

Вестник Курганской ГСХА. 2022. № 1 (41). С. 74-80
Vestnik Kurganskoy GSKhA. 2022; (1-41): 74-80

Научная статья
УДК 621.646
Код ВАК 05.20.01

DOI: 10.52463/22274227_2022_41_74

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА СЖАТИЯ СТРУИ В ЗАТВОРЕ ЗАДВИЖЕК

Александр Васильевич Фоминых^{1✉}, Вадим Зирякович Муфтахов²,
Вадим Андреевич Наветкин³, Надежда Александровна Ковшова⁴

^{1,2,3,4} Курганская государственная сельскохозяйственная академия имени Т.С. Мальцева,
Курган, Россия

¹prof_fav@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0003-2656-2848>

²muftahovvz@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0001-7616-3963>

³vadimnavetkin@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-8082-9497>

⁴statistika429@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0003-0207-0216>

Аннотация. В системах водоснабжения, раздачи жидких кормов, доения и первичной переработки молока, удаления и переработки жидкого навоза, внесения жидких удобрений и других гидравлических системах предъявляются высокие требования к параметрам проводимой среды: давлению, расходу, дозированию, температуре и другим. Для обеспечения требуемых параметров проводимой среды в каждой гидравлической системе используются десятки единиц трубопроводной арматуры (ТПА). Для регулирования проводимой среды необходимы устройства, выполняющие функции: полного перекрытия трубопроводов; регулирования параметров проводимой среды; обеспечения полнопроходности, промываемости, создания безопасных и нормальных условий труда и другие. Расчёт ТПА значительно упрощается при использовании пропускной способности K_v . Пропускная способность регулирующей арматуры численно характеризуется коэффициентом пропускной способности K_v , m^3/h , – величина, численно равная расходу рабочей среды с плотностью 1000 кг/м^3 , протекающей через регулируемую арматуру при перепаде давления $0,1 \text{ МПа}$ (1 кг/см^2). Пропускная характеристика – зависимость пропускной способности от хода регулирующего элемента арматуры. **Цель исследования** – определение коэффициента сжатия струи при несовершенном сжатии в затворе задвижек во всём диапазоне хода шибера. **Методика** – расчётное и экспериментальное определение коэффициента сжатия струи в затворе и пропускной характе-

ристики задвижки. Экспериментальные исследования проведены по методике ГОСТ 34437-2018 в лаборатории ООО НПФ «МКТ-АСДМ» на аттестованном стенде и на производстве. **Результаты.** Экспериментальные исследования позволили получить действительные пропускные характеристики задвижки. На основе экспериментальных исследований модернизирована математическая модель сжатия струи при несовершенном сжатии. При использовании предлагаемой формулы для расчёта коэффициента сжатия струи при несовершенном сжатии в затворе задвижек расчётные значения пропускной способности отличаются от экспериментальных значений не более чем на один процент во всём диапазоне хода шибера. Полученные формулы могут использоваться для расчёта гидравлических характеристик геометрически подобных задвижек. **Научная новизна.** Получены зависимости коэффициента сжатия струи в затворе от хода шибера с использованием формул из литературных источников и по предлагаемой формуле. Получены пропускные характеристики задвижки с использованием перечисленных формул.

Ключевые слова: задвижка, коэффициент сопротивления, сжатие струи, пропускная способность.

Для цитирования: Фоминых А.В., Муфтахов В.З., Наветкин В.А., Ковшова Н.А. Определение коэффициента сжатия струи в затворе задвижек // Вестник Курганской ГСХА. 2022. № 1 (41). С. 74-80. https://doi.org/10.52463/22274227_2022_41_74

Scientific article

DETERMINATION OF JET COMPRESSION RATIO IN THE GATE VALVES

Alexander V. Fominykh^{1✉}, Vadim Z. Muftakhov², Vadim A. Navetkin³, Nadezhda A. Kovshova⁴
^{1,2,3,4} Kurgan State Agricultural Academy named after T.S. Maltsev, Kurgan, Russia

¹prof_fav@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0003-2656-2848>

²muftahovvz@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0001-7616-3963>

³vadimnavetkin@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-8082-9497>

⁴statistika429@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0003-0207-0216>

Abstract. In the water supply systems, distribution of liquid feed, milking and primary processing of milk, removal and processing of liquid manure, application of liquid fertilizers and other hydraulic systems, high requirements are imposed on the parameters of the medium: pressure, flow rate, dosing, temperature and others. To ensure the required parameters of the conductive medium, dozens of units of pipeline fittings (TPA) are used in each hydraulic system. To regulate the conducted medium,

devices are required that perform the following functions: complete shut-off of pipelines; regulation of the parameters of the conducted environment; ensuring full bore, washable, creating safe and normal working conditions and others. The calculation of the injection molding machine is greatly simplified when using the conveyance capacity K_v . The conveyance capacity of control valves is numerically characterized by the conveyance capacity coefficient K_v , m^3/h , which is a value numerically

equal to the flow rate of the working medium with a density of 1000 kg / m³ flowing through the control valve at a pressure drop of 0.1 MPa (1 kg / cm²). Conveyance capacity characteristic - the dependence of throughput on the stroke of the valve regulating element. **The purpose of the study** is to determine the compression ratio of the jet with imperfect compression in the gate valve in the entire range of the gate stroke. **Methodology** is a calculated and experimental determination of the compression ratio of the jet in the gate and the conveyance capacity characteristics of the gate. Experimental studies were carried out according to the GOST 34437-2018 methodology in the laboratory of OOO NPF MKT-ASDM at a certified stand and in production. **Results.** Experimental studies have made it possible to obtain the actual conveyance capacity characteristics of the valve. On the basis of the experimental studies, the mathematical model of jet compression under imperfect compression is modernized. When using the proposed formula for calculating the compression ratio

Введение. В системах водоснабжения, раздачи жидких кормов, доения и первичной переработки молока, удаления и переработки жидкого навоза, внесения жидких удобрений и других гидравлических систем предъявляются высокие требования к параметрам проводимой среды: давлению, расходу, дозированию, температуре и другим [1-5]. Для обеспечения требуемых параметров проводимой среды в каждой гидравлической системе используются десятки единиц трубопроводной арматуры (ТПА). Объёмы применения и разнообразие ТПА увеличиваются с каждым годом. ТПА применяется практически во всех отраслях производства [6, 7]. Для регулирования проводимой среды необходимы устройства, выполняющие функции: полного перекрытия трубопроводов; регулирования параметров проводимой среды; обеспечения полнопроходности, промываемости, создания безопасных и нормальных условий труда, соблюдения требований охраны труда и другие [8, 9].

Расчёт ТПА значительно упрощается при использовании пропускной способности K_v . Пропускная способность регулирующей арматуры численно характеризуется коэффициентом пропускной способности K_v , м³/ч, – величина, численно равная расходу рабочей среды с плотностью 1000 кг/м³, протекающей через регулирующую арматуру при перепаде давления 0,1 МПа (1 кг/см²). В целях унификации расчётных формул и данных экспериментов разработан ГОСТ 34437-2018 [10] на единый метод проведения испытаний по определению пропускной способности ТПА. Пропускная характеристика – зависимость пропускной способности от хода регулирующего элемента арматуры.

С помощью K_v можно оценить пропускную способность ТПА или выбрать необходимый её типоразмер, если известны соответственно перепад давления, расход и плотность среды. Пропускная способность зависит от многих факторов, в том числе конструкции и размеров ТПА, величины перепада давления на ТПА, от проводимой среды, её вязкости и плотности. Коэффициент пропускной способности объединяет гидравличе-

ские и геометрические характеристики. Для каждого значения K_v существует критическое число Рейнольдса. При $Re > Re_{кр}$ K_v не зависит от Re .
Определение пропускной способности регулирующей арматуры при том разнообразии рабочих условий, в которых она эксплуатируется, представляет известные трудности. В общем случае расчёт регулирующей арматуры сводится либо к определению по заданной пропускной способности необходимого условного прохода из ряда имеющихся типоразмеров, либо к определению величины и профиля проходного сечения в затворе.

Keywords: gate valve, drag coefficient, jet compression, conveyance capacity.

For citation: Fominykh A.V., Muftakhov V.Z., Navetkin V.A., Kovshova N.A. Determination of jet compression ration in the gate valves. Vestnik Kurganskoy GSKhA. 2022; (1-41): 74-80. (In Russ) https://doi.org/10.52463/22274227_2022_41_74

ские и геометрические характеристики. Для каждого значения K_v существует критическое число Рейнольдса. При $Re > Re_{кр}$ K_v не зависит от Re .

Определение пропускной способности регулирующей арматуры при том разнообразии рабочих условий, в которых она эксплуатируется, представляет известные трудности. В общем случае расчёт регулирующей арматуры сводится либо к определению по заданной пропускной способности необходимого условного прохода из ряда имеющихся типоразмеров, либо к определению величины и профиля проходного сечения в затворе.

Цель расчёта ТПА обуславливает его порядок. Поверочный расчёт: для известных условий работы и заданного типоразмера ТПА необходимо определить её пропускную способность с построением расходной характеристики. Конструктивный расчёт: выбор типоразмера ТПА, который позволит, исходя из условий работы, обеспечить заданную пропускную способность и заданную рабочую характеристику. Значения коэффициентов сопротивления и расхода и пропускную способность можно приближённо определить расчётным путём. Для расчёта ТПА необходимы данные о свойствах системы с учётом характеристик взаимосвязанного с ней основного и вспомогательного оборудования.

Правильный выбор размеров ТПА невозможен без предварительного анализа рабочих условий и знания действительного характера протекания среды через ТПА. При выборе серийно изготавливаемой ТПА по требуемой пропускной способности величина K_v , рассчитанная по формулам, не совпадает с табличными значениями. Она лежит между известными значениями K_v для двух типоразмеров ТПА. Как правило, выбирается ближайший типоразмер с большим K_v , превышающим расчётное, чтобы обеспечить возможное увеличение расхода при постоянном перепаде или сохранение расхода при уменьшении перепада давления в процессе регулирования. Неправильно выбранная ТПА не может обеспечить высокое качество регулирования системы. Из регулирующей арматуры минимальным

сопротивлением или максимальным коэффициентом расхода и, следовательно, наибольшей пропускной способностью в открытом положении обладают задвижки [11]. Большинство научных исследований, посвященных процессу регулирования потоков жидкости, направлено на повышение точности регулирования расхода жидкости и увеличение срока службы ТПА.

Методика расчёта. Из обзора литературных источников [11, 12] следует, что коэффициент сопротивления задвижек с выемкой для регулирующего элемента (рисунок 1) определяется по формуле:

$$\zeta = \exp \left[2,3 \cdot \sum_{i=0}^7 a_i \cdot (h / D_0)^i \right], \quad (1)$$

где a_i – коэффициент, соответствующий i -му положению шибер, приведён в справочной литературе.

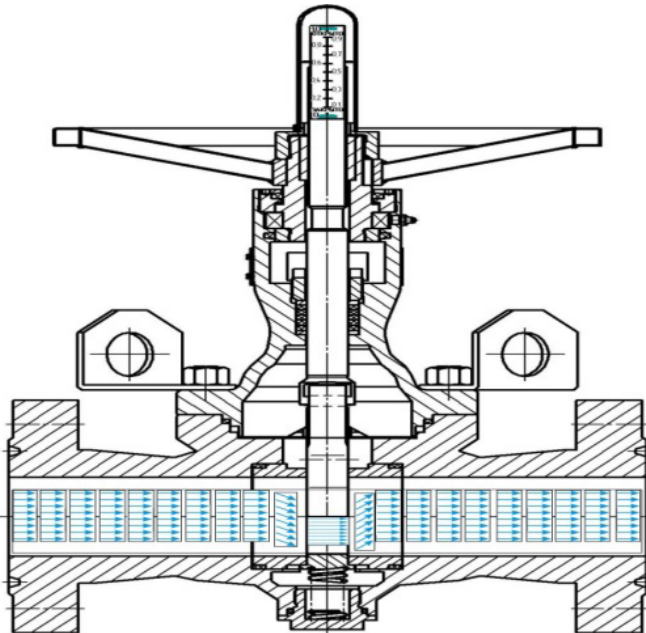


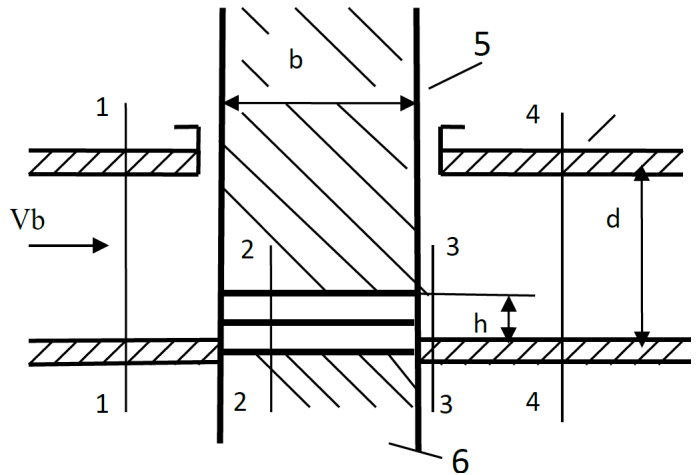
Рисунок 1 – Задвижка запорно-регулирующая с выемкой для регулирующего элемента

Коэффициент сопротивления задвижек без выемки для регулирующего элемента определяется по формуле:

$$\zeta = \exp \left[2,3 \cdot \sum_{i=0}^6 a_i \cdot (h / D_0)^i \right], \quad (2)$$

Недостатки существующих формул: формулы не учитывают конструктивные особенности проточной части корпуса, патрубков и затвора. Не приведены формулы для расчёта пропускной способности.

Для расчёта гидравлических характеристик задвижек выберем расчётные сечения на схеме с одинаковыми диаметрами патрубков (рисунок 2).



d – диаметр патрубка; b – толщина шиберов и расстояние между сёдлами; h – ход шиберов; 1-1 – сечение патрубков перед шибером; 2-2 – сечение под шибером; 3-3 – выходное сечение из-под шиберов; 4-4 – сечение патрубков после шиберов на расстоянии $5d$ от шиберов; 5 – шибер; 6 – стабилизатор; d – диаметр патрубка, м; V_b – скорость жидкости в патрубке, м/с

Рисунок 2 – Схема для гидравлических расчётов задвижек

Между сечениями 1-2 происходит вход потока жидкости из патрубков под шибер. Между сечениями 2-3 – течение жидкости под шибером. Между сечениями 3-4 – выход потока за шибер. Приняты следующие допущения. Задвижка расположена горизонтально. Не учитывается взаимное влияние местных сопротивлений. Коэффициенты сопротивления патрубков не зависят от положения шиберов. Течение рассматриваем при несовершенном сжатии, так как канал между сёдлами и шибером расположен возле стенки патрубков. Для определения гидравлических характеристик задвижки в режиме турбулентной автомодельности запишем уравнение Бернулли для выбранных сечений:

$$\begin{aligned} P_1 / (\rho \cdot g) + V_1^2 / (2 \cdot g) &= \\ P_2 / (\rho \cdot g) + V_2^2 / (2 \cdot g) + h_{1-2} &= \\ P_3 / (\rho \cdot g) + V_3^2 / (2 \cdot g) + h_{1-3} &= \\ P_4 / (\rho \cdot g) + V_4^2 / (2 \cdot g) + h_{1-4}. & \quad (3) \end{aligned}$$

где P – давление, Па;

ρ – плотность жидкости, кг/м³;

g – ускорение свободного падения, м/с²;

V – скорость жидкости, м/с;

$h_{1-3} = h_{1-2} + h_{2-3}$, $h_{1-4} = h_{1-2} + h_{2-3} + h_{3-4}$ – потери напора на соответствующих участках задвижки, м.

Потери напора на рассматриваемых участках определяются по формулам:

$$h_{1-4} = \zeta \cdot V_4^2 / (2 \cdot g), \quad h_{1-2} = \zeta_{\text{вх}} \cdot V_2^2 / (2 \cdot g), \quad (4)$$

$$h_{2-3} = (V_2 - V_3)^2 / (2 \cdot g), \quad h_{3-4} = (V_3 - V_4)^2 / (2 \cdot g),$$

где ζ – коэффициент сопротивления задвижки, отнесённый к скорости потока в патрубке (сечения 1 и 4 на рисунке 2);

$\zeta_{\text{вх}}$ – коэффициент сопротивления входа в канал между седлом и шибером.

Потери напора на задвижке (между сечениями 1 и 4) являются суммой потерь на промежуточных участках и определяются по формуле:

$$\zeta \cdot V_1^2 / (2 \cdot g) = \zeta_{\text{вх}} \cdot V_2^2 / (2 \cdot g) + (V_2 - V_3)^2 / (2 \cdot g) + (V_3 - V_4)^2 / (2 \cdot g). \quad (5)$$

Из уравнения неразрывности потока при патрубках одинакового сечения $S_1 = S_4$ следует:

$$V_3 \cdot S_3 = V_2 \cdot S_2, \quad V_2 = V_3 / \varepsilon, \\ V_3 \cdot S_3 = V_4 \cdot S_4, \quad V_1 = V_4, \quad (6)$$

где S – площадь сечения потока, м^2 ; ε – коэффициент сжатия струи.

$$V_3 = V_4 \cdot S_4 / S_3, \quad V_2 = V_4 \cdot S_4 / (\varepsilon \cdot S_3). \quad (7)$$

После преобразования формул (1...4) определим коэффициент сопротивления задвижки, приведённый к скорости в патрубке:

$$\zeta = (S_4 / S_3)^2 \cdot \zeta_{\text{вх}} / \varepsilon^2 + (S_4 / S_3)^2 \cdot (1 / \varepsilon - 1)^2 + (S_4 / S_3 - 1)^2, \quad (8)$$

где $S_4 / S_3 = f(h)$, отношение площади патрубка к площади канала между седлом и шибером, является функцией хода шибера h .

Канал между седлом и шибером находится возле стенки патрубка, поэтому течение через затвор происходит при несовершенном сжатии струи. Значение коэффициента сжатия ε при несовершенном сжатии зависит от соотношения площадей канала между седлами и шибером. Для определения коэффициента сжатия при j -ом положении шибера при несовершенном сжатии применим формулы [13]:

$$\varepsilon b_j = 0,57 + 0,043 / (1,1 - (S_j / S_1)^2), \quad (9)$$

и [14]:

$$\varepsilon k_j = 0,40 + 0,38 \cdot (S_j / S_1)^2. \quad (10)$$

Значения коэффициента расхода μ в зоне турбулентной автомодельности можно определить расчётным путём:

$$\mu_j = 1 / \sqrt{\zeta_j}. \quad (11)$$

Расход через задвижку Q_j , $\text{м}^3/\text{с}$, определяется по формуле:

$$Q_j = \mu_j \cdot S_1 \sqrt{2 \cdot g \cdot \Delta H_j}, \quad (12)$$

где ΔH_j – потери напора на задвижке, м , или по формуле:

$$Q_j = \mu_j \cdot S_1 \sqrt{2 \cdot \Delta P_j / \rho}, \quad (13)$$

где ΔP_j – потери давления на задвижке, Па .

Пропускная способность задвижки для каждого положения шибера определяется при подстановке в формулу (13) $\Delta P = 100000 \text{ Па}$ и $\rho = 1000 \text{ кг}/\text{м}^3$ по формуле:

$$Kv_j = 3600 \cdot Q_j. \quad (14)$$

Средняя скорость потока в патрубке составит:

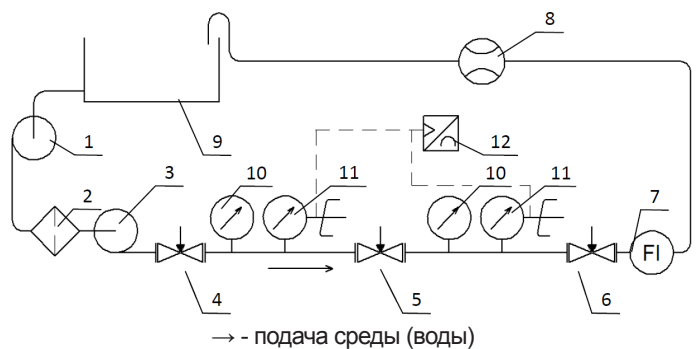
$$V_\delta = Q / S_1. \quad (15)$$

Числа Рейнольдса в патрубке и в затворе определяются по формулам:

$$Re_t = 4 \cdot Q / (\pi \cdot \nu \cdot d), \quad Re = 4 \cdot Q / (\pi \cdot \nu \cdot h). \quad (16)$$

где ν – кинематическая вязкость жидкости, $\text{м}^2/\text{с}$.

Методика экспериментальных исследований. Экспериментальные исследования проведены по методике ГОСТ 34437-2018 [10], в лаборатории ООО НПФ «МКТ-АСДМ» на разработанном и изготовленном нами аттестованном стенде «Гидравлическое кольцо» (рисунок 3).



→ - подача среды (воды)
 1 – насос центробежный ЛМ 80-45/28-С; 2 – фильтр сетчатый; 3 – насос центробежный ЦНС 38-220; 4 – задвижка, регулирующая давление до испытуемой арматуры; 5 – испытуемая арматура; 6 – задвижка, регулирующая давление после испытуемой арматуры; 7 – участок трубопровода с прозрачной вставкой; 8 – электромагнитный расходомер-счётчик «Взлёт ЭР» ЭРСВ-550Ф; 9 – ёмкость с водой (20 м^3); 10 – манометр; 11 – датчик давления; 12 – аналогово-цифровой преобразователь (АЦП) «Экограф-Т»

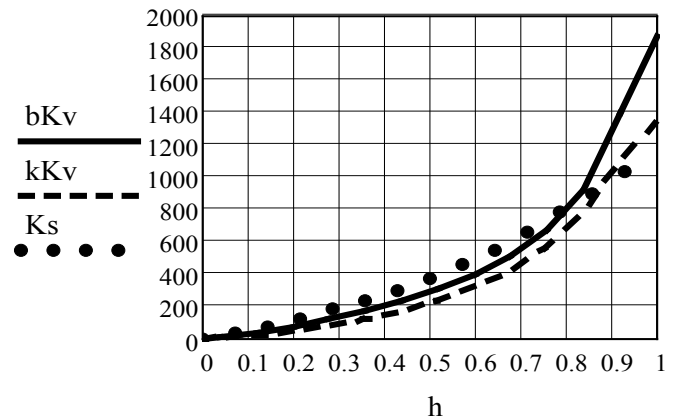
Рисунок 3 – Схема стенда «Гидравлическое кольцо» В ООО НПФ «МКТ-АСДМ»

Испытательный стенд инвентарный № 000363 «Гидравлическое кольцо» С20-00.00.000 СБ аттестован. Оборудование стенда позволяет проводить исследования при расходах до 77,5 м³/ч и давлениях до 3,2 МПа при использовании центробежных насосов и до 32,0 МПа при использовании плунжерного насоса. При проведении экспериментальных исследований, из ёмкости 9 объёмом 20 м³, среда (вода) поступает в центробежный насос 1 (ЛМ 80-45/28-С), который подаёт воду через сетчатый фильтр 2 в многоступенчатый центробежный насос 3 (ЦНС 38-220). Далее вода по трубопроводу поступает в регулируемую задвижку 4. Изменяя положение регулирующего элемента задвижки, добиваемся заданного условиями эксперимента давления P_1 до испытуемой арматуры 5. Давление фиксируются манометрами 10 и датчиками давления 11, установленными до и после испытуемой арматуры 5. Информация с датчиков 11 передается и записывается в АЦП «Экограф-Т» 12. При малых перепадах давления на арматуре давление фиксируется пьезометрами. Пройдя через испытуемую арматуру 5, вода по трубопроводу поступает в регулируемую задвижку 6, где выставляется необходимое после арматуры давление P_2 . Для визуального контроля процесса кавитации после регулирующей задвижки 6 установлен участок трубопровода с прозрачной вставкой 7. Для фиксации расхода Q воды на обратном трубопроводе стенда установлен электромагнитный расходомер 8 (ЭРСВ-550Ф). Пройдя через расходомер 8, вода по трубопроводу возвращается в ёмкость 9.

Результаты. Пропускные характеристики задвижки МКTRDN 150 [15], полученные с использованием для расчёта коэффициента сжатия струи формул (9) и (10), представлены на рисунке 4.

Из рисунка видно, что при $h=0,5$ пропускная способность, полученная с использованием формулы (6), меньше экспериментальной на 29%, с использованием формулы (7) – меньше экспериментальной на 50%. При $h=1,0$ пропускная способность, полученная с использованием формулы (6), больше экспериментальной на 53%, с использованием формулы (7) – больше экспериментальной на 10%.

На основе экспериментальных исследований гидравлических характеристик задвижек нами предложена формула для определения коэффициента сжатия струи при несовершенном сжатии в задвижках:



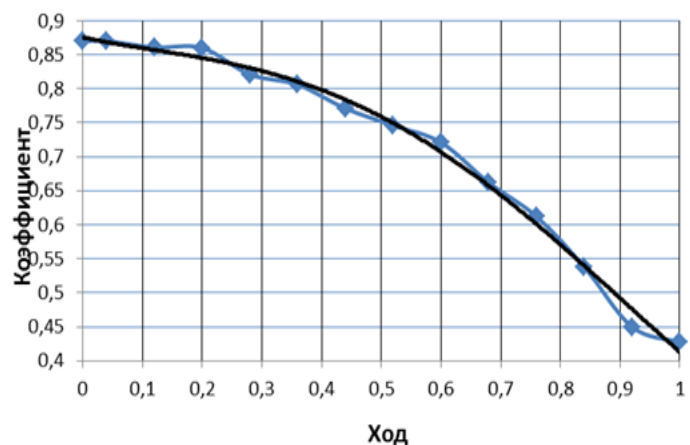
1 – bKv — расчёт с использованием формулы (6);
2 – kKv — расчёт с использованием формулы (7);
3 – Ks ●●●● – действительная (экспериментальная),
полученная по методике ГОСТ 34437-2018 в лаборатории
ООО НПФ «МКТ-АСДМ» на аттестованном стенде

Рисунок 4 – Пропускная характеристика задвижки шиберной запорно-регулирующей МКTRDN 150

$$\varepsilon N_j = x r_j + 0,043 / (1,1 - (S_j / S_1)^2), \quad (17)$$

$$x r_j = 0,6704 h_j^4 - 1,3716 h_j^3 + 0,4256 h_j^2 - 0,1867 h_j + 0,8754. \quad (18)$$

Формула (18) получена с использованием графика на рисунке 5.

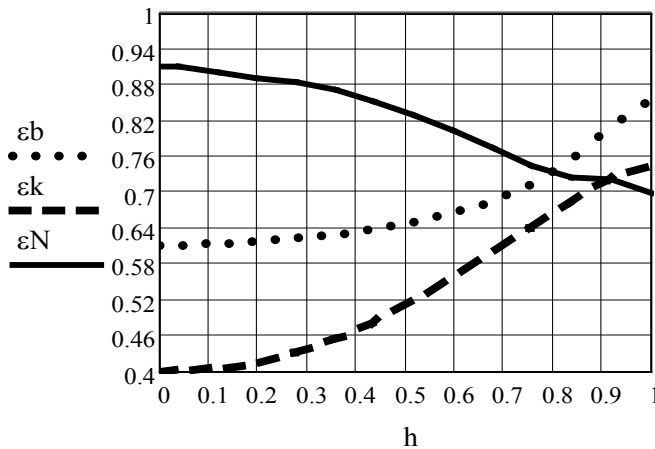


$x r_j$ – расчёт по формуле (18) с достоверностью $R^2=0,9943$ (сплошная линия); $x s_j$ – эксперимент (линия с точками)

Рисунок 5 – Зависимость первого слагаемого $x r_j$ в формуле (17) для расчёта коэффициента сжатия струи от относительного хода шибера h

Зависимость коэффициента сжатия струи от хода шибера, рассчитанная по формулам из

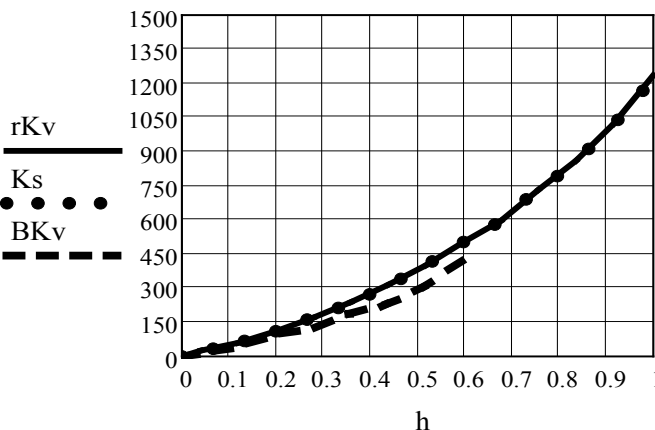
литературных источников и по предлагаемой формуле, показана на рисунке 6.



ϵ_b —коэффициент сжатия струи по формуле (9); ϵ_k — коэффициент сжатия струи по формуле (10); ϵ_N — коэффициент сжатия струи по предлагаемой формуле (17).

Рисунок 6 – Зависимость коэффициентов сжатия струи от относительного хода шибера h

Сравнение пропускной характеристики, рассчитанной с использованием предлагаемых формул, с действительными пропускными характеристиками, полученными в лаборатории МКТ-АСДМ и при промышленных испытаниях, показаны на рисунке 7.



1 – rKv — расчёт с использованием формулы (14); 2 – Ks ●●●● – эксперимент в лаборатории ООО НПФ «МКТ-АСДМ»; 3 – BKv — — — — — получена при производственных испытаниях.

Рисунок 7 – Пропускная характеристика задвижки шиберной запорно-регулирующей MKTR DN 150

Из рисунка видно, что при использовании предлагаемой формулы для расчёта коэффициента сжатия струи при несовершенном сжатии в затворе задвижек расчётные значения про-

пускной способности отличаются от экспериментальных значений не более чем на один процент во всём диапазоне хода шибера.

Выводы. Разработана методика расчёта коэффициента сжатия струи при несовершенном сжатии в затворе задвижек во всём диапазоне хода шибера и пропускной характеристики. При использовании предлагаемой формулы для расчёта коэффициента сжатия струи при несовершенном сжатии в затворе задвижек расчётные значения пропускной способности отличаются от экспериментальных значений не более чем на один процент во всём диапазоне хода шибера. Полученные формулы могут использоваться для расчёта гидравлических характеристик геометрически подобных задвижек.

Список источников

- Исаев А.П., Сергеев, Б.И., Дидур В.А. Гидравлика и гидромеханизация сельскохозяйственных процессов. М.: Агропромиздат, 1990. 400 с.
- Царевский Я.А., Цыпленков Д.С., Ширяев В.Н., Тарасьянц С.А. Гидравлический расчет установки для удаления иловых отложений первичных отстойников канализационных очистных сооружений // Вестник Курганской ГСХА. 2019. № 4 (32). С. 77-80.
- Ездин Д.П. Производственная вакуум-выпарная установка повышения концентрации гуминовых кислот // Вестник Курганской ГСХА. 2020. № 1 (33). С. 53-56.
- Фоминых А.В., Чумаков В.Г., Ковшова Н.А., Ездин Д.П., Костомахин М.Н. Выбор вакуумной выпарной установки для повышения концентрации гуминового геля // Главный зоотехник. 2021. № 4 (213). С. 53-61.
- Ездин Д.П., Ездина А.А., Фомина С.В., Ковшова Н.А., Фоминых А.В. Определение конструкционных параметров эжектора с использованием программного пакета solidworksflowsimulation для вакуумной выпарной установки // Вестник Курганской ГСХА. 2021. № 1(37). С. 61-68.
- Сейнов С.В. Трубопроводная арматура. Исследования. Производство. Ремонт. М.: Машиностроение, 2002. 390 с.
- Современное состояние и перспективы рынка трубопроводной арматуры в 2017-2020 гг. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://business-planner.ru/articles/analitika/sovremennoe-sostoyanie-i-perspektivy-rynka-trubozapornoj-armatury-v-2017-2020-gg.html>, свободный. – (дата обращения: 18.11.2021).
- Фоминых А.В., Пошивалов Е.А., Сухов С.А. Регулирование расхода на водозаборе в системе первого подъёма воды // Вестник Челябинской государственной агроинженерной академии. 2014. Т. 70. С. 136-140.
- Фоминых А.В., Тельминов А.В., Ковшова Н.А. Зависимость коэффициента потерь на трение по длине трубы в гидравлических системах АПК // Вестник Курганской ГСХА. 2018. № 3 (27). С.79-82.
- ГОСТ 34437-2018 Арматура трубопроводная. Методика экспериментального определения гидравлических и кавитационных характеристик. М.:

Стандартинформ, 2018. 41 с.

11 Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / под ред. М.О. Штейнберга. М.: Машиностроение, 1992. 672 с.

12 Гуревич Д.Ф. Расчет и конструирование трубопроводной арматуры: Расчет трубопроводной арматуры. М.: Издательство ЛКИ, 2008. 480 с.

13 Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. Гидравлика гидромашин и гидроприводы. М.: Альянс, 2010. 423 с.

14 Сборник задач по машиностроительной гидравлике: учеб. пособие для машиностроительных вузов / под ред. И.И. Куколевского, Л.Г. Подвидза. 5-е издание. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. 448 с.

15 Сухов С.А. Повышение эффективности процесса регулирования потоков жидкости на основе совершенствования конструкции шибберных задвижек // Арматуростроение. 2014. № 1. С. 36-39.

References

1 Isaev A.P., Sergeev, B.I., Didur V.A. Gidravlika i gidromekhanizatsiya sel'skokhozyaistvennykh protsessov [Hydraulics and hydromechanization of agricultural processes]. Moscow: Agropromizdat; 1990. (In Russ).

2 Tsarevsky Ya.A., Tsyplenkov D.S., Shiryayev V.N., Tarasyants S.A. Gidravlicheskiy raschet ustanovki dlya udaleniya ilovykh otlozhenii pervichnykh otstoinikov kanalizatsionnykh ochistnykh sooruzhenii [Hydraulic calculation of the installation for the removal of silt deposits from primary sedimentation tanks of sewage treatment facilities]. Vestnik Kurganskoy GSKhA. 2019; (4-32): 77-80. (In Russ).

3 Ezdin D.P. Proizvodstvennaya vakuum-vyparnaya ustanovka povysheniya kontsentratsii guminovykh kislot [Industrial vacuum evaporation plant for increasing the concentration of humic acids]. Vestnik Kurganskoy GSKhA. 2020; (1-33): 53-56. (In Russ).

4 Fominykh A.V., Chumakov V.G., Kovshova N.A., Ezdin D.P., Kostomakhin M.N. Vybora vakuumnoi vyparnoi ustanovki dlya povysheniya kontsentratsii guminovogo gelya [The choice of a vacuum evaporator to increase the concentration of humic gel]. Glavnyi zootehnik. 2021; (4-213): 53-61. (In Russ).

5 Ezdin D.P., Ezdina A.A., Fomina S.V., Kovshova N.A., Fominykh A.V. Opredelenie konstruktsionnykh parametrov ezhektora s ispol'zovaniem programmno-go paketa solidworksflowsimulation dlya vakuumnoi vyparnoi ustanovki [Determination of ejector design parameters using the solidworksflowsimulation software package for a vacuum evaporation plant]. Vestnik Kurganskoy GSKhA. 2021; (1-37): 61-68. (In Russ).

6 Seinov S.V. Truboprovodnaya armatura. Issledovaniya. Proizvodstvo. Remont [Pipeline accessories. Research. Production. Repair]. Moscow: Mashinostroyeniye; 2002. (In Russ).

7 Sovremennoe sostoyanie i perspektivy rynka truboprovodnoi armatury v 2017-2020 gg. [Current state and prospects of the pipeline valves market in 2017-2020]. [Internet]. Available: <https://business-planner.ru/articles/analitika/sovremennoe-sostoyanie-i-perspektivy-rynka-trubozapornoj-armatury-v-2017-2020-gg.html>, free. – (Accessed: 18 November 2021). (In Russ).

8 Fominykh A.V., Poshivalov E.A., Sukhov S.A. Regulirovaniye raskhoda na vodozabore v sisteme pervo-

go pod"ema vody [Flow control at water intake in the system of the first rise of water]. Bulletin of the Chelyabinsk State Agroengineering Academy. 2014; (70): 136-140. (In Russ).

9 Fominykh A.V., Telminov A.V., Kovshova N.A. Zavisimost' koeffitsienta poter' na trenie po dline trub v gidravlicheskiykh sistemakh APK [Dependence of the coefficient of friction losses along the length of the pipe in the hydraulic systems of the agro-industrial complex]. Vestnik Kurganskoy GSKhA. 2018; (3-27): 79-82. (In Russ).

10 GOST 34437-2018 Armatura truboprovodnaya. Metodika eksperimental'nogo opredeleniya gidravlicheskiykh i kavitatsionnykh kharakteristik [Pipe fittings. Method of experimental determination of hydraulic and cavitation characteristics]. Moscow: Standartinform; 2018. (In Russ).

11 Steinberg M.O., editor. Spravochnik po gidravlicheskim soprotivleniyam [Handbook of hydraulic resistance]. Moscow: Mashinostroyeniye; 1992. (In Russ).

12 Gurevich D.F. Raschet i konstruirovaniye truboprovodnoi armatury: Raschet truboprovodnoi armatury [Calculation and design of pipeline fittings: Calculation of pipeline fittings]. Moscow: LKI Publishing House; 2008. (In Russ).

13 Bashta T.M., Rudnev S.S., Nekrasov B.B. Gidravlika gidromashiny i gidroprivody [Hydraulics of hydraulic machines and hydraulic drives]. Moscow: Alliance; 2010. (In Russ).

14 Kukolevsky I.I., Podvidza L.G., editors. Sbornik zadach po mashinostroyitel'noi gidravlike: uchebnoe posobie dlya mashinostroyitel'nykh vuzov [Collection of problems in machine-building hydraulics: textbook for machine-building universities]. 5th edition. Moscow: MGTU named after N.E. Bauman; 2002. (In Russ).

15 Sukhov S.A. Povysheniye effektivnosti protsessov regulirovaniya potokov zhidkosti na osnove sovershenstvovaniya konstruktsii shibbernykh zadvizhek [Increasing the efficiency of the process of regulating fluid flows on the basis of improving the design of gate valves]. Valve Construction. 2014; (1): 36-39. (In Russ).

Информация об авторах

A.B. Фоминых – доктор технических наук, профессор; AuthorID 686533

V.Z. Муфтахов – аспирант; AuthorID 1108687.

V.A. Наветкин – аспирант; AuthorID 1123915.

N.A. Ковшова – старший преподаватель; AuthorID 714259.

Information about the authors

A.V. Fominykh – Doctor of Technical Sciences, Professor; AuthorID 686533.

V.Z. Muftakhov – Postgraduate student; AuthorID 1108687.

V.A. Navetkin – Postgraduate student; AuthorID 1123915.

N.A. Kovshova – Senior lecturer; AuthorID 714259.

Статья поступила в редакцию 29.11.2021; одобрена после рецензирования 28.01.2022; принята к публикации 24.02.2022.

The article was submitted 29.11.2021; approved after reviewing 28.01.2022; accepted for publication 24.02.2022.