

Энергетическое, металлургическое и химическое машиностроение

УДК 62-97/-98

doi: 10.18698/0536-1044-2022-5-43-51

Расчетно-теоретическое исследование режимов течения рабочей среды в шиберной задвижке для технологических линий нефтегазодобывающей промышленности

П.Э. Власюк¹, А.В. Чернышев¹, И.Р. Чиняев², А.В. Фоминых³¹ МГТУ им. Н.Э. Баумана² ООО НПФ «МКТ-АСДМ»³ ФГБОУ ВО «Курганская государственная сельскохозяйственная академия им. Т.С. Мальцева»

Calculation and Theoretical Study of Regimes of the Working Medium Flow in a Slide Gate Valve for Technological Lines in the Oil and Gas Industry

P.E. Vlasyuk¹, A.V. Chernyshev¹, I. R. Chinyayev², A.V. Fominykh³¹ Bauman Moscow State Technical University² ООО NPF «MKT-ASDM»³ Kurgan State Agricultural Academy by T.S. Maltsev

В технологических линиях нефтегазодобывающей промышленности шиберные задвижки широко применяют в качестве запорно-регулирующей арматуры. К наиболее важным задачам, возникающим при проектировании шиберной задвижки, относятся расчет гидравлических характеристик потока рабочей среды и определение пропускной способности. Дан обзор основных методов расчета пропускной способности трубопроводной арматуры, указаны их достоинства и недостатки. Предложен метод определения пропускной способности и расчета гидравлических характеристик потока рабочей среды шиберной задвижки высокого давления на основе расчетно-теоретического исследования с применением современного комплекса инженерного анализа. Разработана математическая модель течения рабочей среды и выполнен численный расчет. Путем сравнения данных расчетно-теоретического и экспериментального исследований подтверждена корректность работы математической модели. По результатам расчетов и их оценки соответствия процессу реального течения в физическом прототипе шиберной задвижки сделаны выводы о применимости математической модели.

Ключевые слова: шиберная задвижка, запорно-регулирующая арматура, численный метод, гидравлические характеристики, пропускная способность

Slide gate valves are widely used as shut-off and control valves in technological lines of the oil and gas industry. The most important tasks that arise when designing a gate valve include the calculation of the hydraulic characteristics of the working medium flow and the

determination of throughput. The article presents an overview of the main methods for calculating the throughput of pipeline valves, indicates their advantages and drawbacks. It proposes a method for determining the throughput and calculating the hydraulic characteristics of the working medium flow of a high-pressure slide gate valve based on a computational-theoretical study using a modern complex of engineering analysis. A mathematical model of the working medium flow was developed and a numerical calculation performed. The correctness of the operation of the mathematical model was confirmed by comparing the data of computational-theoretical and experimental research. Based on the results of calculations and assessment of their correspondence to the real flow process in the physical prototype of the slide gate valve, conclusions were drawn about the applicability of the mathematical model.

Keywords: slide gate valve, shut-off and control valves, numerical method, hydraulic characteristics, throughput

Запорно-регулирующая арматура нашла широкое применение в нефтегазовом секторе отечественной промышленности. Так, в 2019 г. суммарная доля нефтяной и газовой отраслей в потреблении трубопроводной арматуры (ТПА) составила 56,7 % [1]. Ориентация производителей ТПА на нефтегазовый сектор объясняется интенсификацией добычи, транспортирования, а также переработки нефти и природного газа. Также важным фактором, влияющим на распределение долей потребления ТПА на отечественном рынке, служит устойчивый рост нефтяных и газовых компаний и их намерения осуществить крупные инвестиции в добычу углеводородов.

На сегодняшний день наиболее распространенным видом ТПА являются задвижки. По типу запорного узла задвижки подразделяют на клиновые и шиберные. В клиновых задвижках уплотнительные поверхности запорного узла расположены под углом, образуя клин, а в шиберных — параллельно друг другу. Шиберные задвижки (ШЗ) также называют параллельными.

Основными преимуществами ШЗ перед клиновыми задвижками являются: возможность использования в качестве запорно-регулирующей арматуры и для управления потоком вязкой среды, высокая скорость управления потоком рабочей среды (РС) и относительно малые габаритные размеры [2].

Благодаря эффективности и надежности ШЗ получили широкое распространение как на технологических линиях нефтегазодобывающей промышленности, так и в системах трубопроводного транспорта углеводородов.

Среди часто встречающихся задач, решаемых инженерами при проектировании ШЗ, важное место занимают расчет пропускной способности ТПА и определение гидравличе-

ских характеристик потока РС: числа Рейнольдса, скорости потока, давления и др. [3].

Согласно ГОСТ 34437–2018, пропускной способностью называют величину, численно равную расходу РС с плотностью 1000 кг/м³ и температурой 15 °С, протекающей через ТПА при перепаде давления 1 бар [4]. Пропускная способность ТПА определяется выражением [5]

$$K_v = Q_{\text{ж}} \sqrt{\frac{\rho}{1000 \Delta p}} = Q_{\text{ж}} \sqrt{\frac{\rho}{1000(p_{\text{вх}} - p_{\text{вых}})}}, \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (1)$$

где $Q_{\text{ж}}$ — объемный расход РС, м³/ч; ρ — плотность РС на входе в ТПА, кг/м³; Δp — перепад (потери) давлений на ТПА, бар; $p_{\text{вх}}$ и $p_{\text{вых}}$ — входное и выходное давление РС, бар абс.

В настоящее время существуют три основных метода определения пропускной способности ТПА: аналитический метод расчета [3, 6], экспериментальное определение [4] и численный метод расчета [5, 7, 8].

Аналитический метод расчета пропускной способности ТПА основан на определении потерь давления в ее проточной части путем замены реальной геометрии на близкую эквивалентную. Для каждого элемента (участка) эквивалентной геометрии вычисляют коэффициент гидравлического сопротивления, с помощью которого рассчитывают потери давления на этом участке. Зная суммарные потери давления в проточной части ТПА, а также расход и плотность РС, по формуле (1) находят искомую пропускную способность.

Основными недостатками аналитического метода расчета принято считать ограниченный набор эквивалентной геометрии и диапазон

применения каждого геометрического эквивалента [5, 6].

Экспериментальное определение пропускной способности ТПА регламентирует ГОСТ 34437–2018 и заключается в проведении исследований на лабораторном стенде [4], что требует значительных затрат. Как правило, экспериментальное исследование проводит производитель ТПА для подтверждения паспортных характеристик изделия. Однако такое исследование требует достаточно больших временных затрат на подготовку, реализацию эксперимента и последующую обработку результатов.

Численный расчет пропускной способности ТПА выполняют с помощью широко распространенных комплексов инженерного анализа и математического моделирования (CAE-систем), в основе которых лежат методы конечных элементов, конечных объемов, конечных разностей и др. [7–9]. Использование комплексов математического моделирования позволяет оценивать эффективность устройства на этапе проектирования и при необходимости вносить изменения в конструкцию. К недостаткам численного расчета можно отнести необходимость верификации расчетов.

Цель исследования — разработка математической модели течения РС в ШЗ, применяемой на технологических линиях нефтяной и газовой промышленности, и численный расчет пропускной способности ШЗ и основных гидравлических характеристик потока РС.

Численное моделирование течения РС через ШЗ. Объектом исследования являлась ШЗ высокого давления, разработанная и изготовленная ООО НПФ «МКТ-АСДМ» (г. Курган). Эта ШЗ, выполняющая функции запорно-регулирующей арматуры, применяется для управления потоком РС в системах поддержания пластового давления и первичного транспорта углеводородов на месторождении.

В качестве РС рассматриваемой задвижки выступают: попутный нефтяной газ, природный газ, газовый конденсат и пластовая (сеноманская) вода. Эксплуатационно-технические характеристики ШЗ: номинальный диаметр — 150 мм и номинальное давление — 25 МПа. 3D-модель проточной части ШЗ приведена на рис. 1.

Затвор ШЗ состоит из шибера 1 и двух уплотнительных седел 2, внутренний диаметр которых составляет 134 мм. В зоне контакта

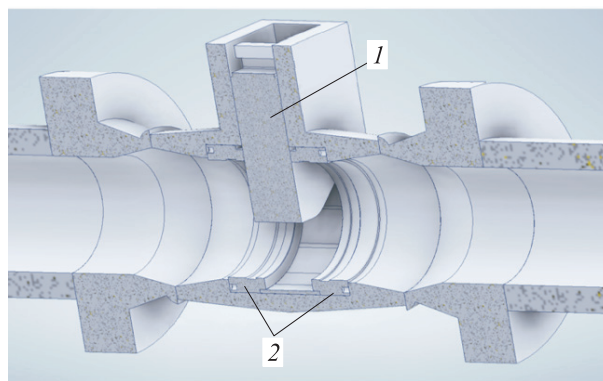


Рис. 1. 3D-модель проточной части ШЗ

поверхности шибера с уплотнительными седлами создается уплотнение металл по металлу. Крайнее верхнее положение шибера соответствует открытому положению ШЗ, а нижнее — закрытому.

Регулирование характеристик рабочего потока РС осуществляется заданием различного хода шибера h . Точка отсчета начала хода шибера соответствует началу пропуска РС при открытии ШЗ.

В ходе расчетно-теоретического исследования требовалось определить пропускную способность ШЗ и гидравлические характеристики потока РС для различных положений шибера в диапазоне его хода $h = 5 \dots 125$ мм с шагом 10 мм для заданного перепада давлений.

Исследование пропускной способности ШЗ и определение гидравлических характеристик потока РС выполнены на базе созданной математической модели, описывающей трехмерное течение РС в проточной полости ШЗ при различных значениях хода шибера.

Приняты следующие допущения:

- РС подчиняется закону вязкого трения;
- режим течения РС — установившийся стационарный;
- кавитация не учитывается;
- отсутствует теплообмен между внешней средой и РС;
- шероховатость всех поверхностей проточной части расчетной области составляет 50 мкм;
- допустимый разброс размеров деталей не учитывается.

В основу математической модели положены система дифференциальных уравнений в частных производных и граничные условия. Система дифференциальных уравнений математической модели включает в себя [5]:

- уравнение неразрывности потока РС

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0; \quad (2)$$

- закон сохранения количества движения РС

$$\frac{\partial p}{\partial t} u_i + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j u_i - \tau_{ij}) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + S_i; \quad (3)$$

- уравнение кинетической энергии турбулентности

$$\frac{\partial(p k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i k) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[(\mu + \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + S_k; \quad (4)$$

- уравнение диссипации турбулентности

$$\frac{\partial(p \epsilon)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i \epsilon) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[(\mu + \mu_t) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right] + S_\epsilon, \quad (5)$$

где p — давление РС, Па; t — время, с; u_i и u_j — проекция вектора скорости на ось x_i и x_j , м/с; τ_{ij} — тензор напряжений для вязкой жидкости, Н/м²; S_i — источник объемных и поверхностных сил, Н/м³; k — кинетическая энергия турбулентного потока, Дж; μ — динамическая вязкость, Па·с; μ_t — коэффициент турбулентной вихревой вязкости, Па·с; S_k — источник объемных сил, Н/м³; ϵ — диссипация турбулентного потока, Дж; S_ϵ — источник поверхностных сил, Н/м³

Тензор напряжений для вязкой жидкости определяется выражением

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) + \left(\zeta - \frac{2}{3} \mu \right) \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij}, \quad (6)$$

где ζ — коэффициент гидравлического сопротивления; u_k — проекция вектора скорости на ось x_k ; δ_{ij} — оператор Кронекера.

Система уравнений (2)–(6) задает модель турбулентности SST, являющуюся комбинацией моделей турбулентности k – ϵ и k – ω , описывающих течение РС в свободном потоке и вблизи стенок соответственно. Система уравнений не имеет аналитического решения, по-

этому для ее решения необходимо воспользоваться численными методами.

В качестве граничных условий приняты абсолютные давления РС и площади проходного сечения на входе потока в расчетную область S_1 и на выходе потока из нее S_4 . Расчетная область включает в себя проточную часть ШЗ и участки трубопроводов длиной $10d$ ($d = 134$ мм), присоединенных к входу и выходу ШЗ. Схема расчетной области математической модели приведена на рис. 2, где S_2 и S_3 — площадь проходного сечения на входе потока в ШЗ и на выходе потока из ШЗ. В качестве граничных условий использованы следующие условия:

$$p|_{S_1} = 16 \text{ бар}; \quad S_1 = 14102,61 \text{ мм}^2;$$

$$p|_{S_4} = 13 \text{ бар}; \quad S_4 = 14102,61 \text{ мм}^2.$$

Численный расчет на основе разработанной математической модели реализован в среде САЕ, позволяющей проводить гидродинамические расчеты. В качестве РС выбрана вода. На входе в расчетную область плотность потока составляла 1000 кг/м³, температура — 20 °С.

При реализации численного расчета на основе 3D-модели проточной части ШЗ сформирована расчетная область, выполнено ее разбиение на конечные объемы, выбрана модель турбулентности, указаны параметры расчета, заданы граничные условия и проведен расчет.

Результатом разбиения расчетной области на конечные объемы являлась неструктурированная адаптированная гексаэдрическая сетка. Для улучшения сходимости решения применен механизм адаптации сетки: для соседних областей со значительно различающимися гидродинамическими параметрами проведено дополнительное дробление сетки на более мелкие объемы. Моделирование течения в пограничном слое, наблюдающемся в пристеночных областях, выполнено с помощью нескольких пристеночных функций [5].

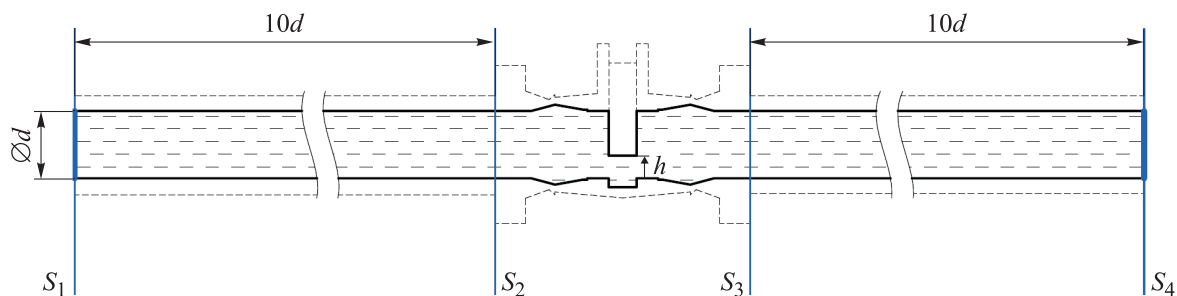


Рис. 2. Схема расчетной области математической модели

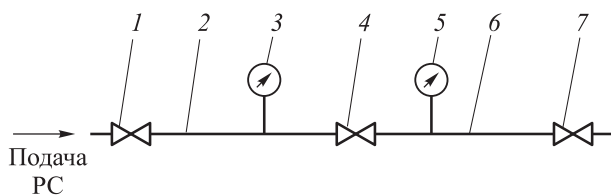


Рис. 3. Принципиальная схема участка экспериментального стенда:
 1, 7 — запорные клапаны; 2 — трубопровод на входе испытуемой арматуры; 3, 5 — прибор для измерения давления; 4 и 6 — испытуемая арматура и трубопровод на ее выходе

Для оценки результатов расчетно-теоретического исследования течения РС в ШЗ использованы данные экспериментального определения пропускной способности, выполненного на аттестованном лабораторном стенде, удовлетворяющем требованиям ГОСТ 34437–2018. Принципиальная схема участка лабораторного экспериментального стенда приведена на рис. 3.

По методике, указанной в ГОСТ 34437–2018, устанавливали заданный перепад давлений и проводили необходимые измерения параметров потока РС. Пропускную способность определяли по формуле

$$K_v = \frac{3,57 \cdot 10^4 Q}{B} \sqrt{\frac{\rho}{\Delta p}}, \quad (7)$$

где Q — объемный расход РС, м³/с; B — коэффициент, учитывающий расширение воздуха (при испытаниях на воде он принят равным единице, при испытаниях на воздухе B зависит от отношения давлений $\beta = p_{вх}/p_{вых}$ и приведен в работе [4] как табличное значение).

Результаты расчетов и их обсуждение. При численном расчете получены гидравлические характеристики потока РС в проточной части запорно-регулирующей ШЗ для заданного диапазона положений запорного органа. Исполь-

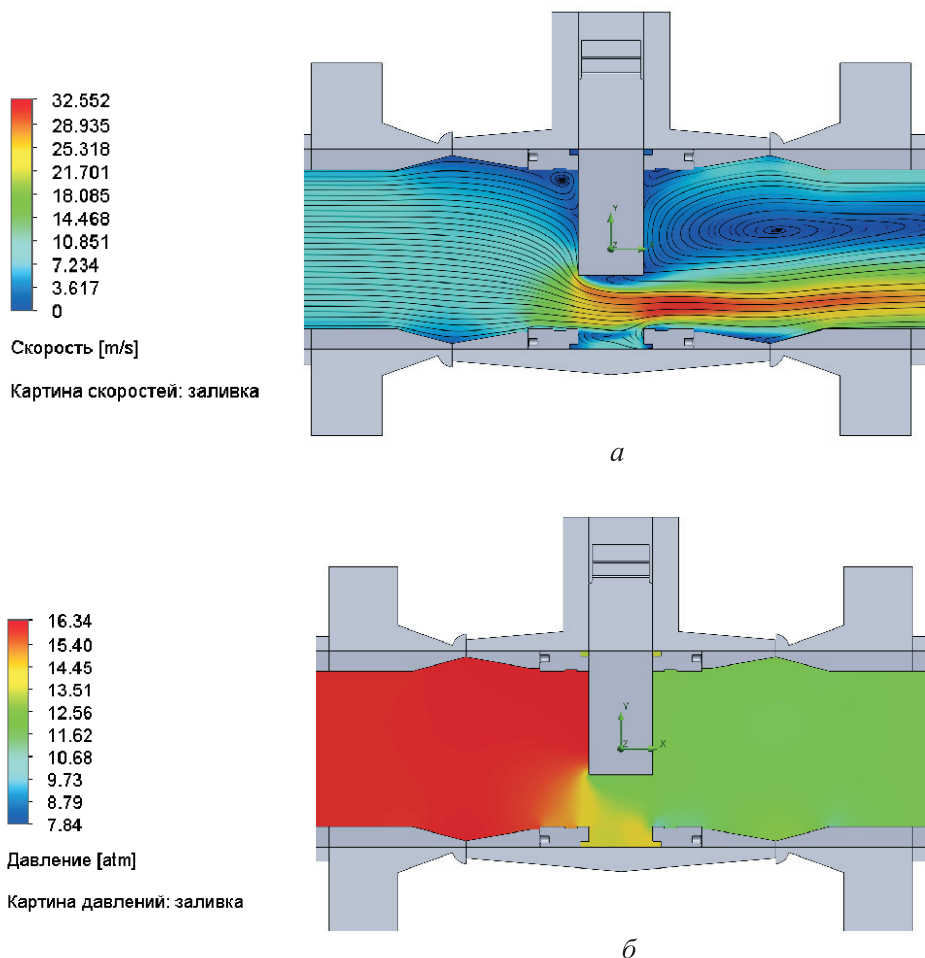


Рис. 4. Поля скоростей, м/с, (а) и давлений, атм, (б) потока РС в области проходных сечений S_2 – S_3 ШЗ при ходе шибера $h = 45$ мм

зование программного комплекса позволяет отобразить картину течения РС с указанием распределения основных параметров. Поля скоростей и давлений потока РС в области проходных сечений S_2 – S_3 ШЗ при ходе шибера $h = 45$ мм приведены на рис. 4.

Гидравлические характеристики потока РС для характерных участков расчетной области — проходных сечений S_1 , S_2 , S_3 , S_4 , полученные в результате численного расчета при ходе шибера $h = 45$ мм, приведены в табл. 1.

С помощью созданной математической модели определены значения объемного расхода РС Q через арматуру для всех рассматриваемых положений ШЗ. Далее по зависимости (7) найдены значения пропускной способности для каждого хода ШЗ из заданного диапазона.

Таблица 1

Гидравлические характеристики рабочего потока РС при ходе шибера $h = 45$ мм

Проходное сечение	Массовый расход, кг/с	Скорость, м/с	Давление, бар
S_1	115,6	8,14	16,00
S_2	115,6	8,21	15,94
S_3	115,6	17,36	11,94
S_4	115,6	8,45	13,00

Таблица 2

Значения пропускной способности ШЗ, полученные путем численного расчета и экспериментального исследования, при различных значениях хода шибера

h , мм	K_v^n , м ³ /ч	K_v^e , м ³ /ч	Δ , %
5	8,64	18,16	-110,19
15	53,42	51,46	3,77
25	110,91	110,91	2,92
35	171,94	166,64	0,91
45	237,97	236,81	0,42
55	311,29	309,47	0,64
65	394,49	396,32	-0,51
75	484,64	499,10	-3,10
85	567,80	595,02	-4,94
95	660,71	730,69	-10,69
105	762,42	854,14	-12,07
115	834,09	1011,28	-21,22
125	921,26	1222,79	-32,68

Для оценки результатов расчетно-теоретического исследования сопоставляли пропускные способности, полученные путем численного расчета K_v^n и экспериментального исследования K_v^e . Их расхождение определяли по формуле

$$\Delta = \frac{K_v^n - K_v^e}{K_v^n} \cdot 100 \%$$

Значения пропускной способности ШЗ, найденные путем численного расчета (в среде FloEFD) и экспериментального исследования, при различных значениях хода шибера приведены в табл. 2.

Зависимости пропускной способности ШЗ от хода шибера h , полученные путем расчетно-теоретического и экспериментального исследований, приведены на рис. 5.

Зависимость расхождения пропускных способностей ШЗ, полученных путем численного расчета и экспериментального исследования, от хода шибера h приведены на рис. 6.

Значения пропускной способности ШЗ, полученные путем численного расчета, показали хорошую сходимость с результатами эксперимента в диапазоне хода шибера $h = 15 \dots 85$ мм. Расхождения пропускных способностей ШЗ по модулю в этом интервале составили менее 5%; а в четырех положениях из этого интервала — менее 1%. При ходе шибера $h = 5$ мм наблюдается наибольшее расхождение $\Delta = 110$ %. В диапазоне хода шибера $h = 105 \dots 125$ мм расхождения Δ постепенно увеличиваются от -10 до -32%.

Расхождение пропускных способностей ШЗ на первом шаге расчета при ходе шибера $h = 5$ мм может быть связано с точностью его позиционирования при экспериментальном

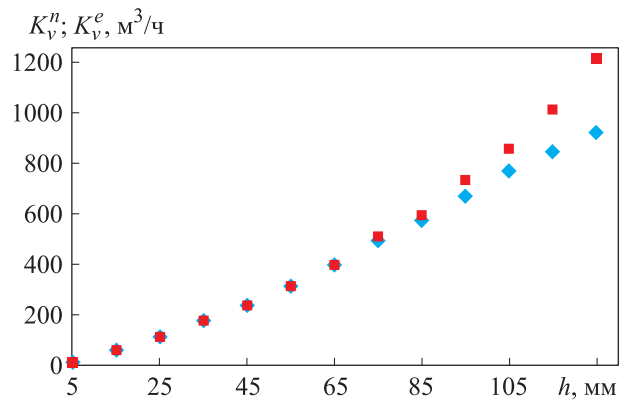


Рис. 5. Зависимости пропускной способности ШЗ, полученной путем расчетно-теоретического K_v^n (♦) и экспериментального K_v^e (■) исследований, от хода шибера h

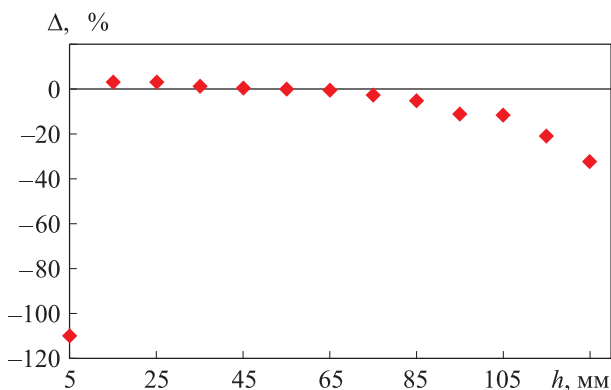


Рис. 6. Зависимость расхождения пропускных способностей ШЗ Δ , полученных путем численного расчета и экспериментального исследования, от хода шибера h

исследовании. Для малых значений площадей проходного сечения важную роль играет точность начального положения шибера. В процессе эксперимента для малых ходов шибера достаточно сложно реализовать необходимую точность позиционирования деталей затвора относительно друг друга вследствие допустимого разброса линейных размеров деталей.

Кроме того, согласно ГОСТ 34437–2018, отсчет хода шибера при экспериментальном определении начинается с момента начала пропускания РС, поэтому следует учитывать, что точка начала отсчета хода шибера при эксперименте может не соответствовать теоретическому (расчетному) началу отсчета.

Литература

- [1] Афанасьева О.В., Бакулина А.А., Коркунов С.Б. Перспективы развития российского арматуростроения в современных экономических условиях. *Газовая промышленность*, 2020, № 6, с. 70–73.
- [2] Филиппов В.В. *Технологические трубопроводы и трубопроводная арматура*. Самара, СамГТУ, 2012. 66 с.
- [3] Чиняев И.Р., Фоминых А.В., Пошивалов Е.А. и др. Определение пропускной характеристики задвижки шиберной запорно-регулирующей. *Экспозиция нефть газ*, 2015, № 2, с. 38–40.
- [4] ГОСТ 34437–2018. *Арматура трубопроводная. Методика экспериментального определения гидравлических и кавитационных характеристик*. Москва, Стандартинформ, 2018. 41 с.
- [5] Малов Д.А., Чернышев А.В., Слободов Е.Б. Метод определения пропускной способности запорной арматуры. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2022, № 3, с. 66–75, doi: <http://dx.doi.org/10.18698/0536-1044-2022-3-66-75>
- [6] Идельчик И.Е. *Справочник по гидравлическим сопротивлениям*. Москва, Машиностроение, 1992. 671 с.
- [7] Быкова Т.А., Данилкин Е.А., Шеремет М.А. Моделирование работы односедельного регулирующего клапана в пакете Ansys. *Тр. 6-й Росс. нац. конф. по теплообмену*. Москва, МЭИ, 2014, с. 44–47.

На расхождения значений пропускной способности в диапазоне хода шибера $h = 105 \dots 125$ мм могут влиять такие факторы, как допущения математической модели, выбор модели турбулентности, возможное различие между реальным и расчетным значениями площадей проходного сечения, вызванное неточностью начального позиционирования деталей затвора.

Выводы

1. Описан метод численного расчета гидравлических характеристик потока РС и пропускной способности ШЗ для технологических линий нефтегазодобывающей промышленности.
2. Разработана математическая модель, которая характеризует процесс трехмерного течения РС, подчиняющейся закону вязкого трения и не подвергающейся процессу кавитации.
3. Для проверки корректной работы предложенной математической модели и ее соответствия реальному процессу в физическом прототипе ШЗ проведено сравнение результатов расчетно-теоретического и экспериментального исследований.
4. Разработанную математическую модель можно применять для изучения процессов течения потока воды через ШЗ для большей части диапазона хода шибера (80 % хода шибера).

- [8] Wu H., Li J.Y., Gao Z.X. Flow characteristics and stress analysis of a parallel gate valve. *Processes*, 2019, vol. 7, no. 11, art. 803, doi: <https://doi.org/10.3390/pr7110803>
- [9] Liu P., Liu Y., Huang Z. et al. Design optimization for subsea gate valve based on combined analyses of fluid characteristics and sensitivity. *J. Pet. Sci. Eng.*, 2019, vol. 182, art. 106277, doi: <https://doi.org/10.1016/j.petrol.2019.106277>

References

- [1] Afanas'yeva O.V., Bakulina A.A., Korkunov S.B. Russian valve industry in modern economic conditions: development prospects. *Gazovaya promyshlennost'* [Gas Industry], 2020, no. 6, pp. 70–73. (In Russ.).
- [2] Filippov V.V. *Tekhnologicheskie truboprovody i truboprovodnaya armatura* [Industrial pipelines and pipe fitting]. Samara, SamGTU Publ., 2012. 66 p. (In Russ.).
- [3] Chinyaev I.R., Fominykh A.V., Poshivalov E.A. et al. The throughput ability of shutoff and control valves. *Ekspozitsiya neft' gaz* [Exposition Oil Gas], 2015, no. 2, pp. 38–40. (In Russ.).
- [4] GOST 34437–2018. *Armatura truboprovodnaya. Metodika eksperimental'nogo opredeleniya gidravlicheskiykh i kavitatsionnykh kharakteristik* [State standard GOST 34437–2018. Pipeline valves. Technique of the experimental determination of hydraulic and cavitation characteristics]. Moscow, Standartinform Publ., 2018. 41 p. (In Russ.).
- [5] Malov D.A., Chernyshev A.V., Slobodov E.B. Shut-off valve throughput capacity. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie* [BMSTU Journal of Mechanical Engineering], 2022, no. 3, pp. 66–75, doi: <http://dx.doi.org/10.18698/0536-1044-2022-3-66-75> (in Russ.).
- [6] Idel'chik I.E. *Spravochnik po gidravlicheskim soprotivleniyam* [Handbook on hydraulic resistance]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1992. 671 p. (In Russ.).
- [7] Bykova T.A., Danilkin E.A., Sheremet M.A. [Working simulation of single-seat control valve using Ansys software]. *Tr. 6y Ross. nats. konf. po teploobmenu* [Proc. 6th Rus. National Conf. on Heat Transfer]. Moscow, MEI Publ., 2014, pp. 44–47. (In Russ.).
- [8] Wu H., Li J.Y., Gao Z.X. Flow characteristics and stress analysis of a parallel gate valve. *Processes*, 2019, vol. 7, no. 11, art. 803, doi: <https://doi.org/10.3390/pr7110803>
- [9] Liu P., Liu Y., Huang Z. et al. Design optimization for subsea gate valve based on combined analyses of fluid characteristics and sensitivity. *J. Pet. Sci. Eng.*, 2019, vol. 182, art. 106277, doi: <https://doi.org/10.1016/j.petrol.2019.106277>

Статья поступила в редакцию 11.04.2022

Информация об авторах

ВЛАСЮК Павел Эдуардович — магистрант кафедры «Вакуумная и компрессорная техника». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, к. 1, e-mail: pavel.vlasyuk@gmail.ru).

ЧЕРНЫШЕВ Андрей Владимирович — доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Вакуумная и компрессорная техника». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, к. 1, e-mail: chernyshev@bmstu.ru).

ЧИНЯЕВ Ильгиз Рашитович — кандидат технических наук, директор ООО НПФ «МКТ-АСДМ» (64000, Курган, Российская Федерация, ул. Набережная, 2а, e-mail: ruk_mkt@mail.ru).

Information about the authors

VLASYUK Pavel Eduardovich — Master's Student, Department of Vacuum and Compressor Equipment. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: pavel.vlasyuk@gmail.ru).

CHERNYSHEV Andrey Vladimirovich — Doctor of Science (Eng.), Professor, Head of the Department of Vacuum and Compressor Equipment. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: chernyshev@bmstu.ru).

CHINYAEV Ilgiz Rashitovich — Candidate of Science (Eng.), Director, ООО NPF «MKT-ASDM» (64000, Kurgan, Russian Federation, Naberezhnaya St., Bldg. 2a, e-mail: ruk_mkt@mail.ru).

ФОМИНЫХ Александр Васильевич — доктор технических наук, профессор кафедры «Технические системы и сервис в агробизнесе». ФГБОУ ВО «Курганская государственная сельскохозяйственная академия имени Т.С. Мальцева» (641300, Курганская обл., Российская Федерация, Кетовский р-н, с. Лесниково, e-mail: prof_fav@mail.ru).

FOMINYKH Alexander Vasilyevich — Doctor of Science (Eng.), Professor, Department of Technical Systems and Services in Agribusiness. Kurgan State Agricultural Academy by T.S. Maltsev (641300, Kurgan Region, Ketovsky District, Lesnikovo Village, Russian Federation, e-mail: prof_fav@mail.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Власюк П.Э., Чернышев А.В., Чиняев И.Р., Фоминых А.В. Расчетно-теоретическое исследование режимов течения рабочей среды в шиберной задвижке для технологических линий нефтегазодобывающей промышленности. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2022, № 5, с. 43–51, doi: 10.18698/0536-1044-2022-5-43-51

Please cite this article in English as:

Vlasyuk P.E., Chernyshev A.V., Chinyayev I. R., Fominykh A.V. Calculation and Theoretical Study of Regimes of the Working Medium Flow in a Slide Gate Valve for Technological Lines in the Oil and Gas Industry. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2022, no. 5, pp. 43–51, doi: 10.18698/0536-1044-2022-5-43-51



**Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана
предлагает читателям учебное пособие
«Материаловедение и технология
обработки материалов»**

Авторы: А.Ф. Третьяков, Л.В. Тарасенко

Изложены закономерности формирования строения материалов в процессе кристаллизации, пластического деформирования, термической обработки и сварки. Приведены технологические способы управления строением и свойствами сплавов, основные свойства конструкционных и инструментальных материалов. Рассмотрены физико-химические процессы, протекающие при изготовлении изделий в парогазовой, жидкой, твердожидкой и твердой фазах, принципы выбора оптимальной марки материала и метода получения проектируемых изделий. Даны примеры изготовления деталей машин обработкой давлением и резанием, литьем и сваркой.

Второе издание (1-е изд. — 2014 г.) дополнено сведениями по аддитивным технологиям, формированию фасонных изделий из твердожидких заготовок, а также о новом технологическом процессе — сварке трением с перемешиванием.

Для студентов технических университетов, обучающихся по машиностроительным направлениям подготовки, а также для преподавателей и инженеров.

По вопросам приобретения обращайтесь:

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, к. 1.
Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;
press@baumanpress.ru; <https://bmstu.press>