

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РЕЖИМНЫХ КОЭФФИЦИЕНТОВ РЕГУЛИРУЮЩЕЙ АРМАТУРЫ

(к замене стендовых испытаний арматуры компьютерным проливом)

Часть 1

Э.Е. Благоев, к.т.н.

Разработаны основы замены стендовых испытаний по определению режимных гидравлических коэффициентов регулирующей арматуры компьютерным проливом. Предложен базовый коэффициент восстановления давления $K_{R,c}$, определяемый посредством компьютерного пролива сужающих устройств (СУ) в бескавитационном режиме течения жидкости. Даны расчётные зависимости для определения структурных составляющих коэффициента $K_{R,c}$, которые характерны для любого СУ. Получены корреляции коэффициента $K_{R,c}$ с принятыми в международной практике коэффициентами χ_{Fz} , K_c и $K_m = F_L^2$.

» В качестве информационной основы для определения основных гидродинамических показателей любого сужающего устройства (СУ), включая регулирующую арматуру, как правило, используется типичная экспериментальная зависимость вида $Q = f(\sqrt{\Delta p} / \bar{\rho})$ (рис. 1), получаемая по результатам испытаний СУ (РО) на гидростенде [1]. Здесь Q – объёмный расход холодной воды ($t = 5 \div 40^\circ\text{C}$); $\sqrt{\Delta p} / \bar{\rho}$ – корень квадратный из отношения безразмерного перепада давления на РО к относительной плотности воды при фиксированной площади минимального проходного сечения.

Тангенс угла наклона прямой рассматривается как величина пропускной способности K_v , т. е.

$$K_v = Q / \sqrt{\Delta p / \bar{\rho}}, \text{ м}^3/\text{ч}. \quad (1)$$

В указанных температурных пределах относительная плотность воды по величине близка к единице ($\bar{\rho} \approx 1,0$), и, таким образом, подкоренное выражение в формуле (1) упрощается:

$$K_v = Q / \sqrt{\Delta p}. \quad (2)$$

Расходная характеристика вида $Q = f(\sqrt{\Delta p_{po}})$, представленная на рис. 1, является частной расходной характеристикой РО, так как соответствует дискретному положению затвора с соответствующей степенью открытия регулируемого прохода. В работах [2, 3] был проведен анализ фундаментальных точек такой расходной характеристики. Типичными считаются точки 1, 2, 3, 4, 5. В практике гидравлических расчётов сужающих устройств на современном этапе для этих точек приняты следующие смысловые соответствия:

- т. 1 соответствует переходу от квазиламинарного (или переходного) режима течения к турбулентному. Согласно [4] эта точка коррелируется с постоянным граничным значением числа Рейнольдса $Re_f = 2920$. Согласно стандарту IEC 60534-2-3 [5] рекомендуется принимать с запасом более высокое значение граничного числа Рейнольдса $Re_f = 10^4$;
- т. 2 соотносится с режимом фактического начала или зарождающейся кавитации (onset or incipient cavitation). При этом в сжатом сечении струи vc (vena contracta) локальное давление

p_{vc}^0 , соответствующее максимальной скорости на оси струи, падает до величины давления насыщения p_v ;

- т. 3 соотносится с режимом развитой кавитации, который выявляется по началу отклонения расходной зависимости от линейности при перепаде давления $\sqrt{\Delta p_c}$;

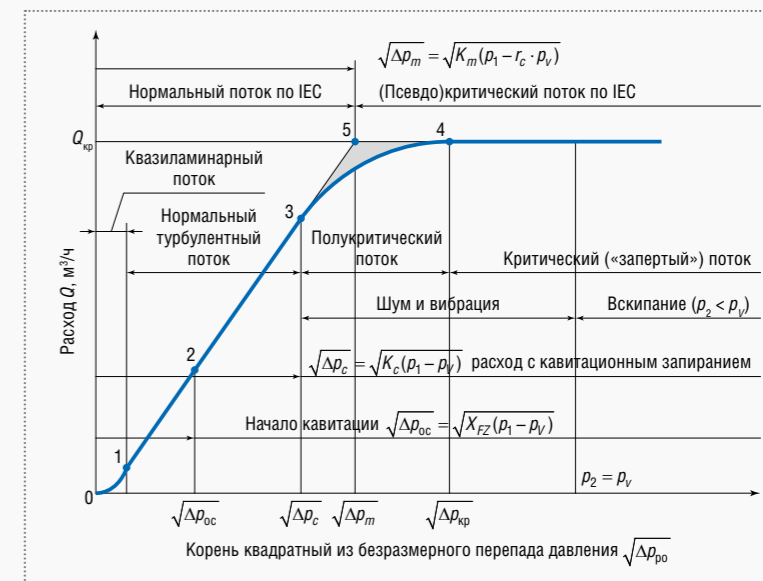


Рис. 1. Типичная расходная характеристика $Q = f(\sqrt{\Delta p})$ регулирующего органа с дискретной степенью открытия затвора при испытании на гидростенде

- т. **4** соответствует установлению критической (максимальной) величины расхода среды $Q_{кр}$ через РО при реальном критическом перепаде давления на нём $\sqrt{\Delta p_{кр}}$;
- т. **5** относится к псевдокритическому режиму с реальным критическим расходом $Q_{кр}$ и условно критическим (псевдокритическим) перепадом давления $\sqrt{\Delta p_m}$. При этом точка **5** находится на экстраполированной части линейной расходной характеристики.

В соответствии с используемой в настоящее время методологией стендовых расходных испытаний РО на расходной характеристике можно выявить только точки **1**, **3**, **4** и **5**. При этом определение точек **4** и **5** при степенях открытия РО, близких к полному, нередко становится недостижимым из-за ограниченных технических возможностей стендов. Точка **2** для расходного метода остаётся латентной.

Для каждой точки были приняты свои характеристические режимные коэффициенты, в разной степени используемые в современных методиках расчёта и выбора регулирующей арматуры. Все коэффициенты отражают эффект восстановления давления в проточной части РО и определяются только путём испытания арматуры на специальных гидродинамических стендах. Для этих стендов характерно использование *холодной воды* в качестве испытательной среды и водяных ёмкостей (баков) с *открытой поверхностью*.

Так, для точек **3** и **5** соответственно появились коэффициенты кавитации K_c (ранее – коэффициент начала кавитации) и псевдокритического перепада давления K_m (ранее – коэффициент критического расхода). При этом коэффициент K_m определяется через величину корня квадратного из безразмерного перепада давления $\sqrt{\Delta p_m}$ при максимальном расходе $Q_{кр}$, а коэффициент K_c – через величину $\sqrt{\Delta p_c}$ в точке начала отклонения расходной характеристики от линейной зависимости.

Причина отклонения первоначально была ошибочно соотнесена с достижением в сжатом сечении потока **vc** давления насыщения жидкости p_v . Такой подход в силу простоты и кажущейся убедительности избежал надлежущей критики и получил на первых порах широкое распространение. Коэффициент K_c вошёл в различные нормативные документы и каталоги арматуры, что обусловило его продолжающееся практическое использование фирмами-изготовителями в РФ и за рубежом.

Однако последующими более глубокими исследованиями с использованием метода виброакустики было установлено, что точка нарушения линейного характера изменения расхода через РО относится уже к стадии развитой кавитации (*developed cavitation*).

В этой связи – и в основном за рубежом – можно констатировать наметившееся ограничение в практическом использовании коэффициента K_c . Некоторые изготовители, например, Copes Regulators (Англия), трансфор-

мировали K_c в коэффициент K_d , где: d – индекс от слова *damage* ≡ повреждение. С помощью этого коэффициента оценивают величину перепада давления, при котором в результате развитой кавитации возможно кавитационно-эрозионное повреждение элементов проточной части. Также с его помощью определяется начало отклонения расходной характеристики от линейного закона, т. е. начало её искажения. Однако обращает на себя внимание то, что коэффициент K_c не включён в международный стандарт IEC 60534-2-1 [6]. Этот факт заслуживает внимания и объяснения.

Фактическое значение коэффициента начала кавитации K_{oc} (*onset cavitation*) для принятой методологии обработки результатов измерений, как уже отмечалось, является латентным, т. е. неопределимым расходным методом. В настоящее время величину перепада давления Δp_{oc} , соответствующего фактическому началу кавитации, рассчитывают посредством коэффициента x_{Fz} , определяемого с синхронным использованием наряду с расходным также виброакустического метода исследований [7, 3]. Методика его лабораторного определения регламентирована международным стандартом IEC 60534-8-2 [8].

Согласно стандарту IEC 60534-2-1 [6] практически важными случаями течения рабочей среды в СУ (РО) считаются только два режима – начала кавитации и критического расхода, причём последний в гораздо большей степени. Так, необходимость определения величины перепада давления Δp_{oc} , соответствующего началу кавитации, по формуле

$$\Delta p_{oc} = x_{Fz} \cdot (p_{01} - p_v) \quad (3)$$

может быть обусловлена, например, выполнением требования по исключению возрастания гидродинамического уровня шума, возникающего при переходе в кавитационный режим течения. Ещё одной причиной необходимости работы арматуры только в докавитационном режиме является снижение возможного эрозионно-кавитационного износа проточной части в связи с высокими требованиями по надёжности арматуры, в том числе находящейся в помещениях ограниченного доступа на АЭС.

В связи с изложенным целесообразно сопоставить идентичность физической картины течения при различных методах испытаний регулирующих органов – расходном и виброакустическом. На **рис. 2** схематично показан типичный характер эмиссии шума при течении жидкости через СУ (РО) в докавитационном режиме, а также в режимах кавитации и со вскипанием среды на выходе (режим суперкавитации) [7]. В зависимости от параметров среды прямая **1-2-6** разделяет две зоны с разными режимами течения жидкости в проточной части РО с проходом через сужение в затворе. Зона **I** под прямой – это зона турбулентного бескавитационного течения. Здесь

с увеличением скорости потока возрастает турбулентный уровень шума. Зона II над прямой, ограниченная кривой 2-3-4-6, включает в себя два участка, образованных вертикалью, которая проходит через точку 4. Участок с границей 2-3-4 включает в себя кавитационное течение, а участок с границей 4-6 – течение в режиме суперкавитации.

Итак, в диапазоне 1-2 кавитация отсутствует. Она начинается в точке 2 с коэффициентом начала кавитации x_{Fz} , определяемым посредством виброакустической методологии. Затем уровень шума возрастает до максимального в точке 4, характеризуемой коэффициентом максимального шума x_{Fm} . При этом видно, что на кривой 2-4 имеется участок 2-3, близкий к прямой. Точка 3 отклонения от прямой в направлении точки 4, по видимому, соответствует точке отклонения расходной характеристики от закона прямой линии (см. рис. 1), т. е. условиям определения ложного коэффициента начала кавитации K_c .

При понижении противодавления p_2 , т. е. при дальнейшем возрастании перепада давления на РО, в связи с установившимся постоянным (критическим) расходом через СУ уровень шума также остаётся примерно постоянным (т. 4) до тех пор, пока величина давления p_2 на выходе РО не достигнет значения давления насыщения, т. е. $p_2 \leq p_v$ (см. рис. 1).

После возникновения устойчивого двухфазного агрегатного состояния среды на выходе с возрастающей долей паровой фазы по мере возрастания величины x_F от точки 4 до точки 6 эмиссия шума идёт на снижение. Хотя часть пара превращается снова в воду, оставшаяся пароводяная смесь как сжимаемая среда создаёт эффект демпфиро-

вания ударных волн, образующихся при схлопывании пузырьков пара, что положительно сказывается на снижении уровня шума и эрозионного износа. Это и есть так называемая область суперкавитации.

Итак, согласно принятой до сих пор практике гидравлических расчётов используются три различных режимных коэффициента $x_{Fz} \equiv K_{oc}$, K_m и K_c . Для их определения при испытании арматуры на гидростенде требуется реализация соответствующих режимов (турбулентного с переходом в кавитационный и критического с запирианием расхода). Наряду с зависимостью (3) другие пороговые значения перепадов давления на СУ (РО) определяются по формулам:

$$\Delta p_c = K_c \cdot (p_{01} - p_v) \tag{4}$$

$$\Delta p_m = K_m \cdot (p_{01} - p_{кр}), \tag{5}$$

где давление в сужении струи $p_c = p_v$ в режиме развитой кавитации и $p_c = p_{кр}$ – в режиме максимального расхода при псевдокритическом перепаде давления Δp_m (см. рис. 1).

Кавитация обычно рассматривается как двухстадийный процесс течения жидкости, при котором на входе в РО и на выходе из него жидкость всегда находится в однофазном состоянии, т. е. агрегатное состояние среды не меняется. В то же время в сжатом сечении струи в затворе, достигшей максимальной скорости, давление падает ниже давления насыщения p_v вплоть до критического давления $p_{кр}$, что обуславливает двухфазное состояние среды в сжатом сечении. Оно характеризуется частичным вскипанием жидкости и образова-

нием в ней пузырьков пара. При выносе пузырьков в зону повышенного давления на выходе РО (восстановление давления при его торможении) происходит схлопывание (имплозия) пузырьков, что создаёт кумулятивный эффект воздействия микроструй на обтекаемые жидкостью поверхности и, в конечном счёте, ведёт к кавитационно-эрозионному разрушению элементов затвора и проточной части.

Различают два различных по природе вида кавитации – **паровую и газовую**. Паровая кавитация происходит в жидкости при возникновении паровой фазы, например, пара в воде. Поскольку обе фазы – жидкость и пар – однородны по веществу (воде), то такая кавитация протекает в **гомогенной** среде. Именно она характерна для потоков нагретой воды при течении через арматуру и другие сужающие устройства трубопроводов энергоустановок.

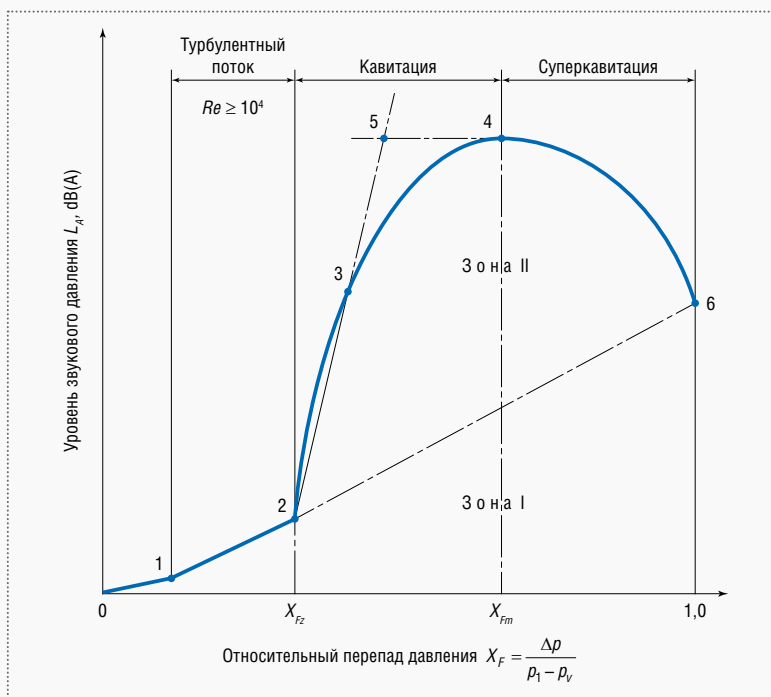


Рис. 2. Зависимость эмиссии шума при тчении жидкости через регулирующий орган в функции относительного перепада давления x_F

Газовая кавитация обычно возникает в холодной воде при выделении в зоне низкого давления растворённого в ней воздуха. В связи с образованием водовоздушной смеси двух разнородных веществ такая кавитация считается *гетерогенной*. Она характерна, например, для винтовых движителей морских и речных судов. Именно газовая кавитация превалирует при испытании арматуры на гидростенде с использованием холодной воды в качестве испытательной среды и ёмкости для неё с открытой для воздуха поверхностью.

Сравнительные испытания разнотипных регулирующих органов, проведенные на гидростенде [9], показали, что на аэрированной воде фактические значения коэффициента кавитации $K_{сф}$ превышают расчётные $K_{ср}$ в среднем на 13%. Полученные данные усреднены линейной зависимостью $K_{сф} \approx 1,13 K_{ср}$. Расчётное значение $K_{ср}$ оценивают по замеренному перепаду Δp_c , полагая при этом, что в сжатом сечении достигнуто соответствующее температуре воды давление насыщения p_v . Такое предположение некорректно физически, так как выделение воздуха из воды при падении давления $p_{кав} = p_c$ в сжатом сечении потока с образованием в нём двухфазной гетерогенной смеси происходит гораздо раньше достижения весьма малой величины давления насыщения p_v , близкой к нулю. Давление $p_{кав}$ приближается к величине p_v по мере возрастания температуры воды выше 80 °С [9]. Установлено также, что для холодной воды гетерогенная кавитация начинается тем раньше, чем больше содержание воздуха в воде. Кроме газосодержания, условия возникновения кавитации в холодной воде зависят также от ряда других существенных факторов, которые при всей их значимости не нашли отражения в существующих расчётных зависимостях. Поэтому для испытаний арматуры на холодной аэрированной воде вполне обосновано заметное расхождение значений перепадов давления Δp_c и Δp_m соответственно в точках **3** и **5** (см. **рис. 1**). Логично предположить также, что в условиях запираания в сжатом сечении водовоздушного потока величина так называемого критического расхода $Q_{кр}$ будет отличаться от соответствующей величины критического расхода в условиях запираания гомогенной пароводяной смеси.

Формула (4) позволяет рассмотреть несколько режимных случаев. Кавитация как физическое явление должно удовлетворять условиям $p_c \leq p_v$ и $p_2 > p_v$, т. е. на входе в сужающее устройство и на выходе из него среда остаётся однофазной. Запираание расхода при кавитации происходит при достижении в сжатом сечении струи давления $p_c = p_{кр}$. При работе РО на воде при давлении насыщения, т. е. при $p_{01} = p_v$, формула (4) показывает, что кавитационный перепад Δp_c становится равным нулю. При этом агрегатное состояние среды на выходе РО в виде двухфазного потока характеризует переход в режим суперкавитации. Он характеризуется

тем, что при достижении $p_2 \leq p_v$ происходит вскипание жидкости на выходе, даже если $p_c \leq p_v$ или $p_c = p_{кр}$.

В процессе накопления опыта стендовых испытаний регулирующей арматуры с дискретной степенью открытия прохода было выявлено, что в нормальных (бескавитационных) режимах течения жидкости соотношение $(p_{01} - p_2)/(p_{01} - p_c)$ инвариантно к параметрам испытательной среды (воды). В первую очередь этот эффект был установлен применительно к сужающим устройствам, конструктивно допускающим возможность измерения давления p_c в сжатом сечении струи. Позже эффект был подтверждён также компьютерными проливами арматуры и других сужающих устройств самой различной геометрии с возможностью определения давления p_c .

С использованием компьютерного моделирования автором в работе [10] было предложено ввести в практику в качестве критерия восстановления давления коэффициент $K_{R,c}$, отнесённый к сжатому сечению струи **вс** (отмечено индексом «с»; индекс «R» – от английского слова **Recovery** ≡ восстановление). При этом коэффициент восстановления давления $K_{R,c}$ определяется в нормальном (докавитационном) режиме методом компьютерного пролива (МКП). Для этого используются специальные компьютерные программы, например, STAR-CD v.3.100 В. За редким исключением вся арматура в конструктивном отношении является симметричной относительно продольной плоскости, проходящей через оси горловины корпуса и патрубков, т. е. для ускорения расчёта по определению $K_{R,c}$ компьютерный пролив можно проводить только для одной половины проточной части РО.

Согласно [11] коэффициент $K_{R,c}$, определяемый посредством МКП в режиме бескавитационного режима течения, можно представить в виде следующих структурных выражений:

$$K_{R,c} = \frac{p_{01} - p_2}{p_{01} - p_c} = \frac{(\varepsilon \cdot n)^2 \cdot (1 + \zeta_{12,2})}{1 + \zeta_{1c,c}} = \frac{\varphi_c^2}{a^2 \cdot \varphi_2^2} = \left(\frac{\mu_{1c,np}}{\mu_{12,np}} \right)^2. \quad (6)$$

Здесь:

p_{01} – полное давление жидкости на входе в РО;

p_c – давление в сжатом сечении струи **вс** ($p_c = p_{vc}$);

p_2 – давление на выходе из РО;

$\zeta_{12,2}$ – коэффициент гидравлического сопротивления СУ (РО) между сечениями **1-1** на входе и **2-2** на выходе, отнесённый к скорости W_2 в сечении **2-2**;

$\zeta_{1c,c}$ – коэффициент гидравлического сопротивления участка СУ (РО) от входа (сечение **1-1**) до сжатого сечения **с-с** (аналог **вс**), отнесённый к скорости W_c в сечении **с-с**;

$\varphi_2 = (1 + \zeta_{12,2})^{-0,5}$ – коэффициент скорости в выходном сечении **2-2**;

$\varphi_c = (1 + \zeta_{1c,c})^{-0,5}$ – коэффициент скорости в сжатом сечении **с-с**;

$\varepsilon = \omega_c / \omega_{np}$ – коэффициент сжатия струи, равный отношению площади минимального сечения струи ω_c к пло-

щадя лимитирующего проходного сечения $\omega_{пр}$ в канале СУ (затворе РО);

$n = \omega_{пр}/\omega_2$ – коэффициент сужения проходного сечения $\omega_{пр}$ относительно площади выходного сечения ω_2 ;

$a = (\varepsilon \cdot n)^{-1}$ – расчётный комплексный параметр;

$\mu_{1с,пр} = \varepsilon \cdot \varphi_c$ – коэффициент расхода участка СУ (РО) от входа (сечение **1-1**) до сечения **с-с**, отнесённый к площади проходного сечения $\omega_{пр}$;

$\mu_{12,пр} = \varphi_2/n$ – коэффициент расхода СУ (РО), отнесённый к площади проходного сечения $\omega_{пр}$.

Исходя из определения величины пропускной способности в виде соотношения $K_v = 5,04 \cdot \mu \cdot \omega$ и умножая числитель и знаменатель в последнем выражении формулы (6) на сомножитель $5,04 \omega_{пр}$, можно получить новое соотношение для $K_{R,c}$:

$$K_{R,c} = \left(\frac{K_{V1-c}}{K_{V1-2}} \right)^2. \quad (7)$$

Здесь K_{V1-2} – пропускная способность РО (СУ) от входного сечения **1** до выходного **2**; K_{V1-c} – пропускная способность участка РО (СУ) от входного сечения **1** до сжатого сечения струи **вс**.

Для выявления особенностей коэффициента $K_{R,c}$ по сравнению с коэффициентами K_c , K_m и x_{F2} рассмотрим **рис. 3**, на котором схематично показан характер изменения давления в проточной части РО с фиксированным проходом в различных режимах при изменении противодействия p_2 . При поддержании постоянного давления p_{01} перед РО и уменьшении противодействия p_2 перепад давления $\Delta p_{01-2} = p_{01} - p_2$ возрастает. В сжатом сечении потока **вс** давление падает до величины p_c с последующим восстановлением его до величины p_2 . Не будем забывать, что достижение в сжатом сечении потока величины давления насыщения $p_c = p_v$ будет соответствовать уже развитой кавитации.

На основе упомянутой инвариантности и согласно первому соотношению в формуле (6) критерий $K_{R,c}$ выступает как коэффициент пропорциональности между потерей давления в РО к падению давления на участке от входа до сжатого сечения. Эта пропорциональность должна сохраняться вдоль всей линейной части расходной характеристики $Q = f(\sqrt{\Delta p})$ от точки **1** до точки **5** (см. **рис. 1**). Для реального процесса пропорциональность нарушается после достижения кавитационного перепада давления Δp_c и ещё больше – в зоне полукритического потока при переходе к критическому расходу $Q_{кр}$ при перепаде давления $\Delta p_{кр}$.

Ниже значения реального критического давления $p_{кр}$ давление в сжатом сечении упасть уже не может, т. е. оно остаётся

постоянным и не зависит от изменения противодействия p_2 . При этом значение p_2 может быть выше, равно и ниже критического давления $p_{кр}$ (см. **рис. 3**).

Очевидно, что в пределах линейного участка расходной характеристики с $K_v = idem$ коэффициент восстановления давления $K_{R,c}$ и соответствующие ему структурные составляющие должны оставаться постоянными вплоть до точки **5** (см. **рис. 1**), т. е. – и это является новым и важным выводом: в пределах линейной характеристики должно выполняться условие $K_{R,c} \approx const$. Если на участке до т. **3**, в которой $K_{R,c} = K_c$, это сомнения не вызывает, то для т. **5** выполнение условия $K_{R,c} = K_m$ нуждается в доказательстве.

Для этого напишем выражение для величины пропускной способности СУ (РО) применительно к режимным условиям в т. **5**:

$$K_v = \frac{Q_{кр}}{\sqrt{\frac{\Delta p_m}{\rho_{1-2}}}} = \frac{Q_{кр}}{\sqrt{\frac{K_m \cdot (p_{01} - p_c \cdot p_v)}{\rho_{1-2}}}}. \quad (8)$$

Из (8) следует общее выражение для коэффициента псевдокритического перепада давления K_m :

$$K_m = \left(\frac{Q_{кр}}{K_v} \right)^2 \cdot \frac{\rho_{1-2}}{(p_{01} - p_c \cdot p_v)}. \quad (9)$$

Для стеновых условий ($p_v \approx 0$) выражение (9) упрощается:

$$K_m = \left(\frac{Q_{кр}}{K_v} \right)^2 \cdot \frac{\rho_{1-2}}{p_{01}}. \quad (10)$$

С учётом соотношения (7) в виде $K_{V1-c} = \sqrt{K_{R,c}} \cdot K_v$ напишем уравнение для критического расхода $Q_{кр}$ при установлении критического давления в сжатом се-

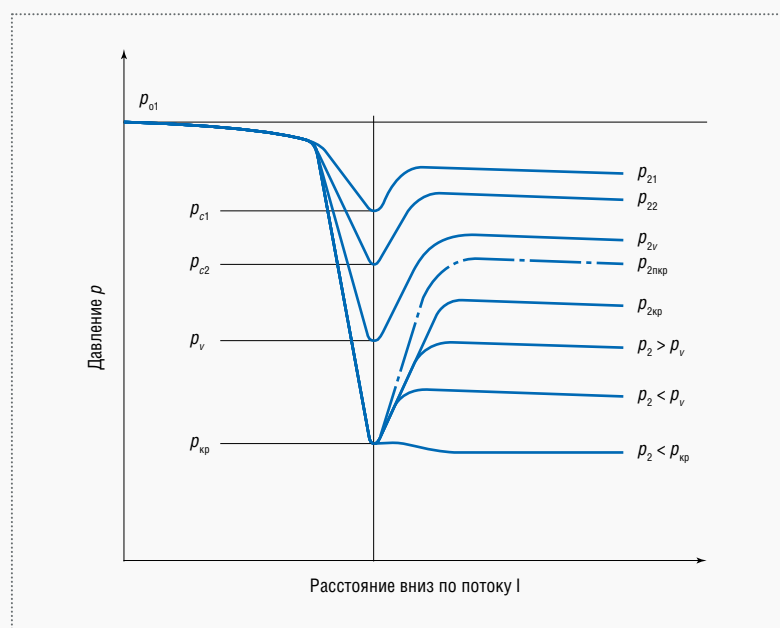


Рис. 3. Изменение давления в проточной части РО вниз по потоку в различных режимах течения жидкости



PCVEXPO

25–27 октября 2016

Москва, МВЦ «Крокус Экспо»

**15-я Юбилейная международная выставка
«Насосы. Компрессоры. Арматура. Приводы и двигатели»**



Участие в PCVExpo – эффективный способ привлечения новых клиентов

Забронируйте стенд на сайте www.pcvexpo.ru

Организаторы



Спонсор



Стратегический
медиапартнер



Генеральные
информационные партнеры



чении, т. е. только для участка тракта РО от входного сечения до сжатого:

$$Q_{кр} = K_{V1-c} \sqrt{\frac{\Delta p_{кр}}{\rho_{1-c}}} = K_V \cdot \sqrt{\frac{K_{R,c} \cdot (p_{01} - r_c \cdot p_v)}{\rho_{1-c}}}. \quad (11)$$

Подставляя выражение (11) в формулу (9), получим искомую корреляцию коэффициентов $K_{R,c}$ и K_m :

$$K_m = K_{R,c} \cdot \frac{\bar{\rho}_{1-2}}{\rho_{1-c}}. \quad (12)$$

Для холодной воды значения средней относительной плотности $\bar{\rho}_{1-2}$ и ρ_{1-c} между соответствующими сечениями практически одинаковы. Поэтому для т. 5 получаем $K_m = K_{R,c}$, что и требовалось доказать.

В настоящей работе вместо определения **трёх** разных коэффициентов $x_{Fz} \equiv K_{oc}$, K_c и K_m , не связанных между собой, предлагается использовать **один** коэффициент $K_{R,c}$ как универсальный критерий, единственный для всех характерных точек расходной прямой. Выше доказана корреляция $K_{R,c}$ и K_m , а во второй части будет получена также корреляция коэффициентов $K_{R,c}$ и $K_{oc} = x_{Fz}$.

➔ Список литературы

1. Muroli P. Control valves for industrial processes / PARCOL S.p.A. 4th edition. – Italy. Canegrate (Milano). 2005. – 288 p.
2. Благов Э.Е. Формы и фундаментальные точки расходной характеристики гидравлического сужающего устройства // Арматуростроение. 2007. № 6. С. 30–37.
3. Черноштан В.И., Благов Э.Е. Экспериментальное определение критерия критического расхода // Арматуростроение. 2012. № 4. С. 50–57.
4. Пустовойт Б.В. Механика движения жидкостей в трубах. – 2-е изд., перераб. и доп. – Л.: Недра. 1980. – 159 с.
5. IEC 60534-2-3. Industrial-process control valves – Part 2-3: Flow capacity – Test procedures. 1997.
6. IEC 60534-2-1. Sizing equations for fluid flow under installed conditions. 1998.
7. VDMA 24422. Richtlinien für die Geräuschberechnung. Regel- und Absperrarmaturen. 1979.
8. IEC 60534-8-2. Laboratory measurement of noise generated by hydrodynamic flow. 1997.
9. Благов Э.Е., Ивницкий Б.Я. Дроссельно-регулирующая арматура ТЭС и АЭС. – М.: Энергоатомиздат. 1990. – 288 с.
10. Благов Э.Е. Определение гидродинамических показателей сужающих устройств // Теплоэнергетика. 2002. № 4. С. 30–35.
11. Благов Э.Е. Расчёт интегральных гидродинамических показателей трубопроводных сужающих устройств // Арматуростроение. 2006. № 6. С. 44–49.

(продолжение следует)



ОБОРУДОВАНИЕ ПРОИЗВЕДЕНО В ПОРТУГАЛИИ



Компании по всему миру каждый день ставят перед нами новые цели и вдохновляют на решение сложных технических задач. Мы создаем нашу продукцию с учетом потребностей рынка. Мы работаем:

**АКТИВНО
УСЕРДНО
НЕУТОМИМО
РЕЗУЛЬТАТИВНО**



**КОНДЕНСАТООТВОДЧИК | РЕДУКЦИОННЫЕ КЛАПАНЫ
РЕГУЛИРУЮЩИЕ КЛАПАНЫ | ТЕПЛОБМЕННИКИ**

Zona Industrial da Guia | Pav. 14 - Brejo | 3150 - 467 Guia PBL | Portugal
+351 236 959 060 | adca@valsteam.pt | www.valsteam.com