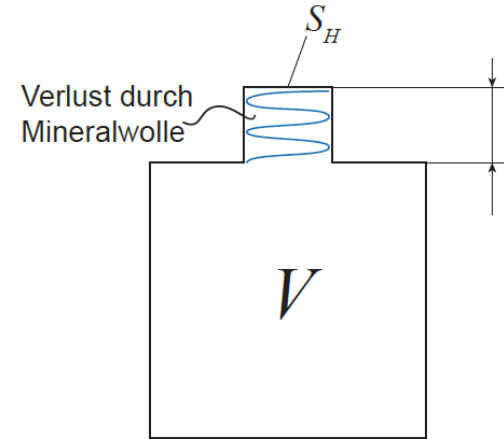
2.2 Reaktive Absorber

2.2.2 Helmholtzresonator

$$f_0 = \frac{c_0}{2\pi} \sqrt{\frac{S_H \cdot 10^{-4}}{V \cdot 10^{-6} \cdot t_{eff} \cdot 10^{-3}}}$$

$$f_0 \approx 17 \cdot 10^3 \sqrt{\frac{S_H}{V \cdot t_{eff}}}$$

f_0	S_H	V	t_{eff}
Hz	cm ²	cm ³	mm



Äquivalente Schallabsorptionsfläche A

$$A = 10^{-2} \sqrt{\frac{V \cdot S_H}{t_{eff}}} \cdot k \quad (\text{ABS 1.61})$$

A	V	S_H	t_{eff}
m ²	dm ³	cm ²	cm

k ...Anordnung des Resonators

- $k = 1$ Wand/ Decke
- $k = 2$ Kante
- $k = 4$ Ecke



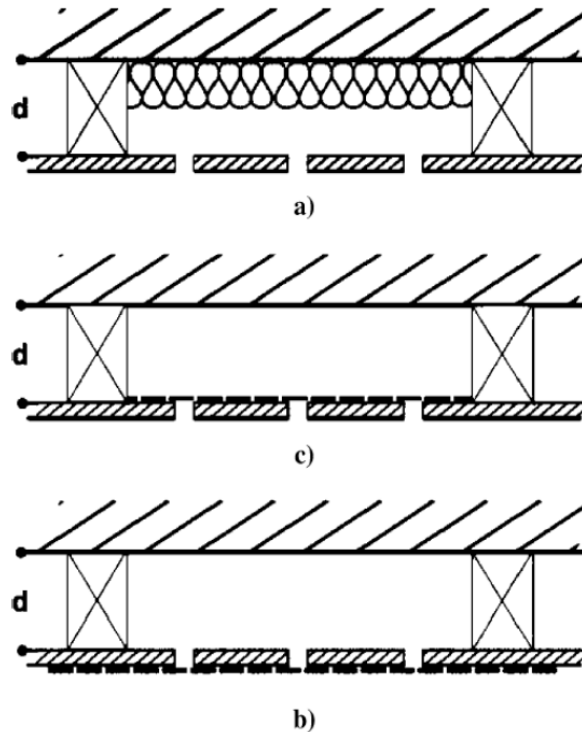
2. Schallabsorber

2.2 Reaktive Absorber

2.2.2 Helmholtzresonator

2.2.2.2 Lochflächenresonator

Aufbau



Helmholtz-Resonator klassischer Bauart mit Dämpfung im Hohlraum (a) und Strömungswiderstand hinter (b) bzw. vor der Lochplatte (c)



2.2.2 Helmholtzresonator

Resonanzfrequenz f_0

$$\begin{aligned} f_0 &= \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{s''}{m''}} \\ &= \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\rho_0 \cdot c_0^2 \cdot \varepsilon}{d \cdot \rho_0 \cdot t_{eff}}} = \frac{c_0}{2\pi} \sqrt{\frac{\varepsilon}{d \cdot t_{eff}}} \quad (\text{ABS 1.62}) \\ &= \frac{c_0}{2\pi} \sqrt{\frac{S_H}{S_A \cdot d \cdot t_{eff}}} = \frac{c_0}{2\pi} \sqrt{\frac{S_H}{V \cdot t_{eff}}} \end{aligned}$$

- $\varepsilon = \frac{S_H}{S_A}$ (Lochflächenverhältnis)
 S_H (Lochflächeninhalt)
 S_A (Gesamtfläche)
- $m''_L = \frac{\rho_0 \cdot t_{eff}}{\varepsilon}$ (flächenbez. Masse)
 $t_{eff} = t + 2 \cdot \Delta R$
(effektive Resonatorhalslänge)
 $\Delta R \approx \frac{\pi}{4} \cdot R$
(Mündungskorrektur runder Resonatorhalsquerschnitt)
- $s'' = \frac{\rho_0 \cdot c_0^2 \cdot S_H}{V}$ (dyn. Steifigkeit)
 $= \frac{\rho_0 \cdot c_0^2 \cdot \varepsilon}{d}$



2. Schallabsorber

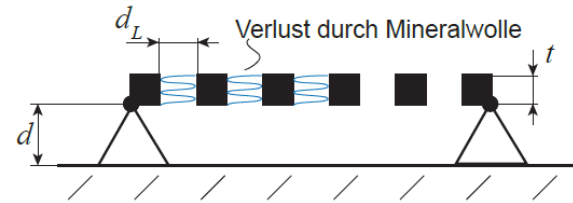
2.2 Reaktive Absorber

2.2.2 Helmholtzresonator

und vereinfachend die zugeschnittene Größengleichung:

$$f_0 = 54 \cdot 10^3 \sqrt{\frac{\varepsilon}{d \cdot t_{eff}}} \quad (\text{ABS 1.63})$$

f_0	t_{eff}	d
Hz	mm	mm



- Verluste können auch durch Strömung innerhalb und am Rand des Resonatorhalses entstehen.



2. Schallabsorber

2.2 Reaktive Absorber

2.2.2 Helmholtzresonator

Zur Berechnung des Schallabsorptionsgrades werden auch hier nunmehr folgende Größen verwendet:
Kennwiderstand $\underline{Z}_{res,0}$ und Normierte Impedanz des Verlustes $\underline{Z}_{r,0}$

$$\underline{Z}_{res,0} = \sqrt{\frac{t_{eff}}{d \cdot \varepsilon}} \quad (\text{ABS 1.64})$$

$$\underline{Z}_{r,0} = \frac{\Xi \cdot t}{\rho_0 \cdot c_0} \quad (\text{ABS 1.65})$$

Schallabsorption:

$$\alpha = \frac{4\underline{Z}_{r,0}}{(\underline{Z}_{r,0} + 1)^2 + (\underline{Z}_{res,0} \cdot F)^2} \quad (\text{ABS 1.66})$$

Für die Auslegung des Absorbers gelten die bereits bei der Behandlung von Gleichung (ABS 1.58) für den Plattenabsorber angegebenen Optimierungskriterien.

Fazit:

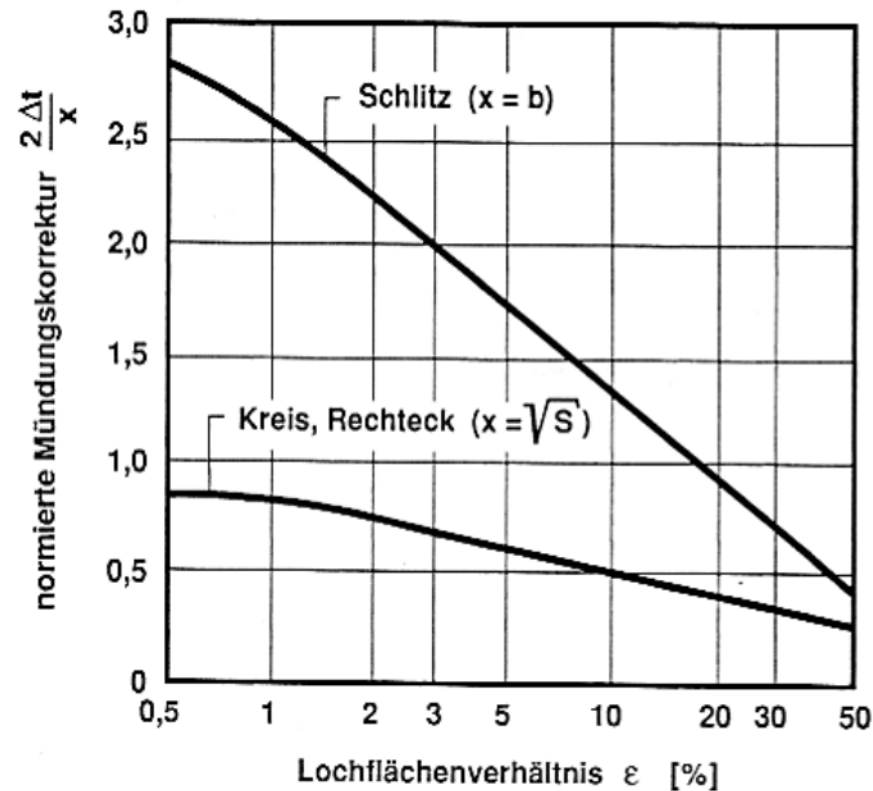
- tiefe Frequenzen f_0 erfordern nach Gl. (ABS 1.62) hohe Bautiefen d
- die Strömungsresistanz Ξ der Mineralwolle sollte derart gewählt werden, dass $\Xi = \frac{\rho_0 \cdot c_0}{t}$ gilt
- für breitbandige Absorption müssen nach Gl. (ABS 1.64) die Plattendicke t klein und das Lochflächenverhältnis ε groß sein



2. Schallabsorber

2.2 Reaktive Absorber

2.2.2 Helmholtzresonator



Normierte Mündungskorrektur bei schlitzförmigen, runden und rechteckigen Öffnungen in Abhängigkeit vom Lochflächenverhältnis ϵ

S Öffnungsfläche;

Kreis: $x \approx 0,9d$ (d Durchmesser)

Quadrat: $x = a$ (a Seitenlänge)

Rechteck: $x = (a + b)/2$ (a, b Seitenlängen)

Schlitz: $x = b$ (b Schlitzbreite)



2. Schallabsorber

2.2 Reaktive Absorber

2.2.2 Helmholtzresonator

Tabelle 6.3. Kennwerte von Helmholtzresonatoren für zwei ausgewählte Beispiele

Beispiel	Kennwert	Resonanzfrequenz f_r in Hz				
		31,5	63	125	250	500
Runder Resonatorhals $2r = 50$ mm; $l = 20$ mm	V in cm^3	$100 \cdot 10^3$	$25 \cdot 10^3$	$6,3 \cdot 10^3$	$1,6 \cdot 10^3$	$0,4 \cdot 10^3$
	Z_a in Ns/m^5	$7 \cdot 10^3$	$1,4 \cdot 10^4$	$2,8 \cdot 10^4$	$5,6 \cdot 10^4$	$1,1 \cdot 10^5$
	R_{Σ} in Ns/m^3	13,7	27,4	54,8	110	220
	Ξ in Ns/m^4	$0,7 \cdot 10^3$	$1,4 \cdot 10^3$	$2,8 \cdot 10^3$	$5,6 \cdot 10^3$	$1,1 \cdot 10^4$
Schlitzförmiger Resonatorhals 20 mm · 250 mm; $l = 20$ mm	V in cm^3	$160 \cdot 10^3$	$44 \cdot 10^3$	$12,4 \cdot 10^3$	$3,2 \cdot 10^3$	$1,1 \cdot 10^3$
	Z_a in Ns/m^5	$4,4 \cdot 10^3$	$8 \cdot 10^3$	$1,4 \cdot 10^4$	$2,8 \cdot 10^4$	$4 \cdot 10^4$
	R_{Σ} in Ns/m^3	22	40	70	140	200
	Ξ in Ns/m^4	$1,1 \cdot 10^3$	$2 \cdot 10^3$	$3,5 \cdot 10^3$	$7 \cdot 10^3$	10^4

[Fasold 1987]



2. Schallabsorber

2.2 Reaktive Absorber

2.2.2 Helmholtzresonator

2.2.2.3 Mikroperforierte Absorber

Schallabsorptionsgrad

Plattendicke	$t = 1$ bis 8 mm,
Lochdurchmesser	$2 r_0 < 1$ mm,
Lochflächenverhältnis	$p = 0,5$ bis 2% ,
Luftschichtdicke	$d = 50$ bis 150 mm.

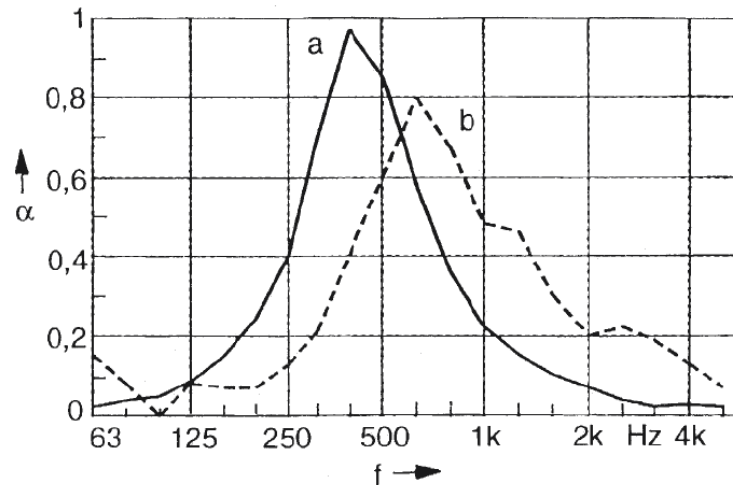


Bild 6–23. Schallabsorptionsgrad eines mikroperforierten Absorbers nach [14].
a $t = 5,0$ mm, $2 r_0 = 0,55$ mm, $p = 1,94\%$,
 $d = 50$ mm konstant, Messung im Rohr;
b $t = 5,0$ mm, $2 r_0 = 0,8$ mm, $p = 1,4\%$,
 $d = 18$ bis 50 mm ansteigend über 1 m
Plattenbreite, Hallraummessung

[Schirmer 2006]



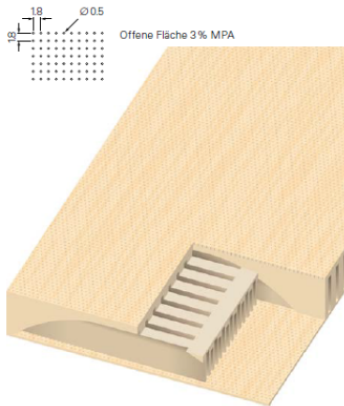
2. Schallabsorber

2.2 Reaktive Absorber

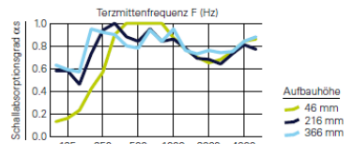
2.2.2 Helmholtzresonator

Beispiel: Akustik-Raum AG

FM 1.8/1.8/0.5-2



Vorderseite: Furnier/Kunstharz/Lackiert
 Kern/Brandklasse: MDF: B1, B2/Gips: A2
 Rückseite: 2: Furnier/Kunstharz/Lackiert



FeinMikro FM	FM 1.8/1.8/0.5-2	FM 1.8/1.8/0.5-2	FM 1.8/1.8/0.5-2
X Aufbauhöhe	46 mm	216 mm	366 mm
A Element	16 mm	16 mm	16 mm
B Vlies	nein	nein	nein
C Isolation	30 mm	30 mm	30 mm
D Hohlraum	0 mm	170 mm	320 mm
6 T-W Li.M	0.70	0.79	0.81
18 T-W Li.M	0.71	0.77	0.80
NRC ASTM	0.80	0.83	0.85
EN 11654 α _w	0.80 (L) B	0.80 (L) B	0.85 (L) B
Hz	α _s	α _s	α _s
100	0.13	0.58	0.63
125	0.16	0.58	0.59
160	0.23	0.46	0.57
200	0.42	0.73	0.95
250	0.57	0.94	0.92
315	0.90	1.11	0.90
400	1.04	0.88	0.80
500	1.09	0.84	0.78
630	1.15	0.95	0.94
800	1.00	0.84	0.84
1000	0.87	0.86	0.95
1250	0.77	0.78	0.76
1600	0.70	0.69	0.73
2000	0.65	0.68	0.76
2500	0.68	0.64	0.74
3150	0.75	0.73	0.75
4000	0.84	0.81	0.84
5000	0.86	0.77	0.88

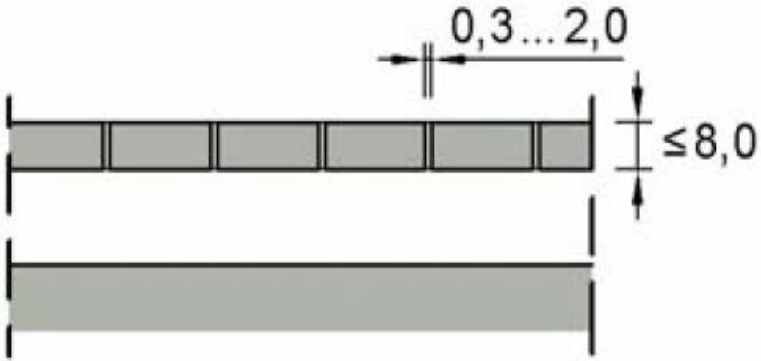
Akustik & Raum AG
 DER GUTE TON ●●●



2. Schallabsorber

2.2 Reaktive Absorber

2.2.2 Helmholtzresonator



[KAEFER: Construction GmbH. 2015]



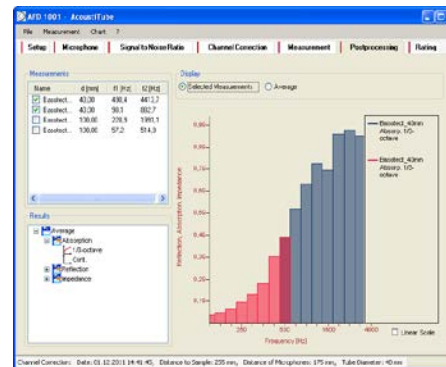
2. Schallabsorber

2.3 Messverfahren

2.3.1 Absorbereigenschaften

Impedanz-Messrohr (Kundtsches Rohr)

- Bestimmung des Schallabsorptionsgrads, des Impedanz-verhältnisses, u. a. im Labor nach DIN EN ISO 10534-2
 - zylinderförmige Probekörper
(Durchmesser 40 mm, 100 mm, 30 mm, 15 mm)
- Bestimmung des Schallabsorptionsgrads, u. a. in situ nach DIN ISO 13472-2 (Schallabsorptionsgrad $< 0,15$)
 - Fahrbahnoberflächen und plattenförmige Probekörper
(Ausdehnung ≥ 300 mm x 300 mm)



AED
Gesellschaft für Akustikforschung Dresden mbH



2. Schallabsorber

2.3 Messverfahren

2.3.1 Absorbereigenschaften

Impedanz-Messrohr (Kundtsches Rohr)

Messverfahren für Absorberkennwerte – AcoustiTube® – Frequenzbereiche

System-Durchmesser	untere Grenzfrequenz	obere Grenzfrequenz
100 mm	50 Hz	2000 Hz
40 mm	100 Hz	4400 Hz
30 mm	150 Hz	6600 Hz
15 mm	150 Hz	10200 Hz



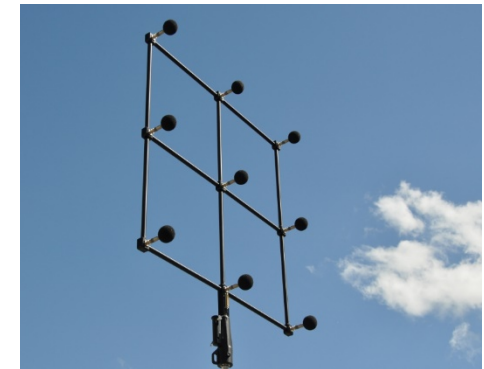
2. Schallabsorber

2.3 Messverfahren

2.3.1 Absorbereigenschaften

AED 800 – In situ Messsystem

- Schallabsorptionsgrad von Fahrbahnoberflächen nach DIN ISO 13472-1 (Schallabsorptionsgrad $> 0,15$)
- Schallabsorptionsgrad von Lärmschutzwänden nach DIN CEN/TS 1793-5
- Miller-Index von Lärmschutzwänden, Miller-Index-Differenz von Schallschirmaufsätzen nach DIN CEN/TS 1793-4
- Schalldämmung von Lärmschutzwänden nach DIN CEN/TS 1793-5 und DIN EN 1793-6



AED
Gesellschaft für Akustikforschung Dresden mbH



2.3.1 Absorbereigenschaften

Hallraumverfahren

- Schallabsorptionsgrad von Wand- und Deckenelementen im Hallraum nach DIN EN ISO 354
- Schallabsorptionsgrad von absorbierenden Strukturen in der Alpha-Kabine
- Schallabsorptionsgrad im Impedanzrohr nach DIN EN ISO 10534-2
- Schallabsorptionsgrad in situ nach DIN ISO 13472-1





2.3.1 Absorbereigenschaften

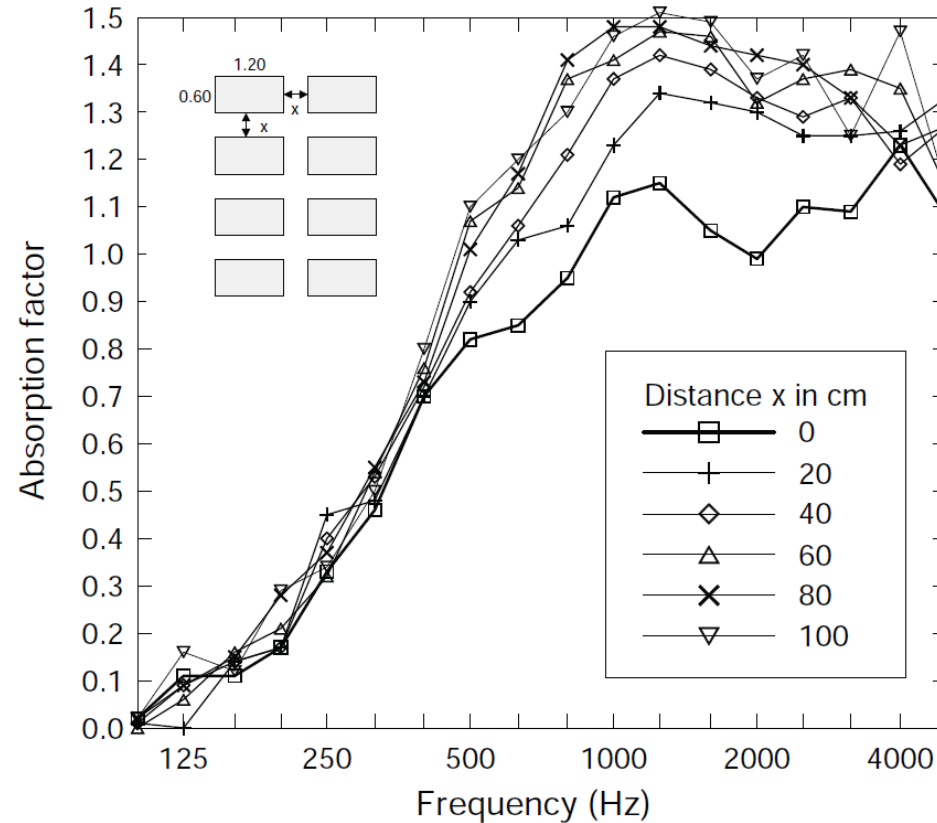


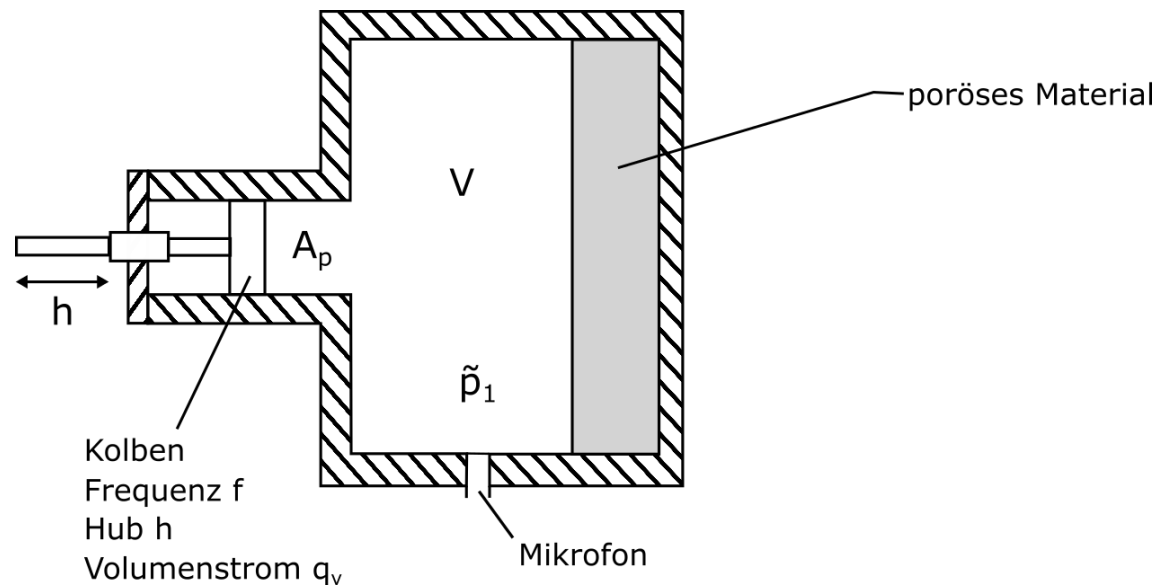
Figure 5.25 Reverberation room measurements of the absorption factor of eight mineral wool blankets, 25 mm thick and having a total area of 5.8 m². Dimensions and measured configuration is shown in the sketch. Student tutorial, NTNU.

[Vigran 2008]



2.3.2 Absorberparameter

Porosität – Messverfahren nach Leonard



[Cremer 1976]

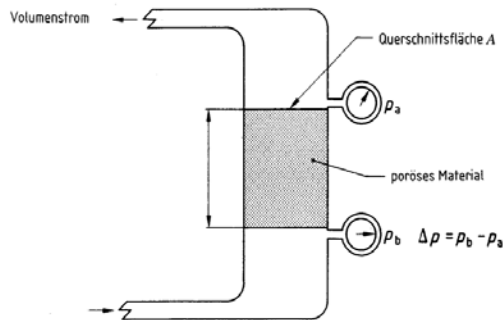


2. Schallabsorber

2.3 Messverfahren

2.3.2 Absorberparameter

Bestimmung der Strömungsresistenz – Luftgleichstromverfahren (Verfahren A) nach DIN EN 29053 (ISO 9053)



AED 300 – AcoustiFlow® –
Strömungswiderstandsmessgerät
DIN EN 29053

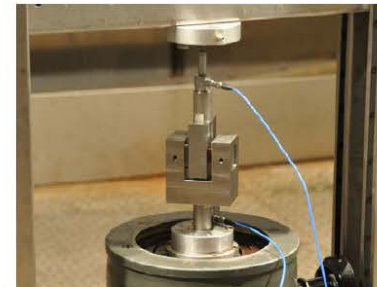
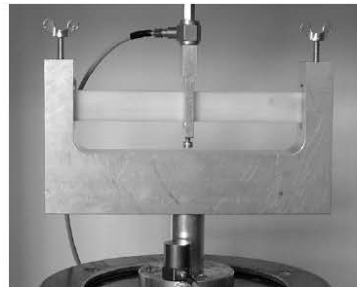
AED
Gesellschaft für Akustikforschung Dresden mbH



2.3.2 Absorberparameter

2.3.2.3 Bestimmung von Strukturparametern

- komplexer E-Modul und Schubmodul nach ISO 6721-3, ISO 6721-4, ISO 6721-5 und ISO 6721-6
- Biegeverlustfaktor (temperaturabhängig) nach ISO 6721-3
- dynamische Steifigkeit nach DIN EN 29052-1
- Körperschallnachhallzeit in Anlehnung an DIN 45635-8





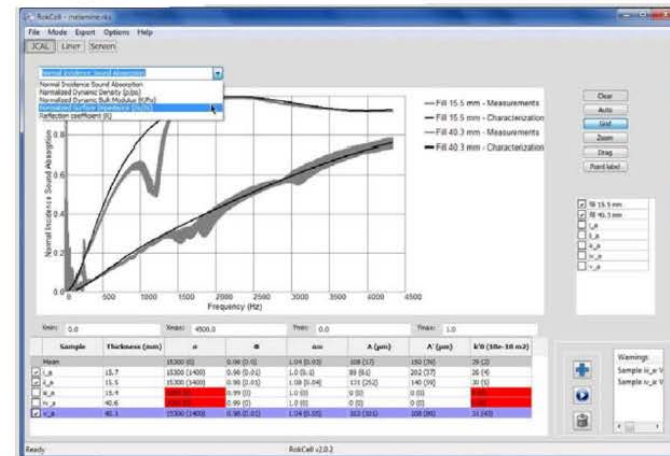
2. Schallabsorber

2.3 Messverfahren

2.3.3 Absorberkennwerte

2.3.3.1 Bestimmung von Absorber- und Strukturparametern mittels Inversion des JCAL Absorbermodells mit RokCell

- Absorberparameter**
- σ offene Porosität
 - Ξ Strömungsresistanz
 - λ' thermische charakteristische Länge
 - k'_0 thermische Permeabilität
 - τ dynamische Tortuosität
 - λ viskose charakteristische Länge
- Strukturparameter**
- E E-Modul
 - μ Querkontraktionszahl
 - η Verlustfaktor



RokCell is a software product by MATELYS-Research Lab > <http://rokcell.matelys.com/>

Distributed in Germany by:
 Gesellschaft für Akustikforschung Dresden mbH
 Blumenstraße 80
 01307 Dresden
 Germany

Phone: +49 (0) 351 811 309-0
 Fax: +49 (0) 351 811 309-50
 E-mail: info@akustikforschung.de
 Web: www.akustikforschung.de

[Matelys 2016a]



2. Schallabsorber

2.3 Messverfahren

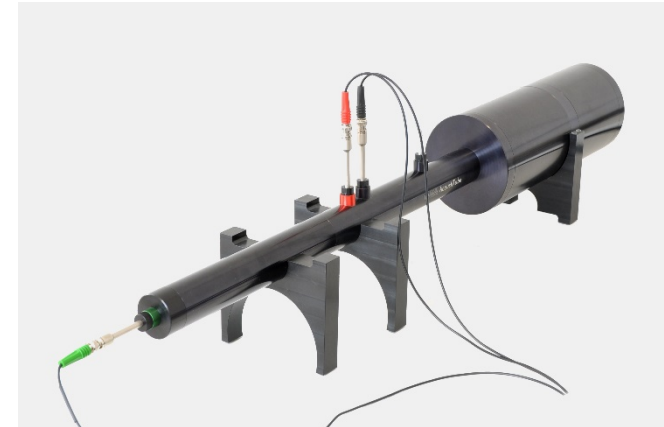
2.3.3 Absorberkennwerte

Bestimmung der Schalldämmung, der komplexen Wellenzahl, der komplexen Impedanz, u. a. durch Anwendung des Übertragungsmatrix-Verfahrens nach Song und Bolton

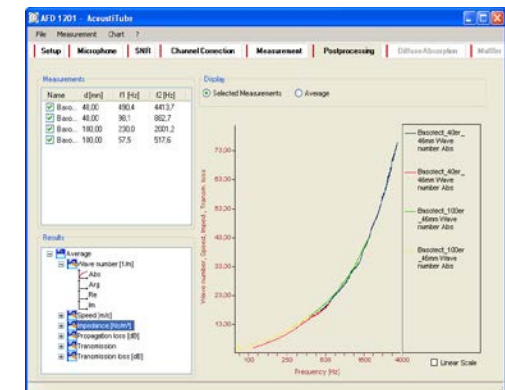
- zylinderförmige Probekörper
(Durchmesser 40 mm, 100 mm, 30 mm, 15 mm)

Bestimmung der Durchgangsdämpfung von Schalldämpfern

- für Umgebungstemperatur, ohne Strömung
(Durchmesser 40 mm, 100 mm, 30 mm, 15 mm)



AED
Gesellschaft für Akustikforschung Dresden mbH

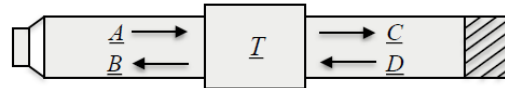




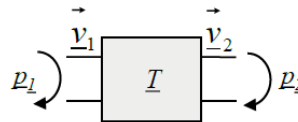
2.3.3 Absorberkennwerte

- Bestimmung der charakteristischen Absorberparameter im Transmissionsrohr
- Anwendung der Two-Source- oder Two-Load-Methode
- Betrachtung des porösen Material als komplexen Vierpol

Schallquelle poröses Material Abschluss



Vierpolbeschreibung



$$\begin{pmatrix} p_1 \\ u_1 \end{pmatrix} = T \begin{pmatrix} p_2 \\ u_2 \end{pmatrix}$$



2.3.3 Absorberkennwerte

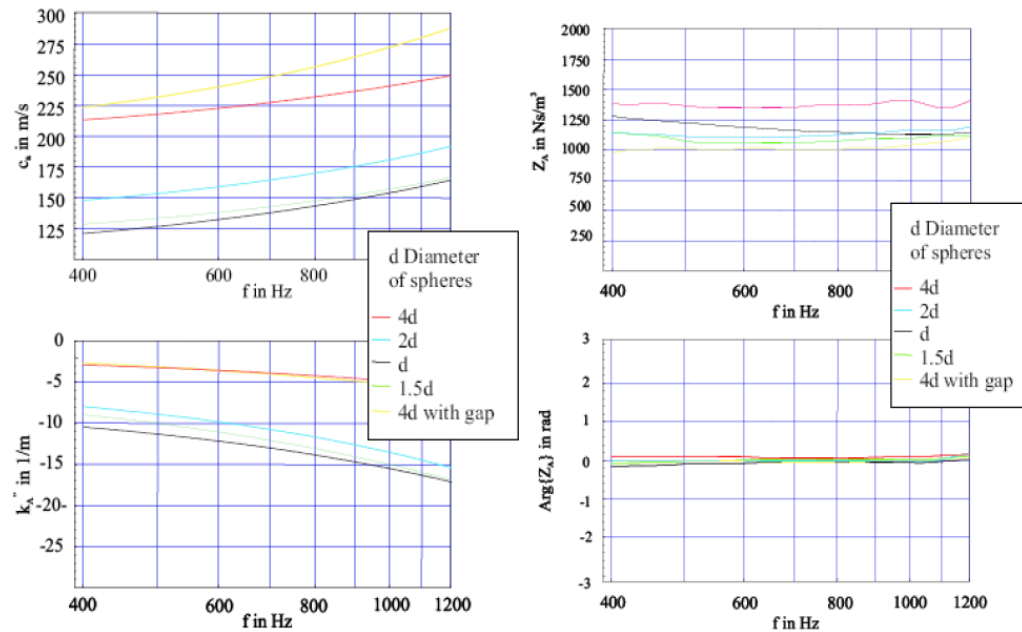


Figure 2: Measurement of \underline{k}_A and \underline{Z}_A of different metallic hollow sphere structures using the Transfer-Matrix-Method. Here \underline{c}_a is the sound speed of an inhomogeneous plane wave inside of the structures, $\text{Re}\{\underline{k}_A\} = \omega/\underline{c}_a$. The value $\text{Im}\{\underline{k}_A\}$ (\underline{k}_A'') is equivalent to the damping of a propagating inhomogeneous plane wave inside of the structure.

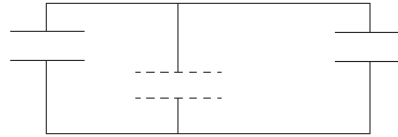


3. Schalldämpfer

3.1 Wirkprinzipien

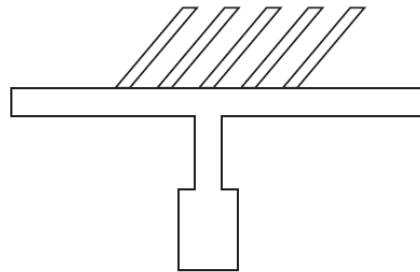
Reflexionsschalldämpfer

- breitbandige Einfügungsdämpfung
- hoher Druckverlust
- geringe Verringerung der Pulsation



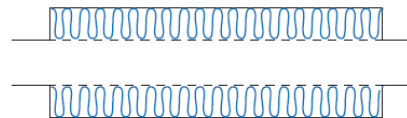
Resonanzschalldämpfer

- schmalbandige Einfügungsdämpfung
- geringer Druckverlust
- geringe Verringerung der Pulsation



Absorptionsschalldämpfer

- breitbandige Einfügungsdämpfung,
gering für $d_A/\lambda_A < 1/4$, Durchstrahleffekt
- geringer Druckverlust
- hohe Verringerung der Pulsation





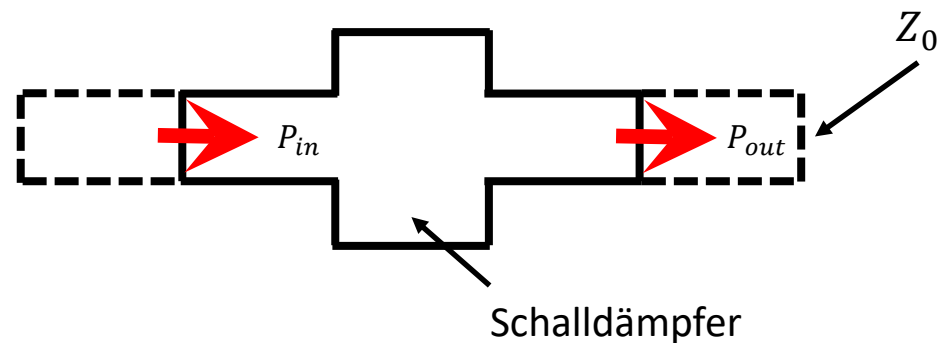
Durchgangsdämpfung

- Maß zur Bewertung eines Schalldämpfers ohne Einfluss durch angeschlossene Peripherie
- Annahme: reflexionsfreier Abschluss Z_0 (Anpassung)
- Durchgangsdämpfungsmaß

$$D_{TL} = 10 \cdot \lg \left\{ \frac{P_{in}}{P_{out}} \right\} \text{ dB}$$

P_{in} in Schalldämpfer eingetretene Schalleistung

P_{out} aus Schalldämpfer ausgetretene Schalleistung





3. Schalldämpfer

3.2 Kenngrößen

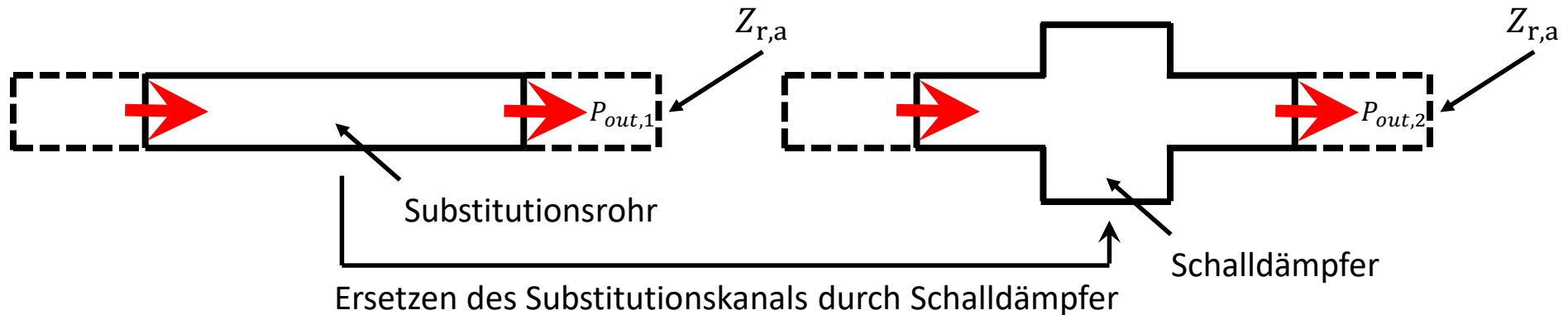
Einfügungsdämpfung

- Maß zur Bewertung eines Schalldämpfers mit Einfluss durch angeschlossene Peripherie
- Annahme: realer Abschluss $Z_{r,a}$ (Ausbildung von stehenden Wellen im Kanalsystem)
- Einfügungsdämpfungsmaß

$$D_{IL} = 10 \cdot \lg \left\{ \frac{P_{out,1}}{P_{out,2}} \right\} \text{ dB}$$

$P_{out,1}$ aus Substitutionsrohr ausgetretene Schalleistung

$P_{out,2}$ aus Schalldämpfer ausgetretene Schalleistung



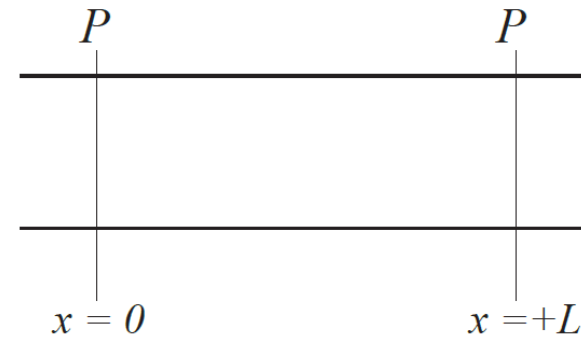


3. Schalldämpfer

3.2 Kenngrößen

Ausbreitungsdämpfung D_{Pr}

$$D_{Pr} = 10 \cdot \log \left(\frac{P_{x=0}}{P_{x+L}} \right) \text{ dB} \quad (\text{SD 1.3})$$



- nur Schalleistung der hinlaufenden Welle betrachtet P_{x+L}

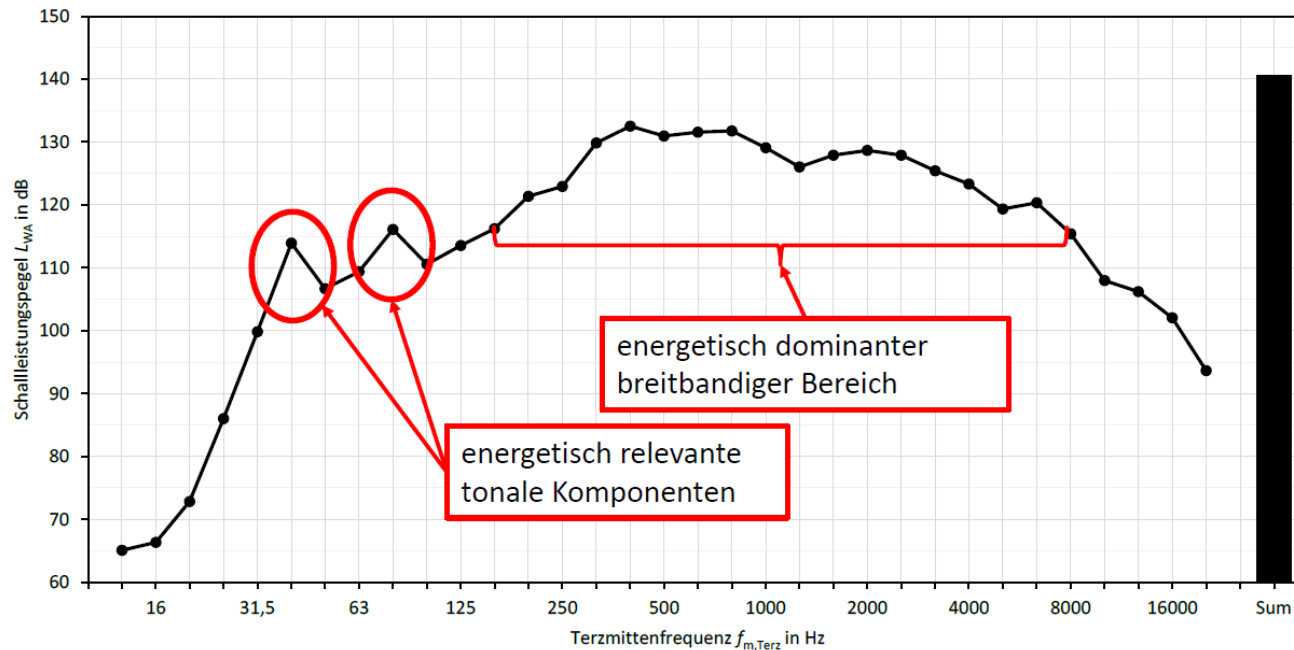


3. Schalldämpfer

3.3 Herangehensweise bei der Auslegung

- Ermittlung der gewünschten Minderung der emittierten Schalleistung am Ausgang des Kanalsystems
- Berechnung der erforderlichen frequenzabhängigen Durchgangsdämpfung / Einfügungsdämpfung des Schalldämpfersystems unter Berücksichtigung des Quellspektrums
- Auslegung / Skalierung des Schalldämpfersystems unter Berücksichtigung der Betriebsparameter (insbesondere: Druck, Temperatur und Strömung)

Quellspektrum: Terz-Schalleistungsspektrum des Motors (Beispiel)





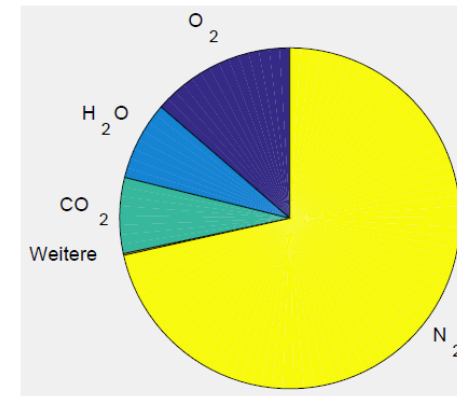
3. Schalldämpfer

3.3 Herangehensweise bei der Auslegung

Betriebsparameter:

- Eigenschaften des Mediums werden maßgeblich durch die Bestandteile von Luft (N_2 , O_2 , CO_2 , ...) bestimmt
- Wirksamkeit des Schalldämpfers insbesondere von folgenden Umgebungsbedingungen anhängig

Betriebstemperatur	T
Volumenfluss (Betriebsbedingungen)	dV/dt
Fluiddichte	ρ
Schallgeschwindigkeit	c





3. Schalldämpfer

3.3 Herangehensweise bei der Auslegung

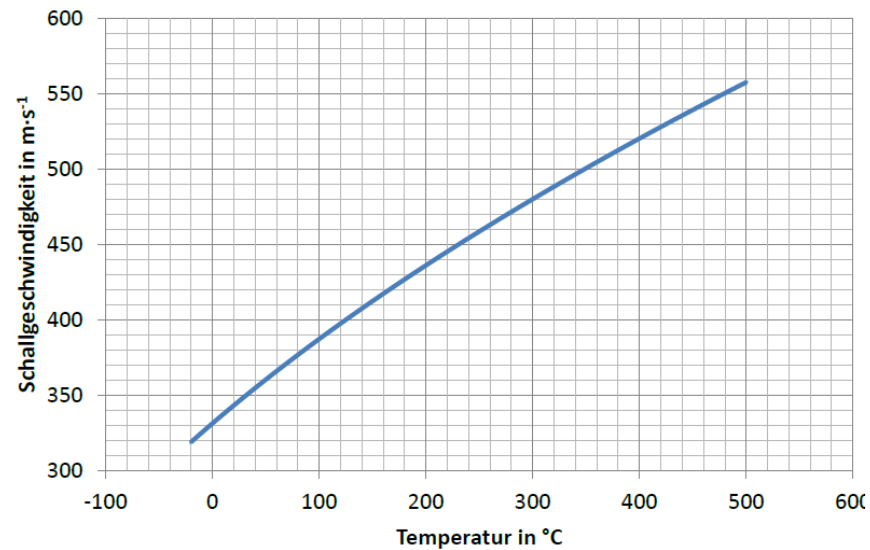
Einfluss von Temperatur auf Schallgeschwindigkeit der Luft:

- Schallgeschwindigkeit

$$c_0 = 20,05 \cdot \sqrt{273,15 + \vartheta} \quad \text{in m}\cdot\text{s}^{-1}$$

ϑ Temperatur der Luft in °C

p_0 statischer Druck der Luft in Pa
(hier: Bezugsschalldruck
 $p_0 = 1013 \text{ hPa}$)





3. Schalldämpfer

3.3 Herangehensweise bei der Auslegung

Einfluss von Druck und Temperatur auf Dichte der Luft:

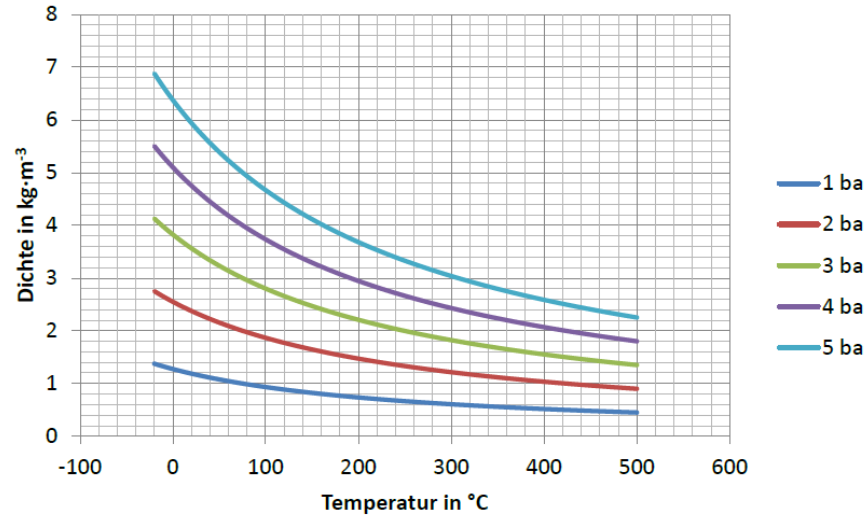
- Dichte

$$\rho_0 = \frac{p_0}{R_S \cdot (273,15 + \vartheta)} \quad \text{in kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

ϑ Temperatur der Luft in °C

p_0 statischer Druck der Luft in Pa

R_S spezifische Gaskonstante für trockene Luft in $\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
($R_S = 287,058 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)





3. Schalldämpfer

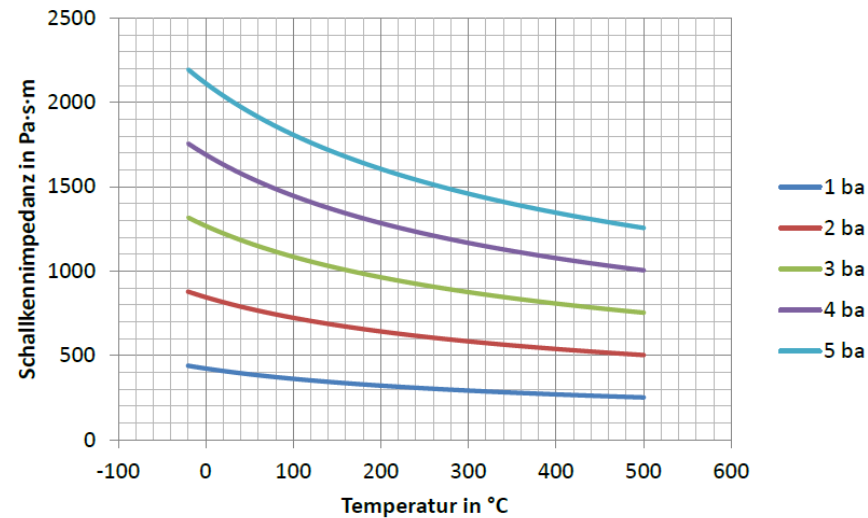
3.3 Herangehensweise bei der Auslegung

Einfluss von Druck und Temperatur auf Schallkennimpedanz der Luft:

- Schallkennimpedanz

$$Z_0 = \rho_0 c_0 \quad \text{in Pa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$$

- ϑ Temperatur der Luft in $^{\circ}\text{C}$
- p_0 statischer Druck der Luft in Pa
- ρ_0 Dichte der Luft in $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
- c_0 Schallgeschwindigkeit in $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$



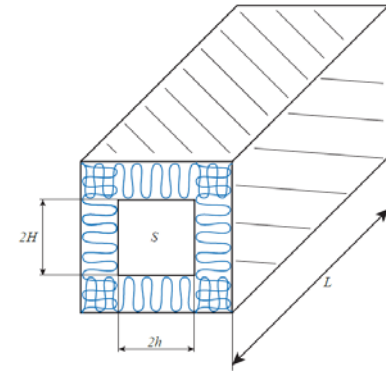


3. Schalldämpfer

3.4 Absorptionsschalldämpfer

3.4.1 Eigenschaften und Bauformen

- Vorteile
 - prinzipiell breitbandiges Dämpfungsverhalten
 - geringer Druckverlust
 - gutes Dämpfungsverhalten auf geringem Bauraum im Bereich hoher Frequenzen
 - geringer Einfluss von Temperaturänderungen auf das Dämpfungsverhalten
- Nachteile
 - große Auskleidungsdicken im Bereich niederfrequenter Komponenten notwendig
 - eventuelle geringe Beständigkeit des Absorptionsmaterials gegenüber Hitze
 - Widerstandsfähigkeit gegenüber aggressiven Medien
 - Minderung der Wirkung durch Verschmutzung und Kondensat
 - möglicher Austrag des Absorptionsmaterials durch Strömung

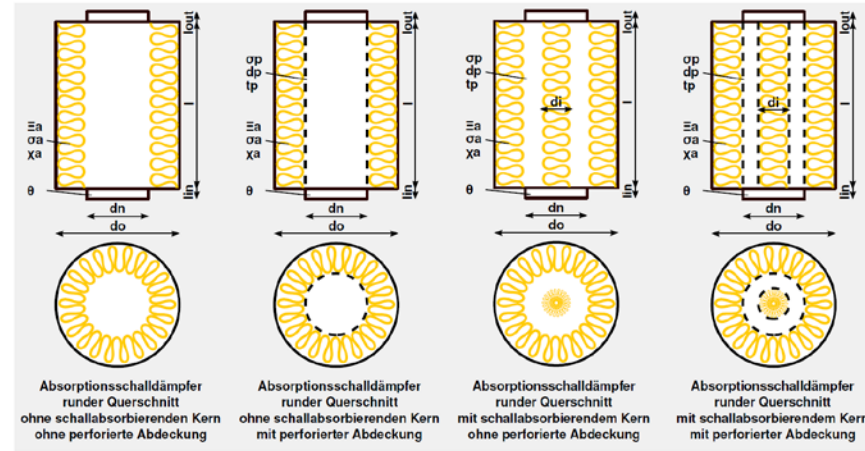




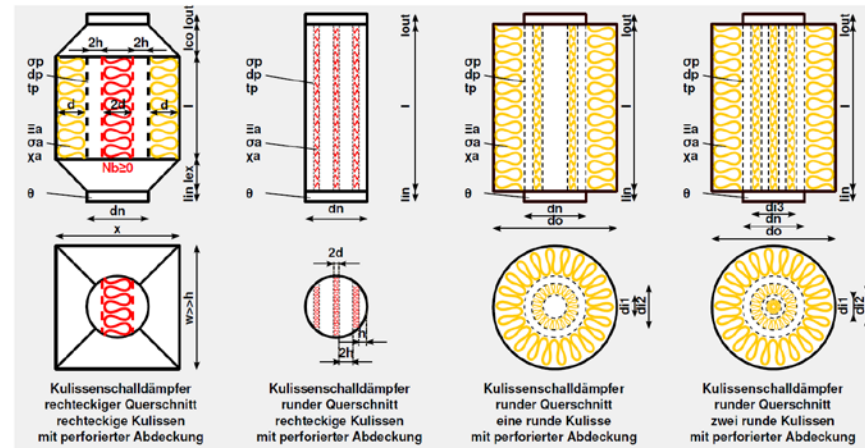
3. Schalldämpfer

3.4 Absorptionsschalldämpfer

3.4.1 Eigenschaften und Bauformen



(a) Ausgekleideter Kanalquerschnitt, rund



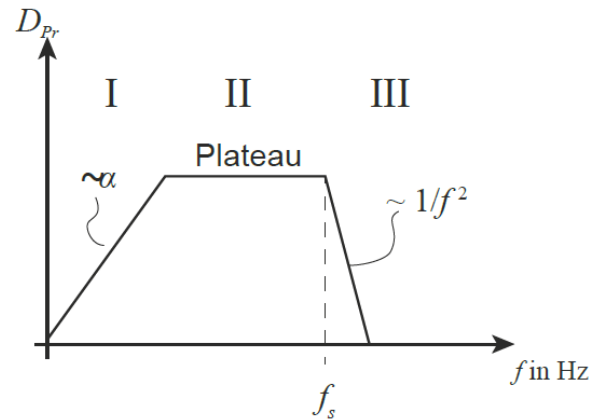
(b) Kulissen-Schalldämpfer



3. Schalldämpfer

3.4 Absorptionsschalldämpfer

3.4.1 Eigenschaften und Bauformen



- tieffrequent begrenzt durch wirksame Länge
- hochfrequent begrenzt durch Durchstrahleffekt



3. Schalldämpfer

3.4 Absorptionsschalldämpfer

3.4.1 Eigenschaften und Bauformen

- **Vorteile**
 - prinzipiell breitbandiges Dämpfungsverhalten
 - geringer Druckverlust
 - gutes Dämpfungsverhalten auf geringem Bauraum im Bereich hoher Frequenzen
 - geringer Einfluss von Temperaturänderungen auf das Dämpfungsverhalten
- **Nachteile**
 - große Auskleidungsdicken im Bereich niederfrequenter Komponenten notwendig
 - u.U. geringe Beständigkeit des Absorptionsmaterials gegenüber Hitze
 - u.U. geringe Widerstandsfähigkeit gegenüber aggressiven Medien
 - Minderung der Wirkung durch Verschmutzung und Kondensat
 - Austrag des Absorptionsmaterials durch Strömung möglich

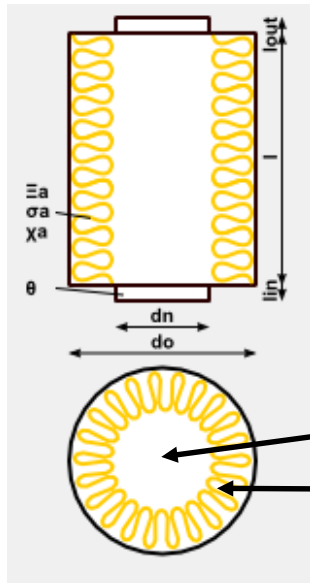


3. Schalldämpfer

3.4 Absorptionsschalldämpfer

3.4.1 Eigenschaften und Bauformen

Seitenansicht

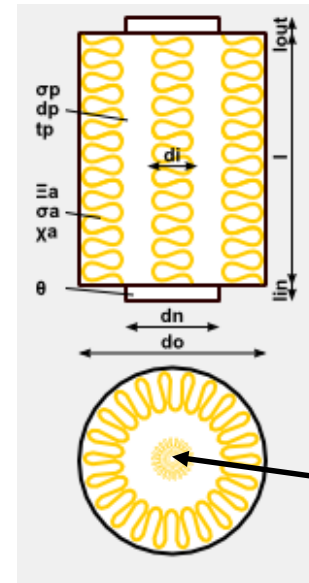


axiale Ansicht

- Länge
 $L = l$
- Auskleidungsdicke
 $d = (d_o - d_n)/2$
- freie Kanalbreite
 $h = d_n/2$

freier Querschnitt
absorbierende Auskleidung

schallabsorbierende Wandauskleidung
ohne Kernsonde



- Länge
 $L = l$
- Auskleidungsdicke
 $d_1 = (d_o - d_n)/2$
 $d_2 = d_i/2$
- freie Kanalbreite
 $h = (d_n - d_i)/4$

absorbierende Kernsonde

schallabsorbierende Wandauskleidung
mit Kernsonde



3. Schalldämpfer

3.4 Absorptionsschalldämpfer

3.4.2 Näherungsformel zur Berechnung der Dämpfung

Durchgangsdämpfung

$$D_{Pr} = \begin{cases} 1,5 \cdot \alpha \cdot \frac{U \cdot L}{S} \text{ dB} & | f \leq f_0 \\ 1,5 \cdot \alpha \cdot \frac{U \cdot L}{S} \cdot \left(\frac{f_0}{f}\right)^2 \text{ dB} & | f > f_0 \end{cases}$$

f_0 Grenzfrequenz in Hz

d Auskleidungstiefe in m

h halbe freie Kanalbreite in m

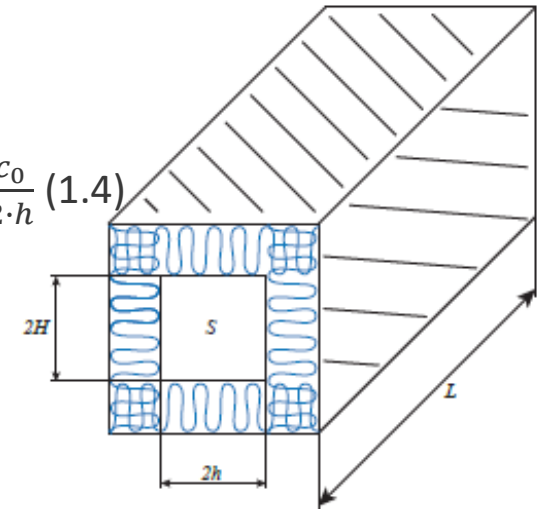
S freie Querschnittsfläche in m²

U Umfang der mit Absorbermaterial ausgekleideten inneren Querschnittsfläche in m

c_0 Schallgeschwindigkeit in m·s⁻¹ ($c_0 = 343 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ bei $\vartheta = 20 \text{ °C}$)

α Schallabsorptionsgrad

mit $f_0 = 1,5 \cdot \frac{c_0}{2 \cdot h} \text{ (1.4)}$





3. Schalldämpfer

3.4 Absorptionsschalldämpfer

3.4.3 Normierte Dämpfung und exakte Berechnung

3.4.3.1 Ansatz

*Auslegung mittels **exakter Berechnung** nach [Mechel / Munjal]:*

- Lösung der charakteristischen Gleichung

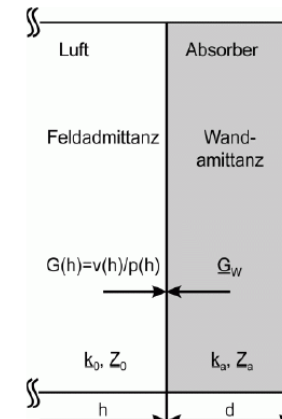
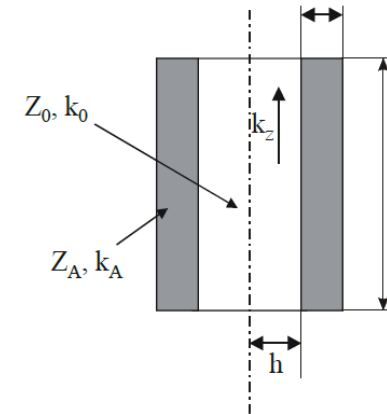
$$\frac{jk_0 Z_0 \cot\left(h\sqrt{k_0^2 - k_z^2}\right)}{\sqrt{k_0^2 - k_z^2}} = -jZ_A \cot\left(d_A \sqrt{k_A^2 - k_z^2}\right)$$

z. B. mit Kettenbruchzerlegung der Tiefe n

$$\vec{k}_y h_y \cdot \tan\left(\vec{k}_y h_y\right) \approx \frac{(\vec{k}_y h_y)^2}{1 - \frac{(\vec{k}_y h_y)^2}{3 - \frac{(\vec{k}_y h_y)^2}{5 - \frac{(\vec{k}_y h_y)^2}{7 - \dots}}}}$$

- Dämpfung für Schalldämpfer der Länge h

$$D_h = -8,868 \cdot \text{Im}\{k_z h\} \text{ dB}$$



[Mechel 1997]



3. Schalldämpfer

3.4 Absorptionsschalldämpfer

3.4.3 Normierte Dämpfung und exakte Berechnung

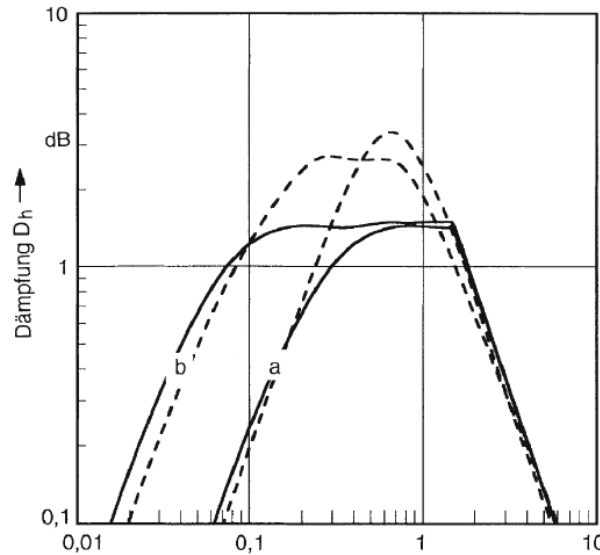


Bild 9-12. Ausbreitungsdämpfung nach der Piening-Formel Gln. (16) und (17) mit α_{\perp} und Vergleich zur exakten Rechnung; $\varepsilon = 3$. a $\Lambda = 0,5$, b $\Lambda = 2$, — Piening-Formel, - - - - exakte Rechnung, Absorber homogen

Abbildung 3.8: Vergleich der exakten Berechnung mit der Näherungslösung nach Piening, [Schirmer 2006]

[Mechel 1997]



3. Schalldämpfer

3.4 Absorptionsschalldämpfer

3.4.3 Normierte Dämpfung und exakte Berechnung

Normierte Auskleidungstiefe Λ

$$\Lambda = \frac{d}{h} \quad (\text{SD 1.6})$$

Frequenzparameter η

$$\eta = \frac{2h}{\lambda} = \frac{2h \cdot f}{c_0} \quad (\text{SD 1.7})$$

Anpassungsverhältnis ε

$$\varepsilon = \frac{\Xi \cdot d}{Z_0} \quad (\text{SD 1.8})$$

Optimum

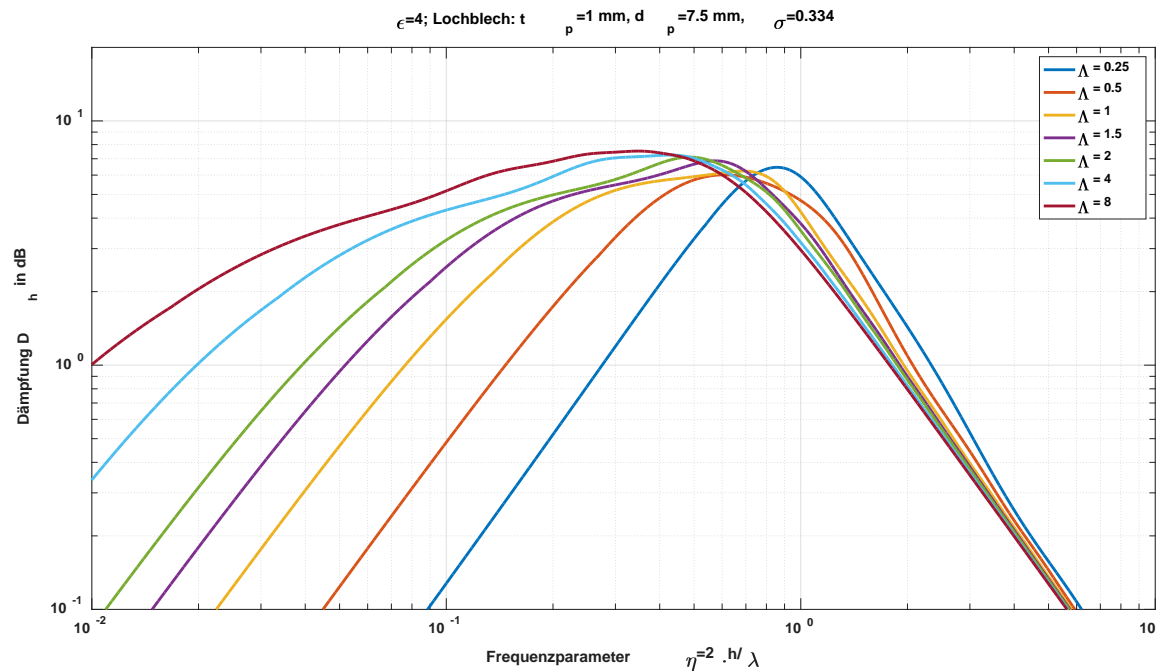
- $2 < \varepsilon < 4$



3. Schalldämpfer

3.4 Absorptionsschalldämpfer

3.4.3 Normierte Dämpfung und exakte Berechnung



Dämpfung für Schalldämpfer der Länge L :

$$D_{Pr} = \frac{L}{h} D_h$$

normierte Auskleidungstiefe:

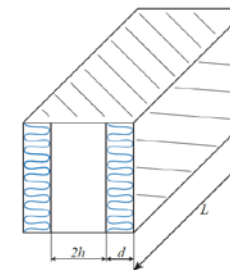
$$\Lambda = \frac{d}{h}$$

Frequenzparameter:

$$\eta = \frac{2h}{\lambda}$$

Anpassungsverhältnis:

$$\epsilon = \frac{\Xi d}{\rho_0 c_0}$$





3. Schalldämpfer

3.4 Absorptionsschalldämpfer

3.4.3 Normierte Dämpfung und exakte Berechnung

- tiefe Frequenzen erfordern großes λ und damit große Auskleidungstiefen (bis $d = 0,5\text{m}$)
- große Auskleidungstiefen d führen dann zu kleinen Strömungsresistenzen $\Xi (\varepsilon_{opt} = 2...4)$
 - Struktur oft instabil
 - dadurch Kassetierung notwendig
- **Einsatz von Absorptionsschalldämpfern für Frequenzen kleiner als 150 Hz nicht empfehlenswert**
- bessere Ergebnisse jedoch durch Einsatz asymmetrischer Auskleidung (unterschiedliche Strömungsresistenzen zwischen Rand und Kernsonde)



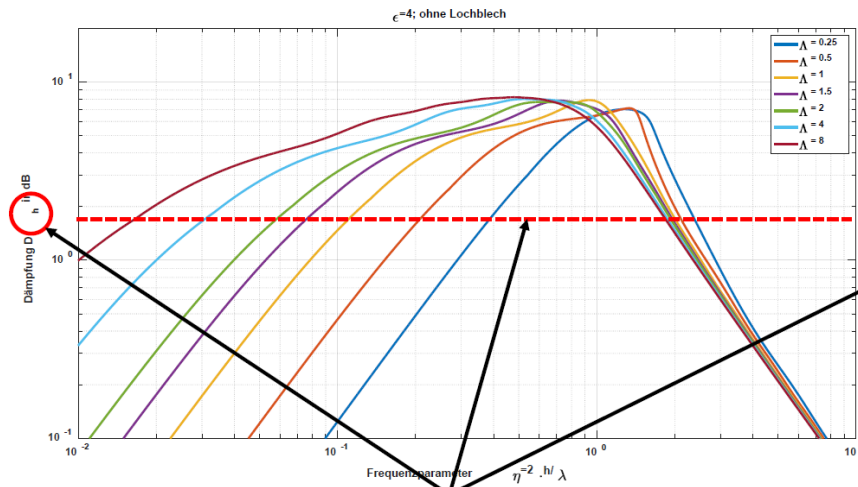
3. Schalldämpfer

3.4 Absorptionsschalldämpfer

3.4.3 Normierte Dämpfung und exakte Berechnung

Akustische Nebenwege: Bild 3.3: Durch akustische Nebenwege (Körperschallausbreitung auf Wänden) ist die normierte Ausbreitungsdämpfung D_h auf 1,5 dB für $L > 1$ m und auf 3 dB für $L \geq 1$ begrenzt. Für einen gegebenen Bauraum (z.B. $d = 0,25$ m, $h = 0,5$ m und $L = 2$ m) ergibt sich eine maximal erreichbare Dämpfung (hier: $D_L = 6$ dB)

Begrenzung D_h aufgrund von akustischen Nebenwegen



D_h ist die normierte Ausbreitungsdämpfung. Durch akustische Nebenwege ist diese auf 1,5 dB ($L > 1$ m) bis 3 dB ($L \leq 1$ m) begrenzt. Für einen gegebenen Bauraum (z. B. $d = 0,25$ m, $h = 0,5$ m und $L = 2$ m) ergibt sich eine maximal erreichbare Dämpfung (hier: $D_L = 6$ dB)

Dämpfung für Schalldär der Länge L :

$$D_L = \frac{L}{h} D_h$$

normierte Auskleidung:

$$\Lambda = \frac{d}{h}$$

Frequenzparameter:

$$\eta = \frac{2h}{\lambda}$$

Anpassungsverhältnis:

$$\varepsilon = \frac{\Xi d}{\rho_0 c_0}$$



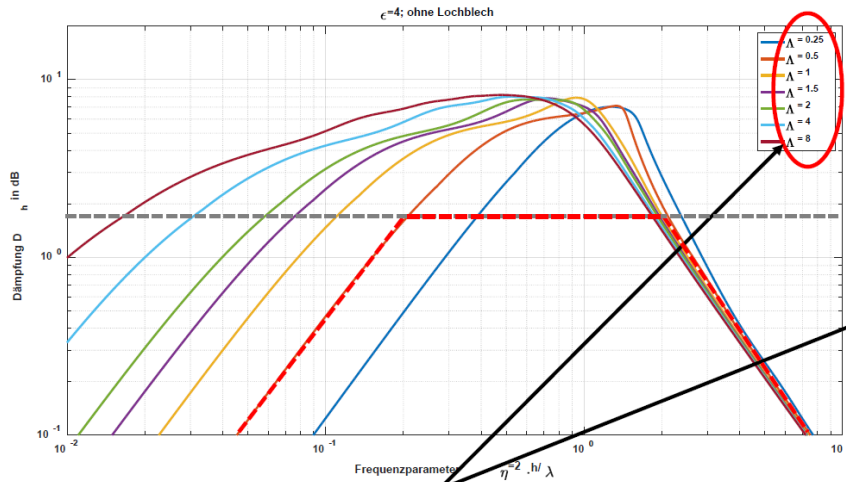
3. Schalldämpfer

3.4 Absorptionsschalldämpfer

3.4.3 Normierte Dämpfung und exakte Berechnung

Akustische Nebenwege: Bild 3.3: Durch akustische Nebenwege (Körperschallausbreitung auf Wänden) ist die normierte Ausbreitungsdämpfung D_h auf 1,5 dB für $L > 1$ m und auf 3 dB für $L \geq 1$ begrenzt. Für einen gegebenen Bauraum (z.B. $d = 0,25$ m, $h = 0,5$ m und $L = 2$ m) ergibt sich eine maximal erreichbare Dämpfung (hier: $D_L = 6$ dB)

lokal reagierende Wandauskleidung ohne Kernsonde ohne perforierte Abdeckung:



Die normierte Auskleidungstiefe bestimmt die Bandbreite des Absorptionsschalldämpfers. Sie ergibt sich durch den gegebenen Bauraum (hier: $\Lambda = 0,5$). Daraus resultiert der (hier rot gestrichelte) Dämpfungsverlauf.

Dämpfung für Schalldär der Länge L :

$$D_L = \frac{L}{h} D_h$$

normierte Auskleidung:

$$\Lambda = \frac{d}{h}$$

Frequenzparameter:

$$\eta = \frac{2h}{\lambda}$$

Anpassungsverhältnis:

$$\varepsilon = \frac{\Xi d}{\rho_0 c_0}$$

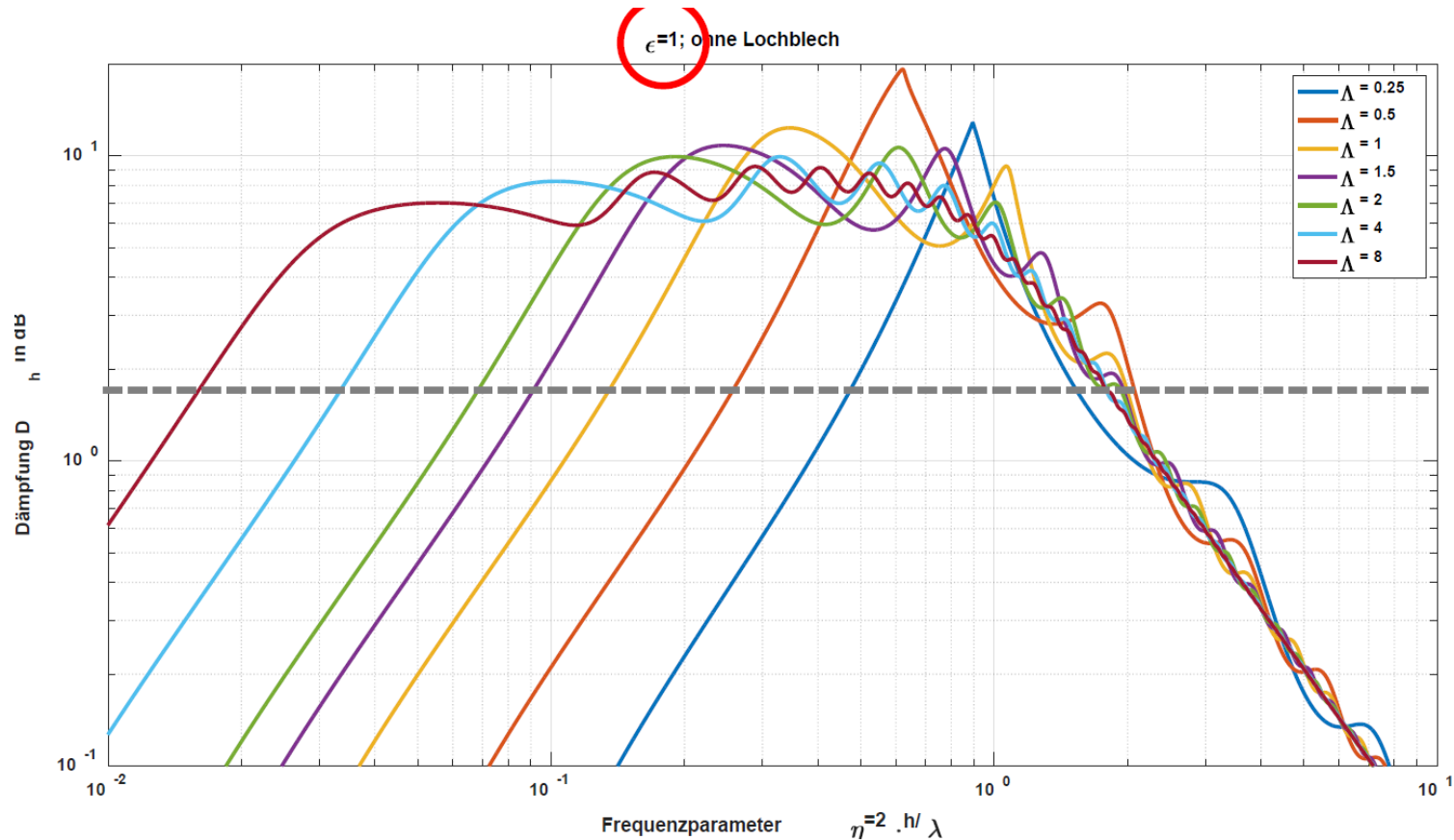


3. Schalldämpfer

3.4 Absorptionsschalldämpfer

3.4.3 Normierte Dämpfung und exakte Berechnung

Variation des Anpassungsverhältnisses ε



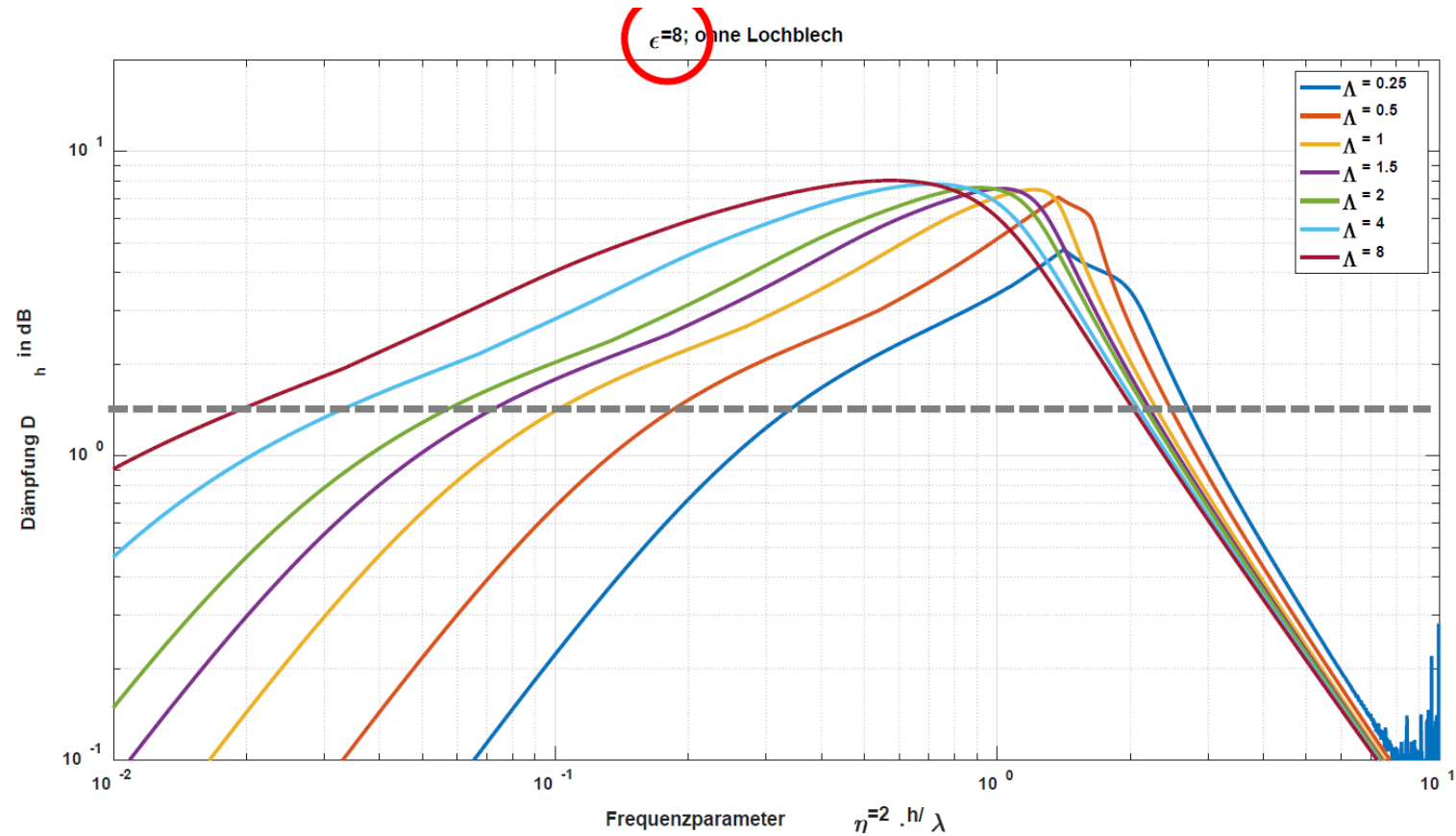


3. Schalldämpfer

3.4 Absorptionsschalldämpfer

3.4.3 Normierte Dämpfung und exakte Berechnung

Variation des Anpassungsverhältnisses ϵ



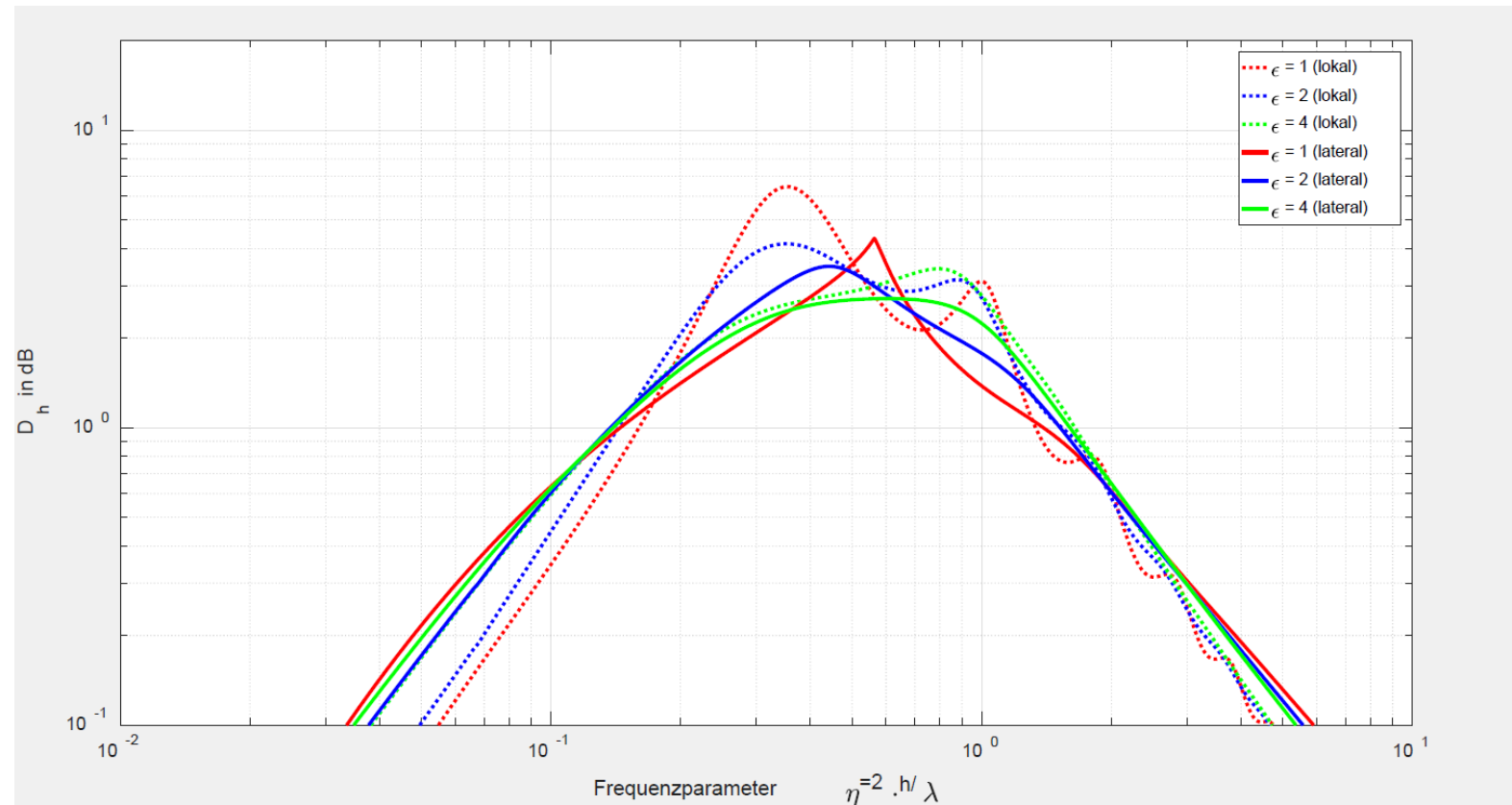


3. Schalldämpfer

3.4 Absorptionsschalldämpfer

3.4.3 Normierte Dämpfung und exakte Berechnung

Lokale und laterale Reaktion In Bild 3.7 ist der Übergang von lateraler zu lokaler Schallausbreitung dargestellt. Dieser findet in etwa bei $\epsilon = 8$ statt.



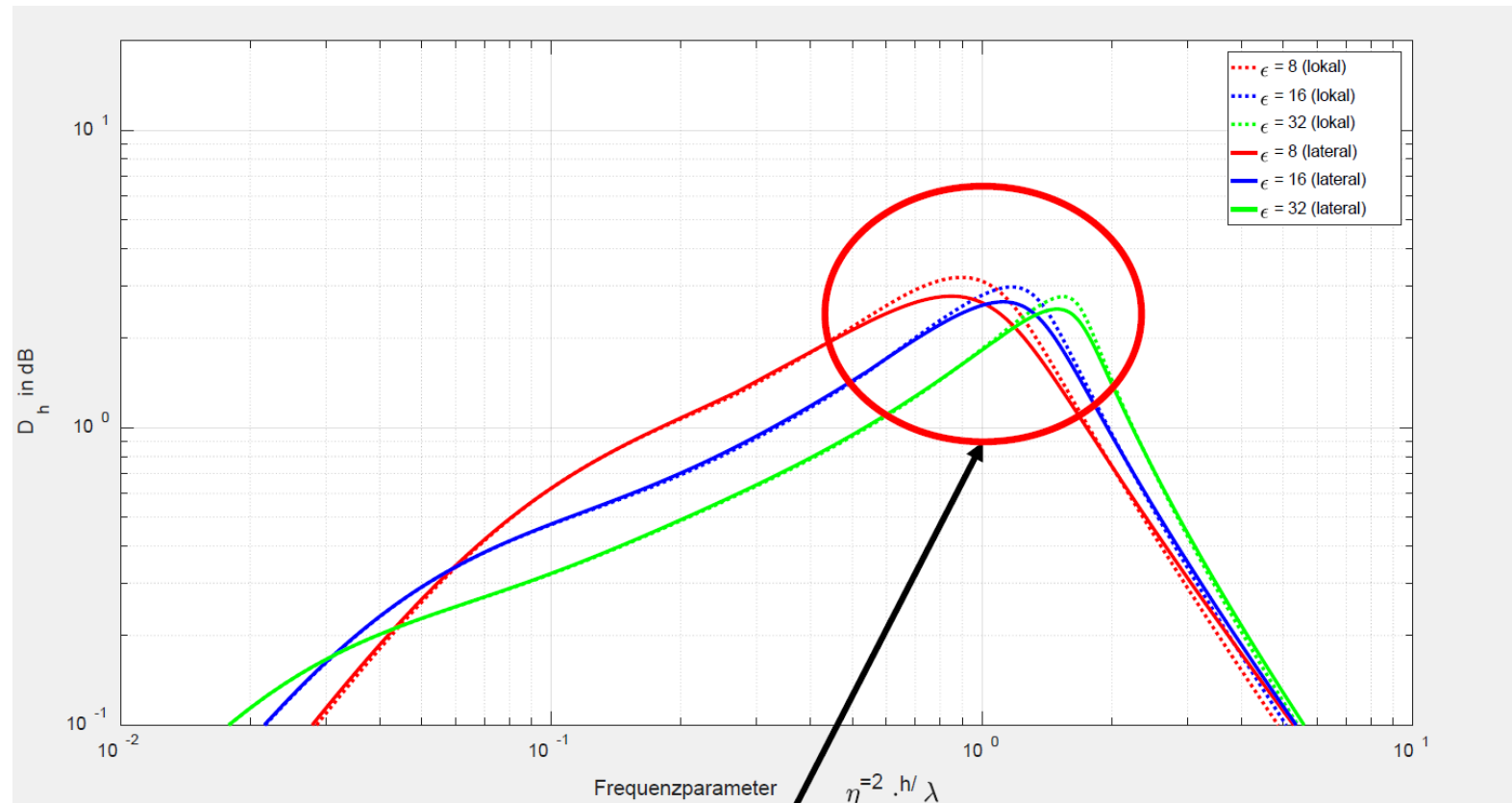


3. Schalldämpfer

3.4 Absorptionsschalldämpfer

3.4.3 Normierte Dämpfung und exakte Berechnung

Lokale und laterale Reaktion In Bild 3.7 ist der Übergang von lateraler zu lokaler Schallausbreitung dargestellt. Dieser findet in etwa bei $\epsilon = 8$ statt.





3. Schalldämpfer

3.4 Absorptionsschalldämpfer

3.4.3 Normierte Dämpfung und exakte Berechnung



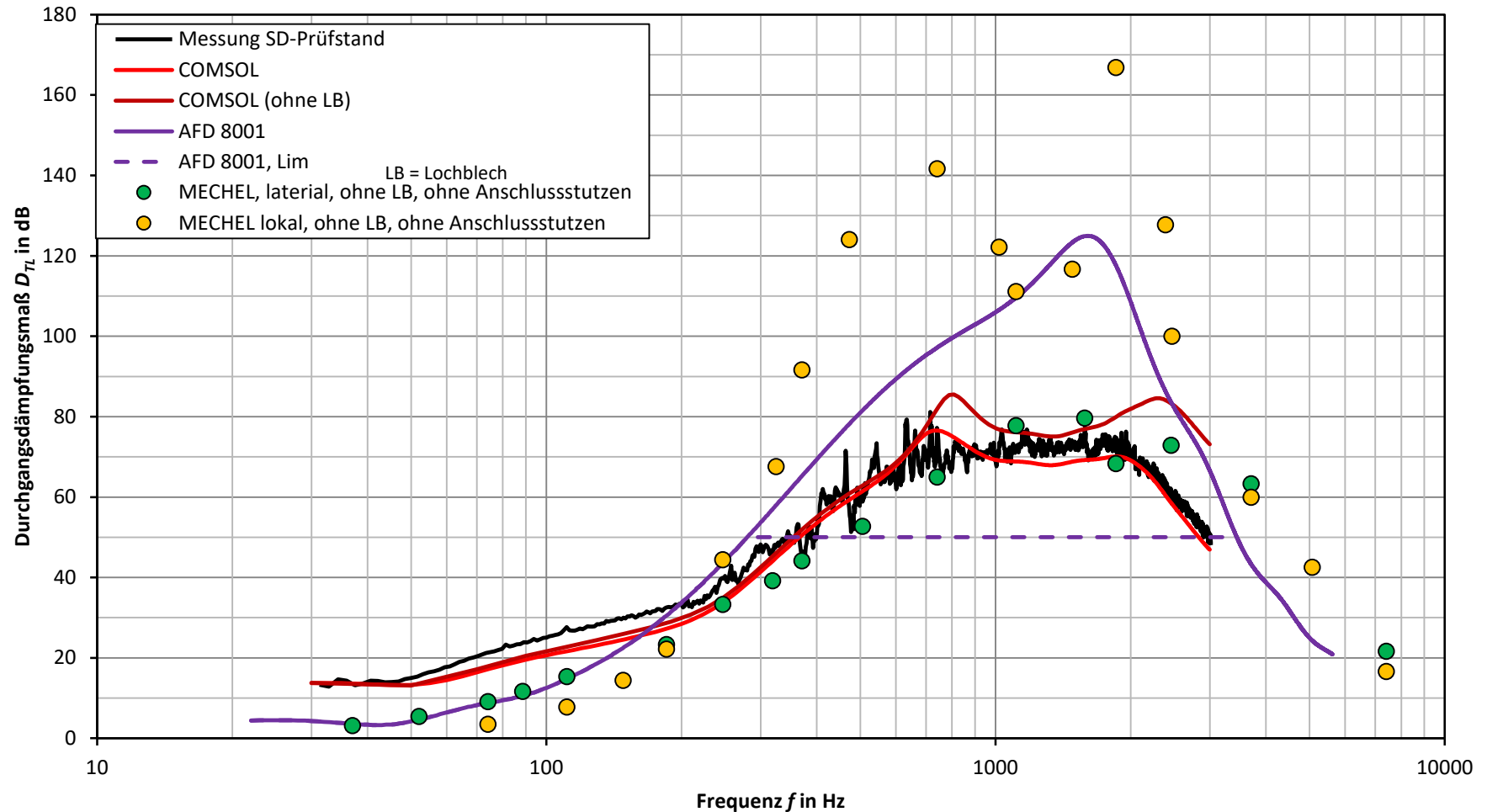


3. Schalldämpfer

3.4 Absorptionsschalldämpfer

3.4.3 Normierte Dämpfung und exakte Berechnung

Vergleich Messergebnisse – Berechnungsergebnisse – Literatur



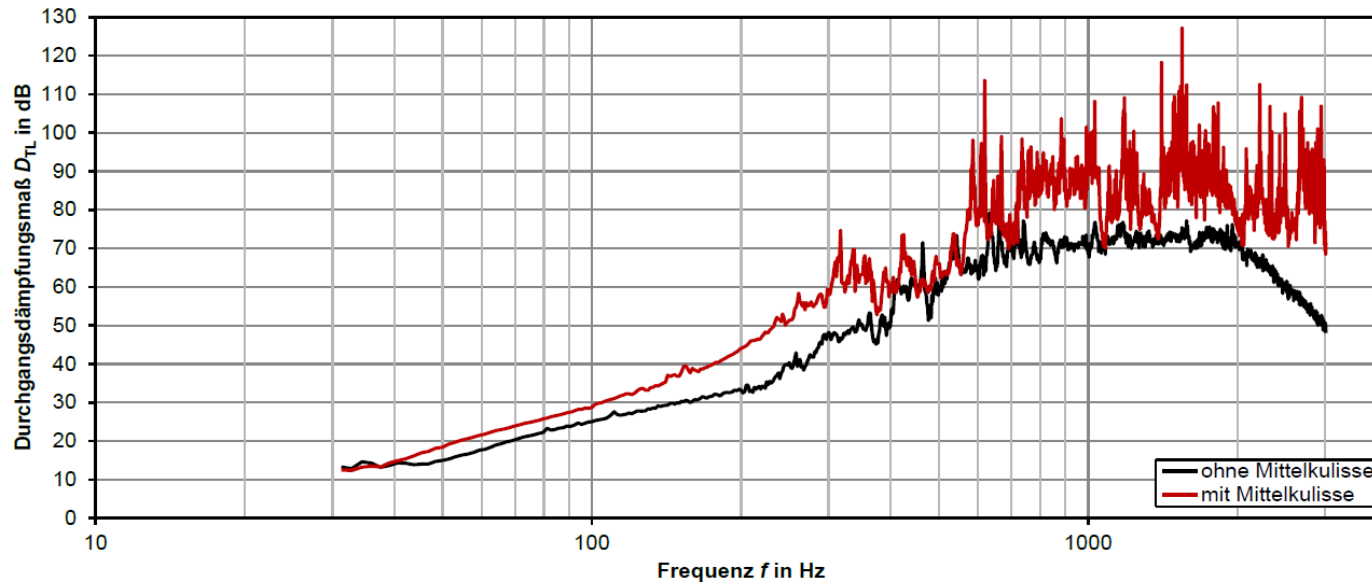


3. Schalldämpfer

3.4 Absorptionsschalldämpfer

3.4.3 Normierte Dämpfung und exakte Berechnung

- Messergebnisse mit/ohne absorbierende Mittelkulisse





3. Schalldämpfer

3.4 Absorptionsschalldämpfer

3.4.3 Normierte Dämpfung und exakte Berechnung

Verminderung des Durchstrahleffekts bei hohen Frequenzen: Mit Hilfe des Diagramms in Bild ?? kann die Minderung des Durchstrahleffektes durch einen Knick in der Schallführung abgeschätzt werden.

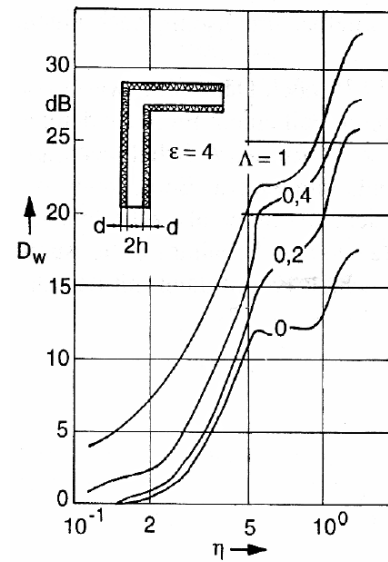


Abbildung 3.9: Verminderung des Durchstrahleffekts bei hohen Frequenzen durch abgewinkelten Schalldämpfer, [Schirmer 2006]

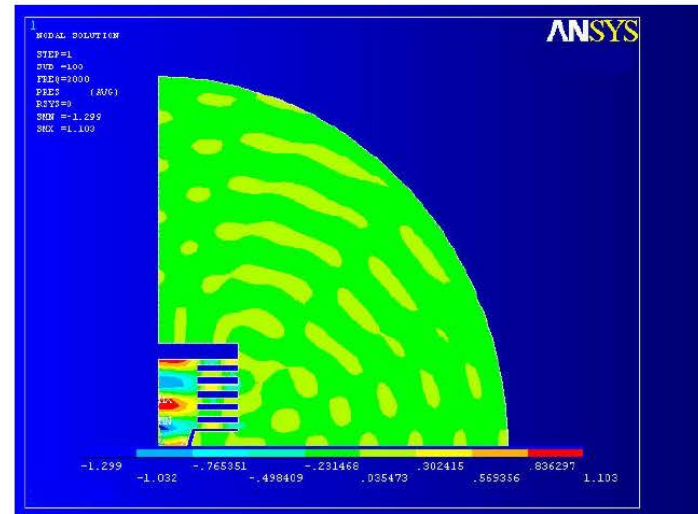
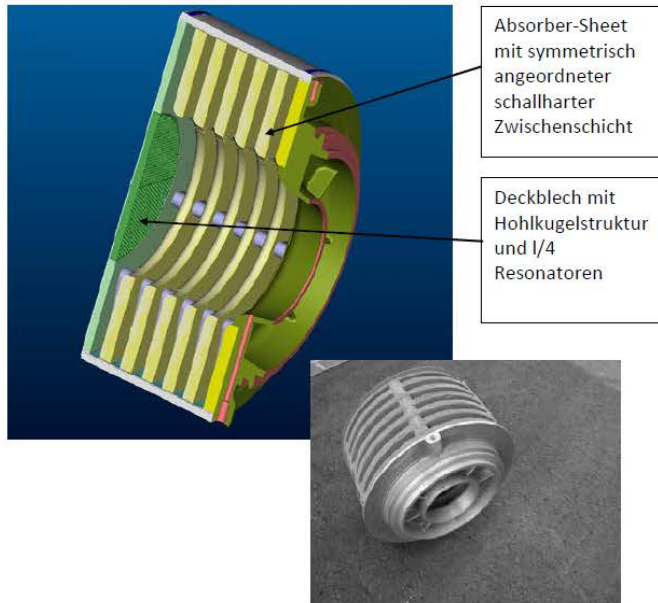


3. Schalldämpfer

3.4 Absorptionsschalldämpfer

3.4.3 Normierte Dämpfung und exakte Berechnung

- Ansaugschalldämpfer eines Schiffsturboladers
- Anwendung von FEM-Simulation zur Optimierung des Gesamtsystems



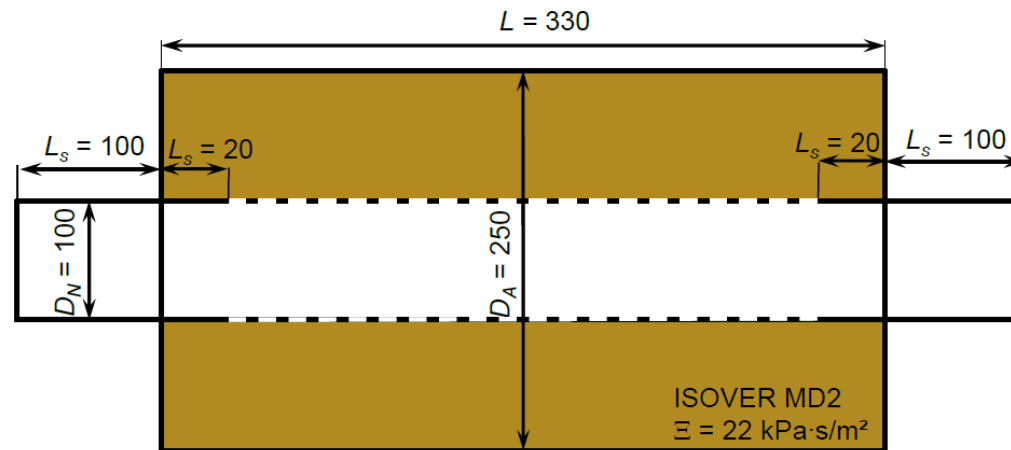


3. Schalldämpfer

3.4 Absorptionsschalldämpfer

3.4.3 Normierte Dämpfung und exakte Berechnung

Abgasschalldämpfer – Absorber 3



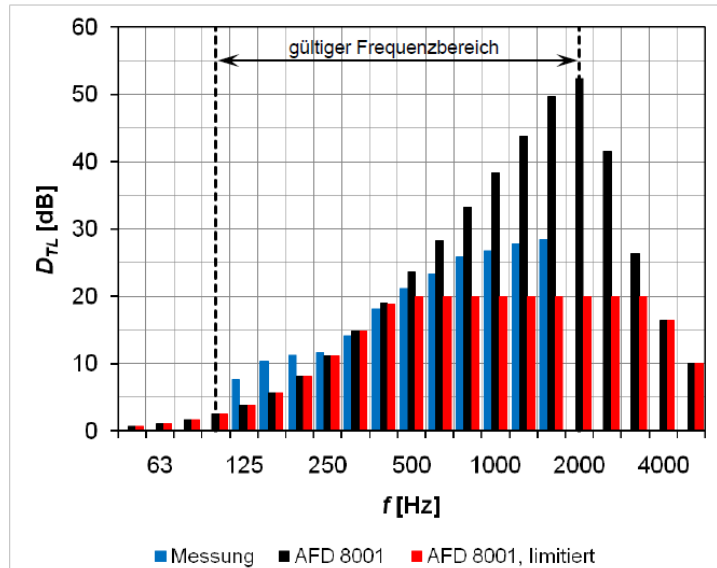
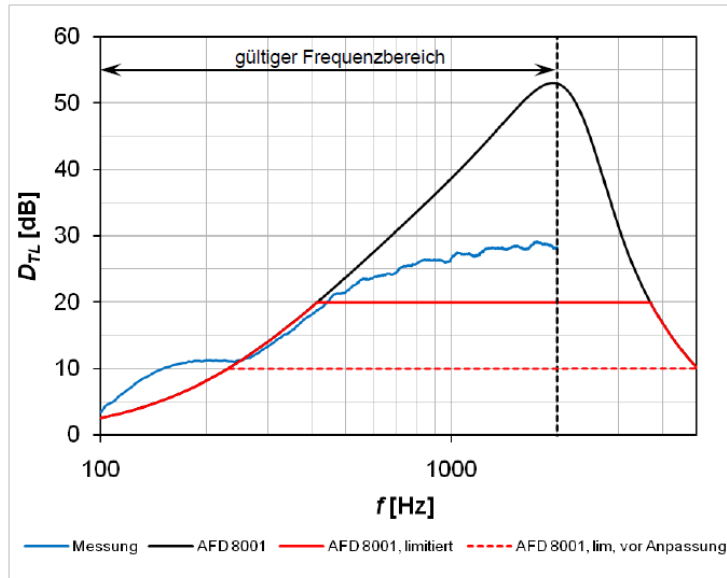
Lochblech:
 $t_p = 1,0 \text{ mm}$
 $d_p = 7,5 \text{ mm}$
 $\sigma = 33,4 \%$



3. Schalldämpfer

3.4 Absorptionsschalldämpfer

3.4.3 Normierte Dämpfung und exakte Berechnung



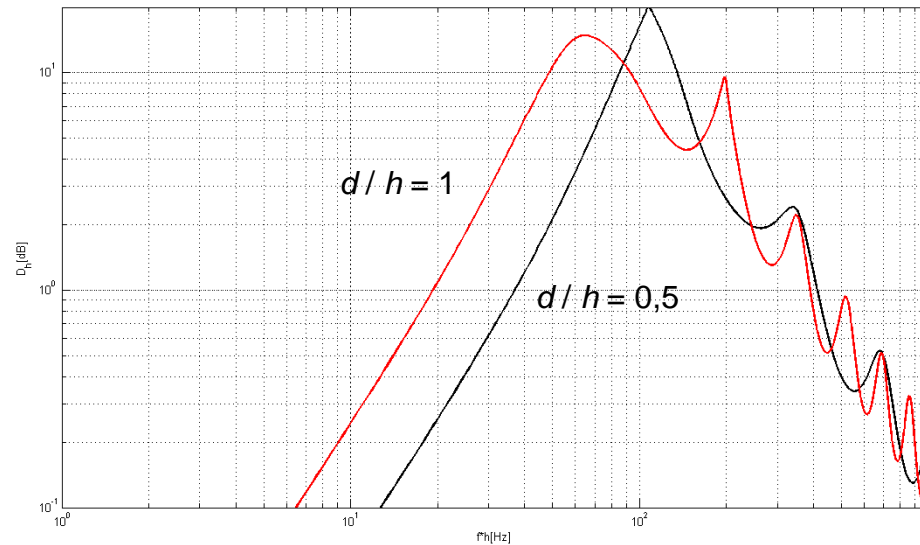
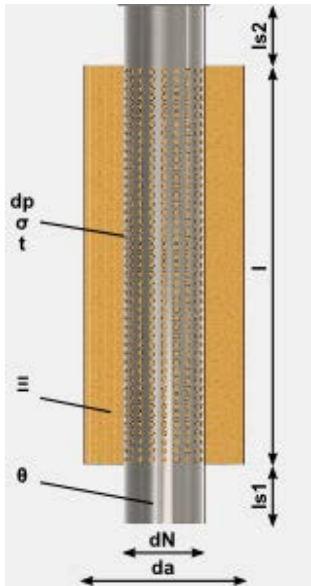


3. Schalldämpfer

3.4 Absorptionsschalldämpfer

3.4.3 Normierte Dämpfung und exakte Berechnung

- (Ia) Absorptionsschalldämpfer (lokal absorbierend)



$$m = 0; \Xi \cdot d / Z_0 = 1; Z_s = 0$$

Schalldämpfersoftware AFD 8001 – Validierung der Ergebnisse

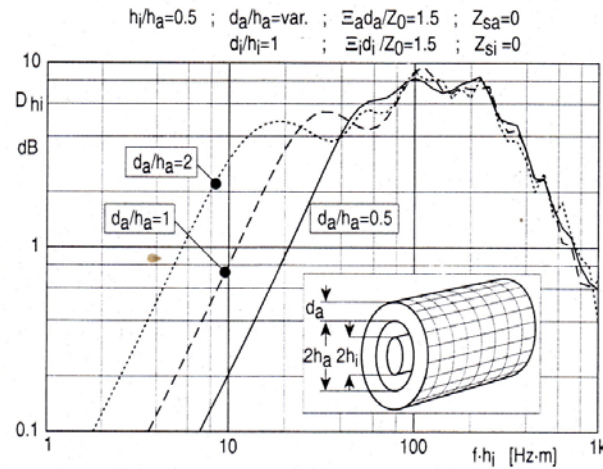
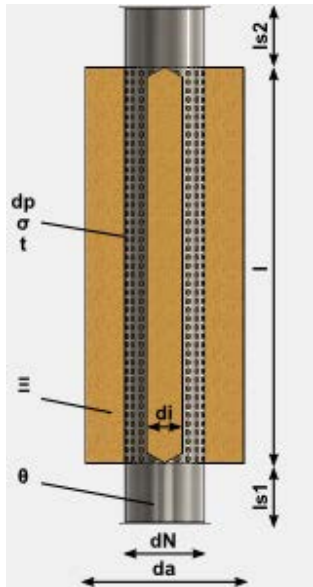


3. Schalldämpfer

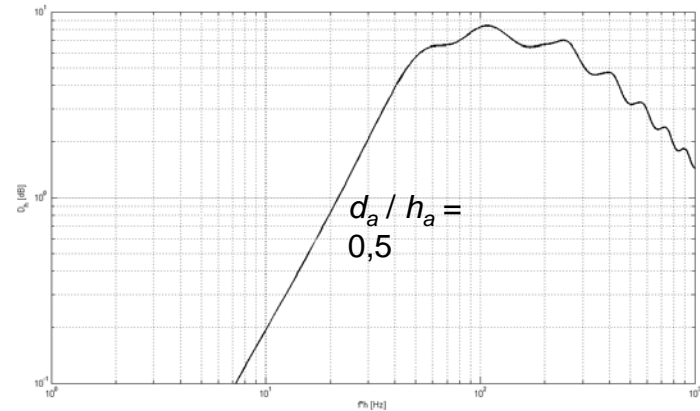
3.4 Absorptionsschalldämpfer

3.4.3 Normierte Dämpfung und exakte Berechnung

- (Ib) Absorptionsschalldämpfer mit Baffle (lokal absorbierend)



Quelle: F. P. MECHEL, Schallabsorber - Band III Anwendungen; Bild 30.1



$m = 0$; $\Xi \cdot d / Z_0 = 1,5$; $Z_s = 0$

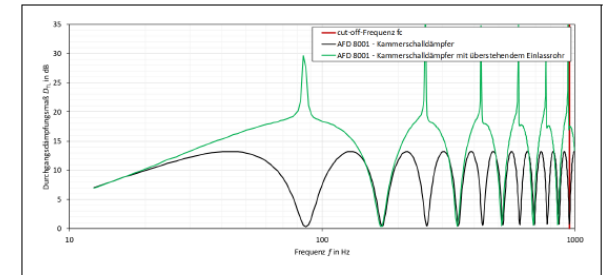


3. Schalldämpfer

3.5 Reflexionsschalldämpfer

3.5.1 Eigenschaften und Bauformen

- Vorteile
 - spektrale Erweiterung des schmalbandigen Dämpfungsverhaltens durch Wirksamkeit bei Vielfachen der Grundfrequenz
 - geringer Einfluss von Verschmutzungen und Kondensat auf das Dämpfungsverhalten
 - lange Lebensdauer
 - mögliche Wartung (Reinigung)
 - hohe Hitzebeständigkeit
- Nachteile
 - schmalbandige Einbrüche der Dämpfung bei zweifachem Querschnittssprung
 - hoher Druckverlust
 - großer Bauraum für hohe niederfrequente Dämpfungsmaße notwendig (große Wellenlängen bei niedrigen Frequenzen)





3. Schalldämpfer

3.5 Reflexionsschalldämpfer

3.5.1 Eigenschaften und Bauformen

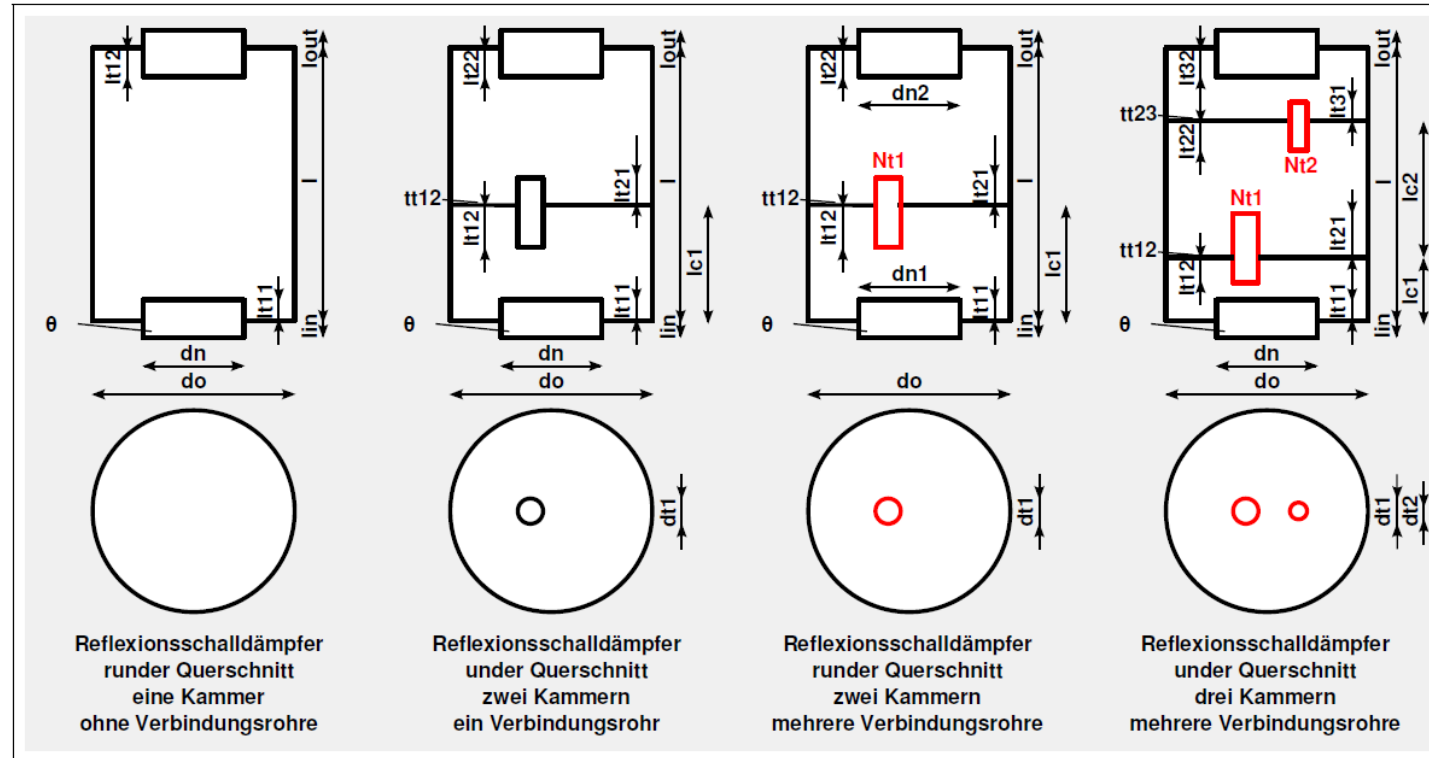


Abbildung 3.8: Bauformen von Reflexionsschalldämpfern.

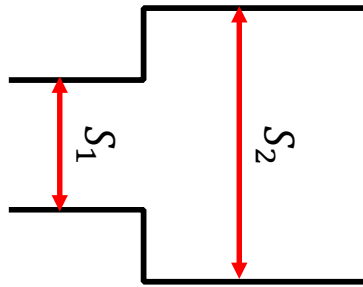


3. Schalldämpfer

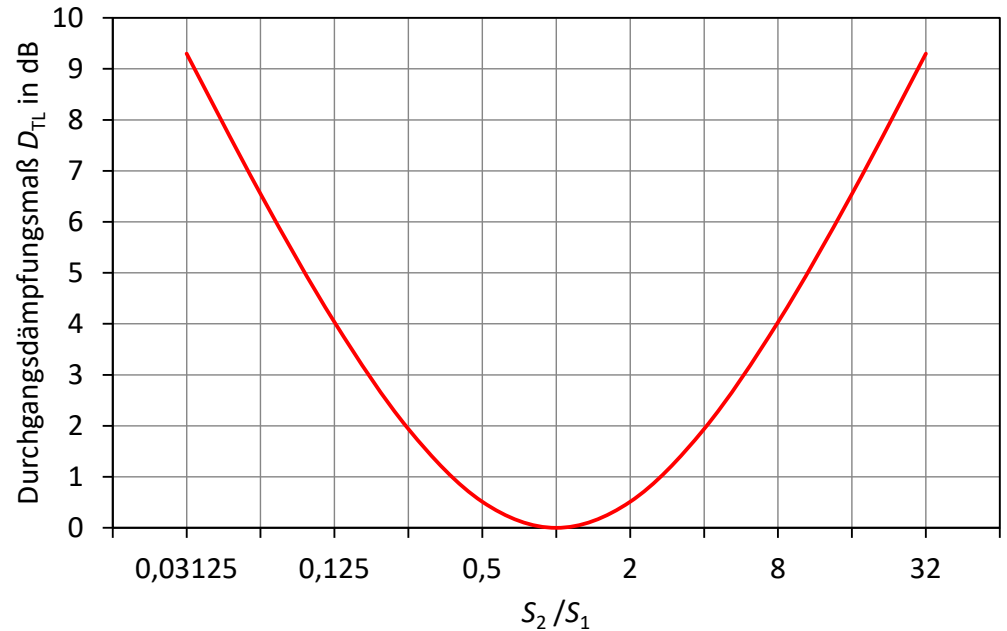
3.5 Reflexionsschalldämpfer

3.5.2 Einfacher Querschnittsprung

$$D_{TL} = 10 \cdot \lg \left\{ \frac{(1+n_{12})^2}{4n_{12}} \right\} \text{ dB} \quad \text{mit} \quad n_{12} = \frac{S_2}{S_1}$$



S_1 Fläche vor Kammer in m^2
 S_2 Fläche in Kammer in m^2



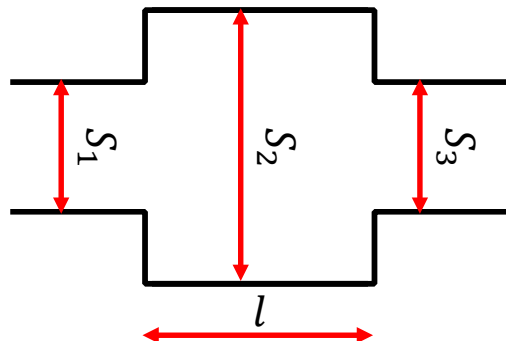


3. Schalldämpfer

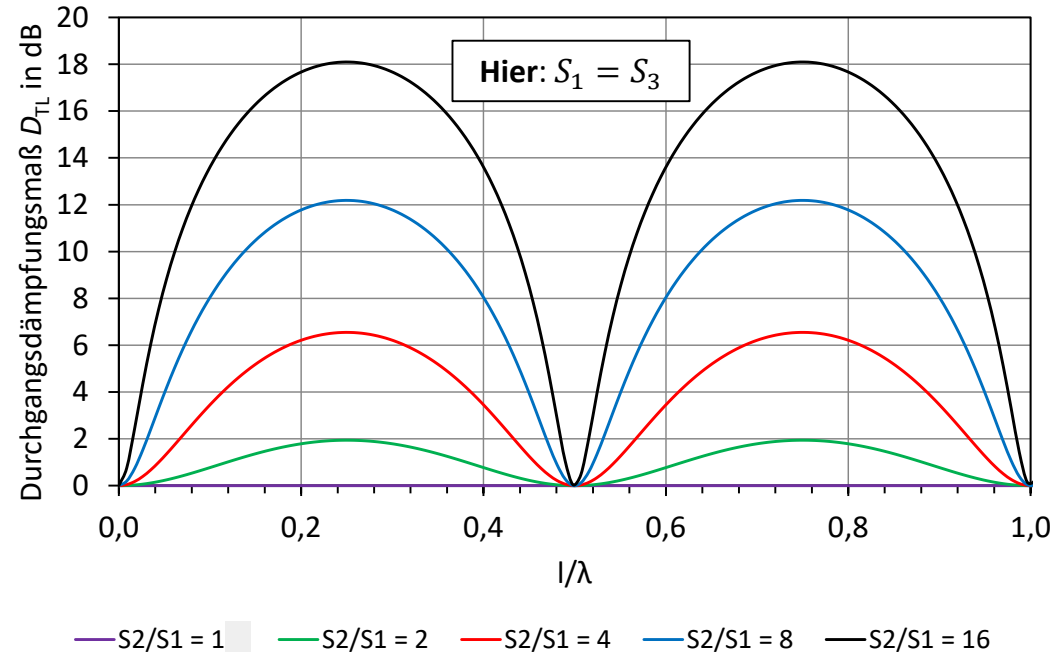
3.5 Reflexionsschalldämpfer

3.5.3 Kammerschalldämpfer

$$D_{TL} = 10 \cdot \lg \left\{ \frac{(1+n_{13})^2 \cdot \cos^2 kl + (n_{23}+n_{12})^2 \cdot \sin^2 kl}{4n_{13}} \right\} \text{ dB} \quad \text{mit} \quad n_{12} = \frac{S_2}{S_1}, n_{13} = \frac{S_3}{S_1} \quad \text{und} \quad n_{23} = \frac{S_3}{S_2}$$



- S_1 Fläche vor Kammer in m^2
- S_2 Fläche in Kammer in m^2
- S_3 Fläche hinter Kammer in m^2
- l Länge der Kammer in m
- λ Wellenlänge in m





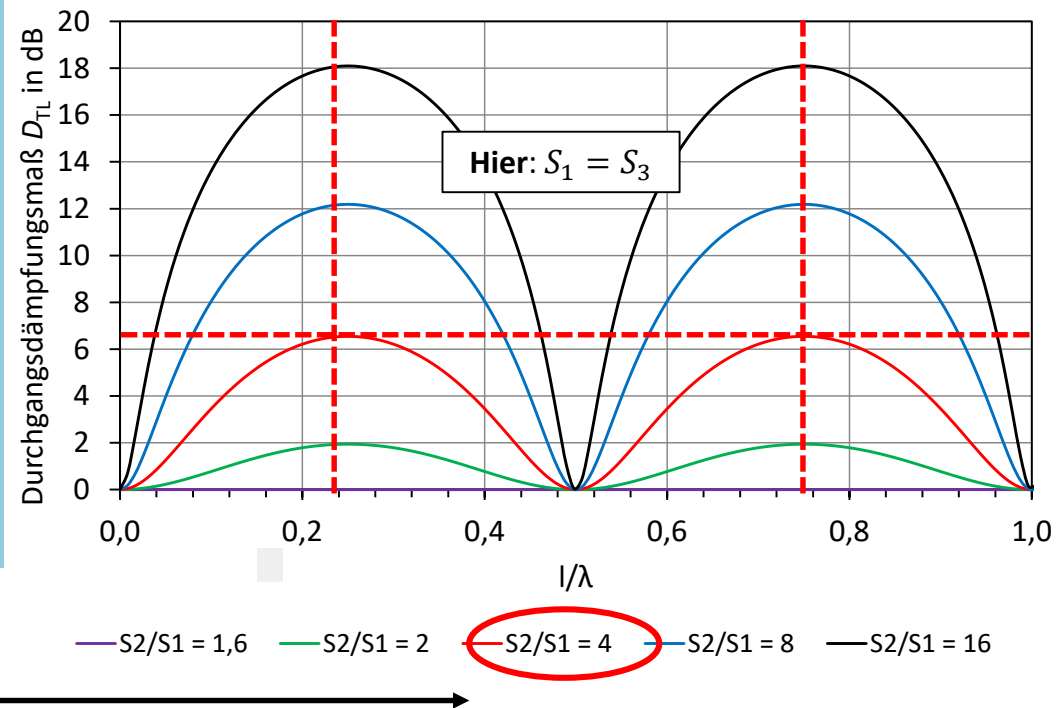
3. Schalldämpfer

3.5 Reflexionsschalldämpfer

3.5.3 Kammerschalldämpfer

Rechenbeispiel:

- Länge der Kammer $l = 2 \text{ m}$
- Durchmesser vor Kammer $d_1 = 0,25 \text{ m}$
- Fläche vor Kammer $S_1 = 0,049 \text{ m}^2$
- Durchmesser in Kammer $d_2 = 0,50 \text{ m}$
- Fläche in Kammer $S_2 = 0,196 \text{ m}^2$
- Flächenverhältnis $S_2/S_1 = 4$
- Betriebstemperatur $\vartheta = 350^\circ \text{C}$
- $D_{TL,max} = 6,5 \text{ dB}$ für Frequenzen $f_1 = 63 \text{ Hz}$, $f_2 = 188 \text{ Hz}$, ...



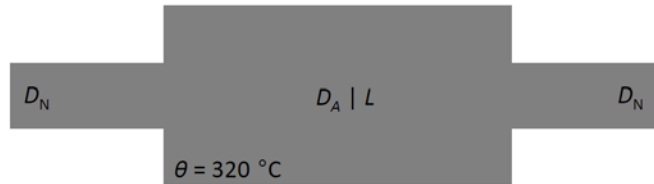


3. Schalldämpfer

3.5 Reflexionsschalldämpfer

3.5.3 Kammerschalldämpfer

- Beispiel 01 – Kammerschalldämpfer:

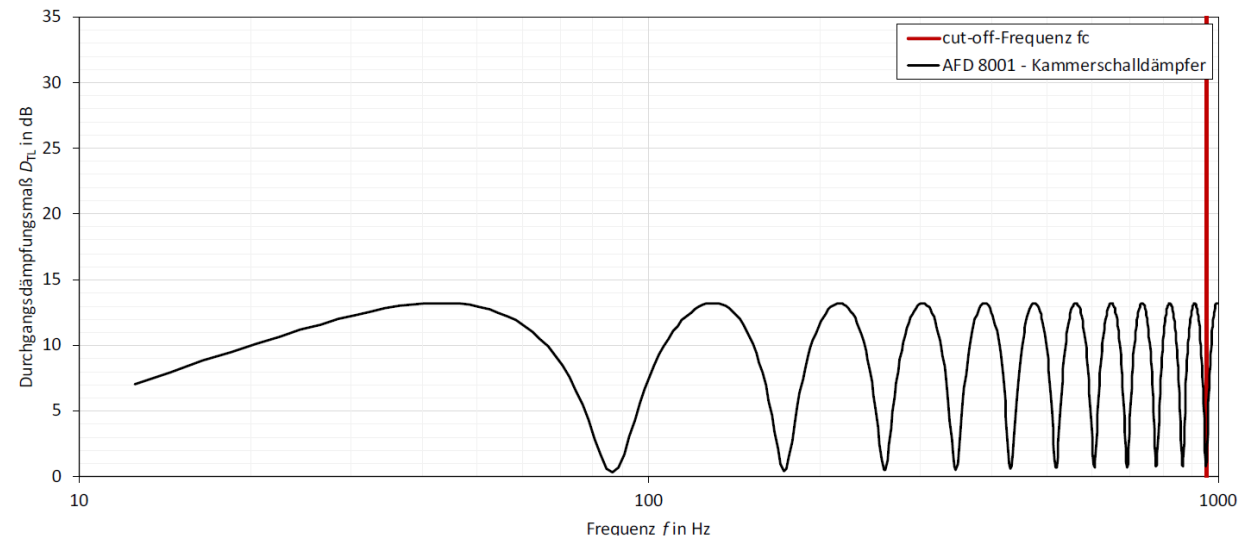


- Einlass- und Auslassdurchmesser gleich; $D_N = 100 \text{ mm}$ | $S_N = 0,00785 \text{ m}^2$
- Kammerdurchmesser $D_A = 300 \text{ mm}$ | $S_A = 0,07068 \text{ m}^2$
- Länge des verfügbaren Bauraumes

Abbildung 3.9: Skizze Kammerschalldämpfer

- Beispiel 01 – Kammerschalldämpfer:

- Einbrüche D_{TL} bei $\frac{1}{2} c_0/L$, c_0/L , $3/2 c_0/L$
- maximales D_{TL} durch Flächenverhältnis S_A/S_N bestimmt





3. Schalldämpfer

3.6 Resonanzschalldämpfer

3.6.1 Eigenschaften und Bauformen

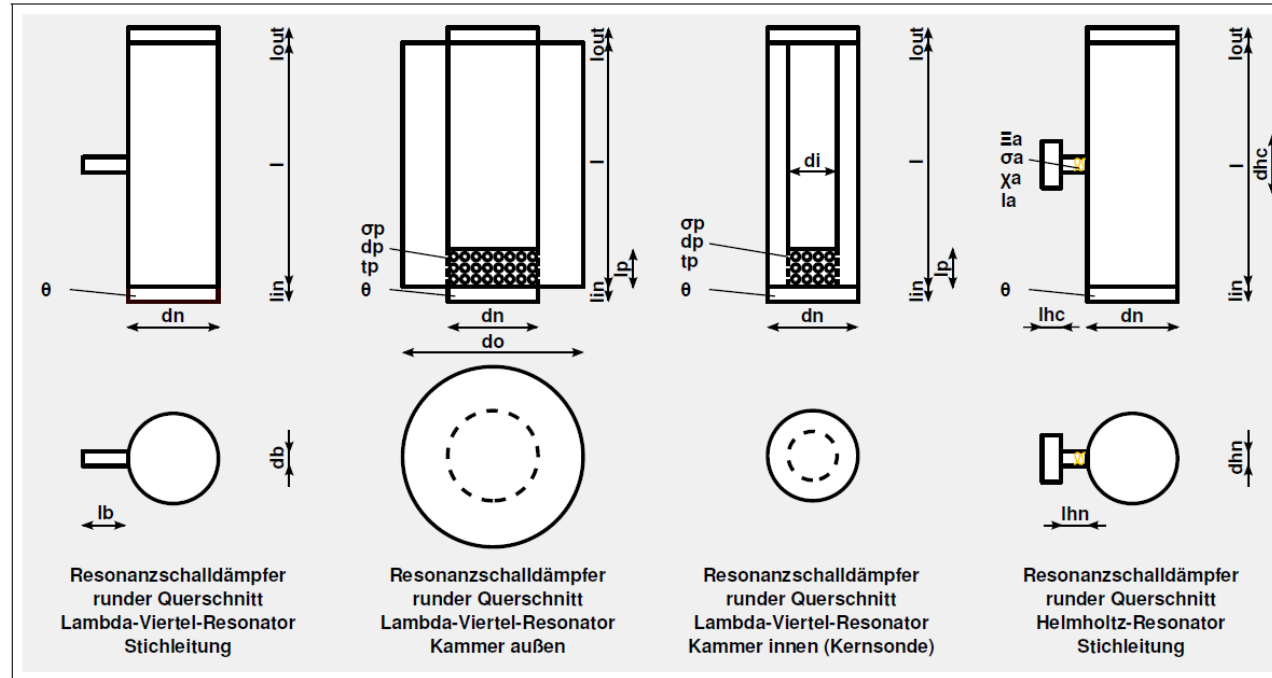


Abbildung 3.11: Bauformen von Resonanzschalldämpfern.

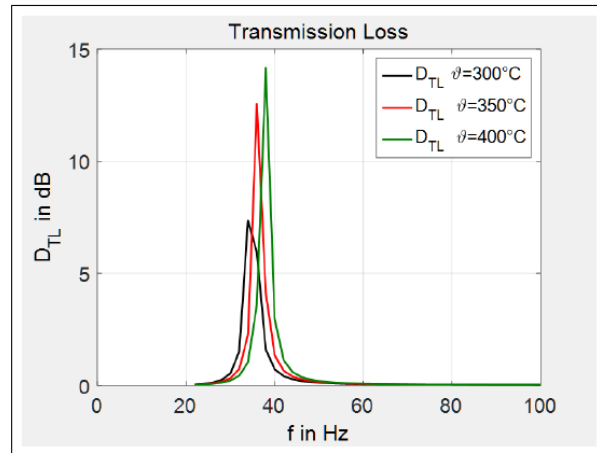


3. Schalldämpfer

3.6 Resonanzschalldämpfer

3.6.1 Eigenschaften und Bauformen

Dämpfungsverlauf eines Resonanzschalldämpfers



- schmalbandige Wirkung
- Einsatz im tieffrequenten Bereich

Die Wirkung der Resonanzschalldämpfer beruht auf der Minderung der Schalleistung am Ausgang des Systems durch Reflexion an Impedanzsprüngen. Diese können durch den Einsatz von, z.B. Helmholtz- oder Lambda-Viertel-Resonatoren erzeugt werden.



3. Schalldämpfer

3.6 Resonanzschalldämpfer

3.6.1 Eigenschaften und Bauformen

- **Vorteile**

- hohe Wirkung bei Resonanzfrequenz
- geringer Druckverlust
- vergleichsweise geringer Bauraum
- lange Lebensdauer
- hohe Hitzebeständigkeit

- **Nachteile**

- z.T. keine schalltechnische Wirksamkeit bei Vielfachen der Resonanzfrequenz (Helmholtz-Resonator)
- starke Minderung der Dämpfungsmaxima bei Überströmung der Öffnung des Resonators
- starke spektrale Verschiebung der Dämpfungsmaxima bei Temperaturänderung



3. Schalldämpfer

3.6 Resonanzschalldämpfer

3.6.2 Lambda-Viertel-Resonator

Auslegung und Skalierung – Resonanzfrequenz

- Auslegung durch Berücksichtigung von wirksamer Länge der Resonanzkammer/ Stichleitung (= physische Länge + **Mündungskorrektur**)
- maximale Dämpfung wird bei wirksamer Länge von $\lambda/4$ erreicht
- Resonanzfrequenz

$$f_{R,n} = \frac{c_0}{4(l+\Delta l)} \cdot (2n - 1) \quad \text{in Hz} \quad \text{mit } n = 1,2,3, \dots$$

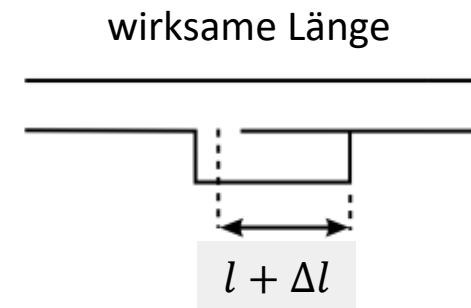
- Schallgeschwindigkeit

$$c_0 = 20,05 \cdot \sqrt{273,15 + \vartheta} \quad \text{in m}\cdot\text{s}^{-1}$$

l Länge des Resonators in m

Δl Mündungskorrektur in m

ϑ Temperatur in $^{\circ}$ C





3. Schalldämpfer

3.6 Resonanzschalldämpfer

3.6.2 Lambda-Viertel-Resonator

Auslegung und Skalierung – Abschätzung der Mündungskorrektur:

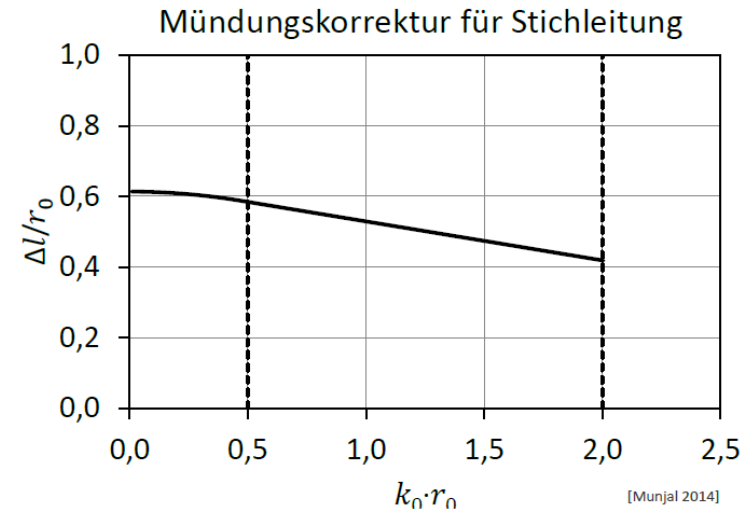
- Mündungskorrektur für Stichleitung

$$\Delta l = \begin{cases} [0,6133 - 0,1168(k_0 r_0)^2] \cdot r_0 & \text{für } k_0 r_0 < 0,5 \\ [0,6393 - 0,1104(k_0 r_0)^1] \cdot r_0 & \text{für } 0,5 \leq k_0 r_0 < 2 \end{cases} \quad \text{in m}$$

k_0 Wellenzahl in Luft in m

r_0 Radius der Stichleitung in m

- Mündungskorrektur für umlaufende Kammer abhängig von Kammer + **Serienimpedanz des Lochblechs**





3. Schalldämpfer

3.6 Resonanzschalldämpfer

3.6.2 Lambda-Viertel-Resonator

Auslegung und Skalierung – Resonanzfrequenz

Rechenbeispiel:

- angestrebte erste Resonanzfrequenz (Grundfrequenz) eines als Stichleitung zu realisierenden $\lambda/4$ -Resonanzschalldämpfers $f_{1,\text{Soll}} = 63 \text{ Hz}$
- Radius der Stichleitung $r_0 = 0,25 \text{ m}$
- Betriebstemperatur $\vartheta = 350 \text{ °C}$
- wirksame Länge $l + \Delta l = 1,986 \text{ m}$
- $k_0 = 0,791 \text{ m}^{-1}$
- $k_0 r_0 = 0,198$
- Mündungskorrektur: $\Delta l = 0,152 \text{ m}$
- $l = 1,834 \text{ m}$ ($f_{1,\text{Ist}} = f_{1,\text{Soll}} = 63 \text{ Hz}$)

Anmerkung:

- erste Resonanzfrequenz **ohne** Berücksichtigung der Mündungskorrektur ($l = 1,986 \text{ m}$)
 $f_{1,\text{Ist}} = 58,5 \text{ Hz}$

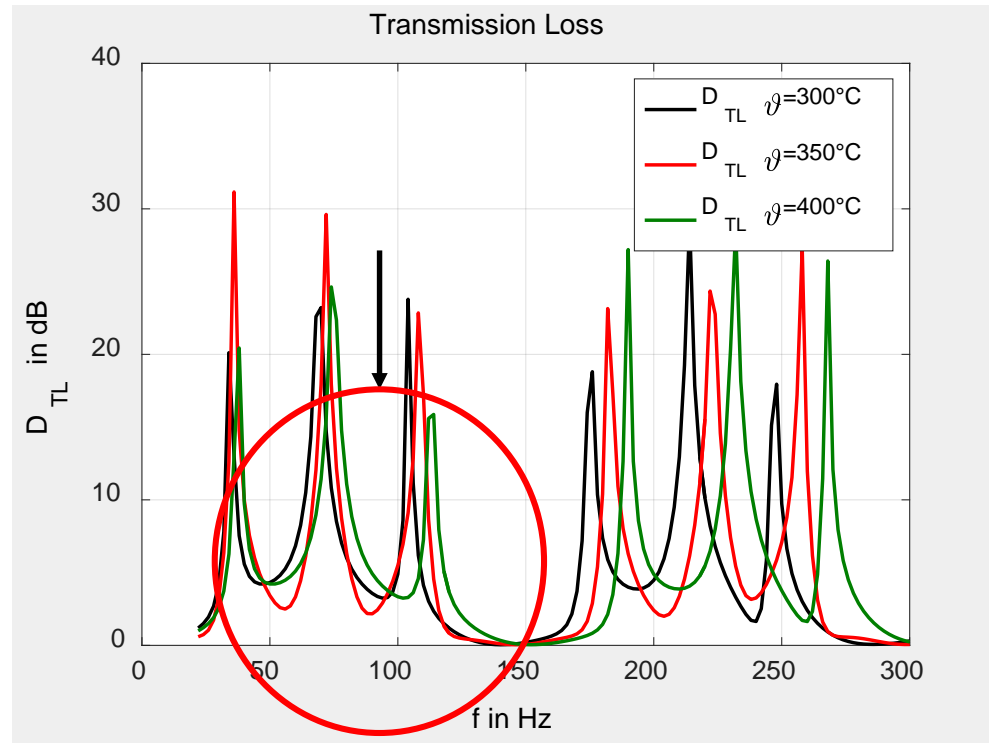


3. Schalldämpfer

3.6 Resonanzschalldämpfer

3.6.2 Lambda-Viertel-Resonator

Einfluss der Temperatur auf das Dämpfungsverhalten



Verschiebung der ersten Resonanzfrequenz (Grundfrequenz) und der ungeradzahligen Vielfachen

Rechenbeispiel:

- zwei gekoppelte Resonanzschalldämpfer mit umlaufender Kammer und perforiertem Lochblech
- $\vartheta_{\text{Soll}} = 350 \text{ }^\circ\text{C}$
- $f_{1,\text{SollA}} = 36 \text{ Hz}$, $f_{1,\text{SollB}} = 72 \text{ Hz}$
- $\vartheta_{\text{Ist}} = 300 \text{ }^\circ\text{C}$, $350 \text{ }^\circ\text{C}$ und $400 \text{ }^\circ\text{C}$

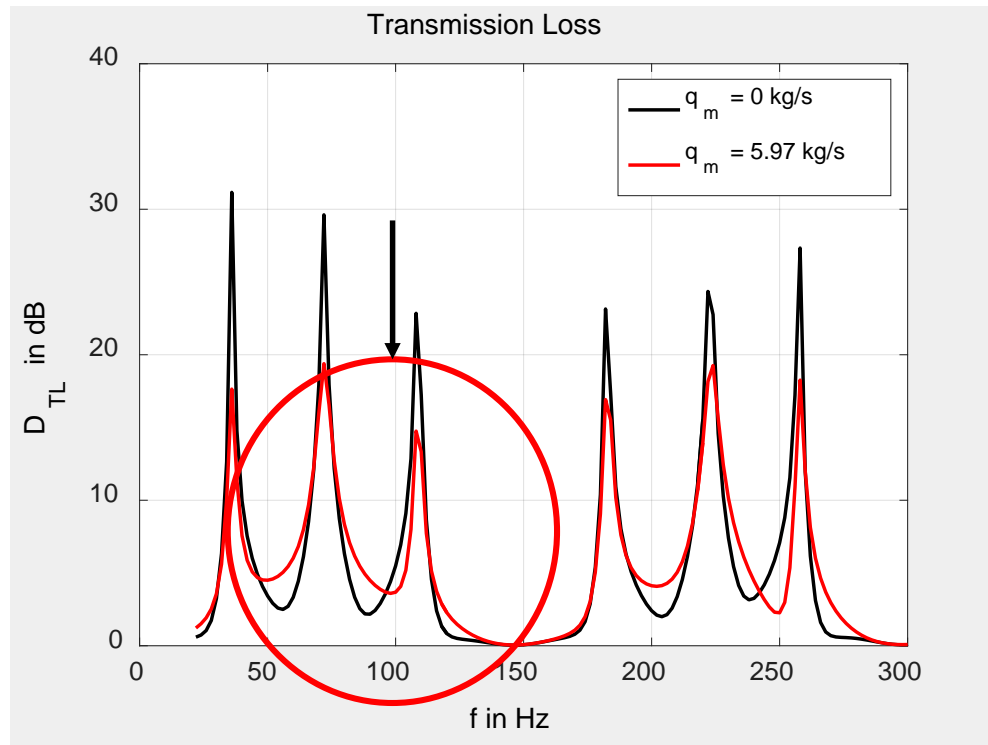


3. Schalldämpfer

3.6 Resonanzschalldämpfer

3.6.2 Lambda-Viertel-Resonator

Einfluss von Massenfluss auf Dämpfungsverhalten



Rechenbeispiel:

- zwei gekoppelte Resonanzschalldämpfer mit umlaufender Kammer und perforiertem Lochblech
- $dN = 1000 \text{ mm}$
- $S = 0,785 \text{ m}^2$
- $\vartheta = 350 \text{ }^\circ\text{C}$
- $f_{1,\text{SollA}} = 36 \text{ Hz}$, $f_{1,\text{SollB}} = 72 \text{ Hz}$
- $q_{\text{Soll}} = 0 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$
- $\rho_0 = 0,565 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$
- $q_{\text{Ist}} = 0 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ und $6 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$
- $v_{\text{Ist}} = 0 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ und $13,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$



3. Schalldämpfer

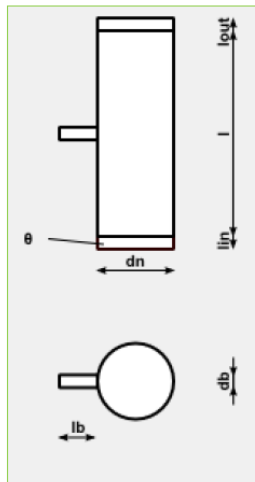
3.6 Resonanzschalldämpfer

3.6.2 Lambda-Viertel-Resonator

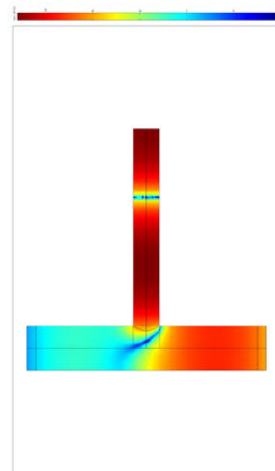
Einfluss des Resonatorhalsdurchmessers

Kanaldurchmesser $D_n = 0,1\text{m}$, Resonatorhalsdurchmesser $d = 0,1\text{m}$

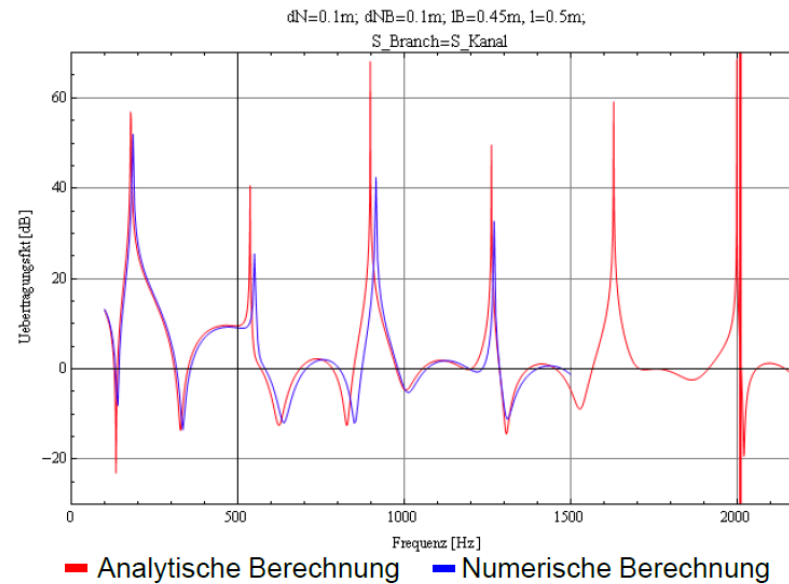
- AED 8001 – AcustiCalc® Silencer



2a



$f = 550\text{ Hz}$
2. Resonanz
Abzweig





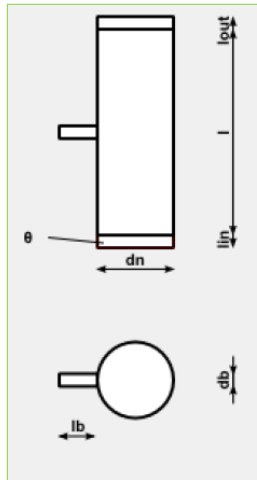
3. Schalldämpfer

3.6 Resonanzschalldämpfer

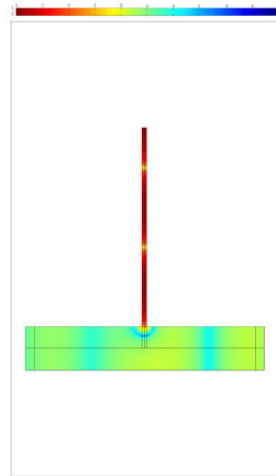
3.6.2 Lambda-Viertel-Resonator

Kanaldurchmesser $D_n = 0,1\text{m}$, Resonatorhalsdurchmesser $d = 0,01\text{m}$

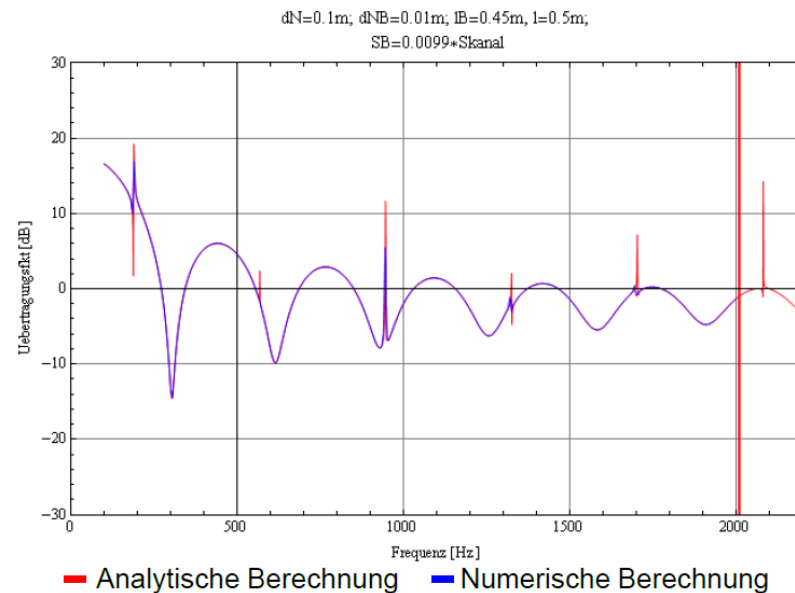
- AED 8001 – AcoustiCalc® Silencer



2a



$f = 945\text{ Hz}$
3. Resonanz
Abzweig





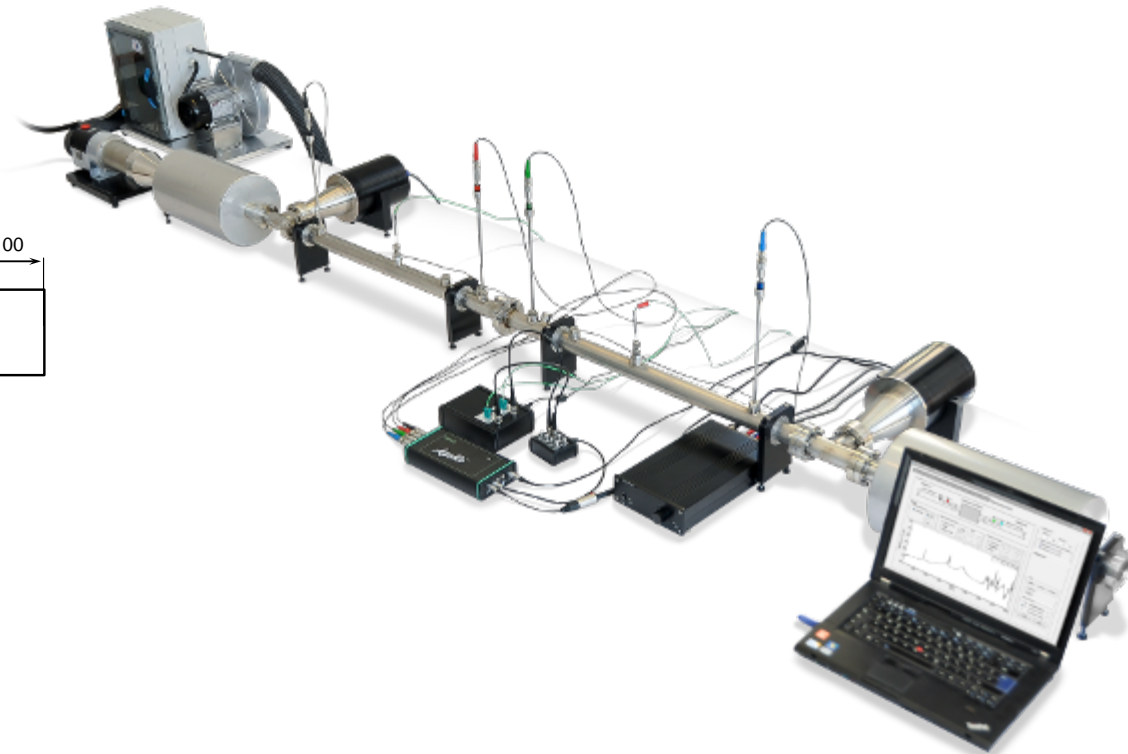
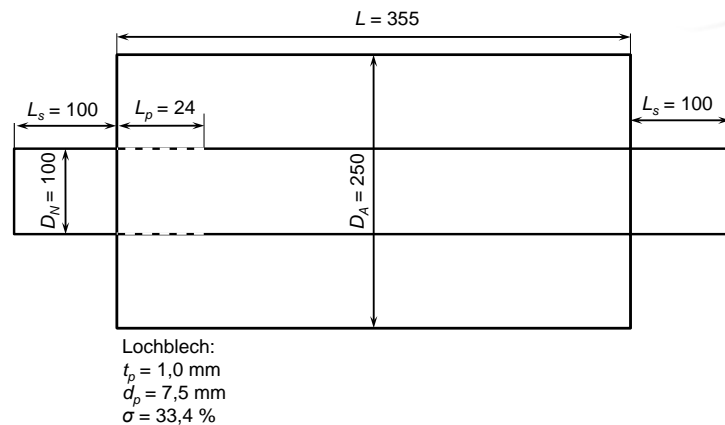
3. Schalldämpfer

3.6 Resonanzschalldämpfer

3.6.2 Lambda-Viertel-Resonator

Akustische Bewertung durch Messung

- Messung mit Schalldämpfer-Prüfstand
AED 1400 – AcoustiTube® HighTemp
- analytische Berechnung mit Schalldämpfer-Software
AED 8001 – AcoustiCalc®



AED 8001 – AcoustiCalc®

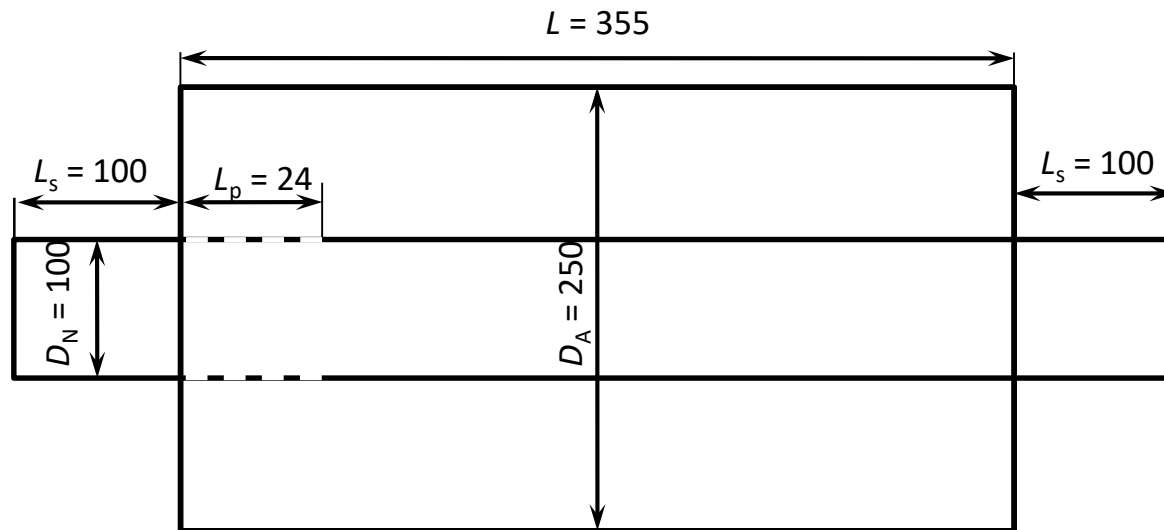


3. Schalldämpfer

3.6 Resonanzschalldämpfer

3.6.2 Lambda-Viertel-Resonator

Resonanzschalldämpfer – Resonator 1



Lochblech:

$$t_p = 1,0 \text{ mm}$$

$$d_p = 7,5 \text{ mm}$$

$$\sigma = 33,4 \%$$

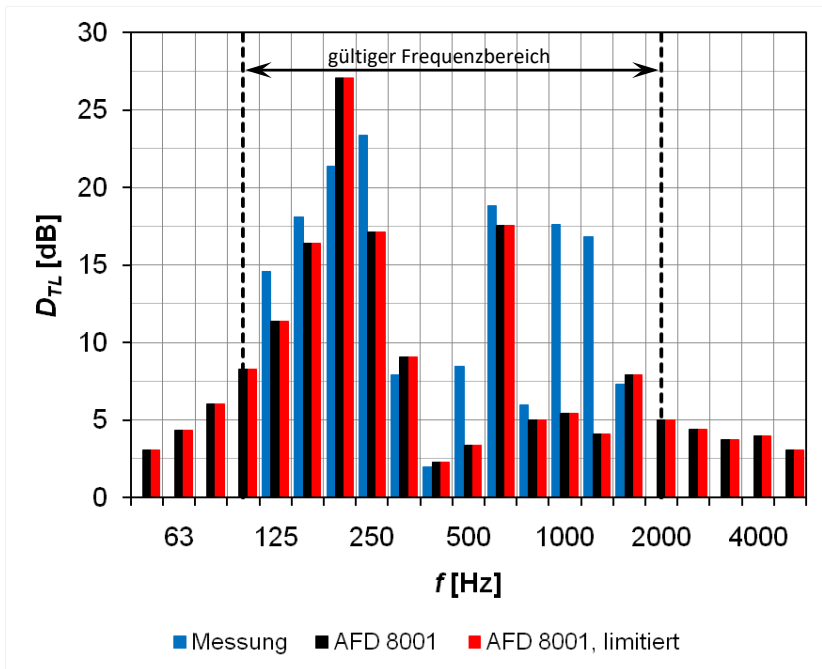
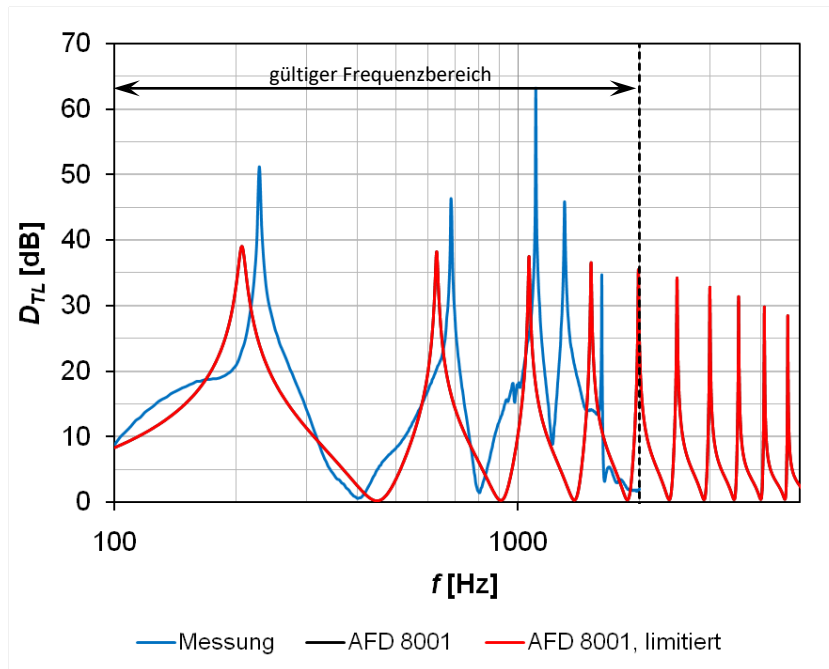


3. Schalldämpfer

3.6 Resonanzschalldämpfer

3.6.2 Lambda-Viertel-Resonator

Resonanzschalldämpfer – Resonator 1



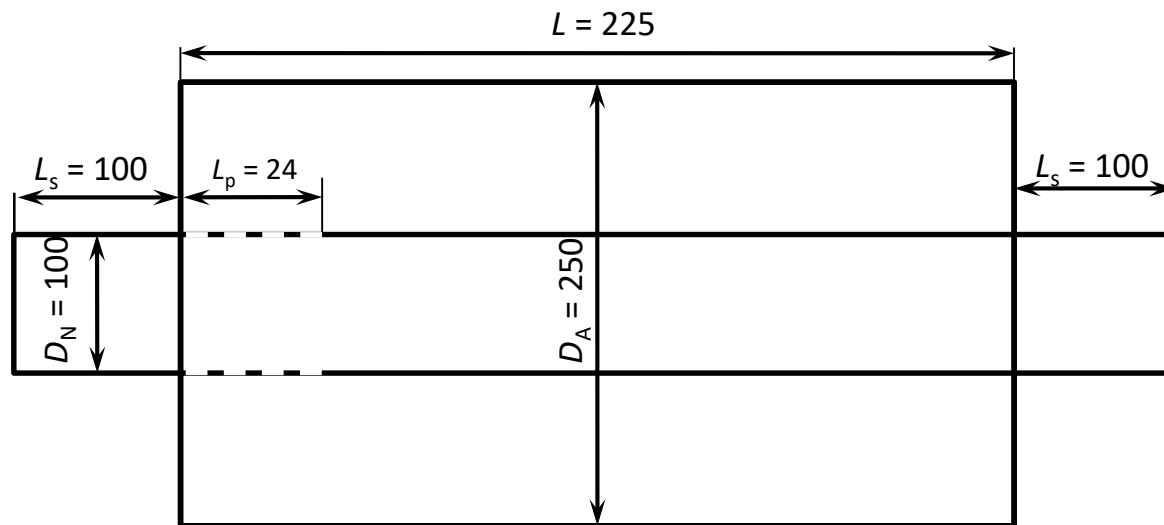


3. Schalldämpfer

3.6 Resonanzschalldämpfer

3.6.2 Lambda-Viertel-Resonator

Resonanzschalldämpfer – Resonator 2



Lochblech:

$$t_p = 1,0 \text{ mm}$$

$$d_p = 7,5 \text{ mm}$$

$$\sigma = 33,4 \%$$

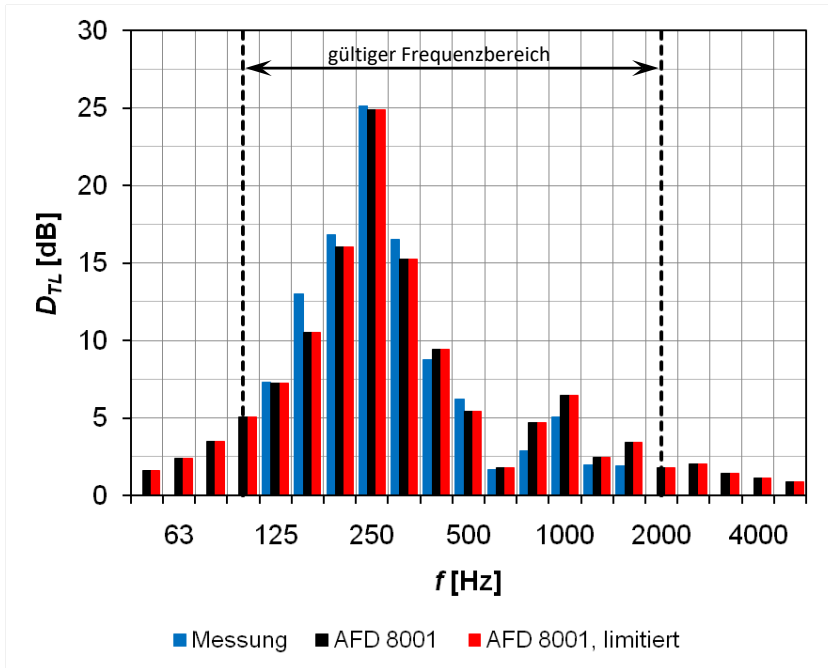
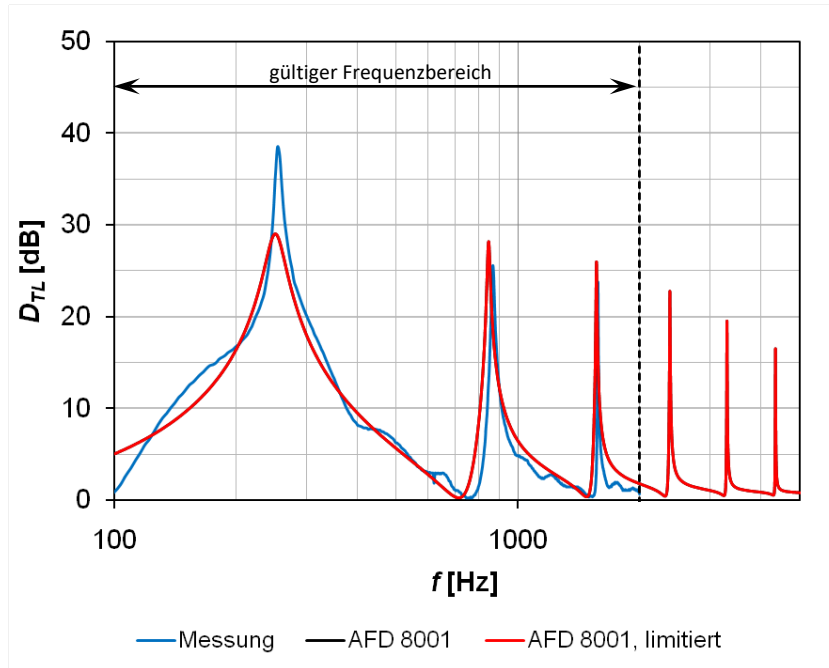


3. Schalldämpfer

3.6 Resonanzschalldämpfer

3.6.2 Lambda-Viertel-Resonator

Resonanzschalldämpfer – Resonator 2



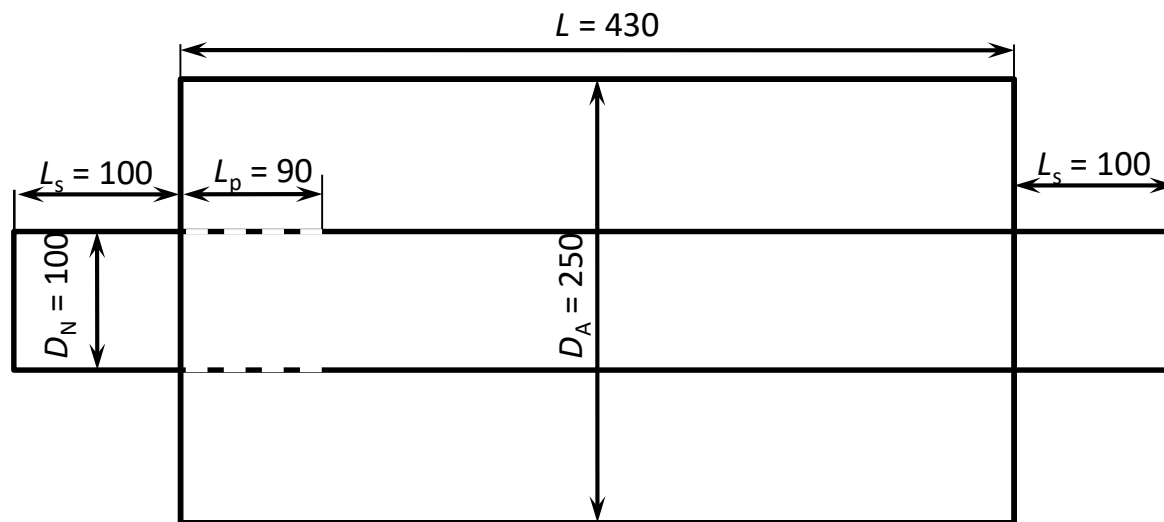


3. Schalldämpfer

3.6 Resonanzschalldämpfer

3.6.2 Lambda-Viertel-Resonator

Resonanzschalldämpfer – Resonator 3



Lochblech:

$$t_p = 1,0 \text{ mm}$$

$$d_p = 7,5 \text{ mm}$$

$$\sigma = 33,4 \%$$

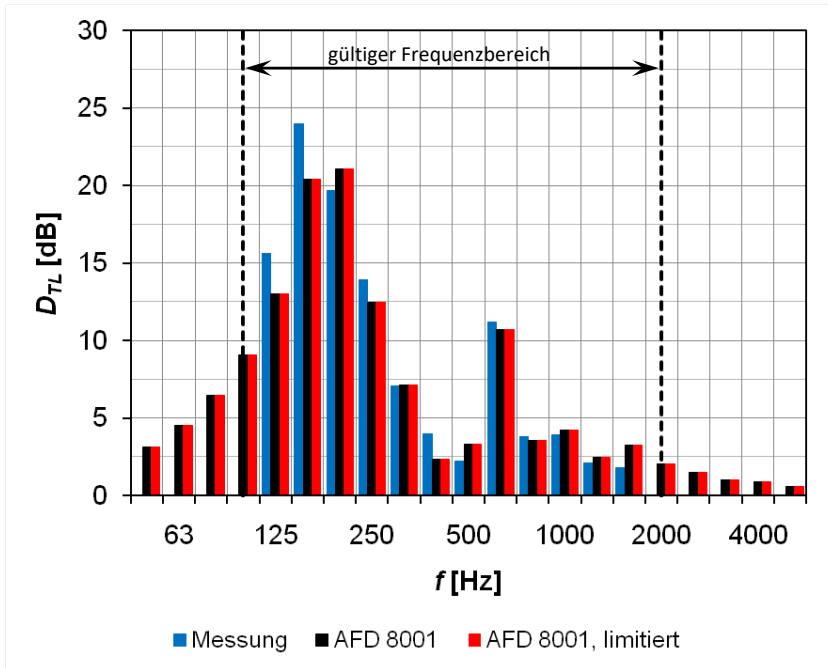
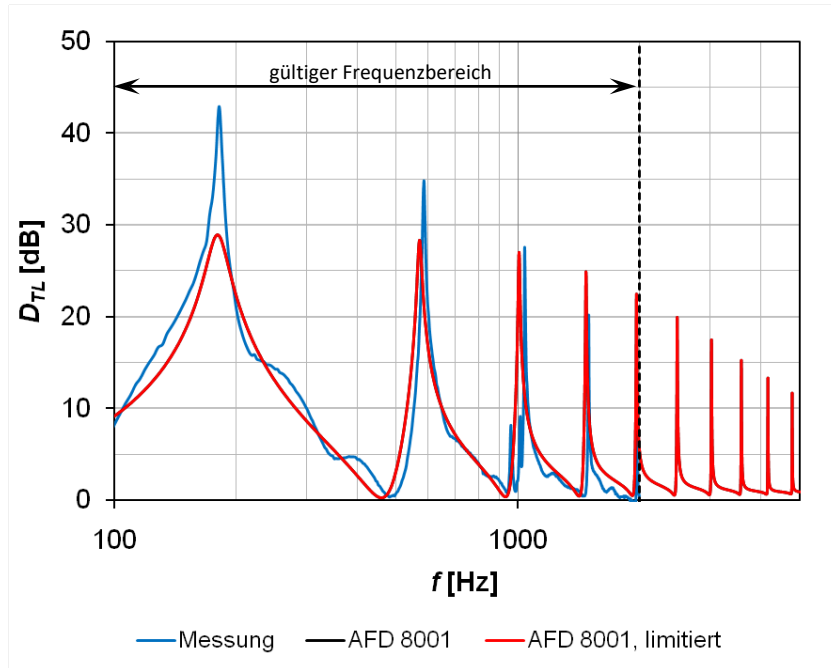


3. Schalldämpfer

3.6 Resonanzschalldämpfer

3.6.2 Lambda-Viertel-Resonator

Resonanzschalldämpfer – Resonator 3



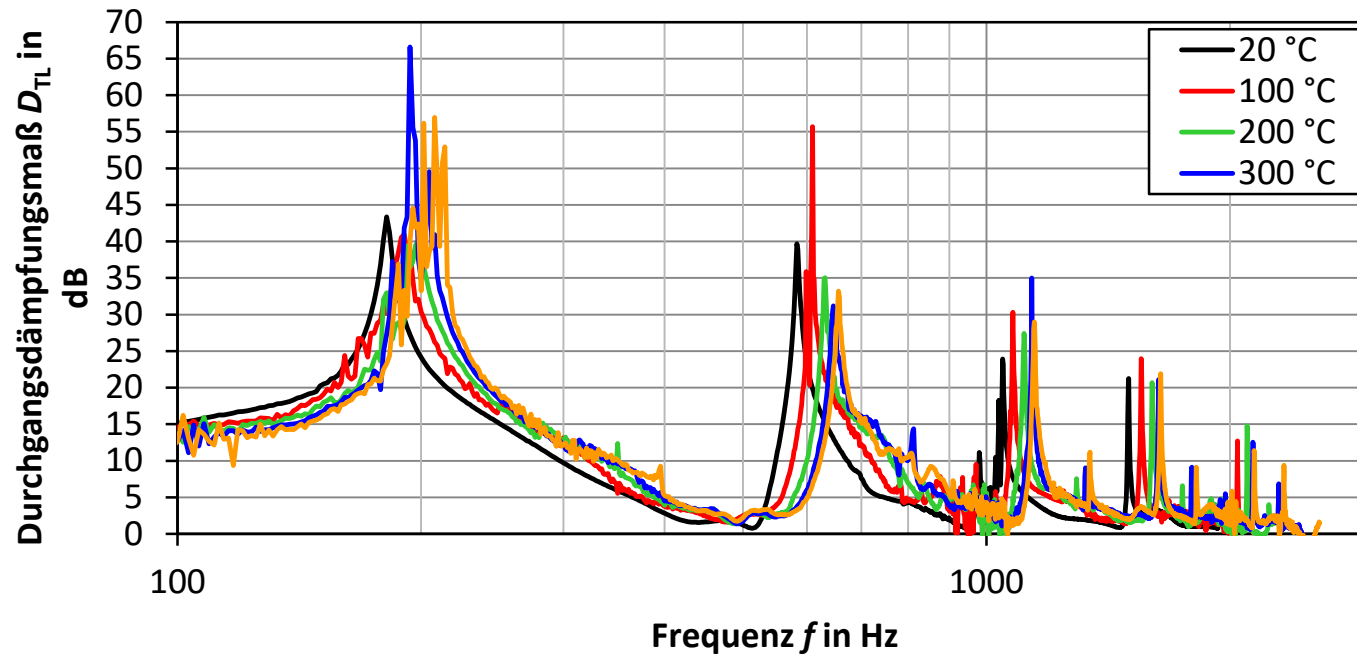


3. Schalldämpfer

3.6 Resonanzschalldämpfer

3.6.3 Helmholtz-Resonator

gemessene Durchgangsdämpfung von Resonanzschalldämpfer in Abhängigkeit von der Fluidtemperatur



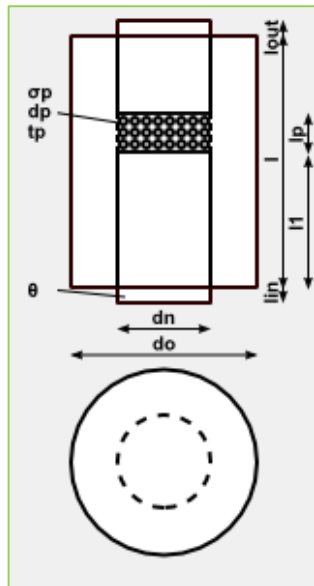


3. Schalldämpfer

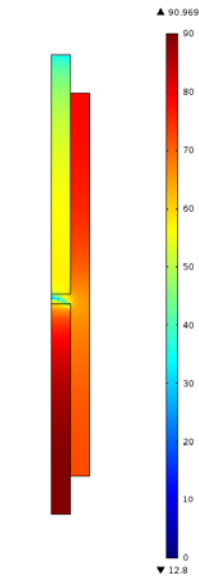
3.6 Resonanzschalldämpfer

3.6.2 Lambda-Viertel-Resonator

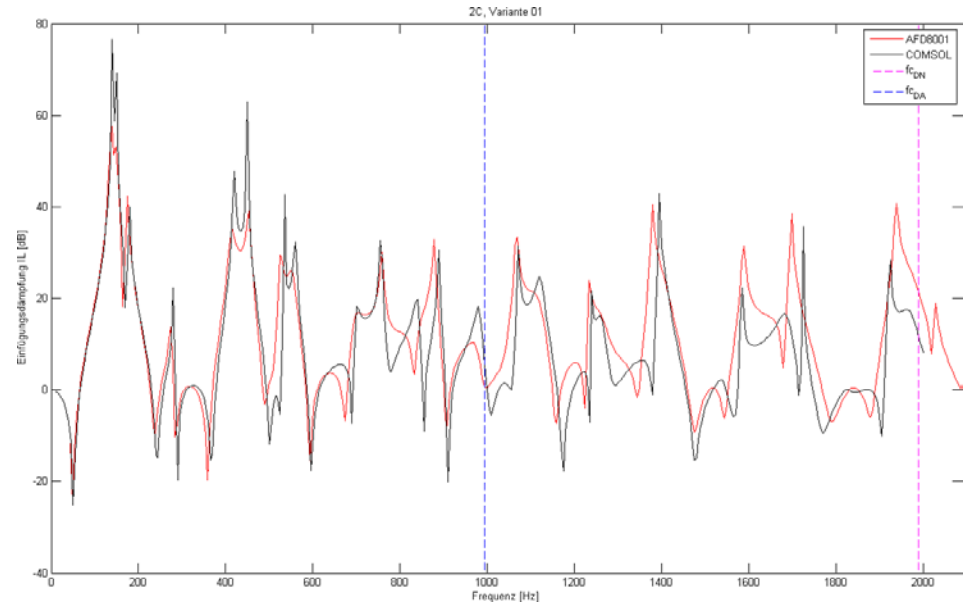
Lambda-Viertel-Resonanzschalldämpfer mit perforiertem Blech Variante 01



2c



$f = 140 \text{ Hz}$



— Analytische Berechnung — Numerische Berechnung

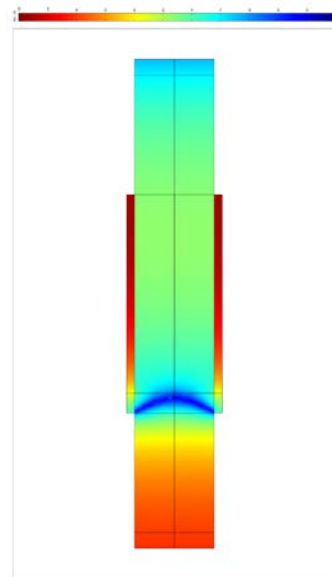
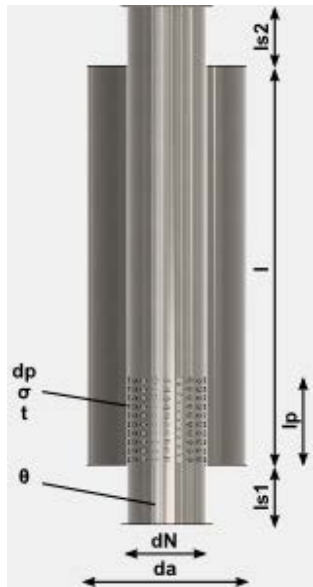


3. Schalldämpfer

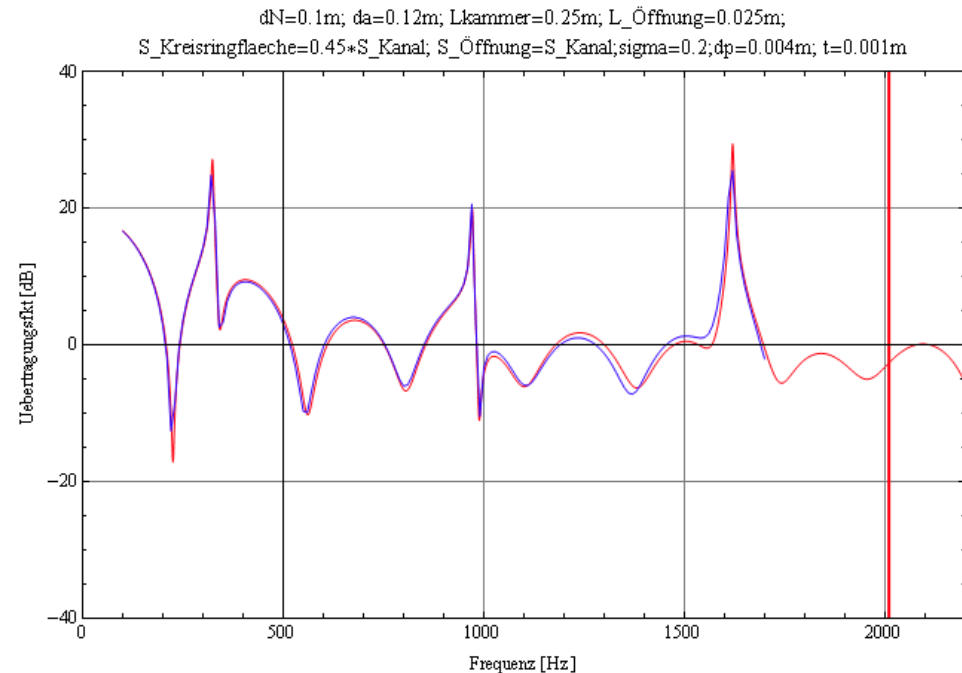
3.6 Resonanzschalldämpfer

3.6.2 Lambda-Viertel-Resonator

- (IIa) Resonanzschalldämpfer mit perforiertem Blech



$f = 320 \text{ Hz}$
1. Resonanz
Kammer



— Analytische Berechnung — Numerische Berechnung

Schalldämpfersoftware AFD 8001 – Validierung der Ergebnisse

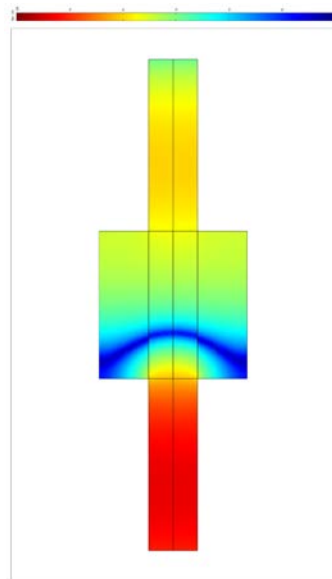
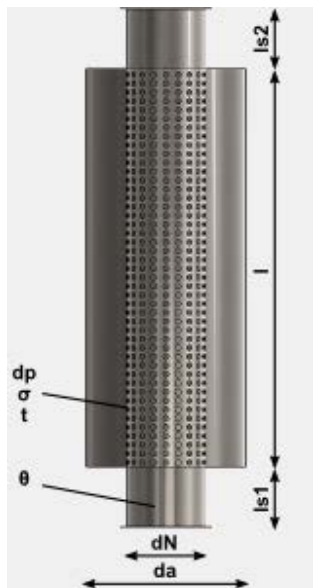


3. Schalldämpfer

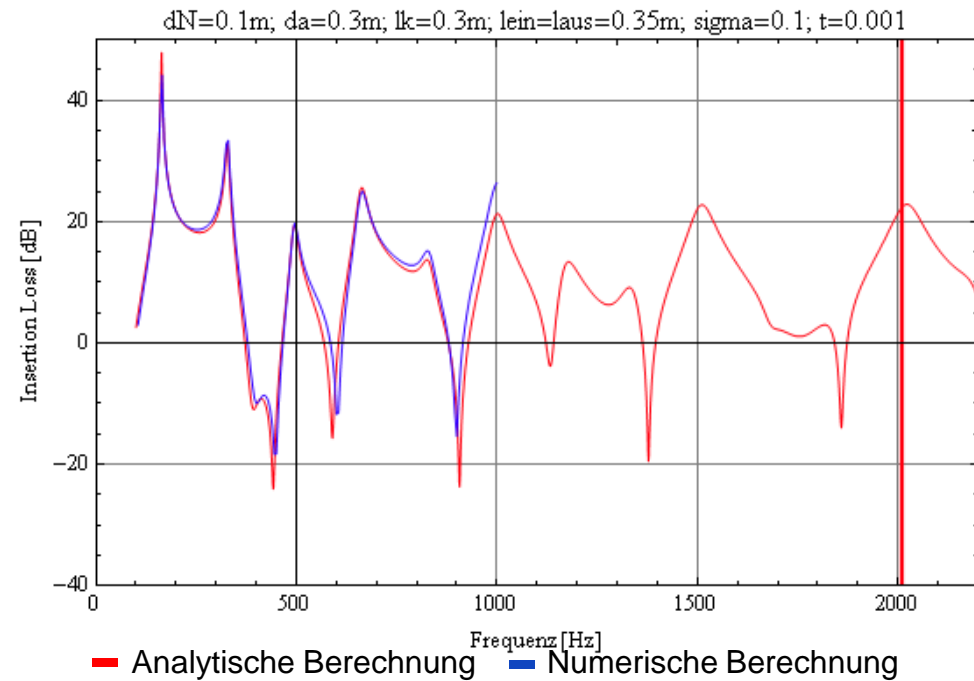
3.6 Resonanzschalldämpfer

3.6.2 Lambda-Viertel-Resonator

- (IIa) Resonanzschalldämpfer mit perforiertem Blech



$f = 330 \text{ Hz}$
1. Resonanz
Kammer



Schalldämpfersoftware AFD 8001 – Validierung der Ergebnisse

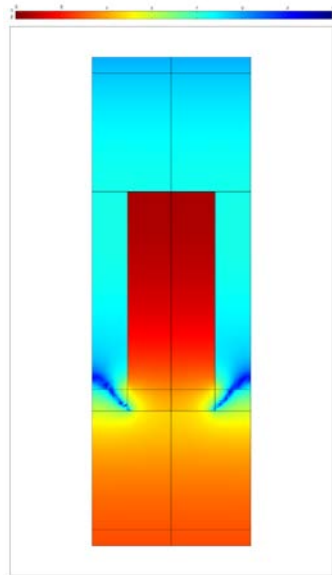
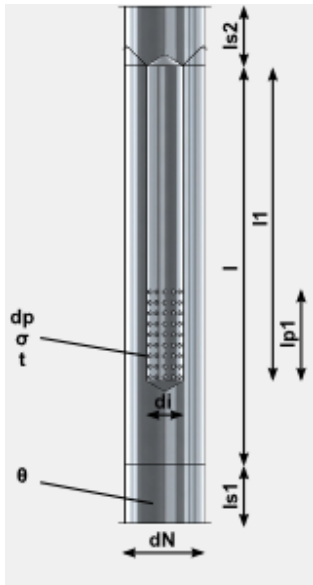


3. Schalldämpfer

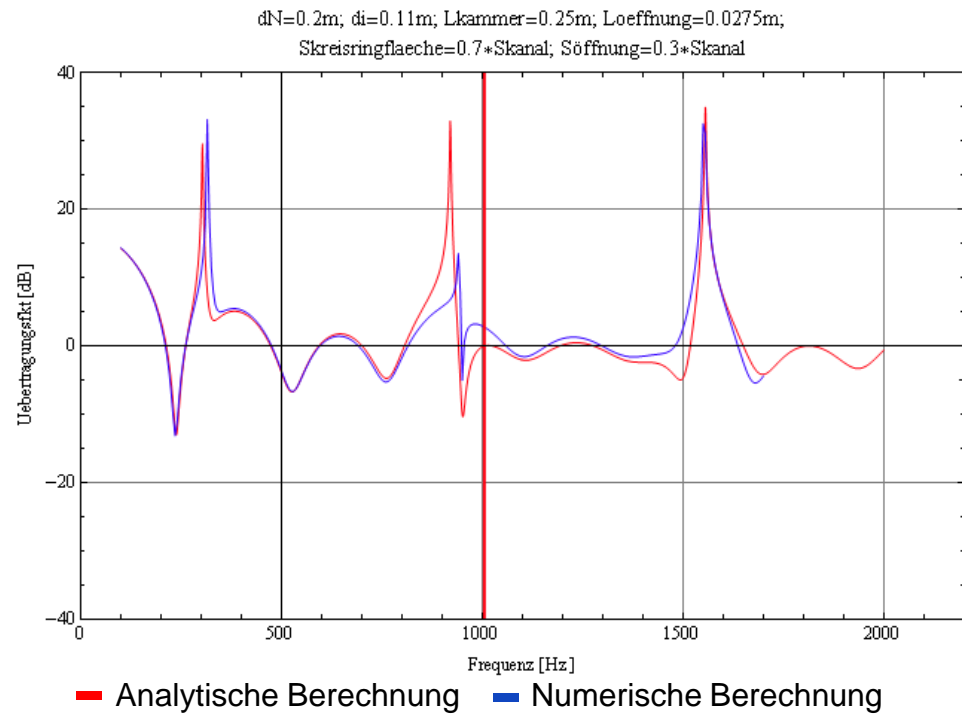
3.6 Resonanzschalldämpfer

3.6.2 Lambda-Viertel-Resonator

- (IIIa) schallharter Kanal mit Resonanzkernsonde



$f = 320 \text{ Hz}$
1. Resonanz
Kammer



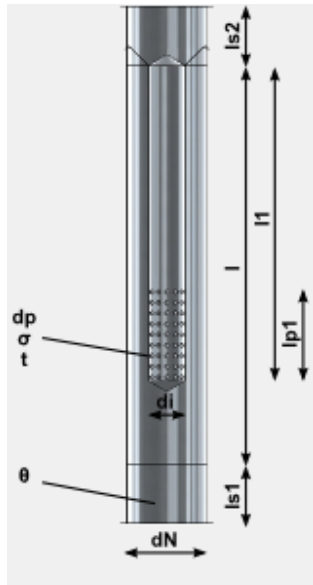


3. Schalldämpfer

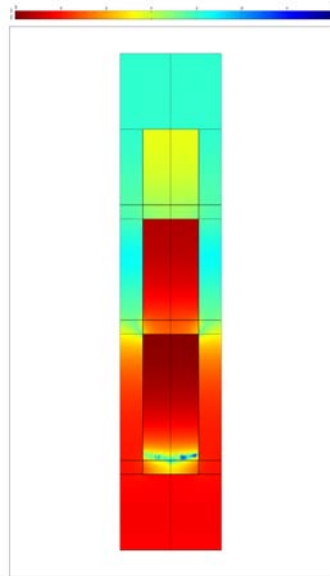
3.6 Resonanzschalldämpfer

3.6.2 Lambda-Viertel-Resonator

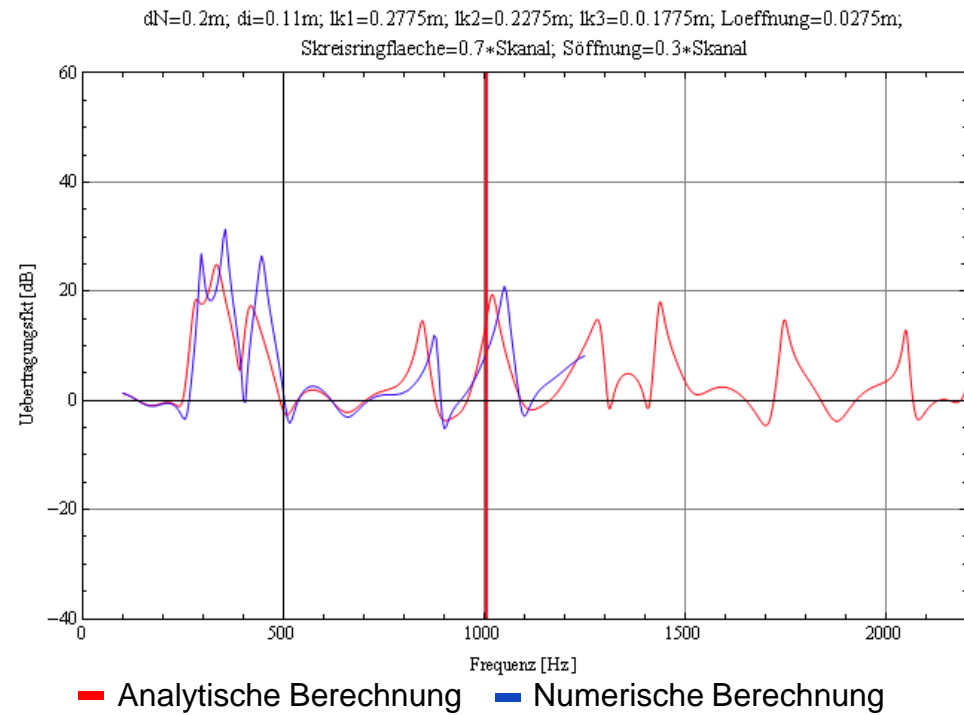
- (IIIa) schallharter Kanal mit Resonanzkernsonde



3
x



$f = 355 \text{ Hz}$
1. Resonanz
2. Kammer



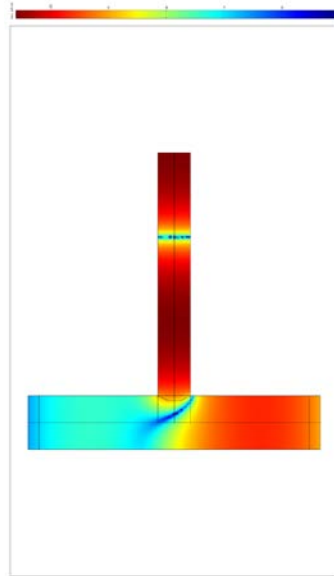
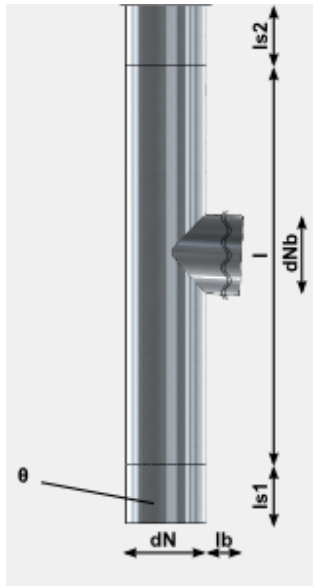


3. Schalldämpfer

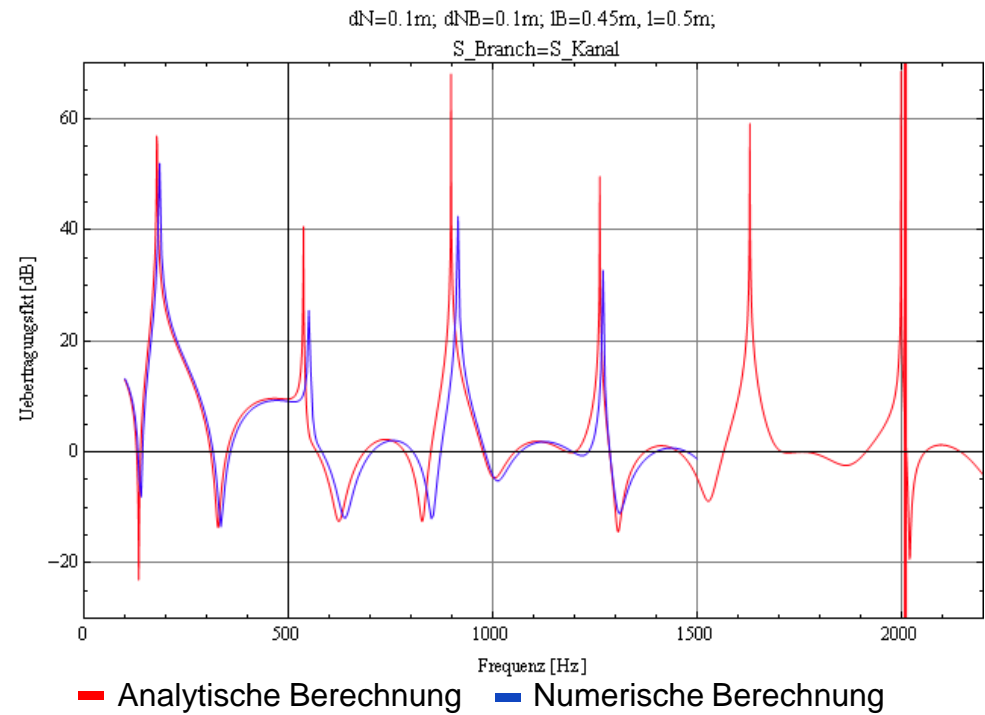
3.6 Resonanzschalldämpfer

3.6.2 Lambda-Viertel-Resonator

- (IVb) schallharter Kanal mit Abzweig



$f = 550 \text{ Hz}$
2. Resonanz
Abzweig





3. Schalldämpfer

3.6 Resonanzschalldämpfer

3.6.3 Helmholtz-Resonator

Auslegung und Skalierung – Abschätzung der Resonanzfrequenz:

- Resonanzfrequenz

$$f_R = \frac{c_0}{2\pi} \sqrt{\frac{S_N}{(l_N + \Delta l) \cdot V_C}} \quad \text{in Hz}$$

- Mündungskorrektur

$$\Delta l = 2 \cdot t_W + 2 \cdot (0,85 \cdot r_N) \text{ in m}$$

c_0 Schallgeschwindigkeit in $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$

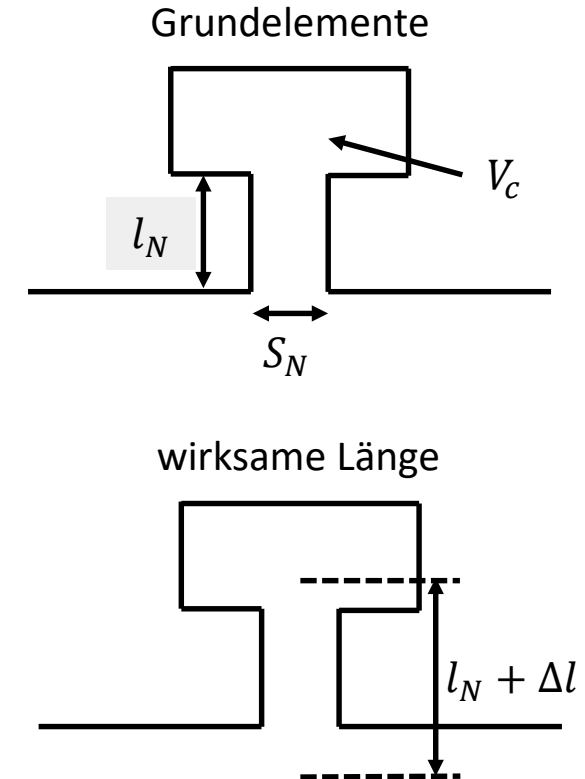
S_N Querschnitt des Resonatorhalses in m^2

V_C Volumen der Resonanzkammer in m^3

l_N Länge des Resonatorhalses in m

t_W Dicke der Kanalwand in m (falls in l_N nicht berücksichtigt)

r_N Radius des Resonatorhalses in m





3. Schalldämpfer

3.6 Resonanzschalldämpfer

3.6.3 Helmholtz-Resonator

Auslegung und Skalierung – **Abschätzung** der Eingangsimpedanz:

- maximales Dämpfungsmaß für minimalen Betrag der Eingangsimpedanz des Helmholtz-Resonators
- Eingangsimpedanz

$$\underline{Z}_r = \rho_0 \left[\frac{\omega^2}{\pi c_0} \left(2 - \frac{r_N}{r_n} \right) + 0,425 \frac{M c_0}{S_N} + j \left(\frac{\omega(l_N + \Delta l)}{S_N} - \frac{c_0^2}{\omega V_C} \right) \right] \quad \text{in Pa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$$

ρ_0	Dichte der Luft in $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	l_N	Länge des Resonatorhalses in m
ω	Kreisfrequenz in s^{-1}	Δl	Mündungskorrektur in m
c_0	Schallgeschwindigkeit in $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	V_C	Volumen der Resonanzkammer in m^3
r_N	Radius des Resonatorhalses in m		
r_n	Radius des freien Kanalquerschnitts in m		
M	Mach-Zahl		
S_N	Querschnitt des Resonatorhalses in m^2		

[Mechel 2008]



3. Schalldämpfer

3.6 Resonanzschalldämpfer

3.6.3 Helmholtz-Resonator

Einfluss Halsdurchmesser: Abschätzung der Resonanzfrequenz

Folgendes Rechenbeispiel:

- angestrebte Resonanzfrequenz des zu realisierenden Helmholtz-Resonators $f_{R,Soll} = 36 \text{ Hz}$
- Radius des freien Kanalquerschnitts $r_n = 0,5 \text{ m}$
- Radius des Resonatorhalses $r_N = 0,01 \text{ m}$
- Länge des Resonatorhalses $l_N = 0,02 \text{ m}$
- Durchmesser der Resonanzkammer $d_C = 0,40 \text{ m}$
- Länge der Resonanzkammer $l_C = 0,259 \text{ m}$
- Blechdicke $t_W = 0,005 \text{ m}$
- Betriebstemperatur $\vartheta = 350 \text{ °C}$
- Querschnittsfläche des Resonatorhalses $S_N = 0,0003 \text{ m}^2$
- Mündungskorrektur $\Delta l = 0,027$
- Volumen der Resonanzkammer $V_C = 0,333 \text{ m}^3$
- realisierte Resonanzfrequenz des Helmholtz-Resonators $f_{R,Ist} = 36,1 \text{ Hz}$



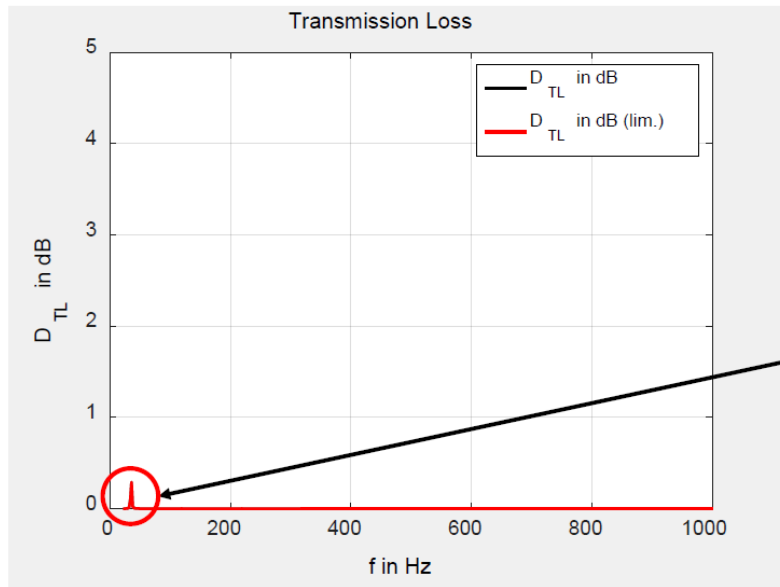
3. Schalldämpfer

3.6 Resonanzschalldämpfer

3.6.3 Helmholtz-Resonator

Einfluss Halsdurchmesser: Abschätzung der Resonanzfrequenz

Auslegung und Skalierung – Abschätzung der Dämpfung:



Die Resonanzfrequenz ist deutlich erkennbar, die Wirksamkeit des Resonators ist jedoch sehr gering. Um eine signifikante Wirkung zu erzielen, muss der Betrag der komplexen Eingangsimpedanz des Helmholtz-Resonators angepasst werden.

Dies lässt sich durch Vergrößerung des Querschnitts des Resonatorhalses sowie des Volumens der Resonanzkammer erreichen.



3. Schalldämpfer

3.6 Resonanzschalldämpfer

3.6.3 Helmholtz-Resonator

Einfluss Halsdurchmesser: Abschätzung der Resonanzfrequenz

Folgendes Rechenbeispiel:

- angestrebte Resonanzfrequenz des zu realisierenden Helmholtz-Resonators $f_{R,Soll} = 36 \text{ Hz}$
- Radius des freien Kanalquerschnitts $r_n = 0,5 \text{ m}$
- Radius des Resonatorhalses $r_N = 0,05 \text{ m}$
- Länge des Resonatorhalses $l_N = 0,02 \text{ m}$
- Durchmesser der Resonanzkammer $d_C = 0,70 \text{ m}$
- Länge der Resonanzkammer $l_C = 0,875 \text{ m}$
- Blechdicke $t_W = 0,005 \text{ m}$
- Betriebstemperatur $\vartheta = 350 \text{ °C}$
- Querschnittsfläche des Resonatorhalses $S_N = 0,0079 \text{ m}^2$
- Mündungskorrektur $\Delta l = 0,095$
- Volumen der Resonanzkammer $V_C = 0,337 \text{ m}^3$
- realisierte Resonanzfrequenz des Helmholtz-Resonators $f_{R,Ist} = 35,9 \text{ Hz}$

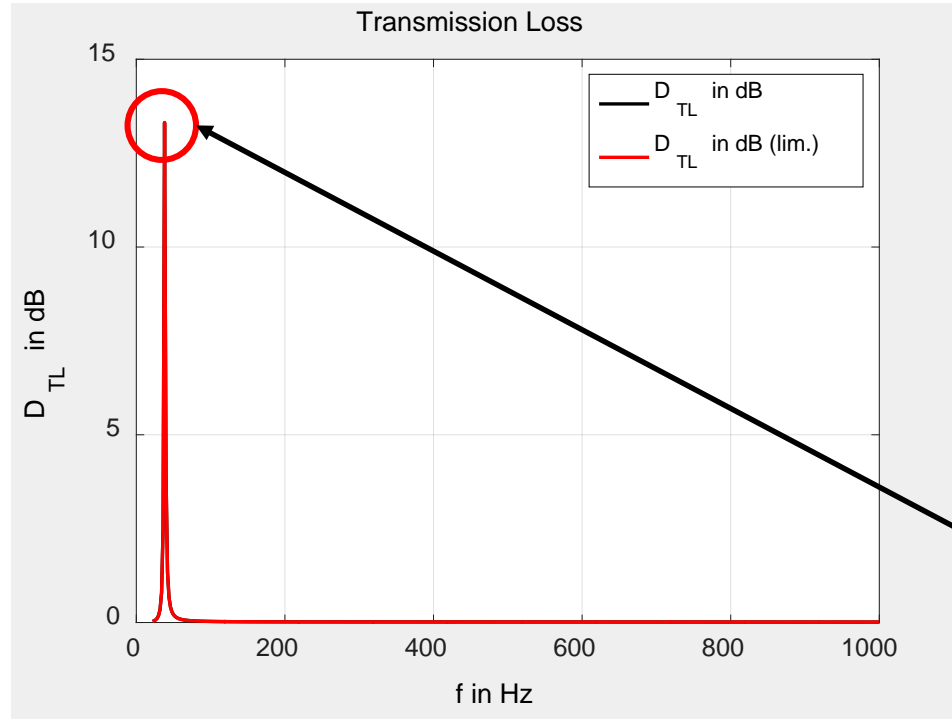


3. Schalldämpfer

3.6 Resonanzschalldämpfer

3.6.3 Helmholtz-Resonator

Einfluss Halsdurchmesser: Abschätzung der Resonanzfrequenz



Durch Vergrößerung des Querschnitts des Resonatorhalses sowie des Volumens der Resonanzkammer lässt sich eine wesentlich höhere Dämpfung erzielen.



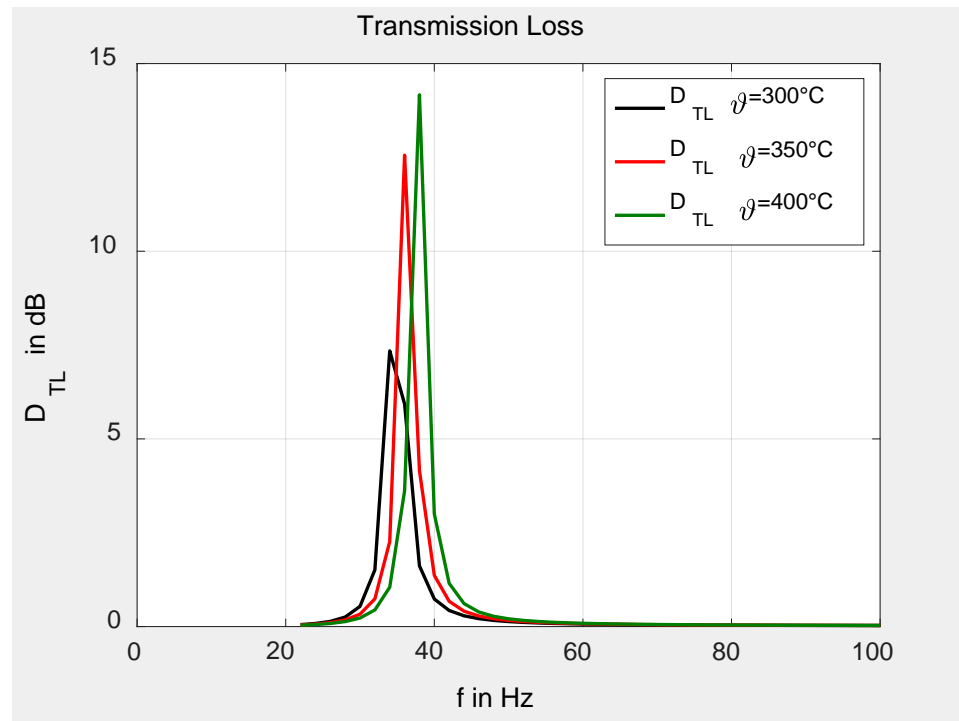
3. Schalldämpfer

3.6 Resonanzschalldämpfer

3.6.3 Helmholtz-Resonator

Einfluss von Temperatur auf Dämpfungsverhalten:

- Verschiebung der Resonanzfrequenz



Rechenbeispiel:

- Helmholtz-Resonator des vorherigen Rechenbeispiels
- $\vartheta_{\text{Soll}} = 350^\circ\text{C}$
- $f_{\text{R,Soll}} = 36\text{ Hz}$
- $\vartheta_{\text{Ist}} = 300^\circ\text{C}, 350^\circ\text{C}$ und 400°C

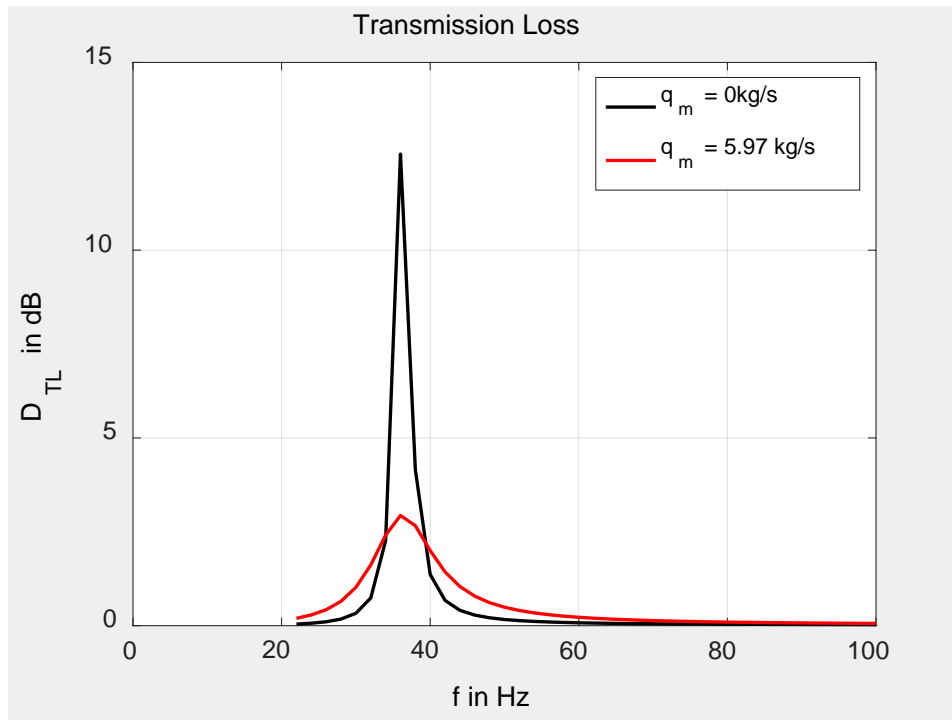


3. Schalldämpfer

3.6 Resonanzschalldämpfer

3.6.3 Helmholtz-Resonator

Einfluss von Massenfluss auf Dämpfungsverhalten:



Rechenbeispiel:

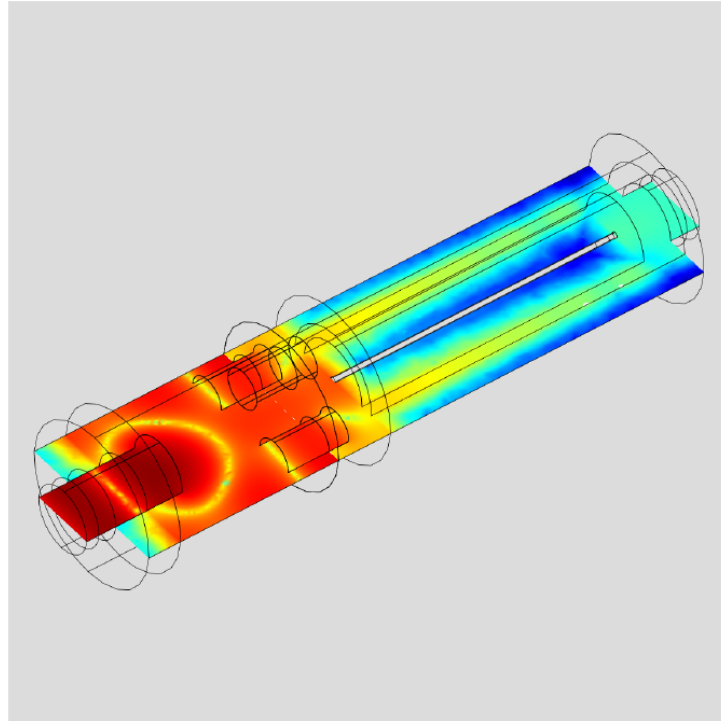
- Helmholtz-Resonator des vorherigen Rechenbeispiels
- $dN = 1000 \text{ mm}$
- $S = 0,785 \text{ m}^2$
- $\vartheta = 350 \text{ }^\circ\text{C}$
- $f_{R,Soll} = 36 \text{ Hz}$
- $q_{Soll} = 0 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$
- $\rho_0 = 0,565 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$
- $q_{Ist} = 6 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$
- $v_{Ist} = 13,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$



3. Schalldämpfer

3.7 Hybride Schalldämpfer

Numerische Berechnung: Reflexions- und Absorptionsschalldämpfer

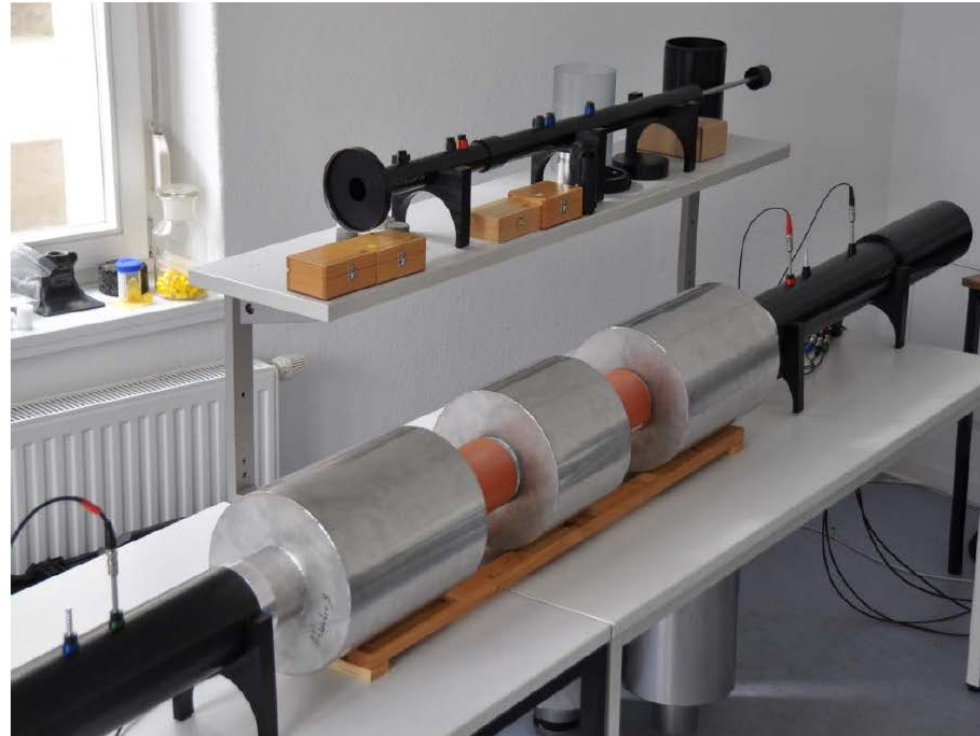




3. Schalldämpfer

3.7 Hybride Schalldämpfer

Messaufbau: Abgasschalldämpfer - Resonanz- und Absorptionsschalldämpfer

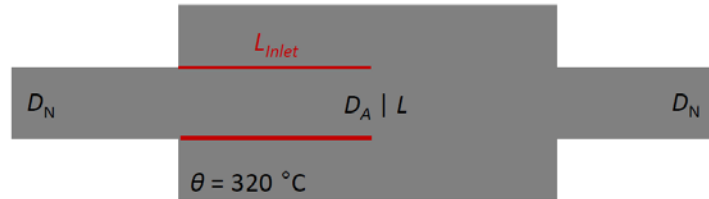




3. Schalldämpfer

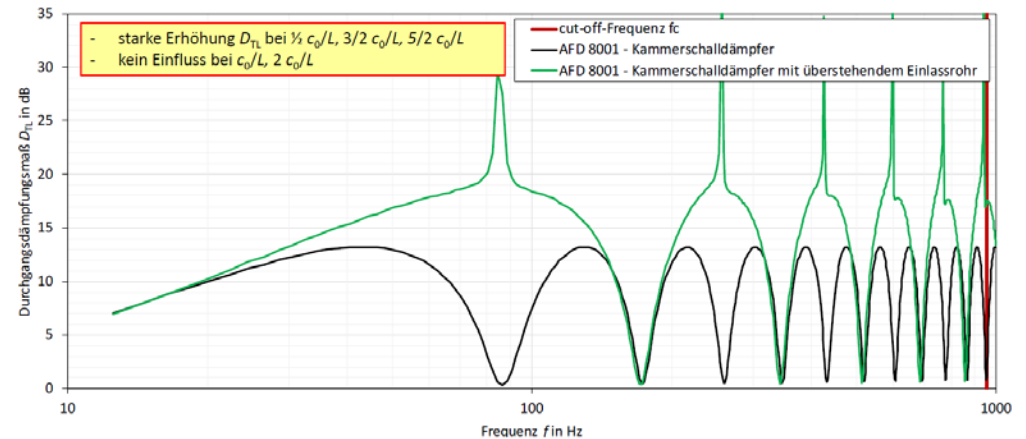
3.7 Hybride Schalldämpfer

- Beispiel 01 – Kammerschalldämpfer mit überstehendem Einlassrohr:



- Einlass- und Auslassdurchmesser gleich; $D_N = 100 \text{ mm}$ | $S_N = 0,00785 \text{ m}^2$
- Kammerdurchmesser $D_A = 300 \text{ mm}$ | $S_A = 0,07068 \text{ m}^2$
- Länge des verfügbaren Bauraumes
 - $L = 2,82 \text{ m}$
- Länge des überstehenden Einlassrohres entspricht etwa $L/2$; $L_{inlet} = 1,40 \text{ m}$
 - Berücksichtigung von Mündungskorrekturen
 - überstehendes Einlassrohr fungiert als $\lambda/4$ -Resonator bei den Einbrüchen des D_{TL} des Kammerschalldämpfers

- Beispiel 01 – Kammerschalldämpfer mit überstehendem Einlassrohr:

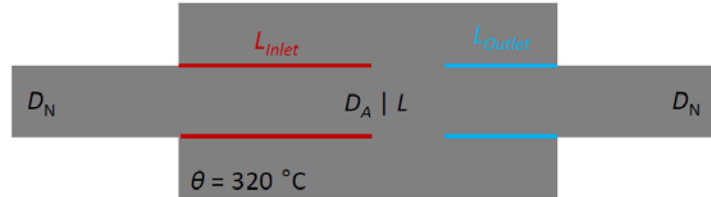




3. Schalldämpfer

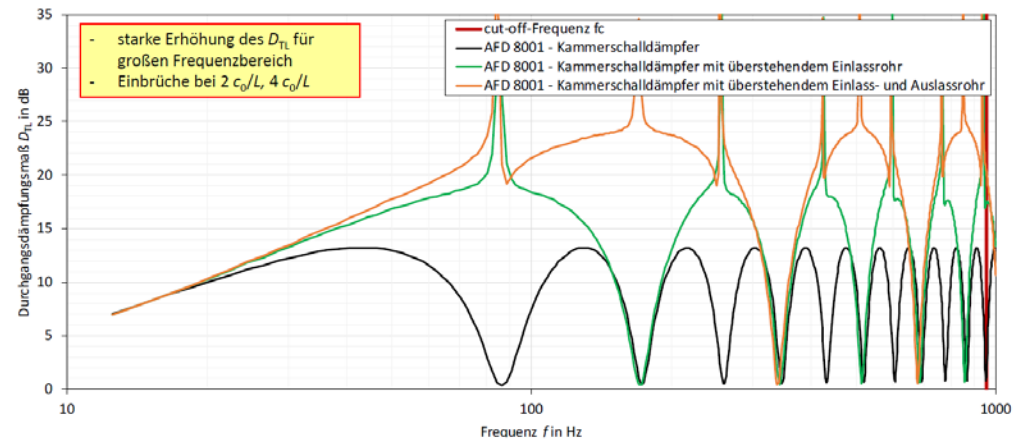
3.7 Hybride Schalldämpfer

- Beispiel 01 – Kammerschalldämpfer mit überstehendem Einlass- und Auslassrohr:



- Einlass- und Auslassdurchmesser gleich; $D_N = 100 \text{ mm}$ | $S_N = 0,00785 \text{ m}^2$
- Kammerdurchmesser $D_A = 300 \text{ mm}$ | $S_A = 0,07068 \text{ m}^2$
- Länge des verfügbaren Bauraumes
 - $L = 2,82 \text{ m}$
- Länge des überstehenden Einlassrohres $L_{inlet} = 1,41 \text{ m}$
- Länge des überstehenden Auslassrohres $L_{outlet} = 0,69 \text{ m}$
 - Berücksichtigung von Mündungskorrekturen

- Beispiel 01 – Kammerschalldämpfer mit überstehendem Einlass- und Auslassrohr:

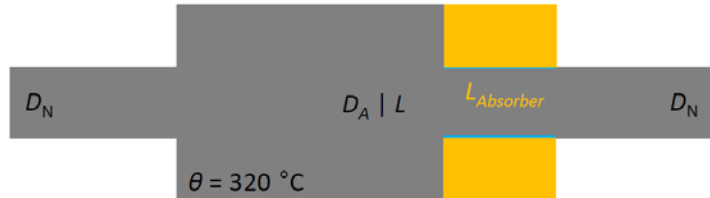




3. Schalldämpfer

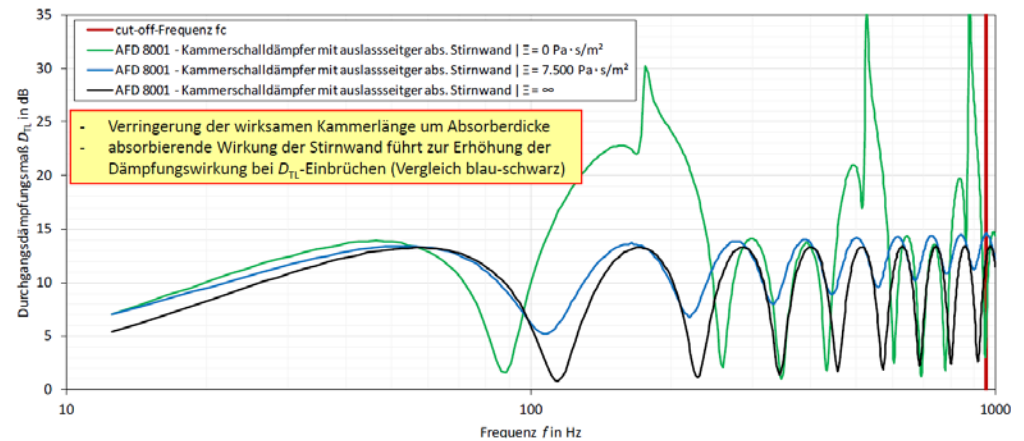
3.7 Hybride Schalldämpfer

- Beispiel 01 – Kammerschalldämpfer mit auslassseitiger absorbierender Stirnwand:



- Einlass- und Auslassdurchmesser gleich; $D_N = 100 \text{ mm}$ | $S_N = 0,00785 \text{ m}^2$
- Kammerdurchmesser $D_A = 300 \text{ mm}$ | $S_A = 0,07068 \text{ m}^2$
- Länge des verfügbaren Bauraumes
 - $L = 2,82 \text{ m}$
- Absorberdicke $L_{\text{Outlet}} = L_{\text{Absorber}} = 0,69 \text{ m}$

- Beispiel 01 – Kammerschalldämpfer mit auslassseitiger absorbierender Stirnwand:

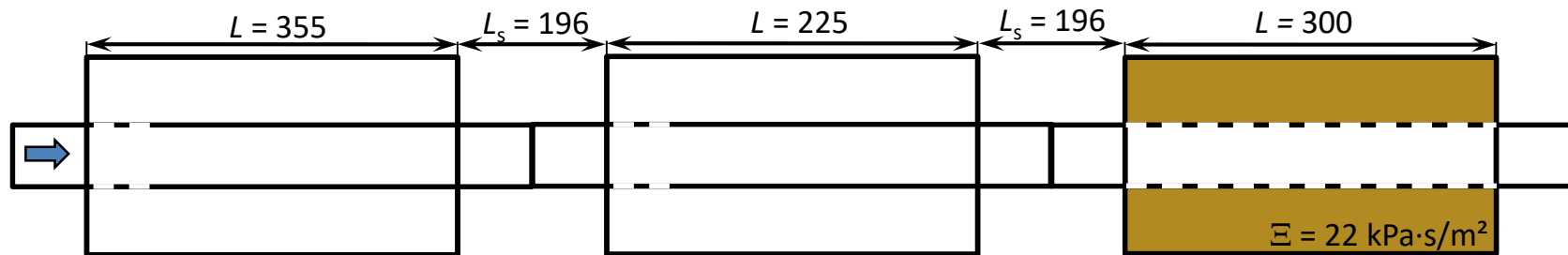




3. Schalldämpfer

3.6 Hybride Schalldämpfer

Kombination 1: Resonator 1 + Resonator 2 + Absorber 3

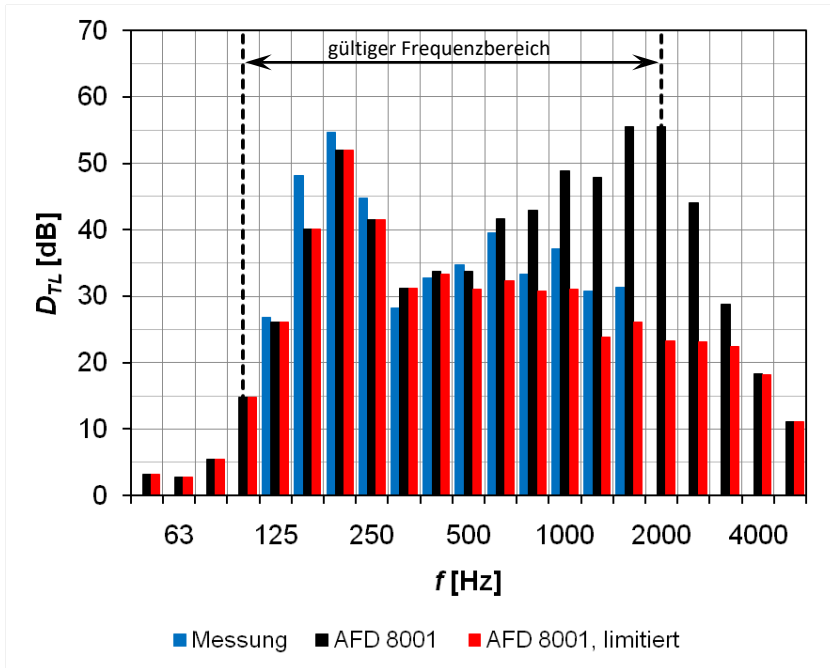
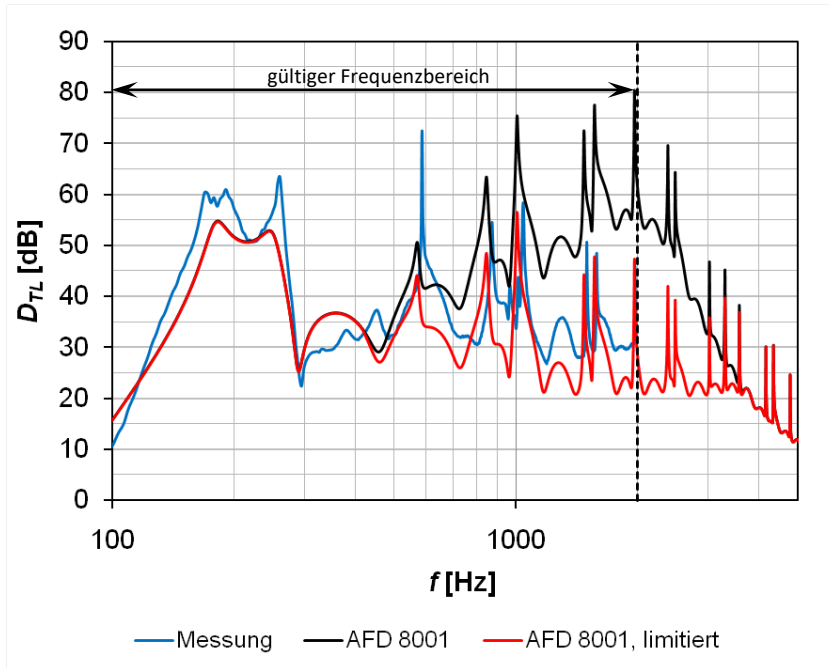




3. Schalldämpfer

3.6 Hybride Schalldämpfer

Kombination 1: Resonator 1 + Resonator 2 + Absorber 3

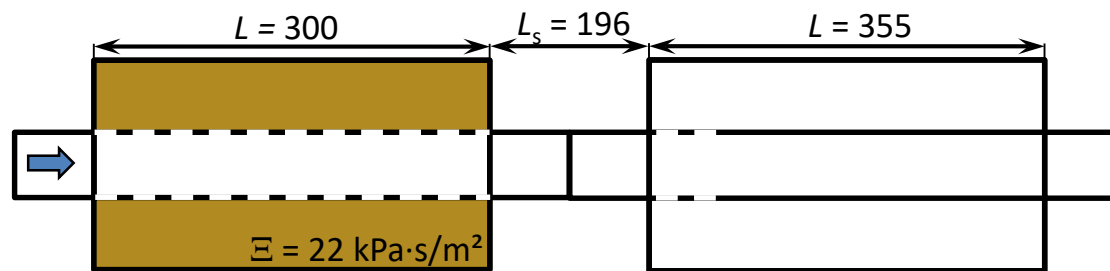




3. Schalldämpfer

3.6 Hybride Schalldämpfer

Kombination 2: Absorber 3 + Resonator 1

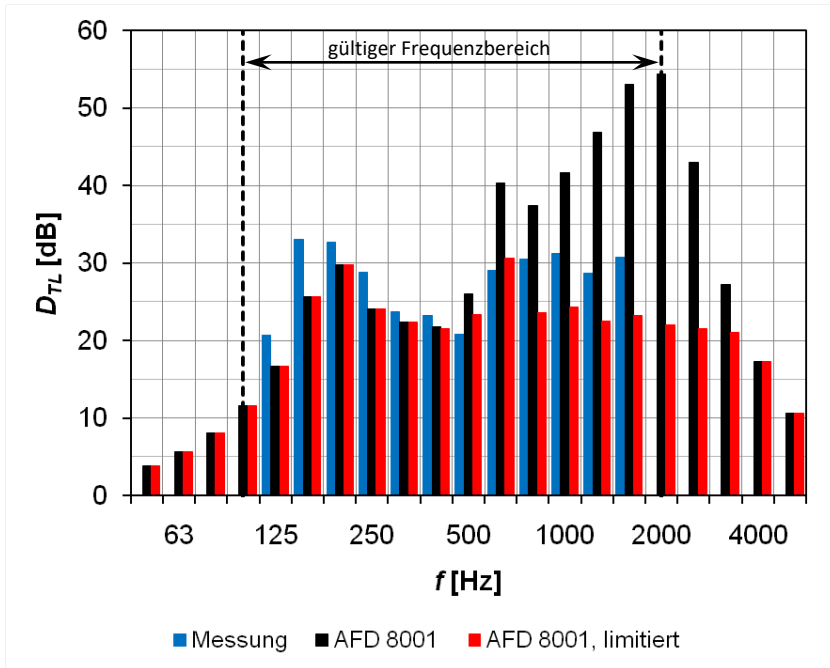
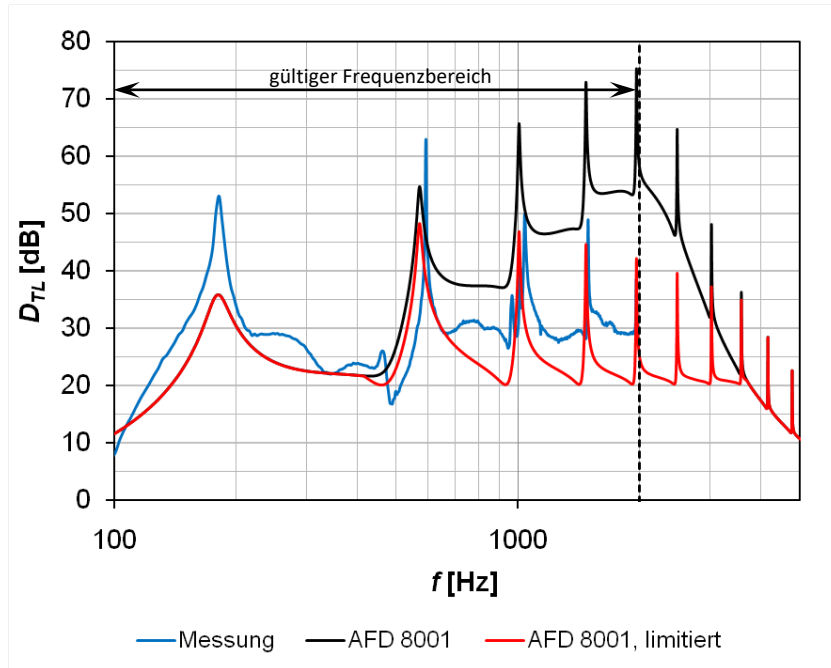




3. Schalldämpfer

3.6 Hybride Schalldämpfer

Kombination 2: Absorber 3 + Resonator 1

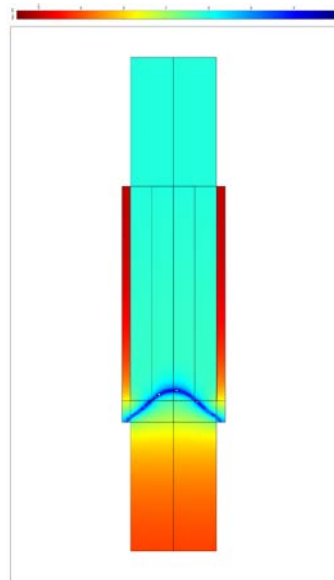
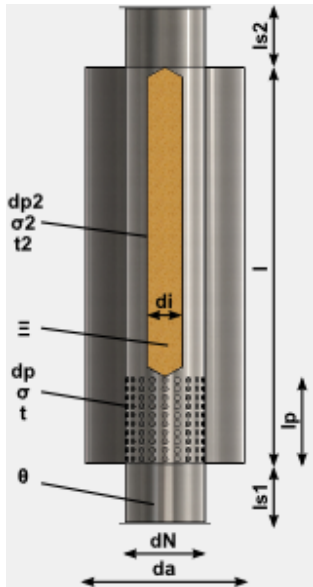




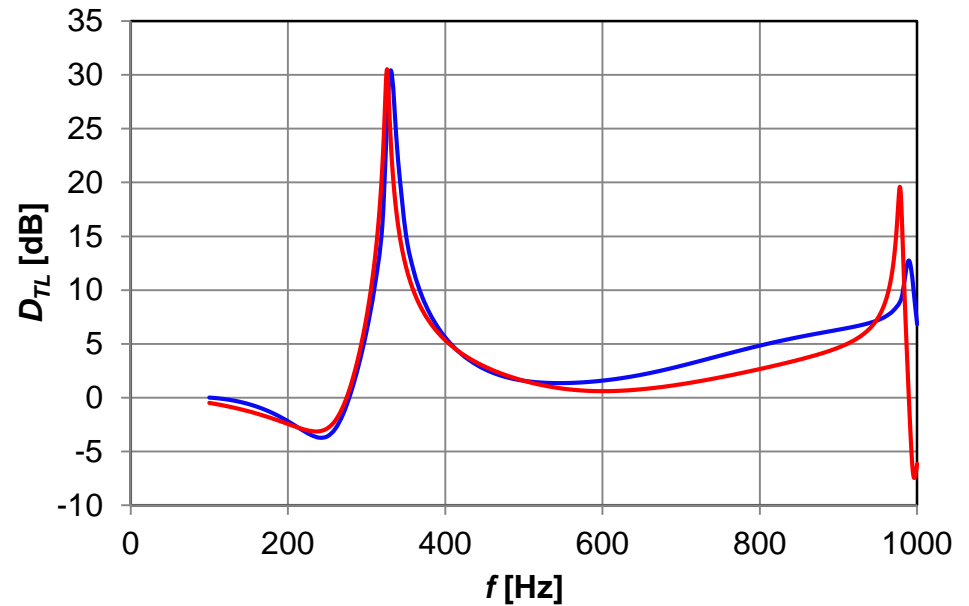
3. Schalldämpfer

3.7 Hybride Schalldämpfer

- IId) Resonanzschalldämpfer mit perforiertem Blech und Baffle



$f = 330 \text{ Hz}$
1. Resonanz
Kammer

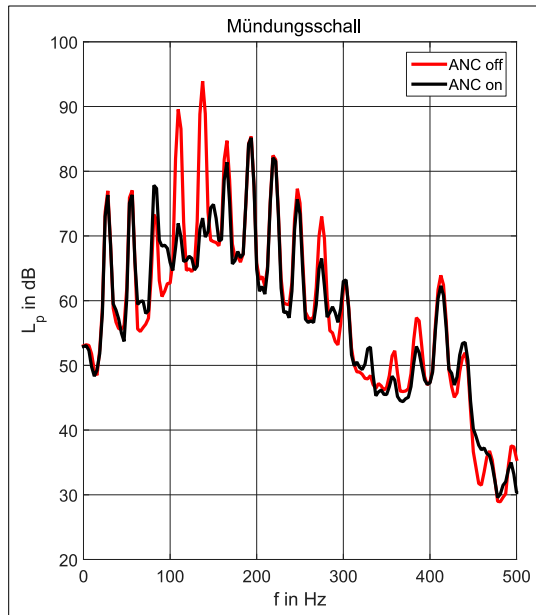


— Analytische Berechnung — Numerische Berechnung

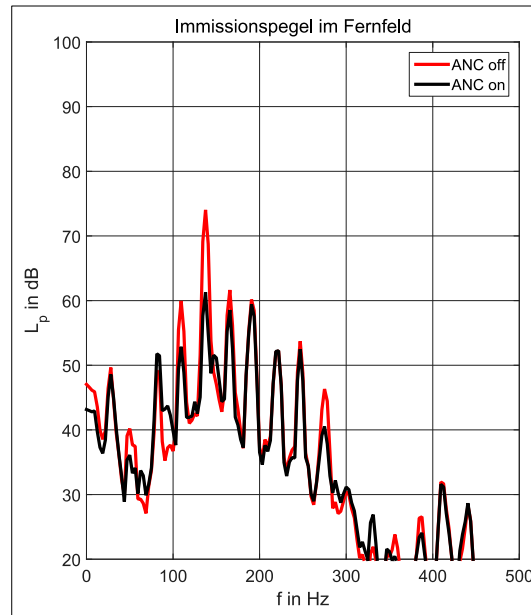


3. Schalldämpfer

3.8 Aktive Schalldämpfer



Minderung von
Mündungsschall



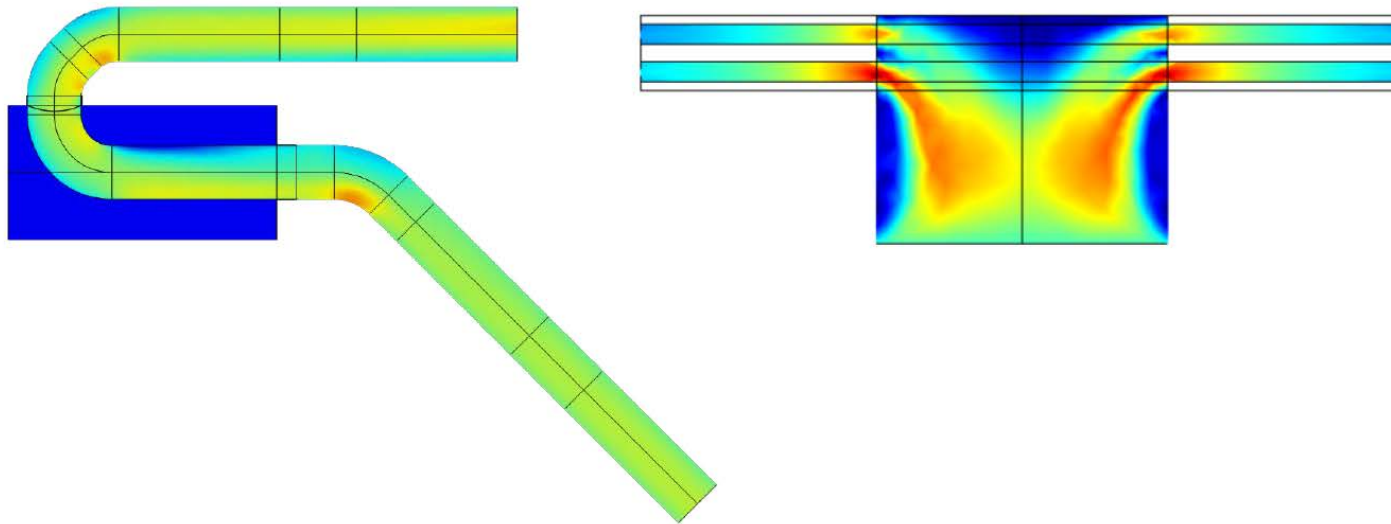
Minderung von
Immissionspegel im Fernfeld





3. Schalldämpfer

3.9 Strömungsgeräusche





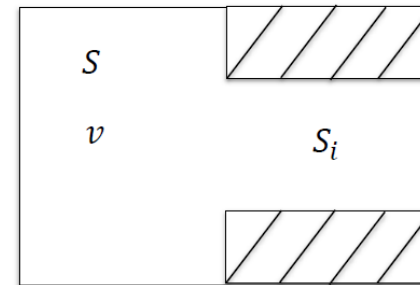
3. Schalldämpfer

3.9 Strömungsgeräusche

- Querschnittsprünge im Kanal

$$L_w = \left[7 + 50 \lg \left[v \frac{S}{S_i} \right] + 10 \lg S \right] \text{ dB}$$

- v Strömungsgeschwindigkeit im Kanalquerschnitt
 S Kanalquerschnitt vor Querschnittsprung
 S_i Kanalquerschnitt nach Querschnittsprung



[Lips 1995]



3. Schalldämpfer

3.9 Strömungsgeräusche

- Strömungsgeräusch am Gitter

$$L_W = [10 + 60\lg v + 30\lg \xi + 10\lg S] \text{ dB}$$

Δp_t Druckverlust am Gitter

ρ, v Dichte bzw. Strömungsgeschwindigkeit des fließenden Fluids

S Ausströmfläche der Mündung oder des Eintritts

- Widerstandsbeiwert

$$\xi = f(\Delta p_t, \rho, v)$$



3. Schalldämpfer

3.9 Strömungsgeräusche

- Gesamtschallleistungspegel L_W ($P_0 = 10^{-12}$ W) einer gasdurchströmten einstufigen Drosselstelle

$$L_W = 93 + 101 \lg \left(\frac{qc^2}{1W} \right) - 10 \lg \left[1 + 6 \left(\frac{p_2}{p_1 - p_2} \right)^{2,5} \right] \text{ dB}$$

- spektraler Schallleistungspegels $L_{W, \text{Terz}}$ in dB

$$L_{W, \text{Terz}} = L_W + \Delta L_1 - \Delta L_2 - 5 \text{ dB}$$

$$\Delta L_1 = 10 \lg \left(1 + (0,77 f_g / f)^2 \right)$$

$$\Delta L_2 = \begin{cases} 10 \lg \left(1 + (f_0 / f)^{2,5} \right) & \text{für } f < f_0 \\ 10 \lg \left(1 + (f_0 / f) \right) & \text{für } f \geq f_0 \end{cases}$$

$$f_0 = 0,4 \frac{u}{\sqrt{S_3}} \quad S_3 = \frac{q}{\rho_3 u}$$

$$u/c = \begin{cases} \sqrt{(p_1 - p_2)/p_2} & \text{für } p_1 < 2p_2 \\ 1 & \text{für } p_1 \geq 2p_2 \end{cases}$$

$$\rho_3/\rho_1 = \begin{cases} [1 - 0,47 (p_1 - p_2)/p_2]^{1/\kappa} & \text{für } p_1 < 2p_2 \\ [2/(\kappa + 1)]^{1/(\kappa-1)} & \text{für } p_1 \geq 2p_2 \end{cases}$$

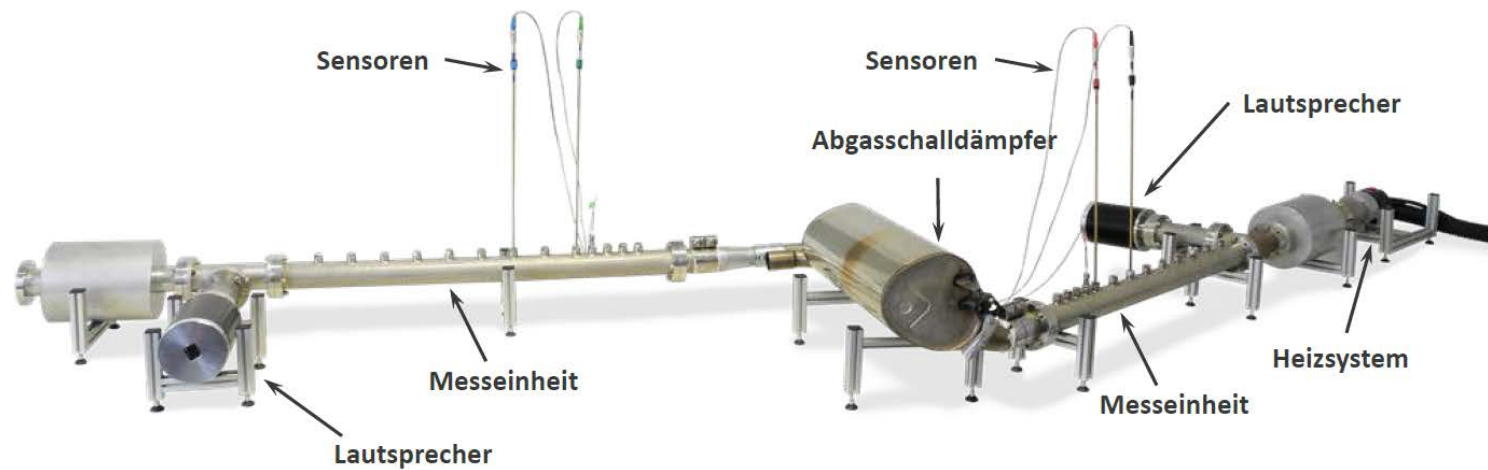
ϑ	Fluidtemperatur
p_1 / p_2	Absolutdruck vor / nach Ventil
q	Massenfluss
ρ_1	Fluiddicke vor Ventil
c	Schallgeschwindigkeit im Fluid
D_K	Durchmesser des Ventils
f	Terzmittenfrequenz
f_G	Grenzfrequenz zur Ausbreitung ebener Schallwellen in Kanal
u	Strömungsgeschwindigkeit im engsten Querschnitt
ρ_3	Fluiddicke im engsten Querschnitt
S_3	Fläche im engsten Querschnitt
κ	Adiabatexponent

[Möser 2005]



Laborverfahren

- Schalldämpfer-Prüfstand (auch für Einsatz im Labor geeignet)
- Bestimmung der Durchgangsdämpfung von Schalldämpfern bei hohen Temperaturen und mit Fluidströmung im Transmissionsrohr





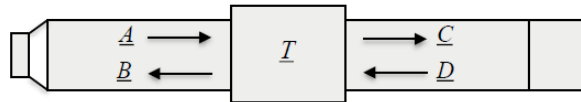
3. Schalldämpfer

3.10 Messverfahren

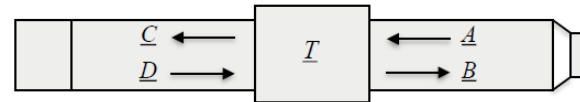
Laborverfahren

- Two-Source-Methode

Schallquelle 1 Schalldämpfer Abschluss

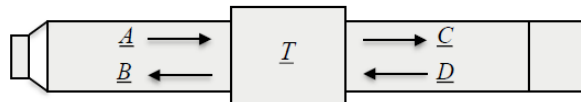


Abschluss Schalldämpfer Schallquelle 2

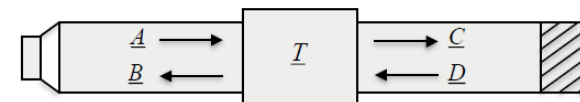


- Two-Load-Methode

Schallquelle Schalldämpfer Abschluss 1



Schallquelle Schalldämpfer Abschluss 2



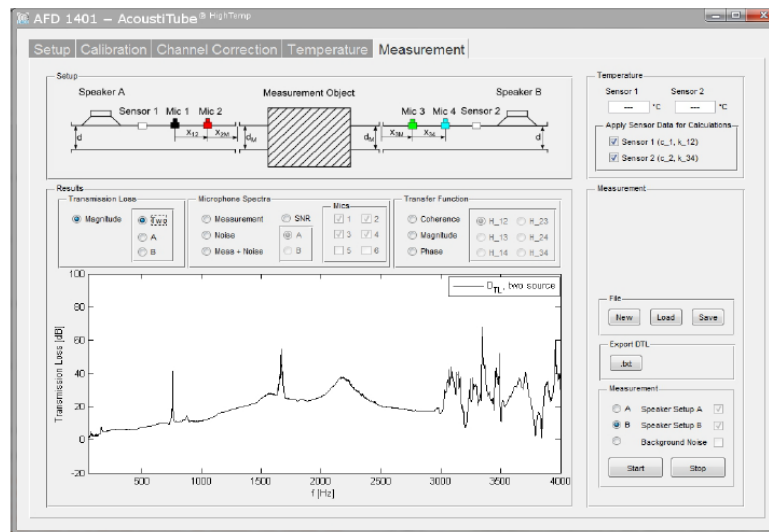


3. Schalldämpfer

3.10 Messverfahren

Laborverfahren

- Anwendung von Messdaten zur weiteren Berechnung von Durchgangsdämpfung und Einfügungsdämpfung in AED 8001 - AcustiCalc[®] Silencer (z. B. bei Installation des gemessenen Schalldämpfers innerhalb von komplettem Abgassystem)



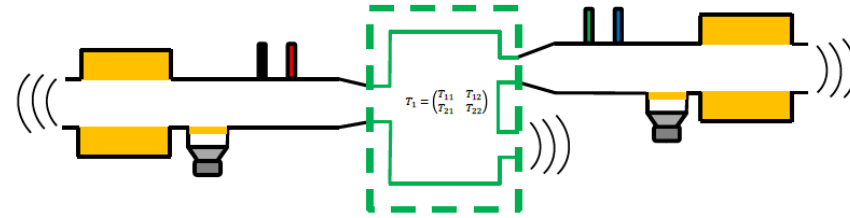


3. Schalldämpfer

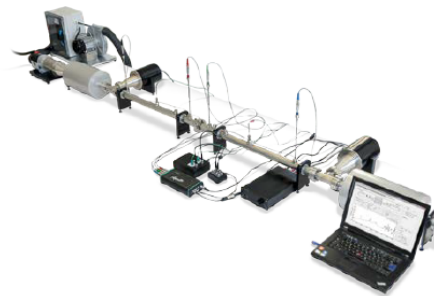
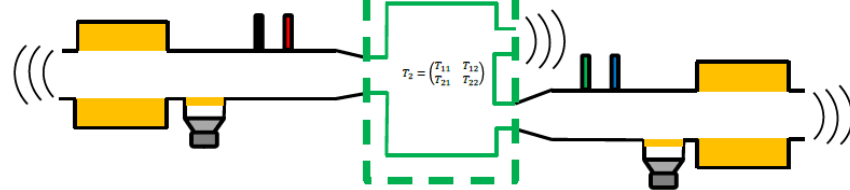
3.10 Messverfahren

Laborverfahren

Two-Source-
Method
Bestimmung T_1



Two-Source-
Method
Bestimmung T_2





3. Schalldämpfer

AFD 8001 beta - Acoustic Design of Mufflers

File Export ?

Input Parameters

Parameter	Value
θ [°C]	20
ρ [mm]	11.5
α	1.4
$d1$ [mm]	0.3
$d2$ [mm]	200
$d3$ [mm]	5
$d4$ [mm]	5000
ρ [mm]	5000
α (Abs)	0.99
ρ (Abs)	1
ρ [mm]	100
ρ [mm]	100

Legend Save Properties

Results

Plot Table Overview

Continuous 1/3-Octave Octave

Transmission Loss

f [Hz]	TL [dB]
31.5	5
63	15
125	30
250	45
500	65
1000	70
2000	30
4000	10

Calculate

System Design

Categories

Absorption Muffler Elements

AKUSTIK FORSCHUNG

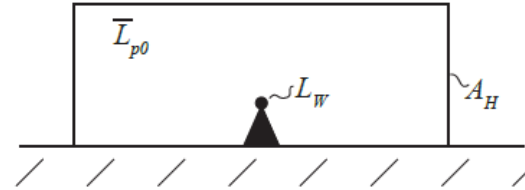


4. Kapselung

4.1 Wirkung der Kapselung

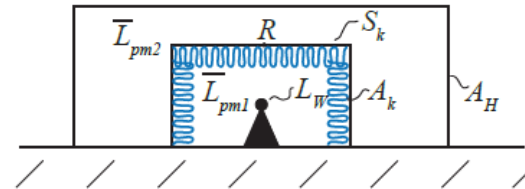
Schalldruckpegel ohne Kapsel \bar{L}_{p0}

$$\bar{L}_{p0} = L_W - 10 \cdot \log\left(\frac{A_H}{4\text{m}^2}\right) \text{ dB}$$



Schalldruckpegel im Kapselinneren \bar{L}_{pm1}

$$\bar{L}_{pm1} = L_W - 10 \cdot \log\left(\frac{A_K}{4\text{m}^2}\right) \text{ dB}$$





4. Kapselung

4.1 Wirkung der Kapselung

Schalldruckpegel außerhalb der Kapsel $\bar{L}_{p_{m2}}$

$$\bar{L}_{p_{m2}} = \bar{L}_{p_{m1}} - R + 10 \cdot \log \left(\frac{S_K}{A_H} \right) \text{ dB}$$

Einfügungsdämpfung D_e

$$D_e = \bar{L}_{p_0} - \bar{L}_{p_{m2}} \quad (\text{KAP 1.1})$$
$$D_e = R - 10 \cdot \log \left(\frac{S_K}{A_K} \right) \text{ dB}$$

gilt für:

- für $\tau \rightarrow 1; \alpha_m \rightarrow 1$ oder $\alpha \gg \tau$
- Wirkung der Kapsel ≈ 20 dB

Einfügungsdämpfung D_e für große τ

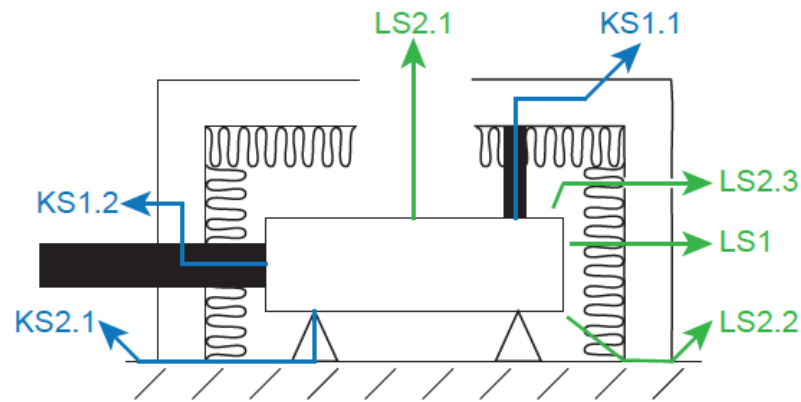
$$D_e = 10 \cdot \log \left(1 + \frac{\delta}{\tau} \right) \text{ dB} \quad (\text{KAP 1.2})$$



4. Kapselung

4.2 Schallausbreitungswege

Schallausbreitungswege an einer Kapsel



Luftschallausbreitungswege:

- LS1 - Kapselwände
- LS2.1 - unvermeidbare Öffnungen
- LS2.2 - undichte Stoßstellen
- LS2.3 - undichte Stoßstellen zwischen Bauteilen

Körperschallausbreitungswege:

- KS1.1 - starre Anbindung an Maschine
- KS1.2 - Durchführungen, die starr mit der Kapselwand verbunden sind
- KS2.1 - Abstrahlung über angrenzende Bauteile



4. Kapselung

4.2 Schallausbreitungswege

Einfügungsdämpfung der Kapsel ohne Öffnungen; keine Beachtung der Körperschallausbreitungswege D_{ek}

$$D_{ek} = 10 \cdot \log \left(1 + \frac{\varepsilon \cdot \alpha}{\tau} \right) \text{dB} \quad (\text{KAP 1.3})$$

Transmissionsgrad τ

$$\tau = 10^{\frac{-R}{10 \text{dB}}}$$

Auskleidungsverhältnis ε

$$\varepsilon = \frac{S_A}{S_{ges}}$$



4. Kapselung

4.2 Schallausbreitungswege

Einfügungsdämpfung der Kapsel mit Öffnungen; keine Beachtung der Körperschallausbreitungswege D_{ek}

$$D_{ek} = -10 \cdot \log \left(10^{-\frac{\Delta L_k}{10 \text{ dB}}} + 10^{-\frac{\Delta L_{\text{ö}}}{10 \text{ dB}}} \right) \text{ dB}$$

(KAP 1.4)

Wirkung der Kapselwand allein ΔL_k

$$\Delta L_k = R + 10 \cdot \log \left(\tau + \alpha \cdot \varepsilon \right) \text{ dB}$$

Wirkung der Öffnungen allein $\Delta L_{\text{ö}}$

$$\Delta L_{\text{ö}} = 10 \cdot \log \left(1 + \alpha \cdot \varepsilon \frac{1-q}{q} \right) \text{ dB}$$



4. Kapselung

4.2 Schallausbreitungswege

Verhältnis Öffnungs- zu Gesamtfläche q

$$q = \frac{S_{\ddot{o}}}{S_{ges}}$$

Einfügungsdämpfung der Kapsel mit Öffnungen und Schalldämpfer (D_{IL}); keine Beachtung der Körperschallausbreitungswege D_{ek}

vgl. (KAP 1.4) mit:

$$\Delta L_{\ddot{o}} \rightarrow \Delta L_{\ddot{o}} + D_{IL}$$

Einfügungsdämpfung der Kapsel mit Beachtung der Körperschallausbreitungswege D_{ek}

$$D_{ek} = -10 \cdot \log \left(10^{-\frac{\Delta L_k}{10\text{dB}}} + 10^{-\frac{\Delta L_{\ddot{o}}}{10\text{dB}}} + 10^{-\frac{\Delta L_v}{10\text{dB}}} \right) \text{dB}$$

(KAP 1.5)

- ΔL_k - LS1
- $\Delta L_{\ddot{o}}$ - LS2
- ΔL_v - KS



4. Kapselung

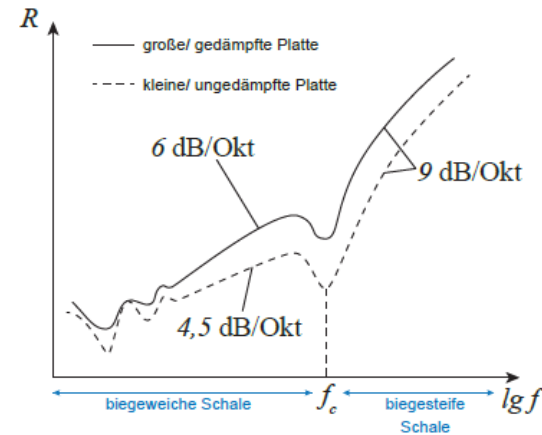
4.3 Auslegung von Kapselwänden

4.3.1 Biegeweiche Schale

Schalldämmung großer oder gedämpfter Platten R

nach (BA 6.4):

$$R = \left[20 \cdot \log \left(\frac{\omega \cdot m''}{2 \cdot Z_0} \right) - 3 \right] \text{dB} \quad (\text{KAP 1.6})$$





4. Kapselung

4.3 Auslegung von Kapselwänden

Schalldämmung kleiner und/ oder ungedämpfter Platten R

$$R_{min} = \left[10 \cdot \log \left(\frac{\omega \cdot m''}{2 \cdot Z_0} \right) + 10 \cdot \log(k_B \cdot a) - 3 \right] \text{dB}$$

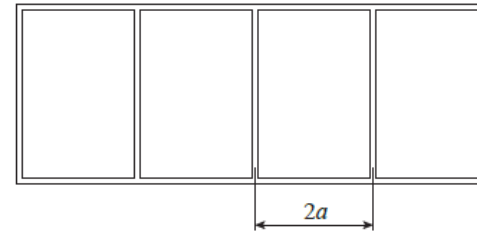
(KAP 1.7)

Biegewellenzahl k_B

$$k_B = \sqrt{\omega} \cdot \sqrt[4]{\frac{m''}{B'}}$$

Fazit:

- möglichst auf Versteifungsrippen bei großen Platten verzichten





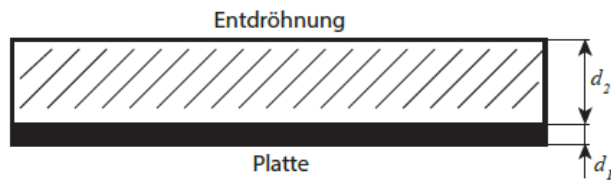
4. Kapselung

4.3 Auslegung von Kapselwänden

Einsatz von Entdröhnmaterial

optimale Anpassung, wenn:

$$\frac{d_1}{d_2} > 1 \quad \text{und} \quad \frac{E_2}{E_1} > 10^{-2}$$



- durch den Einsatz von Entdröhnmaterial kann R_{min} verbessert werden

Einsatz von Stahlblech mit Dicke:

- bis 2 mm ohne Entdröhnung
- bis 4 mm mit Entdröhnung
- sinnvoll im Bereich 100 Hz - 3 kHz



4. Kapselung

4.3 Auslegung von Kapselwänden

4.3.2 Biegesteife Schale

Schalldämmung einschaliger biegesteifer Schalen R

$$R = \left[20 \cdot \log \left(\frac{\omega \cdot m''}{2 \cdot Z_0} \right) + 10 \cdot \log \left(\frac{f}{f_c} \right) + 10 \cdot \log \left(\frac{2 \cdot \eta}{\pi} \right) \right] \text{dB} \quad (\text{KAP 1.8})$$



4. Kapselung

4.3 Auslegung von Kapselwänden

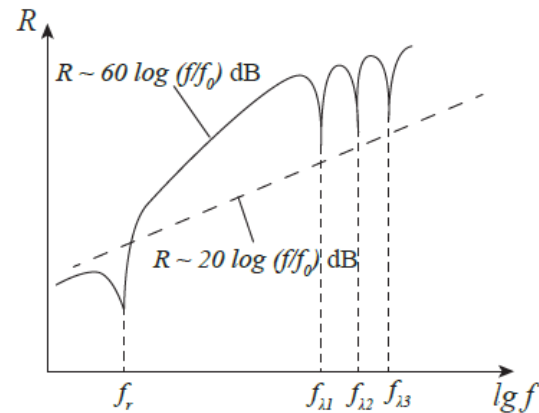
4.3.3 Doppelschalen

Schalldämmung zweier biegeweicher Schalen im Bereich $f_r < f < f_{\lambda_1}$

$$R \approx \left[20 \cdot \log \frac{f}{\text{Hz}} + 40 \cdot \log \frac{f}{f_0} + 20 \cdot \log \frac{\rho_w}{\text{kg/m}^3} + 20 \cdot \log \frac{d_L}{\text{cm}} - 88 \right] \text{dB} \quad (\text{KAP 1.9})$$

Resonanzfrequenz Masse - Feder - Masse f_r

$$f_r \approx 160 \sqrt{s' \left(\frac{1}{m_1''} + \frac{1}{m_2''} \right)}$$



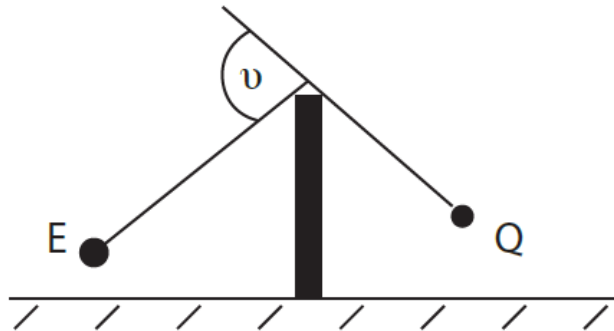


5. Abschirmung

5.1 Wirkungsweise

Lärminderung durch Beugung

Schematische Darstellung



Bedeutung:

- Lärminderung in einem begrenzten Bereich

Eigenschaften:

- $f = 20 \text{ Hz} \dots 20 \text{ kHz}$
- $\lambda = 17 \text{ mm} \dots 17 \text{ m}$
 - tieffrequent starke Beugung
 - hochfrequent schwache Beugung
 - ↔ gute Abschattung
- Wirkung umso besser, desto größer ϑ

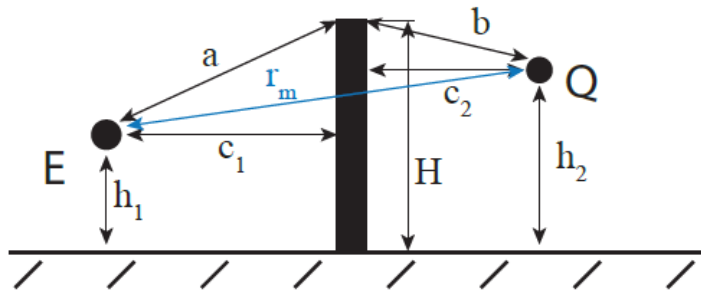


5. Abschirmung

5.2 Näherungsweise Berechnung

Geometrie

Ungerichtete Abstrahlung einer Einzelquelle



Schirmwert z

$$z = a + b - r_m \quad (\text{LSW 1.1})$$

Streckenlängen

$$a = \sqrt{c_1^2 + (H - h_1)^2}$$

$$b = \sqrt{c_2^2 + (H - h_2)^2}$$

$$r_m = \sqrt{(c_1 + c_2)^2 + (h_2 - h_1)^2}$$

Fresnell - Zahl N

$$N = \frac{2 \cdot z}{\lambda} = \frac{2 \cdot f \cdot z}{c_0} \quad (\text{LSW 1.2})$$



5. Abschirmung

5.2 Näherungsweise Berechnung

Abschirmmaß

Abschirmmaß D_z

$$D_z = 10 \cdot \log(6N + 1) \text{dB} + 5 \text{dB} \quad (\text{LSW 1.3})$$

Formel nach Kurze in Norm

$$D_z = 20 \cdot \log \frac{\sqrt{2\pi \cdot N}}{\tanh \sqrt{2\pi N}} \text{dB} + 5 \text{dB}$$

$$D_z \approx 10 \log(6 \cdot N) \text{dB} + 5 \text{dB}$$

Richtwerte:

- $D_z \leq 20$ dB (dünner Schirm $d \ll \lambda$)
- $D_z \leq 25$ dB (dicker/ mehrere Schirme bzw. Beugungskanten)

Diskussion:

- $\vartheta \nearrow \rightarrow z \nearrow \rightarrow N \nearrow \rightarrow D_z \nearrow$
- $\vartheta = 0 \rightarrow z = 0 \rightarrow N = 0$
 $\rightarrow D_z = 5$ dB
 \hookrightarrow auch wenn Quelle noch zu sehen,
ist Abschirmung vorhanden



- Beranek, Leo (1996a): *Acoustics*. American Institute of Physics.
- Beranek, Leo (1996b): *Concert and Opera Halls: How They Sound*. American Institute of Physics.
- Blauert, Jens und Ning Xiang (2009): *Acoustics for Engineers: Troy Lectures*. Second Edition. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg.
- Cremer, Lothar und Manfred Heckl (2010): *Körperschall: Physikalische Grundlagen und technische Anwendungen*. 3., aktualisierte Auflage. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg.
- Cremer, Lothar und Helmut A. Müller (1976): *Die wissenschaftlichen Grundlagen der Raumakustik* -. Stuttgart: Hirzel.
- Fahy, Frank J. (2000): *Foundations of Engineering Acoustics*. Academic Press.
- Fahy, Frank J. (1998): *Fundamentals of Noise and Vibration*. London: E & F N Spon.
- Fasold, W., E. Sonntag und H. Winkler (1987): *Bau- und Raumakustik*. 1. Aufl. Berlin: Verl. für Bauwesen.
- Fasold, W. und E. Veres (2003): *Schallschutz und Raumakustik in der Praxis: Planungsbeispiele und konstruktive Lösungen*. 2., bearb. Aufl. Berlin: Verl. für Bauwesen.
- Fuchs, Helmut V. (2010): *Schallabsorber und Schalldämpfer - Innovative akustische Konzepte und Bauteile mit praktischen Anwendungen in konkreten Beispielen*. Berlin Heidelberg New York: Springer-Verlag.
- Lerch, Reinhard, Gerhard M. Sessler und Dietrich Wolf (2009): *Technische Akustik: Grundlagen und Anwendungen*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg.



- Mechel, Fridolin P. (1998): Schallabsorber - Band 1 bis 3. Stuttgart: Hirzel.
- Möser, Michael (2009): Engineering Acoustics: An Introduction to Noise Control. Second Edition. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg.
- Möser, Michael (2010): Messtechnik der Akustik. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg.
- Möser, Michael (2012): Technische Akustik. 9., aktualisierte Auflage. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg.
- Munjal, M. L. (2014): Acoustics of Ducts and Mufflers -. New York: John Wiley & Sons.
- Schirmer, Werner (11. Feb. 2006): Technischer Lärmschutz: Grundlagen und praktische Maßnahmen zum Schutz vor Lärm und Schwingungen von Maschinen. 2., bearbeitete und erweiterte Auflage. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg.
- Sinambari, Gh. Reza und Stefan Sentpali (2014): Ingenieurakustik - Physikalische Grundlagen und Anwendungsbeispiele. Berlin Heidelberg New York: Springer-Verlag.
- Weinzierl, Stefan (2008): Handbuch der Audiotechnik. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg.
- Willems, Wolfgang, Kai Schild und Diana Stricker (11. Juni 2012): Schallschutz: Bauakustik. Vieweg+Teubner Verlag.