

The article publishes with the kind permit of the authors. First it was published in *Industrie Armaturen* (The Industrial Valve Journal), 2007, 4, s. 377-384. In November, 2008 the present article was lectured on the Valve World Conference in Maastricht.

Пересмотр стандарта IEC¹ 60534-8-3² в части прогнозирования шума в регулирующих клапанах

Печатается с разрешения авторов. Впервые статья была опубликована в журнале *Industrie Armaturen* (The Industrial Valve Journal), 2007, № 4, с. 377-384. В ноябре 2008 г. текст статьи прозвучал в виде доклада на конференции Valve World в Маастрихте.

Dr. J. Kiesbauer, D. Vnuces, SAMSON AG, Франкфурт, Германия

Введение

Последние изменения в стандарт IEC 60534-8-4 были внесены в 2005 г. И касались они принципиально новой методики прогнозирования гидродинамического шума в регулирующих клапанах, отличающейся большей точностью по сравнению с ранее используемой. В настоящее время 9-ой Рабочей группой подкомитета 65B при МЭК пересматривается действующий стандарт IEC 60534-8-3, определяющий методы прогнозирования аэродинамического шума в регулирующих клапанах, предназначенных для газа и пара. Испытания, описанные в [1], указывают на то, что выполнение требований существующего стандарта может привести к серьезным погрешностям в прогнозировании уровня звукового давления. Такое же заключение было сделано на предыдущем заседании вышеуказанной рабочей группы, а также на семинаре, проводимом журналом Valve World [2]. В статье подробно описываются предлагаемые изменения к стандарту.

Внеся довольно простые изменения в стандарт IEC 60534-8-3, можно сделать его в значительной степени совершенным. Изменения касаются введения коэффициента $A\eta$ и числа Струхаля³ St_p , и то и другое зависит от типа клапана, так же как и поправочный член ΔTL для прогнозирования потерь при передаче в трубопроводе. Другим изменением, упрощающим прогнозирование и делающим его более точным, является введение числа Маха⁴. Эти предложения были представлены всем членам рабочей группы №9 подкомитета МЭК 65B, которые в настоящее время работают над их включением в новую редакцию проекта стандарта IEC 60534-8-3.

¹ IEC (International Electrotechnical Commission) Международная электротехническая комиссия, МЭК.

² IEC 60534-8-3-2000 Клапаны регулирующие для промышленных процессов. Часть 8-3: Шумы. Метод прогнозирования аэродинамического шума, возникающего в регулирующем клапане / *Industrial-Process Control Valves – Part 8-3: Noise Considerations – Control Valve Aerodynamic Noise Prediction Method.*

³ Винсент Струхаль (Vincenc Strouhal) (10.IV.1850 – 26.I.1992) – чешский физик и гидродинамик. Предложил критерий (число Струхаля), связывающий частоту колебаний потока со скоростью направленного течения и характерным размером.

⁴ Эрнст Мах (Ernst Mach) – австрийский физик. Маха число (M-число) – основная характеристика течения газа, равная отношению скорости течения v к скорости звука a в той же точке потока: $M = v/a$. При движении тела в газе M-число равно отношению скорости тела к скорости звука в этой среде.

Dr. Jörg Kiesbauer является директором подразделения научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ фирмы SAMSON AG MESS- UND REGELTECHNIK (Франкфурт на Майне, Германия). Его профессиональная деятельность связана с научными исследованиями и разработками регулирующей арматуры, управляемой электро- или пневмоприводами, и регуляторами прямого действия (пропускная способность, шум, диагностика отказов, оптимизация методов расчета и прогнозирования, разработка программного обеспечения). С 1999 г. J. Kiesbauer приглашается в качестве эксперта для работы в комитете 65B WG 9 при МЭК и в рабочей группе 963 DKE (Немецкая комиссия электрических, электронных и информационных технологий при DIN (Институт стандартизации Германии) и VDE (Союз немецких электротехников)).



Domagoj Vnuces руководитель лаборатории проведения испытаний и испытательных стендов фирмы SAMSON AG, Франкфурт на Майне, Германия.



1. Действующий стандарт IEC 60534-8-3 [5]

Вариант стандарта, действующий в настоящее время, в целом основывается на публикациях Lighthill [3] и Reethoff [4]. Стандарт предписывает следующее:

- Расчет механической энергии потока W_m .
- Расчет коэффициента интенсивности звука η для пяти режимов течения.
- Определение коэффициента акустической энергии r_W (отношение акустической мощности на выходе к акустической мощности внутри клапана).
- Расчет максимума частоты f_p внутреннего шума.
- Расчет уровня внутреннего звукового давления L_{pi} в выходном трубопроводе.
- Расчет трансмиссионных потерь шума TL .
- Расчет уровня звукового давления $L_{pAe,1m}$ в метре от трубопровода со стороны выходного патрубка клапана.



Точность всесторонних лабораторных измерений стандартных клапанов [1] с использованием действующих сегодня методов показана на графике (см. рис. 1):

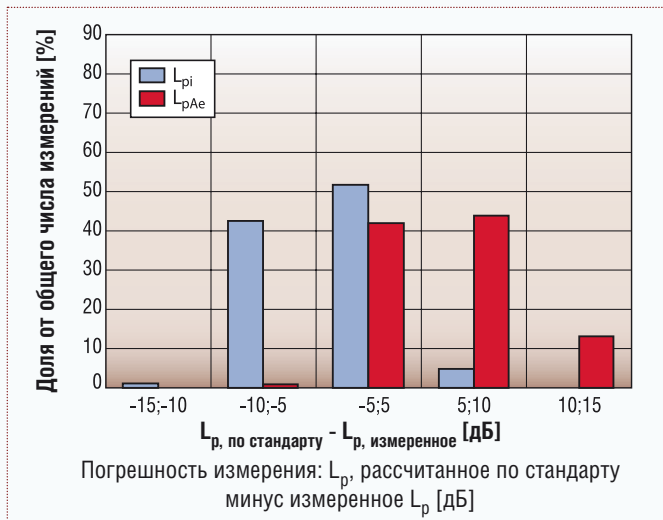


Рис. 1. Точность, достигаемая при использовании действующего стандарта IEC 60534-8-3 [5]

Лишь 42% из всех 3000 измеренных значений уровня внешнего звукового давления $L_{pAe, Im}$ находятся в области погрешностей ± 5 дБ, тогда как 43% – в области погрешностей от 5 до 10 дБ. Т.о., рассчитанный уровень звукового давления часто бывает переоценен на 5-10 дБ.

Далее, если 51% всех расчетных значений уровня внутреннего звукового давления L_{pi} находится в пределах ± 5 дБ, то 42% дают погрешность от -10 до -5 дБ – значит, рассчитанный уровень недооценен.

Такая ситуация, которая находит подтверждение и у других производителей и пользователей, неудовлетворительна и требует изменения.

2. Возможности совершенствования стандарта IEC 60534-8-3

2.1. Внутренний шум в трубопроводе

2.1.1. Основные уравнения

По существу, шум, порождаемый в трубе после клапана, пропорционален удельной энергии потока W_m . Коэффициент пропорциональности называется коэффициентом интенсивности звука η , который зависит от коэффициента давления или коэффициента перепада давления x , фактора F_L для данного клапана и показателя адиабаты γ . Дополнительным фактором, который также оказывает влияние, является тип режима течения (от I до V). Приводимые ниже уравнения не противоречат уравнениям, используемым в стандарте, а имеют те же истоки и приводят к одинаковым результатам. Они используются лишь потому, что представляются более доходчивыми.

Удельная энергия потока зависит от массового расхода \dot{m} и скорости U_{vc} в критическом сечении клапана, т.е. в самом узком месте между плунжером и седлом:

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

Максимально возможным значением W_m является W_{ms} , т.к. скорость потока не может превышать скорость звука c_{vc} в критическом сечении vc^5 :

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

Внутренняя акустическая мощность рассчитывается с использованием η (в действующем стандарте МЭК: $\eta_{IEC, действ.} \cdot r_W$) следующим образом:

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

Уровень внутреннего звукового давления L_{pi} в трубопроводе на выходе клапана (внутренний диаметр D_i) при условии отсутствия акустического отражения за клапаном определяется следующим образом:

$$L_{pi} = 10 \log_{10} \left[\frac{(3.2 \times 10^9) W_a \rho_2 c_2}{D_i^2} \right] \quad (4)$$

Типы режима течения определяются изменением формы струи в областях перед и за критическим сечением. Струи изменяют форму при определенном увеличении коэффициента перепада давления.

В режимах со II по IV числа Маха за vc увеличиваются, в то время как в самом критическом сечении число Маха равно 1 и остается неизменным. В таблице 1 приведены условия пяти режимов течения, как они влияют на число Маха M и на коэффициент интенсивности звука η .

В режиме I скорость потока дозвуковая. Генерация звука имеет характер дипольной струи. Число Маха достигает наибольшей величины в vc , не превышая максимального значения 1. В области за vc поток расширяется, приводя к частичному восстановлению давления (коэффициент F_L).

В режиме II одновременно существуют звуковое и сверхзвуковое течения, что говорит о наличии сильной турбулентности с пространственными пульсациями давления⁶. Восстановление давления прекращается, пока не будет достигнут верхний предел режима II.

В режиме III рост давления неизотропный. Течение сверхзвуковое, преобладает турбулентность с поперечным сдвигом.

В режиме IV пульсации давления слабеют, образуется диск Маха. Преобладает взаимовлияние пульсаций и турбулентности.

В режиме V интенсивность звука остается постоянной.

Коэффициенты перепада давления, определяющие режимы течения, определяются следующим образом (см. также таблицу 1):

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

⁵ vc – vena contracta, типовая аббревиатура для обозначения критического сечения в клапане (прим. перев.).

⁶ В англоязычном источнике применен специальный термин «shock cells», не имеющий точного перевода. Он характеризует определенный механизм течения, при котором в потоке перемежаются области высокого и низкого давления. Картина давления при этом напоминает ударную волну (shock wave), но менее энергетически выражена.

Режим течения	Условие	Число Маха, М	Коэффициент интенсивности звука, η	f _p
I	x ≤ x _C	$\sqrt{\left(\frac{2}{\gamma-1}\right) \left[\left(1 - \frac{x}{F_L^2}\right)^{(1-\gamma)/\gamma} - 1\right]}$	$(1 \times 10^{A_\eta}) F_L^2 M^{3.6}$	$\frac{St_p \cdot M \cdot c_{vc}}{D_j}$
II	x _C < x ≤ x _{vcc}	$\sqrt{\frac{2}{\gamma-1} \left[\left(\frac{1}{\alpha(I-x)}\right)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1\right]}$	$(1 \times 10^{A_\eta}) \frac{x}{x_{vcc}} M^{6.6} F_L^2$	$\frac{St_p \cdot M \cdot c_{vcc}}{D_j}$
III	x _{vcc} < x ≤ x _B	$\sqrt{\frac{2}{\gamma-1} \left[\left(\frac{1}{\alpha(I-x)}\right)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1\right]}$	$(1 \times 10^{A_\eta}) M^{6.6} F_L^2$	$\frac{St_p \cdot M \cdot c_{vcc}}{D_j}$
IV	x _B < x ≤ x _{CE}	$\sqrt{\frac{2}{\gamma-1} \left[\left(\frac{1}{\alpha(I-x)}\right)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1\right]}$	$(1 \times 10^{A_\eta}) \frac{M^2}{2} (\sqrt{2})^{6.6} F_L^2$	$\frac{1.4 \cdot St_p \cdot c_{vcc}}{D_j \sqrt{M^2 - 1}}$
V	x > x _{CE}	$\sqrt{\frac{2}{\gamma-1} \left[(22)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1\right]}$	$(1 \times 10^{A_\eta}) \frac{M^2}{2} (\sqrt{2})^{6.6} F_L^2$	$\frac{1.4 \cdot St_p \cdot c_{vcc}}{D_j \sqrt{M^2 - 1}}$

Таблица 1. Уравнения определения числа Маха, коэффициента интенсивности звука и максимального значения частоты в зависимости от режима течения

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

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

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

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

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

2.1.2 Коэффициент интенсивности звука и введение нового коэффициента – коэффициента уровня Aη

Для адаптации прогнозов и данных измерений дополнительно к коэффициенту интенсивности звука η был введен коэффициент Aη. Это сделано для учета типа арматуры (клапаны запорные, поворотные дисковые затворы, шаровые краны, пробковые краны), ее размера и особенностей конструкции (положение, отношение между размером в седле и номинальным размером, тип золотника и пр.).

В действующем стандарте ИЕС 60534-8-3 установлен коэффициент интенсивности звука, равный –4. Однако он относится лишь к интенсивности звука внутри клапана. Передача внутреннего шума в трубу за клапаном рассчитывается с использованием r_W(η_{ИЕС, действующий} • назначенный r_W).

При измерении уровня внутреннего звукового давления, как это описано в [6], измеряется также уровень внутреннего звукового давления стенки трубы L_{pi}. По существу, если внутреннюю интенсивность звука η_{ИЕС} считать теоретической, то коэффициент акустической энергии r_W мог бы быть определен, исходя из данных измерений. Лучше было бы с самого начала проводить сравнение, используя множитель в виде коэффициента η, относящегося к трубе, поскольку именно данный коэффициент можно определить при измерениях в клапане (значение η_{ИЕС, действующий} • r_W).

Итак, в действующем стандарте ИЕС 60534-8-3 Aη соответствует следующему выражению:

$$A_{\eta, ИЕС, действующий} = -4 + 10 \cdot \log_{10}(r_w) \quad (6)$$

В действующем стандарте коэффициент r_W принимает значения 0.25, 0.5 и 1. В результате, Aη принимает значения –4.6, –4.3 и –4.0 (см. также таблицу 2).

Тип арматуры	Новые		Используются сегодня		
	Aη	St _p	r _W	Aη	St _p
Клапаны проходные, параболический регулирующий элемент	-4.0	0.23	0.25	-4.6	0.2
Клапаны проходные, регулирующий элемент с V-образным сечением	-4.0	0.23	0.25	-4.6	0.2
Клапаны проходные, клеточная конструкция регулирующего элемента	-3.6	0.1	0.25	-4.6	0.2
Клапаны проходные, регулирующий элемент с перфорацией	-4.8	0.1	0.25	-4.6	0.2
Поворотные дисковые затворы	-4.1	0.19	0.5	-4.3	0.2
Пробковые краны	-3.6	0.18	0.25	-4.6	0.2
Краны шаровые с пробкой в виде сегмента, 90°	-3.6	0.18	0.25	-4.6	0.2
Перфорированный регулирующий элемент с постоянным сопротивлением	-4.8	0.1	0.25	-4.6	0.2

Таблица 2. Aη и St_p для различных типов арматуры



Измерения внутреннего шума, показанные на *рис. 1*, использовались для оптимизации значения $A\eta$ – типичного значения, характеризующего конкретный тип арматуры. В серии измерений физических характеристик $A\eta$, конечно же, может определяться и в зависимости от положения регулирующего элемента или величины коэффициента перепада давления. Результаты, полученные при использовании заданных значений, приведены в *таблице 2*, повышение точности расчетов очевидно (см. *раздел 3*).

2.1.3 Частотное распределение и введение переменной St_p числа Струхала

Внутренний шум имеет доминирующий частотный диапазон. Его единица измерения – это теоретически максимальное значение частоты f_p , которое очень нелегко подтвердить данными измерений с помощью спектрального анализа с октавными или третьоктавными частотными диапазонами. Более приемлемо – распределить данные измерений по различным коэффициентам перепада давления и затем определить функцию частотного распределения $L_{pi}(f) - L_{pi}$, которая будет описана далее.

Максимальное значение частоты зависит от эквивалентного диаметра потока струи D_j , и от числа Маха M (см. *таблицу 1*), от типа режима течения и от числа Струхала St_p . Максимальное значение частоты выглядит иначе при сверхзвуковом течении на высоких режимах и при наличии пульсаций давления.

$$D_j = 0.0049 F_d \sqrt{K_v F_L} \tag{7}$$

Параметр типа клапана F_d , также используемый для расчета коэффициента K_v , [10] и при прогнозировании гидродинамического шума в арматуре [9], (типичные значения можно найти в [10]), в значительной степени влияет на диаметр D_j и, следовательно, на максимальное значение частоты f_p . Скорость звука c_{vc} в *vc* также зависит от коэффициента перепада давления, но не может быть менее c_{vcc} .

$$c_{vc} = \sqrt{\gamma \frac{p_1}{\rho_1} \left(1 - \frac{x}{F_L^2}\right)^{(\gamma-1)/\gamma}} \tag{8}$$

$$c_{vcc} = \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma+1} \frac{p_1}{\rho_1}} \tag{9}$$

В литературе приведены значения числа Струхала St_p в диапазоне от 0.1 до 0.3. Поэтому в действующем сегодня стандарте IEC 60534-8-3 было принято среднее значение 0.2.

Подобно $A\eta$, это значение основано, тем не менее, на типе арматуры. Измерение внутреннего шума, приведенное на *рис. 1*, использовалось для оптимизации значения St_p в зависимости от типа арматуры. Результаты приведены в *таблице 2*.

Исследования, проведенные Reethof [4] показали, что уровень давления внутреннего шума, который зависит от частоты, $L_{pi}(f_i)$, можно рассчитать следующим образом:

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

Постоянная c равна 8 для средней частоты третьоктавного частотного диапазона и 3 для октавного диапазона.

На *рис. 2 и 3* показано, как соотносится число Маха M и коэффициент интенсивности звука, если, например, $c = A\eta = -4$.

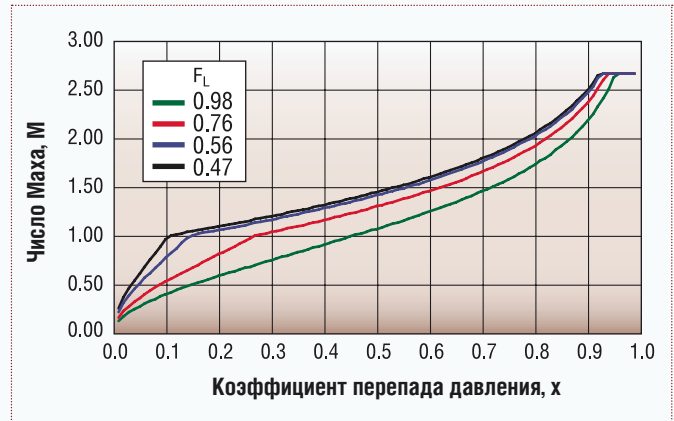


Рис. 2. Число Маха M , приведенное в *таблице 1*, как функция от x при различных значениях F_L

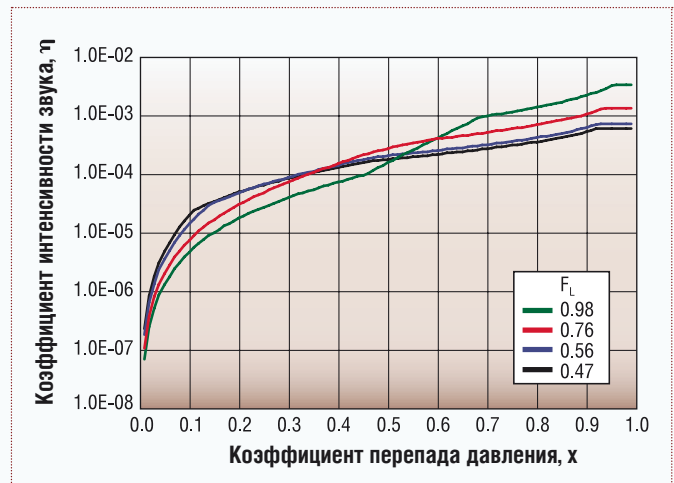


Рис. 3. Коэффициент интенсивности звука η , приведенный в *таблице 1*, как функция от x при различных значениях F_L ($A\eta = -4$)

На *рис. 4* показана зависимость частотного распределения от f/f_p , рассчитанного по уравнению (10).

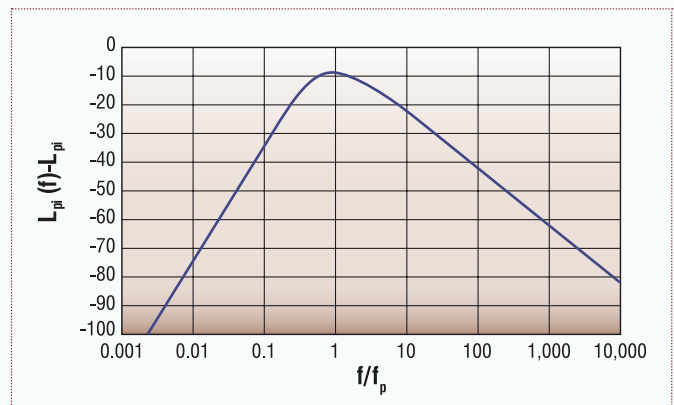


Рис. 4. $L_{pi}(f) - L_{pi}$ как функция от f/f_p , рассчитанного по уравнению (10)

2.2. Внешний шум

Трубопровод поглощает шум, и лишь часть внутренне-го шума выходит наружу. Чтобы его измерить, применя-ется коэффициент потерь при передаче T_L , который сам зависит от частоты. Другими переменными, от которых он также зависит, являются толщина стенки трубы t_p , плотность ρ_2 и скорость звука c_2 сжимаемой среды за кла-паном.

В соответствии с действующим стандартом МЭК коэф-фициент потерь при передаче определяется по-прежнему без поправочного коэффициента ΔTL . В то же время, дан-ные, полученные экспериментальным путем и приведен-ные на **рис. 1**, показывают, что данный поправочный ко-эффициент, который зависит от номинального размера, необходим, и прежде всего для небольших DN.

$$TL(f) = 10 \log_{10} \left[(7.6 \times 10^{-7}) \left(\frac{c_2}{t_p f} \right)^2 \frac{G_x(f)}{\left(\frac{\rho_2 c_2}{415 G_y(f)} + 1 \right)} \right] - \Delta TL \quad (11a)$$

$$\Delta TL = \left\langle \begin{array}{ll} 0 & \text{при } D > 0.15 \\ \frac{16}{(1000 D - 46)^{0.36}} & \text{при } 0.05 \leq D \leq 0.15 \\ 9.7 & \text{при } D < 0.05 \end{array} \right\rangle \quad (11b)$$

Частота в кольцеобразном пространстве трубы (час-тота «звона») f_r и совпадение частот трубы f_o и f_g , входя-щих в нее, определяются следующим образом:

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

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

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

В действующем стандарте МЭК ΔTL равно 0. Значения $G_x(f)$ и $G_y(f)$ приведены в **таблице 3**:

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

Таблица 3. Значения $G_x(f)$ и $G_y(f)$

Уровень звукового давления, зависящий от частоты, $L_{pe,1m}(f_i)$, в одном метре от трубопровода за клапаном рассчитывается следующим образом:

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

Суммарный уровень звукового давления $L_{pAe,1m}$ опре-деляется взвешенным суммированием (под логарифмом, в линейной шкале) всех отдельных уровней звукового давления с соответствующими весовыми коэффициента-ми A :

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

где:

$i_{1...N}$ = индексация средней частоты третьоктавного диапазона, для следующих частот (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} = весовой коэффициент A для средней частоты f_i третьоктавных диапазонов (-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).

Действующий стандарт предлагает другой подход. Ко-эффициент потерь при передаче рассчитывается только при максимальном значении частоты f_p , а вместо взве-шенного с коэффициентами A влияния других частот ис-пользуется постоянная, равная 5 дБ:

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

Это константа (5 дБ) некорректна для частотных зависи-мостей, отличных от рассчитанной по уравнению (10), или заключенных в узкой окрестности частоты «звона» и макси-мальной частоты. Таким образом, наиболее точным будет расчет, выполненный с помощью уравнений (12) и (13).

До сих пор рассматривался шум, генерируемый внутри клапана. Однако при высоких скоростях на выходе кла-пана – больше 0,3 Маха – за клапаном действуют другие источники шума, которые появляются при изменении режима течения и смещении пульсации давления, на-пример, в расширение трубы. Эти эффекты, в общем-то, вполне возможные, принимает во внимание и действующ-ий стандарт. Но в новом варианте стандарта это озна-чает, что более высокий уровень внутреннего звукового давления L_{pis} , связан с иным спектром частоты $L_{piR}(f_i)$, из чего следует:

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

В данной статье не рассматриваются другие уравнения расчета $L_{piR}(f_i)$, поскольку речь идет о шуме в клапане, когда число Маха на выходе ниже 0.3. Для предотвраще-ния возникновения таких критических условий необхо-димо тщательно подбирать размер клапана.



2.3 Действия, касающиеся специальной арматуры

В действующем стандарте ИЕС 60534-8-3 определяются коэффициенты давления для специальной арматуры со ступенчатым снижением давления, например, на последней ступени на выходе клапана, и уровень шума прогнозируется именно для данной ступени. Влияние других ступеней снижения давления принимается во внимание путем использования поправочного коэффициента, который зависит от количества ступеней.

Однако существует ряд разновидностей клапанов, не включенных в стандарт, например, «бесшумных» клапанов, имеющих устройства дробления потока, вроде изображенного на рис. 5.

В таких случаях поможет следующая последовательность действий.

Используя данные измерений внутреннего шума, выполненных с учетом требований стандарта ИЕС 60534-8-1 [6], L_{pi} и $L_{pi}(f_i)$ измеряются относительно коэффициента перепада давления x . Чтобы быть уверенным в том, что дополнительные источники шума сведены к минимуму, число Маха на выходе клапана должно быть меньше 0,3. Тем самым можно получить следующие переменные:

- Коэффициент интенсивности звука η , полученный экспериментальным путем, как функция от x .
- Возможно новую кривую функции $L_{pi}(f_i) - L_{pi}$ (и даже, может быть, новое значение числа Струхала St_p).

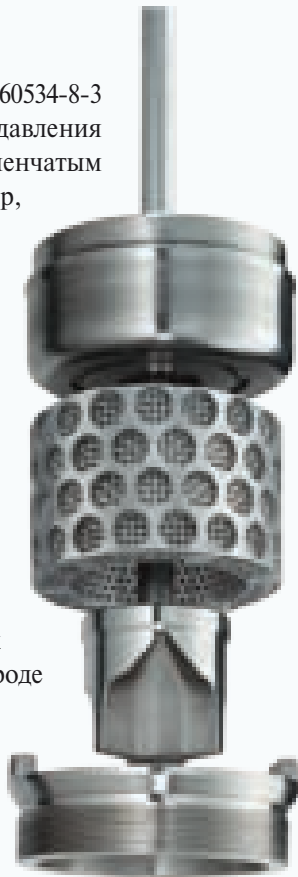


Рис. 5. «Бесшумный» клапан с устройством дробления потока

Используя данную информацию (отчасти и без использования теоретических уравнений), можно прогнозировать шум для любых условий эксплуатации.

2.4 Другой способ расчета числа Маха

Расчет числа Маха M из таблицы 1 для режима I, вытекает из преобразования энергии в клапане, однако основан на предположении о несжимаемости среды, и поэтому на значении F_L . Коэффициенты K_v , применяемые в уравнениях стандарта МЭК, взяты из работ, выполненных DeFillipis [7]. В данном случае уже используется более правильное значение – x_T . В немецком стандарте VDMA⁷ [8] приведены уравнения DeFillipis, из которых следует:

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

$$x_{cr} = 1 - \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \frac{x_T \gamma^{0.442/1.4}}{(0.31+0.122\gamma)^2} \quad (16b)$$

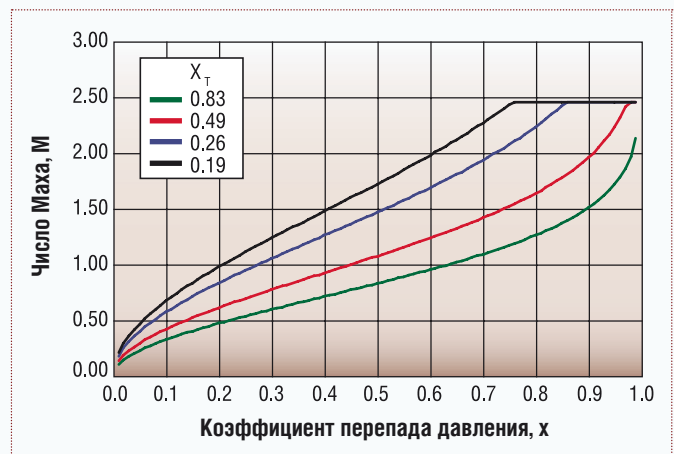


Рис. 6. Число Маха M , приведенное в таблице 5, как функция от x при различных значениях x_T

⁷ VDMA (Verein Deutscher Maschinen- und Anlagenbaubetriebe) – Обьединение немецких машиностроительных предприятий

Режим течения	Условие	Число Маха, М	Коэффициент интенсивности звука, η	f_p
I	$x \leq x_C$	$M = \sqrt{\frac{\log_{10}(1-x)}{\log_{10}(1-x_{cr})}} \leq \sqrt{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}$	$(1 \times 10^4 \eta) \cdot 1.176 x_T \cdot M^{3,6}$	$\frac{St_p \cdot M \cdot c_{vc}}{D_j}$
II	$x_C < x \leq x_{vcc}$	$M = \sqrt{\frac{\log_{10}(1-x)}{\log_{10}(1-x_{cr})}} \leq \sqrt{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}$	$(1 \times 10^4 \eta) \cdot \frac{x}{x_{vcc}} M^{7.764 x_T}$	$\frac{St_p \cdot M \cdot c_{vcc}}{D_j}$
III	$x_{vcc} < x \leq x_B$	$M = \sqrt{\frac{\log_{10}(1-x)}{\log_{10}(1-x_{cr})}} \leq \sqrt{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}$	$(1 \times 10^4 \eta) M^{7.764 x_T}$	$\frac{St_p \cdot M \cdot c_{vcc}}{D_j}$
IV	$x_B < x \leq x_{CE}$	$M = \sqrt{\frac{\log_{10}(1-x)}{\log_{10}(1-x_{cr})}} \leq \sqrt{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}$	$(1 \times 10^4 \eta) M^{7.764 x_T}$	$\frac{1.8 St_p M c_{vcc} \cdot \sqrt{\alpha \cdot (1-x)}}{D_j}$
V	$x > x_{CE}$	$M = \sqrt{\frac{\log_{10}(1-x)}{\log_{10}(1-x_{cr})}} \leq \sqrt{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}$	$(1 \times 10^4 \eta) M^{7.764 x_T}$	$\frac{1.8 St_p M c_{vcc} \cdot \sqrt{\alpha \cdot (1-x)}}{D_j}$

Таблица 4. Уравнения для числа Маха M , коэффициента интенсивности звука и максимальной частоты с учетом использования новых методов расчета числа Маха в соответствии с уравнениями (16a, 16b)

Тип арматуры	Новые значения	
	$A\eta$	St_p
Клапаны проходные, параболический регулирующий элемент	-3.5	0.23
Клапаны проходные, регулирующий элемент с V-образным сечением	-3.5	0.23
Клапаны проходные, клеточная конструкция регулирующего элемента	-3.25	0.1
Клапаны проходные, регулирующий элемент с перфорацией	-4.55	0.12
Поворотные дисковые затворы, плоский диск, 60°	-3.55	0.19
Пробковые краны	-3.35	0.18
Краны шаровые с пробкой в виде сегмента, 90°	-3.35	0.18
Перфорированный золотник с постоянным сопротивлением	-4.55	0.12

Таблица 5. $A\eta$ и St_p для различных типов арматуры с учетом нового расчета числа Маха, приведенного в таблице 4

На рис. 6 показано число Маха M как функция от x и x_T .

По данным DeFillipis, x_T – приблизительно равно $0.85 \times F_L^2$, то есть, строго говоря, все уравнения могут быть преобразованы как функция x_T . В принципе, число режимов течений можно было бы сократить (т.к. режимы IV и V идентичны).

Для этого, однако, необходимы новые значения $A\eta$ и St_p , которые приведены в таблице 5:

3. Результат нового подхода – повышение точности измерений

Все изменения стандарта IEC 60534-8-3, изложенные в разделах 2.1 и 2.2, приводят к значительному улучшению точности измерений, что наглядно видно из рис. 7.



Рис. 7. Точность расчетов по стандарту IEC 60534-8-3 с внесенными изменениями, представленными в разделе 2 (таблица 1, таблица 2, ΔTL – см. уравнение (11))

После внесения изменений 86% из 3000 измеренных значений уровня внутреннего звукового давления L_{pi} находятся в пределах погрешностей ± 5 дБ, и лишь по 7% попадают в область погрешностей от -10 до -5 дБ и от 5 до 10 дБ.

При уровне внешнего звукового давления $L_{pAe,1m}$, 79% всех расчетных значений находятся в пределах поля допуска ± 5 дБ, и только 17% попадают в область погрешностей от 5 до 10 дБ.

На рис. 8 и 9 выведены кривые реальных примеров расчета и прогнозирования шума. Отчетливо видно, что точность измерений внутреннего и внешнего шумов стала более высокой.

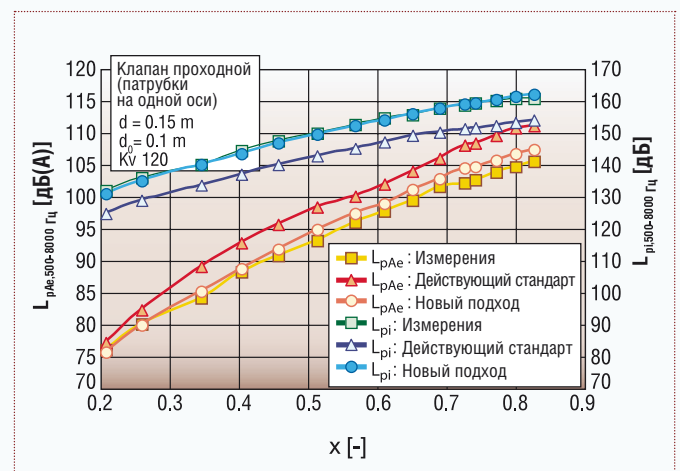


Рис. 8. На примере клапанов проходных с патрубками на одной оси (измерение воздуха)

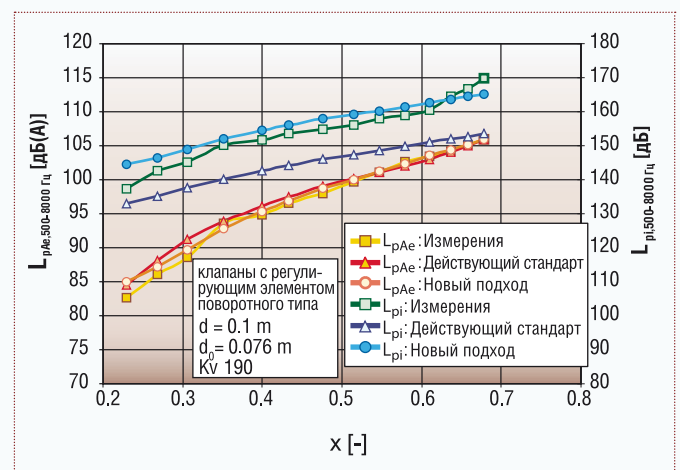


Рис. 9. На примере клапанов проходных с патрубками на одной оси с регулирующим элементом поворотного типа (измерение воздуха)

Заключение

Действующий ныне стандарт IEC 60534-8-3 может быть в значительной степени усовершенствован внесением в него абсолютно беспристрастных и простых изменений. Изменения касаются введения коэффициента



уровня A_n и числа Струхала St_p , оба показателя зависят от типа клапана, а также от поправочного коэффициента ΔTL , предназначенного для учета трансмиссионных потерь шума в трубопроводе. Еще одно упрощение связано с более аккуратным расчетом числа Маха в клапане.

Новый подход был представлен членам 9 рабочей группы подкомитета МЭК 65В, которые в настоящее время

вносят соответствующие изменения в новую редакцию проекта стандарта IEC 60534-8-3⁸.

⁸ По данным сайта МЭК 3-е издание стандарта IEC 60534-8-3 с введенными изменениями намечено к изданию в июне 2010 г. (<http://www.iec.ch/cgi-bin/procgi.pl/www/iecwwwp?wwwlang=E&wwwprog=pro-det.p&He=IEC&Pu=60534&Pa=8&Se=3&Am=&Fr=&TR=&Ed=3>).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Vnucse D., Kiesbauer J.: Оценка точности расчета с учетом требований стандартов по прогнозированию шума в регулирующих клапанах / Übersicht über die Genauigkeit von Schallberechnungsnormen bei Stellgeräten (Evaluating the calculation accuracy provided by the relevant noise prediction standards for control valves), Automatisierungstechnische Praxis 44, Issue 7, p. 42-47.

[2] Надежность регулирующих клапанов. Материалы семинара / Control Valve Reliability Seminar, Valve World 2005, Maastricht

[3] Lighthill M.G.: Шум струи / Jet noise, A/AA Journal, p. 1507-1517, Vol. 1 (7), 1963.

[4] Reethof G., Ward W.C.: Методы прогнозирования шума, основанные на фундаментальных началах / A Valve Noise Prediction Method Based On Fundamental Principles, Journal Of Vibrations, Acoustics, Stress, And Reliability in Design, ASME, July 1986.

[5] IEC 60534-8-3: Клапаны регулирующие для промышленных процессов. Шумы. Метод прогнозирования аэродинамического шума, возникающего в регулирующем клапане / Industrial process control valves: Noise considerations – Control valve aerodynamic noise prediction method, July 2000.

[6] IEC 60534-8-1: Клапаны регулирующие для промышленных процессов. Шумы. Лабораторное измерение аэродинамического шума, возникающего в регулирующем клапане / Industrial process control valves: Noise considerations – Laboratory measurements of noise generated by aerodynamic flow through control valves, September 2005.

[7] De Filippis Luigi: Теория потока в регулирующем клапане и выбор размера клапана / Control Valve Flow Theory and Sizing, ISA Transaction, Vol. 13, No. 4, 1974, pp. 347-368.

[8] Руководство по расчету шума: клапаны регулирующие и отсекающие / Guidelines for noise calculation: control valves and shut-off valves, VDMA-Einheitsblatt 24422, Recommended Practices, Beuth Verlag, Berlin, 1989.

[9] IEC 60534-8-4: Клапаны регулирующие для промышленных процессов. Шумы. Прогнозирование аэродинамического шума / Industrial process control valves: Noise considerations – Prediction of noise generated by hydrodynamic flow, August 2005.

[10] IEC 60534-2-1: Клапаны регулирующие для промышленных процессов. Пропускная способность. Уравнения расхода при заданных условиях / Industrial process control valves: Flow capacity – Sizing equations for fluid flow under installed conditions, September 1998.

[11] Baumann H.D.: Прогнозирование уровней низкого шума в регулирующих клапанах с учетом шумов от находящегося за клапаном трубопровода / 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.: Определение максимального значения внутренней акустической частоты, генерируемой дроселирующим клапаном, для расчета потери передачи трубопровода / 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.