

# Grundlagen der Schalldämpferauslegung

## Teil 2: Abschätzung von Eigengeräuschen, Druckverlust und Energiebedarf

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

Hoher Kosten- und Termindruck bei der Planung und dem Bau von RLT-Anlagen führen häufig zu Fehldimensionierungen und Mängeln. Unser dreiteiliger Beitrag beschäftigt sich daher mit den Grundlagen der Schalldämpferauslegung. Im ersten Teil wurden vereinfachte Auslegungsformeln vorgestellt, die dem Fachplaner helfen sollen, die Einfügungsdämpfung einer Schalldämpferanordnung sicher abzuschätzen. Im zweiten Teil des Beitrages gibt der Autor eine Abschätzung von Eigengeräuschen sowie des Druckverlustes und der damit verbundenen Energiekosten. Der abschließende dritte Teil wird die praktische Anwendung der Formeln an einigen Berechnungsbeispielen verdeutlichen.

Der wirksamste Schallschutz greift direkt in die Mechanismen der Geräuscherzeugung z.B. in Gebläsen oder Brennern ein. Die zweitbeste Problemlösung integriert Schalldämpfer in die lauten Geräte selbst (Bild 1). Die im 1. Teil angegebenen Formeln für die Einfügungsdämpfung liefern Mindestwerte für den Fall, dass die Schalldämpfer unterschiedlichster Bauart stattdessen in lange gerade Strömungskanäle eingebaut werden. Wenn diese unmittelbar hinter einer Umlenkung oder einem Abzweig eingebaut werden, kann man mit einem „Umlenk-Bonus“ von über 10 dB rechnen, allerdings nur bei höheren Frequenzen [8]. Damit kann man auch die „Durchstrahlung“ des Schalldämpfers vermeiden. Eine ähnliche Verbesserung der Dämpfung kann man auch erzielen, wenn der Dämpfer in sich abgewinkelt oder – auch flexibel – gebogen ist. Bild 2 zeigt z.B. ei-

nen einfachen Rohr- und einen Umlenk-Schalldämpfer in Edelstahlgehäusen, wie sie häufig zwischen Heizkessel und Schornstein auf engstem Raum installiert werden [3].

### Eigengeräusche von Schalldämpfern

Die Wirksamkeit eines Dämpfers findet aber immer dort eine physikalische Grenze, wo seine eigenen, insbesondere an seinem Ende, aerodynamisch erzeugten Geräusche zum Pegel dahinter beitragen oder diesen gar bestimmen. Die Schalleistung, die sich im fortführenden Kanal ähnlich wie die durch-

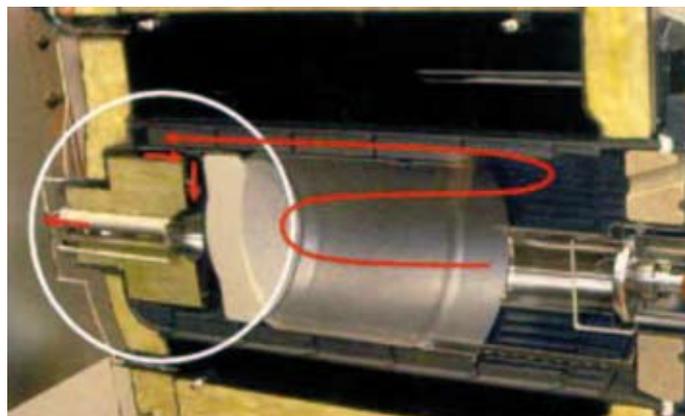
gelassene weiter ausbreitet, hängt außer vom Gesamtquerschnitt  $S$  [m<sup>2</sup>] des symmetrisch aufgebauten Kulissen-Schalldämpfers nur von der Strömungsgeschwindigkeit  $v_s$  [m/s] im Spalt ab:

$$v_s = \frac{q_v}{S_s} = \frac{q_v}{S} (1 + m) \quad (14)$$

$$L_w = 50 \lg v_s + 10 \lg S + 7 \text{ dB} \quad (15)$$

$$L_{wA} = 70 \lg v_s + 10 \lg S - 25 \text{ dB (A)} \quad (16)$$

für den unbewerteten ( $L_w$ ) bzw. den bewerteten Leistungspegel  $L_{wA}$ , also z.B.



■ Bild 1: Schalldämpfer im Abgasweg hinter der Brennkammer eines Heizkessels. Bild: Viessmann Werke

72 dB bzw. 66 dB(A) pro m<sup>2</sup> für eine normalerweise nicht zu überschreitende Spaltgeschwindigkeit  $v_s = 20$  m/s. Die Messwerte sehr vieler Konfigurationen im Norm-Prüfstand nach Bild 3 stimmen gut mit Gl. (15) und (16) sowie den in der VDI-Richtlinie 2081 genannten Werten überein, ebenso wie ihre spektrale Verteilung z.B. in Oktaven nach Bild 4 mit:

$$L_{w \text{ okt}} = L_w + \kappa L_{\text{okt}} \quad (17)$$

Im Rahmen der hier favorisierten Abschätzungsweise kann man also auch bei dieser Kenngröße von Schalldämpfern getrost auf detaillierte Berechnungen und Messungen verzichten, sofern die Einbauten keine besonders rauen Oberflächen, vorstehende Kanten oder Hohlräume aufweisen, die zusätzliche Strömungsablösungen oder gar Tonanregungen provozieren können.

### Geräuschabstrahlung in den Raum

Die vom Schalldämpfer durchgelassenen oder in seinem Nachlauf neu erzeugten Geräusche breiten sich in den Strömungskanälen meist ziemlich ungedämpft aus. An Verzweigungen von einem Querschnitt  $S_1$  auf  $S_2 = S_a + S_b$  mit einem Querschnittsprung  $\lambda = S_1 / S_2$  verteilt sich die Schalleistung entsprechend:

$$L_{w \text{ a,b}} = L_{w1} - \kappa L_w - 10 \lg \frac{S_1}{S_{\text{a,b}}} \quad (18)$$

wobei der Anteil  $\kappa L_w$  der dort ankommenden Leistung zum Dämpfer zurück reflektiert wird:

$$\kappa L_w = 10 \lg \frac{(\lambda + 1)^2}{4 \lambda} \quad (19)$$

Welcher Schalldruckpegel sich schließlich als Überlagerung der Geräuschanteile des Ventilators und aller Kanal-

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



■ Bild 2: Passiver Rohr- bzw. Umlenk-Schalldämpfer.

Bild: Kutzner + Weber GmbH

elemente  $L_{W, res}$  in einem abgeschlossenen schützenswerten Raum einstellt,

$$\bar{L} = L_{W, res} - 10 \lg V + 10 \lg T + 14 \text{ dB} \quad (20)$$

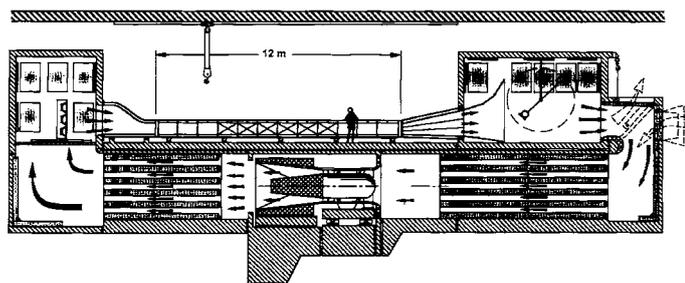
hängt außer von seinem Volumen  $V$  [m<sup>3</sup>] auch von der in ihm durch die Ausstattung ( $A_A$ ), Möblierung ( $A_M$ ) und Personen ( $A_p$ ) eingebrachten Absorptionsflächen [m<sup>2</sup>] ab, die seine Nachhallzeit  $T$  [s] bestimmen:

$$T = 0,16 \frac{V}{A_A + A_M + A_p} \quad (21)$$

Man könnte daran denken, den Immissionspegel  $\bar{L}$  nach Gl. (20) durch eine Reduktion der Nachhallzeit zu senken. Das Einbringen zusätzlicher Schallabsorber ( $A_{zus}$ ) an Boden, Decke oder Wänden ist aber bei den im Bau heute vorherrschenden architektonischen Vorgaben und wegen der damit verbundenen Kosten und Umstände oft aussichtslos. Selbst wenn es möglich wäre, dadurch

die gesamte Absorption im Raum zu verdoppeln, würde dies den mittleren Pegel im Raum auch nur um kaum spürbare 3 dB dämpfen. Bei den am häufigsten beanstandeten tiefen Frequenzanteilen fällt es besonders schwer, Flächen und Raum für wirksame Absorber zu finden. Es kommt allerdings vor, dass im Lüftungskanal, aber auch z.B. im Schornstein wie in Bild 5, Resonanzen ähnlich denen in großen Orgelpfeifen entstehen, die bei sehr tiefen Frequenzen auch die Eigenresonanzen eines angekoppelten schützenswerten Raumes anregen. In einem solchen Fall kann es durchaus Sinn machen, dem Raum durch einige spezielle Tiefen-Schlucker seinen verstärkenden Einfluss zu nehmen und damit gleichzeitig die akustische Behaglichkeit für seine Nutzer generell zu verbessern [3].

In der Nähe eines Luftaustlasses überlagert sich (energetisch) ein entsprechendes Nahfeld des Luftschalles aus dem Kanal mit einem Druck-



■ Bild 3: Schalldämpfer-Prüfstand nach DIN EN ISO 7235 im Fraunhofer IBP zur Bestimmung von Einfügungsdämpfung und Eigengeräusch der Schalldämpfer im 12 m langen Kanal, gemessen im mit Verbundplatten-Resonatoren nach [3] bedämpften Hallraum.

pegel

$$L = L_{W, res} + 10 \lg \bar{\epsilon} - 20 \lg r - 11 \text{ dB} \quad (22)$$

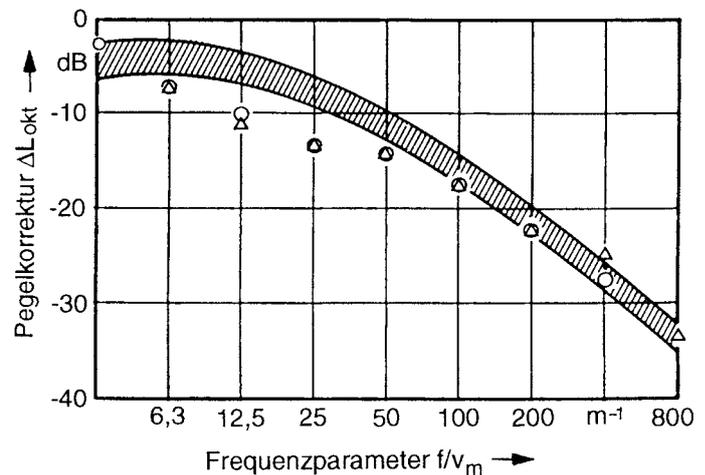
der mit 6 dB pro Verdoppelung der Entfernung  $r$  abnimmt und davon abhängt, ob der Auslass frei im Raum ( $\bar{\epsilon} = 1$ ), inmitten einer Wand oder Decke ( $\bar{\epsilon} = 2$ ), in einer Kante ( $\bar{\epsilon} = 4$ ) oder Ecke ( $\bar{\epsilon} = 8$ ) des Raumes mündet. Auf diesen Geräuschanteil hat die Absorption bzw. der Nachhall im Raum, anders als bei  $\bar{L}$ , keinen Einfluss.

### Druckverluste in Schalldämpfern

Schallabsorbierende faser-

- lich. Gründe hierfür sind:
- die Vergrößerung der Reibungsflächen der Strömung,
  - Strömungsabriss an den Hinterkanten der Einbauten sowie
  - die Erhöhung der Geschwindigkeit in den Spalten.

Der daraus resultierende Differenzdruck  $\Delta p$  der statischen Drücke vor und hinter dem Dämpfer wächst quadratisch mit dem Volumenstrom  $q_v$  bzw. der Strömungsgeschwindigkeit  $v_s$  an und muss von der Strömungsmaschine zusätzlich zu ihren übrigen Förderaufgaben überwun-



■ Bild 4: Spektrale Verteilung des Strömungsgeräusches von Kulissen-Dämpfern nach VDI 2081 (schraffiert) und gemessen im Prüfstand nach Bild 3 bei  $v_s = 10$  ( $\Delta$ ) bzw. 20 m/s ( $\oplus$ ) [8].

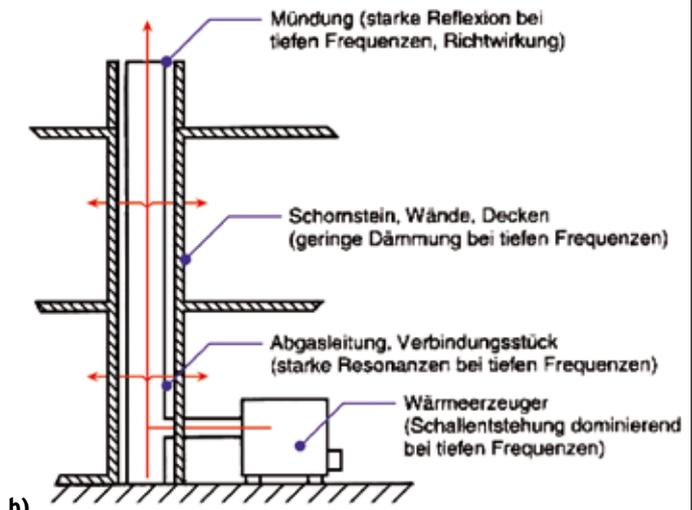
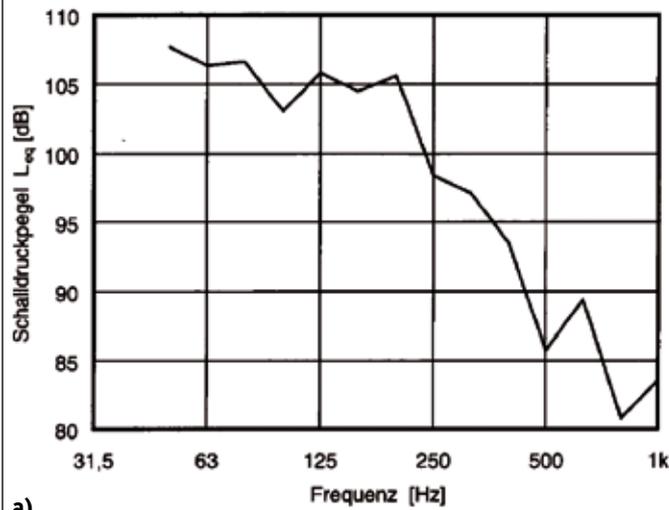
rige/poröse Auskleidungen von rechteckigen oder zylindrischen Kanälen erzeugen nur minimal höhere Reibungsverluste in der anliegenden Strömungsgrenzschicht als glatte metallische Wände. Wenn aber in einem Rohr-Schalldämpfer ein absorbierender Zentralkörper oder in einem Kanal zusätzliche Kulissen eingestellt werden, um etwa nach Gl. (11) bis (13) die Dämpfung zu erhöhen oder nach Gl. (10) die „Durchstrahlung“ zu verhindern, erhöht dies den Strömungswiderstand des Dämpfers erheb-

den werden. Sie erhöht also die dort zu installierende elektrische Leistung und die von dort emittierte Schalleistung. Vor allem verursacht sie aber zusätzliche Energie- und somit Betriebskosten. Deswegen sollte in Zeiten steigender Energiepreise zur Kennzeichnung von Schalldämpfern immer auch ihr Druckverlust-

$$\zeta = \frac{\Delta p}{\rho \frac{v_s^2}{2}} \quad (23)$$

Koeffizient  $\zeta$  gehören: mit der Dichte  $\rho$  des Fluids, für Luft unter Normalbedingungen  $\rho_0 = 1,2 \text{ kg m}^{-3}$ .

Aus Messungen [10] wur-



■ Bild 5: Typisches Schallspektrum im Verbindungsrohr zwischen Wärmeerzeuger und Abgasleitung bei 100 bis 500 kW Heizleistung a) und Ausbreitungswege sowie Anregungs- und Übertragungsmechanismen b) [3].

den zwei praxisgerechte Formeln abgeleitet. Sie gelten zum einen für völlig symmetrisch aufgebaute und eingebaute quaderförmige Kulissen mit glatten Oberflächen und Glattblechrahmen:

$$\gt = 0,65 \lg m + 0,025 \frac{L}{2s} + 0,53 \quad (24),$$

zum anderen für solche mit einem zusätzlichen halbkreisförmigen Anströmprofil:

$$\gt = 0,75 \lg m + 0,025 \frac{L}{2s} + 0,3 \quad (25).$$

Der darin (für  $L = 0$ ) enthaltene „Stoßverlust“ fällt demnach etwas niedriger als in VDI 2081 angegeben aus. Eine Abdeckung der Kulissenfüllung mit einem Glatt- bzw. Lochblech oder Streckmetall nach Bild 6 an den strömungsparallelen Flächen macht sich demgegenüber kaum bemerkbar.

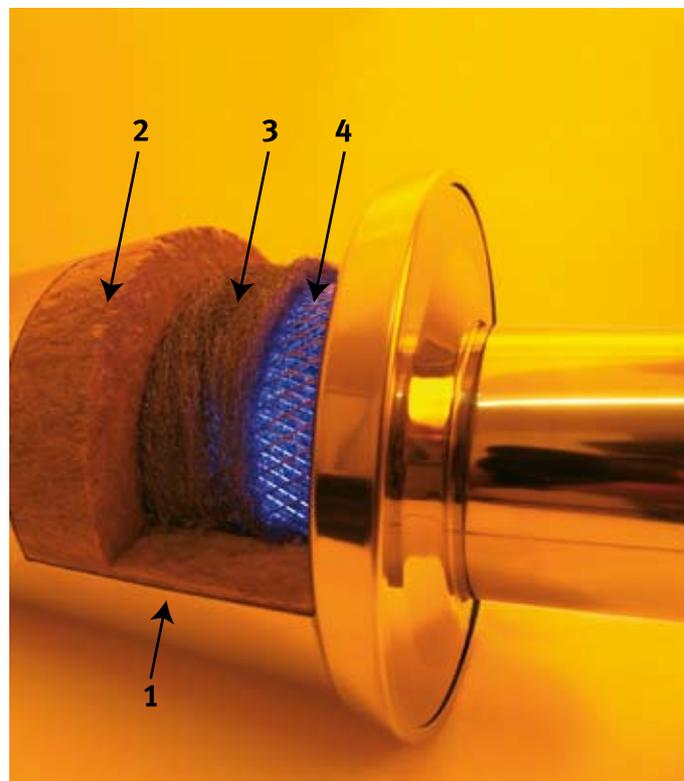
Diese Abschätzungen lassen sich bei sorgfältigem Einbau in einen Norm-Prüfstand nach Bild 3 für  $1 < m < 2$  sehr gut bestätigen. Etwas größere Abweichungen zeigen dagegen Messungen für  $m = 4$ , vermutlich weil der Einbau nur schwer ohne kleine, aber folgenschwere Verschiebungen und Verformungen der Kulissen gelingt. Dies mag man als Hinweis nehmen, dass sich jede Unsymmetrie

der Einbauten tendenziell als Erhöhung der Druckverluste auswirkt. Auch wenn die Anströmung nicht so ideal parallel wie im Prüfstand erfolgt, die Dämpfer z. B. unmittelbar hinter einer Kanalumlenkung oder -verzweigung oder in einer drallbehafteten Strömung eingesetzt werden, sind u.U. erheblich (bis 100%) höhere Druckverluste zu erwarten!

Während also die Dämpfung nach Gl. (11) bis (13),

ebenso wie die Messung nach Norm immer eine Abschätzung auf der sicheren Seite darstellt, bieten die Gl. (15) und (16) sowie (24) und (25) eher eine optimistische Abschätzung von Mindestwerten, die in der Praxis aus vielen Gründen übertroffen werden können. Eigengeräusche und Druckverluste lassen sich aber auch ganz vermeiden, wenn der Schalldämpfer der Strömung weder

eine Verengung noch eine Erweiterung aufzwingt. Bild 7 zeigt einen solchen reaktiven Dämpfer mit konstantem Querschnitt, wie er sich in Abgasanlagen z. B. von Heizkesseln, BHKWs, Verbrennungsmotoren und Notstromaggregaten schon vielfach bewährt hat. Weil er, ganz aus Edelstahl gefertigt, ohne den Einsatz von Dämpfungsmaterial in seinen Resonator-Kammern auskommt, ist er besonders widerstandsfähig und leicht zu reinigen.



■ Bild 6: Aufschnitt eines passiven Schalldämpfers, hier im zylindrischen Gehäuse (1) mit Mineralfaserfüllung (2), die durch ein Edelstahlvlies (3) vor Abrieb geschützt und durch Streckmetall (4) in Form gehalten wird.

Bild: Kutzner + Weber GmbH

**Schalldämpfung kostet Energie**

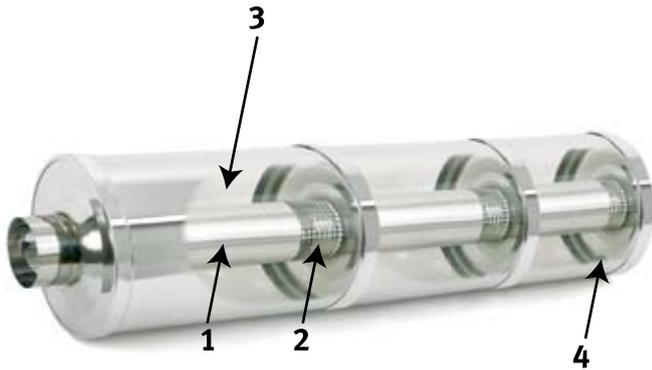
Für nach dem Stand der Technik gebaute Ventilatoren lassen sich in der Nähe ihres optimalen Arbeitspunktes, der in etwa auch zu geringsten Schallemissionen führt, mechanische Wirkungsgrade

$$\approx = \frac{\kappa p q_v}{N_{el}} \quad (26)$$

von 80% annehmen. Die für die Schalldämpfer zusätzlich bereitzustellende elektrische Leistung  $N_{el}$  lässt sich so in Abhängigkeit von den Dämpfer- und Ventilator-Kenngrößen  $\gt$  und  $\approx$  abschätzen:

$$N_{el} = \frac{\gt}{\approx} \approx \frac{m}{2} v_s^2 q_v \quad (27)$$

Wenn man die unter Umständen temperatur- und druckabhängige Dichte des



■ Bild 7: Modell eines dreistufigen, auf verschieden tiefe Frequenzbänder abstimmbaren Rohr-Schalldämpfers für harte Einsatzbedingungen mit durchgehend glattem Innenrohr (1), perforiertem Rohrsegment (2), konzentrischen Hohlkammern (3) und Kondensatablauf (4). Bild: Kutzner + Weber GmbH

jeweiligen Fluids  $\approx$  mit  $\approx_0 = 1,2$  kg m<sup>-3</sup> normiert und den Volumenstrom  $q_v$  auf  $q_0 = 10$  m<sup>3</sup>/s sowie die Spaltgeschwindigkeit  $v_s$  auf  $v_0 = 10$  m/s bezieht, dann kann man Gl. (27) auch als Zahlenwert-Gleichung schreiben:

$$N_{el} = 0,6 \frac{\approx}{\approx_0} \approx \frac{q_v}{q_0} \left( \frac{v_s}{v_0} \right)^2 [\text{kW}] \quad (28)$$

Mit der Verfügbarkeit  $\triangleq$ , dem Bruchteil der Zeit, in welcher die Anlage im Jahresmittel in Betrieb ist, lässt sich die jährlich durch die Schalldämpfer nutzlos in Wärme umgesetzte elektrische Energie EL berechnen:

$$EL = 5,25 \frac{\approx}{\approx_0} \triangleq \approx \frac{q_v}{q_0} \left( \frac{v_s}{v_0} \right)^2 \left[ \frac{\text{MWh}}{\alpha} \right] \quad (29)$$

Aus dem Vorstehenden wird schon klar, dass es angesichts eines wachsenden Umwelt- und Energiebewusstseins in der Öffentlichkeit höchste Zeit wird, dass man auch die Verluste in den zahllosen Schalldämpfern in Lüftungsanlagen in die betriebswirtschaftliche Kalkulation stärker als bisher einbezieht. Die jährlich verursachten Energiekosten EK in T€ sollen ebenfalls angegeben werden:

$$EK = 5,25 \frac{\approx}{\approx_0} \triangleq \approx \frac{q_v}{q_0} \left( \frac{v_s}{v_0} \right)^2 \quad (30)$$

Dabei ist natürlich der aktuelle Energiepreis  $\epsilon$  [€/kWh] im Vergleich zu sämtlichen anderen Einfluss-Parametern mit der größten Variabilität und Unsicherheit behaftet.

**Fazit**

Mit den beschriebenen einfachen Abschätzungsformeln lassen sich Schalldämpfer in Abhängigkeit von den dimensionslosen Kenngrößen  $m, \approx, \approx, \approx, U L/S, L/s$  komplett berechnen und auslegen. Neben der Einfügungsdämpfung nach Gl. (4) bzw. (11) bis (13) ergeben sich mit dem Volumenstrom  $q_v$  sofort die Eigengeräusche nach Gl. (14) bis (16) und der Energiebedarf nach (28) bis (30). PC-Programme erlauben zwar grundsätzlich eine genauere Kalkulation der Dämpfung [7]. Aber selbst wenn man den Aufwand für ihren Einsatz nicht scheut, bleiben doch Unsicherheiten bei den Eingabedaten zu Schallquellen und Dämpfungsmaterial, welche die Genauigkeit einschränken. Viel wichtiger ist es, in Zeiten wachsenden Umweltbewusstseins und steigender Energiepreise grobe Auslegungsfehler zu vermeiden.

Ein solcher wird häufig bereits bei der Festlegung des in schützenswerten Räumen einzuhaltenden Schalldruckpegels durch eine Einzahlangabe in dB(A) vorbereitet.

Selbst wenn stattdessen NR-Werte für die Planung zugrunde gelegt werden [12], wird fast regelmäßig die Belästigung durch tieffrequente, insbesondere tonale Frequenzanteile unterschätzt. Denn wenn man die Geräuschspektren – mindestens in Oktaven bis 63 Hz, besser noch bis 31,5 Hz herunter – betrachtet, stellt man oft fest, dass das Problem bei den tiefen Frequenzen liegt. Die übliche Praxis, Dämpfer deshalb ebenfalls nur nach einem einzigen Zahlenwert, nämlich ihrer Dämpfung bei 250 Hz, auszuwählen, greift aber zu kurz. Weil Dämpfer mit konventioneller Füllung bei noch tieferen Frequenzen schlecht absorbieren, werden zwar möglichst dicke Auskleidungen und Kulissen vorgesehen. Wenn man auch noch den freien Querschnitt möglichst eng macht, hat man dann oft die Anforderungen bei hohen Frequenzen übererfüllt, aber bei tiefen weiterhin nur wenig erreicht.

Im abschließenden Teil 3 werden praktische Beispiele verdeutlichen, zu welchen Energiekosten eine Schalldämpferauslegung mit falsch ausgewählten Kulissen und/oder zu engen Strömungsquerschnitten führt. Konkrete Hinweise, wie man die durch Schalldämpfer verursachten Betriebskosten nachhaltig senken kann, werden den Artikel abrunden. ■

**Literatur:**

- [3] H.V. Fuchs, Schallabsorber und Schalldämpfer. Innovative akustische Konzepte und Bauteile mit praktischen Anwendungen in konkreten Beispielen. Springer-Verlag, Berlin 2007.
- [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.
- [12] J. Behrens, Schalldämpfer-

**Literatortipp:**

**Schallabsorber und Schalldämpfer**

**Innovative akustische Konzepte und Bauteile mit praktischen Anwendungen in konkreten Beispielen**

Autor: Prof. Dr.-Ing. Helmut V. Fuchs, 2. Auflage 2007, 546 Seiten, Preis: 99,95 Euro, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, ISBN 978-3-540-35493-2.



Das Buch wendet sich an Ingenieure, die nach Lösungen für Akustik-Probleme suchen, die sich umsetzen lassen. Der Autor geht dabei auf eine Vielzahl von akustischen Problemstellungen wie die Raumakustik, die Schalldämpfer in Strömungskanälen, die Pegelsenkung im Raum sowie die Kapselung von Maschinen und Anlagen ein. Neben der Vorstellung von verschiedenen Absorber- und Resonatorbauarten liegt ein Schwerpunkt des Buches in Konzepten für innovative Raumakustik, Prüfstände und Kanal-Auskleidungen, die anhand von zahlreichen Projektbeispielen erläutert werden. Darüber hinaus will das Werk auch die zum Verständnis notwendigen theoretischen Grundlagen der Akustik für den Praktiker anschaulich erläutern. Die übersichtliche Gliederung erleichtert das Auffinden von Lösungen zu den verschiedensten Akustik-Problemstellungen.

auswahl für Lüftungsanlagen, IKZ-FACHPLANER 7/2006, S. 16-21.