

УДК 621.51/.54

Методы расчета рабочих процессов и усовершенствование конструкции криогенной запорно-регулирующей арматуры пневмогидравлических систем

Д.А. Малов

МГТУ им. Н.Э. Баумана

Methods for computing work processes and improving the cryogenic shut-off and control valves design in the pneumohydraulic systems

D.A. Malov

Bauman Moscow State Technical University

Разработан метод расчета рабочего процесса в криогенной арматуре, основанный на теории вычислительной гидрогазодинамики и сопряженного теплообмена. Выведена зависимость теплоты трения от пропускной способности клапана. Разработанная математическая модель позволяет определять значения тепловых потоков криогенного клапана с изоляцией разного типа и суммарной теплоты, подводимой к криопродукту. По результатам расчета усовершенствована конструкция проточной полости прямопроходного клапана. Новая конструкция, по сравнению к исходной, имеет улучшенные технические характеристики. Пропускная способность увеличена на 56,8 %, теплота трения снижена до 1,3 Вт. Суммарная теплота, подводимая к криогенному продукту усовершенствованной конструкции в случае экранно-вакуумной изоляции, составила 3,67 Вт, что на 33 % меньше, чем у исходной конструкции. По расчетным значениям тепловых потоков трехмерных моделей клапанов с изоляцией разного типа выполнено их численное сравнение.

EDN: IHBDDE, <https://elibrary/ihbdde>

Ключевые слова: криогенная арматура, вычислительная гидрогазодинамика, расчет теплообмена, проектирование арматуры, тип изоляции, пропускная способность

The paper presents a method for computing work process in the cryogenic valves based on the theory of computational fluid dynamics and conjugated heat transfer. The friction heat dependence on the valve capacity is derived. The developed mathematical model makes it possible to determine the cryogenic valve heat flow values with the different types of insulation and the final value of heat supplied to the cryogenic product. Based on the computation results, the flow cavity design of the straight-through valve was improved. The new design raised technical characteristics compared to the original ones. Its capacity was increased by 56.8%, and friction heat was reduced to 1.3 W. Final heat value supplied to the cryogenic product of improved design in the case of screen-vacuum insulation was 3.67 W, which was by 33% less than that original one. Based on the computed values of heat flows in the valve three-dimensional models with different types of insulation, they were numerically compared.

EDN: IHBDDE, <https://elibrary/ihbdde>

Keywords: cryogenic valves, computational hydro-fluid dynamics, heat transfer computation, valve design, insulation type, throughput

Транспортирование и хранение криогенных жидкостей — процессы, тесно связанные с испарением рабочей среды (РС) ввиду наличия теплового потока $Q_{т.п}$ из внешней среды (ВС) и охлаждения деталей оборудования до температуры криогенного продукта (криопродукта). Увеличение доли паровой фракции в РС может привести к снижению эффективности и надежности оборудования. Например, на установках с криогенными центробежными насосами высокое содержание паровой фракции вызывает повреждение рабочего колеса и значительно снижает эффективность процесса сжатия, особенно в системах с жидким гелием и водородом [1–3].

Исследуя вопросы кавитации в запорно-регулирующих клапанах, Л.М. Виесполь установил, что в большинстве случаев причиной повреждения запорного органа является кавитация в проточной полости (ПП) клапана [4, 5].

К сопутствующим проблемам можно отнести процесс конденсации влаги из ВС на поверхность элементов криогенной системы. После охлаждения происходит кристаллизация водяных паров вблизи наружных стенок оборудования. Как только подача криопродукта прекращается, начинается процесс плавления кристаллов льда и образуется конденсат. При повторной подаче криопродукта температура стенки становится ниже, чем у точки кристаллизации, и конденсат повторно превращается в лед.

Циклический режим работы таких установок интенсифицирует процесс образования льда, что значительно увеличивает тепловые потери криогенной системы и повышает содержание паровой фракции криопродукта. Однако образование инея на поверхности элементов криогенных систем без изоляции уменьшает теплопритоки из ВС к криогенной жидкости.

Теплоизоляцией является слой инея, имеющий более низкую теплопроводность, чем система, где металлическая поверхность контактирует с ВС напрямую, а следовательно, коэффициент теплопередачи по отношению к ВС такой системы больше. В случае продолжительной работы системы тепловые потери уменьшаются вместе с ростом толщины инея на поверхности оборудования при условии незначительного изменения плотности инея.

Различные вещества и типы изоляции имеют следующую теплопроводность при температуре 293 К, Вт/(м·К): сталь 12X18H10T — 20; лед — 2,2; иней плотностью 100 кг/м³ — 0,1; вспененный синтетический каучук — 0,038; пе-

нополистирол плотностью 30 кг/м³ — 0,033; воздух — 0,0259; экранно-вакуумная изоляция (ЭВИ) — 0,0001.

Как уже отмечалось, особенность такой изоляции возникает при прекращении подачи криопродукта, поэтому для ее применения необходимо руководствоваться режимом работы системы и условиями эксплуатации. Например, установка может эффективно работать, если температура ВС ниже, чем у точки кристаллизации. При таком условии плавления инея не произойдет, и теплопритоки не увеличатся.

Одним из примеров влияния тепловых потерь на работу криогенных установок является запорно-регулирующая арматура — неотъемлемая часть любого технологического оборудования. Существуют различные конструктивные решения для низкотемпературных и криогенных сред, выбор которых зависит от многих факторов.

Следует отметить, что к выбору необходимо подходить обоснованно, используя нормативную документацию и научно-техническую литературу. Руководствуясь нормативной документацией, длину штока выбирают в зависимости от номинального диаметра клапана, что в некоторых случаях увеличивает металлоемкость конструкции и создает дополнительные тепловые потери.

Чтобы уменьшить долю паровой фракции РС, следует обращать внимание на массогабаритные характеристики клапана, так как изначально тело клапана и технологических трубопроводов имеет температуру ВС. При движении РС в верхнюю полость штока через ходовую резьбу давление и плотность понижаются вследствие уменьшения проходного сечения.

В верхней полости штока образуется газовая подушка РС с меньшей плотностью и теплопроводностью. Основная часть теплоты от криопродукта передается ВС через детали клапана. С одной стороны, увеличение длины штока приводит к возрастанию газовой подушки, что снижает теплопритоки, а с другой — растет площадь наружной поверхности, контактирующей с ВС, что повышает теплоприток через детали клапана.

В этом случае необходимо, чтобы уплотнительный узел по отношению к ВС находился в теплой зоне для предотвращения заклинивания и сохранения герметичности. Согласно ГОСТ

34294–2017, минимальную длину штока выбирают в зависимости от номинального диаметра клапана и температуры РС [6, 7].

Так как для решения некоторых задач информации в открытых источниках недостаточно, необходимо провести индивидуальный расчет при определенных рабочих условиях. Производители криогенной арматуры зачастую не указывают в технических характеристиках значения тепловых потерь для конкретной конструкции клапана, что приводит к невозможности или неточности расчета криогенной системы и определения режима ее работы.

Цель работы — создание методики расчета рабочего процесса на примере криогенного запорного клапана, позволяющей решать различные задачи на этапе проектирования без проведения многократных испытаний.

В частности, можно будет определять длину штока с минимальными тепловыми потерями в зависимости от рабочих параметров и условий эксплуатации, выполнять анализ конструкции, рассчитывать толщину теплоизоляции или тепловые потери и величину газификации криопродукта в рабочем режиме.

Рассмотрен клапан, установленный в криогенной системе с переохлажденной РС как элемент для изменения расхода РС после центробежного перекачивающего агрегата. РС находится в изолированной емкости под давлением. В целях повышения давления в емкости использован встроенный испаритель.

Для получения переохлажденной жидкости выполняется предварительный сброс газобразной среды, вследствие чего температура постепенно увеличивается, но остается близкой к температуре кипения при давлении до сброса. Затем начинается подача РС через перекачивающий агрегат, и через клапан протекает жидкость в переохлажденном состоянии.

Помимо прямого подвода теплоты от ВС через детали арматуры к РС теплота образуется вследствие трения в ПП. Теплота трения определяется как

$$Q_{\text{тр}} = V \Delta p, \text{ Вт},$$

где V — объемный расход РС, м³/ч; Δp — разность давлений РС на входе и выходе арматуры (далее разность давлений), бар.

С учетом пропускной способности клапана

$$K_V = V \sqrt{\frac{\rho}{\Delta p}}, \text{ м}^3/\text{ч},$$

выражение для теплоты трения принимает вид

$$Q_{\text{тр}} = \frac{\rho V^3}{K_V^2},$$

где $\rho = \text{const}$ — плотность РС, кг/м³.

Выражая теплоту трения через массовый расход G (кг/ч)

$$Q_{\text{тр}} = \frac{G^3}{(\rho K_V)^2},$$

с учетом размерностей и определения K_V

$$Q_{\text{тр}} = \frac{G^3 [\text{кг}/\text{ч}]}{(\rho [\text{кг}/\text{м}^3] K_V [\text{м}^3/\text{ч}])^2} \frac{1 [\text{бар}]}{1000 [\text{кг}/\text{м}^3]}, \text{ Вт}.$$

Из этого выражения следует, что увеличение пропускной способности приведет к снижению теплоты трения, при этом максимальное падение давления в ПП при равном расходе РС уменьшится, что увеличит диапазон течения РС без изменения агрегатного состояния, т. е. к отсутствию пересечения линии насыщения.

Суммарная теплота Q , подводимая к криопродукту, вычисляется как

$$Q = Q_{\text{т.п}} + Q_{\text{тр}}.$$

Для определения указанных характеристик арматуры и проведения сравнительного анализа исходной и усовершенствованной конструкций ПП, эффективности различных типов изоляции криогенного клапана путем численного моделирования рабочего процесса решены следующие задачи:

- разработка метода расчета рабочего процесса и математической модели на основе теории вычислительной гидрогазодинамики и теплообмена в приближении распределенных параметров состояния;
- усовершенствование конструкции клапана с улучшенными характеристиками;
- определение теплоты трения $Q_{\text{тр}}$ по выведенным формулам;
- построение диаграммы распределения теплового потока по деталям клапана;
- вычисление теплового потока $Q_{\text{т.п}}$ и суммарной теплоты Q , подводимой к криопродукту, клапана с изоляцией разного типа.

Методика расчета рабочего процесса в приближении распределенных параметров состояния. Разработанный метод расчета применен к прямопроходному криогенному клапану

DN15 PN50 с изоляцией разного типа. Задача решена в трехмерной постановке путем численного моделирования рабочего процесса.

Геометрическая модель и граничные условия. Трехмерная расчетная область (рис. 1), показанная на примере клапана без изоляции, имеет форму параллелепипеда и состоит из твердых тел деталей проходного клапана и соединительных трубопроводов. Основная подобласть течения РС включает в себя ПП клапана, входной и выходной участки. Дополнительная подобласть РС находится во внутреннем объеме, ограниченном поверхностью корпуса клапана и штоком.

Внешняя среда заключена в пространстве, ограниченном гранями параллелепипеда и наружной поверхностью твердых тел. В соответствии с рекомендациями задач моделирования рабочих процессов в пневмогидравлических системах длина входного и выходного патрубков $L \geq DN 15$, где DN 15 — номинальный диаметр 15 мм.

Исследованы разные варианты трехмерных моделей клапана при открытом затворе:

- без изоляции (см. рис. 1);
- с изоляцией соединительных трубопроводов (рис. 2, а);
- с изоляцией соединительных трубопроводов и клапана; клапана с перлитной изо-

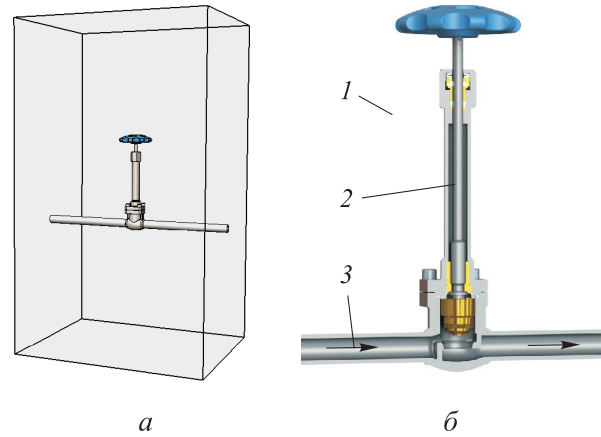


Рис. 1. Расчетная область клапана без изоляции:

- а — форма расчетной области;
- б — продольное сечение клапана (1 — ВС; 2 — РС в газообразном состоянии; 3 — направление РС в жидком состоянии)

ляцией, подверженной насыщению водой (рис. 2, б);

- с ЭВИ (рис. 2, в);
- с инеевым покрытием толщиной 5 мм (рис. 2, г).

В качестве РС и ВС выбраны азот и воздух соответственно. Граничные условия приведены в табл. 1.

Допущения и система дифференциальных уравнений математической модели рабочего

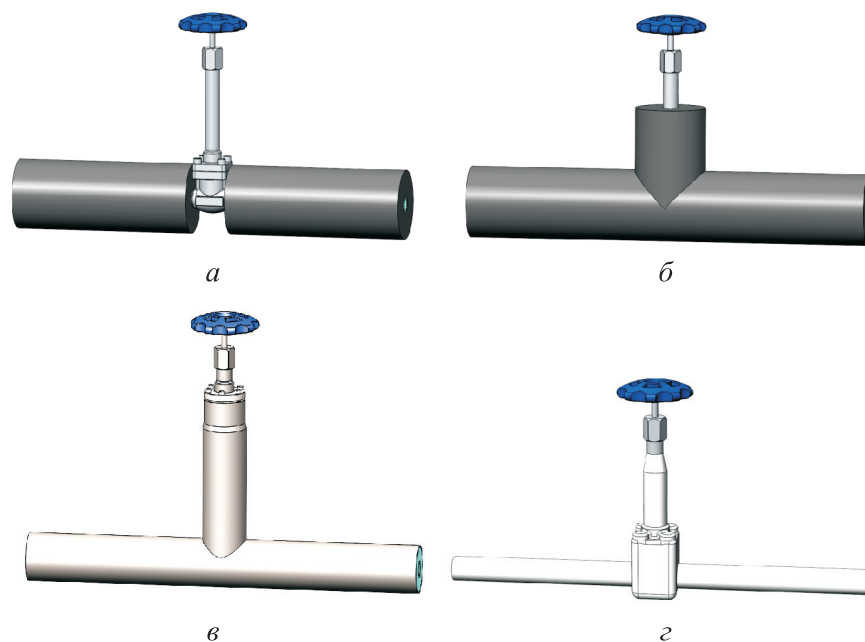


Рис. 2. Трехмерные модели клапанов:
а — с изоляцией соединительных патрубков; б — с изоляцией патрубков и клапана; в — с ЭВИ; г — с инеевым покрытием

Таблица 1

Граничные условия

| Параметр | Значение |
|---------------------------------|--------------|
| Температура РС на входе, К (°С) | 83,15 (-190) |
| Давление РС на входе, МПа (бар) | 0,8 (8,0) |
| Скорость РС на входе, м/с | 1,5 |
| Температура ВС, К (°С) | 293 (20) |
| Давление ВС, МПа (бар) | 0,1 (1,0) |

процесса. Математическая модель разработанного метода основана на следующих допущениях:

- течение РС в основной подобласти — однофазное; в рассматриваемой задаче определяется теплота трения при течении переохлажденного жидкого азота; газообразная подушка в штоке клапана учитывается как отдельная дополнительная подобласть, заполненная азотом в газообразном состоянии;

- лучистый теплообмен в вакуумной полости изоляции клапана не учитывается ввиду его малости относительно суммарной теплоты;

- тепловой поток к наружной поверхности клапана, вызванный лучистым теплообменом между ВС и поверхностью клапана, не учитывается вследствие его малости относительно суммарной теплоты;

- толщина теплоизоляции определяется исходя из условия положительной температуры на наружной поверхности, образование инея в этом случае отсутствует; шероховатость стенок ПП и трубопроводов принята равной 20 мкм; ускорение свободного падения $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ и направлено сверху вниз по оси штока клапана; пропускная способность исследуемой арматуры определяется методом, указанным в источниках литературы.

Таблица 2

Свойства материалов деталей клапана

| Наименование детали | Материал | ρ , кг/м ³ | $T_{пл}$, К | c_p , Дж/(кг·К) | λ , Вт/(м·К) |
|---|---------------|----------------------------|--------------|-------------------|----------------------|
| Присоединительные трубопроводы, корпусные элементы клапана, корпусные винты, шток, нажимная гайка, гайка и шайба рукоятки | AISI321 | 8100 | 1683 | — | — |
| Затвор, втулка с ходовой резьбой, элементы уплотнительного узла | Бронза | 8400 | 1158 | — | — |
| Рукоятка | Алюминий 6061 | 2700 | 855 | — | — |
| Уплотнение затвора, кольца уплотнительного узла | PTFE | 2200 | 603 | 1300 | 0,3 |

Плотность ρ_f , коэффициент теплопроводности λ_f и динамическая вязкость μ_f РС и ВС — функции от давления и температуры: $\rho_f = f(p, T)$; $\lambda_f = f(p, T)$; $\mu_f = f(p, T)$.

В расчете использованы свойства материалов деталей клапана — плотность ρ , температура плавления $T_{пл}$, удельная теплоемкость c_p и коэффициент теплопроводности λ , — указанные в табл. 2.

Коэффициент теплопроводности твердых тел — функция от температуры: $\lambda_s = f(T)$.

Рабочий процесс описывается математической моделью, представляющей собой систему следующих дифференциальных уравнений.

Уравнение неразрывности потока РС

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0,$$

где u_i — проекция вектора скорости РС на ось x_i .

Закон сохранения количества движения РС

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) + \frac{\partial p}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j}(\tau_{ij} + \tau_{ij}^R) + S_i.$$

Здесь u_j — проекция вектора скорости РС на ось x_j ; индексы « i », « j », « k » соответствуют ортам базиса элементарной ячейки $\{i, j, k\}$; p — давление РС; S_i — источник объемных и поверхностных сил; τ_{ij} и τ_{ij}^R — тензор напряжений для вязкой жидкости и Рейнольдса в приближении Буссинеска соответственно,

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

$$\tau_{ij}^R = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij},$$

где μ — динамическая вязкость РС; δ_{ij} — оператор Кронекера; μ_t — коэффициент турбулентной вихревой вязкости.

Оператор Кронекера

$$\delta_{ij} = \begin{cases} 1 & \text{при } i = j; \\ 0 & \text{при } i \neq j. \end{cases}$$

Коэффициент турбулентной вихревой вязкости

$$\mu_t = f_\mu \frac{C_\mu \rho k^2}{\varepsilon},$$

где C_μ — эмпирическая константа, $C_\mu = 0,09$ согласно данным Эммонса и Глушко; f_μ — коэффициент турбулентной вязкости, учитывающий переходный режим течения; k и ε — кинетическая энергия и диссипация турбулентного потока.

Коэффициент турбулентной вязкости

$$f_\mu = (1 - e^{-0,0165R_y})^2 \left(1 + \frac{20,5}{R_T} \right);$$

$$R_y = \frac{\rho \sqrt{k} y}{\mu}; \quad R_T = \frac{\rho k^2}{\mu \varepsilon},$$

где y — расстояние до ближайшей стенки.

Дополнительные уравнения переноса для турбулентной энергии и диссипации турбулентности

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

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + S_\varepsilon.$$

Здесь σ_k , σ_ε — эмпирические константы, определяемые на основе задач о плоской струе и слое смешения, $\sigma_k = 1$, $\sigma_\varepsilon = 1,3$; S_k и S_ε — источники объемных и поверхностных сил,

$$S_k = \tau_{ij}^R \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \rho \varepsilon + \mu_t P_B;$$

$$S_\varepsilon = 1,44 \frac{\varepsilon}{k} \left[\left(1 + \frac{0,05}{f_\mu} \right) \tau_{ij}^R \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \mu_t C_B P_B \right] - 1,92 \left(1 - e^{-R_T^2} \right) \frac{\rho \varepsilon^2}{k},$$

где

$$P_B = -\frac{g_i}{0,9\rho} \frac{\partial \rho}{\partial x_i}; \quad C_B = \begin{cases} 1 & \text{при } P_B > 0; \\ 0 & \text{при } P_B \leq 0. \end{cases}$$

Уравнение энергии

$$\frac{\partial (\rho u_i H)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[u_j \left(\tau_{ij} + \tau_{ij}^R \right) + q_i \right] - \tau_{ij}^R \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \rho \varepsilon + S_i u_i + Q_H;$$

$$H = h + \frac{u^2}{2} + \frac{5}{3} k - \frac{\Omega^2 r^2}{2} - \sum_m h_m^0 y_m.$$

Здесь Q_H — количество отводимой или подводимой теплоты на единицу объема; h — энтальпия РС; Ω — угловая скорость вращающейся системы координат вокруг оси, проходящей через начало координат; r — расстояние от точки в системе отсчета вращения до оси вращения; h_m^0 — энтальпия m -й компоненты смеси; y_m — концентрация смеси; q_i — диффузионный тепловой поток,

$$q_i = \left(\frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_t}{\sigma_c} \right) \frac{\partial h}{\partial x_i},$$

где Pr — число Прандтля; σ_c — удельная проводимость.

Уравнение теплообмена РС и твердого тела

$$\frac{\partial \rho e}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\lambda_i \frac{\delta T}{\delta x_i} \right) + Q_H,$$

где e — удельная внутренняя энергия, $e = c_p T$.

Эти уравнения описывают как ламинарный, так и турбулентный режим течения РС. Также возможны переходы между режимами течения из одного в другой и обратно. При ламинарном режиме течения РС кинетическая энергия турбулентного потока и коэффициент турбулентной вихревой вязкости равны нулю [8, 9].

Модель ламинарно-турбулентного пограничного слоя, предназначенная для описания течения РС в пристеночных областях, основана на подходе модифицированных функций стенок. Эту модель применяют для описания характеристики ламинарных и турбулентных течений у стенок, а также переходов от ламинарного течения к турбулентному и наоборот.

Модифицированная функция стенки использует профиль Ван Драйста вместо логарифмического профиля. Если размер ячейки сетки вблизи толщины стенки больше, чем у пограничного слоя, то применяют технологию интегрального пограничного слоя [10, 11]. Модель обеспечивает точные граничные условия давления, скорости и температуры РС для упомянутой системы дифференциальных уравнений [12].

Составленная система уравнений не имеет аналитического решения и может быть решена только путем численного моделирования рабочего процесса в приближении распределенных параметров состояния.

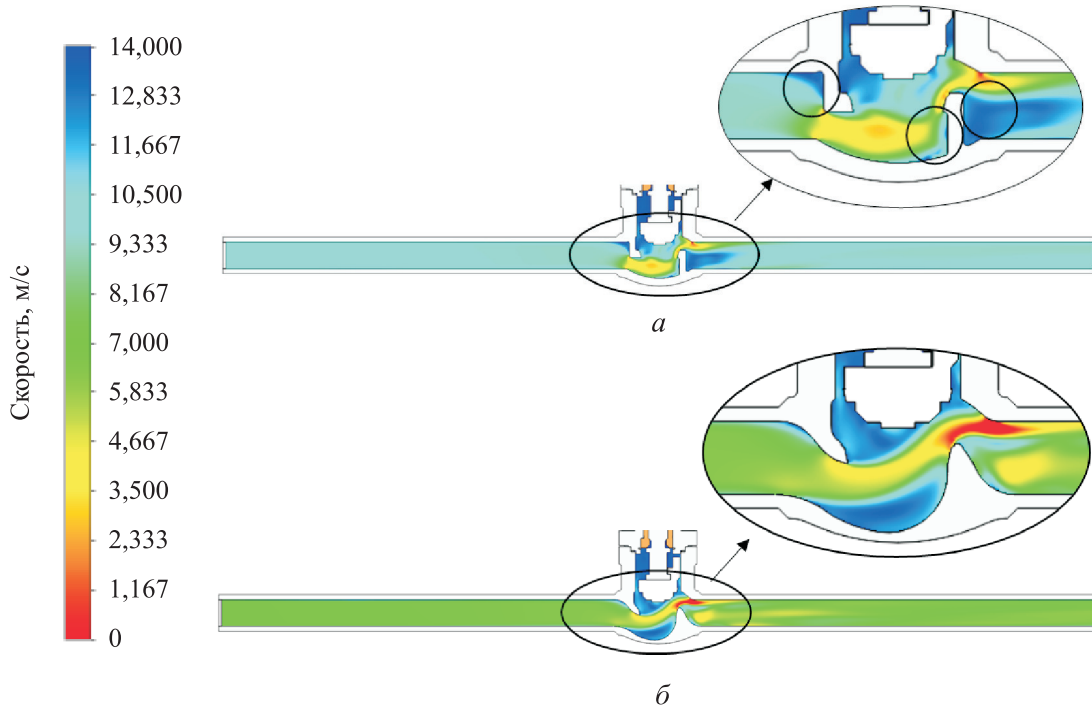


Рис. 3. Распределение скорости РС в исходной (а) и усовершенствованной (б) конструкциях ПП клапана

Численное моделирование рабочего процесса в приближении распределенных параметров состояния, усовершенствование конструкции и обработка результатов. Проведен расчет рабочего процесса, определены пропускная способность [13, 14] и распределение скорости РС в ПП (рис. 3).

Распределение скорости жидкости в исходной конструкции ПП клапана при разности давлений $\Delta p = 0,1$ МПа показано на рис. 3, а. Выделенные области характеризуют значительное отклонение локальных скоростей РС от средней скорости потока и резкую обрывистую форму канала, что приводит к увеличению потерь давления. Пропускная способность исходной ПП $K_V = 3,7$ м³/ч.

Усовершенствование конструкции ПП клапана с сохранением габаритных и прочностных характеристик позволило выровнять распределение скорости РС и минимизировать расхождение локальных и средней скоростей РС в сечениях (рис. 3, б). Пропускная способность усовершенствованной ПП $K_V = 5,8$ м³/ч, что на 56,8 % больше, чем у исходной ПП.

Верификация и описание метода определения пропускной способности приведены в работах [5, 13]. Расхождение экспериментальных и расчетных данных составило 5...12 %, что является допустимым для расчетов такого типа.

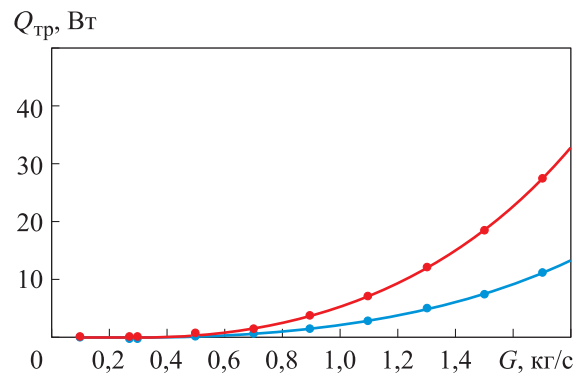


Рис. 4. Полиномиальные зависимости теплоты трения $Q_{тр}$ от массового расхода РС G в исходной ПП (—) и усовершенствованной ПП (—) клапана

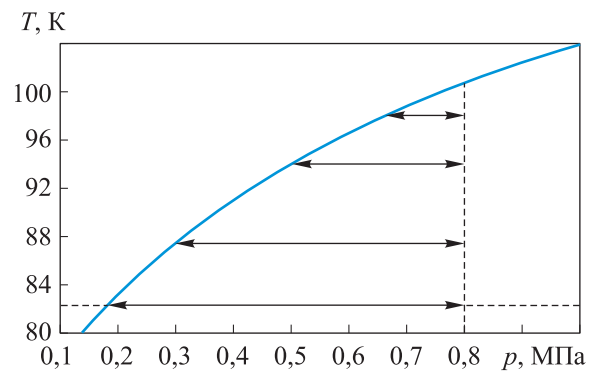


Рис. 5. Линия насыщения азота и допустимые значения падения давления в клапане

Рассмотрим течение жидкого азота в исходной и усовершенствованной ПП клапана. При равных граничных условиях (см. табл. 1), массовом расходе жидкого азота $G = 0,27$ кг/с и плотности $\rho = 779$ кг/м³ теплота трения исходной ПП $Q_{тр} = 3,1$ Вт, а усовершенствованной ПП $Q_{тр} = 1,3$ Вт (на 58 % меньше).

По полученным результатам построены полиномиальные зависимости теплоты трения от массового расхода РС для исходной и усовершенствованной конструкций клапана, приведенные на рис. 4, где точки — расчетные значения.

Теплота трения усовершенствованной ПП значительно меньше, чем у исходной ПП. Согласно рис. 4, с ростом массового расхода РС разница непропорционально увеличивается. Значительное возрастание расхода РС сопровождается повышением потерь давления в клапане, что может привести к переходу РС из жидкого состояния в газообразное.

На рис. 5 показана линия насыщения азота при давлении РС на входе 0,8 МПа, расходе $G = 0,27$ кг/с и разности давлений $\Delta p = 0,008$ МПа. При рассматриваемых граничных условиях (температуре переохлажденного азота

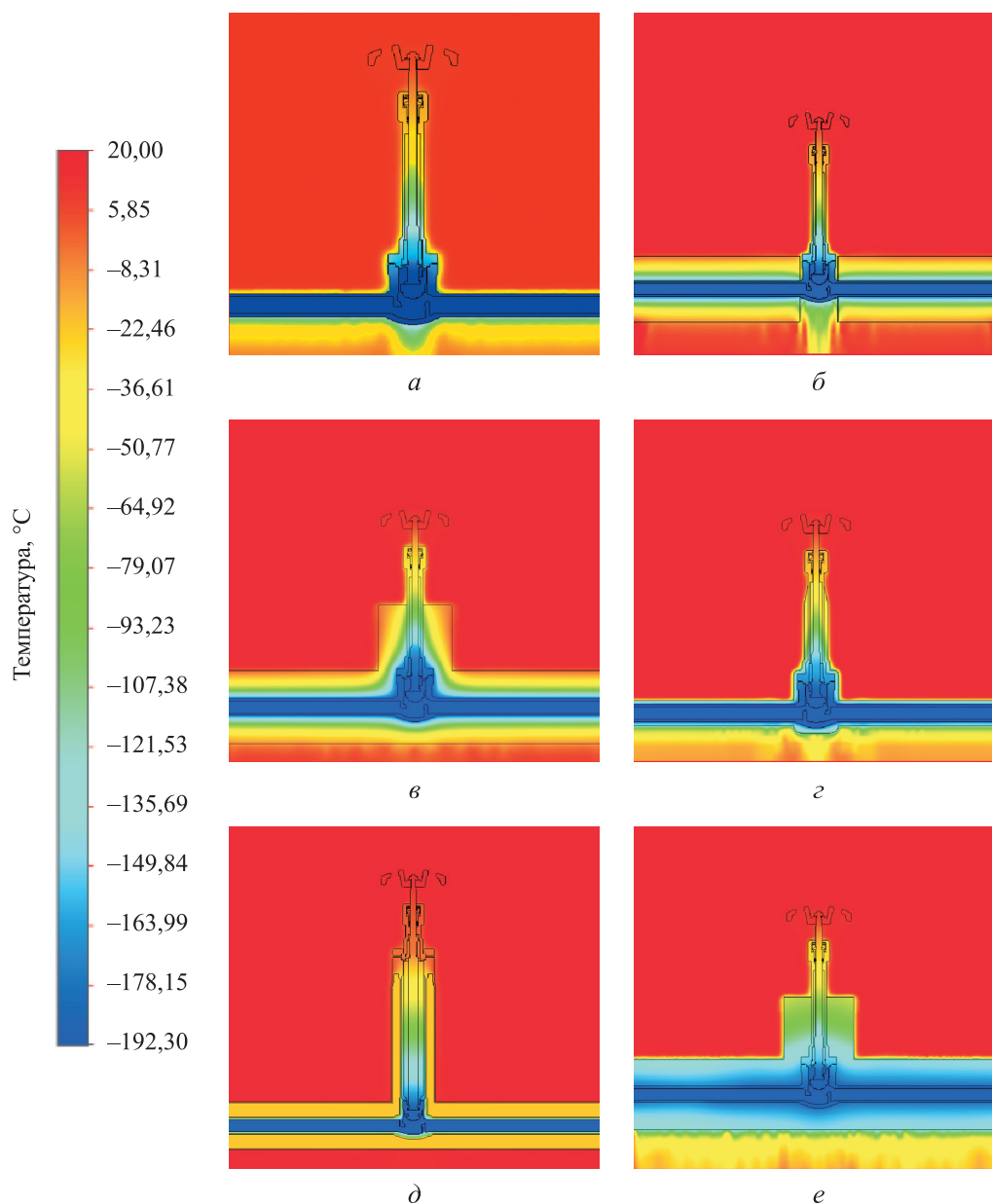


Рис. 6. Поля температуры в клапанах разного исполнения: а — без изоляции; б — с изоляцией присоединительных патрубков; в — с изоляцией патрубков и клапана; г — с иневым покрытием; д — с ЭВИ; е — с изоляцией, насыщенной водой

и скорости РС на выходе) справедливо утверждать, что геометрические параметры ПП исходной обеспечивают течение РС без фазового перехода в газообразное состояние.

С увеличением расхода РС разность давлений возрастает. Например, если расход РС $G = 0,5$ кг/с, то в исходной ПП $\Delta p = 0,03$ МПа, в усовершенствованной ПП $\Delta p = 0,012$ МПа, а если $G = 1,0$ кг/с, то $\Delta p = 0,12$ МПа и $\Delta p = 0,05$ МПа соответственно. При возрастании расхода РС или снижении давления РС на входе арматуры в ПП клапана может наблюдаться фазовый переход.

В ПП клапана имеются области с меньшим давлением РС, чем на его выходе, вследствие чего фазовый переход может произойти раньше. Усовершенствованная ПП позволяет уменьшить потери давления при том же расходе РС в системе и увеличить диапазон работы клапана без возникновения фазового перехода, либо снизить температуру переохлажденной жидкости.

Проведен расчет тепловых потоков от ВС к криопродукту, и определена суммарная тепло-

та. Расчетная область импортировалась в среду программы, где она разбивалась на контрольные объемы. Задача решалась на структурированных гексаэдрических сетках. Для улучшения сходимости параметров расчета в используемой среде реализована возможность адаптации сетки. В областях, где значения газодинамических параметров соседних контрольных объемов значительно различались, происходило их дополнительное дробление, что уменьшало время сходимости. При этом картина распределенных параметров в этих областях становилась точнее.

В результате расчета построены поля температуры криогенного клапана с изоляцией разного типа (рис. 6). Температура в области уплотнительного узла штока находится в диапазоне от -60 до -80 °С для всех рассматриваемых вариантов изоляции. Среднее значение наружной температуры стенки изоляции патрубков на рис. 6, б равно 5 °С.

В табл. 3 приведены значения тепловых потоков в деталях клапана с изоляцией разного типа.

Таблица 3

Значения тепловых потоков в деталях клапана с изоляцией разного типа

| Деталь | Площадь наружной поверхности, м ² | Тепловой поток, Вт, в клапане | | | | |
|----------------|--|-------------------------------|-----------------------|---------------------------------|---------------------|-------|
| | | без изоляции | с изоляцией патрубков | с изоляцией патрубков и клапана | с инеевым покрытием | с ЭВИ |
| Корпус | 0,01220 | 22,5 | 23,1 | 2,4 | 12,8 | – |
| Винты | 0,00052 | 3,6 | 4,0 | 0,4 | 2,8 | – |
| Корпус штока | 0,01420 | 12,5 | 14,1 | 3,3 | 9,3 | – |
| Нажимная гайка | 0,00370 | 1,1 | 0,9 | 1,5 | 1,1 | 1,80 |
| Рукоятка | 0,02130 | 0,4 | 0,4 | 0,6 | 0,4 | 0,60 |
| Патрубки | 0,03830 | 85,6 | 11,2 | 11,2 | 67,8 | – |
| Всего | 0,21800 | 125,7 | 53,7 | 19,4 | 94,2 | 2,37 |

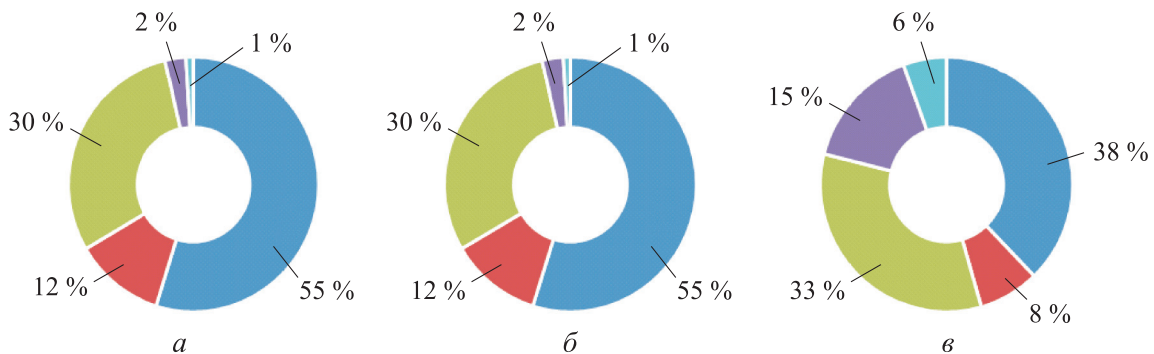


Рис. 7. Распределение тепловых потоков по наружной поверхности деталей клапана без изоляции (а), с изоляцией присоединительных патрубков (б) и патрубков и клапана (в):
 ■ — корпус; ■ — винты; ■ — корпус штока; ■ — гайка нажимная; ■ — рукоятка

Распределение теплового потока в доленом отношении по наружной поверхности деталей клапана с изоляцией разного типа показано на рис. 7.

Видно, что максимальный тепловой поток имеет корпус клапана ввиду большей площади поверхности теплообмена с ВС и РС. В корпусе штока при большей площади теплообмена с ВС возникают в 2 раза меньшие теплопритоки, так как площадь теплообмена с РС этой детали меньше. Теплопритоки клапана без изоляции можно снизить путем уменьшения площади поверхности теплообмена с ВС корпусных винтов. Этого можно достичь, убрав головки винтов внутрь корпуса штока или применив колпачки из теплоизолирующих материалов.

Для сравнения эффективности различных типов изоляции клапана рассмотрим рис. 8, а. Максимальный тепловой поток имеет клапан с изоляцией, насыщенной водой. Коэффициент теплопроводности перлитной изоляции, подверженной насыщению влагой, значительно увеличивается и становится равным коэффициенту теплопроводности льда. Учитывая площадь теплообмена с ВС и температурный напор такой системы, становится очевидным, что эта изоляция является неэффективной.

Изоляция присоединительных патрубков позволила в 2 раза снизить теплопритоки по сравнению с вариантом, где изоляция патрубков отсутствует. Изолировать трубопроводы проще, чем элементы клапана. Поэтому с экономической точки зрения выгоднее изолировать только трубопроводы, не изолируя арматуру. Такой вариант позволит значительно сократить тепловые потери и уменьшить

парообразование криопродукта без значительных материальных и временных затрат.

ЭВИ дает возможность минимизировать тепловые потери и парообразование криопродукта. Этот тип изоляции применим к системам с особыми требованиями к тепловым потерям и с высоким температурным напором РС и ВС. Он является наиболее технологически сложным и экономически затратным способом уменьшения тепловых потерь и применим к системам, где в качестве РС выступают дорогостоящие криопродукты с низкой температурой кипения.

В случае граничного расположения рабочих параметров у линии насыщения (например, при более низком давлении на выходе) можно выразить величину парообразования РС. Результаты приведены на рис. 8, б. Массовый расход РС $G = 0,27$ кг/с (927 кг/ч), следовательно, потери жидкого продукта в случае самой неэффективной изоляции составят 1 % потока РС, т. е. они незначительные. Рассматриваемый участок трубопровода с клапаном является небольшим по площади поверхности относительно всей системы. Соответственно, система состоит из многочисленных похожих участков, теплопритоки которой будут значительно больше.

Вычисленные значения теплоты трения исходной и усовершенствованной ПП принимают значимость в случае применения клапана с полной теплоизоляцией и особенно с ЭВИ. У клапанов с полной теплоизоляцией суммарная теплота его исходной конструкции $Q = 19,4 + 3,1 = 22,5$ Вт, а усовершенствованной $Q = 19,4 + 1,3 = 20,7$ Вт. Здесь погрешность, равную 8 %, можно считать незначительной. В ис-

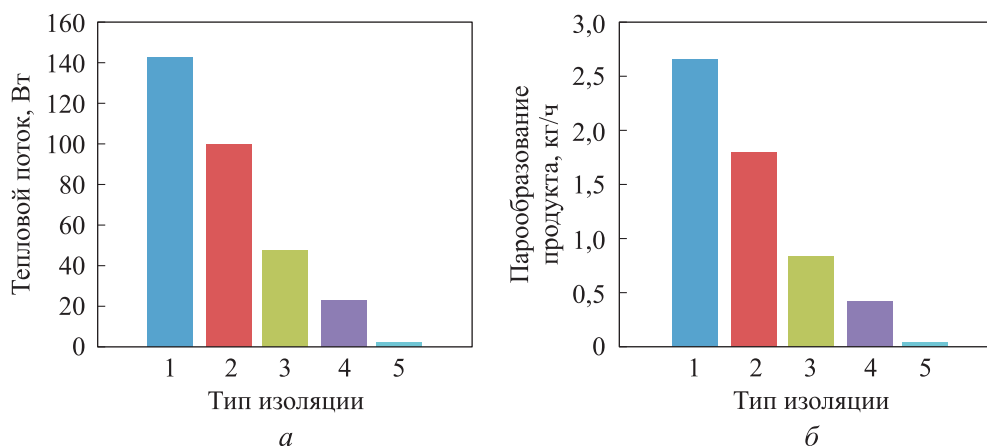


Рис. 8. Распределение тепловых потоков (а) и парообразования криопродукта (б) по типу изоляции:

1 — изоляция, насыщенная водой; 2 — без изоляции; 3 — изоляция присоединительных трубопроводов; 4 — полная изоляция; 5 — ЭВИ

ходной конструкции клапана с ЭВИ суммарная теплота $Q = 2,37 + 3,1 = 5,47$ Вт, в усовершенствованной $Q = 2,37 + 1,3 = 3,67$ Вт, т. е. погрешность составляет 33 %.

При использовании клапана с ЭВИ необходимо применять усовершенствованную конструкцию ПП для снижения теплоты, подводимой к криопродукту. В приведенных расчетах принято, что подвод теплоты из ВС к криопродукту и изменение его температуры не оказывают значительного влияния на процесс теплообмена и суммарную теплоту.

Выводы

1. Разработан метод расчета рабочего процесса криогенной арматуры, позволяющий решать различные задачи путем численного моделирования, основанного на теории гидродинамики и теплообмена. К таким задачам относятся проверка заявленных характеристик производителя, расчет потерь жидкого криопродукта на технологическом участке, определение и выбор конструкции изоляции при проектировании и усовершенствовании ПП арматуры. Используя, выведенную зависимость теплоты трения от пропускной способности арматуры и расхода РС, можно оценить совершенство используемой или проектируемой конструкции ПП клапана и рассчитать суммарную теплоту, подводимую к криопродукту.

2. Предложена усовершенствованная ПП клапана, которая по сравнению с исходной

конструкцией имеет увеличенную на 56,8 % пропускную способность. Теплота трения такого клапана при рассмотренных условиях составила 1,3 Вт, что на 58 % меньше, чем у исходной конструкции.

3. Результаты расчета подтвердили следующее:

- наиболее эффективным типом изоляции является ЭВИ; мощность теплопритоков при ее использовании составила 2,4 Вт (что эквивалентно 0,043 кг/ч жидкого криопродукта);

- при изолировании клапана и соединительных трубопроводов теплоизолирующими материалами тепловая мощность и величина газифицированного криопродукта составили 23,5 Вт и 0,43 кг/ч соответственно;

- при изолировании только трубопроводов тепловая мощность достигает 48,1 Вт (или 0,86 кг/ч газифицируемого жидкого криопродукта);

- при отсутствии изоляции тепловая мощность и величина газифицируемого криопродукта возрастают до 100 Вт и 1,82 кг/ч соответственно;

- при использовании перлитной изоляции, подверженной влагонасыщению, тепловая мощность составила 144 Вт, а величина газифицированного криопродукта — 2,66 кг/ч;

- в усовершенствованном клапане с ЭВИ суммарная теплота (3,67 Вт), подводимая к криопродукту, оказалась на 33 % меньше, чем в исходной конструкции.

Литература

- [1] Zhu J., Zhao D., Xu L. et al. Interactions of vortices, thermal effects and cavitation in liquid hydrogen cavitating flows. *Int. J. Hydrogen Energ.*, 2016, vol. 41, no. 1, pp. 614–631, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2015.10.042>
- [2] Peveroni L., Pinho J., Steelant J. et al. *Experimental and numerical study of the flow characteristics in a cryogenic valve with liquid nitrogen and water*. [8th European Symposium on Aerothermodynamics for Space Vehicles Conf.]. Lisbon, 2015.
- [3] Cao T.B., Kedziora S., Sellen S. et al. Optimization assisted redesigning a structure of a hydrogen valve: the redesign process and numerical evaluations. *Int. J. Interact. Des. Manuf.*, 2020, vol. 14, no. 2, pp. 613–629, doi: <https://doi.org/10.1007/s12008-020-00648-x>
- [4] Viespoli L.M., Ingebo P.I., Berto F. Ductile tearing of cryogenic valve components. *Procedia Struct. Integr.*, 2020, vol. 26, pp. 293–298, doi: <https://doi.org/10.1016/j.prostr.2020.06.037>
- [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: <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2022-3-66-75>
- [6] Малов Д.А., Чернышев А.В., Слободов Е.Б. Особенности конструкции и расчета низкотемпературных клапанов. *Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства. Мат. 11-й. межд. науч.-тех. конф.* Омск, ОмГТУ, 2021, с. 75–77.

- [7] Sotoodeh K. *Cryogenic valves for liquified natural gas plants*. Elsevier, Gulf Professional Publ., 2022. 368 p.
- [8] Han L., Wang Y., Liu K. et al. Theoretical modeling for leakage characteristics of two-phase flow in the cryogenic labyrinth seal. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 2020, vol. 159, no. 3, art. 120151, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.120151>
- [9] Ren Z., Li D., Wang H. et al. Computational model for predicting the dynamic dissolution and evolution behaviors of gases in liquids. *Phys. Fluids*, 2022, vol. 34, no. 10, art. 0118794, doi: <https://doi.org/10.1063/5.0118794>
- [10] Kandula M. On the effective thermal conductivity of porous packed beds with uniform spherical particles. *J. Porous Media*, 2011, vol. 14, no. 10, pp. 919–926, doi: <http://dx.doi.org/10.1615/JPorMedia.v14.i10.70>
- [11] Ren T., Wang Z. Computational fluid dynamics modelling of respirable dust and gas behaviour on a longwall face. *Australian Mine Ventilation Conf.*, 2013, pp. 191–200.
- [12] Lin Z., Li J., Jin Z. et al. Fluid dynamic analysis of liquefied natural gas flow through a cryogenic ball valve in liquefied natural gas receiving stations. *Energy*, 2021, vol. 226, art. 120376, doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2021.120376>
- [13] Malov D.A., Chernyshev A.V., Slobodov E.B. Numerical simulation of the cryogenic valves flow process. *Применение низких температур в науке и промышленности. Межд. науч.-практ. конф.* Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2022, с. 10.
- [14] Nakamichi K., Kihara Y. Basic study about flow characteristics of slush hydrogen in cryogenic valves. *Teion Kogaku*, 2007, vol. 42, no. 11, pp. 389–394, doi: <http://dx.doi.org/10.2221/jcsj.42.389>

References

- [1] Zhu J., Zhao D., Xu L. et al. Interactions of vortices, thermal effects and cavitation in liquid hydrogen cavitating flows. *Int. J. Hydrogen Energ.*, 2016, vol. 41, no. 1, pp. 614–631, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2015.10.042>
- [2] Peveroni L., Pinho J., Steelant J. et al. *Experimental and numerical study of the flow characteristics in a cryogenic valve with liquid nitrogen and water*. [8th European Symposium on Aerothermodynamics for Space Vehicles Conf.]. Lisbon, 2015.
- [3] Cao T.B., Kedziora S., Sellen S. et al. Optimization assisted redesigning a structure of a hydrogen valve: the redesign process and numerical evaluations. *Int. J. Interact. Des. Manuf.*, 2020, vol. 14, no. 2, pp. 613–629, doi: <https://doi.org/10.1007/s12008-020-00648-x>
- [4] Viespoli L.M., Ingebo P.I., Berto F. Ductile tearing of cryogenic valve components. *Procedia Struct. Integr.*, 2020, vol. 26, pp. 293–298, doi: <https://doi.org/10.1016/j.prostr.2020.06.037>
- [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: <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2022-3-66-75> (in Russ.).
- [6] Malov D.A., Chernyshev A.V., Slobodov E.B. [Features of the design and calculation of low-temperature valves]. *Tekhnika i tekhnologiya neftekhimicheskogo i neftegazovogo proizvodstva. Mat. 11-y. mezhd. nauch.-tekh. konf.* [Technique and technology of petrochemical and oil and gas production: Proc. 11th Int. Sci.-Pract. Conf.]. Omsk, OmGTU Publ., 2021, pp. 75–77. (In Russ.).
- [7] Sotoodeh K. *Cryogenic valves for liquified natural gas plants*. Elsevier, Gulf Professional Publ., 2022. 368 p.
- [8] Han L., Wang Y., Liu K. et al. Theoretical modeling for leakage characteristics of two-phase flow in the cryogenic labyrinth seal. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 2020, vol. 159, no. 3, art. 120151, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.120151>
- [9] Ren Z., Li D., Wang H. et al. Computational model for predicting the dynamic dissolution and evolution behaviors of gases in liquids. *Phys. Fluids*, 2022, vol. 34, no. 10, art. 0118794, doi: <https://doi.org/10.1063/5.0118794>
- [10] Kandula M. On the effective thermal conductivity of porous packed beds with uniform spherical particles. *J. Porous Media*, 2011, vol. 14, no. 10, pp. 919–926, doi: <http://dx.doi.org/10.1615/JPorMedia.v14.i10.70>

- [11] Ren T., Wang Z. Computational fluid dynamics modelling of respirable dust and gas behaviour on a longwall face. *Australian Mine Ventilation Conf.*, 2013, pp. 191–200.
- [12] Lin Z., Li J., Jin Z. et al. Fluid dynamic analysis of liquefied natural gas flow through a cryogenic ball valve in liquefied natural gas receiving stations. *Energy*, 2021, vol. 226, art. 120376, doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2021.120376>
- [13] Malov D.A., Chernyshev A.V., Slobodov E.B. Numerical simulation of the cryogenic valves flow process. *Primenenie nizkikh temperatur v nauke i promyshlennosti. Mezhd. nauch.-prakt. konf.* [Low Temperatures in Science and Industry. Proc. Int. Sci.-Pract. Conf.]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2022, p. 10.
- [14] Nakamichi K., Kihara Y. Basic study about flow characteristics of slush hydrogen in cryogenic valves. *Teion Kogaku*, 2007, vol. 42, no. 11, pp. 389–394, doi: <http://dx.doi.org/10.2221/jcsj.42.389>

Статья поступила в редакцию 09.03.2024

Информация об авторе

МАЛОВ Дмитрий Александрович — аспирант кафедры «Вакуумная и компрессорная техника». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, к. 1, e-mail: malov_0996@mail.ru).

Information about the author

MALOV Dmitriy Aleksandrovich — Postgraduate, Department of Vacuum and Compressor Equipment. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block, 1, e-mail: malov_0996@mail.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Малов Д.А. Методы расчета рабочих процессов и усовершенствование конструкции криогенной запорно-регулирующей арматуры пневмогидравлических систем. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2024, № 8, с. 61–73.

Please cite this article in English as:

Malov D.A. Methods for computing work processes and improving the cryogenic shut-off and control valves design in the pneumohydraulic systems. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2024, no. 8, pp. 61–73.



Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана предлагает читателям материалы IX Всероссийской конференции молодых ученых и специалистов «Акустика среды обитания»

В сборник вошли доклады студентов и аспирантов различных вузов России и специалистов из ведущих научных и технических организаций, занимающихся вопросами акустики, представленные на IX Всероссийской конференции «Акустика среды обитания», проходившей 23–24 мая 2024 г. в МГТУ им. Н.Э. Баумана. Рассмотрен широкий круг вопросов, посвященных авиационной акустике, методам и средствам измерения шума, расчетам и проектированию средств защиты от шума в жилой застройке и на производстве.

Для научных работников, специалистов в области акустики, а также широкого круга читателей, интересующихся современными достижениями науки.

По вопросам приобретения обращайтесь:

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