УДК 62-531.3

О СПОСОБАХ ОЦЕНКИ КРИТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ КАВИТАЦИИ В РЕГУЛИРУЮЩИХ ОРГАНАХ ПРИ ТРАНСПОРТИРОВАНИИ РАБОЧИХ СРЕД

¹Капранова А.Б., ¹Лебедев А.Е., ²Мельцер А.М., ¹Солопов С.А., ²Серов Е.М.

¹ΦГБОУ ВПО «Ярославский государственный технический университет», Ярославль, e-mail: kapranova_anna@mail.ru; ²3AO НПО «Регулятор», Ярославль

В обзорной статье анализируется проблема выбора показателей явления кавитации и оценки критических параметров кавитации в регулирующих органах при транспортировании рабочих сред на базе отечественных и зарубежных литературных источников. Кратко описаны основные способы предотвращения появления кавитации в проточной части указанных устройств в системе трубопроводов, к которым можно отнести применение многоступенчатой операции дросселирования потоков среды и интенсификации этого процесса с помощью дополнительных разгружающих элементов. Рассмотрены традиционные понятия, относящиеся к показателям кавитации, и гидродинамический метод оценки ее критических параметров. Выявлены различные подходы к формированию набора функциональных зависимостей для описания поведения потоков жидкостей в проточных частях регулирующих органов. На примерах показана взаимосвязь между критическими параметрами кавитации и коэффициентом гидравлического сопротивления данных устройств.

Ключевые слова: кавитация, процесс регулирования жидкостей, регулирующий орган, проточная часть, критические параметры кавитации, гидравлическое сопротивление

ON THE WAY TO ASSESS CRITICAL PARAMETERS CAVITATION IN TRANSPORT REGULATORS IN THE WORKING ENVIRONMENT

¹Kapranova A.B., ¹Lebedev A.E., ²Meltser A.M., ¹Solopov S.A., ²Serov E.M.

¹Yaroslavl State Technical University, Yaroslavl, e-mail: kapranova_anna@mail.ru; ²ZAO NPO «Regulyator», Yaroslavl

In a review article examines the problem of the choice of indicators and evaluation of cavitation critical parameters of cavitation in the regulatory bodies in transportation work environments based on domestic and foreign literature. Briefly describes the main ways of preventing cavitation in a flowing part of these devices in the piping system, which include the use of multi-stage operation, the throttling of the medium flow and the intensification of this process by using additional retaining elements. Considered the traditional concepts related to indicators of cavitation and hydrodynamic method of evaluating its critical parameters. Revealed different approaches to the formation of a set of functional dependencies to describe the behavior of liquid flow in the setting of the regulatory authorities. The example shows the relationship between the critical parameters of cavitation and coefficient of hydraulic resistance of these devices.

Keywords: cavitation, the regulatory process, fluid regulator, flow part, the critical parameters of cavitation, hydraulic resistance

Как известно, термин «кавитация» употребляется как при описании гидродинамических, так и акустических эффектов [14, 18, 34]. Гидродинамическая кавитация представляет собой возникновение и развитие разрывных течений жидкостной среды (при образовании, росте, сжатии и схлопывании пузырей для системы газ – пар) в зоне пониженного давления при достижении некоторого критического значения скорости ее потока, акустическая - соответствует распространению акустических волн. Явление кавитации относится к эффектам с последствиями, имеющими двоякий характер в зависимости от функционального назначения процесса, в рамках которого проявляется. С одной стороны, в технике кавитация может оказывать нежелательное действие при работе различных гидравлических механизмов (эрозийные разрушения поверхностей каналов течения, значительный шум вне санитарных норм эксплуатации оборудования) [16]. С другой стороны, новые конструкторские решения насосов и винтов позволяют использовать явление суперкавитации (распространения одной каверны из слившихся малых пузырей на расстояния, много большие, чем местные сопротивления) [10], в области процессов химических технологий - применять кавитацию в операциях смешивания [24] и растворения [5] рабочих сред, очистки эмульсий [25], в том числе пищевых продуктов [21], для снижения вязкости нефтепродуктов [9] и т.д. При проектировании регулирующих органов трубопроводов необходимо учитывать одно из основных требований эксплуатационных норм [7, 8] – снижение влияния кавитационных эффектов на течение транспортируемых сред с целью повышения

основных характеристик данных устройств (пропускной и расходной), а также предотвращения эрозии, шума (например, > 85 дБ) и вибраций в арматуре.

Цель работы: анализ современных методов определения критических параметров кавитации в регулирующих органах при транспортировании рабочих сред.

Об основных способах борьбы с кавитационными эффектами в регулирующих органах

Напомним, что одним из элементов трубопроводной арматуры является регулирующий орган, который как гидравлическое устройство может выполнять несколько функций в цепи трубопровода — непосредственно регулирование потоками рабочей среды (с целью исключения обратных протечек, сброса повышенного или поддержания заданного уровня давления), их смешивание, перекрытие, разделение [6, 27]. Способность клапанов управлять изменениями давления и расхода среды характеризует назначение данного оборудования как дросселирующего.

Различают три режима течения жидкости (ламинарный, переходный и турбулентный), которые соответствуют определенным диапазонам изменения числа Рейнольдса Re = wL/v, где w и ρ – усредненная скорость среды; ее плотность; L – характерный размер прямолинейного участка; $v = \frac{\mu}{\sigma}$ – дина-

мическая и μ — кинематическая вязкости. Область течений жидкости, в которой одновременно реализуются два крайних режима, еще называют критической. Например, в соответствии с данными из работы [1] для односедельного клапана перечисленные области течений жидкостей соответствуют пределам: $Re \leq 10$; $10 < Re < 10^4$; $Re \geq 10^4$; для двухседельного: $Re \leq 10$; $10 < Re < 5\cdot10^2$; $Re \geq 5\cdot10^2$.

Появление критической области потока жидкости в проточной части регулирующего органа еще не означает реализацию негативных последствий кавитации [14, 18], требуется выявить характерные диапазоны изменения давления Δp , скорости, плотности среды. К образованию паровых пузырей при проходе рабочей жидкостной среды через проточную часть регулирующего органа приводит значительное падение давления (до значений ниже давления насыщенного пара $p_{_{\rm H}}$) вследствие дросселирования или смены направления течения при обтекании препятствий. Для сравнения, известно, что при температуре 100°C давление насыщенного водяного пара

$$p_{_{\rm H}}$$
 = 760 мм рт. ст. = 1 бар = 10^{-1} МПа,

а при 20,8°C значение

$$p_{\rm H} = 18,75 \text{ MM pt. ct.} = 2,5 \cdot 10^{-2} \text{ fap} =$$

= 2,5 \cdot 10^{-3} M\Pi a \left[16\right].

Попадание образовавшихся пузырей в область высоких давлений течения рабочей среды приводит к их схлопыванию при достижении локальных значений: давления в пределах (10^4-10^5) бар = (10^3-10^4) МПа; температуры до 10^3 °C; скоростей потоков до 10^3 м/с. На первый взгляд, можно было бы воспользоваться только критерием Эй-

лера
$$Eu = \frac{\Delta p}{\rho w^2}$$
 для оценки стадии эволю-

ции гидродинамической кавитации, а при акустической — критерием Маха M = w/a, где a — местная скорость звука. Однако эти вопросы связаны с выбором критических параметров кавитации и требуют более детального подхода.

Кратко остановимся на основных способах борьбы с кавитационными эффектами при проектировании регулирующих клапанов [1, 6, 20, 23, 27]. Первый относится к уменьшению области турбулентности и предотвращению контакта пузырей с внутренними поверхностями каналов, в частности, за счет расширения выходного патрубка регулирующего устройства и т.д. Второй - к управлению потоками среды благодаря поэтапному достижению необходимого перепада давления или разделению потока заменой одного проходного сечения несколькими с меньшими размерами [20]. Избежание резкого падения давления при течении жидкостей достигается, например, при использовании: нескольких ступеней в конструкции плунжера (затвора устройства) [1] или его перфорированного цилиндра; дроссельных щелей в неподвижной (седельной) и подвижной (золотниковой) частях затвора для образования радиальных проходных сечений при повороте золотника [13, 15] и т.д. В работе [16] анализируются и другие конструктивные методы указанного назначения. Для газовых потоков также применяются принципы: многоступенчатости их дросселирования и интенсификации последнего с помощью дополнительных распределителей в виде сеток, перфорированных дисков, цилиндров [11, 17] и т.п. Заметим, что применение указанных дополнительных регулирующих элементов для сред с примесями в виде твердой фазы может, напротив, осложнить работу регулирующего органа.

Понятие о традиционных критических параметрах кавитации для регулирующих органов

Во многих литературных источниках вводится понятие «число кавитации к» как параметр, характеризующий кавитационные свойства местных сопротивлений (или регулирующего органа) [1, 14, 18]:

$$\kappa = 2Eu = \frac{2(p_1 - p_{\text{KAB}})}{\rho w_1^2},$$
(1)

где $p_1 = p_{\text{атм}} + p_{\text{ман}}$ — абсолютное давление в стационарном потоке жидкостной среды на входе, которое складывается из давлений — атмосферного и манометрического за устройством управления расходом; $p_{\text{кав}}$ — давление в кавитационном пузыре.

Согласно работам [15, 18] физический смысл числа кавитации к соответствует отношению перепада давления жидкости, приводящего к схлопыванию пузыря, к изменению скорости среды, а следовательно, и к падению ее давления, при котором наблюдается образование и рост данного пузыря.

При выполнении (1) и условия $p_{\text{кав}} = p_{\text{н}}$ (равенства между давлениями в пузыре и насыщенного пара рабочей жидкости) для практических расчетов применяется критический параметр кавитации κ_i (соответствующий достижению значения $p_{\text{кав}}$ — минимального давления в потоке), определяемый по формуле

$$\kappa_i = \frac{2(p_1 - p_H)}{\rho w_1^2} = \frac{w_{\text{max,kaB}}^2 - w_1^2}{w_1^2}, \quad (2)$$

где $w_{\rm max, \kappa aB}$ — максимальная скорость течения среды в условиях кавитации.

При этом считается [1, 2, 15, 18, 22 и др.], что соотношение между параметрами к и к, характеризует стадию эволюции кавитационного явления в потоке жидкостной среды. Достижение критического значения к, в этом случае соответствует начальной стадии кавитации, а возврат к условию вида к < к, предполагает развитие нового ее этапа. Например, как уже отмечалось во введении, последнее условие отражает появление суперкавитации, которая может быть искусственно создана вдуванием воздуха, что отражено в работах [31, 33] при описании выбора критерия перехода от одной формы каверны к другой.

На практике для определения значения минимального критического числа кавитации в проточной части регулирующих органов, а также выявления зоны кавитации особый интерес представляет зависимость коэффициента гидравлического сопротивления для проходного сечения $\zeta_{\rm np} = \zeta_{\rm np}(\kappa)$

или для условного прохода $\zeta_{v} = \zeta_{v}(\kappa)$ от числа кавитации к. Напомним, что для потока жидкостной среды справедлива формула Вейсбаха $\Delta p = \zeta \rho w^2 / 2$ [1, 6, 27], отражающая взаимосвязь перепада давления Δp с другими параметрами течения. Обычно графическая зависимость $\zeta_{y} = \zeta_{y}(\kappa)$ представляет собой кривую приближенно экспоненциального характера, которую можно разбить на два характерных участка по этапам эволюции кавитации: практическая стабилизация значений ζ_y при $\kappa > \kappa_i$ (безкавитационный режим) и возрастание значений ζ_v до резкого скачка при $\kappa_{\min i} \le \kappa \le \kappa_i$ (кавитационные течения). При этом минимальное критическое число кавитации $\kappa_{\min,i}$ соответствует пиковому значению ζ_{v} и максимально достижимому расходу жидкости $Q_{_{\rm KAB, max}}$ через регулирующее устройство. Заметим, что анализ условий достиже-

Заметим, что анализ условий достижения $Q_{\text{кав, max}}$ выполняется гидродинамическим методом. Графическое представление объемного расхода жидкости (согласно определению $Q = \omega_y \left[2\Delta p/(\zeta_y \rho) \right]^{1/2}$, где $\omega_y - 1$ площадь сечения условного прохода) соответствует функции $Q = Q\left(\sqrt{\Delta p}\right)$ и, как правило, также используется для выявления условных этапов развития кавитации: участок прямой пропорциональности возрастания указанного расхода $Q\left(\sqrt{\Delta p}\right)$ с ростом аргумента $\sqrt{\Delta p}$ до точки перегиба $\sqrt{\Delta p}_{\text{кав.г}}$ и участок выхода на постоянный расход рабочей среды при продолжающемся возрастании значений $\sqrt{\Delta p}$ [6, 27, 23]. Здесь $\Delta p_{\text{кав.г}}$ — перепад давлений, определяемый гидродинамическим методом [26] (по указанному графику $Q\left(\sqrt{\Delta p}\right)$) в точке перегиба).

Об альтернативных способах оценки критических параметров кавитации для регулирующих устройств

Однако результаты экспериментальных исследований течений жидкости в условиях кавитации с привлечением не гидродинамических, а виброакустических методов [30] показали, что явление кавитации проявляется значительно раньше, чем при $\Delta p_{_{\mathrm{KaB,P}}}$, т.к. выявлено нарушение линейного характера описанного участка зависимости $Q(\sqrt{\Delta p})$.

В связи с этим обстоятельством в литературных источниках [4, 26] дискутируется вопрос о целесообразности применения дополнительных критических параметров кавитации, к которым согласно подходу [35]

традиционно относятся: «коэффициент начальных стадий кавитации» K_c и «коэффициент кавитации или критического расхода» K_m , определяемые по формулам [1,6,22,23 и др.]

$$K_c = \frac{\Delta p_{\text{\tiny KAB.\Gamma}}}{p_1 - p_H}; \tag{3}$$

$$K_{m} = \frac{\Delta p_{\text{\tiny KAB, max}}}{p_{1} - p_{H}},\tag{4}$$

где $\Delta p_{_{{\rm KaB,max}}}$ — перепад давлений, соответствующий минимальному критическому числу кавитации $\kappa_{_{{\rm min},^{9}}}$ т.е. когда расход жидкости через регулирующее устройство достигает значения $Q_{_{{\rm KaB,max}}}$ и стабилизируется. Причем, как отмечается авторами [4, 26], указанные критические параметры кавитации K_c и K_m используются в отечественных стандартах, но в соответствии с результатами работы [30] отменены в международном стандарте [32].

В частности, в работе [4] внесены предложения по применению вместо параметров K_c и K_m из (3) и (4) одной характеристики, например $K_{R,c}$ — степени «восстановления» давления в сжатом сечении регулирующего органа

$$K_{R,c} = \frac{p_1 - p_2}{p_1 - p_c},\tag{5}$$

где $p_1, p_c \equiv p_3, p_2$ — давления среды во входном «I», суженном (щелевом) «3» и выходном «2» сечениях $\omega_1, \, \omega_3, \, \omega_2$. В статье [26] анализируются условия бескавитационной работы регулирующего устройства согласно требованию $K_{R,c} \rightarrow 1$ и предлагается способ расчета значения данного параметра с числом ступеней дросселирования, равным n, при условии одинаковых значений степени «восстановления» давления $K_{R,c,дp}$ на каждой из ступеней:

$$K_{R,c,pacy} = 1 - (1 - K_{R,c,pacy})^n.$$
 (6)

Заметим, что анализ гидродинамики в регулирующих органах, включающий расчет пропускной и расходной характеристик, основан на определении функциональных зависимостей: пропускной способности $K_{\nu}=5,04\omega_{\rm np}\zeta_{\rm np}^{-1/2}$ р; коэффициента гидравлического сопротивления для проходного сечения $\zeta_{\rm np}$ (или условного прохода $\zeta_{\rm y}$) согласно формуле Вейсбаха; коэффициента расхода среды — аналогично $\mu_{\rm np}=\zeta_{\rm np}^{-1/2}$ (или $\mu_{\rm y}=\zeta_{\rm y}^{-1/2}$) от критериев Рейнольдса, Эйлера, Струхаля и Маха, а также описанных ранее критических двух параметров кавитации K_c и K_m [2, 6, 27] или одного — $K_{R,c}$ [4, 26].

О взаимосвязи коэффициента гидравлического сопротивления и критических параметров кавитации для регулирующих устройств

Как уже отмечалось, вид зависимости коэффициента гидравлического сопротивления для проходного сечения $\zeta_{\rm np} = \zeta_{\rm np}(\kappa)$ или для условного прохода $\zeta_{\rm y} = \zeta_{\rm y}(\kappa)$ от числа кавитации к играет значительную роль при определении значений критических параметров кавитации $\kappa_{\rm r}$ гидродинамическим методом. В литературных источниках имеются разнообразные выражения для связи между значениями $\kappa_{\rm r}$ из (2) и коэффициентом сжатия жидкостной рабочей среды $\varepsilon = \varepsilon(n)$ в различных случаях ее течений, полученные на основе уравнения непрерыв-

ности, где параметр $n = \frac{\omega_3}{\omega_1}$ — степень сжатия потока [1]:

Справочные пособия по трубопро-

водной арматуре [1, 6,

$$\kappa_i = \left(\frac{\omega_1}{\omega_{np}\varepsilon}\right)^2 - 1. \tag{7}$$

12] содержат

разнообразные формулы для расчета параметра к, как для простых случаев течений – в трубах с острыми и плавными входными кромками, конфузорных переходах, коленах и отводах, так и для регулирующих устройств – заслоночных, односедельных, двухседельных и т.д. Для различных форм плоских щелей используются полуэмпирические формулы [1, 6, 12]: при круглом сечении $\varepsilon = 0.57 + [0.043/(1.1-n)]$ (А.Д. Альтшуль) или $\varepsilon = 0.611 + 0.148n^2$ (В.В. Ведерников); с особой формой кромок $\varepsilon = \left\{1 + \left[k_0(1-n)\right]^{1/2}\right\}^{-1}$ (К.В. Химицкий, $k_0 = 0.4 - \text{для острых}, k_0 = 0.4 \exp(-16r/a)$ для скругленных радиусом г со средним размером стороны отверстия a); для колена трубы $\varepsilon = 1 - s/b_2$ (И.Е. Идельчик, b_2 – ширина выходной части колена); конφy3opa $ε = 0.64 + 0.212 cos^2 θ + 0.106 cos^2 θ$ (формула Вейсбаха – Цейнера, θ – угол конусности) и др. Например, в результате применения (7) и формулы К.В. Химицкого с учетом

коэффициента абсолютной шероховатости k_3 , а также различных скругленных ра-

диусов седел r_1 и r_2 получены следующие

выражения для искомого параметра κ_i соответственно для потоков жидкости под затвор (плунжер) и на затвор [2]:

$$\kappa_{i} = \begin{cases} \left[\eta_{0} + \left[k_{2} \left(\eta_{0}^{2} - \eta^{2} \right) \right]^{1/2} \right]^{2} + 0.11 \left(\frac{k_{3}}{D_{y}} \right)^{0.25} \left(\frac{L}{D_{y}} \right) - 0.0015, \\ \left[\eta_{0} + \left[k_{1} \left(\eta_{0}^{2} - \eta^{2} \right) \right]^{1/2} \right]^{2} - 1, \end{cases}$$
(8)

где

$$\eta_0 = \frac{\omega_y}{\omega_{\text{np}}}; \quad \eta = \frac{\omega_y}{\omega_{\text{кам2}}};$$

$$k_1 = 0,4 \exp\left[-16r_1/\omega_{\text{np}}^{1/2}\right];$$

$$k_2 = 0,4 \exp\left[-16r_2/\omega_{\text{np}}^{1/2}\right];$$

характерные размеры — для прямолинейных участков L и проходов условного (номинального диаметра входного патрубка) $D_{\rm y}$; площади сечений для камеры после расширения (сужения) потока $\omega_{\rm кан2}$; проходного $\omega_{\rm пр}$ и условного прохода $\omega_{\rm y}$.

Кроме того, могут быть установлены функциональные зависимости вида $\zeta^{\text{кв}} \equiv \zeta_2(\epsilon) = k \big[\omega_2/(\omega_3 \epsilon) - 1 \big]^2$ в квадратичной области гидравлического сопротивления (т.е. при $\text{Re} \geq 10^4$) [1]. Тогда, в частности, учитывая принцип суперпозиции для потерь давления при течении жидкости через проточную часть углового односедельного регулирующего устройства, в работе [2] получены выражения для связи между κ_i и $\zeta^{\text{кв}}$ для потоков среды под затвор (плунжер) и на затвор

$$\kappa_{i} = \begin{cases}
\eta^{2} \left\{ \left(\frac{\zeta_{y}^{KB} - 1}{\varphi_{p} \eta^{2}} \right)^{1/2} + 1 \right\}^{2}, \\
\left\{ \left[\zeta_{y}^{KB} - \eta^{2} \right]^{1/2} + \eta \right\}^{2},
\end{cases} (9)$$

где значение угла расширения для поворота потока меняется в пределах

$$\varphi_p = (0.08 - 0.52);$$

$$\eta = \frac{\omega_y}{\omega_{\text{kam2}}} = (0.05 - 1.20).$$

В работах [3, 4] получены выражения для $K_{R,c}$ — степени «восстановления» давления в сжатом сечении для бескризисного турбулентного режима течения жидкости в трубе Вентури согласно определению (5) в двух случаях: для произвольного сечения i трубопроводного сужающегося устройства

$$K_{R,i} = \frac{p_1 - p_2}{p_1 - p_i} = \frac{\left(\omega_i / \omega_2\right)^2 + \zeta_{12,i}}{1 + \zeta_{1i,i}}$$

и для входного участка до сжатия струи (в сечении «c-c», аналогичного ранее введенному сечению ω_3) при максимальной скорости потока

$$K_{R,c} = \frac{(\varepsilon_1 n_1)^2 (1 + \zeta_{12,2})}{1 + \zeta_{1c,c}}.$$

Здесь: $\varepsilon_1 = \frac{\omega_c}{\omega_{\rm np}} -$ коэффициент сжатия струи

по отношению к лимитирующему проходному сечению $\omega_{\rm np}$; $n_{\rm l}=\frac{\omega_{\rm np}}{\omega_{\rm 2}}$ — степень су-

жения струи по отношению к выходному сечению ω_2 ; $\zeta_{1c,c}$ – коэффициент гидравлического сопротивления для входного участка до сжатия струи (в сечении «*c-c»*); $\zeta_{12,2}$ – коэффициент гидродинамического сопротивления между сечениями ω_1 и ω_2 , отнесенный к выходной скорости потока w_2 .

Отметим активное использование численного моделирования при определении коэффициентов начала кавитации в регулирующих устройствах, в частности при проектировании бескавитационного регулятора давления шарового типа [19] с пересекающимися перфорированными перегородками, образующими многокамерный рабочий объем. Кроме того, в работе [28, 29], применяя программный комплекс ANSYS, разработана методика регулирования расположения кавитационной зоны за запорным узлом для шиберных задвижек при действии стабилизатора, основанная на расчете диаметра отверстий между стабилизатором и шибером согласно технологическим условиям.

Заключение

Таким образом, оценка критических параметров кавитации в регулирующих органах при транспортировании рабочих сред является актуальной проблемой, связанной с проектированием соответствующего бескавитационного трубопроводного оборудования. Кратко проанализированы способы предотвращения появления кавитационных эффектов при работе трубопроводной регулирующей арматуры, которые в основном базируются на применении принципов многоступенчатости операции

дросселирования потоков среды и его интенсификации с помощью дополнительных разгружающих элементов. Выявлены различные подходы к формированию набора гидродинамических показателей для описания поведения потоков жидкостей в проточных частях данных устройств. В анализируемых работах отечественных и зарубежных авторов для указанных целей используются гидродинамический и акустический методы. На примерах из литературных источников показана взаимосвязь между коэффициентом гидравлического сопротивления и критических параметров кавитации для регулирующих устройств.

Список литературы

- 1. Арзуманов Э.С. Гидравлические регулирующие органы систем автоматизированного управления. М.: Машиностроение, 1985. 256 с.
- 2. Арзуманов Э.С. Кавитация в местных гидравлических сопротивлениях. М.: Энергия, 1978. 304 с.
- 3. Благов Э.Е. Определение гидродинамических показателей сужающих устройств // Теплоэнергетика. -2002. -№ 4. -C. 30–35.
- 4. Благов Э.Е. Расчет интегральных гидродинамических показателей трубопроводных сужающих устройств // Арматуростроение. -2006. -№ 6 (45). -C. 44-49.
- 5. Витенько Т.Н. Массообмен при растворении твердых тел с использованием гидродинамических кавитационных устройств / Т.Н. Витенько, Я.М. Гумницкий // Теор. осн. хим. технол. 2006. T. 40, N 6. C. 639–644.
- 6. Гуревич Д.Ф. Трубопроводная арматура: справочное пособие. Л.: Машиностроение, 1981. 386 с.
- 7. ГОСТ 12893-2005. Клапаны регулирующие односедельные, двухседельные и клеточные. Общие технические условия. М.: Стандартинформ, 2006. 30 с.
- 8. ГОСТ Р 55508-2013. Арматура трубопроводная. Методика экспериментального определения гидравлических и кавитационных характеристик. М.: Стандартинформ, 2014. 38 с.
- 9. Ершов М.А. Снижение вязкости парафинистых нефтей в ультразвуковом поле / М.А. Ершов, Д.А. Баранов, М.С. Муллакаев, В.О. Абрамов // Хим. и нефтегаз. машиностр. -2011. № 7. С. 16–19.
- 10. Запорожец Е.П. Исследование вихревых и кавитационных потоков в гидравлических системах / Е.П. Запорожец, Л.П. Холпанов, Г.К. Зиберт, А.В. Артемов // Теор. осн. хим. технол. -2004. Т. 38, № 3. С. 243-252.
- 11. Иголкин А.А. Разработка метода и средств снижения аэродинамического шума в пневматических и газотранспортных системах: автореф. дис. ... д-ра техн. наук. 01.04.06. Самара, 2014. 32 с.
- 12. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М.: Машиностроение, 1975. 559 с.
- 13. Ионайтис Р.Р. Интенсификация дросселирования проточной части регуляторов расхода среды / Р.Р. Ионайтис, М.Е. Чеков // Атомная энергия. 2012. Т. 112, Вып. 5. С. 263—269.
- 14. Кнепп Р. Кавитация / Р. Кнепп, Дж. Дейли, Ф. Хэммит. М.: Мир, 1974. 668 с.
- 15. Кузин Ю.А. Повышение надежности клапанов регулирующих дискового типа применяемых на ТЭЦ и АЭС / Ю.А. Кузин, А.Г. Плахов // Фундаментальные исследования. -2011. № 12. -C. 355–360.
- 16. Окслер Г. Кавитация в арматуре? Разберемся! // Арматуростроение. 2012. № 2 (77). С. 74–77.

- 17. Пасько П.И. Оптимизация проточной части затворов обратных методом численного моделирования / П.И. Пасько, И.А. Бубликов, А.Г. Плахов // Изв. вуз. Сев.-Кавк. регион. Техн. науки. -2008. −№ 4. -C. 46-47.
 - 18. Пирсол И. Кавитация. М.: Мир, 1975. 95 с.
- 19. Полетаев О.Н. Безкавитационный регулятор давления шарового типа / О.Н. Полетаев, Р.М. Гиниятов, И.А. Флегентов, О.Ю. Жевелев // Наука и технологии трубопроводного транспорта нефти и нефтепродуктов. -2014. № 4 (16). С. 60–63.
- 20. Промышленные регулирующие клапаны. Ключевые компоненты экономической эффективности и безопасности установки / Й. Флиген, Л. Грютессен, Й. Херцвурм, Й. Лукошек, Х.М. Нэйгель, А. Помсел; пер. с англ.: НПЦ «АНОД», Нижний Новгород, Россия; редакторы перевода: А.Е. Бородко, М.А. Дворецкий, В.Е. Евсиков, Е.И. Куптель. Мюнхен, Германия: Suddeutscher Verlag onpact GmbH, 2009. 71 с.
- 21. Прохасько Л.С. Применение гидродинамических кавитационных устройств для процессов водоочистки // Международная научно-практическая конференция «Чистая вода—2009»: сб. науч. тр., Кемерово: КТИПП. 2009. С. 460—464.
- 22. Рождественский В.В. Кавитация. Л.: Судостроение, 1077. 248 с.
- 23. Солопов С.А. К вопросу о проектировании регулирующих клапанов / С.А. Солопов, А.М. Мельцер, А.Б. Капранова // Инженерный вестник Дона. 2015. № 3; URL: www.ivdon.ru/ru/magazine/archive/n2p2y2015/3069.
- 24. Спиридонов Е.К. Характеристики и расчет кавитационного струйного смесителя / Е.К. Спиридонов, С.Ю. Битюцких // Хим. и нефтегаз. машиностр. 2015. N_2 4. C. 6–9.
- 25. Червяков В.М. Использование гидродинамических и кавитационных явлений в роторных аппаратах / В.М. Червяков, В.Г. Однолько. М.: Машиностроение-1, 2008. 116 с.
- 26. Черноштан В.И. О коэффициенте начала кавитации в регулирующих органах / В.И. Черноштан, Э.Е. Благов, С.В. Савин, М.И. Рыбкин // Арматуростроение. 2013. № 2 (83). С. 44—47.
- 27. Черноштан В.И. Трубопроводная арматура ТЭС. Справочное пособие / В.И. Черноштан, В.А. Кузнецов. М.: Изд. МЭИ, 2001. 368 с.
- 28. Чиняев И.Р. Кавитация в шиберных задвижках / И.Р. Чиняев, А.В. Фоминых, В.С. Ерошкин // Территория «Нефтегаз». 2012.-N25. С. 48–49.
- 29. Чиняев И.Р. Повышение эффективности процесса регулирования потоков жидкости на основе совершенствования конструкции шиберных задвижек: автореф. дис. ... канд. техн. наук. 05.20.01. Челябинск, 2013. 22 с.
- 30. Cain F.M., Barnes R.W. Testing for cavitation in low pressure recovery control valves / F.M. Cain, R.W. Barnes // USA Transaction. 1986. Vol. 25, N2. P. 61–67.
- 31. Campbell, I.J., Hilborne, D.V. Air Entrainment Behind Artificially Inflated Cavities. 2nd Symposium on Naval Hydrodynamics, Washington D.C., USA, 1958.
- 32. IEC 60534-2-1: 2011. Industrial-process control valves. Part 21: Flow capacity Sizing equations for fluid flow under installed conditions.
- 33. Kinzel M.P. Air Entrainment Mechanisms from Artificial Supercavities / M.P. Kinzel, J.W. Lindau, R.F. Kunz // Insight based on numerical simulations Proceedings of the 7th International Symposium on Cavitation: CAV2009. (Paper No. 136, August 17-22, 2009). Ann Arbor, Michigan, USA. P. 1–14.
- 34. Neppiras E. A. Acoustic cavitation / E. A. Neppiras // Phys. Reps. 1980. Vol. 61, No 3. P. 159–251.
- 35. Stiles G.F. Cavitation in control valves. Instruments & Control Systems // Journal of Southern California Meter Association. − 1961. − Vol. 34, № 11. − P. 2086–2093.

References

- 1. Arzumanov E.S. Gidravlicheskiye reguliruyushchiye organy sistem avtomatizirovannogo upravleniya [Hydraulic regulators automated control systems]. Moscow, Mashinostroyeniye, 1985. 256 p.
- 2. Arzumanov E.S. Kavitatsiya v mestnykh gidravlicheskikh soprotivleniyakh. [Cavitation local hydraulic resistance]. Moscow, Energiya, 1978. 304 p.
 - 3. Blagov E.Ye. Teploenergetika. 2002, no. 4, pp. 30-35.
- 4. Blagov E.Ye. *Armaturostroyeniye*. 2006, no. 6 (45), pp. 44–49.
- 5. Vitenko T.N., Gumnitskiy YA.M. Teor. osn. khim. tekhnol. 2006, vol. 40, no. 6, pp. 639–644.
- 6. Gurevich D.F. Truboprovodnaya armatura. Spravochnoye posobiye [Pipe fittings. Reference Guide]. Leningrad, Mashinostroyeniye, 1981. 386 p.
- 7. GOST 12893-2005. Klapany reguliruyushchiye odnosedelnyye, dvukhsedelnyye i kletochnyye. Obshchiye tekhnicheskiye usloviya [Control valves single seat, double-seat and cell. General specifications]. Moscow, Standartinform, 2006. 30 p.
- 8. GOST R 55508-2013. Armatura truboprovodnaya. Metodika eksperimentalnogo opredeleniya gidravlicheskikh i kavitatsionnykh kharakteristik [Pipeline. Methods of experimental determination of hydraulic and cavitation characteristics]. Moscow, Standartinform, 2014. 38 p.
- 9. Yershov M.A., Baranov D.A., Mullakayev M.S., Abramov V.O. *Khim. i neftegaz. mashinostr.* 2011, no. 7, pp. 16–19.
- 10. Zaporozhets Ye.P., Kholpanov L.P., Zibert G.K., Artemov A.V. *Teor. osn. khim. tekhnol.* 2004, vol. 38, no. 3, pp. 243–252.
- 11. Igolkin A.A. Razrabotka metoda i sredstv snizheniya aerodinamicheskogo shuma v pnevmaticheskikh i gazotransportnykh sistemakh: Avtoref. diss dokt. tekhn. nauk. 01.04.06. Samara, 2014. 32 p.
- 12. Idelchik I.Ye. Spravochnik po gidravlicheskim soprotivleniyam [Handbook of hydraulic resistance]. Moscow, Mashinostroyeniye, 1975. 559 p.
- 13. Ionaytis R.R., Chekov M.Ye. *Atomnaya energiya*. 2012, vol. 112, no. 5, pp. 263–269.
- 14. Knepp R., Deyli Dzh., Khemmit F. Kavitatsiya [Cavitation]. Moscow, Mir, 1974. $668\ p.$
- 15. Kuzin YU. A., Polyakov A. G Fundamentalnye issledovanija. 2011, no. 12, pp. 355–360.
- 16. Oksler G. *Armaturostroyeniye*. 2012, no. 2 (77), pp. 74–77.
- 17. Pasko A.I., Kulikov I.A., Polyakov A.G. Izv. vuz. Sev.-Kavk. region. Tekhn. nauki. 2008, no.4, pp. 46–47.
- 18. Pirsol I. Kavitatsiya [Cavitation]. Moscow, Mir, 1975. 95 p.

- 19. Poletayev O.N., Giniyatov R.M., Flegentov I.A., Zhevelev O.YU. *Nauka i tekhnologii truboprovodnogo transporta nefti i nefteproduktov.* 2014, no. 4 (16), pp. 60–63.
- 20. Fligen Y., Gryutesen L., Khertsvurm Y., Lukoshek Y., Neygel KH. M., Pomsel A. Promyshlennyye reguliruyushchiye klapany. Klyuchevyye komponenty ekonomicheskoy effektivnosti i bezopasnosti ustanovki [Industrial control valves. Key components of the cost-effectiveness and safety of the installation]. Myunkhen, Germaniya, Sueddeutsche Verlag onpact GmbH, 2009. 71 p.
- 21. Prokhasko L.S. *Mezhdunarodnaya nauchno-prakticheskaya konferentsiya «Chistaya voda–2009»* (International scientific-practical conference «Clean Water 2009»). Kemerovo, 2009. pp. 460–464.
- 22. Rozhdestvenskiy V.V. Kavitatsiya. [Cavitation] Leningrad, Sudostroyeniye, 1077. 248 p.
- 23. Solopov S.A., Meltser A.M., Kapranova A.B. *Inzhenernyy vestnik Dona*. 2015, no. 3. Available at: http://www.ivdon.ru/ru/magazine/archive/n2p2y2015/3069.
- 24. Spiridonov Ye.K., Bityutskikh S.Y. Khim. i neftegaz. mashinostr. 2015, no. 4, pp. 6-9.
- 25. Chervyakov V.M., Odnolko V.G. Ispolzovaniye gidrodinamicheskikh i kavitatsionnykh yavleniy v rotornykh apparatakh [Using the hydrodynamic and cavitation in rotary devices]. Moscow, Mashinostroyeniye-1, 2008. 116 p.
- 26. Chernoshtan V.I., Blagov E.Ye., Savin S.V., Rybkin M.I. *Armaturostroyeniye*. 2013, no. 2 (83), pp. 44–47.
- 27. Chernoshtan V.I., Kuznetsov V.A. Truboprovodnaya armatura TES. Spravochnoye posobiye [Pipe Fittings TPP. Reference manual]. Moscow, Izd. MEI, 2001. 368 p.
- 28. Chinyayev I.P., Fominykh A.V., Yeroshkin V.S. *Territoriya «Neftegaz»*. 2012, no. 5, pp. 48–49.
- 29. Chinyayev I.A. Povysheniye effektivnosti protsessa regulirovaniya potokov zhidkosti na osnove sovershenstvovaniya konstruktsii shibernykh zadvizhek: Avtoref. dis. kand. tekhn. nauk. 05.20.01. Chelyabinsk, 2013. 22 p.
- 30. Cain F.M., Barnes R.W. USA Transaction. 1986, vol. 25, no 2, pp. 61–67.
- 31. Campbell, I.J., Hilborne, D.V. 2nd Symposium on Naval Hydrodynamics, Washington D.C., USA, 1958.
- 32. IEC 60534–2–1: 2011. Industrial-process control valves. Part 2–1: Flow capacity Sizing equations for fluid flow under installed conditions.
- 33. Kinzel M.P., Lindau J.W., Kunz R.F. *Insight based on numerical simulations Proceedings of the 7th International Symposium on Cavitation CAV2009*. (Paper no. 136 August 17-22, 2009). Ann Arbor, Michigan, USA. pp. 1–14.
 - 34. Neppiras E.A. Phys. Reps. 1980, vol. 61, no. 3, pp. 159-251.
- 35. Stiles G.F. Journal of Southern California Meter Association. 1961, vol.34, no 11, pp. 2086–2093.