

# Lärminderung bei Einbau und Aufstellung von Ventilatoren

Ing. (grad.) Herbert Mürmann

Dieser Beitrag besteht aus mehreren Teilen, die nacheinander innerhalb dieses Fachteils abgedruckt werden.

Bei der Planung und Ausführung von lufttechnischen Anlagen spielen strömungsakustische Fragen eine wesentliche Rolle. Insbesondere ist hierbei der Ventilator mit den verschiedenen Ausführungsformen eine der kritischen Geräuschquellen. Darüber hinaus kommt anderen Geräuschquellen, z.B. Kanäle, Rohre, Luftverteilter, Ansauggitter, Antriebsmotoren usw. von der Geräuschseite her, eine erhöhte Bedeutung zu. Durch gesetzliche Vorschriften und Richtlinien sind Grenzwerte über Lautstärken vorgegeben, die auf folgende Bereiche bezogen sind:

- Lärmgrenzen am Arbeitsplatz
- Lärmgrenzen in Aufenthaltsräumen
- Lärmgrenzen für die Öffentlichkeit

## Lärmgrenzen am Arbeitsplatz

Der am Arbeitsplatz zulässige Schallpegel wird bestimmt durch die 1974 eingeführte Unfallverhütungsvorschrift „Lärm“ [1], die VDI-Richtlinien 2058, Blatt 2 „Beurteilung von Arbeitslärm am Arbeitsplatz hinsichtlich Gehörschäden“ [2] sowie Blatt 3 „Beurteilung von Lärm unter Berücksichtigung von Anforderungen des Arbeitsplatzes“ [3] und die am 1. Mai 1976 in Kraft getretene neue Arbeitsstättenverordnung [4]. Der hier interessierende § 15 „Schutz gegen Lärm“ lautet:

a) In Arbeitsräumen ist der Schallpegel so niedrig zu halten, wie es nach Art des Betriebes möglich ist. Der Beurteilungspegel am Arbeitsplatz in Arbeitsräumen darf auch unter Berücksichtigung der von außen einwirkenden Geräusche höchstens betragen:

1. bei überwiegend geistigen Tätigkeiten 55 dB(A)
2. bei einfachen oder überwiegend mechanisierten Büro-tätigkeiten und vergleichbaren Tätigkeiten 70 dB(A)
3. bei allen sonstigen Tätigkeiten 85 dB(A); soweit dieser Beurteilungspegel nach den betrieblich möglichen Lärm-minderung zumutbarerweise nicht einzuhalten ist, darf er bis zu 5 dB(A) überschritten werden.

b) In Pausen-, Bereitschafts-, Liege- und Sanitätsräumen darf der Beurteilungspegel höchstens 55 dB(A) betragen. Bei der Festlegung des Beurteilungspegels sind nur die Geräusche der Betriebseinrichtungen in den Räumen und die von außen auf die Räume einwirkenden Geräusche zu berücksichtigen.

## Lärmgrenzen in Aufenthaltsräumen

In Aufenthaltsräumen darf in der Aufenthaltszone, also am Arbeits- oder Sitzplatz, der Geräuschpegel bestimmte Werte nicht überschreiten. Dabei hängt der zulässige Geräuschpegel von der Nutzung des betreffenden Raumes ab. Die Angabe des zulässigen Geräuschpegels erfolgt entweder als Einwertangabe mit dem A-Schallpegel (Tabelle 1) oder in Form von Grenzkurven (Bilder 1 und 2).

Als Richtwerte für den A-Schallpegel der Geräusche, die aus Lüftungstechnischen Anlagen durch Luft- und Körperschallübertragung, insbesondere über das Kanalsystem in die zu belüftenden Räume gelangen, gibt die VDI 2081 [5] Werte an, die in der Tabelle 1 zusammengestellt sind. Eine Geräuschgarantie kann als eingehalten angesehen werden, wenn der geforderte Richtwert um nicht mehr als 2 dB überschritten wird. Dabei sollte das Geräusch keine Einzeltöne enthalten. Ein Einzelton liegt dann vor, wenn bei der Aufnahme einer Terzanalyse ein Terzpegel die beiden benachbarten Terzpegel um mindestens 4 dB übersteigt. Liegt ein Einzelton vor, so muß der A-Schallpegel mindestens 3 dB unter den Richtwerten der Tabelle 1 liegen.

## Lärmgrenzen für die Öffentlichkeit

Zum Schutze der Öffentlichkeit vor Lärmeinwirkung von Maschinen werden Lärmgrenzen für Tag- und Nachtzeiten festgelegt (16 bzw. 8 Stunden). Die in der Tabelle 2 aufgeführten Immissionsrichtwerte „Außen“ sind durch die TA-Lärm [6] und VDI 2058 Blatt 1 „Beurteilung von Arbeitslärm in der Nachbarschaft“ [6] festgelegt. Diese Werte sind vom Lieferer einer lufttechnischen Anlage in besonderer Weise dann zu berücksichtigen, wenn Anlagen im Freien aufgestellt, zur Lüftung oder Absaugung Dach-Ventilatoren eingebaut werden oder Ansauggitter bzw. Ab-

Tabelle 1: Richtwerte für den A-Schallpegel [5] in Aufenthaltsräumen

| Raumart                        | A-Schall-<br>pegel<br>dB(A) | Raumart                | A-Schall-<br>pegel<br>dB(A) |
|--------------------------------|-----------------------------|------------------------|-----------------------------|
| Wohnung                        |                             | Auditorien             |                             |
| Wohn-, Schlaf-<br>raum, nachts | 30                          | Rundfunkstudio         | 25                          |
|                                |                             | Fernsehstudio          | 25                          |
|                                |                             | Konzertsaal            | 25                          |
| Büros                          |                             | Opernhaus              | 25                          |
| Besprechungs-<br>raum          | 35                          | Theater                | 25                          |
| kl. Büroraum                   | 40                          | Kino                   | 35                          |
| Großraumbüro                   | 45                          | Hörsaal                | 35                          |
|                                |                             | Schulklassenraum       | 35                          |
|                                |                             | Kirche                 | 35                          |
| Sportstätten                   |                             |                        |                             |
| Turnhalle                      | 45                          | Krankenhaus            |                             |
| Schwimmbad                     | 45                          | Bettzimmer             | 35                          |
|                                |                             | Operationsraum         | 40                          |
| Öffentliche Gebäude            |                             | Untersuchungs-<br>raum | 40                          |
| Museum                         | 35                          | Hallen, Korridor       | 40                          |
| Lesesaal                       | 35                          | Gaststätten            | 40                          |
| Schalterhalle                  | 40                          |                        |                             |

luftöffnungen Lärm-Emission in die Nachbarschaft verursachen. Zum Vergleich gibt die Tabelle 3 den bewerten Schallpegel einige typischer Lärmsituationen an.

## Grundbegriffe und Bezeichnungen

Schall ist Druckschwingung, die sich in der Luft fortpflanzt. Vom menschlichen Ohr werden die verschiedenen Druckschwingungen unterschiedlich wahrgenommen. Die Größe der Druckschwingungen und die Anzahl derselben je Zeiteinheit sind die wichtigsten Faktoren für die Geräuschwahrnehmung.

## Frequenz

Kennzeichnend für Druckschwingungen (Schallwellen) sind regelmäßiges Ansteigen und Abfallen des Druckes im Verhältnis zu einem Nullwert – dem vorherrschenden Atmosphärendruck in der Umgebung. Unter Frequenz versteht man die Anzahl der Druckanstiege (bzw. Abfälle) je Sekunde. Die Frequenz hat das Formelzeichen  $f$  und die

Einheit Hertz (Hz). 1 Hz ist also 1 Periode pro Sekunde (p/s). Für das menschliche Ohr wahrnehmbarer Schall liegt in einem Frequenzbereich zwischen 20 und 20 000 Hz.

## Schalldruck, Schalldruckpegel

Der Effektivwert der Druckschwankungen ist ein Maß für die Größe der Druckschwingungen. Dieser Effektivwert heißt Schalldruck. Sein Formelzeichen ist  $p$  und seine Einheit Pascal (Pa) = Newton je Quadratmeter ( $N/m^2$ )  $\approx 0,1$  kp/m<sup>2</sup>. Da der Schalldruck innerhalb sehr weiter Grenzen variiert, ist es zweckmäßig, ihn durch eine logarithmische Größe im Verhältnis zu einem gegebenen Bezugsdruck auszudrücken. Die gemessene Größe hat den Namen Schalldruckpegel oder Druckpegel. Das Formelzeichen dafür ist  $L$  und die Einheit Dezibel (dB). Als Bezugsdruck  $p_0$  wird  $2 \cdot 10^{-5}$  m<sup>2</sup> verwendet (Hörschwellenwert). Definition:

$$L = 10 \cdot \lg \left( \frac{p}{p_0} \right)^2 = 20 \cdot \lg \frac{p}{p_0} \text{ in dB} \quad (1)$$

## Schalleistung, Schalleistungspegel

Die der Luft durch Druckschwingungen zugeführte Energie wird akustische Leistung oder Schalleistung genannt. Das Formelzeichen für Schalleistung ist  $P$ , ihre Einheit ist Watt (W). Auch die Schalleistung kann durch eine logarithmische Beziehung zu einem gegebenen Bezugswert ausgedrückt werden. Der Meßwert wird hierbei Schallei-

Bild 1: Grenzkurven A (inverse Bewertungskurven A)

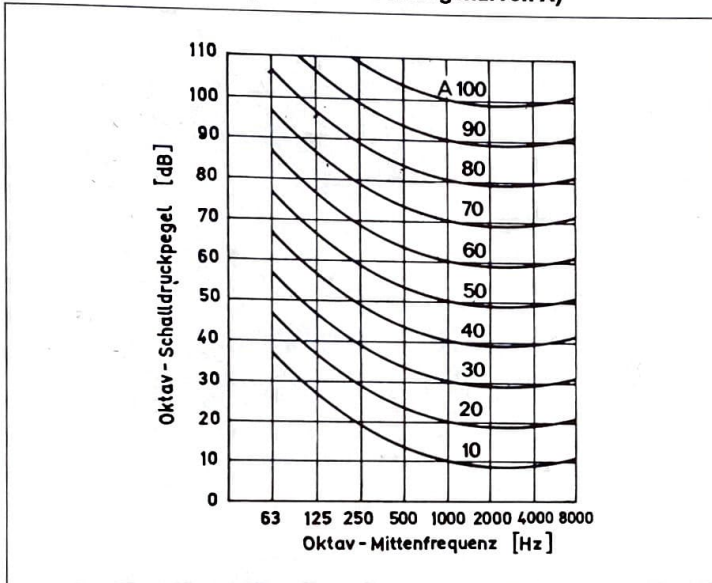


Bild 2: Grenzkurven NR

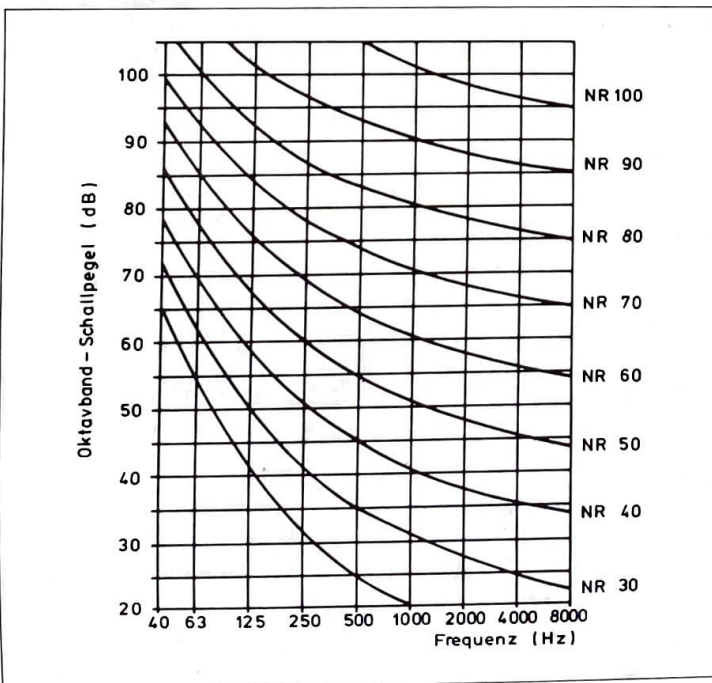


Tabelle 2: Immissionsrichtwerte „Außen“

| Gebietsart                                                       | Tag<br>dB(A) | Nacht<br>dB(A) |
|------------------------------------------------------------------|--------------|----------------|
| Wohnungen im Werksgelände oder reinen Industriebereich           | 70           | 70             |
| Gebiete mit vorwiegender Industrieansiedlung                     | 65           | 50             |
| Gebiete mit etwa gleichwertigen Anteilen Industrie und Wohnungen | 60           | 45             |
| Gebiete mit überwiegenden Wohnbereichen                          | 55           | 40             |
| Reine Wohngebiete                                                | 50           | 35             |
| Krankenhäuser, Kurgebiete                                        | 45           | 35             |
| Wohnungen, die mit einer Anlage baulich verbunden sind           | 40           | 30             |

Tabelle 3: Schallpegel typischer Lärmsituationen

| Typische Situation   | $L_A$     | Empfinden    |
|----------------------|-----------|--------------|
| Düsentriebwerk       | 135 dB(A) | schmerzhaft  |
| Preßlufthammer       | 125 dB(A) |              |
| Laute Hupe           | 115 dB(A) |              |
| Beat-Schuppen        | 105 dB(A) | unerträglich |
| Laute Maschinenhalle | 95 dB(A)  |              |
| Montageband          | 85 dB(A)  |              |
| Straßenverkehr       | 75 dB(A)  | sehr laut    |
| Unterhaltung         | 65 dB(A)  | mäßig laut   |
| Büroraum             | 45 dB(A)  | leise        |
| Wohnraum             | 35 dB(A)  |              |
| Leseraum             | 35 dB(A)  |              |
| Schlafraum           | 30 dB(A)  | ruhig        |
| Rundfunkstudio       | 25 dB(A)  |              |

# Thies Armatur



356  
357

bauteilgeprüft  
federbelastet  
nach DIN 4752  
NW 20 bis 100



378  
379

bauteilgeprüft  
direkt  
gewichtsbelastet  
nach DIN 4750  
NW 25 bis NW 150  
bis 7600 kg/h

HOHE ABLASELEISTUNG



## Sicherheitsventile



Thies Armatur – Walter Thies · 3000 Hannover 89-Wülfel  
Postfach 890170 · ☎ (0511) 863086 · ✉ 109-22143 thies d

stungspegel oder Leistungspegel genannt. Das Formelzeichen ist  $L_W$  und die Einheit Dezibel (dB). Als Bezugsleistung wird  $W_0$  mit  $10^{-12}$  W verwendet. Definition:

$$L_W = 10 \lg \frac{W}{W_0} \quad \text{in dB} \quad (2)$$

### Frequenzbänder

Bei jeder genaueren Beschreibung einer Schallquelle oder eines Schallfeldes muß die Frequenzverteilung des Schalles angegeben werden. Für die praktische Geräuschemessung wird der Frequenzbereich in acht Oktavbänder unterteilt. Die handelsüblichen Meßgeräte sind mit entsprechenden umschaltbaren Filtern ausgestattet. Der Frequenzbereich und die Mittenfrequenzen sind in der Tabelle 4 angegeben. Für selektivere Geräuschanalysen, beispielsweise zum Aufdecken von Störquellen, werden Meßgeräte mit Terzfiltern benutzt, die jede Oktave in drei Bereiche gleicher relativer Bandbreite unterteilen. Aus einer Terzfilteranalyse läßt sich entsprechend der Addition dreier Schallquellen der Oktavpegel ermitteln. Haben die drei Terzpegel den gleichen Wert, so liegt der Oktavpegel um 5 dB über dem Wert eines jeden Terzpegels.

### Bewerteter Schallpegel

Der Schallpegel eines Punktes im Schallfeld ist der auf einem genormten und standardisierten Schallpegelmessgerät (DIN 45633 Blatt 1 [10]) abgelesene Wert, wobei das Mikrophon im definierten Punkt angebracht ist. Die meisten Schallpegelmessgeräte sind mit drei genormten Frequenzfiltern ausgerüstet, die die ungleiche Empfindlichkeit des Gehörs bei verschiedenen Frequenzen ausgleichen sollen. Dabei unterscheidet man das A-Filter, das B-Filter und das C-Filter.

Formelzeichen für den Schallpegel ist der Buchstabe L mit entsprechendem Index A, B, C nach DIN 45630 Teil 1 und DIN 45633 Teil 1, angegeben in Dezibel (dB) mit (hinzugefügter) Angabe der verwendeten „Wägung“: dB(A), dB(B), dB(C). Die mit dem Schallpegelmessgerät gemessene Größe ist der sogenannte „bewertete Schallpegel“. Nach internationalen Vereinbarungen wird im gesamten Pegelbereich heute nur noch in dB(A) gemessen. Die Zahlenwerte der Bewertungskurve A und die Toleranzen für Präzisions-Schallpegelmessgeräte sind in der Tabelle 5 zusammengestellt.

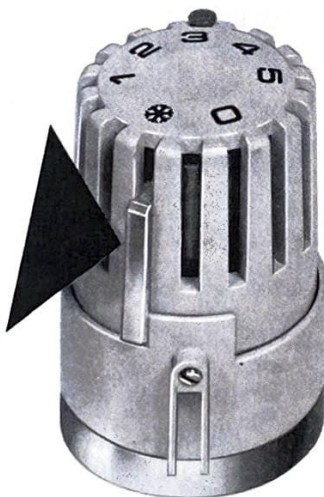
Ein Schallpegelmessgerät hat jedoch nur begrenzte Meßmöglichkeiten, ein physiologisches Maß für die Lautstärke zu ermitteln. Er berücksichtigt zwar die Empfindlichkeit des Gehörs für verschiedene Frequenzen, müßte jedoch eine viel größere Anzahl von Filtern enthalten, um das menschliche Gehör wirklich nachzuahmen. Bei breitbandigen Geräuschen mit hervorragenden Einzeltönen, wie sie zum Beispiel bei Ventilatoren auftreten, erhält man ein falsches Bild, wenn man nur die Lautstärke in dB(A) angibt. Liegt zum Beispiel ein Geräusch vor, daß sich nur über ein einziges Oktavband erstreckt, dann ist der dB(A)-Meßwert dieses Geräusches um 9 dB geringer, als der eines breitbandigen Geräusches, das in allen 8 Oktavbereichen die gleiche Lautstärke besitzt, denn 8 Schallquellen gleicher Stärke ergeben einen Gesamtpegel, der um 9 dB höher liegt (Bild 4). Um diese Schwierigkeiten zu vermeiden, hat man Kurven gleicher Lästigkeit aufgestellt, bei denen die Frequenz-Zusammensetzung des Geräusches berücksichtigt wird (Bilder 1 und 2).

Reich informiert über Thermostatventile:

## Temperatur-Stop

Wir haben einen wirk-samen Schritt gegen die Vergeudung von Heiz-energie getan. Mit dem **Temperatur-Stop**.

Einem Schieber, der das unerwünschte und unnötige Vollaufdrehen des Thermostatventils verhindert. Alle unsere Thermostatventile können damit ausgestattet werden. Ausklipsen – und an beliebiger Stelle des Regelknopfes wieder einklipsen. Das ist bereits schon alles.



**Sprechen Sie mit uns über diesen 'Zwerg' mit der großen Wirkung. Detaillierte technische Unterlagen liegen abrufbereit!**

**reich**

REICH KG · Regel- und Sicherheitstechnik  
Postf. 44 · Bergstr. 2b · Tel. (02771) 6540  
6340 Dillenburg-Niederscheld

\* Bild 4 steht im zweiten Teil im Zusammenhang mit dem dortigen Text.

**Tabelle 4: Mittenfrequenz und Grenzfrequenzen für Oktavbänder**

|                   |    |     |     |     |      |      |      |       |  |
|-------------------|----|-----|-----|-----|------|------|------|-------|--|
| untere            |    |     |     |     |      |      |      |       |  |
| Grenzfrequenz Hz  | 45 | 90  | 180 | 355 | 710  | 1400 | 2300 | 5600  |  |
| Mittenfrequenz Hz | 63 | 125 | 250 | 500 | 1000 | 2000 | 4000 | 8000  |  |
| obere             |    |     |     |     |      |      |      |       |  |
| Grenzfrequenz Hz  | 90 | 180 | 355 | 710 | 1400 | 2300 | 5600 | 11200 |  |

**Tabelle 5: Toleranzen für Präzisionsschallpegelmesser**

| Oktavband-Mittenfrequenz Hz | Bewertung Kurve A in dB | Toleranz für Präzisions-Schallpegelmesser in dB |
|-----------------------------|-------------------------|-------------------------------------------------|
| 63                          | -26,1                   | -3,0                                            |
| 125                         | -16,0                   | -1,0                                            |
| 250                         | -8,6                    | -1,0                                            |
| 500                         | -3,2                    | -1,0                                            |
| 1000                        | ± 0                     | -1,0                                            |
| 2000                        | + 1,2                   | -1,0                                            |
| 4000                        | + 1,0                   | -1,0                                            |
| 8000                        | - 1,1                   | -1,5                                            |

räusches wird in das Diagramm eingetragen, und es wird die Grenzkurve gesucht, die von dem Geräuschspektrum gerade noch berührt wird. Handelt es sich um die Kurve A 30, so schreibt man dem Geräusch die Lästigkeit gemäß der Grenzkurve A 30 zu, unabhängig davon, ob das Geräuschspektrum insgesamt der Kurve A 30 folgt oder ob nur eine Spitze aus einem wesentlich niedrigeren Niveau heranreicht. Damit wird berücksichtigt, daß schmale, aus dem Spektrum herausragende Bänder besonders lästig wirken. In Europa beginnen sich die Grenzkurven NR (Bild 2) nach einer ISO-Empfehlung durchzusetzen.

(Fortsetzung folgt)

#### Schrifttum:

- [1] Unfallverhütungsvorschrift „Lärm“, VBG 121 vom 1. Dezember 1974, der Berufsgenossenschaft
- [2] VDI 2058 Blatt 2 „Beurteilung von Arbeitslärm am Arbeitsplatz“, Juni 1973
- [3] VDI 2058 Blatt 3 „Beurteilung von Lärm unter Berücksichtigung von Anforderungen des Arbeitsplatzes“, Entwurf Juni 1978
- [4] Verordnung über Arbeitsstätten vom 20. März 1975 (Bundesgesetzblatt I S. 729)
- [5] VDI 2081 „Lärminderung bei raumluftechnischen Anlagen“, Entwurf Juli 1978
- [6] Technische Anleitung zum Schutz gegen Lärm (TA-Lärm)
- [7] VDI 2058 Blatt 1 „Beurteilung von Arbeitslärm in der Nachbarschaft“, Juni 1973
- [8] DIN 1320 Akustik, Grundbegriffe
- [9] DIN 1332 Akustik, Formelzeichen
- [10] DIN 45633 Blatt 1 „Präzisionsschallpegelmesser“
- [11] „BAHCO-Schallkompendium“, Anleitung zur schalltechnischen Auslegung von lüftungstechnischen Anlagen
- [12] „Akustik und Lüftungstechnik“, Technische Information Nr. 20, Lufttechnische GmbH
- [13] Brockmeier, Heinz: „Akustik für den Lüftungs- und Klimaingenieur“, KWK — Aktuell Band 6
- [14] Amey, W. und Bayer, M.: „Geräuschminderung bei rotierenden elektrischen Maschinen“, Elektrodienst 20/1978
- [15] Akustikfibel, BSH Serienwerk
- [16] VDI 2571 „Schallabstrahlung von Industriebauten“, August 1976
- [17] Finkelstein, W.: „Ideale Dämpfungs-Charakteristik von Schalldämpfern für Lüftungs- und Klimaanlage“, Klima-Technik 5/1976
- [18] Finkelstein, W.: „Schalldämpfer für Lüftungs- und Klimaanlage“, HLH 7/1972
- [19] VDI 2567 „Schallschutz durch Schalldämpfer“, September 1971
- [20] Schmidt, H.: „Schalltechnisches Taschenbuch“, VDI-Verlag 1976
- [21] Schirmer, Autorenkollektiv: „Lärmbekämpfung“, Verlag Tribüne 1974
- [22] DIN 4109 Blatt 1 „Schallschutz im Hochbau, Begriffe“
- [23] DIN 4109 Blatt 2 „Schallschutz im Hochbau, Anforderungen“
- [24] Gösele, K.: „Zur Luftschalldämmung von einschaligen Wänden und Decken“, Acustik 6/1968
- [25] DIN 52210 Teil 5: „Luft- und Trittschalldämmung, Messung der Luftschalldämmung von Fenstern und Außenwänden am Bau“
- [26] DIN 45635: „Geräuschmessung an Maschinen, Luftschallmessung“
- [27] VDI 2711: „Schallschutz durch Kapselung“, Entwurf Juni 1974

#### Grenzkurven

Wie zuvor erwähnt, werden Geräusche mit hervortretenden Einzeltönen oder schmalbandige Frequenzteile als lästiger empfunden als ein breitbandiges Geräusch gleichen Schallpegels L. Die Zulässigkeit von Geräuschen in luftechnischen Anlagen muß daher gegebenenfalls außer durch den Schallpegel  $L_A$  durch Grenzkurven kontrolliert werden, die die Grenzwerte der Schalldruckpegel in Frequenzbändern angeben. Bild 1 zeigt die inversen A-Bewertungskurven, die man als derartige A-Grenzkurven auffassen kann. Ein irgendwie gearteter Verlauf eines Ge-

#### Alle Düsen aus einer Hand

Steinen  
Delavan  
Danfoss



Hago  
Monarch  
Diamant

**KURT ZISCHKAU • Ölbrennerdüsen-Großhandel**  
6729 Jockgrim • Postfach 49 • Telefon (06 34 22) 5 14 08

## TOSHIBA

Klimageräte von 1.300 bis 60.000 kcal/h

NEU: Zur ISH mobile Standgeräte und Splitsysteme

Wir vergeben noch Gebietsvertretungen  
im Postleitzahlgebiet 6000 bis 7000

**Heidenhaus & Schießer GmbH**

Abt. Vertrieb

Goldbergweg 33 6000 Frankfurt Telefon 06 11 / 65 25 23  
Telex 411316

# Lärminderung bei Einbau und Aufstellung von Ventilatoren

Ing. (grad.) Herbert Mürmann

2. Teil

Der erste Teil dieser Artikelserie steht in Heft 7/1979.

## Addition mehrerer Schallquellen

In der Praxis addieren sich sehr oft mehrere Schallquellen mit unterschiedlichen Schallpegeln oder mit gleichen Schallpegeln. Die Addition unterschiedlicher Pegel tritt z.B. beim Aufstellen von zwei unterschiedlichen Ventilatoren auf. Gleiche Schallpegel müssen z.B. berücksichtigt werden bei einer Anzahl gleicher Dach-Ventilatoren in einem Raum. Grundsätzlich können aber nicht die Schalldrücke addiert werden, sondern die Schallintensitäten, die Schalleistungen oder die ihnen proportionalen Schalldruckquadrate. Die einzelne Rechnung ist jedoch unbequem und man benutzt daher die Diagramme in den Bildern 3 und 4.

Die logarithmische Addition von zwei Schalldruckpegeln erfolgt also in der Weise, daß zunächst die Schalldruckpegeldifferenz zwischen beiden Schalldruckpegeln ermittelt wird und der zugeordnete Korrekturwert aus dem Diagramm in Bild 3 bestimmt wird. Der gesuchte Gesamtschalldruckpegel ergibt sich aus der Addition des Korrekturwertes zum größten Schalldruckpegel.

### Erstes Beispiel zu Bild 3

Wie groß ist die Summe von zwei Schallquellen mit einem Pegel von  $L_1 = 45$  dB und  $L_2 = 49$  dB?

Die Pegeldifferenz beträgt 4 dB. Nach Bild 3 beträgt die Pegelzunahme 1,4 dB. Dieser Wert ist dem höheren Schallpegel hinzuzufügen. Die Summe der beiden Schallquellen ergibt sich also zu  $49 + 1,4 = 50,4$  dB.

Ist der Gesamtschalldruckpegel aus mehreren Schalldruckpegeln zu berechnen (z.B. Umrechnung von Terzpegeln in Oktavpegel oder Berechnung des Gesamtpegels aus Oktavpegelspektren, so ist die Rechnung schrittweise

auszuführen). Dabei wird der zunächst aus zwei Schalldruckpegeln berechnete Schalldruckpegel behandelt. Bei der Berechnung des Gesamtpegels aus einem in überlappenden Oktaven gemessenen Spektrum ist zu beachten, daß für die Rechnung nur die Pegelwerte einer Oktavreihe herangezogen werden.

### Zweites Beispiel zu Bild 3

Gesucht wird der aus den 3 Schalldruckpegeln  $L_1 = 80$  dB,  $L_2 = 82$  dB und  $L_3 = 78$  dB zusammengesetzte Gesamtschalldruckpegel.

Bei welchem Schalldruckpegel mit der Addition begonnen wird, ist grundsätzlich gleich. Zweckmäßigerweise wird man aber bei dem Größten beginnen, da die Zuschläge mit zunehmender Differenz immer kleiner werden. Im vorliegenden Beispiel bildet man also zunächst die Schalldruckpegeldifferenz zwischen  $L_1$  und  $L_2$  und erhält hier 2 dB. Zu dieser Schalldruckpegeldifferenz gehört entsprechend dem Diagramm in Bild 3 ein Korrekturwert von 2 dB, der zum größten Schalldruckpegel zu addieren ist. Als Schalldruckpegel aus  $L_1$  und  $L_2$  erhält man somit 84 dB. Die Differenz zwischen dem Schalldruckpegel von 84 dB und  $L_3$  beträgt 6 dB entsprechend einer Korrektur von 1 dB, so daß man als Gesamtschalldruckpegel 85 dB erhält.

Beträgt die Differenz zwischen zwei Schalldruckpegeln mehr als 10 dB, so wird der Gesamtschalldruckpegel praktisch nur noch von dem größeren bestimmt.

### Beispiel zu Bild 4

In einem Raum sind drei Abluftventile angeordnet. Bei den gegebenen lufttechnischen Daten hat jedes Ventil einen Schallpegel von 30 dB. Welchen Schallpegel ergeben die drei Ventile zusammen? Bei drei Geräuschquellen ergibt sich nach Bild 4 eine Pegelzunahme von 4,8 dB. Die

Bild 3: Diagramm zur Addition zweier Schallquellen unterschiedlichen Pegels

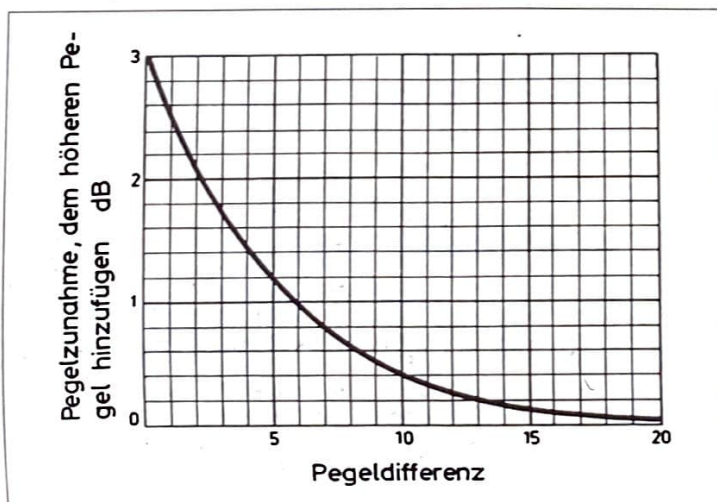
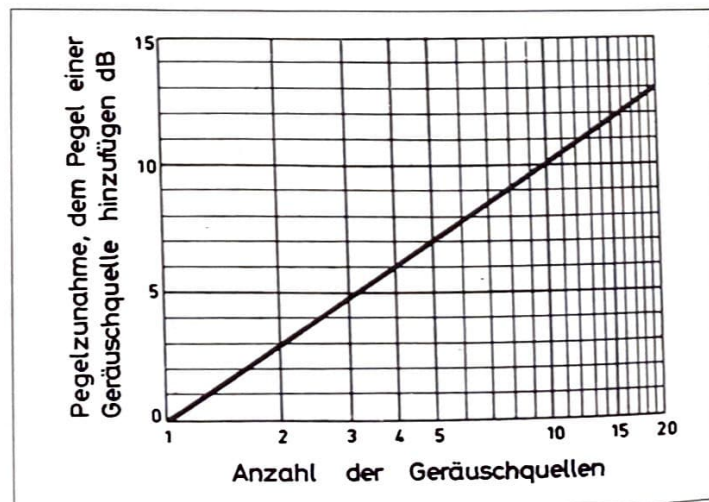


Bild 4: Diagramm zur Addition mehrerer Schallquellen gleichen Pegels



drei Ventile zusammen haben also einen Schallpegel von aufgerundet 35 dB.

### Der Ventilator als Geräuschquelle

Die geräuscherzeugenden Eigenschaften von Ventilatoren zwingen oft zur Berücksichtigung besonderer Gesichtspunkte bei der Wahl von Ventilatorart, -größe, -drehzahl sowie deren Einbauweise. Übliche Angaben zu Kapazität, Druck- und Leistungsbedarf der Ventilatoren sollten daher tunlichst durch Daten über den vom Ventilator erzeugten Schall ergänzt werden. Die akustischen Angaben müssen in einer solchen Form gegeben werden, daß der Schallpegel im Aufstellungsraum des Ventilators und in den Mündungsräumen seiner Absaug- bzw. Einblaskanäle vorausbestimmt werden kann. Auf diese Weise werden sowohl die Auswahl des geeigneten Ventilators als auch die Berechnung der notwendigen Dämpfungs- und Dämpfungsordnung vereinfacht.

Das Gesamtgeräusch eines Ventilators hat vielerlei Ursprung. Ein Teil des Geräusches, das bei der Rotation des Ventilatorläufers entsteht, ist unvermeidlich. Andere Geräusche, z.B. solche von vibrierenden Maschinenteilen, sind Folgen fehlerhafter Konstruktion oder Herstellung und können vermieden werden.

### Ermittlung des Ventilatorgeräusches

Die akustischen Daten eines Ventilators können heute im allgemeinen den Leistungskurven der Herstellerfirmen

entnommen werden. Liegen vom Hersteller keine Daten vor, so können die Schalleistungspegel aus den Betriebsdaten eines Ventilators ermittelt werden (s. Gleichung 3). Der von einem Ventilator (saug- und druckseitig) abgegebene Gesamt-Schalleistungspegel  $L_p$  errechnet sich:

$$L_w = (1 \pm 4) + 10 \cdot \lg \dot{V} + 20 \cdot \lg \Delta p_g \quad (3)$$

In dieser Gleichung ist:

$\dot{V}$  = Volumenstrom in  $m^3/h$

$\Delta p_g$  = Gesamtdruckdifferenz in Pa

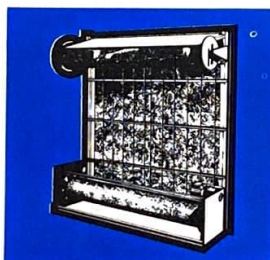
Aus dem Diagramm in Bild 5 kann ebenfalls der Gesamt-schalleistungspegel von Ventilatoren bei Abstrahlung in ein Kanalsystem in Abhängigkeit vom Volumenstrom und von der Gesamtdruckdifferenz entnommen werden.

Bezüglich der spektralen Verteilung des abgestrahlten Schalls unterscheiden sich Axial-Ventilatoren, Radial-Ventilatoren mit rückwärts gekrümmten Schaufeln und Radial-Ventilatoren mit vorwärts gekrümmten Schaufeln (Trommelläufer). In Bild 6 sind schematisch die relativen Oktavpegel aufgetragen, die als Differenz zum Gesamtschallpegel gebildet sind. Bei Radial-Ventilatoren herrschen tiefe Frequenzen vor. Sie neigen dazu zu brummen, während Axial-Ventilatoren einen erheblichen Anteil höherer Frequenzen haben (Heulen). Damit hat man ein Entscheidungskriterium dafür, welcher Ventilator bei einem vorgegebenen Einbaufall akustisch günstig ist. Wird ein Ventilator in eine größere Anlage mit anschließendem Schalldämpfer eingebaut, so ist die axiale Bauform günstiger, da sich hohe Frequenzen leichter dämpfen lassen. Ein frei im Raum

## CEAG, Partner der Klima- und Lüftungs- industrie



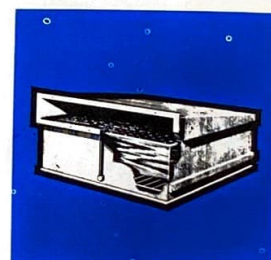
Was Luft  
verunreinigt,  
beseitigen wir



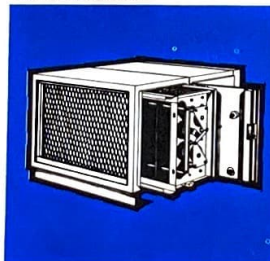
z. B. Rollbandfilter



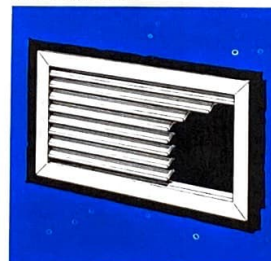
z. B. Taschenfilter



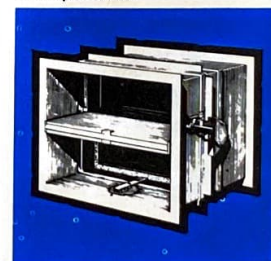
z. B. Spezialfilter



z. B. Elektrofilter



z. B. Lüftungsgitter



z. B. Feuerschutzklappen

CEAG hat ein komplettes Luftfilterprogramm für alle Güteklassen und jeden Bedarfsfall. Bewährte Filtermedien aus eigener Produktion lassen keine Wünsche offen und sind die Basis für bessere Luft.

CEAG hat, was zur Luftverteilung und Luftdosierung, vom Eintritt bis zum Austritt der Luft aus dem Lüftungssystem, notwendig ist.

CEAG ist der zuverlässige Partner der Lüftungs- und Klimaindustrie mit einem engen Netz von Ingenieurbüros, Handelsvertretungen, Servicestationen und Auslieferungslagern.

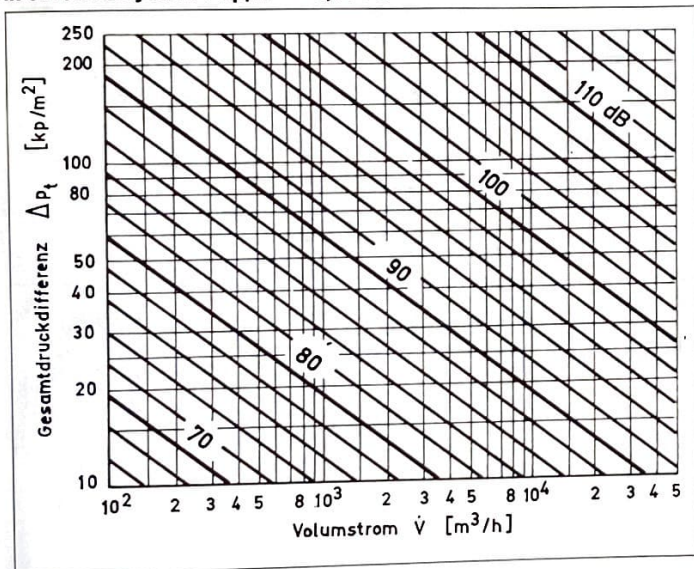
Ceagfilter und Entstaubungstechnik GmbH, 4600 Dortmund 1, Münsterstraße 231

stehender Radial-Ventilator mit vorwärts gekrümmten Schaufeln hört sich dagegen leiser an als die beiden anderen Typen, da bei subjektiver Geräuschbewertung (z. B. in dB(A)) die tiefen Frequenzen weniger ins Gewicht fallen [12].

### Der Antriebsmotor als Geräuschquelle

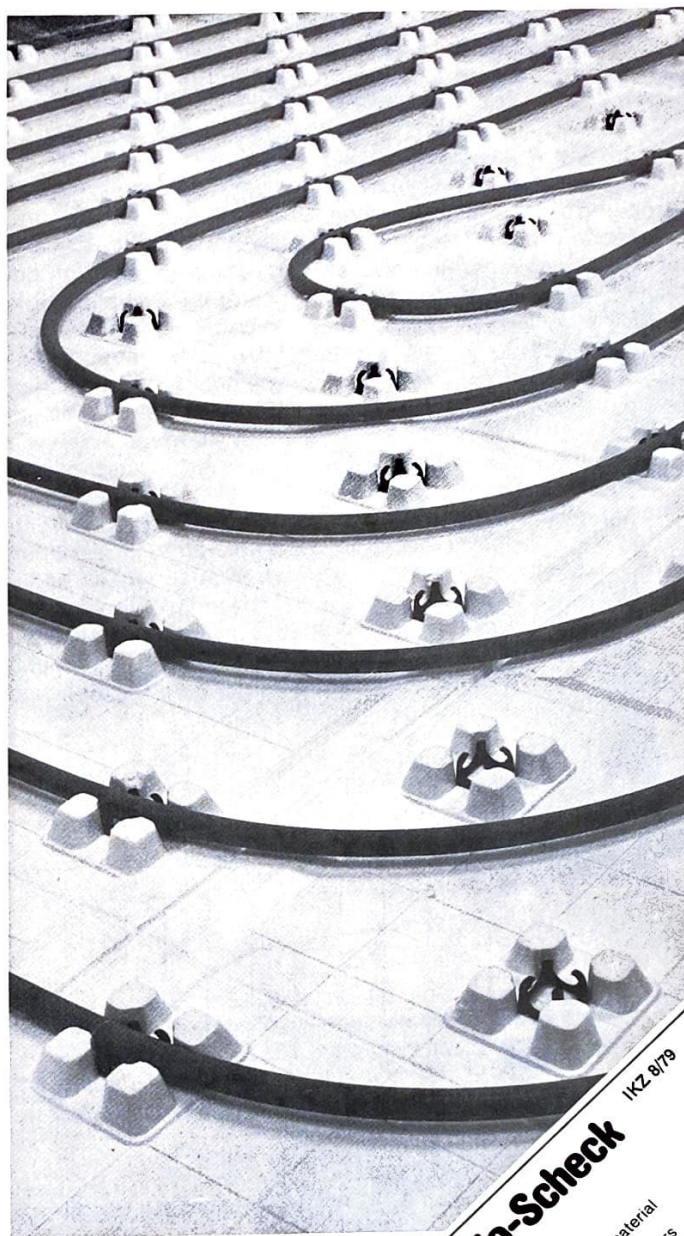
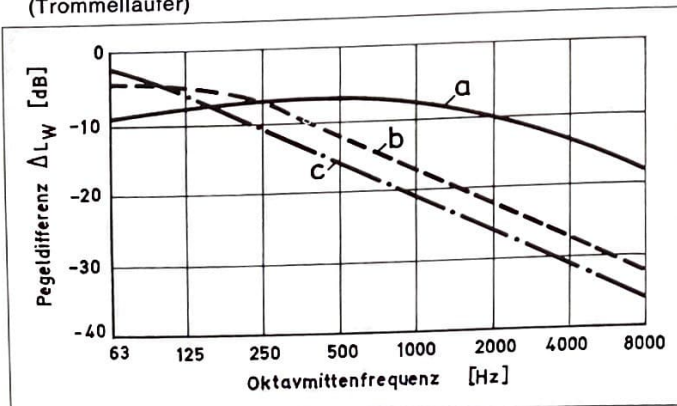
Neben dem Ventilator selbst als Geräuschquelle kann ebenfalls der Antriebsmotor zur Erhöhung der abgestrahlten Geräusche beitragen. Darauf ist besonders zu achten, wenn zum Beispiel ein Verbrennungsmotor als Antriebsmotor für einen Ventilator gewählt wird. Am häufigsten werden jedoch Elektromotoren als Antrieb für Ventilatoren verwendet. Im allgemeinen liegen die Geräusche der Elektromotoren niedriger als die der Ventilatoren. Bei einigen Typen leiselaufender Ventilatoren kann jedoch das Motorgeräusch stärker sein als das des Ventilators. Dabei setzen sich die Geräusche beim Elektromotor aus dem Induktionsgeräusch, dem Lagergeräusch und dem Geräusch des im Elektromotor eingebauten Kühl-Ventilators zusammen. Bei schnelllaufenden Maschinen überwiegen die Geräusche des Kühl-Ventilators und bei langsam laufenden

**Bild 5: Gesamtschalleistungspegel von Ventilatoren bei Abstrahlung in ein Kanalsystem  $1 \text{ kp/m}^2 = 9,81 \text{ Pa}$**



**Bild 6: Relative Oktavspektren der Haupttypen von Ventilatoren**

- Axial-Ventilatoren
- Radial-Ventilatoren mit rückwärts gekrümmten Schaufeln
- Radial-Ventilatoren mit vorwärts gekrümmten Schaufeln (Trommelläufer)



## Zufall ausgeschlossen! Das Polytherm-System gibt sichere Montagevorgaben.

Vorgefertigte, fest ineinandergreifende POLYTHERM-Grundelemente; vorgefertigte Spezial-Randdämmstreifen; vormontierte Rohrhalteklipse, die schnelles, müheloses Rohrverlegen in gleichmäßigen Abständen garantieren; hochgeprägte Stützblöcke, die Laufbrettern eine sichere Auflage bieten; ein völlig neues, hochwertiges VPE-Rohr – das sind die Merkmale, die das POLYTHERM-System auszeichnen. Die Vorteile für Sie: Weniger Arbeitsgänge, Zeit- und Kostenersparnis, sichere Montagevorgaben, weniger Fehlerquellen, Verringerung des Risikos! Informieren Sie sich ausführlich über die vielen POLYTHERM-Vorteile; über die Fußbodenheizung mit System.

## Info-Scheck

- Ich bitte um
- ☐ ausführliches Informationsmaterial
  - ☐ den Besuch Ihres Beratungsingenieurs

Name \_\_\_\_\_

Straße \_\_\_\_\_

Plz/Ort \_\_\_\_\_

## Fußbodenheizung mit System.

POLYTHERM GmbH + Co.  
Vehtestraße 1, 4434 Ochtrup 2  
Telefon: (0 25 53) 20 12, Telex: 8 92 985 poly d

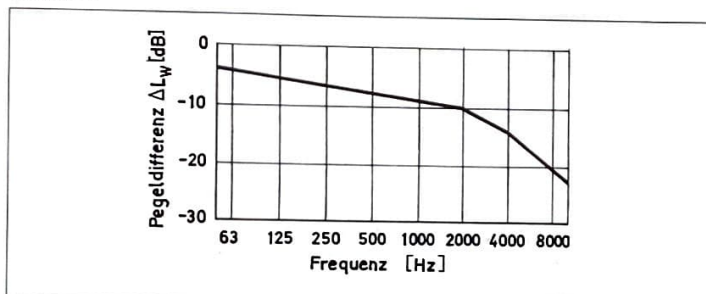


oder polumschaltbaren Maschinen können die magnetischen oder auch die Lagergeräusche überwiegen. In der Tabelle 6 sind Geräuschwerte für Normmotoren angegeben.

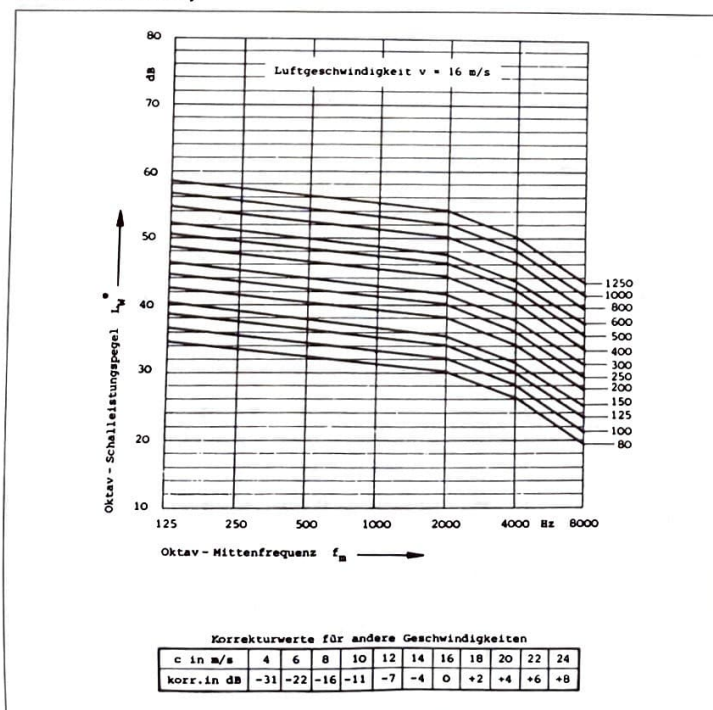
### Kanäle und Rohre als Geräuschquelle

Wie bei der Ventilatorströmung bedeutet auch bei der Strömung in eckigen Kanälen oder runden Rohren und Schläuchen alle Unregelmäßigkeiten mögliche Ursachen für eine Schallabstrahlung. Ist die vom Ventilator in ein angeschlossenes Kanalsystem abgestrahlte Schallenergie zu hoch, so wird im allgemeinen durch zusätzliche Maßnahmen, z.B. in Form von Schalldämpfern, eine Reduzierung der Schallabstrahlung vorgenommen. Es können jedoch auch im Anschluß an die Schalldämpfer, z.B. im Kanalsystem selbst, insbesondere an Formstücken, wie Abzweigstücke, Krümmer usw. Strömungsgeräusche entstehen, die sich über das Kanalsystem fortpflanzen und einen unzulässig hohen Pegel am Arbeitsplatz, in Aufenthaltsräumen oder in der Nachbarschaft zur Folge haben können. Besonders bei lufttechnischen Anlagen im industriellen Bereich mit hohen Luftgeschwindigkeiten im Kanalsystem ist es erforderlich, daß neben der akustischen Berechnung des Ventilators auch eine Kontrollberechnung hinsichtlich der zugrunde gelegten oder auch erforderlichen Luftgeschwindigkeit vorgenommen wird.

**Bild 7: Relatives Frequenzspektrum von Strömungsgeräuschen in Kanälen**



**Bild 8: Strömungsgeräusche in Wickelfalzrohren (Metallschlauchfabrik Pforzheim)**



### Strömungsgeräusch in geraden Kanälen

Der Schalleistungspegel  $L_w$  des Strömungsgeräusches in geraden Kanälen berechnet sich zu:

$$L_w = 10 + 50 \cdot \lg v + 10 \cdot \lg A \quad (4)$$

In dieser Gleichung ist:

$v$  = Strömungsgeschwindigkeit in m/s

$A$  = Kanalquerschnitt in  $m^2$

Wenn im Kanalquerschnitt durch ungleichmäßige Durchströmung eine höhere Geschwindigkeit als die rechnerisch zugrunde gelegte auftritt, so ist diese einzusetzen.

Zur Durchführung einer Geräuschanalyse im Oktavband ist dieser rechnerische Schalleistungspegel  $L_w$  mit der Pegeldifferenz  $\Delta L_w$  aus dem relativen Frequenzspektrum von Strömungsgeräuschen zu verändern. Die Werte der Pegeldifferenz  $\Delta L_w$  sind Bild 7 zu entnehmen. Je nach Kanalabmessungen und möglichen Resonanzen kann das relative Frequenzspektrum von Strömungsgeräuschen bei tiefen Frequenzen einen wesentlich anderen Verlauf haben. Wegen des großen Anteils tiefer Frequenzen vermindert sich der A-bewertete gegenüber dem linearen Pegel um 4 dB. Es ist also:

$$L_w(A) = L_w - 4 \quad \text{in dB(A)} \quad (5)$$

### Strömungsgeräusche in Wickelfalzrohren und biegsamen Lüftungsrohren

Die Strömungsgeräusche in sogenannten **Wickelfalzrohren** (oder auch spiralgefaltete Rohre) sind dem Diagramm in Bild 8 zu entnehmen. Dabei liegt dem Diagramm

**Tabelle 6: Geräuschwerte für Siemens-Normmotoren bei 50 Hz für Motoren IP 44, (Ex) e und (Ex) d**

$L_A$  = Schalldruckpegel in 1 m Abstand

$L_w(A)$  = Schalleistungspegel

| Bau-<br>größe | Normalausführung |                   |                |                   |
|---------------|------------------|-------------------|----------------|-------------------|
|               | Polzahl 2        |                   | Polzahl 4      |                   |
|               | $L_A$<br>dB(A)   | $L_w(A)$<br>dB(A) | $L_A$<br>dB(A) | $L_w(A)$<br>dB(A) |
| 56            | 44               | 53                | 38             | 47                |
| 63            | 51               | 60                | 40             | 49                |
| 71            | 55               | 64                | 43             | 52                |
| 80            | 58               | 67                | 48             | 57                |
| 90            | 63               | 72                | 49             | 58                |
| 100           | 66               | 75                | 54             | 63                |
| 112           | 67               | 76                | 55             | 64                |
| 132           | 72               | 82                | 61             | 71                |
| 160           | 72               | 82                | 66             | 76                |
| 180           | 76               | 87                | 66             | 77                |
| 200           | 78               | 89                | 67             | 78                |
| 225           | 79               | 90                | 69             | 80                |
| 250           | 81               | 93                | 70             | 82                |
| 280           | 82               | 94                | 72             | 84                |
| 315           | 84               | 96                | 74             | 86                |

| Bau-<br>größe | Geräuscharme Ausführung |                   |                |                   |
|---------------|-------------------------|-------------------|----------------|-------------------|
|               | Polzahl 2               |                   | Polzahl 4      |                   |
|               | $L_A$<br>dB(A)          | $L_w(A)$<br>dB(A) | $L_A$<br>dB(A) | $L_w(A)$<br>dB(A) |
| 132           | 64 *)                   | 74                |                |                   |
| 160           | 64 *)                   | 74                |                |                   |
| 180           | 72                      | 83                | 62             | 73                |
| 200           | 73                      | 84                | 73             | 74                |
| 225           | 74                      | 85                | 65             | 76                |
| 250           | 76                      | 88                | 66             | 78                |
| 280           | 78                      | 90                | 68             | 80                |
| 315           | 80                      | 92                | 70             | 82                |

\*) Nur für eine Drehrichtung

die folgende Gleichung zur Berechnung des Schalleistungspegels des Strömungsgeräusches zugrunde:

$$L_W = 3 + 50 \cdot \lg v + 10 \cdot \lg A \quad \text{in dB} \quad (6)$$

Der Oktav-Schalleistungspegel  $L_W$  ergibt sich damit zu:

$$L_W^* = L_W + 3 + 50 \cdot \lg v + 10 \cdot \lg A \quad \text{in dB} \quad (7)$$

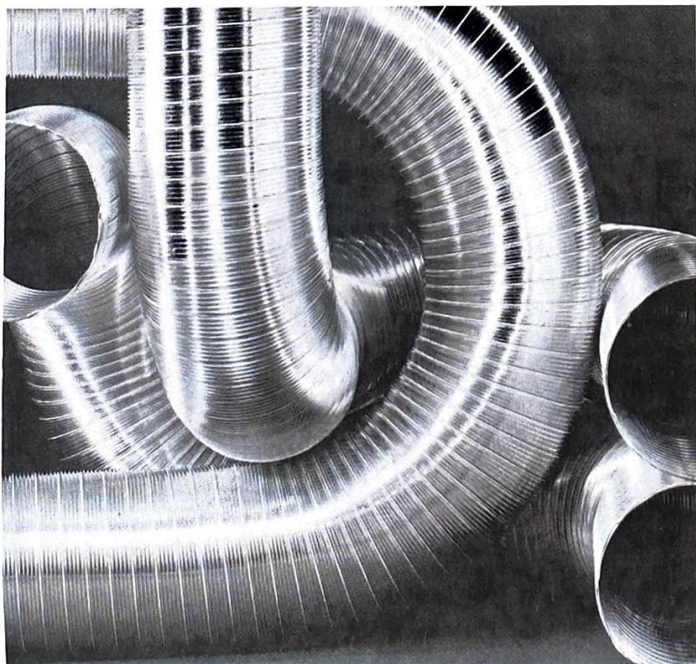
Im Vergleich zu den Strömungsgeräuschen in geraden, glatten Kanälen liegen die Werte bei Wickelfalzrohren damit um durchschnittlich 7 dB niedriger.

Die Messungen von Strömungsgeräuschen in biegsamen Lüftungsrohren (Bild 9) ergaben für  $\phi$  100 mm und  $\phi$  250 mm nahezu dieselben Strömungsgeräusche. Damit ist, im Gegensatz zu den Strömungsgeräuschen in starren, glatten Rohren, der Schalleistungspegel der Strömungsgeräusche in flexiblen, profilierten Rohren nur noch abhängig von der Strömungsgeschwindigkeit und praktisch unabhängig vom Rohrdurchmesser. Die Messungen zeigen außerdem, daß der Schalleistungspegel der Strömungsgeräusche in profilierten Rohren größer ist als in glatten Rohren. Dies bedeutet, daß der dominierende Anteil der Strömungsgeräusche im Rohrprofil entsteht.

Jede Kanalströmung in Lüftungstechnischen Anlagen ist turbulent und erzeugt aufgrund ihrer turbulenten Querbewegung im Kanal ein breitbandiges Geräusch in Abhängigkeit der Strömungsgeschwindigkeit, des Turbulenz-Grades und der Kanal-Abmessungen. Diesem Strömungsgeräusch der Kernströmung überlagert sich bei profilierten Rohren ein durch Wirbelbildung in den Profilrillen erzeugtes Strömungsgeräusch, dessen Schalleistungspegel mit der kinetischen Energie der Profilwirbel anwächst. Dieses Profilströmungsgeräusch ist bei den untersuchten biegsamen Lüftungsrohren (Bild 9) mit ihren übereinstimmenden Profil-Abmessungen unabhängig von der Nennweite und nur abhängig von der Strömungsgeschwindigkeit. Dies ist darauf zurückzuführen, daß die Rotationsenergie der Profilwirbel mit der Strömungsgeschwindigkeit zunimmt und daß bei der Geräuschaddition mehrerer Schallquellen der Gesamtpegel hauptsächlich vom Schalleistungspegel der stärksten Geräuschquelle bestimmt wird und die Anzahl der Geräuschquellen nur von untergeordneter Bedeutung ist.

Der Oktav-Schalleistungspegel  $L_W$  der Strömungsgeräusche in geraden, biegsamen Lüftungsrohren nach Bild 9

**Bild 9: Flexible Lüftungsrohre (Rigoformrohre) (Metallschlauchfabrik Pforzheim)**

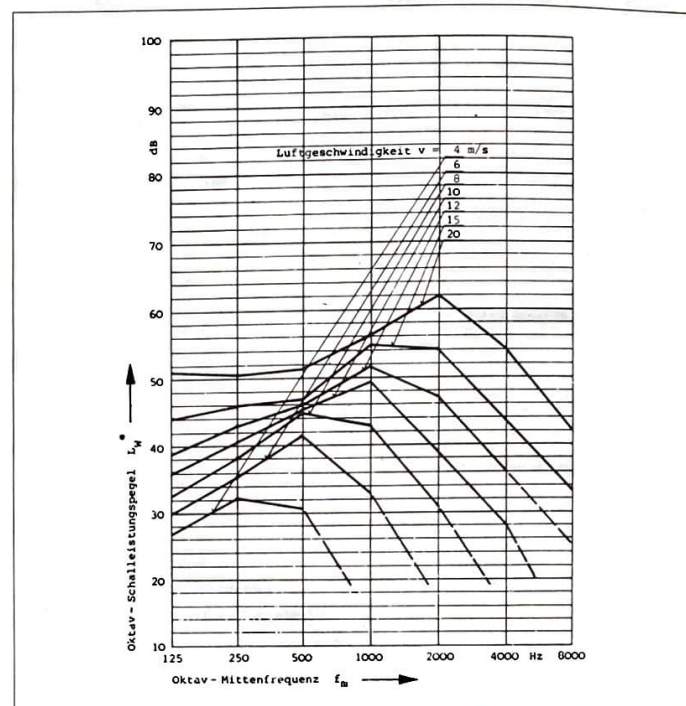


ist in Abhängigkeit von der Luftgeschwindigkeit dem Bild 10 zu entnehmen. Für sehr große und sehr kleine Durchmesser muß eine geringfügige Abweichung der Strömungsgeräusche angenommen werden.

### Lüftungsgitter als Geräuschquelle

Wie die Ventilatoren können auch Lüftungsgitter, d. h. Luftverteiler und Ansauggitter eine Geräuschquelle in lufttechnischen Anlagen sein. Die besondere Bedeutung einer akustischen Analyse dieser Bauelemente besteht in ihrer Funktion als erstes und letztes Bauelement einer lufttechnischen Anlage. Während bei allen anderen Ge-

**Bild 10: Strömungsgeräusche in geraden Rigoformrohren (Metallschlauchfabrik Pforzheim)**

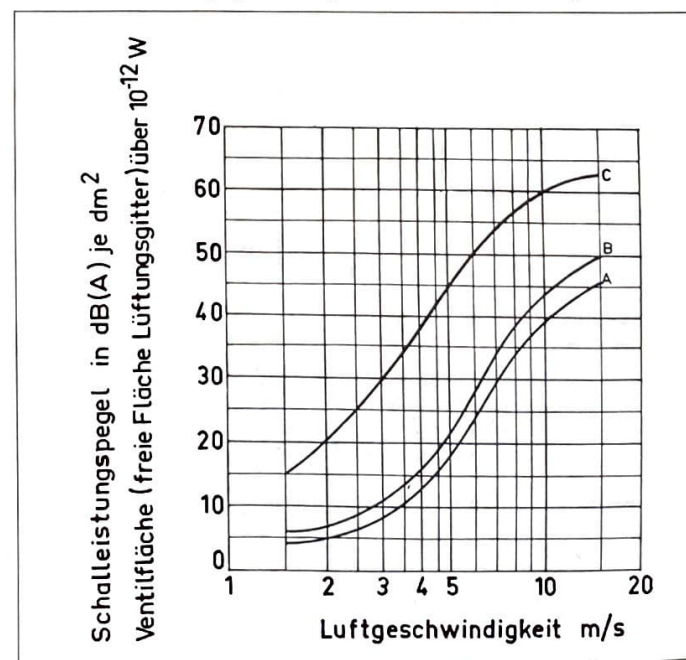


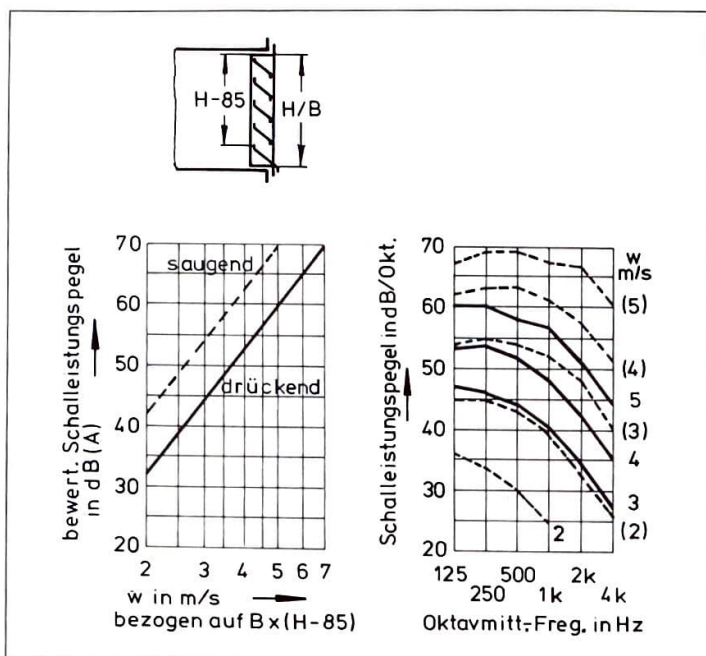
**Bild 11: Strömungsgeräusche in Lüftungsgittern je  $\text{dm}^2$**

Kurve A: für Lüftungsgitter großer Wurfweite mit geringer Strahlausbreitung

Kurve B: für Lüftungsgitter mit Lamellen

Kurve C: für Lüftungsgitter mit großer Strahlausbreitung





**Bild 12: Strömungsgeräusche in Wetterschutzgittern bei Kanal-Ein- bei (Gebr. Trox GmbH)**

Anhaltswerte für das Strömungsgeräusch in Lüftungsgittern gibt das Bild 11. In Abhängigkeit von der Luftgeschwindigkeit ist der bewertete Schalleistungspegel  $L_{PA}$ , bezogen auf 1 dm<sup>2</sup> freien Gitterquerschnitt, zu entnehmen. Das Strömungsgeräusch bei anderen freien Gitterflächen kann durch Addition ermittelt werden. Ist die Geschwindigkeit im freien Gitterquerschnitt nicht genau zu ermitteln, so kann die Strömungsgeschwindigkeit aus dem Druckabfall im Lüftungsgitter ermittelt werden. Es ist:

$$v \approx 4 \cdot \sqrt{\Delta p} \quad (8)$$

Das Strömungsgeräusch in Wetterschutzgittern bei Anbau des Gitters an einem Kanal ist dem Diagramm in Bild 12 zu entnehmen. Weitere Werte der Geräuschentwicklung von Luftauslässen sind im allgemeinen aus den Katalogen namhafter Herstellerfirmen zu ermitteln. Diese Werte sollten in Abhängigkeit der Betriebsdaten die frequenzabhängigen Schalleistungspegel enthalten. Sind diese Geräuschangaben nicht zu erhalten, ermöglicht die Gleichung (9) eine Abschätzung der Schalleistung. Der in den meisten Fällen bekannte Widerstandsbeiwert  $\zeta$  von Luftauslässen ermöglicht die Berechnung der Geräuschentwicklung von verschiedenen Gitterarten. Danach ergibt sich die Schalleistung eines Gitters wie folgt:

$$L_W = L_{W\text{spez.}} + 60 \cdot \lg v + 30 \cdot \lg \zeta + 10 \cdot \lg A \quad \text{in dB} \quad (9)$$

In dieser Gleichung bedeuten:

$L_{W\text{spez.}}$  = spezifischer Schalleistungspegel,  $\approx 10 - 15$  dB

$v$  = Anström- bzw. Ausströmungsgeschwindigkeit in m/s

$\zeta$  = Widerstandsbeiwert

$A$  = Fläche des Auslasses in m<sup>2</sup>

Literatur: siehe 1. Teil in Heft 7 (Fortsetzung folgt)

räuschquellen nachträglich Maßnahmen zur Dämmung oder Dämpfung möglich sind, ist der am Luftverteilter erzeugte Schall unmittelbar im Raum und der an der Fortluftöffnung erzeugte Schall unmittelbar in der Nachbarschaft wirksam.

# Partner für den Fachbetrieb



Als weltweit erfahrener Hersteller haben wir ein klares Konzept für den Vertrieb unserer Produkte: Fachbetriebe sind unsere Partner. Ihnen liefern wir hochwertige Erzeugnisse, sie unterstützen wir durch Verkaufshilfen und Beratung.

## Schwimmbadfilter

Mit Leistungen von 7 bis 30 m<sup>3</sup>/h. Als Kartuschenfilter mit patentierter Filtertechnik (platzsparend, trennscharf).

## Schwimmbadpumpen

Aus Grauguß oder Bronze oder als Dur-Glas Pumpe in modernem Kunststoff.

## Wasserenthärter

Ionenaustauscher für Haushalt, Gewerbe und Industrie. Mit bewährter Steuerung, überlegener Technik.

## Unterwasserpumpen

Aus hochwertigem Material für strapa-

ziösen Einsatz gebaut. Mit Pumpleistungen von 2,8 bis 12 m<sup>3</sup>/h.

## Ölbrennerpumpen

Ein Markenprodukt unter dem Namen Webster. Für Düsenleistungen bis 1500 l/h.

Schreiben Sie uns, rufen Sie uns an, wir senden Ihnen gern ausführliche Unterlagen, wenn Sie uns sagen, welche Produkte Sie interessieren.

## STA-RITE INDUSTRIES GMBH EUROPA

Postfach 1270 · 6103 Griesheim · Telefon (0 61 55) 20 16 · Telex 04 19497

# Lärminderung bei Einbau und Aufstellung von Ventilatoren

Ing. (grad.) Herbert Mürmann

3. Teil

Die ersten beiden Teile dieser Serie stehen in den Heften 7 und 8/1979.

## Raumakustik

In einem akustisch freien Feld, in dem also keine reflektierenden Grenzflächen in näherer Umgebung vorhanden sind, fällt der Schalldruck im Quadrat des Abstandes von der Schallquelle ab. Es gilt das quadratische Abstandsgesetz:

$$L = L_w + 10 \cdot \lg \frac{A_0}{4 \cdot \pi \cdot r^2} \quad (10)$$

In dieser Gleichung bedeuten:

$L$  = Schalldruckpegel im Abstand  $r$  von der Quelle

$L_w$  = Schalleistungspegel der Schallquelle

$A_0$  = Einheitsfläche

Tritt Schall aus dem lufttechnischen Anlagensystem in einen Raum aus, so bildet sich in Abhängigkeit von den akustischen Eigenschaften des Raumes eine Schallverteilung mit örtlich verschiedenen Schalldrücken aus. Der Schalldruck in der Aufenthaltszone eines Raumes stellt das Beurteilungskriterium für die akustische Qualität der lufttechnischen Anlagen dar. Man muß daher, ausgehend von den als Schallquellen mit einer bestimmten Schalleistung anzusehenden Luftaustrittsöffnungen, die Schalldruckverteilung berechnen.

Der Schall wird meist nicht als Kugelwelle in den Raum gestrahlt, sondern bevorzugt in eine Richtung senkrecht

zum Öffnungsquerschnitt. Zur Beschreibung dieses Verhaltens der Schallquelle definiert man einen Richtungs-faktor  $Q$  durch das Verhältnis der tatsächlichen Schallintensität zu der eines Kugelstrahlers. Aus dem Bild 13 ist der Richtungs-faktor  $Q$  der Schallquelle in Abhängigkeit vom Produkt  $f \cdot \sqrt{A}$  für verschiedene Anordnungen des Lüftungsgitters im Raum bei einem Abstrahlwinkel  $\approx 45^\circ$  dargestellt. Für einen Abstrahlwinkel  $0^\circ$  sind zu dem nach Bild 13 ermittelten Wert  $Q$  ab  $f \cdot \sqrt{A} = 100 \text{ Hz m}$  noch + 2 hinzuzuzählen. Der Zusammenhang zwischen Schalleistung und Schalldruck in einem Raum wird dargestellt durch:

$$L = L_w + 10 \lg \frac{Q}{4 \cdot \pi \cdot r^2} + \frac{4}{A} \quad (11)$$

In dieser Gleichung bedeuten:

$L$  = Schalldruckpegel

$L_w$  = Schalleistungspegel der Schallfläche

$Q$  = Richtungs-faktor

$r$  = Abstand in m zwischen Auslaßöffnung und Raumpunkt

$A$  = Absorptionsfläche des Raumes in  $\text{m}^2$

Dem Bild 14 ist die Differenz zwischen Schalleistungspegel am Auslaß und Schalldruckpegel im Raum in Abhängigkeit von Raumabsorption, Abstand von der Schallquelle und Richtungscharakteristik der Schallquelle zu entnehmen.

## Raumabsorption

Beim Auftreten einer Schallwelle auf eine Raumumfassungsfläche wird ein größerer oder kleinerer Teil des Schalls in den Raum zurückgeworfen. Ein Teil des Schalls hingegen dringt in den Werkstoff der getroffenen Fläche ein, wo die Schallenergie in andere Energieformen umgewandelt, d.h. absorbiert werden kann oder von wo sie

Bild 13: Richtungs-faktor  $Q$  für Abstrahlwinkel ca.  $45^\circ$  bei unterschiedlicher Gitteranordnung

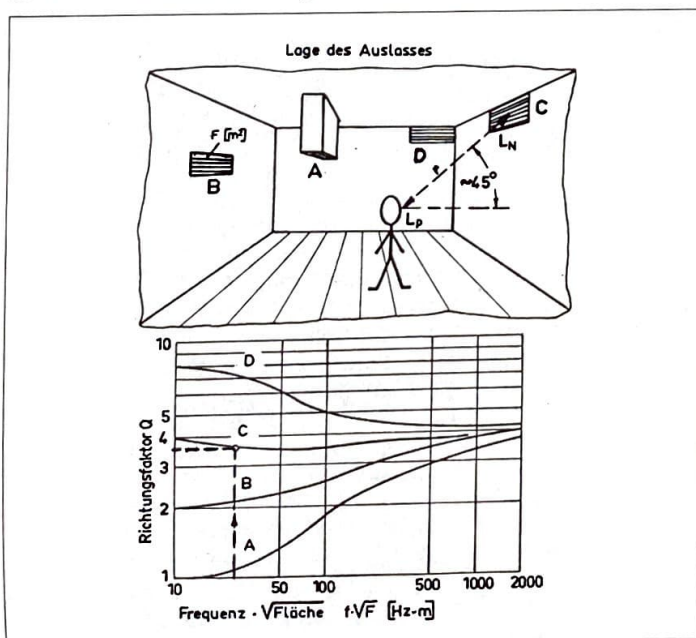
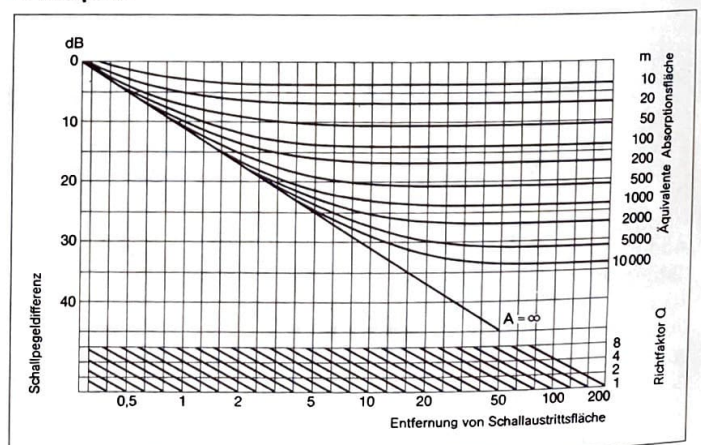


Bild 14: Differenz zwischen Schalleistungspegel am Auslaß und Schalldruckpegel im Raum in Abhängigkeit von Raumabsorption, Abstand von der Schallquelle und Richtungscharakteristik der Schallquelle



fortgepflanzt und damit als Schall in andere Räume oder auf andere Gebäudeelemente überführt wird. Beim Aufprall auf eine Fläche aus porösem Werkstoff dringt die Schallwelle in die Werkstoffporen ein. In diesen werden die Schwingungen der Luftteilchen von der Reibung gegen die Porenwände gebremst, wobei ein Teil der Schallenergie in Wärme umgewandelt wird. Als Maß für den Teil der Schallenergie, der von einer Wand absorbiert wird, verwendet man den Absorptionskoeffizienten  $a$ . Wenn eine Wand den gesamten Schall zurückwirft, ist der Absorptionskoeffizient  $a = 0$ , wird kein Schall reflektiert, ist  $a = 1$ . Unter der Absorption einer Fläche versteht man das Produkt aus Flächeninhalt in  $m^2$  und Absorptionskoeffizient. Die Absorption hat  $A$  als Symbol und nach Sabin  $m^2$  als Einheit.

Führt man einem Raum eine gewisse Schalleistung zu, z.B. durch Lüftungsöffnungen, so muß man die Raumabsorption kennen, wenn man den Schalldruckpegel bestimmen will. Werden die den Raum begrenzenden Flächen in  $m^2$  mit  $F_1, F_2, F_3$  usw. bezeichnet, und sind die entsprechenden Absorptionskoeffizienten  $a_1, a_2, a_3$  usw., so beträgt die Raumabsorption:

$$A = a_1 \cdot F_1 + a_2 \cdot F_2 + a_3 \cdot F_3 + \dots \text{ in } m^2 \quad (12)$$

Als mittleren Absorptionskoeffizienten bezeichnet man:

$$a_m = \frac{A}{F_1 + F_2 + F_3 + \dots} \quad (13)$$

Bei diesen Gleichungen wurde für die Fläche das Formelzeichen  $F$  gewählt (entgegen dem sonst üblichen  $A$ ), damit es sich von dem Formelzeichen  $A$  für Absorption unterscheidet.

Schallabsorbierende Werkstoffe und Konstruktionen, sogenannte Absorbenten, können in zwei Hauptgruppen eingeteilt werden: Poröse Werkstoffe und Resonanzabsorbenten. In der Lüftungstechnik werden in erster Linie die porösen Werkstoffe eingesetzt. Deren Absorption wächst mit der Frequenz des auftreffenden Schalles und mit zunehmender Werkstoffdicke (Tabelle 7). Zur Absorp-

**Tabelle 7: Absorptionskoeffizienten verschiedener Werkstoffe und Anordnungen**

| Verschied. Werkstoffe<br>Wandbekleidungen<br>und Absorbenten | Absorptionskoeffizient $a$ bei<br>Frequenzen Hz |      |      |       |       |       |
|--------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------|------|------|-------|-------|-------|
|                                                              | 125                                             | 250  | 500  | 1 000 | 2 000 | 4 000 |
| Ziegelwand mit Kalk-<br>Zementputz                           | 0,02                                            | 0,02 | 0,03 | 0,04  | 0,05  | 0,05  |
| unverputzte Zement-<br>wand                                  | 0,01                                            | 0,01 | 0,02 | 0,02  | 0,02  | 0,03  |
| Marmor                                                       | 0,01                                            | 0,01 | 0,01 | 0,01  | 0,02  | 0,02  |
| verputzte Ziegelwand<br>mit Ölfarbenanstrich                 | 0,01                                            | 0,02 | 0,02 | 0,02  | 0,03  | 0,03  |
| verputzte Ziegelwand,<br>tapeziert                           | 0,02                                            | 0,03 | 0,04 | 0,05  | 0,07  | 0,08  |
| Holzpanel, ca. 5 cm,<br>direkt auf Wand verlegt              | 0,10                                            | 0,07 | 0,05 | 0,05  | 0,04  | 0,04  |
| Holz, 16 mm dick,<br>auf 4 cm dicken Riegeln                 | 0,18                                            | 0,12 | 0,10 | 0,09  | 0,08  | 0,07  |
| Sperrholz, 8 mm,<br>auf 5 cm dicken Riegeln                  | 0,28                                            | 0,22 | 0,17 | 0,09  | 0,10  | 0,11  |
| Sperrholz, 3 mm,<br>auf 5 cm dicken Riegeln                  | 0,20                                            | 0,28 | 0,26 | 0,09  | 0,12  | 0,11  |
| Holzfußboden auf<br>Balken                                   | 0,15                                            | 0,11 | 0,10 | 0,07  | 0,06  | 0,07  |
| Fußbodenbelag aus<br>Holz auf Asphalt                        | 0,04                                            | 0,04 | 0,07 | 0,06  | 0,06  | 0,07  |

|                                                                                                                                                                                |      |      |      |       |      |       |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------|------|------|-------|------|-------|
| Linoleum, direkt auf<br>Betonboden                                                                                                                                             | 0,02 | 0,02 | 0,03 | 0,03  | 0,04 | 0,04  |
| Fensterglas                                                                                                                                                                    | 0,40 | 0,30 | 0,20 | 0,17  | 0,15 | 0,10  |
| Wasserfläche                                                                                                                                                                   | 0,01 | 0,01 | 0,01 | 0,015 | 0,02 | 0,025 |
| Gummibelag, 0,5 cm,<br>auf Beton                                                                                                                                               | 0,04 | 0,04 | 0,08 | 0,12  | 0,03 | 0,10  |
| Weicher Teppich, 1 cm,<br>auf Beton                                                                                                                                            | 0,09 | 0,08 | 0,21 | 0,26  | 0,27 | 0,37  |
| Gardinstoffe, schwer,<br>dicht gewebt,<br>9 cm Wandabstand                                                                                                                     | 0,06 | 0,10 | 0,38 | 0,63  | 0,70 | 0,73  |
| Baumwollgewebe (0,33<br>kg/m <sup>2</sup> ), einmal gefaltet                                                                                                                   | 0,07 | 0,31 | 0,49 | 0,81  | 0,66 | 0,54  |
| Baumwollgewebe<br>(0,33 kg/m <sup>2</sup> ), auf 75 %<br>der Fläche gefaltet                                                                                                   | 0,04 | 0,23 | 0,14 | 0,57  | 0,53 | 0,40  |
| Baumwollgewebe<br>(0,33 kg/m <sup>2</sup> ), auf 87,5 %<br>der Fläche gefaltet                                                                                                 | 0,03 | 0,12 | 0,15 | 0,27  | 0,37 | 0,42  |
| Lüftungsgitter,<br>halb geöffnet                                                                                                                                               | 0,30 | —    | 0,50 | —     | 0,50 | —     |
| Mineralwolle, 25 mm                                                                                                                                                            | 0,09 | 0,23 | 0,53 | 0,72  | 0,75 | 0,77  |
| Mineralwolle, 50 mm                                                                                                                                                            | 0,20 | 0,53 | 0,74 | 0,78  | 0,75 | 0,77  |
| Mineralwolle, 1000 mm                                                                                                                                                          | 0,68 | 0,84 | 0,82 | 0,78  | 0,75 | 0,77  |
| Holzfaserplatte, 1",<br>auf 1" Leiste                                                                                                                                          | 0,08 | 0,15 | 0,23 | 0,55  | 0,61 | 0,59  |
| Holzfaserplatte, hoch-<br>porös, 1" dick, perforiert,<br>4 mm Löcher von 20 mm<br>Tiefe, Lochabst. 13 mm                                                                       |      |      |      |       |      |       |
| a) direkt auf Wand                                                                                                                                                             | 0,07 | 0,22 | 0,47 | 0,53  | 0,67 | 0,51  |
| b) auf 1" Leisten montiert                                                                                                                                                     | 0,21 | 0,45 | 0,71 | 0,52  | 0,69 | —     |
| Holzfaserplatte, hart,<br>1/8" dick, auf 66 mm Lei-<br>sten, 5 mm durch-<br>gehende Perforierung,<br>Lochabstand 14 mm,<br>weiche Isoliermasse auf<br>der Rückseite der Löcher | 0,13 | 0,73 | 0,85 | 0,72  | 0,58 | 0,51  |
| Schlitzschlucker, aus<br>Holzleisten 13x45 mm,<br>Schlitzbreite 5 mm,<br>33 mm Wandabstand,<br>25 mm weiche Matte                                                              | 0,19 | 0,28 | 0,89 | 0,64  | 0,53 | 0,36  |
| Hohlziegel, 78 Löcher,<br>direkt gegen Steinwand,<br>hochgestellt                                                                                                              | 0,05 | 0,15 | 0,33 | 0,85  | 0,45 | 0,55  |
| Hohlziegel, 78 Löcher,<br>50 mm Abstand v. Stein-<br>wand mit Zwischenbelag                                                                                                    | 0,48 | 0,77 | 0,38 | 0,27  | 0,65 | 0,35  |

tion niedrigfrequenten Schalls müssen also große Werkstoffdicken zum Einsatz kommen. Doch kann man das gleiche Absorptionsergebnis erreichen, wenn man dünnere Platten auf Riegel anbringt und damit einen Luftraum zwischen dem Absorbenten und der dahinterliegenden Wand schafft.

Schalldämpfung bedeutet also Absorption von Schallenergie in einem Schallfeld, d.h. Verminderung der Schallleistung, z.B. in einem Luftkanal. Das Formelzeichen für Dämpfung ist  $L$  oder  $D$ , die Einheit (dB). Die zur Berechnung der Raumabsorption erforderlichen Absorptionskoeffizienten sind aus den Tabellen 7 und 8 ersichtlich. Zu Überschlagsberechnungen kann das Diagramm in Bild 15 verwendet werden (Richtwerte für  $a_m$  siehe Tabelle 9).

**Tabelle 8: Totale Absorption in m<sup>2</sup> nach Sabin für Personen und Gegenstände**

| Personen und Gegenstände im Raum                                           | Absorption in m <sup>2</sup> -sabin bei Frequenzen Hz |      |      |       |       |       |
|----------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------|------|------|-------|-------|-------|
|                                                                            | 125                                                   | 250  | 500  | 1 000 | 2 000 | 4 000 |
| Sitzende Person                                                            | 0,17                                                  | 0,36 | 0,47 | 0,52  | 0,50  | 0,46  |
| Musiker mit Instrument                                                     | 0,40                                                  | 0,85 | 1,15 | 1,40  | 1,30  | 1,20  |
| Klappstuhl, Sitz und Lehne aus Sperrholz                                   | 0,02                                                  | 0,02 | 0,02 | 0,04  | 0,04  | 0,03  |
| Klappstuhl, lederbezogen, hochgeklappter Sitz                              | 0,09                                                  | 0,13 | 0,15 | 0,15  | 0,11  | 0,07  |
| Stuhl, Sitz u. Rücklehne gepolstert u. bezogen                             | 0,17                                                  | 0,23 | 0,23 | 0,22  | 0,19  | 0,18  |
| Einzelschlucker aus Asbest                                                 | 0,12                                                  | 0,20 | 0,26 | 0,30  | 0,18  | 0,09  |
| Einzelresonator, bestehend aus Halblitermilchflaschen ohne Dämpfungsmstoff | 0,00                                                  | 0,20 | 0,00 | 0,00  | 0,00  | 0,00  |

**Tabelle 9: Richtwerte für mittlere Absorptionskoeffizienten**

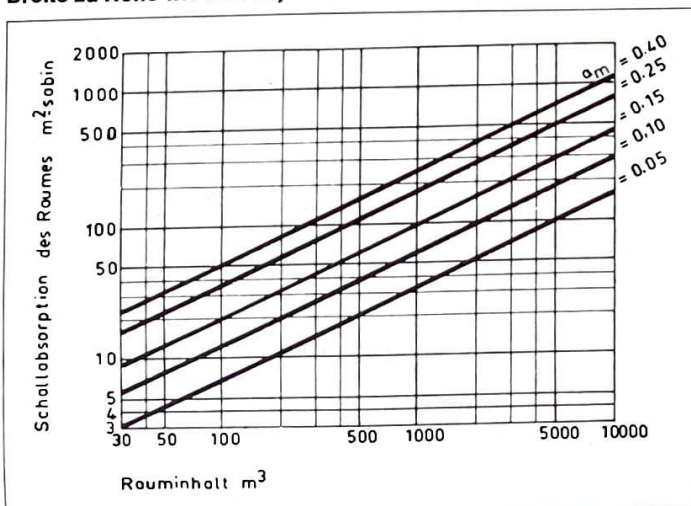
| Art der Räume                                           | a <sub>m</sub> |
|---------------------------------------------------------|----------------|
| Rundfunkstudios, Musikzimmer                            | 0,3 bis 0,45   |
| Fernsehstudios, Kaufhäuser, Lesesäle                    | 0,15 bis 0,25  |
| Wohnungen, Büros, Hotelzimmer, Konferenzzimmer, Theater | 0,1 bis 0,15   |
| Schulzimmer, Krankenhäuser, kleine Kirchen              | 0,05 bis 0,1   |
| Fabrikhallen, Schwimmhallen, große Kirchen              | 0,03 bis 0,05  |

### Nachhallzeit

Neben der Berechnung aus den Flächen und Absorptionsgraden läßt sich die Absorptionsfläche A auch durch Messungen der Nachhallzeit bestimmen. Diese ist definiert durch die Zeit, in der die Schallintensität nach Abschalten einer Quelle um 60 dB abnimmt. Sabin, der sich um die Hallraumtheorie besonders verdient gemacht hat, entwickelte unter bestimmten Voraussetzungen die nach ihm benannte Nachhallformel:

$$T = 0,163 \cdot \frac{V}{A} \quad (14)$$

**Bild 15: Diagramm zur angenäherten Bestimmung der gesamten Schallabsorption eines Raumes, dessen mittlerer Absorptionskoeffizient = a<sub>m</sub> ist (angenommene Raumverhältnisse: Länge zu Breite zu Höhe wie 5 : 5 : 2)**



In dieser Gleichung bedeuten:

T = Nachhallzeit in s

V = Raumvolumen in m<sup>3</sup>

A = äquivalente Absorptionsfläche in m<sup>2</sup>

Mit dieser Methode ist das akustische Raumverhalten genauer und vor allem schnell zu ermitteln. Man registriert meist das zeitliche Abklingen eines Knalls mit einem Pegelschreiber und findet in der Steigung der Nachhallgeraden unmittelbar den gesuchten Wert.

### Schallpegelsenkung im Anlagensystem

Je nach Ausführung des Anlagensystems ist mit einem Abbau der Schalleistung infolge der Eigendämpfung zu rechnen. Auch wo das Kriterium der Dämpfung nicht gegeben ist, hat sich in diesem Zusammenhang der Begriff der Dämpfung für die Schalleistungspegelsenkung eingebürgert.

### Gerade Kanalstrecken

Die Dämpfung, die in geraden, glatten Stahlblechkanälen ohne isolierenden Belag erreicht werden kann, ist sehr gering. Bei langen Kanälen kleiner Querschnitte und bei niedrigen Luftgeschwindigkeiten kann jedoch die Dämpfung im Kanal in Rechnung gestellt werden. In Bild 16 sind für den praktischen Gebrauch Dämpfungswerte in dB je m Kanal aus 1 mm starkem Stahlblech zusammengestellt. Will man hier Verbesserungen erzielen, müßte der Kanal luftseitig mit Dämpfungsmitteln (z. B. Steinwollematten) ausgekleidet werden. Die dadurch erreichte Dämpfung kommt in einer empirischen Formel zum Ausdruck:

$$L = 1,05 \cdot a^{1,4} \cdot \frac{U}{A} \quad (15)$$

In dieser Gleichung ist:

L = Dämpfung je m dB/m

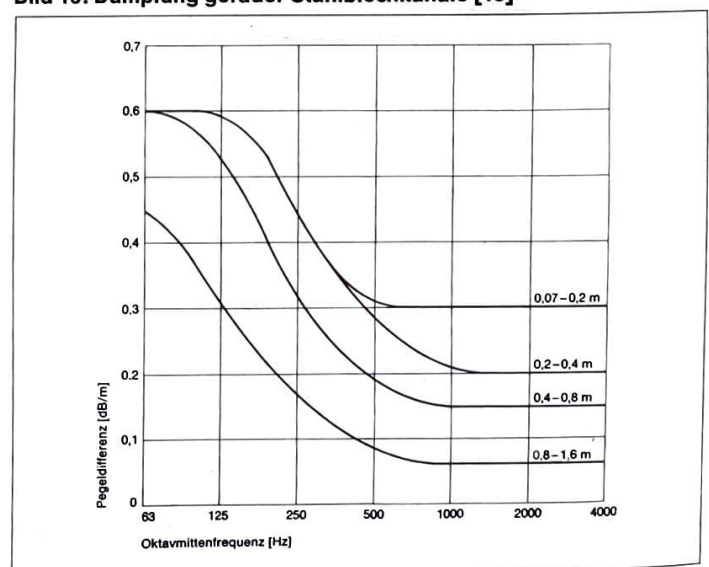
a = Absorptions-Koeffizient

U = bekleideter Umfang des Kanals in m

A = Der Kanalquerschnitt in m<sup>2</sup>

Um eine hohe Dämpfung zu erhalten, sollte man also einen flachen Kanal (großer Umfang, kleiner Querschnitt) einsetzen, sowie einen Absorptionsstoff, der einen hohen Absorptions-Koeffizienten aufweist. Durch Einteilen eines Kanals in mehrere kleine Kanäle mit Hilfe von schallabsorbierenden Platten erhält man einen hohen Wert des Verhältnisses U/A. Die Gesamtdämpfung wird nach der gegebenen Formel berechnet, wobei man U/A für einen kleinen Kanal einsetzt. Dabei ist unbedingt zu beachten,

**Bild 16: Dämpfung gerader Stahlblechkanäle [15]**



daß man bei einer Platte, die einen Kanal in zwei Teile trennt, mit demjenigen Absorptions-Koeffizienten rechnen muß, der für die halbe Plattendicke gilt.

### Runde Rohrkrümmer

Die Dämpfung hängt unter anderen Faktoren vor allem vom Radius des Krümmers und der Winkeländerung des Kanalverlaufes ab. Mit größer werdendem Radius und abnehmender Winkeländerung wird die Dämpfung geringer. Die Tabelle 10 zeigt überschlägliche Werte der Dämpfung in runden Rohrkrümmern von 90°.

### Rechteckige Krümmer ohne Leitbleche

Bei rechteckigen Umlenkungen (Krümmer ohne Leitbleche) ist die Dämpfung besonders bei Frequenzen, deren Wellenlänge in der Größenordnung der Kanalbreite liegt, wesentlich höher. In einem scharfen 90°-Krümmer (Krümmungsradius = 0) erhält man für eine Frequenz, die von den Kanalabmessungen bestimmt wird, eine wesentliche Dämpfung. Wird der Kanal hinter dem Krümmer mit schallschluckender Bekleidung versehen, wird die Dämpfung, besonders bei hohen Frequenzen noch besser. Die Tabelle 11 gibt die Dämpfung in verschiedenen Oktavbändern

Tabelle 10: Dämpfung runder Rohrkrümmer

| Durchmesser<br>mm | Dämpfung in dB bei Mittelfrequenzen<br>in Hz |     |     |       |       |       |       |
|-------------------|----------------------------------------------|-----|-----|-------|-------|-------|-------|
|                   | 125                                          | 250 | 500 | 1 000 | 2 000 | 4 000 | 8 000 |
| 125 bis 250       | 0                                            | 0   | 0   | 1     | 2     | 3     | 3     |
| 280 bis 500       | 0                                            | 0   | 1   | 2     | 3     | 3     | 3     |
| 530 bis 1 000     | 0                                            | 1   | 2   | 3     | 3     | 3     | 3     |
| 1 050 bis 2 000   | 1                                            | 2   | 3   | 3     | 3     | 3     | 3     |

in Abhängigkeit von der Kanalweite an. Für rechteckige Umlenkungen (Krümmer 90°) mit Leitblechen können die Werte der Tabelle 10 Verwendung finden.

### Abzweigungen

In Kanalabzweigungen wird die Schalleistung entsprechend dem Querschnittsverhältnis der Teilkanäle zum

Tabelle 11: Dämpfung rechteckiger Krümmer ohne Leitschaukeln [5]

\*) Länge der Auskleidung mindestens 2 mal Kanalbreite B; Dicke der Auskleidung ca. 10% der Kanalbreite

|                                                   | Kanal-<br>breite<br>in mm | D in dB bei den Oktavmittelfrequenzen in Hz |     |     |       |       |       |       |
|---------------------------------------------------|---------------------------|---------------------------------------------|-----|-----|-------|-------|-------|-------|
|                                                   |                           | 125                                         | 250 | 500 | 1 000 | 2 000 | 4 000 | 8 000 |
| ohne Aus-<br>kleidung                             | 125                       |                                             |     |     | 6     | 8     | 4     | 3     |
|                                                   | 250                       |                                             |     | 6   | 8     | 4     | 3     | 3     |
|                                                   | 500                       |                                             | 6   | 8   | 4     | 3     | 3     | 3     |
|                                                   | 1 000                     | 6                                           | 8   | 4   | 3     | 3     | 3     | 3     |
| Ausklei-<br>dung vor<br>dem Knie *)               | 125                       |                                             |     |     | 6     | 8     | 6     | 8     |
|                                                   | 250                       |                                             |     | 6   | 8     | 6     | 8     | 11    |
|                                                   | 500                       |                                             | 6   | 8   | 6     | 8     | 11    | 11    |
|                                                   | 1 000                     | 6                                           | 8   | 6   | 8     | 11    | 11    | 11    |
| Ausklei-<br>dung hinter<br>dem Knie *)            | 125                       |                                             |     |     | 7     | 11    | 10    | 10    |
|                                                   | 250                       |                                             |     | 7   | 11    | 10    | 10    | 10    |
|                                                   | 500                       |                                             | 7   | 11  | 10    | 10    | 10    | 10    |
|                                                   | 1 000                     | 7                                           | 12  | 10  | 10    | 10    | 10    | 10    |
| Ausklei-<br>dung vor<br>und hinter<br>dem Knie *) | 125                       |                                             |     |     | 7     | 12    | 14    | 16    |
|                                                   | 250                       |                                             |     | 7   | 12    | 14    | 16    | 16    |
|                                                   | 500                       |                                             | 7   | 12  | 14    | 16    | 18    | 18    |
|                                                   | 1 000                     | 7                                           | 12  | 14  | 16    | 18    | 18    | 18    |

Gesamtkanal aufgeteilt (Bild 17). Diese Dämpfung ist somit frequenzunabhängig. Wird bei der Abzweigung gleichzeitig eine Umlenkung vorgenommen, so kann die hiermit verbundene zusätzliche Pegelsenkung durch Umlenkung gemäß Tabelle 11 berücksichtigt werden.

### Querschnittsveränderungen

Bei einer plötzlichen Querschnittsveränderung von  $A_1$  auf  $A_2$  ergeben sich Dämpfungswerte in Abhängigkeit vom Querschnittsverhältnis, die in Bild 18 dargestellt sind. Geht der Kanalquerschnitt  $A_1$  stetig in den Querschnitt  $A_2$  über, z.B. durch ein konisches Zwischenstück, das jedoch im Verhältnis zur Wellenlänge lang sein muß, so wird die Dämpfung vernachlässigbar klein.

### Bauteile

Durch lufttechnische Bauteile wie Luftherhitzer, Luftkühler, Wäscher, Luft- oder Staubfilter tritt eine zum Teil erhebliche frequenzabhängige Schalleistungsabnahme ein, die von der Bauart und den Abmessungen dieser Elemente abhängig ist und jeweils von Fall zu Fall experimentell ermittelt werden muß, wenn die Pegelminderung in der akustischen Berechnung des Anlagensystems berücksich-

Bild 17: Dämpfung durch Kanalabzweigung [15]

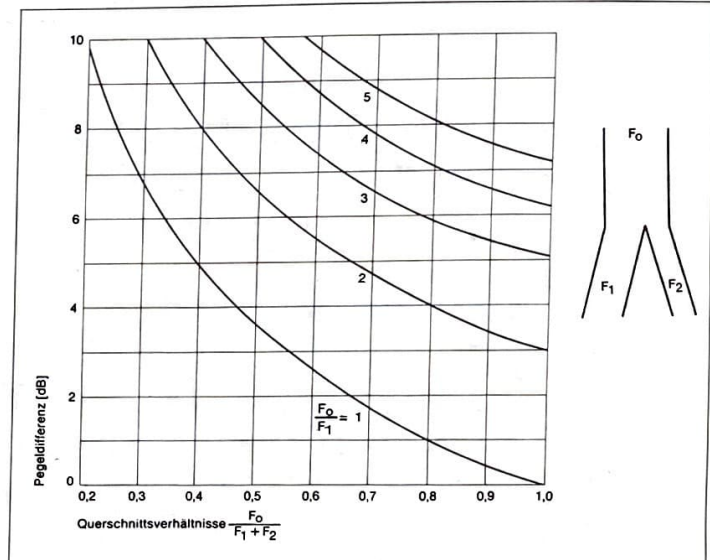
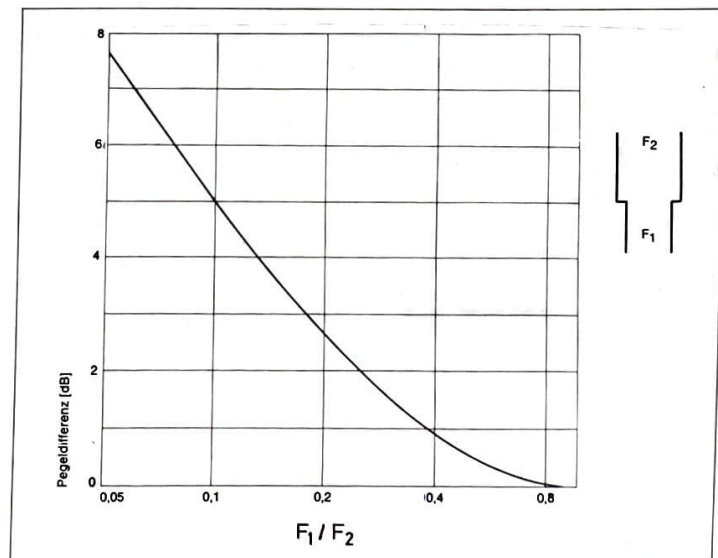


Bild 18: Dämpfung durch Querschnittsveränderungen [15]



tigt werden soll. Für Taschen-Luftfilter, die in letzter Zeit vielfach zur Luftfilterung in Lüftungs- und Klimaanlage eingesetzt werden, gibt die Tabelle 12 Dämpfungswerte an.

### Kanalauslaß im Raum

Ein Teil des Schalls, der durch einen Lüftungskanal fortgepflanzt wird, wird z.B. an einer Kanalmündung in

Bild 19: Dämpfung einer Kanalmündung in einer Wand [11]

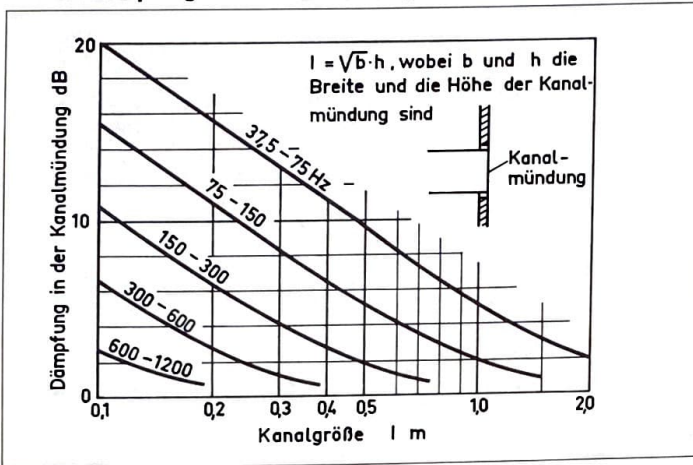


Bild 20: Dämpfung einer freien Kanalmündung [11]

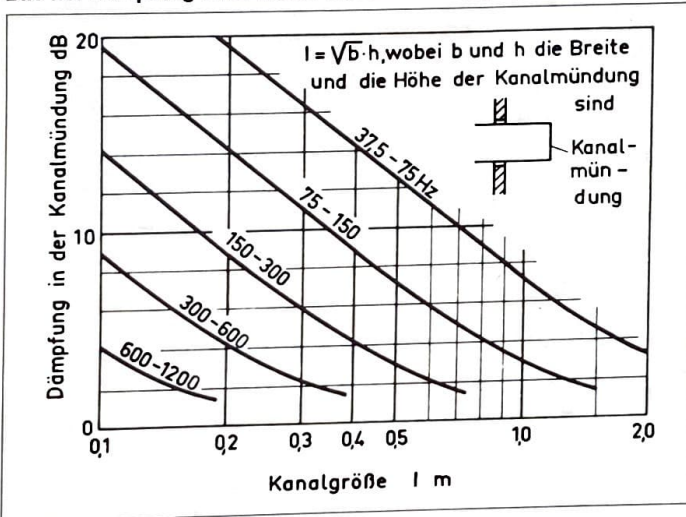


Bild 21: Dämpfung einer Kanalmündung für verschiedene Lagen im Raum

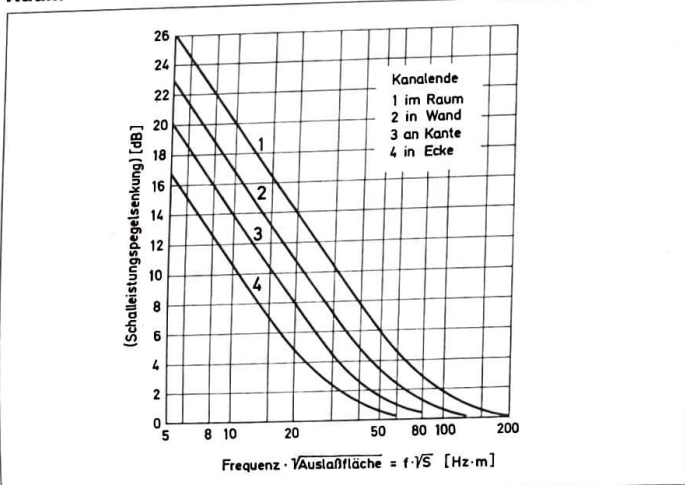


Tabelle 12: Dämpfung [dB] in Taschen-Luftfiltern bei verschiedenen Mittelfrequenzen [Hz]

| 125 | 250 | 500 | 1 000 | 2 000 | 4 000 | 8 000 |
|-----|-----|-----|-------|-------|-------|-------|
| 3   | 3   | 3   | 6     | 7     | 7     | 10    |

einem Raum, in den Kanal reflektiert. Man spricht von der sogenannten Mündungs-Reflektion, deren Größe von der Frequenz und dem Kanalquerschnitt abhängt. Die entsprechenden Dämpfungswerte sind in den Bildern 19 und 20 dargestellt.

Die Ausbreitung der Schalleistung im Raum ist darüber hinaus von der Lage des Auslasses im Raum abhängig. Man unterscheidet dabei, ob sich der Auslaß in Raummitte, in Wandmitte, in der Kante oder in der Ecke befindet. Die Mündungs-Reflektion für diese vier Fälle ist in Bild 21 in Abhängigkeit von dem Produkt  $f \cdot \sqrt{A}$  (Frequenz und Wurzel aus Auslaßfläche) dargestellt. Bei der Anordnung des Luftauslasses in der Wand verteilt sich die Schallenergie halbkugelförmig, dadurch ist die Schalleistung doppelt so groß, wie bei einer Anordnung in Raummitte, d.h. der Schallpegel steigt theoretisch um 3 dB an. Beim Austritt in einer Kante erhöht sich der Schallpegel durch die 4-fach-Schallintensität um 6 dB. Für den Fall des Auslasses in einer Raumecke steht der Schallenergie nur ein  $\frac{1}{8}$  des Kugelraumes zur Ausbreitung zur Verfügung, was eine Zunahme des Schallpegels um 9 dB bedeutet.

### Auslaß im Freien

Befindet sich eine Luftauslaßöffnung oder auch eine andere Schallquelle z.B. ein Ventilator oder eine Schallschutzkapsel im Freien, so findet ebenfalls eine Pegelabnahme statt, die sich aus der folgenden Gleichung errechnet:

$$\Delta L = 10 \cdot \lg 2 \cdot \pi \frac{r_2}{A} \text{ dB} \quad (16)$$

In dieser Gleichung ist:

$\Delta L$  = Pegeldifferenz oder Pegelabnahme

$r$  = Abstand von der Schallaustrittsfläche (z.B. Auslaßöffnung, Außenfläche einer Schallschutzkapsel) zum Einwirkungsort

$A$  = totale Fläche der Auslaßöffnung bzw. der Außenhaut einer Schallschutzkapsel in  $m^2$

Die Werte der Pegelabnahme im Freien bei halbkugelförmiger freier Schallausbreitung sind in der Tabelle 13 zusammengetragen. (Fortsetzung folgt)

Literatur: s. 1. Teil in Heft 7

Tabelle 13: Pegelabnahme [dB] im Freien bei halbkugelförmiger freier Schallausbreitung

| A <sub>total</sub><br>[m <sup>2</sup> ] | Abstand r [m] von Schallaustrittsfläche<br>zum Einwirkungsort |    |    |    |    |    |    |     |     |     |     |
|-----------------------------------------|---------------------------------------------------------------|----|----|----|----|----|----|-----|-----|-----|-----|
|                                         | 0,5                                                           | 1  | 3  | 5  | 10 | 30 | 50 | 100 | 150 | 200 | 300 |
| 0,1                                     | 12                                                            | 18 | 28 | 32 | 38 | 48 | 52 |     |     |     |     |
| 0,5                                     | 5                                                             | 11 | 21 | 25 | 31 | 41 | 45 | 51  |     |     |     |
| 1                                       | 2                                                             | 8  | 18 | 22 | 28 | 38 | 42 | 48  | 51  |     |     |
| 2                                       | 1                                                             | 5  | 14 | 19 | 25 | 34 | 39 | 45  | 48  | 51  |     |
| 5                                       |                                                               | 1  | 11 | 15 | 21 | 31 | 35 | 41  | 44  | 47  | 50  |
| 10                                      |                                                               |    | 7  | 12 | 18 | 28 | 32 | 38  | 41  | 44  | 47  |
| 20                                      |                                                               |    | 4  | 9  | 15 | 24 | 29 | 35  | 38  | 41  | 44  |
| 50                                      |                                                               |    |    | 5  | 11 | 20 | 25 | 31  | 34  | 37  | 40  |
| 100                                     |                                                               |    |    | 2  | 8  | 17 | 22 | 28  | 31  | 34  | 37  |
| 200                                     |                                                               |    |    |    | 5  | 14 | 19 | 25  | 28  | 31  | 34  |
| 500                                     |                                                               |    |    |    | 1  | 10 | 15 | 21  | 24  | 27  | 30  |

# Lärminderung bei Einbau und Aufstellung von Ventilatoren

Ing. (grad.) Herbert Mürmann

4. Teil

Die bisher veröffentlichten Teile dieser Artikelserie stehen in den Heften 7, 8 und 9/1979.

## Schalldämpfer

Zur Einhaltung der geforderten Geräuschpegel bei lufttechnischen Anlagen reicht in vielen Fällen die Schallpegelsenkung im Anlagensystem infolge der Eigendämpfung nicht aus. Es müssen dann zusätzlich sogenannte Schalldämpfer eingebaut werden. Dabei unterscheidet man Primär-Schalldämpfer und Sekundär-Schalldämpfer. Die Primär-Schalldämpfer werden in der Nähe der Zentralen eingebaut und dienen in erster Linie dazu, die Ventilatorgeräusche zu reduzieren. Darüber hinaus ist es oft erforderlich, zur Verminderung eventuell zu hoher Strömungsgeräusche von Umlenkungen, Entspannerkästen, Drosselorganen usw. in Nähe der Luftauslässe die Sekundär-Schalldämpfer einzubauen.

Die akustische Dimensionierung eines Schalldämpfers erfolgt in der Praxis durch eine frequenzmäßige Analyse aller im Anlagensystem vorhandenen Geräuschquellen und Systemdämpfungen (Eigendämpfung). Die zusätzlich erforderliche Dämpfung des Schalldämpfers ist dann gleich der Differenz zwischen Schalleistungspegel der Geräuschquellen abzüglich der Eigendämpfungen des Systems und dem maximal zulässigen Schalldruckpegel im Raum (Bild 22).

Unter Schalldämpfern versteht man Konstruktionen mit guter Dämpfung über einen weiten Frequenzbereich, die serienmäßig in verschiedenen Größen hergestellt werden. Bild 23 zeigt einen Relaxations-Schalldämpfer (Kulissen-Schalldämpfer), wie er heute vorwiegend bei lufttechnischen

Anlagen verwendet wird. Er besteht aus den Schalldämpfer-Kulissen (Bild 24), die in einen Blechkanal eingebaut werden.

Die durch einen Schalldämpfer zu erreichende Schallpegelsenkung im Anlagensystem nennt man die Einfügungsdämpfung  $D_e$  (Tabelle 14). Das Einfügungsdämpfungsmaß  $D_e$  ist die durch Vergleichsmessung mit und ohne Schalldämpfer unter sonst gleichen Bedingungen ermittelte Pegelsenkung. Bei der Messung ohne dem Schalldämpfer ist ein schallhartes Rohrstück von der Länge des Schalldämpfers mit dem Querschnitt der Zuleitung einzufügen. Die Wirksamkeit von Schalldämpfern ist stark frequenzabhängig. Das Einfügungsdämpfungsmaß wird daher für die einzelnen Frequenzbänder (z.B. Oktaven, Terzen) getrennt ermittelt. Es ist abhängig von der Einbaustelle des Dämpfers und deshalb kennzeichnend für das Gesamtsystem: Schallquelle, Leitungen, Schalldämpfer.

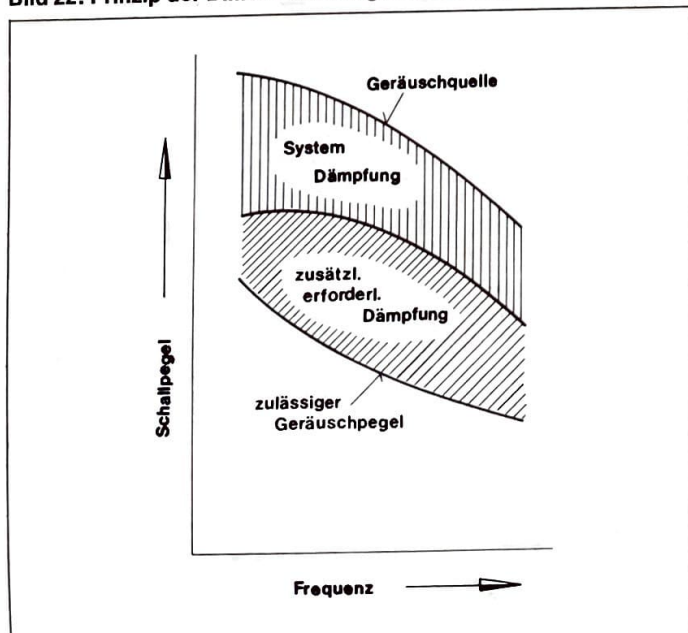
## Anmerkung:

In den VDI-Richtlinien, VDI 2567 „Schallschutz durch Schalldämpfer“ [19] wird für „ $D_e$ “ die Bezeichnung „Einfügungsdämm-Maß“ gewählt. In der Fußnote 5 auf Blatt 3

**Tabelle 14: Einfügungsdämpfung  $D_e$  von Schalldämpferkulissen MK20 bei 250 Hz**

| Spaltbreite<br>s [mm] | Kulissenlänge L [mm] |     |     |       |       |       |       |       |       |  |
|-----------------------|----------------------|-----|-----|-------|-------|-------|-------|-------|-------|--|
|                       | 490                  | 735 | 980 | 1 225 | 1 470 | 1 715 | 1 960 | 2 205 | 2 450 |  |
| 200                   | 8                    | 10  | 13  | 16    | 18    | 21    | 24    | 26    | 29    |  |
| 195                   | 8                    | 11  | 13  | 16    | 19    | 21    | 24    | 27    | 29    |  |
| 190                   | 8                    | 11  | 14  | 16    | 19    | 22    | 25    | 27    | 30    |  |
| 185                   | 8                    | 11  | 14  | 17    | 20    | 22    | 25    | 28    | 31    |  |
| 180                   | 8                    | 11  | 14  | 17    | 20    | 23    | 26    | 29    | 32    |  |
| 175                   | 9                    | 12  | 15  | 18    | 21    | 24    | 27    | 30    | 33    |  |
| 170                   | 9                    | 12  | 15  | 18    | 21    | 24    | 27    | 30    | 33    |  |
| 165                   | 9                    | 12  | 15  | 18    | 22    | 25    | 28    | 31    | 34    |  |
| 160                   | 9                    | 12  | 16  | 19    | 22    | 25    | 29    | 32    | 35    |  |
| 155                   | 9                    | 13  | 16  | 19    | 23    | 26    | 30    | 33    | 36    |  |
| 150                   | 10                   | 13  | 17  | 20    | 24    | 27    | 31    | 34    | 38    |  |
| 145                   | 10                   | 13  | 17  | 21    | 24    | 28    | 31    | 35    | 39    |  |
| 140                   | 10                   | 14  | 18  | 21    | 25    | 29    | 33    | 36    | 40    |  |
| 135                   | 10                   | 14  | 18  | 22    | 26    | 30    | 34    | 38    | 41    |  |
| 130                   | 11                   | 15  | 19  | 23    | 27    | 31    | 35    | 39    | 43    |  |
| 125                   | 11                   | 15  | 19  | 24    | 28    | 32    | 36    | 40    | 45    |  |
| 120                   | 11                   | 16  | 20  | 24    | 29    | 33    | 38    | 42    | 46    |  |
| 115                   | 12                   | 16  | 21  | 25    | 30    | 34    | 39    | 44    | 48    |  |
| 110                   | 12                   | 17  | 22  | 26    | 31    | 36    | 41    | 45    | 50    |  |
| 105                   | 13                   | 18  | 23  | 28    | 33    | 38    | 43    | 48    |       |  |
| 100                   | 13                   | 18  | 24  | 29    | 34    | 39    | 45    | 50    |       |  |
| 95                    | 14                   | 19  | 25  | 30    | 36    | 41    | 47    |       |       |  |
| 90                    | 14                   | 20  | 26  | 32    | 38    | 43    | 49    |       |       |  |
| 85                    | 15                   | 21  | 27  | 33    | 40    | 46    |       |       |       |  |
| 80                    | 16                   | 22  | 29  | 35    | 42    | 48    |       |       |       |  |

**Bild 22: Prinzip der Dimensionierung von Schalldämpfern [17]**



der vorgenannten Richtlinien wird dafür auch die Erklärung gegeben. Da wir es bei lufttechnischen Anlagen in erster Linie mit Schalldämpfer-Systemen zu tun haben, bei denen die Schallschwingungen gedämpft werden, das heißt, in Wärme umgewandelt, wollen wir für „De“ die Bezeichnung „Einfügungsdämpfung“ verwenden.

Wie zuvor bereits erwähnt, ist die Wirksamkeit von Schalldämpfern in sehr starkem Maße frequenzabhängig. Für die Projektierung von lufttechnischen Anlagen genügt in vielen Fällen eine akustische Berechnung bei 250 Hz, da in diesem Oktavband üblicherweise die kritischen Geräuschpegel auftreten. In der Tabelle 14 ist daher für eine Frequenz von 250 Hz die Einfügungsdämpfung „De“ von Schalldämpfkulissen MK 20 nach Bild 23 angegeben. Die Dicke der Schalldämpfkulisse beträgt dabei 200 mm. Wie aus der Tabelle zu erkennen, ist die Einfügungsdämpfung abhängig von der Spaltbreite und von der Kulissenlänge. Höhere Einfügungsdämpfung wird also durch geringere Spaltbreite und durch längere Kulissen erreicht.

Die Einfügungsdämpfung „De“ je Oktave der gleichen Schalldämpfkulissen von 200 mm Dicke ist in Bild 25 zu sehen. Aus der rechten Darstellung des Bildes erkennt man, daß bei Frequenzen zwischen 250 und 1000 Hz die maximale Einfügungsdämpfung der Schalldämpferkulissen erreicht wird. Aus Bild 25 ist ebenfalls zu erkennen, daß kleinere Spaltbreiten „s“ höhere Einfügungsdämpfung bedeutet. Kleine Spaltbreite bedeutet auf der einen Seite kleinere Abmessungen des Schalldämpfers, auf der anderen Seite aber auch höhere Strömungsgeschwindigkeiten und damit auch höhere Strömungsgeräusche, die in die angeschlossenen Kanäle abgestrahlt werden.

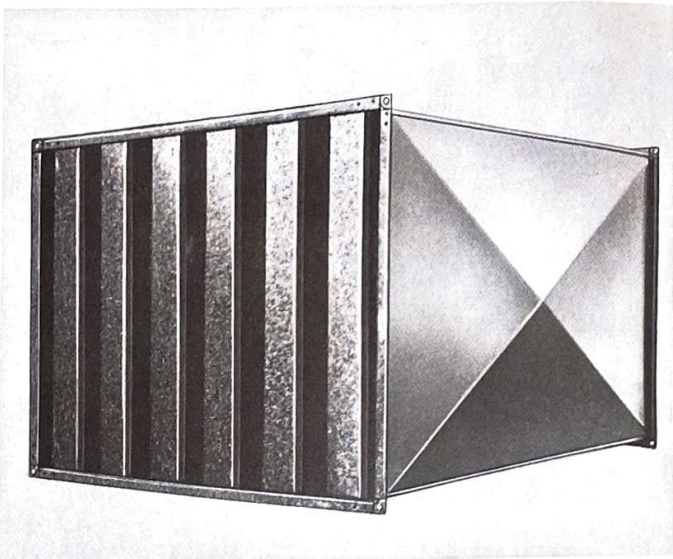


Bild 23: Kulissen-Schalldämpfer (Neotechnik)

Bild 24: Schalldämpfkulissen, Typ MK 20 und MK 10 (Gebr. Trox GmbH)

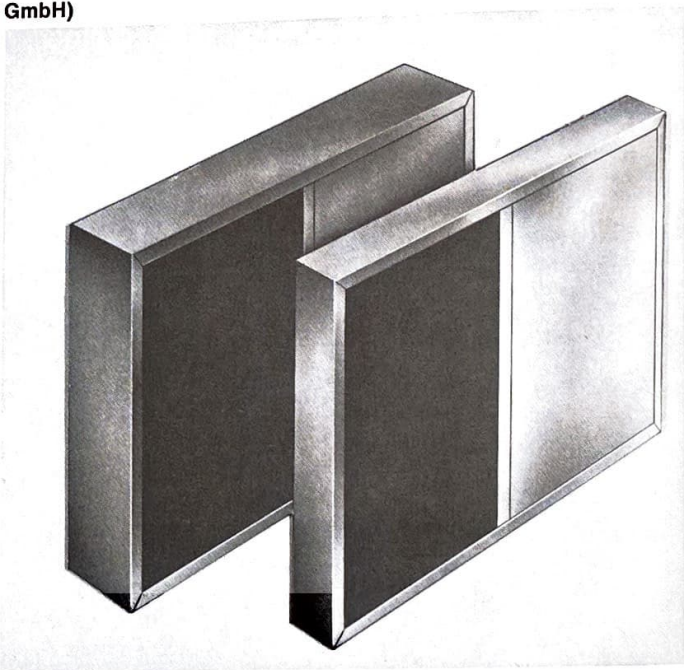
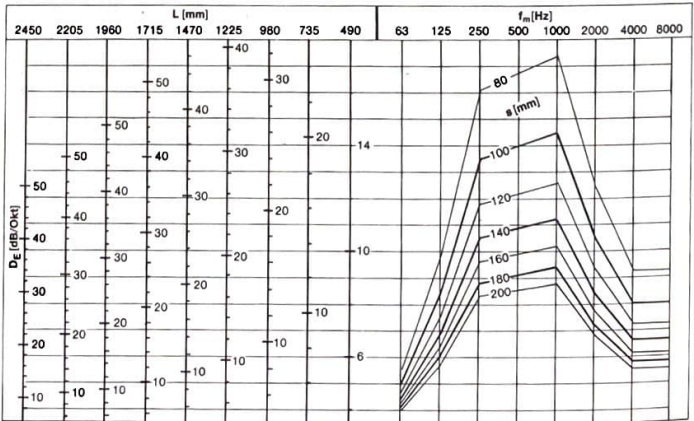


Bild 25: Einfügungsdämpfung De je Oktave von Schalldämpfkulissen MK 20 (200 mm Kulissenstärke) (Gebr. Trox GmbH)

L = Kulissenlänge [mm]  
fm = Oktav-Mittenfrequenz [Hz]  
s = Spaltbreite [mm]  
De = Einfügungsdämpfung [dB/Okt]



# REMS

## 'eva'

ein Schneidwunder  
erobert  
den Markt mit den

**REMS**  
überlegene  
Technik  
überlegene  
Qualität

**'4 Unverwüstlichen'**

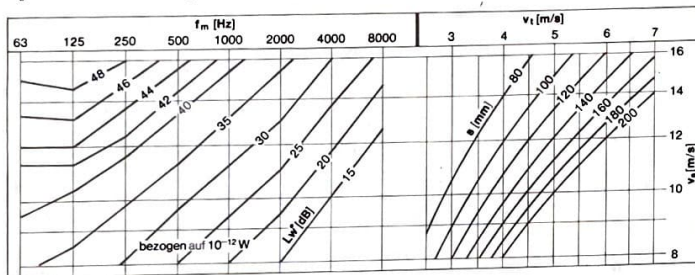
und einem unglaublich günstigen Preis.  
REMS »eva« Hand-  
schneidkluppen, jeder  
Fachhändler hat sie.

REMS-WERK,  
Stuttarter Str. 83  
7050 Waiblingen

Bei der Dimensionierung des Schalldämpfers muß aber auf das Strömungsgeräusch, das im Schalldämpfer entsteht, Rücksicht genommen werden. In Bild 26 sind die Strömungsgeräusche eines Kulissen-Schalldämpfers mit Kulissen von 200 mm Dicke angegeben. Dabei bezieht sich die Angabe des Schalleistungspegels  $L_w$  auf einen Schalldämpfer mit der totalen Anströmfläche von  $1 \text{ m}^2$ . Für andere Anströmflächen sind Korrekturwerte aus der Tabelle 15 zu entnehmen. Der Schalleistungspegel eines Schalldämpfers ergibt sich danach aus dem Schalleistungspegel des Strömungsgeräusches bezogen auf die totale Anströmfläche von  $1 \text{ m}^2$  aus Bild 26 zuzüglich des Korrekturwertes

**Bild 26: Strömungsgeräusche eines Kulissen-Schalldämpfers (Kulissen MK 20)**

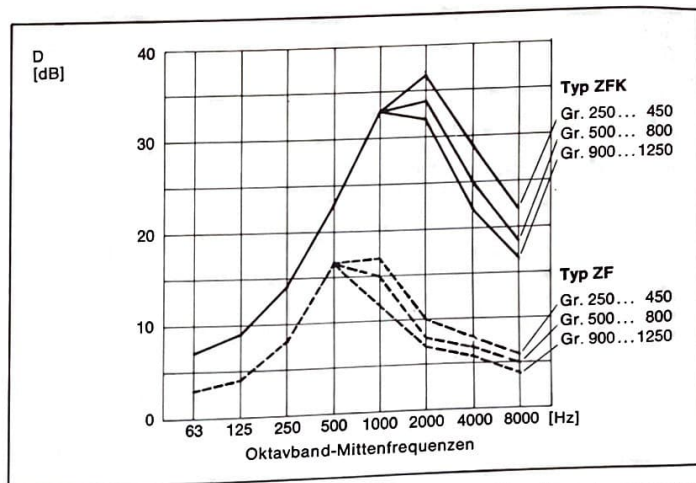
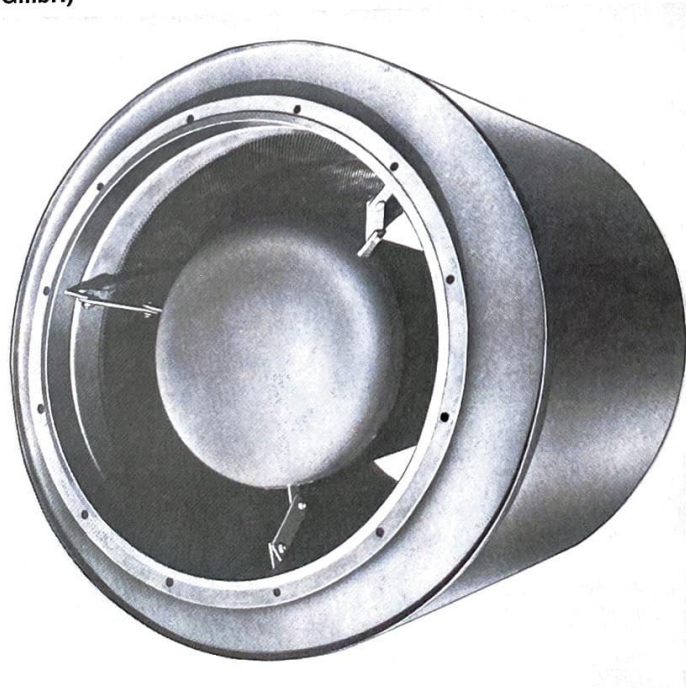
- $L_w$  = Schalleistungspegel [dB/Okt]  
 $L_w^*$  = Schalleistungspegel des Strömungsgeräusches bezogen auf die totale Anströmfläche von  $1 \text{ m}^2$   $L_w = L_w^* + \text{Korrektur}$  (aus Tabelle 16)  
 $A_t$  = totale Anströmfläche  $b \times h$  [ $\text{m}^2$ ]  
 $b$  = Schalldämpferbreite [m]  
 $h$  = Schalldämpferhöhe [m]  
 $s$  = Spaltbreite mm  
 $v_s$  = Spaltgeschwindigkeit [m/s]  
 $v_t$  = Anströmgeschwindigkeit bezogen auf  $A_t$  [m/s]



**Tabelle 15: Korrekturen des Strömungsgeräusches nach Bild 26 bei anderen Anströmflächen**

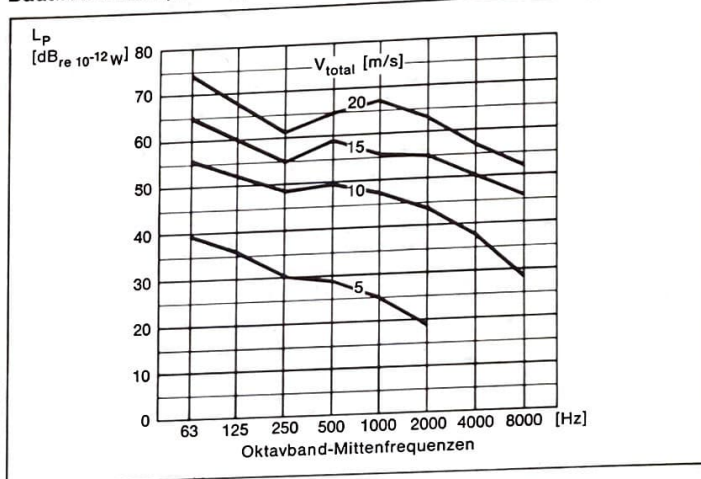
| $A_t$ [ $\text{m}^2$ ] | 0,25 | 0,5 | 0,75 | 1,0 | 1,5 | 2,0 | 3,0 | 4,0 |
|------------------------|------|-----|------|-----|-----|-----|-----|-----|
| Korrektur [dB]         | -6   | -3  | -1   | 0   | +2  | +3  | +5  | +6  |

**Bild 27: Schalldämpfer, zylindrische Bauart mit Kern (Gebr. Trox GmbH)**



**Bild 28: Einfügungsdämpfung  $D_e$  eines Schalldämpfers in zylindrischer Bauart mit und ohne Kern (Gebr. Trox GmbH)**

**Bild 29: Strömungsgeräusch eines Schalldämpfers in zylindrischer Bauart mit Kern, Nenngröße 630 (Gebr. Trox)**

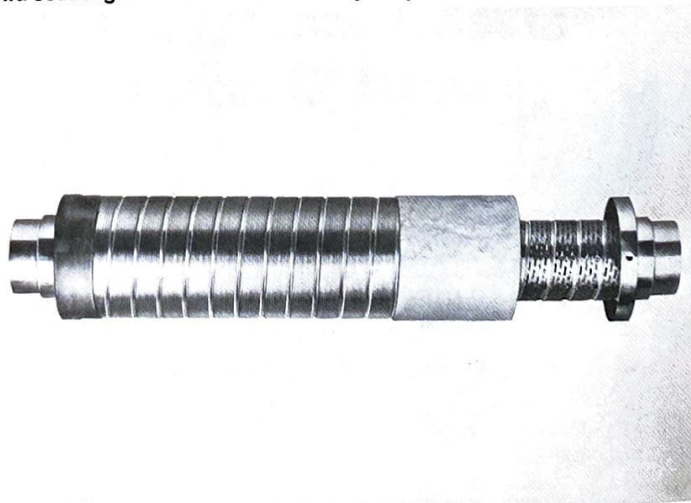


**Tabelle 16: Korrekturen des Strömungsgeräusches nach Bild 29 bei anderen Nenngrößen**

| Nenngröße      | 250 | 315 | 355 | 400 | 450 | 500 | 560 |
|----------------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| Korrektur [dB] | -8  | -6  | -5  | -4  | -3  | -2  | -1  |

| Nenngröße      | 630 | 710 | 800 | 900 | 1000 | 1120 | 1250 |
|----------------|-----|-----|-----|-----|------|------|------|
| Korrektur [dB] | 0   | +1  | +2  | +3  | +4   | +5   | +6   |

**Bild 30: Biegsamer Rohr-Schalldämpfer (Westaflexwerk)**



aus Tabelle 15. Dabei soll die maximale Luftgeschwindigkeit im Schalldämpfer so bemessen sein, daß der Schallleistungspegel des Strömungsgeräusches 7 bis 10 dB kleiner ist, als der in Schallausbreitungsrichtung zulässige Pegel hinter dem Schalldämpfer. Strömungsgeräusche im weiteren Anlagensystem z.B. an Krümmern, Abzweigen, Luftauslässen (siehe auch Abschnitt Schallquellen) sind ebenfalls zu beachten.

Außer der Kulissen-Bauart werden bei lufttechnischen Anlagensystemen auch Schalldämpfer in zylindrischer Bauart verwendet (Bild 27). Diese Form eines Schalldämpfers, vom Prinzip her auch als Absorptionsdämpfer anzusprechen, werden zum Anschluß bzw. Einbau in die Saug- und Druckleitung von Axial-Ventilatoren, zum Anschluß an die Saugseite von Radial-Ventilatoren oder zum Einbau in runde Rohrleitungen verwendet. In dem zylindrischen Außenmantel befindet sich ein Rohr aus verzinktem Lochblech. Der Hohlraum zwischen Außen- und Innenrohr ist mit nicht brennbarem Absorptionsmaterial gefüllt. Am Ein- und Austritt des Schalldämpfers sind kurze Rohrstutzen mit gebohrten Anschlußflanschen angebracht.

Darüber hinaus kann in dem zylindrischen Teil des Schalldämpfers noch ein schalldämpfender Kern aus verzinktem Lochblech und einer Füllung aus ebenfalls nicht brennbarem Absorptionsmaterial zentrisch eingebaut werden, wodurch die Einfügungsdämpfung wesentlich erhöht wird. Werte der Einfügungsdämpfung „De“ eines Schalldämpfers in zylindrischer Bauart mit und ohne Kern sind aus Bild 28 zu ersehen. Bei der Dimensionierung des Schalldämpfers ist ebenfalls das Strömungsrauschen zu berücksichtigen, das für einen zylindrischen Schalldämpfer mit Kern und einer Nennweite von 630 mm in Bild 29 angegeben ist. Bei anderen Nenngrößen sind in jedem Oktavband die Korrekturwerte nach Tabelle 16 zu berücksichtigen. Das Strömungsrauschen in einem zylindrischen Schalldämpfer ohne Kern entspricht dem Strömungsrauschen in runden Rohrleitungen (Bild 8).

Weitere Verwendung bei lufttechnischen Anlagen findet der sogenannte Rohr-Schalldämpfer, wie er in den Bildern 30 und 31 dargestellt ist. Das Innenrohr besteht dabei aus einem perforierten biegsamen Rohr, aus einer Schallschluckpackung und dem biegsamen Außenrohr. Den Abschluß bilden zwei Metallkappen. Diese Rohr-Schalldämpfer werden neben allgemeinen Dämpfungsaufgaben

Bild 31: Gebogener Rohr-Schalldämpfer (Ohler Flexrohr)



# gabotherm<sup>®</sup> HEIZSYSTEME

**für Warmwasser-  
Zentralheizungsanlagen, in Wohn-,  
Gewerbegebäuden, Kranken-  
häusern, Schulen, Bädern.**

## Flächenheizungs-System



Dauerbetrieb bis +60°C/4 bar

### Vorteile unseres Systems:

- Hohe Sicherheit durch Verlegung in Formplatten
- Gleichmäßige Temperaturverteilung durch Wärmeleitronden
- Korrosionsbeständig
- Wirtschaftliche Montage
- Kein Schweißen – kein Lötten
- Kaltverlegung – kein Vorwärmen des Rohres.

## Heizleitungs- und Verteiler-Systeme



Dauerbetrieb bis +90°C/4 bar

### Vorteile unseres Systems:

- Hohe Sicherheit durch Verlegung im Schutzrohr
- Korrosionsbeständig
- Wirtschaftliche Montage
- Kein Schweißen – kein Lötten
- Kaltverlegung – kein Vorwärmen des Rohres.

COUPON

### Bitte senden Sie ausführliche Unterlagen:

- ☐ Gabotherm Flächenheizungs-Systeme
- ☐ Gabotherm Heizleitungs- und Verteiler-Systeme

Firma \_\_\_\_\_  
Straße \_\_\_\_\_  
Ort \_\_\_\_\_



**THYSSEN PLASTIK ANGER KG**

Anzinger Str. 1, 8000 München 80  
Tel.: 089/4 13 51, Telex 05 22 938

vielfach auch als Telefonie-Schalldämpfer bei Lüftungs- und Klimaanlage eingesetzt und sind infolge ihrer Biegsamkeit sehr montagefreundlich. Die Einfügungsdämpfung  $D_e$  dieser Rohr-Schalldämpfer für Nennweiten DN 100 und 250 kann aus Bild 32 entnommen werden. Wird die Anordnung des Schalldämpfers in gebogener Form vorgenommen, so erhöhen sich die Werte der Einfügungsdämpfung, wie aus Bild 32 zu ersehen ist. Für das Strömungsrauschen in Rohr-Schalldämpfern können die Werte aus Bild 10 genommen werden.

### Druckverluste im Schalldämpfer

Die zuvor beschriebenen Kulissen-Schalldämpfer, Schalldämpfer in zylindrischer Bauart mit Kern und auch die Rohr-Schalldämpfer, vor allem in gebogener Anordnung, bringen einen Druckverlust im Anlagensystem mit sich, der bei der Berechnung der Druckverluste des Anlagensystems berücksichtigt werden muß. In den Bildern 33 bis 35 sind die Druckabfallwerte der zuvor beschriebenen Schalldämpfer-Bauarten angegeben. Der Druckabfall in einem Kulissen-Schalldämpfer errechnet sich aus:

$$\Delta p_v = \zeta \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v_t^2 \quad [\text{Pa}] \quad (17)$$

In dieser Gleichung ist:

$\Delta p_v$  = Druckabfall im Kulissen-Schalldämpfer in Pa  
9,81 Pa = 1 kp/m<sup>2</sup>

$\zeta$  = Widerstandsbeiwert aus Bild 33

$v_t$  = Anströmgeschwindigkeit in m/s bezogen auf die totale Anströmfläche  $b \times h$

$\rho$  = Dichte der Luft in kg/m<sup>3</sup>

Die Druckverluste beim Kulissen-Schalldämpfer sind vorwiegend durch die Widerstände in der Ein- und Austrittsebene des Schalldämpfers bestimmt. Die akustische Forderung nach möglichst engen Spalten zwischen den Kulissen widerspricht der Forderung nach kleinen Druckverlusten. Je größer die Querschnittssprünge sind, desto größer sind auch die Druckverluste. Aus Bild 33 geht her-

vor, daß bei Reduzierung des Spaltes auf die Hälfte der Widerstandsbeiwert etwa auf das 4fache ansteigt, während die Dämpfung sich dabei nur etwa auf das 2fache erhöht. In der Praxis muß daher ein geeigneter Kompromiß gesucht werden, der unter anderem auch den baulichen Gegebenheiten gerecht wird.

Die Druckverluste eines zylindrischen Schalldämpfers mit Kern in der Ausführung nach Bild 27 sind dem Bild 34 zu entnehmen. Der Druckverlust eines zylindrischen Schalldämpfers ohne Kern entspricht etwa dem Druckverlust eines geraden Rohres. Der Druckverlust von Rohr-Schalldämpfern von 1 m Länge bei gerader Verlegung ist dem Bild 35 zu entnehmen. Für gebogene Anordnung sind diese Werte um das 1,5- bis 2fache zu erhöhen.

Bild 33: Widerstandsbeiwert eines Kulissen-Schalldämpfers [16]

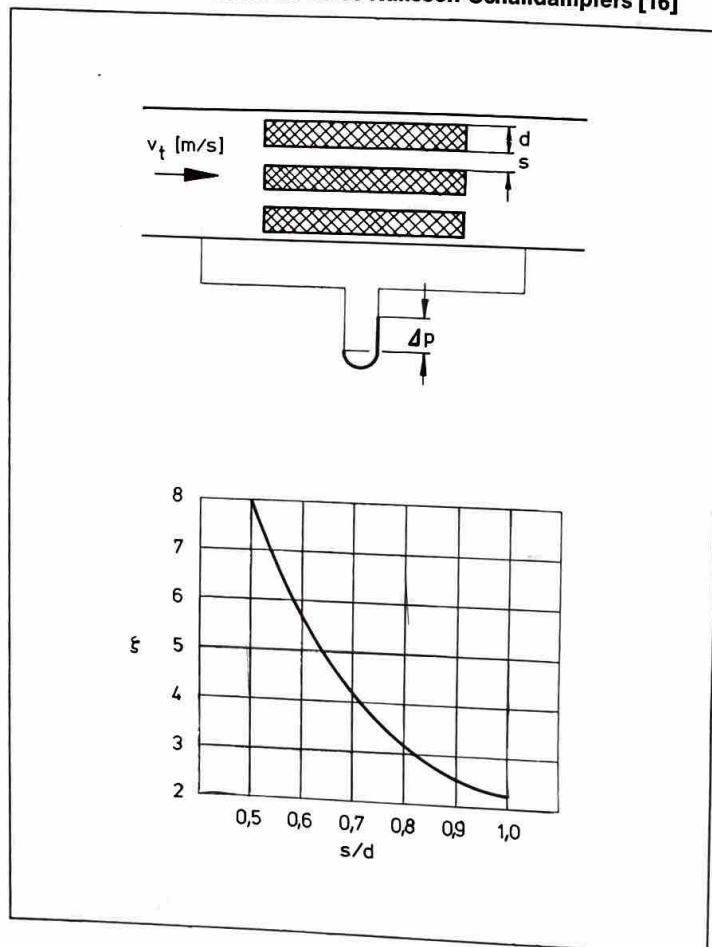


Bild 32: Einfügungsdämpfung  $D_e$  von Rohr-Schalldämpfern (Grünzweig + Hartmann, Montage GmbH)

1 a: NW 100, L = 1 m; um 90° gebogen

1 b: NW 100, L = 1 m; gerade

2 a: NW 250, L = 1 m; um 90° gebogen

2 b: NW 250, L = 1 m; gerade

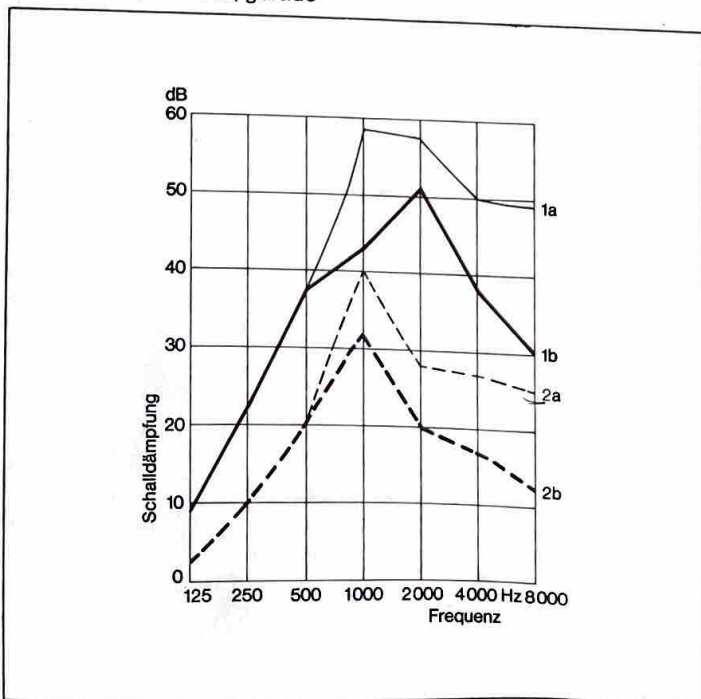
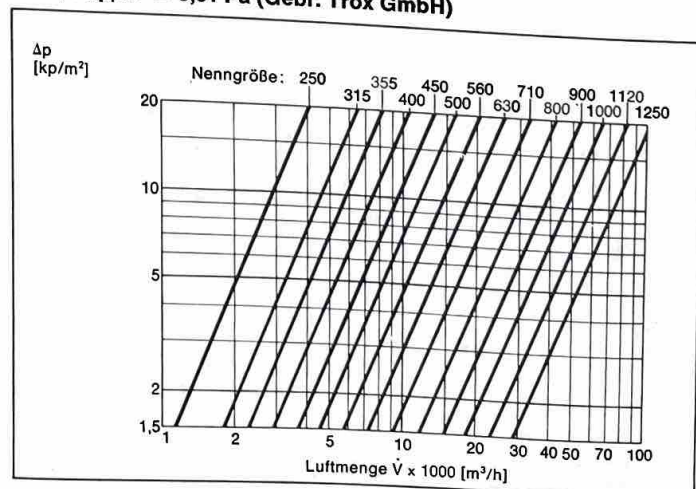
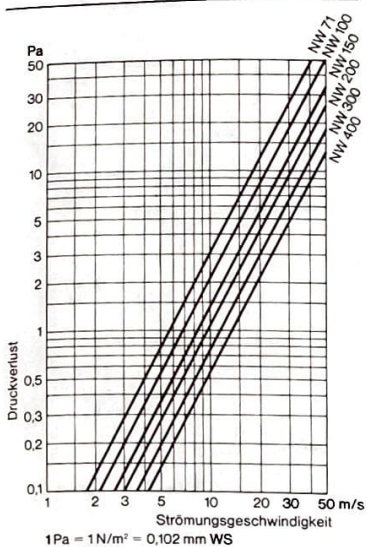


Bild 34: Druckabfall in einem Schalldämpfer zylindrischer Bauart mit Kern, 1 kp/m<sup>2</sup> = 9,81 Pa (Gebr. Trox GmbH)





**Bild 35: Druckabfall im ungebo- genen flexiblen Rohr-Schalldäm- pfer von 1 m Länge (Grünzweig + Hartmann, Montage GmbH)**

### Anordnung und Einbau von Schalldämpfern

Der Schalldämpfer ist mög- lichst in unmittelbarer Nähe hinter der Schallquelle einzu- bauen. Man sollte vor allen Dingen darauf achten, daß bei einem hohen Schallpegel in der Anordnungsumgebung des Schalldämpfers keine Ein- strahlung auf der leisen Seite möglich ist. Eventuell muß der Schalldämpfer und vor allen Dingen auch der anschließen- de Kanal mit einer schalldäm- menden Ummantelung ver- sehen werden. Wegen der Körperschallausbreitung längs der Schalldämpferwandung werden in der Praxis nur Dämpfungswerte von 40 bis 50 dB erreicht. Werden höhe- re Werte gefordert, müssen mehrere Dämpfer hinterein- ander, mit elastischen Stützen verbunden, angeordnet wer- den.

Sogenannte Sekundär- Schalldämpfer werden am zweckmäßigsten in der Nähe der Ausblasöffnungen ange- ordnet und dämpfen, damit auch Strömungsgeräusche in Kanalumlenkungen, Verzwei- gungen usw. Sie können ebenfalls als Telefonie-Schall- dämpfer eingesetzt werden und verhindern so daß Über- tragen von Geräuschen von Raum zu Raum. (Schluß folgt)

### Literatur

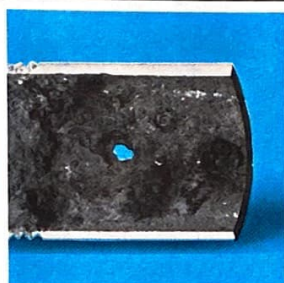
Den Literaturhinweis finden Sie im 1. Teil, in Heft 7/1979 auf Seite 62

## Gutschein

Bitte schicken Sie uns ausführ- liche Fachinformationen über das Cillit®-Schutz- system für die gesamte Haus- wasser- versorgung.

# Cillit®

## Hauswassertechnik schützt die Lebensadern des Hauses



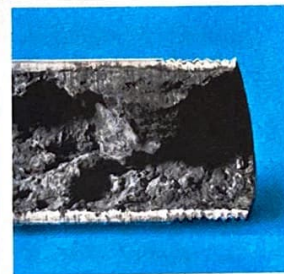
**Schmutz** in den Leitungen führt zu Lochfraß- Korrosion.

**Ihre Empfehlung:** Cillit®-Klarfilter '77. Der meistgekau- fte Filter für Hausinstallationen. Viermal größere Filter- fläche. Mikrofeine Filterung bis 0,03 mm. Horizontaler und vertikaler Einbau in jede Rohrleitung durch variables Anschlußstück. Perfekt in Hygiene und Technik.



**Kalk** lagert sich bei Wassererwärmung ab. Verstopft Leitungen, Armaturen und Geräte.

**Ihre Empfehlung:** Cillit®-Parat Weichwasserautomat, vom Kompaktgerät bis zur größten Zweitankanlage. Steuerungsarten: Wahlweise zeit-, mengen- oder härte- abhängig. Flexible Anschlußgarnitur zum spannungs- freien Anschluß. Installation hinter Wasseruhr und Cillit®-Klarfilter '77. Rohwasserbeimischung über das Cillit®-Verschneide- ventil.



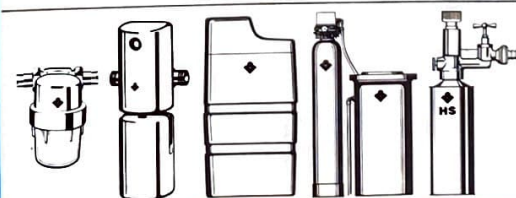
**Rost** zerstört die installierten Leitungen.

**Ihre Empfehlung:** Cillit®-Impulsor hydraulic. Dosiert Cillit®-Impulsan und bildet eine Schutzschicht gegen Korrosion. Große Dosiergenauigkeit. Antrieb durch das fließende Wasser. Für waagerechte und senkrechte Installation. Hygienischer Wechsel des Dosierbehälters.



**Energieverluste** durch Kalkablagerungen in der Heizungsanlage.

**Ihre Empfehlung:** Cillit®-Heizungsschutz. Auch gegen Korrosion in der Heizung. Löst vorhandene Rost- und Kalkbeläge und verhindert gleichzeitig neue Ablagerun- gen. Bildet auf der Metalloberfläche einen Schutzfilm gegen Korrosion.



## Cillichemie

Ernst Vogelmann GmbH & Co.  
Bottwarbahnstraße 70  
7100 Heilbronn  
Telefon (071 31) 509-1  
Telex 7-28 626 cihlb d



**Cillit®-Hauswassertechnik. Das perfekte Schutzsystem.**