



■ Im Prüfkanal nach DIN EN ISO 7235 können Schalldämpfer-Kullissen nach Bauart und Anordnung gemessen werden.

Bild: Trox GmbH

# Grundlagen der Schalldämpferauslegung

## Teil 1: Vereinfachte Formeln für sichere Dimensionierung

Prof. Dr.-Ing. Helmut V. Fuchs\*

Kaum eine Raum- oder Prozesslufttechnische Anlage kommt ohne den Einbau geeigneter Schalldämpfer aus, wenn sie die verbreitet geltenden Schallschutzanforderungen innerhalb und außerhalb von Gebäuden erfüllen soll. RLT-Anlagen werden dabei häufig unter einem enormen Kostendruck angeboten, beauftragt und ausgeführt. Dies führt leider häufig dazu, dass weder Planer noch Lüftungsbauer eine detaillierte Auslegung nach dem Stand der Technik durchführen. Im 1. Teil des Beitrages geht der Autor daher zunächst auf die grundlegende Schalldämpferdimensionierung ein. Im 2. Teil werden die Auswirkungen einer falschen Auswahl auf Eigengeräusche und die Betriebskosten näher untersucht.

**G**leichgültig, ob es sich um RLT-Anlagen oder um Anlagen zur Kraft-Wärme-Kopplung handelt, innerhalb und außerhalb von Gebäuden müssen bestimmte Schall-Emissionsgrenzwerte eingehalten werden. Nachdem BHKW's inmitten von dicht besiedelten Wohngebieten geplant und ausgeführt werden, sollten sich Planer und

Anlagenbauer ernsthaft um den Lärmschutz kümmern. Regelmäßig beanspruchen schalldämpfende Einbauten 5 bis 10% der Investitionskosten. Wenn diese erst nach Beanstandungen nachträglich installiert werden müssen, auch mehr.

RLT-Anlagen an Arbeitsplätzen, in Wohnungen oder Restaurants werden heute un-

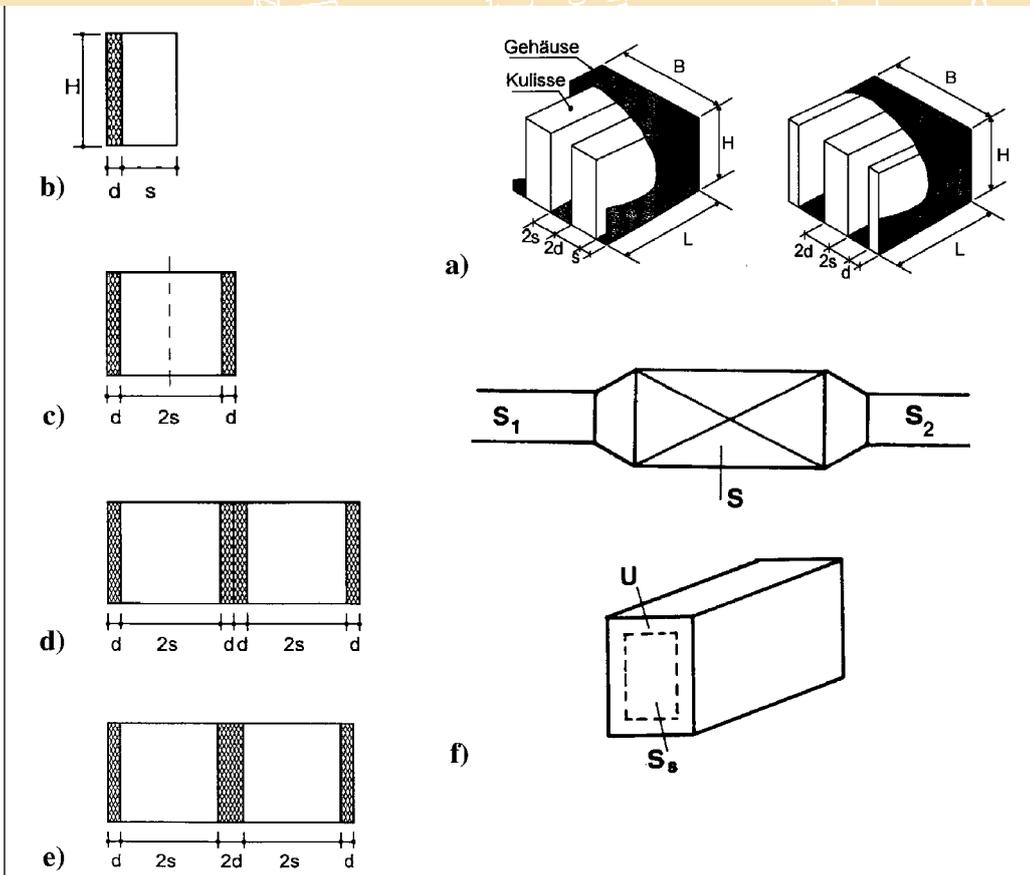
ter einem derartigen Kosten- und Termindruck geplant und realisiert, dass Schallschutzaspekte nicht mehr ausreichend Berücksichtigung finden. So werden oftmals Auslegungsprogramme, die mit öffentlicher Förderung in enger Kooperation von Forschungsinstituten und Industriefirmen entwickelt wurden [1], nicht genutzt, weil für ihre Anwendung Geld und Zeit fehlen.

Auf der anderen Seite verlangt die EnEV heute dichte Wohngebäude, für die mehr denn je optimal geregelte Lüftungsanlagen erforderlich sind, um den Luftaustausch sowie den Feuchtetransport zu gewährleisten. Bei der hohen Schalldämmung solcher Gebäudehüllen gegenüber anderen Schallquellen reagieren anspruchsvolle Nutzer aber oft besonders empfindlich auf Geräusche aus den haustechnischen Anlagen.

## Schätzen statt rechnen?

Weil manche Rechenprogramme für Absorber und Schalldämpfer für Praktiker nicht ganz einfach zu handhaben sind, wird bei der Abschätzung des jeweiligen Bedarfs oft leider nur der „dicke Daumen“ benutzt. Die Folge einer solchen Auslegung ist aber, dass die schalldämpfenden Einbauten in den Strömungskanälen aus Angst noch häufiger überall unterdimensioniert werden. Wenn es bei der Abnahme einer Anlage zu Beanstandungen kommt, suchen im besten Falle alle Beteiligten schuld bewusst gemeinsam nach einer Möglichkeit, hier und da noch zusätzlich einen Dämpfer unterzubringen, vorzugsweise unmittel-

\*) Prof. Dr.-Ing. Helmut V. Fuchs war bis 2005 Leiter der Abteilung Raumakustik/Technische Akustik und stellv. Leiter des Fraunhofer IBP in Stuttgart.



■ Bild 1: Geometrische Parameter von Schalldämpfern in Kanälen.

bar vor dem Luftauslass im beanstandeten Raum.

### Betriebskosten ohne Bedeutung?

Da bei den heutigen Preis- und Vergabeverhandlungen meist nur die Investitions-, nicht aber die späteren Betriebskosten in Betracht gezogen werden, führen diese Missstände z. B. häufig zu viel zu kleinen Strömungsquerschnitten und entsprechend großen Strömungsgeschwindigkeiten, die teilweise über 10 m/s liegen. Diese sorgen dann, von kaum jemandem beachtet, zu unnötig hohen Energiekosten der RLT-Anlage. Auch die laufenden Kosten für Wartung und Reinigung im Hinblick auf die einzuhaltenden Hygiene-Anforderungen [12], legen es nahe, sich einmal mit den Schalldämpfern intensiver zu befassen. Nachfolgend sollen daher vielfach erprobte Auslegungsregeln für Schalldämpfer dargestellt werden, die alle

wichtigen Kenngrößen eines Schalldämpfers berücksichtigen und auch für Akustik-Laien mithilfe eines Taschenrechners leicht anzuwenden sind. Eine genauere Auslegung lohnt dabei nicht, weil:

- der jeweilige Absorptionsgrad des im Schalldämpfer eingesetzten Dämpfungsmaterials, z. B. wegen größerer Herstellungsschwankungen, nicht genauer bekannt ist,
- die Wirksamkeit eines Schalldämpfers vom jeweiligen Einbauort im Kanal abhängt,
- die Emissionsdaten der jeweiligen Strömungsmaschine nicht präziser vorliegen.

Bei konsequenter Anwendung dieser einfachen Regeln lassen sich aber schnell und zuverlässig:

- der Raumbedarf für Schalldämpfer im Kanal,
- der Leistungsbedarf zur Überwindung der Druckverluste an den Schalldämpfern sowie
- der durch die Schalldämpfer verursachte Energieauf-

wand beim Betrieb der Anlage abschätzen.

### Vorgehensweise bei der Auslegung

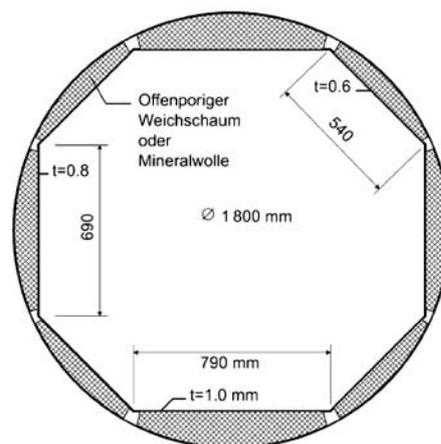
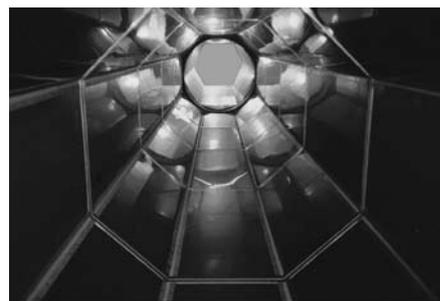
#### Schallschutzanforderungen

Zur Berechnung der vom jeweiligen Schalldämpfer zu er-

bringenden Einfügungsdämpfung ist vorab eine möglichst genaue Festlegung der Schallschutz-Anforderungen erforderlich. Maßgebliche technische Regelwerke sind:

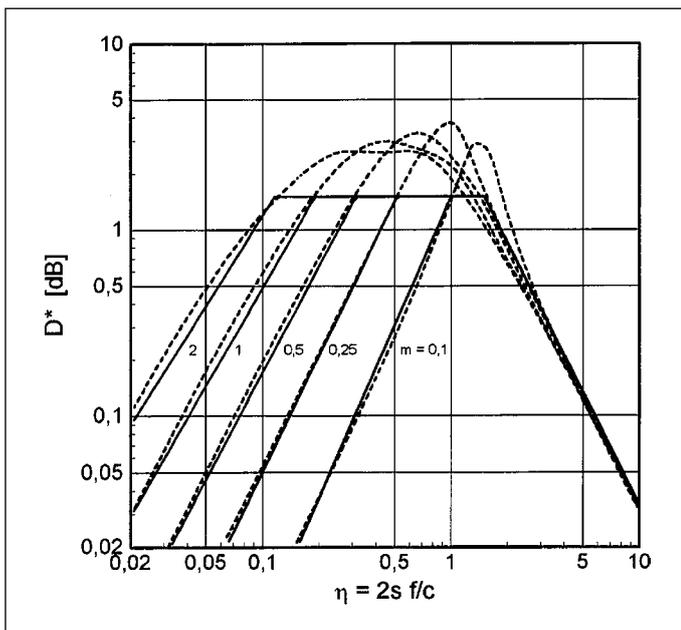
- DIN 4109 „Schallschutz im Hochbau; Anforderungen und Nachweise“,
- VDI 4100 „Schallschutz von Wohnungen – Kriterien für Planung und Beurteilung“,
- VDI 2081 „Geräuscherzeugung und Lärminderung in Raumluftechnischen Anlagen“.

Weiterhin ist die Bestimmung der Emissions- und Dämpfungs-Parameter aller relevanten Anlagenteile z. B. nach VDI 2081 unabdingbar, und zwar stets frequenzabhängig in Oktaven. So kommt man auf direktem Wege zu den Schwachstellen einer Schalldämpfer-Auslegung, die in der Regel in ihrer Wirksamkeit bei tiefen Frequenzen liegen. Grund hierfür ist die realisierbare Kulissendicke oder Gehäusegröße. Abhilfe können dann sogenannte „reaktive und aktive“ Absorber in



■ Bild 2: Beispiel einer Platten-Absorber-Anordnung in einem „eckigen Innenzug“.

Bild: Nießing Anlagenbau GmbH



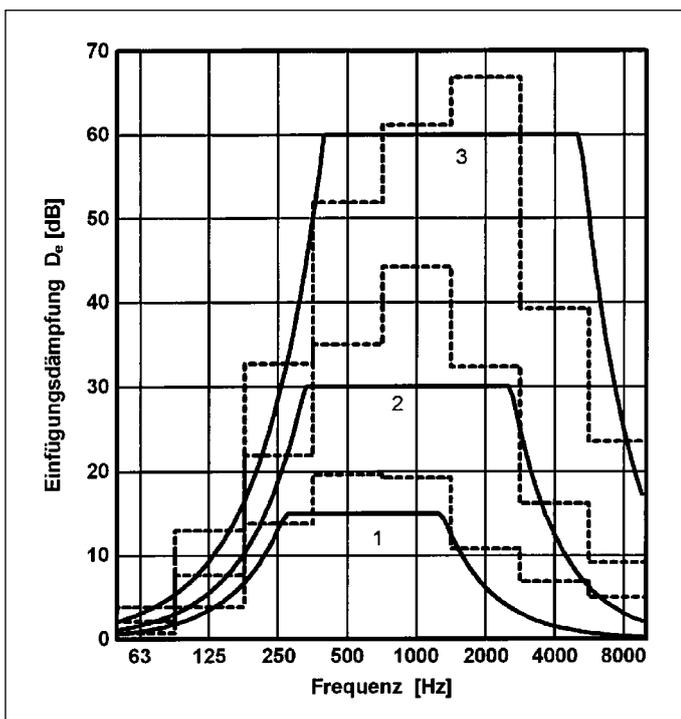
**Bild 3:** „Trapez-Diagramme“ zur Auslegung von homogenen faserigen oder porösen Schalldämpfern nach [5].

Kanal-Auskleidungen und Kulissen schaffen, die eine geringere Bautiefe beanspruchen [3].

**Geometrie**

Wie in Bild 1a dargestellt, werden Schalldämpfer in langen geraden Kanälen in der

Regel symmetrisch, meist ohne Randkulissen gebaut. Das Grundelement (Bild 1b) wird durch die Kanalweite  $s$ , in welcher sich die Schallwellen ausbreiten, und Auskleidungstiefe  $d$  des Absorbers sowie seine Länge  $L$  vollständig charakterisiert. Die Höhe



**Bild 4:** Vergleich der Dämpfung nach Gl. (1) bis (13) (durchgezogen) und gemessen nach [10] (strichliert) für einen Schalldämpfer mit  $d = 0,1$  m,  $L = 2$  m sowie  $m = 0,5$  (1), 1 (2) und 2 (3).

$H$  und die insgesamt verbleibende freie Fläche  $S_s$  im Gehäuse bestimmen zwar den Schallpegel am Eintritt in den Schalldämpfer, nicht aber dessen Wirksamkeit, wenn er in einen Kanal mit beliebigen Anschluss-Querschnitten,  $S_1$  und  $S_2$ , über geeignete Übergangsstücke eingefügt wird (Bild 1f).

Im Falle eines rechteckigen Aufbaues (Bild 1 d) entspricht die Dicke einer Mittelkulisse immer der doppelten Dicke einer Randkulisse. Bei zylindrischem Aufbau können die Schnittdarstellungen in Bild 1b-e als Längsschnitte angesehen werden – also beispielsweise mit einem Zentralkörper mit einem Durchmesser von  $2 \times d$ . Wenn es sich um homogenes, passives Absorbiermaterial wie Mineralwolle handelt, wie man unter Beibehaltung eines konstanten Ausstellungsverhältnisses  $m$  und gleichem Einbauvolumen  $V_d$  mit 2 Mittelkulissen die gleiche Einfügungsdämpfung erzielen wie mit einer Mittelkulisse und 2 Randkulissen.

Dabei ist:

$$m = \frac{S_d}{S_s} = \frac{d}{s} \quad (1)$$

$$V_d = S_d L \quad (2)$$

Wobei die Spaltbreite zwischen den Mittelkulissen  $2 \times s$  und der Randspalt  $s$  beträgt. Die gleiche Dämpfung kann man mit beliebig vielen derart neben- und übereinander angeordneten Kulissen erzielen, wobei die Breite  $B$  ebenso wie die Höhe  $H$  dann keinen Einfluss auf die Wirksamkeit des Schalldämpfers haben. Aus praktischen und Kostengründen verzichtet man meistens auf eine Kanalauskleidung nach Bild 1f) ebenso wie auf Randkulissen.

**Materialwahl**

Bei homogenen, meist faserigen oder porösen Absorbieren

kann man sich eine schallharte Trennwand zwischen zwei Kulissenhälften, wegen der Symmetrie des stets ebenen, längs des Schalldämpfers fortschreitenden Schallfeldes, sparen. Besteht das Grundelement des Schalldämpfers dagegen aus Resonatoren, so können diese entweder Rücken an Rücken oder schachbrettartig – die wirksame Fläche zum Kanal hin wechselnd – auch als Mittelkulisse eingebaut werden. Bild 2 zeigt eine innovative Resonator-Auskleidung aus Edelstahl als Innenzug in einem Schornstein [4].

Wenn die Breite  $B$  des Schalldämpfers vorgegeben ist, ergibt sich die Anzahl  $n$  der einbaubaren Kulissen aus:

$$n = \frac{B}{2(d+s)} = \frac{B}{2s(1+m)} \quad (3)$$

durch eine passende Wahl der Parameter  $d$  und  $s$ . Letztere werden wesentlich von den drei Randbedingungen bestimmt, die nachfolgend besprochen werden sollen:

- Erreichung einer vorgegebenen Dämpfung,
- Begrenzung des Eigengeräusches des Schalldämpfers,
- Minimierung der Druckverluste im Schalldämpfer.

**Ermittlung der Dämpfung**

Analytische Verfahren zur Berechnung der Schalldämpfung in Auskleidungen und Kulissen mit einer Füllung aus porösem/faserigem Material erfordern ein Computer-Programm [1]. Die in Bild 3 dargestellten Trapez-Diagramme geben die entsprechenden Berechnungsergebnisse näherungsweise grafisch (in doppelt-logarithmischer Darstellung) wieder. Zur Vereinfachung der Auslegung kann die aus empirischen Untersuchungen an

**Tabelle 1: Gegenüberstellung der ermittelten Dämpfung für das Berechnungsbeispiel nach Gl. (11) bis (13) (dritte Spalte) und nach [7] (zweite Spalte).**

Frequenz [Hz]	Berechnung mit PC-Programm [7] D [dB]	Abschätzung nach Gl. 11-13 D [dB]	Frequenzbereich
31,5	0,5	0,5	f < f <sub>u</sub>
63	1,8	1,5	
125	5,3	4,7	
250	15,1	14,4	
500	32,3	30	f <sub>u</sub> < f < f <sub>0</sub>
1000	51,7	30	
2000	51,2	30	
4000	25,5	30	
8000	9,3	12,5	f > f <sub>0</sub>

Dämpfern für Dieselmotoren abgeleitete Piening-Formel [6] herangezogen werden:

$$D = 1,5 a \frac{U}{S_s} L \text{ [dB]} \quad (4)$$

Mit dem Absorptionsgrad  $\alpha$ , der absorbierenden Berandung  $U$  [m] und dem freien Querschnitt  $S_s$  [m<sup>2</sup>] lässt sich unter den geometrischen Bedingungen in Bild 1 die längenbezogene Dämpfung  $D'$  für einen Kulissen-Dämpfer

$$D' = \frac{D}{L} = 1,5 \frac{\alpha}{s} \left[ \frac{\text{dB}}{\text{m}} \right] \quad (5)$$

und für einen Rohr-Dämpfer bzw. einen allseitig ausgekleideten quadratischen Kanal mit dem Durchmesser bzw. der Kantenlänge  $2s$  ableiten:

$$D' = \frac{D}{L} = 3 \frac{\alpha}{s} \left[ \frac{\text{dB}}{\text{m}} \right] \quad (6)$$

Damit wird die Bedeutung der Kanalweite offensichtlich.

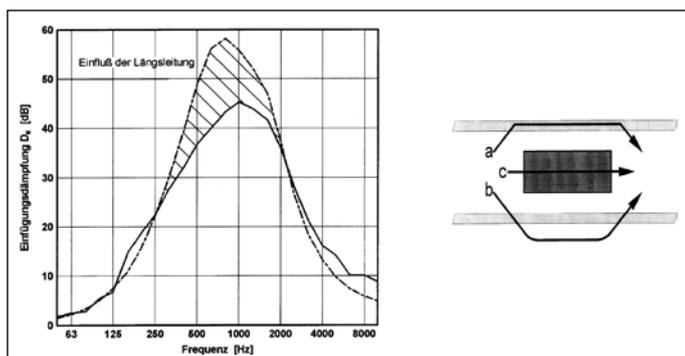
Den entscheidenden Absorptionsgrad der Auskleidung ergeben Messungen am Material nach DIN ISO 10534.

Die spezifische Dämpfung z. B. für Kulissen-Dämpfer folgt damit recht gut den bei tiefen Frequenzen ansteigenden Geraden der Trapezkurven, die in Bild 3 über dem dimensionslosen Frequenzparameter mit der Schallgeschwindigkeit  $c$  und Wellenlänge  $\lambda$  im Strömungsmedium (für Luft unter Normalbedingungen:  $c_0 = 344$  m/s) aufgetragen sind.

$$D^* = D^*s = 1,5 \frac{U}{S_s} s \text{ [dB]} \quad (7)$$

$$= \frac{2s f}{c} = \frac{2s}{c} f \quad (8)$$

Für  $m = 1$  und  $2d = 0,2$  m ergibt sich so beispielsweise bei 172 Hz eine spezifische Dämpfung  $D^*$  von 0,5 dB und eine längenbezogene Dämpfung  $D'$  von 5 dB/m. Durch



**Bild 5: Schallübertragung auf Nebenwegen über die Kanalwand oder den Kulissenrahmen.**

den maximal möglichen Absorptionsgrad von 1 wird  $D^*$ , unabhängig von  $m$ , auf den Wert 1,5 dB begrenzt. Die theoretisch erreichbare Dämpfung liegt zwar nach Bild 3 höher, wird aber in der Praxis aufgrund verschiedener Schallübertragungen auf Nebenwegen wie z. B. als Körperschall über die Kanalwand oder über den Kulissenrahmen oft nicht erreicht.

**Durchstrahlung des Schalldämpfers**

Oberhalb der Frequenz  $f_u$ , die gemäß Bild 3 vom Ausstellungsverhältnis  $0,1 < m < 2$  abhängt, wird die spezifische Dämpfung bis zur oberen Frequenz  $f_o$  zunächst als konstant angenommen. Diese Frequenz hängt nur von der Spaltbreite  $2s$  ab. Wenn letztere nämlich nach [8] größer als  $1,5 \lambda$  wird, passieren ebene Schallwellen immer weniger gedämpft die Kulissen. Man spricht dann von einer „Durchstrahlung“ des Schalldämpfers.

$$f_u = 0,19 \text{ m}^{-0,72};$$

$$f_u = 0,19 \text{ m}^{-0,72} \frac{c}{2s} \quad (9)$$

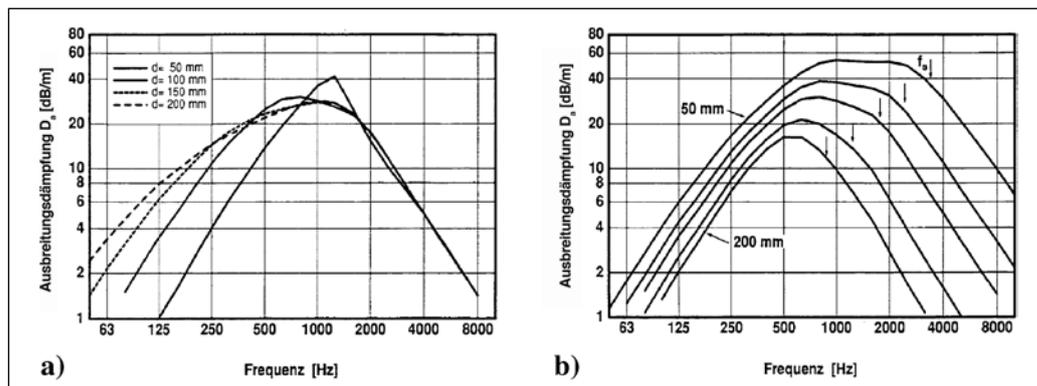
$$f_o = 1,5; f_o = 1,5 \frac{c}{2s} \quad (10)$$

Will man also den relevanten Frequenzbereich mit einfach handhabbaren Formeln abdecken, so berechnet man passive Dämpfer mit faserigem/porösem Dämpfungsmaterial nach [9]:

$$\text{für } f < f_u: D = 1,5 \frac{U L}{S_s} \left( \frac{f}{f_u} \right)^x$$

[dB] mit  $x = 1,75 \text{ m}^{-0,12} \quad (11)$

Der Wert  $x$  ist dabei lediglich eine empirisch ermittelte Hilfsgröße zur Anpassung der



■ Bild 6: Berechnung der längenbezogenen Dämpfung nach Piening für a)  $s = 100 \text{ mm}$ ;  $d = 50, 100, 150, 200 \text{ mm}$  und b)  $d = 100 \text{ mm}$ ;  $s = 200, 150, 100, 75, 50 \text{ mm}$ .

Gleichung an messtechnisch ermittelte Dämpfungswerte.

Für  $f_u < f < f_o$ :

$$D = 1,5 \frac{U L}{S_s} \text{ [dB]} \quad (12)$$

für  $f > f_o$ :

$$D = 1,5 \frac{U L}{S_s} \left( \frac{f_o}{f_u} \right)^2 \text{ [dB]} \quad (13)$$

Diese Rechengenauigkeit reicht in jedem Falle aus. Wichtiger ist, dass die Kulissen Dämpfungsmaterial mit optimalem Strömungswiderstand erhalten, und dass Schallübertragung über Nebenwege beim Einbau unterbunden wird.

**Berechnungsbeispiel:**

Für einen Schalldämpfer mit der Länge  $L = 1 \text{ m}$ , einer Kulissenbreite von  $d = 0,1 \text{ m}$  sowie der Spaltbreite  $s$  von  $0,05 \text{ m}$  ergibt sich zunächst das Ausstellungsverhältnis  $m = 2$ .

Für die verschiedenen Frequenzbereiche kann die Dämpfung mit den Gleichungen (11) bis (13) ermittelt werden.

Mit  $\eta_u = 0,115$  und  $f_u = 397 \text{ Hz}$  sowie  $x = 1,61$  und  $f_o = 5160 \text{ Hz}$  ergeben sich bei den genormten Oktav-Mittenfrequenzen die in Tabelle 1 eingetragenen Dämpfungen.

Diese Abschätzungen bleiben im ansteigenden Ast etwas unter der analytischen Berechnung nach [7]. Mit die-

ser erweiterten Piening-Formel wird die Dämpfung bei tiefen Frequenzen also nicht mehr wie bei der klassischen tendenziell überschätzt. Oberhalb  $f_o$  kann es in dieser Vereinfachung zu Abweichungen kommen (Bild 3), die mit steigender Frequenz aber wieder kleiner werden. Dieser Bereich ist darüber hinaus für die Auslegung in der Regel von geringer Bedeutung. Bild 4 zeigt die nach DIN EN ISO 7235 gemessenen Einfügungsdämpfungen [10] im Vergleich zu den hier vorgestellten Berechnungen für Kulissen mit  $L = 2 \text{ m}$  und  $2d = 0,2 \text{ m}$ . Dabei ist die Rechnung nicht an eine feste Frequenzauflösung gebunden; hier z. B. in 1/15-Oktaven. Die Abweichungen halten sich auch für diese längeren Kulissen in Grenzen.

Mit diesen Erweiterungen [9] können Dämpfer für  $0,1 < m < 2$  mit höherer Genauigkeit als mit der klassischen Piening-Formel berechnet werden. Die Kenntnis von  $\alpha$  ist dafür nicht mehr erforderlich, wenn man sich auf marktübliche Mineralwolle-Produkte für den Schalldämpferbau und eine sorgfältige Fertigung mit gleichmäßiger Stopfung verlassen kann. Die Abweichungen von den Berechnungen nach [1/7] dürften geringer sein als die Toleranzen bei der Kulissen-Herstellung, dem Einbau sowie der Nebenwege-Übertragung gemäß Bild 5.

**Dämpfungsverhalten optimieren**

Bild 6a zeigt die längenbezogene Dämpfung  $D'$  in Abhängigkeit von der Kulissendicke: Mit wachsender Dicke vergrößert sich die Absorption zu tiefen Frequenzen. Noch dickere Kulissen lohnen kaum, selbst wenn genug Platz für ein noch breiteres Gehäuse vorhanden wäre oder eine entsprechend stärkere „Verblockung“ des Kanals energetisch außer Acht gelassen würde. Oberhalb 1000 Hz hat die Auskleidungstiefe wegen der Durchstrahlung keinen Einfluss auf den Dämpfungsverlauf.

So ergibt sich für eine mit  $d = 100 \text{ mm}$  bei mittleren Frequenzen optimal absorbierende Kulisse in Bild 6b das für diese Bauart charakteristische Spektrum mit einem Maximum oberhalb 500 Hz.

Für andere Dämpfungsmaterialien, auch reaktive Absorber in Schalldämpfern, kann die klassische Piening-Formel Gl. (4) bis (6) als gute Näherung mindestens bei den so wichtigen tiefen Frequenzen unterhalb  $f_o$  nach Gl. (10) benutzt werden, sofern vom Hersteller verlässliche Absorptionsgrade vorliegen. Der Vergleich marktgängiger konventioneller Schalldämpfer

fer erfolgt üblicherweise an Hand von Katalogdaten und Auslegungsprogrammen der Hersteller. Weil aber das Frequenzspektrum der Dämpfungsanforderungen oft nicht vorliegt, konzentriert man sich der Einfachheit halber auf die bei 250 Hz ausgewiesenen Dämpfungswerte. Wenn eine etwas genauere Betrachtung der Emissions- und Dämpfungs-Parameter der Anlage etwa gemäß VDI 2081 den konkreten Bedarf auch noch darunter erkennen lässt, reicht die Verschiebung zu tieferen Frequenzen durch den üblichen Einbau von einfachen Resonatorblechen vor einer Mineralwollfüllung nicht mehr aus, wie im Bild auf S. 24 zu erkennen ist. Dann empfiehlt sich der Einsatz von alternativen Schalldämpfern [3]. Die dadurch erzielbaren Verbesserungen übersteigen bei Weitem die eventuellen Ungenauigkeiten der Piening-Formel.

### Fazit

Mit dem hier vorgestellten Verfahren zur Abschätzung der Dämpfung werden stets Minimalwerte der Einfügungsdämpfung ermittelt. In der Praxis werden diese oftmals übertroffen, weil Kanalumlän-

kungen hinter Schalldämpfern einen Dämpfungsbonus bewirken [8]. Nur bei unzulässig hohen Strömungsgeschwindigkeiten über 20 m/s wird die Dämpfung bei Schallausbreitung mit der Strömung etwas vermindert.

Im 2. Teil der Serie zur Schalldämpferauslegung geht es um die Ermittlung von Eigengeräuschen sowie um die energetischen Auswirkungen einer allzu sorglosen Dimensionierung. So werden an verschiedenen Berechnungsbeispielen die Energiekosten von Schalldämpfern innerhalb von PLT- und RLT-Anlagen gegenübergestellt. ■

### Literatur:

- [1] W. Frommhold, P. Brandstätt, H. Müller, Analytische Verfahren zur Berechnung von Absorptions-Schalldämpfern. VDI-Bericht 938 „Lärminderung durch Schalldämpfer“. Düsseldorf 1992
- [2] D. Petzold, Die Basis guter Raumluftqualität, Hygiene-Inspektion (Teil 1) und Reinigung (Teil 2) von Raumlufttechnischen Anlagen nach VDI 6022. IKZ-HAUSTECHNIK 9/10 2007
- [3] H.V. Fuchs, Schallabsorber und Schalldämpfer. Innovative akustische Konzepte und Bauteile mit praktischen Anwendungen in konkreten Beispielen. Springer-Verlag, Berlin 2007.
- [4] D. Eckoldt, J. Hemsing, Kamin mit eckigem Innenzug als integralem Schalldämpfer. Lärmbekämpfung 46 (1997), H. 4, S. 115-117
- [5] V. Esche, Lüftungstechnische Anlagen und Schalldämpfer, Taschenbuch Akustik, Abschn. 6.7. Verlag Technik, Berlin 1984.
- [6] W. Piening, Schalldämpfung der Ansaug- und Auspuffgeräusche von Dieselanlagen auf Schiffen. VDI-Zeitung 81 (1937), H. 26, S. 770-776.
- [7] P. Brandstätt, W. Frommhold, Berechnung von Schalldämpfern mit dem PC. HLH 45 (1994), H. 5, S. 211-217.
- [8] W. Frommhold, Absorptionsschalldämpfer, Technischer Lärmschutz, Kap. 9, Springer-Verlag, Berlin 2007.
- [9] P. Brandstätt, H.V. Fuchs, Erweiterung der Piening'schen Formel für Schalldämpfer. TAB 28 (1997), H. 3, S. 93-96.
- [10] U. Ackermann, Schalldämpfer für Raumluftechnische Anlagen. Gesundheits-Ingenieur 113 (1992), H. 5, S. 255-265.
- [11] U. Ackermann, Messungen an Schalldämpfern in Kanälen. Bauphysik 13 (1991), H. 3, S. 77-84 und H. 4, S. 120-125.
- [12] J. Behrens, Schalldämpferauswahl für Lüftungsanlagen, IKZ-FACHPLANER 7/2006, S. 16-21.
- [13] W. Lips, Akustische Planung von Lüftungsanlagen. IKZ HAUSTECHNIK 21/2005, S. 44-47.
- [14] L. Schmidt, Ventilatorgeräusche, Technischer Lärmschutz, Kap. 8, Springer-Verlag, Berlin 2007.
- [15] K. Voss, J. Pfafferott, Energieeinsparung contra Behaglichkeit? Forschungen Heft 121, Bundesamt für Bauwesen und Raumordnung BBR, Bonn 2007.

### So erreichen Sie die Redaktion

#### Markus Sironi

Tel.: 02931 8900-46

E-Mail: m.sironi@strobrel-verlag.de

#### Detlev Knecht

Tel.: 02931 8900-40

E-Mail: d.knecht@strobrel-verlag.de

#### Markus Münzfeld

Tel.: 02931 8900-43

E-Mail: m.muenzfeld@strobrel-verlag.de

#### Matthias Hemmersbach

Tel.: 02931 8900-42

E-Mail: m.hemmersbach@strobrel-verlag.de

#### Anschrift:

STROBEL-VERLAG GmbH & Co. KG

Postfach 5654

59806 Arnsberg

Fax: 02931 8900-48