

От редакции

Оригинальная статья была опубликована в журнале Valve World, November 2016, p. 111 (www.valve-world.net). Перевод Т.С. Складовой.

Оценка аэродинамического шума – это просто: почему бы и нет?

Hans Baumann

Снижение уровня звукового давления (далее – уровня шума), создаваемого потоком среды, проходящей через регулирующий клапан, до уровня, допускаемого нормативами по организации рабочего места и безопасного для окружающей среды, – важнейшая задача конечных потребителей. Невзирая на все усилия производителей, в действующих на сегодняшний день стандартах отсутствуют более или менее точные способы и методики определения уровня шума. В настоящей статье автор предлагает методику, которая не только легко применима на практике, но и отличается высокой точностью расчетов.

» Дабы привести к единообразию требования промышленных стандартов и стандартов, разработанных различными обществами, рабочая группа WG9 технического комитета TC65B МЭК (Международной электротехнической комиссии) разработала и выпустила стандарт IEC 60534-8-3 [1]. При том что стандарт внес ясность в понимание проблемы в целом, разногласия и расхождения все-таки остались. Уровень шума рассчитывается для каждой конструкции по определенной методике. И с целью оценки точности таких расчетов, был проведен опрос. По результатам опроса, проведенного ведущими специалистами в регулирующей арматуре J. Kiesbauer и D. Vnucic (SAMSON AG), опубликованного в статье в январе 2008 г. [2], – лишь в 42% рассмотренных случаев погрешность оценки составила ± 5 дБ, в 12% случаев погрешность прогнозирования находилась в диапазоне от 10 до 15 дБ, несмотря, казалось бы, на применение всех 45 уравнений, предложенных в стандарте. Такие погрешности абсолютно недопустимы. Оба автора предложили доработать стандарт (он опубликован в 2010 г.) путем внесения дополнительных уравнений и справочных та-



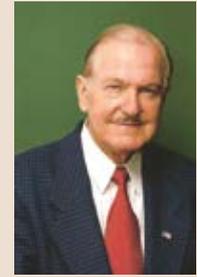
блиц – сущий кошмар с точки зрения программиста. До сих пор, не взирая на усилия, достойные всяческого уважения, по оценкам независимой стороны, точность расчетов по новому стандарту только в самой малой степени изменилась в лучшую сторону для арматуры поворотного типа и совсем не изменилась для клапанов регулирующих. При всем уважении – большая часть процитированных и проанализированных ошибок являются следствием неточного ввода (задания) исходных данных.

Одна из основных причин кроется в коэффициенте F_d , равном отношению гидравлического диаметра и реального диаметра одного или не-

скольких отверстий, вследствие того, что многие компании не публикуют данных для определения F_d , а в справочных таблицах приводятся данные только для полного хода (100%). И в случае если, например, коэффициент F_d был бы принят равным 0,5, а на самом деле он равен 0,2, итоговая ошибка может составить 8 дБ. Другая, не менее важная, проблема возникает, если игнорируются или пренебрегаются высокие скорости на выходе клапана [3]. Данные скорости не должны превышать тридцати процентов от скорости звука для стандартного узла затвора или двадцати процентов для узла затвора с низким уровнем

Об авторе

Dr. Baumann, в прошлом вице-президент компании Masoneilan and Fisher Controls, работает международным консультантом. Его признали одним из пятидесяти лучших и влиятельных изобретателей, он правообладатель более 100 патентов США и автор свыше 140 публикаций и 7 книг, включая вышедший уже четвертым изданием «Учебник по регулирующей арматуре» (Control Valve Primer). Он также соавтор двух справочников по акустике и удостоен статуса почетного члена ISA и члена ASME. C Dr. Baumann можно связаться по адресу: hdbaumann@att.net.



шума (см. **рис. 5**), в противном случае придется смириться с погрешностью в прогнозировании свыше 10 дБ. Ниже приведен наипростейший способ определения числа Маха на выходе:

$M_{на\ выводе} = 1,25 \times 10^{-5} \times P_1 \times C_v \times F_L / D_i^2 \times P_2$. (D_i – диаметр клапана в метрах и P_1 – абсолютное давление в барах). И мне пришло в голову, что должен же существовать какой-то простой способ оценки шума не только без потери, но даже несколько улучшающий точность прогноза. Тогда управлять расчетами вполне можно было бы, имея электронный калькулятор или смартфон. Вот что получилось из этой затеи.

Предложенный способ

Читатели, наверное, помнят, что в предыдущей статье, опубликованной в прошлом году [4], о прогнозировании кавитационного шума, утверждалось, что кавитация относится к процессу аэродинамики, а уровень звука (характеристика наклона кривой) при течении кавитирующего потока в шесть раз мощнее по сравнению с уровнем звука при докавитационном потоке, или значение LA_e пропорционально $60 \log(10X)$; где X равно отношению давлений $(P_1 - P_2) / P_1$. Здравый смысл подсказывает, что тот же принцип применим и к прогнозированию уровня аэродинамического звука, и это сработало. Хотя все же один параметр (модификатор) необходим: существует разница между перепадом давления внутри клапана (в узком сечении) и перепадом давления, который мы имеем снаружи (между входным

и выходным патрубками). Внутри клапана звуковая скорость зарождается при более низком давлении, чем снаружи. Причина – в восстановлении давления, величина которого выражается посредством коэффициента восстановления давления F_L . Учитывая это, следует внести поправку в шестикратное увеличение мощности; следовательно, характеристика наклона кривой уровня аэродинамического звука снаружи трубы будет определяться как $F_L \times 60 \log(10X)$. Как будет показано далее, данную зависимость можно применять даже для клапанов с расширенными выходными патрубками при условии, что скорость на выходе ограничена.

На **рис. 1** приведены результаты испытаний шарового крана размером 8" с V-образным проходным сечением в шаре с перекрытием проходного сечения $F_L \times 60 \times \log(10X)$. В данном случае кривая пропорциональна $36 \log(10X)$, так как $F_L = 0,6$. Как видно, две кривые практически

совпадают. Испытания проводились при низком давлении, когда абсолютное давление на выходе остается постоянным и равным 1 бару. В данном случае переменным является давление на входе.

Теперь, чтобы воспользоваться преимуществом характеристик наклонов кривых, необходимо иметь «базовый уровень». В настоящем предложении за базовый уровень принимается условие, при котором давление на выходе четко равно половине давления на входе. Кто-то может спросить, почему именно такое соотношение? Ответ таков – потому что при данном соотношении в узком сечении (в зоне «vena contracta») всегда будет иметь место скорость звука, независимо от заданного коэффициента F_L . Скорость звука, а также плотность – это лишь функция от P_1 . Поэтому мы можем обойтись без множества других уравнений. Тогда и расчет уровня звука становится очень простым, как будет видно из дальнейших уравнений.

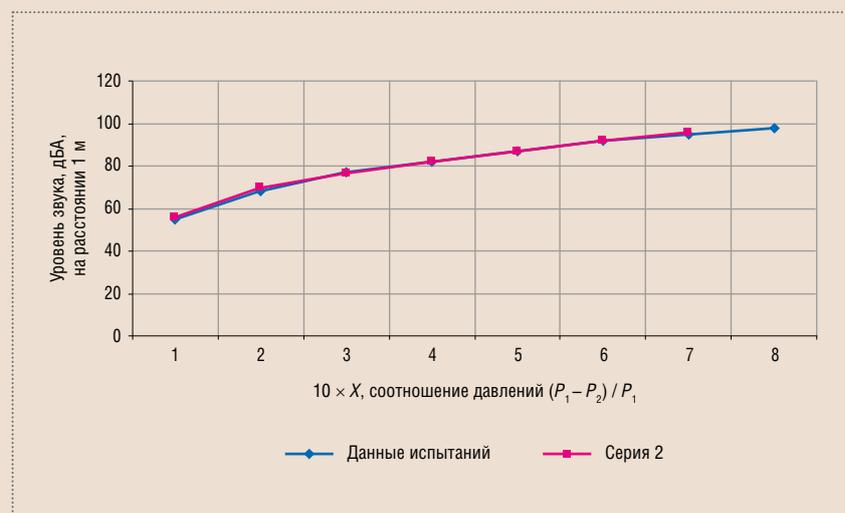


Рис. 1. Шаровой кран DN 8" с V-образным (сегментированным) проходным сечением в пробке, трубопровод 16", $C_v = 134$, P_1 – от 1,1 до 6 бар (a_0 , $F_L = 0,6$, $F_d = 0,4$, $P_2 = 1$ бар (абс.))

Как только установлен базовый уровень $0,5 \times P_1$, звук при других фактических соотношениях давления может быть установлен путем прибавления или вычитания $FL \times 60 \times$ логарифм от фактического давления X , деленного на $0,5$. Для этого нужно только добавить корректное значение давления на выходе (при постоянном P_1), или переменное значение давления на входе (при постоянном P_2), а об остальном позаботятся уравнения. Прежде всего, исходя из P_1 , базовый уровень звука рассчитывается с использованием $0,5 P_1$ в качестве давления на выходе в уравнении **A** (ниже). После чего, в работу включается фактическое значение P_2 для расчета уровня звука для реального значения P_2 по уравнению **D**.

Исходные данные

- Независимо от способа расчета, необходимы следующие исходные данные:
- Давление на входе P_1 , бар абс.
- Давление на выходе P_2 , бар абс.
- Требуемая пропускная способность C_v ($0,86 K_v$).
- Коэффициент восстановления давления FL .
- Модификатор типа клапана Fd .
- Температура на входе клапана t , °C.
- Молярная масса M (см. табл. 1).
- Удельный вес газа G_g (воздух = 1).
- Скорость звука в газе c_i (343 м/с для воздуха).
- Коэффициент акустической мощности r_w (0,5 для арматуры поворотного типа, 0,25 – для остальной арматуры).

Данные трубопровода

Следует отметить, что данные должны относиться к трубопроводу на выходе, даже если его размер больше размера арматуры.

- Внутренний диаметр, м.
- Толщина стенки трубопровода, м.
- Плотность материала трубопровода ρ_p (7800 кг/м³ для стали).

- Скорость распространения звука в материале трубопровода c_p (5000 м/с для стали).

Предварительные расчеты

- Диаметр струи в зоне «vena contracta»,
 $D_j = 0,0045 \times Fd \times (C_v \times FL)^{0,5}$, м.
- Плотность газа на входе клапана,
 $\rho_1 = M \times P_1 \times 16,5 / (t + 460)$, кг/м³.
- Поправка для А-нагруженных внешних частот,
 $A = 5 - 1 \times f_p / 6000$, дБ.
Примечание: не может быть меньше 0,1.
- Пиковая частота звука (внутренняя), $f_p = 0,2 \times c_i / D_j$, Гц.
- Частота совпадения («звона») трубы, $f_r = 5000 / 3,14 \times D_i$, Гц.

- Резонансная частота трубопровода (внутренняя),
 $f_o = f_r \times c_i / 4 \times 343$, Гц.

Формула

Нижеприведенная формула позволяет рассчитать уровень шума на расстоянии 1 м от стенки стальной трубы.

A. Общий уровень шума в дБ (внутреннего) при соотношении давлений $X \times 0,5$:

$$Lp_{i0,5} = 10 \log [c_i^3 \times 4 \times 10^2 \times P_1 \times FL^2 \times \rho_1 \times r_w \times C_v \times G_g^{0,5} / D_i^2]$$

B. Общие трансмиссионные потери при передаче по трубопроводу в дБ при частоте совпадений, включая поправку расстояния 1 м:

$$TLf_{o0,5} = 10 \log [9 \times 10^5 \times t_p^2 \times (0,5 \times P_1 + 1) / D^3]$$

Таблица 1. Основные переменные на входе

Газ / пар	Скорость звука, м/с (при 20 °C и 1 атмосфере)	Удельный вес, Gg	Молярная масса, М
Воздух	343	1,000	28,97
Насыщенный пар	478	0,620	18,02
Перегретый пар	571	0,580	
Гелий	956	0,138	4,00
Кислород	332	1,100	32,00
Азот	349	0,970	28,00
Метан	466	0,554	16,04

Пример решения

Клапан с проходным корпусом 0,100 м, $C_v = 85,5$, $F_L = 0,78$; $Fd = 0,41$, трубопровод 0,100 м, $t_p = 0,006$ м.

$P_1 = 18,3$ бар (абс.) $P_2 = 4,6$ бар.

Результат предварительного расчета: $D_j = 0,016$ м.

$\rho_1 = 18,32$ кг/м³, $f_p = 4182$ Гц, $f_o = 3981$ Гц, $f_r = 15923$ Гц.

$A = 4,3$ дБ, поэтому:

$$\begin{aligned} \mathbf{A.} \quad Lp_{i0,5} &= 10 \log [c_i^3 \times 4 \times 10^2 \times P_1 \times FL^2 \times \rho_1 \times r_w \times C_v \times G_g^{0,5} / D_i^2] = \\ &= 10 \log [343^3 \times 400 \times 18,3 \times 0,78^2 \times 18,32 \times 0,25 \times 85,5 \times 1 / 0,100^2] = \\ &= 158,47 \text{ дБ} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \mathbf{B.} \quad TLf_{o0,5} &= 10 \log [9 \times 10^5 \times t_p^2 \times (0,5 \times P_1 + 1) / D^3] = \\ &= 10 \log [9 \times 10^5 \times 0,006^2 \times (9,15 + 1) / 0,100^3] = 55,1 \text{ дБ} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \mathbf{C.} \quad \Delta TLf_{p0,5} &= [20 \log (f_p / f_r) + 13 \log (f_r / f_o)] = \\ &= [120 \log (4182 / 15923) + 13 \log (15923 / 3981)] = -3,05 \text{ дБ} \end{aligned}$$

Принимаем $\Delta TLf_{p0,5} = 0$, так как частота совпадения («звона») превышает пиковую частоту.

$$\begin{aligned} \mathbf{D.} \quad LAe &= Lp_{i0,5} - TLf_{p0,5} - \Delta TLf_{p0,5} + A + F_L 60 \log (P_1 - P_2 / 0,5 \times P_1) = \\ &= 158,47 - 55,1 + 0 + 4,25 + (0,78 \times 60) \times \log (18,3 - 4,6 / 0,5 \times 18,3) = \\ &= 115,8 \text{ дБА} \end{aligned}$$

С. Коэффициент затухания трансмиссионных потерь шума (поправка на f_p) в дБ. Примечание: $\Delta T L f_{p0,5}$ не может быть отрицательным (при отрицательных значениях принимайте равным 0):

$$\Delta T L f_{p0,5} = [20 \log (f_p / f_r) + 13 \log (f_r / f_0)]$$

Д. Уровень внешнего звукового давления в дБА на расстоянии 1 м от стенки трубопровода и для любых заданных соотношений P_1/P_2 :

$$L A e = L p_{i0,5} - T L f_{o0,5} - \Delta T L f_{p0,5} + A + F_L 60 \log (P_1 - P_2 / 0,5 \times P_1)$$

Для наглядности применения уравнений – см. **Пример решения.**

Результаты испытаний, приведенные на **рис. 2**, графически отображают характеристику вышеописанного клапана при соотношении давлений P_1/P_2 (18,3/4,6), равном 4, замеренный уровень звукового давления составил 112 дБА, погрешность прогноза 3,8 дБ. Характеристика наклона фактической кривой, полученная по результатам испытаний, указывает, что фактическое значение F_L могло бы быть 0,65 вместо 0,78. При использовании данного значения погрешность прогноза могла бы быть уменьшена до 2,8 дБ.

Подобные результаты можно видеть на **рис. 3** и **4**. На **рис. 3** приведены результаты испытаний клапана с проходным корпусом размером 12" с противозумным узлом затвора. Несмотря на то, что в некоторых точках испытаний погрешность прогноза составила 6 дБ, в целом характеристика наклона кривой (вид характеристики) вполне отвечает прогнозам $F_L \times 60 \log$. Например, между $X = 0,5$ ($P_1/P_2 = 2$) и X , равному 0,89 ($P_1/P_2 = 9$), увеличение прогнозировалось в 11,7 дБ; в то время как фактическое увеличение составило около 12,5 дБ.

Данные на **рис. 4** приведены для подтверждения того, что прогнозируемые характеристики наклона кривой можно применять для соотношения давлений ниже критического (в данном случае величины X находятся в диапазоне от 0,45 до 0,015).

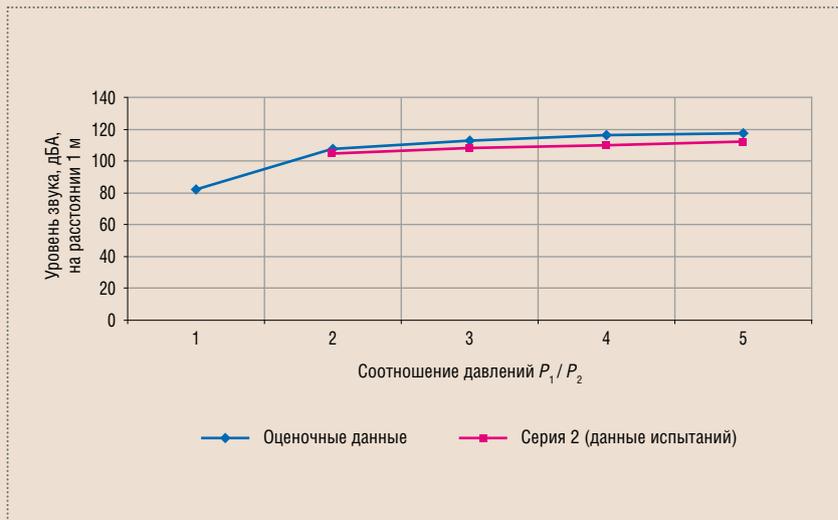


Рис. 2. Клапан с проходным корпусом DN 4", $C_v=85,5$, $F_L=0,35$, трубопровод 4", $P_1=18,3$ бар (абс.), P_2 = переменное значение

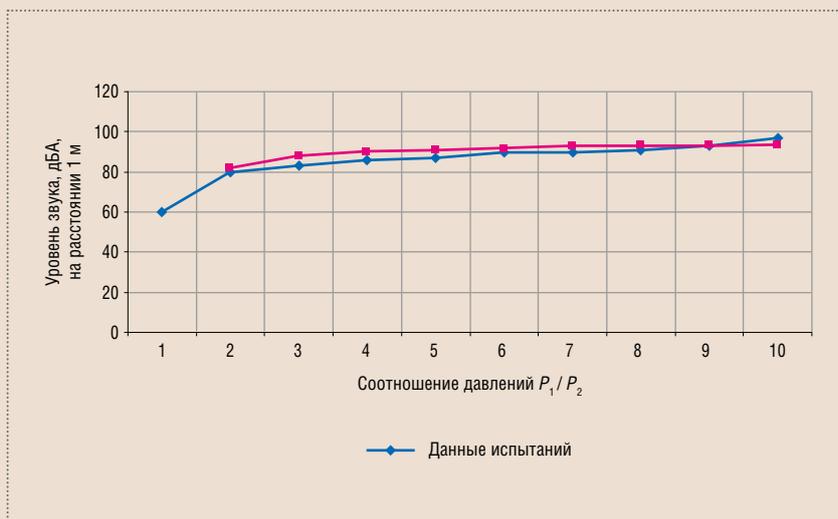


Рис. 3. Клапан с проходным корпусом DN 12", плунжер перфорированный, $C_v=79,5$, $P_1=14,8$ бар (абс.), $F_L=0,8$, $F_d=0,0687$, $t_p=0,0095$ м

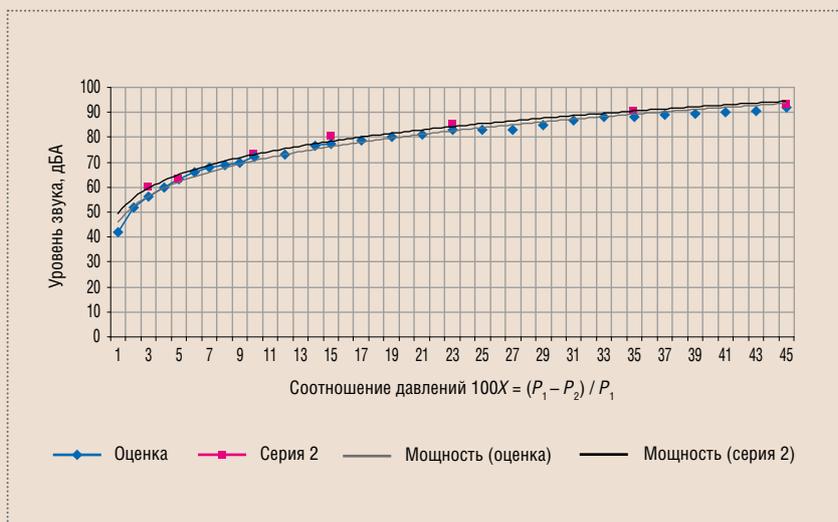


Рис. 4. Шаровый кран DN 4" с V-образным (сегментированным) проходным сечением в пробке, P_1 – переменное, $P_2=1$ бар (абс.), $F_L=0,5$, $C_v=320$, $F_d=1$, угол открытия (поворота) + 90 градусов

Применение метода расчета к другим газам

Вышеприведенные уравнения работают не только для воздуха, но и для других газов при условии, что будут вводиться точные данные о скорости звука, молярной массе и удельном весе в соответствии с табл. 1.

Kurt Roth, некогда работавший в MASONILAN Co., проделал заслуживающую всяческой похвалы и благодарности работу по измерению уровней звука, генерируемых различными газами, в частности гелием и аргоном. Он обнаружил, что, если учитывать специфические характеристики среды, то результаты практически совпадают с полученными по действующим уравнениям МЭК, при условии, что не было прибавки 5 дБ к внешним А-нагруженным поправкам. Что вполне ожидаемо, поскольку, в отличие от двухатомных газов, например, воздуха, для гелия характерно наличие частоты совпадения (резонансной частоты) трубопровода, умноженной на частоту «звона» и, в результате чего, внешние пиковые частоты полностью находятся за пределами нормального А-нагруженного диапазона.

На рис. 5 приведены данные одного из испытаний Kurt Roth, подтверждающие справедливость применения предложенного метода для гелия. Как и следовало ожидать, методика расчета справедлива, по крайней мере, для соотношения P_1/P_2 , равного 5 (Хдо 0,8). Причина в том, при соответствующем давлении на входе 6 бар (абс.) (речь идет об испытании при низком давлении, когда P_2 остается постоянным при окружающих условиях) число Маха на выходе клапана превышает 0,3, а при давлении на входе 13 бар – даже 0,7, порождая погрешность примерно в 15 дБ. Следует учесть: **предложенный метод не предусматривает прогнозирование уровня звука при большом числе Маха на выходе, так как он не является рекомендованной практикой.**

Предупреждение

Нельзя использовать регулирующие клапаны, если число Маха превышает 0,3 (при увеличении объема на выходе клапана). На рис. 6 приведен пример для клапана диаметром 4" (синим цветом), установленного на трубопроводе диаметром 8 дюймов. Следует отметить, что прогнозируемый уровень звука практически совпадает с полученным экспериментальным путем результатом, за исключением условия, когда соотношение давлений P_1/P_2 равно приблизительно 4,5, когда фактические данные разнятся

с прогнозируемыми и при малых значениях соотношения давлений, когда можно ожидать влияния шума окружающей среды. Причина отклонения – высокая скорость в выходном патрубке клапана размером 4" создает вторичный источник звука внутри трубопроводорасширителя (более подробно – см. Список литературы, работа под номером 3). График подтверждает, что ограничение числа Маха со стороны МЭК до 0,2 касается арматуры с противозумной конструкцией узла затвора.

Исходя из сказанного, предложенный метод расчета может применяться как для арматуры, совпадаю-

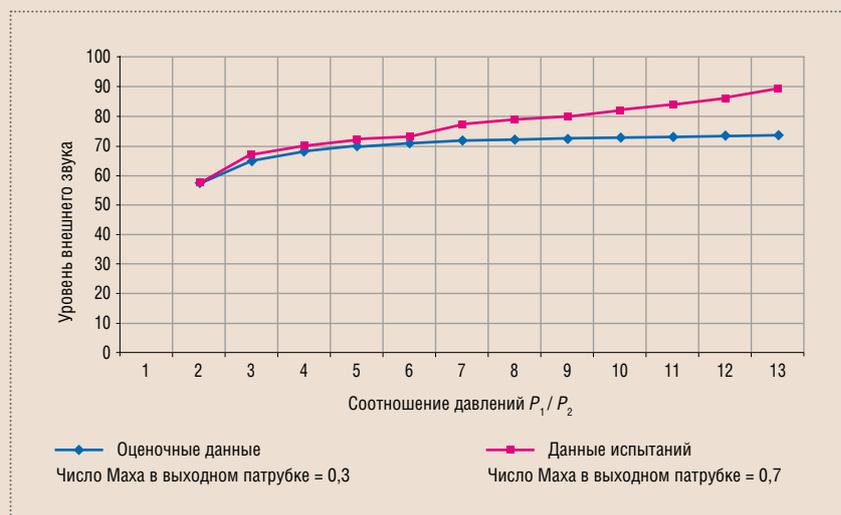


Рис. 5. Клапан с проходным корпусом DN 2", плунжер с многоступенчатым снижением давления, $C_v = 12$, $P_2 = 1$ бар (абс.). P_1 – переменная величина, $F_L = 1$, $F_d = 0,07$, $C_i = 956$ м/с, плотность = $0,138$ кг/м³, среда – гелий

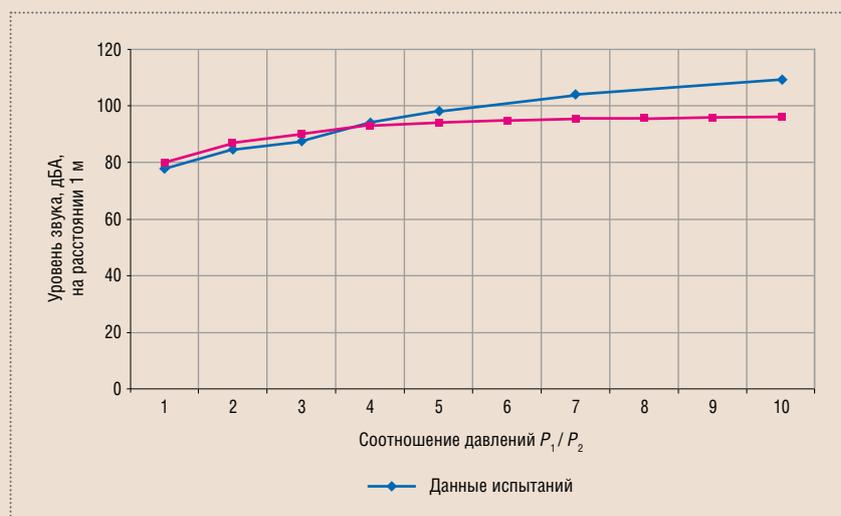


Рис. 6. Клапан с проходным корпусом DN 4" на 8-дюймовом трубопроводе с одноступенчатым снижением давления и разветвленными проходными сечениями, $C_v = 94$, $F_L = 0,6$, $F_d = 0,1$, $P_1 = 20$ бар (абс.)

щей по диаметру с трубопроводом, так и для арматуры, к выходному патрубку которой присоединяется трубопровод большего размера, при условии, что число Маха ограничено значениями 0,3 или 0,2.

Заключение

Данный метод предназначен для инженеров и представляет собой несложный способ расчета, не тре-

бующий сложных компьютерных программ и сокративший количество уравнений с 45 до 10. Что касается точности прогнозов, – оставляю это на суд читателей. Тем не менее, как показали приведенные примеры, конкретные погрешности при прогнозировании никогда не превышают 6 дБ. По мнению автора, погрешности прогноза ± 3 дБ добиться очень сложно по причине наличия множества несоответствий, связан-

ных как с методикой проведения испытаний, так и с исходными данными. Поэтому погрешность ± 5 дБ должна приниматься за практически доказанное, т. е. стандарт.

*Технический редактор –
М.И. Силивина, начальник Научно-технического отдела экспертизы, испытаний, гидравлических исследований и расчетов арматуры АО «НПФ «ЦКБА»*

➔ Список литературы

1. Industrial Process Control Valves, part 8–3, Control Valve aerodynamic noise prediction method. IEC 60534-8-3. International Electrical Commission, Geneva, Switzerland. Revised standard published in November 2010.
2. Joerg Kiesbauer, Domagoj Vnucic, Improvement of IEC 60534-8-3 standard for noise prediction in control valves. Hydraulic Processing, January 2008.
3. Hans D. Baumann, Predicting control valve noise at high exit velocities. INTEC Magazine, February 1997, pp. 56–59.
4. Hans D. Baumann, A fresh look – how to estimate cavitation noise, VALVE WORLD, Vol. 20, Issue 3, pp. 80–87.



YDF VALVES

Ваш партнер для системы управления потоком

- CU-TR
- API 624
- ISO9001
- CE/PED
- ATEX
- API 600
- API 591
- ISO14001
- ABS
- DNV
- API 6D
- API 607/6FA/6FD
- OHSAS 18001
- BV
- TA Luft/ISO15848-1

Ищем агента в России. Свяжитесь с нами, если вы заинтересованы

WWW.YDFVALVE.COM | +86-512-66968229 | sales@ydfvalve.com