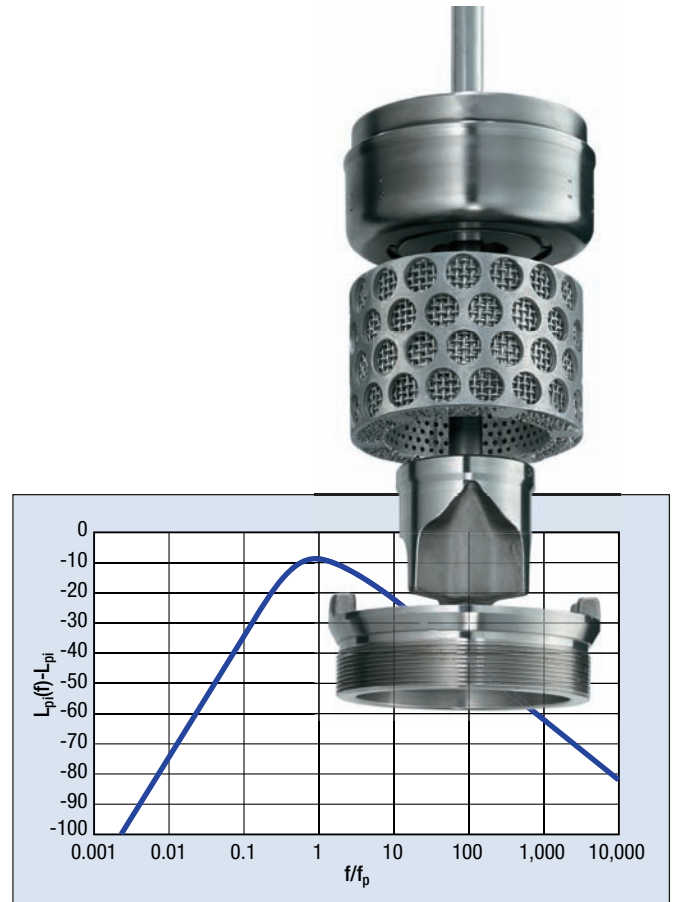


Verbesserung des Standards IEC 60534-8-3 zur Schallberechnung für Stellventile



Sonderdruck aus
„industriearmaturen“
Heft 4 · Dezember 2007

Verfasser:
Dr.-Ing. Jörg Kiesbauer
Dipl.-Ing. Domagoj Vnucec

Verbesserung des Standards IEC 60534-8-3 zur Schallberechnung für Stellventile

Dr.-Ing. Jörg Kiesbauer und Dipl.-Ing. Domagoj Vnucic, SAMSON AG

Der derzeitige Standard IEC 60534-8-3 zur Berechnung der aerodynamischen Schallentwicklung bei von Gasen oder Dämpfen durchströmten Stellventilen unterliegt aktuell der Revision innerhalb der Working Group 9 des IEC Subcommittees 65B. In [1] beschriebene Untersuchungen haben nachgewiesen, dass der derzeitige Standard erhebliche Ungenauigkeiten

beim berechneten Schallpegel haben kann. Ähnliches ergab sich bei vorherigen Sitzungen der oben genannten Working Group und auf einem Seminar anlässlich der Valve World Conference 2005 [2].

In diesem Beitrag wird über Verbesserungsmöglichkeiten berichtet.

Improvement of IEC 60534-8 standard for noise prediction in control valves

The current IEC 60534-8-3 standard for predicting aerodynamic noise in control valves regulating the flow of gases and vapors is currently being revised by Working Group 9 of the IEC Subcommittee 65B. The tests described in [1] established that the present standard can lead to considerable inaccura-

cies concerning the predicted sound pressure level. A similar conclusion was drawn at previous meetings of the above mentioned working group and at a seminar held at the Valve World Conference 2005 [2]. In this article possible improvements are described.

Ausgangssituation bezüglich IEC 60534-8-3 [5]

Die derzeit gültige Fassung dieses Standards basiert im Wesentlichen auf den Veröffentlichungen von Lighthill [3] und Reethof [4]. Sie umfasst folgende Schritte:

- die Berechnung der mechanischen Strahlleistung $W_{m'}$
- die Berechnung des akustischen Umwandlungsgrades η in Abhängigkeit von fünf Regimen,
- die Ermittlung des sogenannten akustischen Leistungsverhältnisses r_w (Verhältnis der Schalleistungen in der Rohrleitung hinter dem Ventil und innerhalb des Ventils zueinander),
- die Berechnung der sogenannten Peakfrequenz f_p beim Innenschall,
- die Berechnung des inneren Gesamtschalldruckpegels L_{pi} innerhalb der Rohrleitung hinter dem Stellventil,
- die Berechnung der Rohrschalldämmung T_L und
- die Berechnung des äußeren Schalldruckpegels $L_{pAe, 1m}$ in 1 m Abstand von der ausgangsseitigen Rohrleitung.

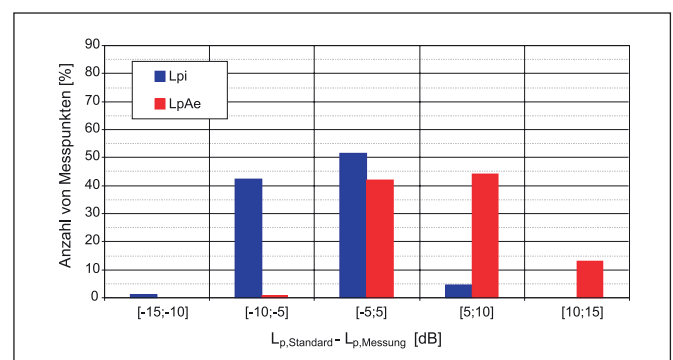


Bild 1: Genauigkeit des derzeit gültigen Standards IEC 60534-8-3 [5]
Fig. 1: Accuracy of the currently applicable standard, IEC 60534-8-3 [5]

Umfangreiche auf Standardventile bezogene Messungen aus [1] zeigen hinsichtlich der Genauigkeit das in Bild 1 gezeigte Verhalten der aktuell gültigen Methode:

Danach liegen nur 42 % aller 3000 Messpunkte des äußeren Schalldruckpegels $L_{pAe, 1m}$ in dem Fehlerband ± 5 dB, dagegen

Basisgleichungen

Die Strahlleistung hängt vom Massenstrom \dot{m} und der Strahlgeschwindigkeit U_{vc} in der engsten Stelle (vc: vena contracta) zwischen Kegel und Sitz ab:

$$W_m = \frac{\dot{m} (U_{vc})^2}{2} \quad (1)$$

Der maximal mögliche Wert für W_m ist W_{ms} , weil die Strahlgeschwindigkeit nicht die Schallgeschwindigkeit c_{vc} überschreiten kann:

$$W_{ms} = \frac{\dot{m} (c_{vc})^2}{2} \quad (2)$$

Die innere Schallleistung W_a ist mit Hilfe von η (in IEC aktuell: $\eta_{IEC, \text{Aktuell}} \cdot r_w$):

$$W_a = \eta W_m \quad (3)$$

Der innere Gesamtschalldruckpegel L_{pi} in der ausgangsseitigen Rohrleitung (Innendurchmesser D_i) ergibt sich für reflexionsfreie Schallbedingungen hinter dem Ventil wie folgt:

$$L_{pi} = 10 \log_{10} \left[\frac{(3,2 \cdot 10^9) W_a \rho_2 c_2}{D_i^2} \right] \quad (4)$$

Die Regimetypen sind durch unterschiedliche Strahlformen im Bereich vor und hinter der Drosselstelle definiert. Diese verändern sich, wenn bestimmte Differenzdruckverhältnisse überschritten werden.

In den Regimes II bis IV stellen sich aber höhere Machzahlen hinter der engsten Stelle ein, die Machzahl an der engsten Stelle bleibt aber unverändert bei 1. In Tabelle 1 sind die Bedingungen für die fünf Regimes, deren Auswirkungen auf die Machzahl M und den Umwandlungsgrad η dargestellt.

In *Regime I* liegt die Strömung im Unterschallbereich. Die Schallerzeugung hat den Charakter eines Dipol-Strahlers. Die höchste Machzahl wird an der engsten Stelle erreicht. Dort ist sie maximal 1. Hinter der engsten Stelle kommt es zur Strahlaufweitung und zum teilweisen Druckrückgewinn (deshalb F_L -Faktor).

In *Regime II* existieren Schall- und Überschallströmung nebeneinander, so dass stark turbulente Strömung und Verdichtungsstoßmuster vorherrschen. Der Druckrückgewinn nimmt ab, bis das obere Limit von *Regime II* erreicht wird.

In *Regime III* ist der Druckanstieg nicht-isentrop. Die Strömung ist überschallbehaftet und die durch Scherkräfte geprägte turbulente Strömung ist dominierend.

In *Regime IV* werden die Verdichtungsstöße abgeschwächt und es bildet sich die sogenannte „Machscheibe“. Der dominierende Schallmechanismus ist die Wechselwirkung von Verdichtungsstößen und Turbulenz.

In *Regime V* ist der akustische Umwandlungsgrad konstant.

In der aktuellen IEC werden Druckwerte zur Klassifizierung des Regimes verwendet. Besser und übersichtlicher ist aber die Verwendung des Differenzdruckverhältnisses x . Die die Regimes bestimmenden Differenzdruckverhältnisse (s. a. Tabelle 1) sind wie folgt definiert:

$$x = 1 - \frac{p_2}{p_1} \quad (5a)$$

$$x_{vcc} = 1 - \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (5b)$$

$$x_C = F_L^2 (1 - x_{vcc}) \quad (5c)$$

$$\alpha = \frac{1 - x_{vcc}}{1 - x_C} \quad (5d)$$

$$x_B = 1 - \frac{1}{\alpha} \left(\frac{1}{\gamma} \right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (5e)$$

$$x_{CE} = 1 - \frac{1}{22 \alpha} \quad (5f)$$

aber 43 % in dem Fehlerband 5 bis 10 dB. Der berechnete Schalldruckpegel wird daher oft um 5 bis 10 dB zu hoch berechnet.

Bei dem Innenschalldruckpegel L_{pi} liegen zwar 51 % aller berechneten Werte im Toleranzband ± 5 dB, 42 % liegen aber im Band -10 bis -5 dB und werden daher zu niedrig berechnet. Diese Situation, die auch von anderen Herstellern und Anwendern bestätigt wurde, ist unbefriedigend und muss verbessert werden.

Verbesserungspotential bei IEC 60534-8-3

Innenschall in der Rohrleitung

Basisgleichungen

Grundsätzlich ist der in die ausgangsseitige Rohrleitung weitergeleitete Schall der Strahlleistung W_m proportional.

Der Proportionalitätsfaktor wird als akustischer Umwandlungsgrad η bezeichnet und ist von dem Druckverhältnis bzw. Differenzdruckverhältnis x , dem F_L -Wert des Ventils und dem

R	Bedingung	Machzahl M	Akustischer Umwandlungsgrad η	f_p
I	$x \leq x_C$	$\sqrt{\frac{2}{\gamma-1} \left[\left(1 - \frac{x}{F_L^2} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]}$	$(1 \times 10^4) \cdot F_L^2 \cdot M^{3,6}$	$\frac{St_p \cdot M \cdot c_{vc}}{D_j}$
II	$x_C < x \leq x_{VCC}$	$\sqrt{\frac{2}{\gamma-1} \left[\left(\frac{1}{\alpha(1-x)} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]}$	$(1 \times 10^4) \cdot \frac{x}{x_{VCC}} \cdot M^{6,6 F_L^2}$	$\frac{St_p \cdot M \cdot c_{vc}}{D_j}$
III	$x_{VCC} < x \leq x_B$	$\sqrt{\frac{2}{\gamma-1} \left[\left(\frac{1}{\alpha(1-x)} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]}$	$(1 \times 10^4) \cdot M^{6,6 F_L^2}$	$\frac{St_p \cdot M \cdot c_{vc}}{D_j}$
IV	$x_B < x \leq x_{CE}$	$\sqrt{\frac{2}{\gamma-1} \left[\left(\frac{1}{\alpha(1-x)} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]}$	$(1 \times 10^4) \cdot \frac{M^2}{2} \cdot (\sqrt{2})^{6,6 F_L}$	$\frac{1,4 \cdot St_p \cdot c_{vc}}{D_j \sqrt{M^2 - 1}}$
V	$x > x_{CE}$	$\sqrt{\frac{2}{\gamma-1} \left[(22)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]}$	$(1 \times 10^4) \cdot \frac{M^2}{2} \cdot (\sqrt{2})^{6,6 F_L}$	$\frac{1,4 \cdot St_p \cdot c_{vc}}{D_j \sqrt{M^2 - 1}}$

Tabelle 1: Regime-abhängige Gleichungen für Machzahl, Umwandlungsgrad und Peakfrequenz

Table 1: Regime-dependent equations for Mach number, degree of conversion and peak frequency

Isentropenexponenten γ abhängig. Ein weiterer Einflussfaktor ist der Regimetyp (1 bis 5). Die im Kasten „Basisgleichungen“ aufgeführten Gleichungen zusammen mit der Tabelle 1 sind nicht konform mit den Gleichungen im Standard, haben aber den gleichen Hintergrund und führen auch zu identischen Ergebnissen. Der Vorteil dieser Darstellung ist eine größere Übersichtlichkeit.

Akustischer Umwandlungsgrad und Einführung des Niveaueffizienten A_{η}

Zur Anpassung an Messergebnisse wurde bei dem akustischen Umwandlungsgrad η der Koeffizient A_{η} eingeführt, um zu berücksichtigen, dass die Höhe des Wirkungsgrades vom Ventiltyp (Hubventil, Klappe, Kugelhahn, Drehkegelventil) bzw. von der Geometrie (Ventilstellung, Verhältnis Sitzgröße zur Nennweite, Kegeltyp etc.) bestimmt wird.

In der aktuellen IEC 60534-8-3 ist dieser Faktor fest und beträgt -4. Allerdings bezieht er sich auf den Umwandlungsgrad im Inneren des Ventils, die Übertragung auf den Innenschall in der Rohrleitung hinter dem Ventil erfolgt über r_w (Produkt $\eta_{IEC, \text{Aktuell}} \cdot r_w$ bestimmend).

Bei Innenschallmessungen gemäß [6] wird der innere Schalldruckpegel L_{pi} in der Rohrleitung gemessen. Daraus ließe sich grundsätzlich dieses Leistungsverhältnis r_w ermitteln, wenn man den inneren Umwandlungsgrad η_{IEC} als theoretisch betrachtet. Vorteilhafter für die Vergleichbarkeit ist aber die Einführung eines auf die Rohrleitung bezogenen Umwandlungsgrades η von vornherein, denn nur dieser ist bei Ventilen messtechnisch bestimmbar (im Sinne von $\eta_{IEC, \text{Aktuell}} \cdot r_w$).

In der zurzeit gültigen IEC 60534-8-3 entspricht A_{η} daher folgendem Term:

$$A_{\eta, IEC, \text{Aktuell}} = -4 + 10 \cdot \log_{10}(r_w) \quad (6)$$

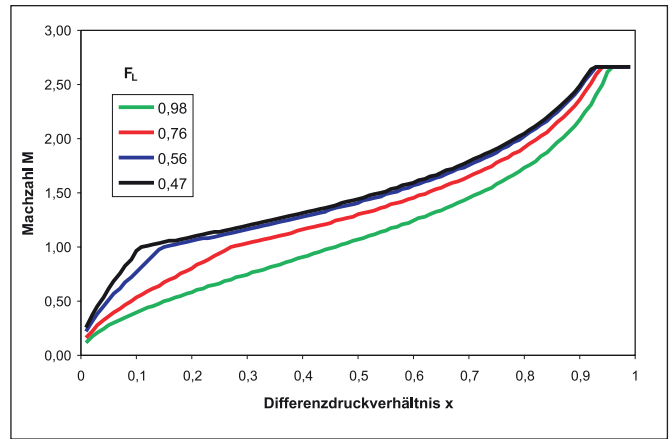


Bild 2: Machzahl M gemäß Tabelle 1 als Funktion von x und für verschiedene F_L -Werte

Fig. 2: Mach number M as per Table 1 as a function of x and for various values of F_L

Der Faktor r_w nimmt in dem derzeitigen Standard je nach Ventiltyp die Werte 0,25, 0,5 und 1 an, so dass A_{η} folglich -4,6, -4,3 und -4,0 beträgt (s. a. Tabelle 2).

Die Bild 1 zugrundeliegende Innenschallmessungen wurden dazu genutzt, den Wert A_{η} als typischen Wert für die einzelnen Ventiltypen zu optimieren. Bei konkreten Messreihen kann A_{η} natürlich auch abhängig von der Ventilstellung und vom Differenzdruckverhältnis angegeben werden. Das Ergebnis mit Festwerten ist in Tabelle 2 enthalten, was zu einer deutlichen Verbesserung führt (s. Abschnitt „Verbesserungen...“).

Frequenzverteilung und Einführung der variablen Strouhalzahl St_p

Der Innenschall weist einen Frequenzbereich auf, der dominant ist. Ein Maß hierfür ist die theoretisch begründete Peakfrequenz f_p , die aber in Messergebnissen mit Terz- oder Oktavbandanalyse nur schwer nachweisbar ist und eher geeignet ist, um Messergebnisse für verschiedene Differenzdruckverhältnisse zu sortieren und dann die weiter unten beschriebene Frequenzverteilungsfunktion $L_{pi}(f) - L_{pi}$ zu ermitteln.

Die Peakfrequenz hängt von dem sogenannten äquivalenten Strahldurchmesser D_i ab, von der Machzahl M (s. Tabelle 1) des Strahls und vom Regimetyp und der genannten Strouhalzahl St_p .

Sie wechselt ihr Verhalten, wenn die Strömung in den höheren Regimen überschallbehaftet ist und Verdichtungsstöße auftreten.

$$D_i = 0,0049 F_d \sqrt{K_v F_L} \quad (7)$$

Der Ventilformfaktor F_d , der auch bei der k_v -Wert-Berechnung [10] und bei der Schallberechnung von Flüssigkeitsdurchström-

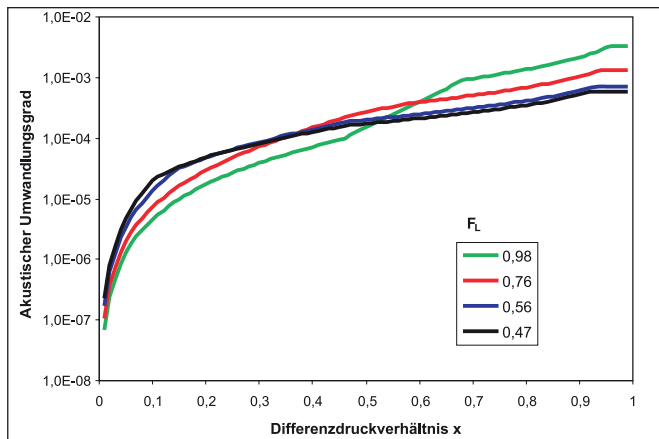


Bild 3: Akustischer Umwandlungsgrad η gemäß Tabelle 1 als Funktion von x und für verschiedene F_L -Werte ($A_\eta = -4$)

Fig. 3: Degree of acoustic conversion η in accordance with Table 1 as a function of x and for various values of F_L ($A_\eta = -4$)

ten Ventilen [9] verwendet wird (typische Werte findet man in [10]), hat einen starken Einfluss auf den Durchmesser D_i und damit die Peakfrequenz f_p . Die Schallgeschwindigkeit c_{vc} an der engsten Stelle ist ebenfalls abhängig vom Differenzdruckverhältnis, ist aber nach unten bei c_{vcc} begrenzt.

$$c_{vc} = \sqrt{\gamma \frac{\rho_1}{\rho_1} \left(1 - \frac{x}{F_L^2}\right)^{(\gamma-1)/\gamma}} \quad (8)$$

$$c_{vcc} = \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma+1} \frac{\rho_1}{\rho_1}} \quad (9)$$

In der Literatur wird ein Bereich von 0,1 bis 0,3 für die Strouhalzahl St_p angegeben.

In der aktuellen IEC 60534-8-3 wurde daher ein theoretischer Mittelwert von 0,2 angenommen.

Ebenso wie A_η hängt dieser Wert aber auch vom Ventiltyp ab. Die Bild 1 zugrundeliegende Innenschallmessungen wurden dazu genutzt, um den Wert St_p ventiltypabhängig zu optimieren. Das Ergebnis ist in Tabelle 2 im Bereich „neu“ angegeben. Untersuchungen von Reethof [4] haben gezeigt, dass der frequenzabhängige innere Schalldruckpegel $L_{pi}(f_i)$ mit folgendem

Ventiltyp	neu			aktuell	
	A_η	St_p	r_w	A_η	St_p
Durchgangsventil, parabolischer Kegel	-4,0	0,23	0,25	-4,6	0,2
Durchgangsventil, Schlitzkegel	-4,0	0,23	0,25	-4,6	0,2
Durchgangsventil, Käfigausführung	-3,6	0,1	0,25	-4,6	0,2
Durchgangsventil, Lochkegel	-4,8	0,1	0,25	-4,6	0,2
Drosselklappe	-4,1	0,19	0,50	-4,3	0,2
Drehstellventil	-3,6	0,18	0,25	-4,6	0,2
segmentiertes Kugelventil 90°	-3,6	0,18	0,25	-4,6	0,2
Lochscheiben	-4,8	0,1	0,25	-4,6	0,2

Tabelle 2: A_η und St_p in Abhängigkeit vom Ventiltyp

Table 2: A_η and St_p as a function of valve type

Ansatz berechnet werden kann:

$$L_{pi}(f_i) = L_{pi} - c - 10 \cdot \log \left\{ \left[1 + \left(\frac{f_i}{2 \cdot f_p} \right)^2 \right] \cdot \left[1 + \left(\frac{f_p}{2 \cdot f_i} \right)^4 \right] \right\} \quad (10)$$

Die Konstante c ist 8 für Terzmittenfrequenzen und 3 für Oktavmittenfrequenzen.

Die Bilder 2 und 3 veranschaulichen grafisch den Verlauf der Machzahl M und des akustischen Umwandlungsgrades für zum Beispiel $A_\eta = -4$.

Bild 4 zeigt die Frequenzverteilungsfunktion aus Gleichung (10).

Außenschall

Die Rohrleitung wirkt schalldämmend und lässt nur einen Teil des Innenschalls an die Umgebung durchdringen. Ein Maß dafür ist die sogenannte Rohrschalldämmung TL , die wiederum frequenzabhängig ist. Weitere Einflussgrößen sind die Rohrwandstärke t_p , die Dichte ρ_2 und die Schallgeschwindigkeit c_2 des kompressiblen Mediums auf der Ausgangsseite. Die Werte in der IEC beziehen sich auf Stahl.

In der aktuellen IEC ist diese so definiert wie der Kasten „Rohrschalldämmung nach der aktuellen IEC“ zeigt – allerdings ohne den Korrekturterm ΔTL . Die Testdaten aus Bild 1 haben aber gezeigt, dass dieser nennweitenabhängige Korrekturterm notwendig ist, welcher vor allem bei kleineren Nennweiten wirkt.

Der frequenzabhängige Außenschalldruckpegel $L_{pe,1m}(f_i)$ in 1 m Abstand zu der Rohrleitung hinter dem Ventil ergibt sich aus:

$$L_{pe,1m}(f_i) = L_{pi}(f_i) + TL(f_i) - 10 \log \left(\frac{D_i + 2t_p + 2}{D_i + 2t_p} \right) \quad (12)$$

Der Gesamtschalldruckpegel $L_{pAe,1m}$ resultiert aus der Aufsummierung aller Einzelpegel mit der entsprechenden A-Bewertung im nicht-logarithmischen Maßstab:

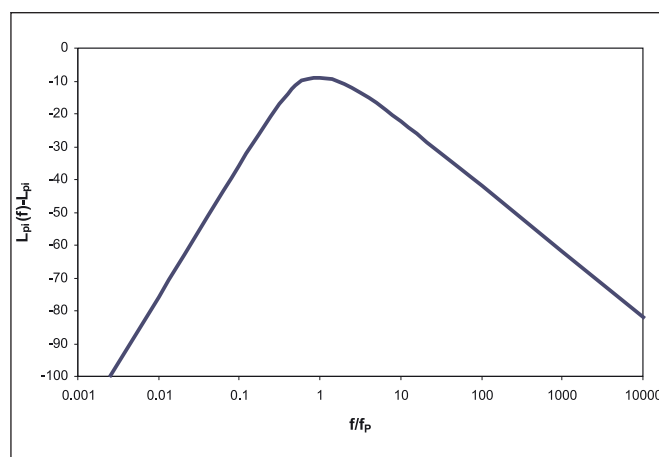


Bild 4: Funktion $L_{pi}(f) - L_{pi}$ als Funktion von f/f_p gemäß Gleichung (10)

Fig. 4: Function $L_{pi}(f) - L_{pi}$ as a function of f/f_p in accordance with equation (10)

Rohrschalldämmung nach der aktuellen IEC

$$TL(f) = 10 \log_{10} \left[\left(7,6 \cdot 10^{-7} \right) \left(\frac{c_2}{t_p f} \right)^2 \frac{G_x(f)}{\frac{\rho_2 c_2}{415 G_y(f)} + 1} \right] - \Delta TL \quad (11a)$$

$$\Delta TL = \left\langle \begin{array}{ll} 0 & \text{für } D > 0,15 \\ \frac{16}{(1000 \cdot D - 46)^{0,36}} & \text{für } 0,05 \leq D \leq 0,15 \\ 9,7 & \text{für } D < 0,05 \end{array} \right\rangle \quad (11b)$$

Die darin enthaltene Ringdehnfrequenz f_r und die Koinzidenzfrequenzen f_o und f_g werden wie folgt ermittelt:

$$f_r = \frac{5000}{\pi D_1} \quad (11c)$$

$$f_o = \frac{f_r}{4} \left(\frac{c_2}{343} \right) \quad (11d)$$

$$f_g = \frac{\sqrt{3} (343)^2}{\pi t_p (5000)} \quad (11e)$$

Bei der aktuell gültigen IEC-Methode ist $\Delta TL = 0$. Die Werte für $G_x(f)$ und $G_y(f)$ findet man in dieser Tabelle:

$f < f_o$	$f \geq f_o$
$G_x = \left(\frac{f_o}{f_r} \right)^{2/3} \left(\frac{f}{f_o} \right)^4$	$G_x(f) = \left(\frac{f}{f_r} \right)^{1/2}$ für $f < f_r$ $G_x = 1$ für $f \geq f_r$
$G_y(f) = \left(\frac{f_o}{f_g} \right)$ für $f_o < f_g$ $G_y(f) = 1$ für $f_o \geq f_g$	$G_y(f) = \left(\frac{f}{f_g} \right)$ für $f < f_g$ $G_y(f) = 1$ für $f \geq f_g$

$$L_{pAe,1m} = 10 \cdot \text{Log}_{10} \left(\sum_{i=1}^N 10^{\frac{L_{pe,1m}(f_i) + W_{fi}}{10}} \right) \quad (13)$$

wobei:

$i_{1...N}$ = Terzmittenfrequenz-Index für folgende Frequenzen (12.5, 16, 20, 25, 31.5, 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500, 630, 800, 1000, 1250, 1600, 2000, 2500, 3150, 4000, 5000, 6300, 8000, 10000, 12500, 16000, 20000 Hz)

W_{fi} = „A“-Bewertungsfaktor für die Terzmittenfrequenz f_i (-63.4, -56.7, -50.5, -44.7, -39.4, -34.6, -30.2, -26.2, -22.5, -19.1, -16.1, -13.4, -10.9, -8.6, -6.6, -4.8, -3.2, -1.9, -0.8, 0, 0.6, 1, 1.2, 1.3, 1.2, 1, 0.5, -0.1, -1.1, -2.5, -4.3, -6.6, -9.3)

Bei dem aktuellen Standard wird ein anderer Weg beschritten. Es wird nur die Rohrschalldämmung bei der Peakfrequenz f_p berechnet und der Einfluss der anderen Frequenzen und der A-Bewertung durch die Konstante 5 dB abgebildet:

$$L_{pAe,1m} = L_{pi} + 5 + TL(f_p) - 10 \log_{10} \left[\frac{D_1 + 2 t_p + 2}{D_1 + 2 t_p} \right] \quad (14)$$

Bei anderen Frequenzprofilen als in Gleichung (10) ist diese Konstante 5 dB und in Grenzbereichen der Ringdehnfrequenz oder Peakfrequenz nicht mehr richtig. Eine genauere und exakte Möglichkeit ist daher durch die Gleichungen (12) und (13) gegeben.

Bisher wurde der aus dem Ventilinneren erzeugte Schall betrachtet. Bei hohen Ventilaustrittsgeschwindigkeiten größer als 0,3 Mach wirken aber noch weitere Schallquellen hinter dem Ventil, welche sich durch Strömungsablösungen und Verlagerung von Verdichtungsstößen zum Beispiel in die Rohrerweiterung ergeben. Diese Effekte werden in dem jetzigen Standard berücksichtigt, die prinzipiell korrekt sind. Bei dem neuen Standard bedeutet dies einen höheren Innenschalldruckpegel L_{pis} verbunden mit einem anderen Frequenzspektrum $L_{piR}(f_i)$, welches wie folgt überlagert wird:

$$L_{piS}(f_i) = 10 \log_{10} \left(10^{L_{pi(f)/10}} + 10^{L_{piR(f)/10}} \right) \quad (15)$$

Die Gleichungen zur Berechnung von $L_{piR}(f_i)$ werden in diesem Beitrag nicht angegeben, weil hier der Schall des Ventils für Ventilaustrittsmachzahlen unter 0,3 im Fokus stehen soll. Dies erreicht man, wenn das Ventil sorgfältig ausgelegt wird, um solche kritischen Ventilzustände zu vermeiden.

R	Bedingung	Machzahl M	Akustischer Umwandlungsgrad η	f_p
I	$x \leq x_C$	$M = \sqrt{\frac{\log_{10}(1-x)}{\log_{10}(1-x_{vc})}} \leq \sqrt{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}$	$(1 \times 10^4) \cdot 1.176x_T \cdot M^{3.6}$	$\frac{St_p \cdot M \cdot c_{vc}}{D_j}$
II	$x_C < x \leq x_{vcc}$	$M = \sqrt{\frac{\log_{10}(1-x)}{\log_{10}(1-x_{vc})}} \leq \sqrt{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}$	$(1 \times 10^4) \cdot \frac{x}{x_{vcc}} M^{7.764 x_T}$	$\frac{St_p \cdot M \cdot c_{vcc}}{D_j}$
III	$x_{vcc} < x \leq x_B$	$M = \sqrt{\frac{\log_{10}(1-x)}{\log_{10}(1-x_{vc})}} \leq \sqrt{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}$	$(1 \times 10^4) M^{7.764 x_T}$	$\frac{St_p \cdot M \cdot c_{vcc}}{D_j}$
IV	$x_B < x \leq x_{CE}$	$M = \sqrt{\frac{\log_{10}(1-x)}{\log_{10}(1-x_{vc})}} \leq \sqrt{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}$	$(1 \times 10^4) M^{7.764 x_T}$	$\frac{1.8 St_p M c_{vcc} \sqrt{\alpha \cdot (1-x)}}{D_j}$
V	$x > x_{CE}$	$M = \sqrt{\frac{\log_{10}(1-x)}{\log_{10}(1-x_{vc})}} \leq \sqrt{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}$	$(1 \times 10^4) M^{7.764 x_T}$	$\frac{1.8 St_p M c_{vcc} \sqrt{\alpha \cdot (1-x)}}{D_j}$

Tabelle 3: Regime-abhängige Gleichungen für Machzahl, mwandlungsgrad und Peakfrequenz mit neuer Machzahlberechnung nach Gl. (16ab)
 Table 3: Regime-dependent equations for Mach number, degree of conversion and peak frequency with new Mach number calculation in accordance with Equation (16ab)

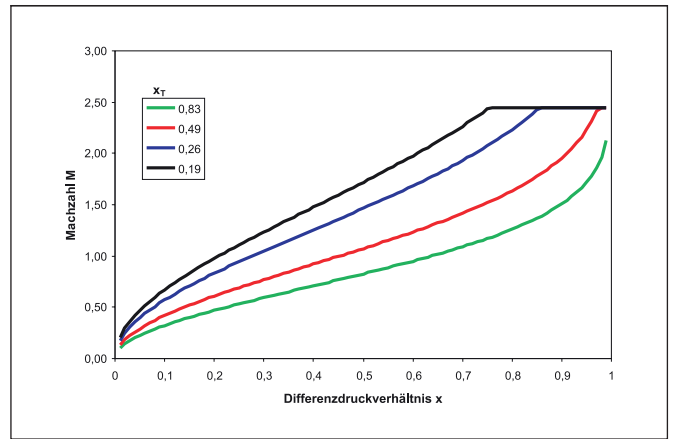


Bild 6: Machzahl M gemäß Tabelle 3 als Funktion von x und für verschiedene x_T -Werte

Fig. 6: Mach number M in accordance with Table 3 as a function of x and for various values of x_T

Ventiltyp	neu	
	A_η	St_p
Durchgangsventil, parabolischer Kegel	-3.50	0.23
Durchgangsventil, Schlitzkegel	-3.50	0.23
Durchgangsventil, Käfigausführung	-3.25	0.10
Durchgangsventil, Lochkegel	-4.55	0.12
Drosselklappe	-3.55	0.19
Drehstellventil	-3.35	0.18
Segmentiertes Kugelventil 90°	-3.35	0.18
Lochscheiben	-4.55	0.12

Tabelle 4: A_η und St_p in Abhängigkeit vom Ventiltyp basierend auf der neuen Machzahl entsprechend Tabelle 3

Table 4: A_η and St_p as a function of valve type, based on the new Mach number in accordance with Table 3



Bild 5: Innengarnitur eines schallarmen Ventils mit Strömungsteiler
 Fig. 5: Internal equipment of a low-noise valve with flow divider

Vorgehen bei speziellen Ventilen

In der aktuellen IEC 60534-8-3 werden bei mehrstufigen, speziellen Ventilen die Druckverhältnisse an der letzten Stufe zum Ausgang ermittelt und anschließend die Schallberechnung nur für diese letzte Stufe durchgeführt. Der Einfluss der anderen Stufen wird durch einen Korrekturfaktor, der von der Stufenanzahl abhängt, berücksichtigt.

Es gibt aber auch Ventiltypen, die in dem Standard nicht betrachtet wurden, zum Beispiel spezielle hochschallarme Ventile mit Strömungsteiler wie in Bild 5.

Hierbei ist die folgende Vorgehensweise von Vorteil:

Anhand von Messreihen des Innenschalls gemäß IEC 60534-8-1 [6] werden L_{pi} und $L_{pi}(f_i)$ in Abhängigkeit des Differenzdruckverhältnisses x gemessen. Die Ventilaustrittsmachzahl sollte kleiner als 0,3 sein, so dass zusätzliche Schallquellen auf ein Minimum reduziert sind. Daraus können folgende Größen abgeleitet werden:

- Der experimentell bestimmte akustische Umwandlungsgrad η als Funktion von x
- Eventuell eine andere Frequenzprofilfunktion $L_{pi}(f_i) - L_{pi}$ (und unter Umständen auch neue Werte für die Strouhalzahl St_p)

Mit dieser speziellen Information, teilweise ohne die theoretischen Gleichungen, kann für den Innenschall dann die Berechnung für den jeweiligen Betriebsfall durchgeführt werden.

Andere Berechnung der Machzahl

Die Berechnung der Machzahl M in Tabelle 1 ergibt sich in Regime I über den Energieumsatz im Ventil, allerdings auf der Basis von inkompressiblen Medien, und daher auch über den F_L -Wert. Die K_V -Wert-Gleichungen in der IEC basieren auf der

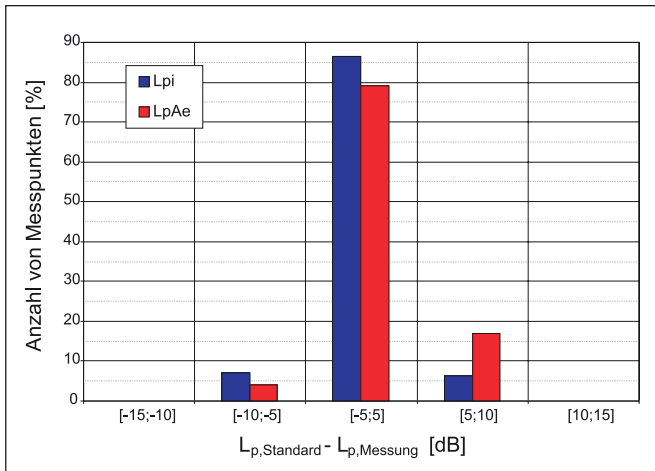


Bild 7: Genauigkeit des Standards IEC 60534-8-3 mit den Verbesserungen des Abschnitts 2 (Tabelle 1, Tabelle 2, ΔTL aus Gleichung (11))
 Fig. 7: Accuracy of IEC standard 60534-8-3 with the improvements in Section 2 (Table 1, Table 2, ΔTL from Equation (11))

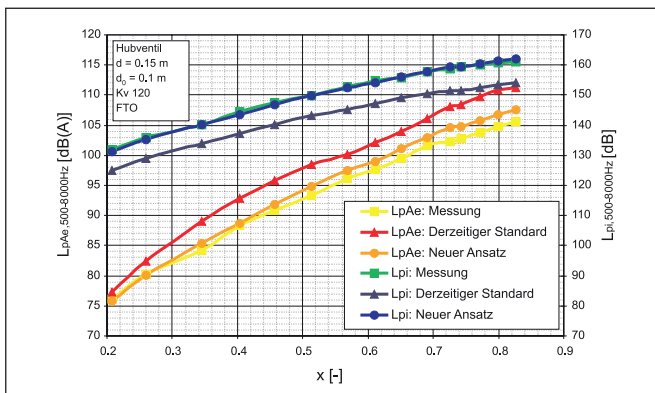


Bild 8: Beispiel Hubventil (Luftmessungen)
 Fig. 8: Example: lift valve (air measurements)

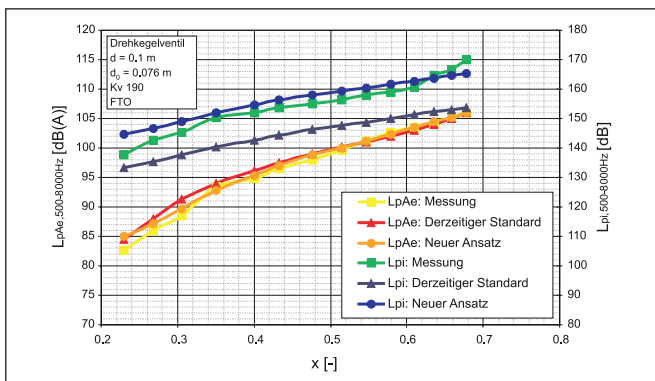


Bild 9: Beispiel Drehkegelventil (Luftmessungen)
 Fig. 9: Example: rotary ball valve (air measurements)

Arbeit von DeFillipis [7], die hier mit dem richtigeren x_T -Wert arbeiten.

In der deutschen VDMA-Norm [8] wurden die DeFillipis Gleichungen aufgegriffen und es ergab sich für die Machzahl M:

$$M = \sqrt{\frac{\log_{10}(1-x)}{\log_{10}(1-x_{cr})}} \leq \sqrt{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}} \quad (16a)$$

$$x_{cr} = 1 - \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1} \frac{x_T \cdot \gamma \cdot 0,442/1,4}{(0,31+0,122 \cdot \gamma)^2}} \quad (16b)$$

Bild 6 zeigt diese Machzahl in Abhängigkeit von x und x_T .

Nach DeFillipis ist $x_T \approx 0,85 \cdot F_{lV}^2$, so dass sich alle Gleichungen korrekterweise nur noch in Abhängigkeit von x_T darstellen lassen. Im Prinzip ließe sich dann zusätzlich auch die Anzahl der Regimes reduzieren (IV und V identisch). Dies erfordert aber neue Werte für A_{n1} und St_p , die in Tabelle 4 aufgeführt sind.

Verbesserung der Genauigkeit durch die neuen Ansätze

Die im vorigen Abschnitt beschriebenen Änderungen (siehe Gleichung (10) bis (14) und Tabellen 1 und 2) am bisherigen Standard IEC 60534-8-3 führen zu einer deutlichen Verbesserung, wie Bild 7 zeigt. Danach liegen nun 86 % aller 3000 Messpunkte des inneren Schalldruckpegels L_{pi} in dem Fehlerband ± 5 dB, dagegen aber nur 7 % in den Fehlerbändern -10 bis -5 dB und 5 bis 10 dB. Bei dem Außenschalldruckpegel $L_{pAe,lm}$ liegen zwar 79 % aller berechneten Werte im Toleranzband ± 5 dB, nur 17 % liegen aber im Band 5 bis 10 dB.

Konkrete Beispiele für gemessene und gerechnete Kurvenläufe enthalten die Bilder 8 und 9. Auch hier sieht man die deutlich verbesserte Genauigkeit für den Innen- und Außenschall.

Zusammenfassung

Durch relativ einfache Änderungen an dem bestehenden Standard IEC 60534-8-3 lässt sich eine deutliche Verbesserung erreichen. Diese bestehen im Wesentlichen in der Einführung des ventiltypabhängigen Niveaufaktors A_{n1} , der ebenfalls ventiltypabhängigen Strouhalzahl St_p und des Korrekturterms ΔTL bei der Berechnung der Rohrschalldämmung.

Eine weitere Vereinfachung würde eine etwas andere und genauere Berechnung der ventillinneren Machzahl ermöglichen. Diese Ansätze wurden den anderen Mitgliedern der IEC SC 65B WG9 vorgestellt und werden dort zurzeit in einen neuen „Draft“ zur Revision von IEC 60534-8-3 integriert.

Literatur

- [1] Vnucec, D., Kiesbauer, J.: Übersicht über die Genauigkeit von Schallberechnungsnormen bei Stellgeräten, Automatisierungstechnische Praxis 44, Heft 7, S. 42- 47.
- [2] Control Valve Reliability Seminar, Valve World 2005, Maastricht
- [3] Lighthill, M.G.: Jet noise, A/AA Journal, p. 1507-1517, Vol. 1 (7), 1963
- [4] Reethof, G., Ward, W. C.,: A Valve Noise Prediction Method Based On Fundamental Principles, Journal Of Vibrations, Acoustics, Stress, And Reliability in Design, ASME, July 1986
- [5] EN 60534-8-3: Stellventile für die Prozessregelung: Geräuschbetrachtungen. Berechnungsverfahren zur Vorhersage der aerodynamischen Geräusche von Stellventilen, Beuth Verlag GmbH, Berlin, Dezember 2001
- [6] EN 60534-8-1: Stellventile für die Prozessregelung: Geräuschbetrachtungen. Laboratoriumsmessungen von Geräuschen bei gasdurchströmten Stellventilen, Beuth Verlag GmbH, Berlin, Juni 2006
- [7] De Filippis, Luigi: Control Valve Flow Theory and Sizing. ISA Transaction, Vol. 13, No. 4, 1974, pp. 347 – 368
- [8] Richtlinien für die Geräuschberechnung bei Regel- und Absperrarmaturen, VDMA-Einheitsblatt 24422, Recommended Practices, Beuth Verlag, Berlin, 1989.
- [9] EN 60534-8-4: Stellventile für die Prozessregelung: Geräuschbetrachtungen. Vorausberechnung der Geräuschemission für flüssigkeitsdurchströmte Stellventile, Beuth Verlag GmbH, Berlin, Juli 2006
- [10] EN 60534-2-1: Stellventile für die Prozessregelung: Durchflusskapazität: Bemessungsgleichungen für Fluide unter Einbaubedingungen, Beuth Verlag GmbH, Berlin, März 2000
- [11] Baumann, H. D.: Predicting sound levels of low noise control valves in consideration of noise produced by downstream piping, Valve World, p. 29-33, June 1997
- [12] Baumann, H. D.: Determination of peak internal sound frequency generated by throttling valves for the calculation of pipe transmission losses, Noise Control Engineering Journal, Volume 36, p. 75-83, March-April 1991

Dr.-Ing. Jörg Kiesbauer ist Direktor der Entwicklung der SAMSON AG, Mess- und Regeltechnik, Frankfurt/Main. Hauptarbeitsfelder: Forschung und Entwicklung auf dem Gebiet der Stellventile einschließlich elektrischer und pneumatischer Anbaugeräte und der Regler ohne Hilfsenergie (Strömungstechnische und akustische Untersuchungen, Entwicklung und Optimierung von Berechnungsverfahren, Entwicklung und Erprobung von Diagnosemethoden für Stellgeräte etc., Entwicklung von Softwaretools). Seit 1999 Mitwirkung als Experte in der Working Group 9 Final Control Elements des IEC SC 65B und im DKE K 963 Stellgeräte für strömende Stoffe. Tel.: 069 4009-1464, E-Mail: drjkiesbauer@samson.de



Dipl.-Ing. Domagoj Vnucec ist Leiter der Abteilung „Entwicklungsprüfstand“ der SAMSON AG, Mess- und Regeltechnik, Frankfurt/Main. Hauptarbeitsfelder: Planung und Auswertung von strömungakustischen Laborversuchen an Stellgeräten, Einsatz von CFD-Programmen zur Strömungsberechnung, Entwicklung und Optimierung von Berechnungs- und Auslegungssoftware für Stellgeräte. Tel.: 069 4009-1796, E-Mail: dvnucec@samson.de





SAMSON AG · MESS- UND REGELTECHNIK · Weismüllerstraße 3 · 60314 Frankfurt am Main
Telefon: 069 4009-0 · Telefax: 069 4009-1507 · E-Mail: samson@samson.de · Internet: <http://www.samson.de>