

H.V. Fuchs, U. Ackermann\*

## Abschätzung der Energiekosten von Schalldämpfern in Lüftungsanlagen

### 1. Einleitung

Für schalldämpfende Einbauten in Strömungskanälen sind nach [1] mit 1.000 bis 20.000 DM pro m<sup>3</sup> Einbauvolumen oft Investitionen in gleicher Größenordnung wie für die Ventilatoren selbst zu tätigen. In den Chefetagen potentiell lauter Betriebe macht man sich aber bisher nur wenig Gedanken darüber, welche Betriebskosten die Schalldämpfer in lufttechnischen Anlagen verursachen. Es soll deshalb hier auf den mit diesen zweifellos notwendigen Schallschutz-Maßnahmen verbundenen Energieaufwand aufmerksam gemacht und gezeigt werden, wie man die Strömungsverluste in Schalldämpfern reduzieren kann.

### 2. Auslegungs-Parameter von Schalldämpfern

Bei symmetrischer Auslegung wie in Bild 1 wachsen die Dämpferwirkung und der Druckverlust mit dem Ausstellungsverhältnis

$$m = d/s \quad (1)$$

an. Bei geraden Kanälen werden ebene Schallwellen oberhalb der Strahlbildungsfrequenz  $f_s$  nicht mehr in die seitlich angebrachten Absorber so, wie in Bild 1 rechts unten angedeutet, hineingebeugt, sondern durchstrahlen den Spalt  $2s$  mehr oder weniger ungedämpft. Deshalb muß eine gewisse Anzahl von Schalldämpfer-Kulissen

$$n = B/2(d+s) \quad (2)$$

in den Strömungskanal mit der Breite  $B$  eingebaut werden, so daß

$$s < 180/f_s \text{ [m]} \quad (3)$$

für die höchsten zu dämpfenden Frequenzen  $f_s$  [Hz] gewährleistet ist. Für konventionelle Schalldämpfer, bestehend aus einem homogenen porösen Absorber, sollte

$$d > 45/f_d \text{ [m]} \quad (4)$$

für die kleinsten noch zu dämpfenden Frequenzen  $f_d$  [Hz] ausgelegt werden. Bei vorgegebenen äußeren Abmessungen des Schalldämpfers ergibt sich so aus einem bestimmten Volumenstrom  $q_v$  [m<sup>3</sup>/s] der wichtigste Einflußparameter für die Strömungsverluste, die Spaltgeschwindigkeit

$$v_s = q_v/S_s \text{ [m/s]}. \quad (5)$$

### 3. Druckverluste an Schalldämpfer-Kulissen

Im Rahmen der vor kurzem eingeführten Güteüberwachung von Schalldämpfern [2] wird auch dem Druckverlust nach DIN 45 646 [3] produktbezogen erhöhte Aufmerksamkeit geschenkt. Aus einer

\*Ab Jan. 1991 Märkische Fachhochschule Iserlohn.

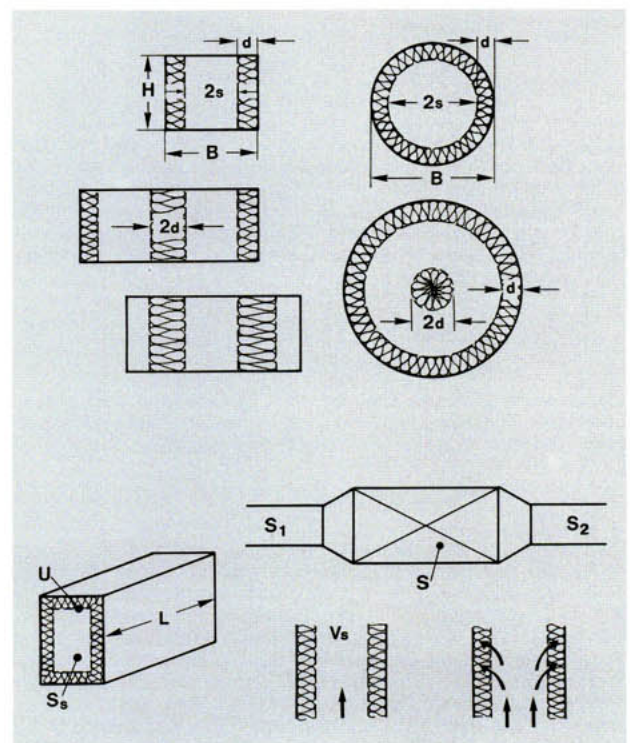


Bild 1: Die wichtigsten geometrischen Auslegungs-Parameter von Schalldämpfern

B	Schalldämpfer-Breite
H	Schalldämpfer-Höhe
L	Schalldämpfer-Länge
U	schallabsorbierende Berandung von $S_s$
S	Schalldämpfer-Querschnitt
$S_1, S_2$	Kanal-Querschnitte
$v_s$	Spalt-Geschwindigkeit

Vielzahl von Messungen an Kulissen-Schalldämpfern in verschiedenen Konfigurationen wurden auch bereits einfache Formeln zur praxisgerechten Abschätzung des Druckverlust-Koeffizienten

$$\zeta = \Delta p / \rho v_s^2 / 2 \quad (6)$$

mit  $\rho$  = Dichte des Fluids abgeleitet [4]. Für quaderförmige, völlig symmetrisch angeordnete Kulissen mit den üblichen Glatblech-Rahmen kann man für nicht zu große Kulissenlängen  $L > 3$  m und

Kulissendicken  $d > 0,5$  m mit

$$\zeta = 0,65 \lg m + 0,025 + \frac{L}{2s} + 0,53 \quad (7)$$

rechnen. Es muß aber betont werden, daß die geradezu idealen Anströmbedingungen bei der Norm-Messung im Schalldämpfer-Prüfstand in der Praxis so gut wie nie anzutreffen sind. Gl.(7) bedeutet deshalb eher eine Abschätzung nach unten. Bei schräger oder drallbehalteter Anströmung der Schalldämpfer kann  $\zeta$  in der Anlage leicht den doppelten Wert erreichen!

#### 4. Konsequenzen für Energiebedarf

Die Druckverluste  $\Delta p$  nach Ziffer 3 müssen während der Betriebszeiten der lufttechnischen Anlage ständig von der Strömungsmaschine überwunden werden, um einen bestimmten Volumenstrom  $q_V$  aufrecht zu erhalten. Wenn man die temperatur- und druckabhängige Dichte des jeweiligen Fluids mit der Dichte  $\rho_0 = 1,2 \text{ kg/m}^3$  normiert und den Volumenstrom  $q_V$  auf  $q_0 = 10 \text{ m}^3/\text{s}$  sowie die Spaltgeschwindigkeit  $v_s$  auf  $v_0 = 10 \text{ m/s}$  bezieht, dann kann man mit dem Wirkungsgrad  $\eta$  des Ventilators eine handliche Zahlenwert-Gleichung herleiten [5]:

$$N_{el} = 0,6 \frac{\zeta}{\eta} \frac{\rho}{\rho_0} \frac{q_V}{q_0} \left(\frac{v_s}{v_0}\right)^2 [\text{kW}] \quad (8)$$

Diese durch Schalldämpfer erzwungene Auslegung von Pumpen und Gebläsen erhöht sowohl die Erstellungskosten als auch den maximalen Energiebedarf der Anlage. Mit dem Einsatzgrad  $\mu$  der strömungstechnischen Anlage läßt sich aber auch die jährlich durch die Schalldämpfer nutzlos in Wärme umgesetzte elektrische Energie berechnen nach:

$$EL = 5,25 \frac{\zeta \mu}{\eta} \frac{\rho}{\rho_0} \frac{q_V}{q_0} \left(\frac{v_s}{v_0}\right)^2 \left[\frac{\text{MWh}}{\text{a}}\right] \quad (9)$$

Angesichts des wachsenden Umwelt- und Energiebewußtseins in der Öffentlichkeit wird es höchste Zeit, daß man die Verluste in den zahllosen Schalldämpfern in Lüftungsanlagen in die betriebswirtschaftliche Kalkulation stärker als bisher üblich mit einbezieht. Da dies am greifbarsten wohl durch Abschätzung der dadurch jährlich verursachten Energiekosten EK geschieht, sollen diese hier ebenfalls angegeben werden:

$$EK = 5,25 \frac{\zeta \mu \epsilon}{\eta} \frac{\rho}{\rho_0} \frac{q_V}{q_0} \left(\frac{v_s}{v_0}\right)^2 \left[\frac{\text{TDM}}{\text{a}}\right] \quad (10)$$

Dabei ist natürlich der Energiepreis  $\epsilon$  [DM/kWh] im Vergleich zu sämtlichen anderen Einfluß-Parametern mit der größten Variabilität und - längerfristig gesehen - Unsicherheit behaftet.

#### 5. Beispiele

In [6] wird gezeigt, wie man die dicken und schweren Hohlraum-Resonator-Dämpfer ( $\lambda/4$ - und Helmholtz-Resonatoren mit  $2d = 0,4$  m) für die staubhaltige Luft in Bewetterungsanlagen des Steinkohlebergbaues durch geeignete Membran-Absorber mit  $2d = 0,1$  m ersetzen kann. Bei vergleichbarer Absorptionswirkung und gleichem Verhältnis  $U/S_s$  in Bild 1 läßt sich so etwa die gleiche längenbezogene Dämpfung erzielen. In ihren Verlusten unterscheiden sich die beiden Schalldämpfer-Konfigurationen gemäß Bild 2 aber ganz erheblich: Durch den Übergang zu den dünneren Kulissen wird nicht nur das Einbau-Volumen auf die Hälfte reduziert, sondern auch die Verluste nach Gl.(8) auf nur 13,5 % des ursprünglichen Wertes gesenkt. Bei größerer Dämpferlänge L wird zwar wegen der Verdoppelung der durch die Strömung benetzten Kulissenoberfläche im Falle b der Vorteil etwas geringer, aber bei  $L = 2$  m beziehungsweise 4 m beträgt er immer noch 85 beziehungsweise 83 %! Tatsächlich fällt der Vergleich noch stärker zugunsten der kleiner bauenden Schalldämpfer-Kulissen aus, weil die Hohlkammer-Resonatoren wegen ihrer rauen, zerklüfteten Oberfläche der Strömung einen zusätzlichen, in Gl.(7) noch gar nicht berücksichtigten Widerstand entgegensetzen.

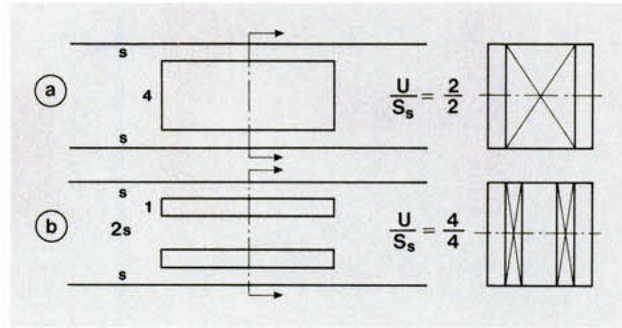


Bild 2: Vergleich von zwei Schalldämpfer-Konfigurationen mit gleicher Einfügdämpfung

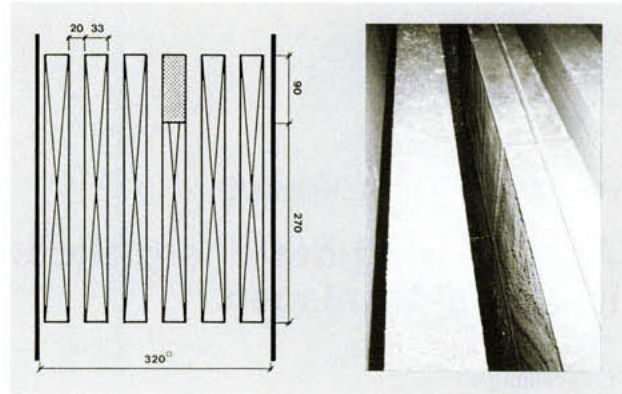


Bild 3: Kulissen-Schalldämpfer im Reingasstrang der Rauchgas-Reinigungsanlage eines Heizkraftwerks [7]; links: Maß-Skizze; rechts: photographische Aufnahme

In [7] wird der Testeinsatz von Membran-Absorbern in einem konventionell aufgebauten Schalldämpfer nach Bild 3 beschrieben, der im Reingasstrang der Rauchgas-Entschwefelungs-Anlage hinter einem schwerölgefeuerten Dampfkessel eines Heizkraftwerkes in Betrieb ist. Mit  $q_V = 146 \text{ m}^3/\text{s}$ ,  $\zeta = 1,12$ ,  $\eta = 0,85$  und  $\rho = \rho_0$  ergibt sich  $N_{el} = 176 \text{ kW}$  für diesen Schalldämpfer. Mit  $\mu = 0,96$  bedeutete dies  $EL = 1.475 \text{ MWh/a}$  und für  $\epsilon = 0,15 \text{ DM/kWh}$  jährliche Energiekosten von 221.000 DM/a! Durch halbkreisförmige Anströmprofile ließen sich nach [4] die Druckverluste zwar auf  $\zeta = 0,91$  senken. Bei einem Einbauvolumen von  $22,5 \text{ m}^3$  und einem angenommenen Preis von  $4.000 \text{ DM/m}^3$  der Schalldämpfer lägen die jährlichen Energiekosten aber immer noch bei 50 % der Investitionskosten.

- [1] Böhm, A. et al.: Ermittlung des Standes der Technik der Lärm-minderung bei genehmigungsbedürftigen Anlagen nach 4. BImSchV - Rauchgasentschwefelungsanlagen. Müller-BBM-Bericht Nr. 105 03 102/11 (März 1987).
- [2] Ackermann, U. und Mechel, F.P.: Güteüberwachung von Kulissen-schalldämpfern für Raumlufttechnische Anlagen. IBP-Mitteilung 16 (1989), Nr. 178.
- [3] DIN 45 646 / ISO 7235: Messungen an Schalldämpfern in Kanälen. Sept. 1988/April 1991.
- [4] Ackermann, U.: Messungen an Kulissen-Schalldämpfern. TAB Technische Gebäudeausrüstung 21 (1990) H.11, S.873-878.
- [5] Fuchs, H.V. und Ackermann, U.: Energiekosten der Schalldämpfer in lufttechnischen Anlagen. Bericht B-TA 4/1991 (1991) des Instituts für Bauphysik.
- [6] Heesen, W. von, Reiser, P. und Ackermann, U.: Vergleichende Messungen an Kulissenschalldämpfern in durchströmten Kanälen. Fortschritte der Akustik, DAGA '90, DPG-GmbH, Bad Honnef (1990), S. 923-926.
- [7] Fuchs, H.V., Ackermann, U. und Rambašek, N.: Nichtporöser Schallabsorber für den Einsatz in Rauchgasreinigungsanlagen. VGB Kraftwerkstechnik 69 (1989) H. 11, S. 1102-1110.



FRAUNHOFER-INSTITUT FÜR BAUPHYSIK  
 Leiter: o.Prof. Dr. Dr. h.c. Karl Gertis  
 7000 Stuttgart 80, Nobelstraße 12, Tel.(0711)970-00  
 8150 Holzkirchen (OBB), Postf. 1180, Tel. (08024)643-0

Herstellung und Druck:  
 SDSC, Informationszentrum RAUM und BAU  
 der Fraunhofer-Gesellschaft, Stuttgart  
 Nachdruck nur mit schriftlicher Genehmigung des  
 Fraunhofer-Instituts für Bauphysik