

Снижение осевых и радиальных деформаций тонкостенного оболочечного уплотнения

Ю.И. Белоголов✉

Иркутский государственный университет путей сообщения, г. Иркутск, Российская Федерация

✉belogolov_yi@irgups.ru

Резюме

В статье рассматривается одно из перспективных направлений совершенствования уплотнительных соединений затворной арматуры – использование тонкостенных металлических уплотнений в затворах быстродействующих клапанов. Перекрытие потока рабочей среды в таких соединениях происходит со скоростью, достаточной для разрушения тонкостенного уплотнения. Изменение геометрических параметров уплотнения (толщины) приводит к потере положительных качеств по сравнению с другими типами соединений, поэтому достаточно важно обеспечить надежную работу затвора клапана при динамических (ударных) нагрузках без потери прочностных свойств. Ранее уже рассматривались вопросы снижения приведенной жесткости тонкостенного уплотнения за счет использования пластинчатых элементов. В таких конструктивных решениях появляется нагрузка со стороны рабочей среды на площадь пластинчатого элемента, которая может изменяться в широких пределах и влиять на надежность уплотнительного соединения. Для защиты тонкостенного металлического уплотнения пониженной жесткости в работе предлагается использование тонкостенных упругих ограничителей, которые будут предотвращать перегрузку затвора. Для проверки предлагаемой конструкции затвора произведено моделирование методом конечных элементов в модуле APM Structure 3D программного продукта НПЦ АРМ WinMachine. Полученные значения напряжений и перемещений в уплотнении с тонкостенными ограничителями и без них свидетельствуют о надежной работе затвора клапана, особенно при выходе за пределы условий эксплуатации. Использование осевого упора помогает предотвратить большие перегрузки уплотнения и в совокупности с тонкостенными ограничителями позволяет выполнить седло более тонкостенным, обеспечив минимизацию усилия герметизации в уплотнительном стыке.

Ключевые слова

арматуростроение, динамическое нагружение, затвор клапана, компенсация давления, осевой упор, тонкостенные уплотнения, ограничители деформации уплотнения

Для цитирования

Белоголов Ю.И. Снижение осевых и радиальных деформаций тонкостенного оболочечного уплотнения / Ю.И. Белоголов // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2024. № 3 (83). С. 153–164. DOI 10.26731/1813-9108.2024.3(83).153-164.

Информация о статье

поступила в редакцию: 09.09.2024 г.; поступила после рецензирования: 16.09.2024 г.; принята к публикации: 19.09.2024 г.

Reduction of axial and radial deformations of thin-walled shell seals

Yu.I. Belogolov✉

Irkutsk State Transport University, Irkutsk, the Russian Federation

✉belogolov_yi@irgups.ru

Abstract

The article considers one of the promising directions of improvement of sealing connections of shut-off valves – the use of thin-walled metal seals in shutters of quick-acting valves. Shutting off of the flow of the working medium in such connections occurs at a speed sufficient for destruction of the thin-walled seal. Change of geometric parameters of sealing (thickness) leads to loss of positive qualities in comparison with other connections, therefore it is rather important to ensure reliable operation of the valve shutter under dynamic (impact) loads without loss of strength properties. Previously, the issues of reduced rigidity decrease of thin-walled seal due to the use of plate elements have already been considered. In such design solutions there is a load from the working medium on the area of the plate element, which can vary within wide limits and affect reliability of the sealing connection. To protect thin-walled metal seal of reduced rigidity, the article proposes to use thin-walled elastic limiters, which will prevent overload of the shutter. To test the proposed design of the shutter finite element modeling was performed in the AWP Structure 3D module of the AWP WinMachine software product from the Scientific and Production Center. The obtained stress values in a thin-walled seal with and without limiters indicate reliable operation of the valve shutter, especially when operating conditions are exceeded. The use of an axial stop helps prevent large seal overloads and, in combination with thin-walled stops, allows the seat to be made thinner, ensuring that the sealing force in the sealing joint is minimized.

Keywords

valve engineering, dynamic loading, valve closure, pressure compensation, axial thrust, thin-walled seals, seal deformation limiters

For citationBelogolov Yu.I. Snizhenie osevykh i radial'nykh deformatsii tonkostennogo obolochecnogo uplotneniya [Reduction of axial and radial deformations of thin-walled shell seals]. *Sovremennye tekhnologii. Sistemyi analiz. Modelirovanie* [Modern Technologies. System Analysis. Modeling], 2024, no. 3(83), pp. 153–164. DOI: 10.26731/1813-9108.2024.3(83).153-164.**Article info**

Received: September 9, 2024; Revised: September 16, 2024; Accepted: September 19, 2024.

Введение

С ростом требований к уплотнительным соединениям по герметичности, значениям рабочих давлений и температур все большее применение в арматуростроении находят тонкостенные уплотнения в виде оболочек. Форма оболочечного элемента затвора цилиндрическая, реже – коническая.

Уплотнения такой формы могут быть использованы в различных уплотнительных соединениях: клапаны (в том числе быстродействующие), краны, фланцевые соединения и др. В качестве материала для таких уплотнений служит сталь, бронза и другие металлы. Согласно [1], в клапанных уплотнительных соединениях принято неподвижную часть затвора называть «седло», а подвижную «золотник». Принципиальная схема затвора клапана показана на рис. 1.

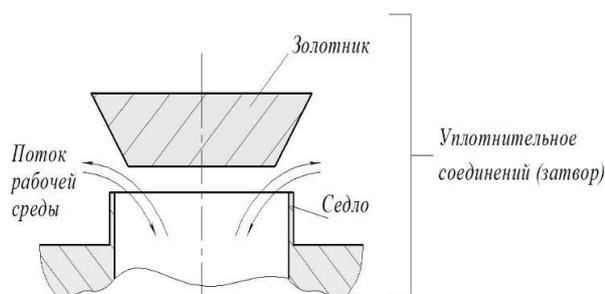


Рис. 1. Затвор клапана
Fig. 1. Valve shutter

Цель данной статьи – рассмотрение необходимости обеспечения сохранения упругих свойств тонкостенного уплотнения при его использовании в качестве седла без потери прочности соединения, особенно в условиях нестационарности давления.

Ударное нагружение клапана

Клапанные уплотнения, выполненные в виде тонкостенных металлических оболочек, эксплуатируются при динамических (ударных)

нагрузках [2–6]. Динамическое (ударное) нагружение клапана определяется прежде всего скоростью золотника [3] и жесткостью элементов затвора и может приводить к разрушению тонкостенного седла.

В [3] показано, что динамическая нагрузка F_{din} (максимальная), возникающая при контакте золотника и седла, определяется кинетической энергией E_k , частотой свободных колебаний ω и статической силой F_{st} , последняя из которых обеспечивает герметичность клапана:

$$F_{din} = F_{st} + \sqrt{F_{st}^2 + m^2 \cdot v^2 \cdot \omega^2}. \quad (1)$$

Параметр ω определяется массой и жесткостью элементов затвора и, согласно [2],

$$\omega^2 = \frac{c_1 + c_2 \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)}{m}. \quad (2)$$

Подставляя (2) в (1), получим:

$$F_{din} = F_{st} + \sqrt{F_{st}^2 + m \cdot v^2 \cdot [c_1 + c_2 \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)]}. \quad (3)$$

Перепишем (3), тогда формула примет вид:

$$F_{din} = F_{st} + \sqrt{F_{st}^2 + 2(E_k - E_\phi) \cdot [c_1 + c_2 \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)]}, \quad (4)$$

где F_{st} – сила контактного взаимодействия элементов затвора; E_k – кинетическая энергия силовых элементов привода; E_ϕ – энергия, компенсирующая неровности торца оболочки; c_1 – жесткость подвижной части затвора; c_2 – жесткость тонкостенного седла; α – угол при вершине образующей конус золотника; φ – угол трения в затворе ($\varphi = \operatorname{arctg} f$), где f – коэффициент трения.

Параметры, входящих в формулу (4), показаны на рис. 2.

На рис. 3 представлен график свободных затухающих колебаний золотника массой m при единичном ударном нагружении седла клапана. Под действием F_{din} происходит соударение элементов затвора клапана при скорости v , что вызывает смещение на величину X . Последующее соударение элементов затвора в связи с потерей

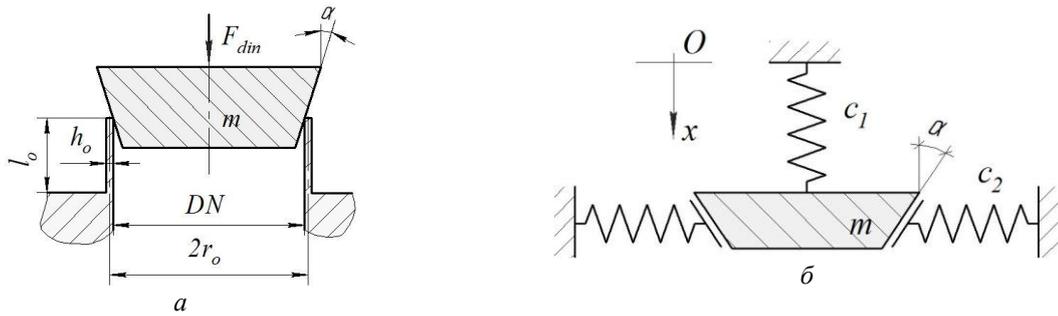


Рис. 2. Основные параметры затвора клапана:

a – затвор клапана с оболочечным седлом; b – жесткостная модель клапана; DN – диаметр условного прохода; h_0 – толщина оболочки; l_0 – высота оболочки; r_0 – радиус оболочки; F_{din} – динамическая (ударная) нагрузка; c_1 – приведенная жесткость привода; c_2 – радиальная жесткость оболочечного элемента; m – масса золотника

Fig. 2. Main parameters of the valve shutter:

a – valve shutter with a shell seat; b – valve rigidity model; DN – nominal bore diameter; h_0 – shell thickness; l_0 – shell height; r_0 – shell radius; F_{din} – dynamic (impact) load; c_1 – reduced actuator rigidity; c_2 – radial rigidity of the shell element; m – spool mass

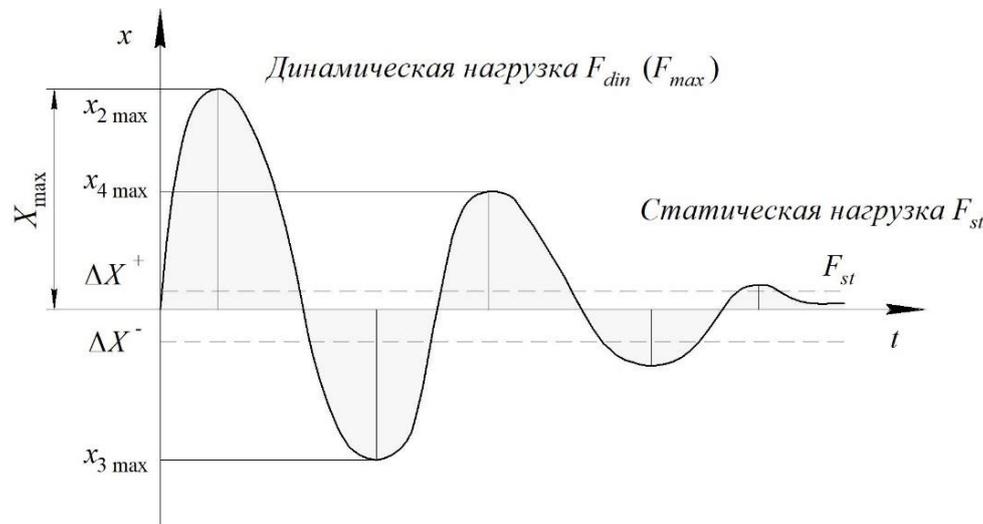


Рис. 3. График свободных затухающих колебаний:

x_{2max} , x_{3max} , x_{4max} – смещения золотника массой m при единичном ударном нагружении; ΔX^+ , ΔX^- – величины изменения амплитуды смещения; X_{max} – максимальная (начальная) амплитуда

Fig. 3. Graph of free damped oscillations:

x_{2max} , x_{3max} , x_{4max} – displacements of the spool with mass m under single impact loading; ΔX^+ , ΔX^- – values of change in displacement amplitude; X_{max} – maximum (initial) amplitude

ми на трение в зоне контакта происходит при меньших скоростях до тех пор, пока значение силы трения $F_{тр}$ не компенсирует значение кинетической энергии E_k золотника.

На рис. 4. показана схема взаимосвязи заданных и проектируемых параметров уплотнительного соединения, на которой определены пути снижения радиальных деформаций тонкостенного оболочечного уплотнения.

Из рис. 4 видно, что существуют два основных пути снижения чувствительности тонко-

стенного оболочечного уплотнения к изменению силового нагружения (ударным нагрузкам):

1. Управление рабочей средой (компенсация давления конструктивными решениями).
2. Управление геометрическими параметрами уплотнения (снижение приведенной жесткости, увеличение радиальной жесткости и др.).

Компенсация давления рабочей среды

В первом случае для снижения кинетической энергии соударения элементов затвора

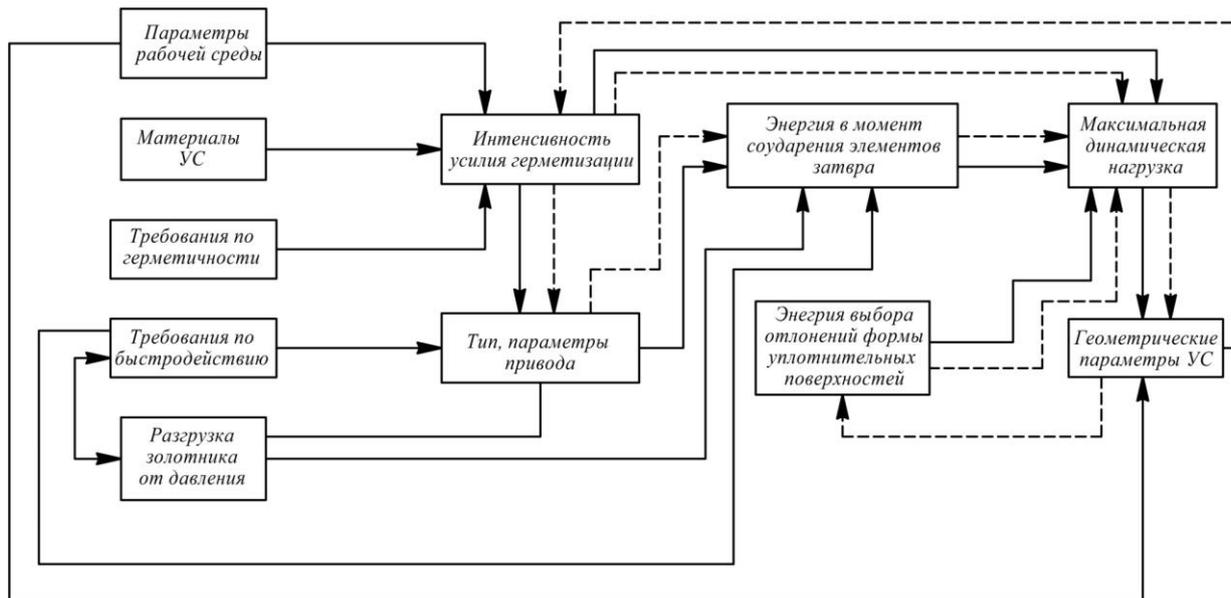


Рис. 4. Схема взаимосвязи заданных и проектируемых параметров: первичное проектирование (—————), уточнение параметров (-----)
Fig. 4. Scheme of the relationship between specified and designed parameters: primary design (—————), clarification of parameters (-----)

клапана может быть использована частичная либо полная компенсация давления рабочей среды на золотник.

Компенсация давления действующего на затвор клапана со стороны герметизируемой среды (разгрузка) [7, 8] позволяет снизить значения не только E_k , но и $F_{ст}$.

На рис. 5 представлены разгруженные от давления герметизируемой среды схемы клапанных соединений.

Для схемы *a* –

$$F_{пр} = q_{гер} \cdot \pi \cdot DN + \frac{\pi D_n^2}{4} \cdot p_p + F_{тр};$$

для схемы *б* –

$$F_{пр} = q_{гер} \cdot \pi \cdot DN + \frac{\pi(D_n - D_p)^2}{4} \cdot p_p + F_{тр};$$

для схемы *в* –

$$F_{пр} = q_{гер} \cdot \pi \cdot DN + \frac{\pi D_n^2}{4} \cdot p_p + F_{тр};$$

для схемы *г* –

$$F_{пр} = q_{гер} \cdot \pi \cdot DN + \left(\frac{\pi \cdot D_{ср}^2}{4} - \frac{\pi(D_n - D_p)^2}{4} \right) \cdot p_p + F_{тр}.$$

В качестве $D_{ср}$ принимается усредненное значение диаметра сальфона, а $(\pi \cdot D_{ср}^2)/4$ определяет эффективную площадь сальфона при разгрузке.

Для схемы *б* возможны три ситуации:

- $D_p < D_n$ – клапан разгружен частично;
- $D_p = D_n$ – клапан разгружен полностью;
- $D_p > D_n$ – клапан разгружен полностью.

Снижение осевой и радиальной деформаций оболочки

Во втором случае рассмотрим снижение радиальных деформаций оболочечного седла за счет применения ограничителей и упоров.

В [3] исследуются различные конструкции клапанов, где для снижения деформаций оболочечного седла используются осевые и радиальные упоры. Основным недостатком конструкций с осевым упором, представленных на рис. 6, является потеря герметичности соединения вследствие износа сопрягаемых элементов и образования зазора, который невозможно компенсировать [9, 10].

На рис. 7 [11–13] предлагается альтернативная конструкция уплотнительного соединения, в которой в качестве седла используется тонкостенная оболочка пониженной жесткости. Кроме того, для снижения радиальных деформаций седла в конструкции клапана предусмотрен осевой упор 5.

На рис. 7, *a* клапан показан в открытом состоянии, а на схеме *б* – в момент перекрытия потока рабочей среды. Прочность пластины 3

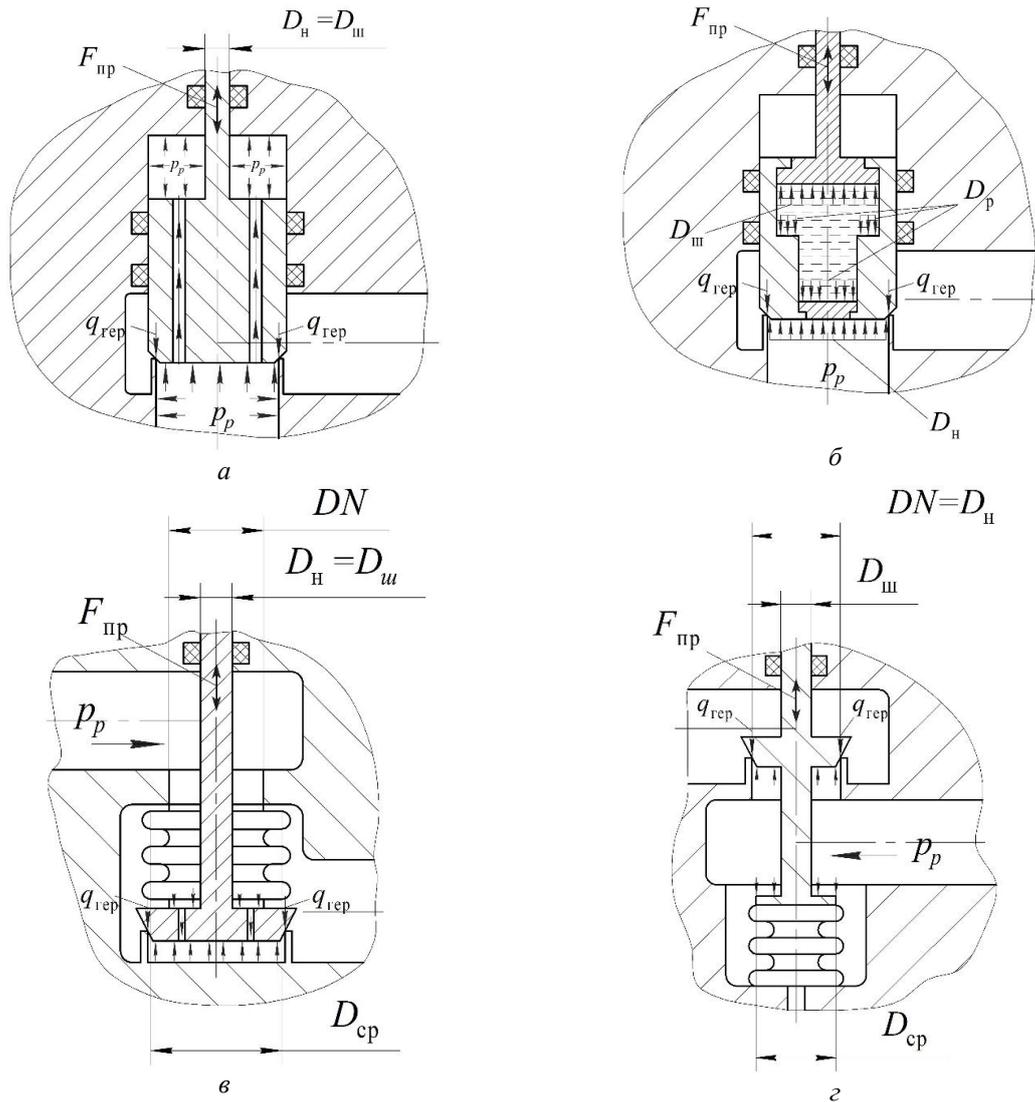


Рис. 5. Схемы разгруженного клапана:

a, б – поршневые; *в, з* – сильфонные

Fig. 5. Unloaded valve diagrams:

a, б – piston; *в, з* – bellows

тонкостенного уплотнения, нагруженной усилием F , со стороны привода обеспечивается упором 5 и упругими ограничителями 4.

Конструкция клапана обеспечивает минимизацию требуемого герметизирующего усилия за счет выполнения седла минимальной толщины, выбранной из условий прочности для расчетных условий эксплуатации, защиты от избыточной ударной динамической нагрузки за счет ограничения хода (упора) и от избыточного давления среды за счет наличия упругих упоров, тем самым повышая ресурс уплотнительного соединения и его надежность за счет сохранения

работоспособности при возникновении условий эксплуатации, превышающих расчетные.

Оценка напряженно-деформированного состояния уплотнительного соединения

Оценку напряженно-деформированного состояния предлагаемой конструкции выполним с использованием программного продукта APM WinMachine, разработанного научно-техническим центром АПМ. Расчет конструкции методом конечных элементов производится в модуле APM Structure 3D [14–16].

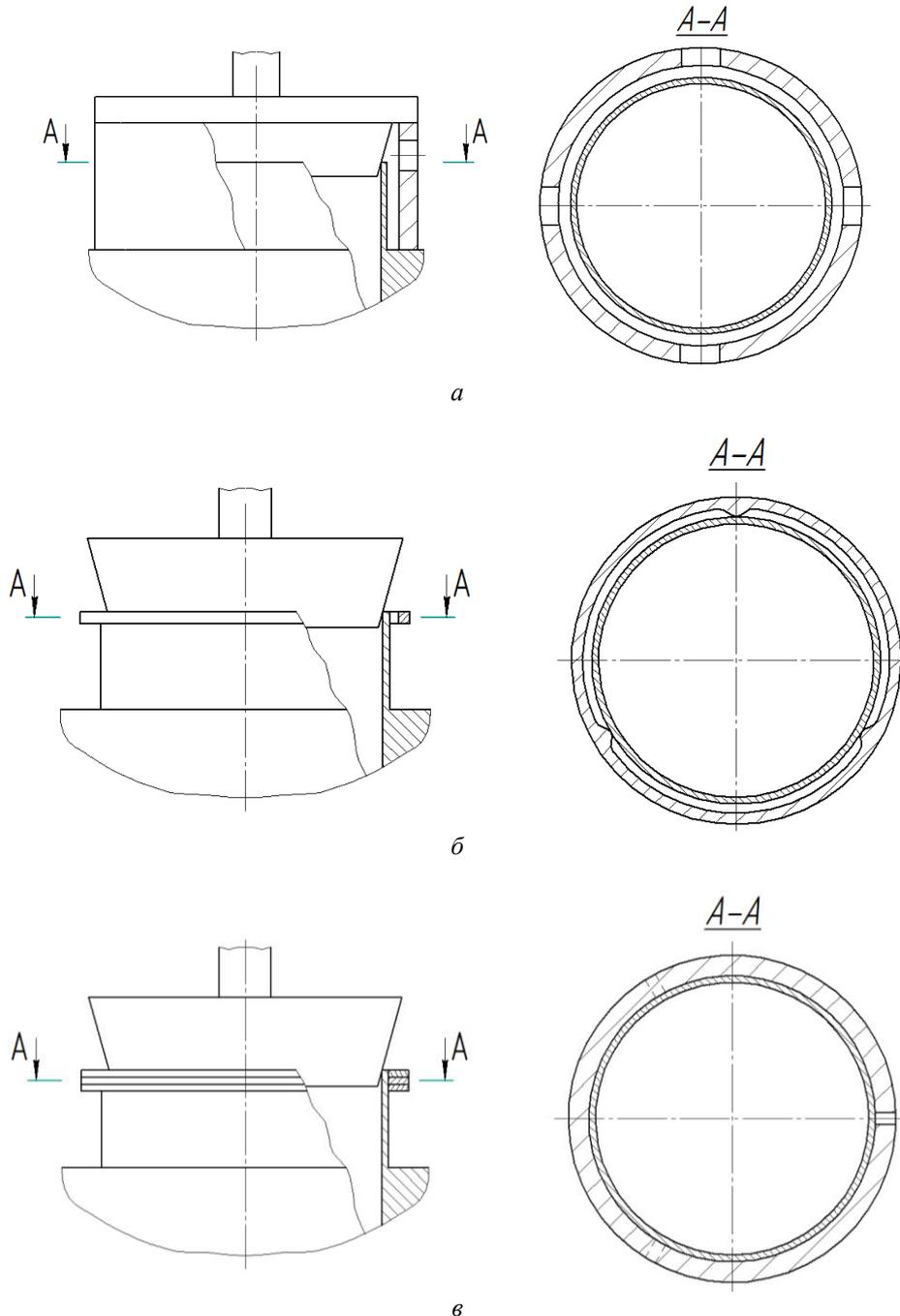


Рис. 6. Конструкции клапанных уплотнительных соединений:

a – с осевым упором; *б, в* – с радиальным упором

Fig. 6. Designs of valve sealing connections:

a – with axial stop; *b, c* – with radial stop

Далее представлены основные геометрические размеры (табл., рис. 7) затвора клапана и прикладываемая нагрузка, использованные при моделировании в APM Structure 3D. Нагрузка в 460 Н на седло клапана была определена из предварительного моделирования в данной системе с учетом того, что предел текучести

(упругости) равен 260 Н/мм^2 (что соответствует нагрузке 690 Н) и принятом коэффициенте запаса прочности $k = 1,5$.

В качестве материала тонкостенного седла и упругих ограничителей клапана выбрана бронза БрО5Ц5С5.

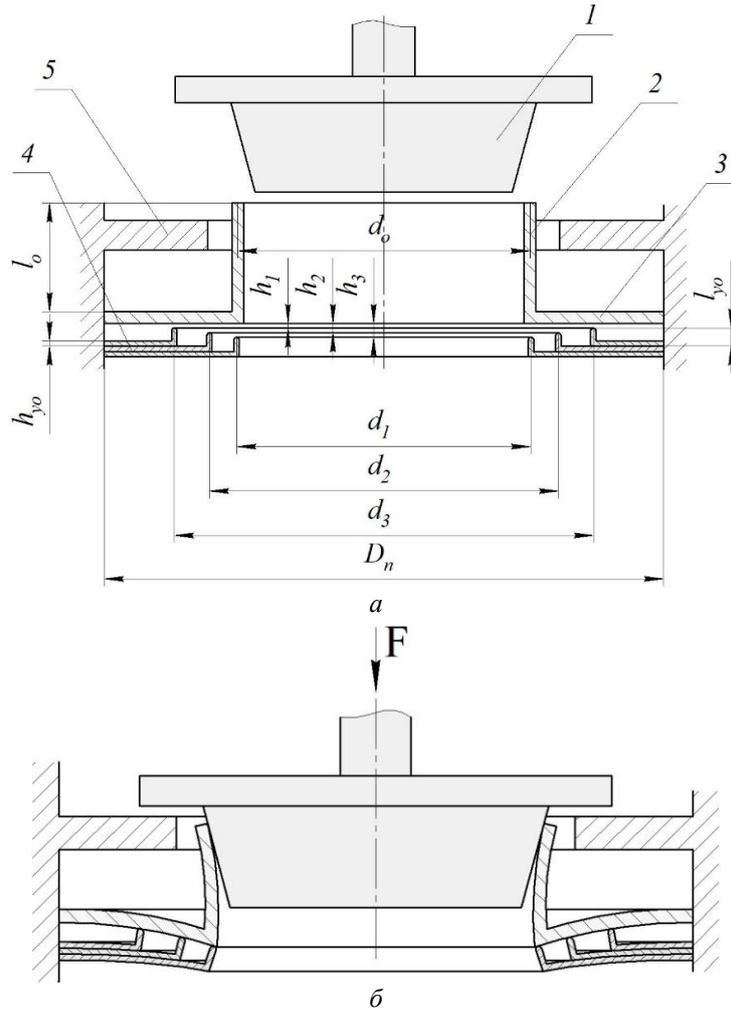


Рис. 7. Перспективная конструкция уплотнительного соединения:
 а – открытое положение клапана; б – закрыто положение клапана;
 1 – золотник; 2 – оболочка; 3 – пластина; 4 – упругий ограничитель; 5 – ограничитель хода (упор)

Fig. 7. Prospective design of a sealing joint:
 а – open position of the valve; б – closed position of the valve;
 1 – spool; 2 – shell; 3 – plate; 4 – elastic limiter; 5 – stroke limiter (stop)

Геометрические параметры седла клапана и нагрузки
 Geometrical parameters of the valve seat and loads

Нагрузка Load F, H	Толщина Thickness $h_0 / h_n / h_{y0}, \text{мм}$	Высота Height $l_0 / l_{y0}, \text{мм}$	Диаметр Diameter $d_0 / D_n, \text{мм}$	Угол конуса Cone angle $\alpha, \text{град.}$	Диаметр Diameter $d_1 / d_2 / d_3, \text{мм}$	Высота Height $h_1 / h_2 / h_3, \text{мм}$
460	1/1/1	20/5	39/85	15	39/49/59	0,37/не задано

На рис. 8 представлено седло клапана, смоделированное в APM Structure 3D. В качестве конечных элементов выбраны пластины. Оболочка разбита на четырехугольные конечные элементы, а пластина на треугольные с шагом в 2 мм, что позволило получить при триангуляции регулярную сетку [17].

Процесс построения и разбиения на конечные элементы упругих ограничителей подо-

бен тому, как это выполнялось для тонкостенного седла клапана [14, 15]. Конечно-элементная модель упругих ограничителей показан на рис. 9.

Приложение нагрузки в модуле APM Structure 3D приводится к узлам либо распределяется по пластинчатым элементам конечно-элементной сетки.

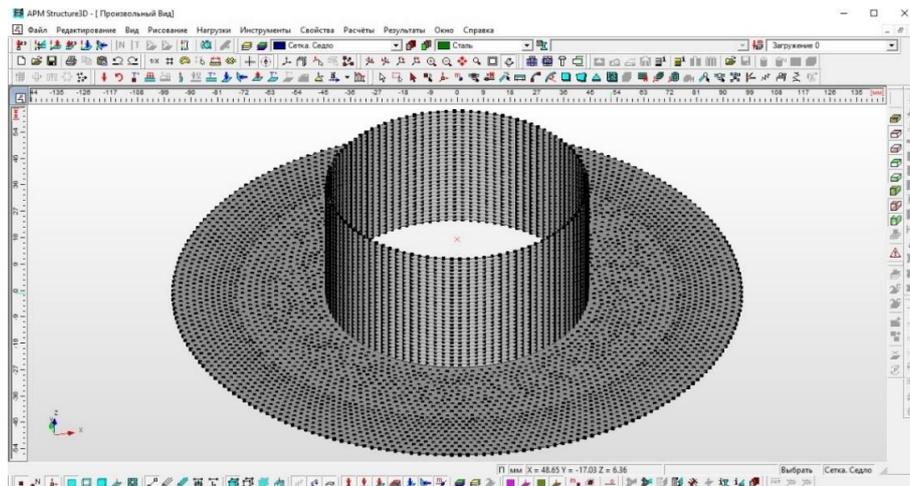


Рис. 8. Конечно-элементная модель уплотнения
Fig. 8. Finite element model of compaction

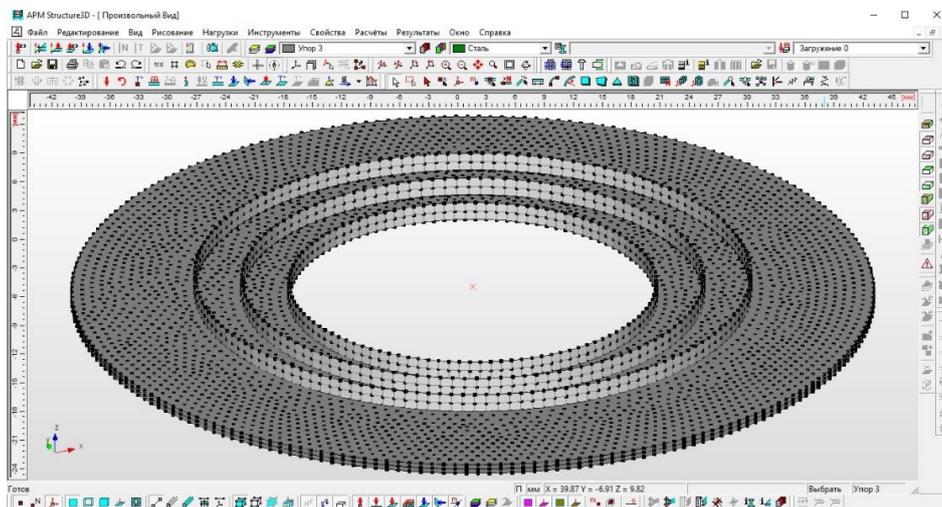


Рис. 9. Конечно-элементная модель упругих ограничителей
Fig. 9. Finite element model of elastic limiters

Для того чтобы смоделировать усилие в зоне контакта «золотник – седло» и учесть трение, необходимо создать дополнительный узел и группу стержней, что позволит приложить нагрузку по периметру уплотнения под необходимым углом – полную реакцию R (рис. 10). Также необходимо ограничить перемещения нагружаемого дополнительного узла [18] в плоскости перпендикулярной вектору силы F , который будет передавать нагрузку на оболочку.

На рис. 11 показана модель с приложенным усилием со стороны привода. По периметру пластины тонкостенного уплотнения и упругих ограничителей выполнено закрепление в виде жесткой заделки.

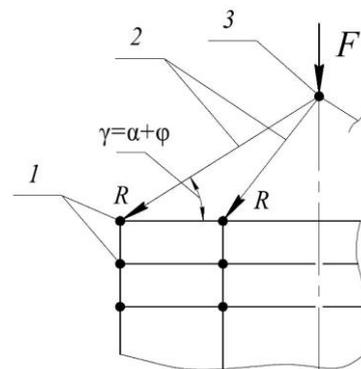


Рис. 10. Схема нагружения седла в APM Structure 3D:
1 – узлы сетки; 2 – дополнительные стержни;
3 – нагружаемый узел; R – полная реакция;
 φ – угол трения

Fig. 10. Saddle loading scheme in AWP Structure 3D:
1 – grid nodes; 2 – additional rods;
3 – loaded node;
 R – total reaction; φ – friction angle

Отсутствие контакта между тонкостенным уплотнением и упругими ограничителями для представленной на рис. 11 модели ведет к тому, что при запуске на расчет в APM Structure 3D происходит деформация только седла. Имеющиеся в APM Structure 3D возможности по созданию упругих связей между узлами и совместных перемещений в узлах использовать неправильно. Инструмент «создание упругой связи» задается через жесткость и используется в основном для создания пружин, а «совместные перемещения» обеспечивают передачу всех нагрузок от одного узла к другому без изменения, что для рассматриваемой модели не подходит.

Разобьем процесс моделирования нагружения седла затвора на несколько этапов:

1. Предварительное нагружение седла для определения его осевых перемещений, а, соответственно, и расстояния до первого упругого ограничителя (момент касания седла упругого ограничителя).

2. Нагружение седла после контакта с упругим упором (этап повторяется для второго и третьего упоров) силой $\Delta F = F_1 - F_2$, опреде-

ляемой как разность между первоначальным значением F_1 – момент контакта седла с первым упором и F_2 – момент контакта седла со вторым упором.

3. Сопоставление и анализ результатов моделирования седла затвора клапана при использовании упругих упоров и при их отсутствии.

Для моделирования контакта тонкостенного уплотнения и упругих упоров на первоначальном этапе необходимо определить значение силы F , при котором осевые перемещение седла будут происходить до первого упругого упора – момента касания. В рассматриваемом примере значение $F = 460$ Н.

Максимальные суммарные перемещения седла клапана при нагрузках 460 Н и 690 Н представлены на рис. 12.

Учитывая, что значения суммарных перемещений при нагрузке 460 Н происходит на 0,3711 мм, расположим первый упругий ограничитель на указанном расстоянии от седла, что обеспечит работу седла в зоне упругих деформаций при превышении нагрузки над расчетным значением.

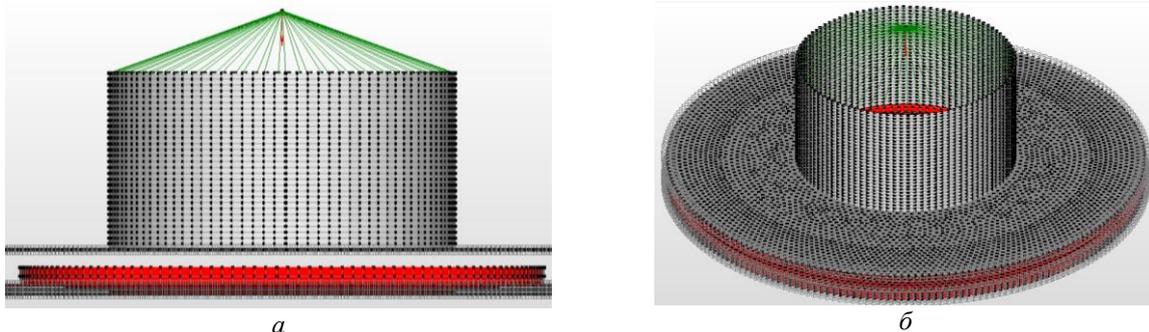


Рис. 11. Расчетная модель клапана: *a* – вид сбоку; *б* – трехмерная модель
Fig. 11. Calculation model of the valve: *a* – side view; *b* – three-dimensional model

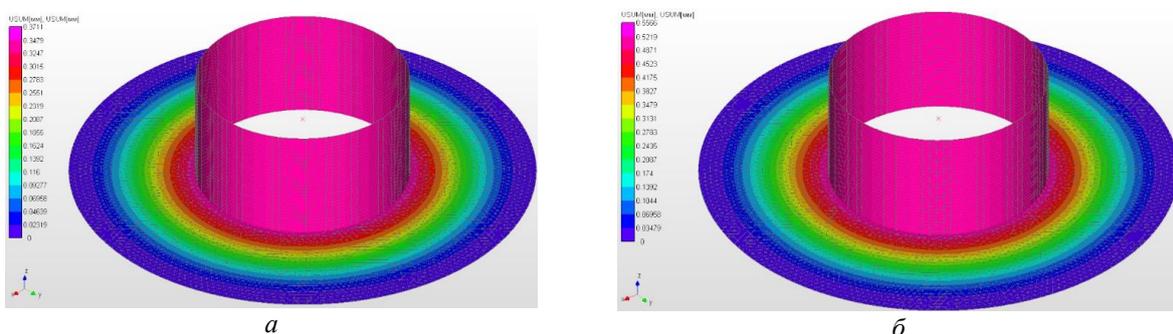


Рис. 12. Карта суммарных перемещений USUM седла клапана без учета давления рабочей среды:
a – при нагрузке 460 Н; *б* – при нагрузке 690 Н

Fig. 12. Map of total displacements USUM of the valve seat without taking into account the pressure of the working medium:

a – at a load of 460 N; *b* – at a load of 690 N

Напряжения, возникающие в уплотнении при нагрузке 460 Н – момент касания седла с первым упругим ограничителем и при 690 Н, когда седло перегружено – показаны на рис. 13.

На следующем этапе моделирования при возрастании нагрузки (более 460 Н) жесткость седла увеличивается за счет первого упругого ограничителя. Согласно полученным результатам из «карты перемещений USUM», например, при возрастании нагрузки до $F = 690$ Н осевые перемещения оболочки составят 0,39 мм, напряжения возрастут до 225 МПа (рис. 14), а перемещения упругого ограничителя (рис. 15) составят 0,01835 мм.

Отметим, что при отсутствии упругого ограничителя значения напряжений и перемещений в седле соответствовали бы указанным на рис. 12 и 13.

Если давление на седло затвора клапана продолжит возрастать, жесткость уплотнения

будет увеличиваться по мере достижения следующих упругих ограничителей. Таким образом, упругие ограничители обеспечат работу тонкостенного седла в области упругих деформаций.

Моделирование нагружения со вторым и третьим упругими ограничителями аналогично описанному.

Заключение

Полученные значения перемещений и напряжений свидетельствуют о том, что седло можно выполнить более тонкостенным – обеспечить минимизацию приведенной жесткости, тем самым минимизировав усилие герметизации по периметру оболочки при условии обеспечения прочности уплотнения.

При уменьшении толщины пластины и оболочки необходимо учитывать, что упругий упор должен располагаться на более близком

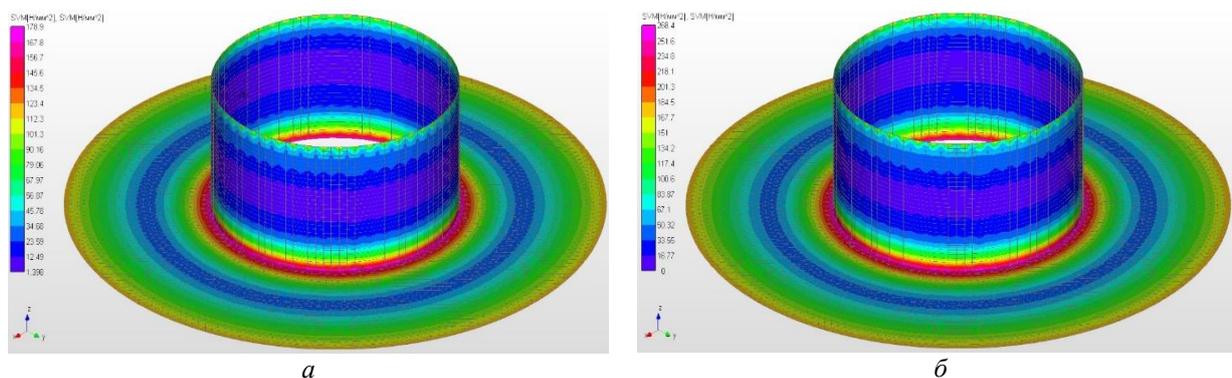


Рис. 13. Карта суммарных напряжений SVM седла клапана без учета давления рабочей среды: а – при нагрузке 460 Н; б – при нагрузке 690 Н

Fig. 13. SVM total stress map of the valve seat without taking into account the pressure of the working medium: a – at a load of 460 N; b – at a load of 690 N

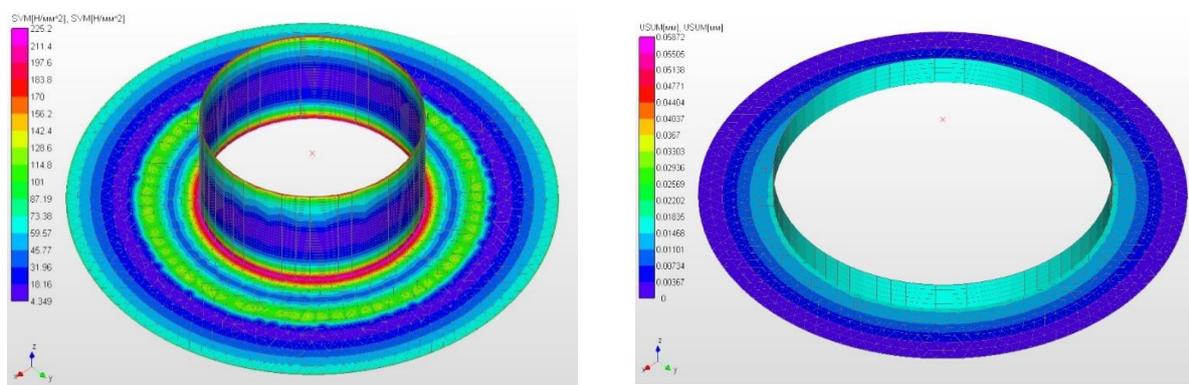


Рис. 14. Карта суммарных напряжений SVM седла
Fig. 14. SVM Saddle Total Stress Map

Рис. 15. Карта суммарных перемещений USUM
упругого ограничителя
Fig. 15. Map of total displacements USUM
of elastic limiter

расстоянии к седлу, так как значение напряжения 180 МПа при нагрузке $F = 460$ Н будет достигнуто раньше.

Для повышения достоверности работы тонкостенного уплотнения необходимо прове-

сти его моделирование с учетом давления рабочей среды, особенно в условиях его нестационарности [19–22].

Список литературы

1. ГОСТ 24856-2014. Арматура трубопроводная. Термины и определения. Введ. 2015–04–01. М. : Стандартинформ, 2020. 90 с.
2. Долотов А.М., Огар П.М., Чегодаев Д.Е. Основы теории и проектирования уплотнений пневмогидроарматуры летательных аппаратов. М. : Изд-во МАИ, 2000. 296 с.
3. Бояршинов С.В. Основы строительной механики машин. М. : Машиностроение, 1973. 456 с.
4. Герасимов С.В., Долотов А.М., Белоголов Ю.И. Математическая модель динамического нагружения двухседельного клапана // Тр. Брат. гос. ун-та. Сер.: Естественные и инженерные науки. 2012. Т. 1. С. 126–129.
5. Расчеты на прочность в машиностроении. Т. 2. Некоторые задачи прикладной теории упругости. Расчеты за пределами упругости. Расчеты на ползучесть / С.Д. Пономарев, В.Л. Бидерман, К.К. Лихарев и др. М. : Машгиз, 1958. 975 с.
6. Долотов А.М., Ереско С.П., Огар П.М. Основы теории проектирования уплотнений гидропневмо-вакуумных систем. Красноярск : СибГАУ, 2013. 307 с.
7. Белоголов Ю.И. Компенсация усилий, действующих на затвор со стороны герметизируемой среды // Проблемы транспорта Восточной Сибири : материалы Всерос. науч.-практ. конф. молодых ученых, аспирантов и студентов. Иркутск : ИрГУПС, 2012. С. 124–128.
8. Долотов А.М., Белоголов Ю.И. Обзор способов разгрузки золотника клапана от давления герметизируемой среды // Системы. Методы. Технологии. 2010. № 3 (7). С. 30–36.
9. А. с. 1620756 СССР. Уплотнительный узел клапана / А.М. Долотов, П.М. Огар, В.М. Квасов и др. № 4632000/29 ; заявл. 04.01.89 ; опубл. 15.01.91, Бюл. № 2. 3 с.
10. А. с. 1634913 СССР. Запорная пара клапана / А.М. Долотов, П.М. Огар, В.М. Квасов и др. № 4629012/29 ; заявл. 30.12.88 ; опубл. 15.03.91, Бюл. № 10. 3 с.
11. Пат. 2506482 Рос. Федерация. Клапан / А.М. Долотов, Ю.И. Белоголов. № 2012132174/06 ; заявл. 26.07.2012 ; опубл. 10.02.2014, Бюл. № 4. 6 с.
12. Бидерман В.Л. Механика тонкостенных конструкций. М. : Машиностроение, 1974. 486 с.
13. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин. М. : Машиностроение, 1993. 640 с.
14. Замрий А.А. Проектирование и расчет методом конечных элементов трехмерных конструкций в среде APM Structure 3D. М. : АПМ, 2006. 287 с.
15. Замрий А.А. Проектирование и расчет методом конечных элементов трехмерных конструкций в среде APM Structure 3D. М. : АПМ, 2010. 375 с.
16. APM Structure 3D. Руководство пользователя. М. : АПМ, 2009. 190 с.
17. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике. М. : Мир, 1975. 542 с.
18. Расчет машиностроительных конструкций методом конечных элементов / В.И. Мяченков, В.П. Мальцев, В.П. Майборода и др. М. : Машиностроение, 1989. 520 с.
19. Огар П.М. Контактные характеристики и герметичность неподвижных стыков пневмогидроопливных систем двигателей летательных аппаратов : дис. ... д-ра техн. наук. Братск, 1997. 345 с.
20. Огар П.М., Герасимов С.В., Глинов С.Н. Герметичность соединений с элементами пониженной жесткости // Математическое моделирование, численные методы и комплексы программ : межвуз. темат. сб. тр. Вып. 11. СПб., 2005. С. 271–275.
21. Огар П.М., Шеремета Р.Н., Лханаг Д. Герметичность металлополимерных стыков шероховатых поверхностей. Братск : БрГУ, 2006. 159 с.
22. Огар П.М., Горохов Д.Б. Контактное взаимодействие шероховатых поверхностей: фрактальный подход. Братск : БрГУ, 2007. 171 с.

References

1. GOST 24856-2014. Armatura truboprovodnaya. Terminy i opredeleniya [State Standard 24856-2014. Pipeline valves. Terms and definitions]. Moscow: Standartinform Publ., 2020. 90 p.
2. Dolotov A.M., Ogar P.M., Chegodaev D.E. Osnovy teorii i proyektirovaniya uplotneniy pnevmogidroarmatury letatel'nykh apparatov [Fundamentals of the theory and design of seals for aircraft pneumohydraulic fittings]. Moscow: MAI Publ., 2000. 296 p.
3. Boyarshinov S.V. Osnovy stroitel'noi mekhaniki mashin [Fundamentals of structural mechanics of machines]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1973. 456 p.
4. Gerasimov S.V., Dolotov A.M., Belogolov Yu.I. Matematicheskaya model' dinamicheskogo nagruzheniya dvukhsedel'nogo klapana [Mathematical model of dynamic loading of a two-seated valve]. *Trudy Bratskogo gosudarstvennogo universiteta. Seriya: Estestvennye i inzhenernye nauki* [Proceedings of the Bratsk State University. Series: Natural and engineering sciences], 2012, vol. 1, pp. 126–129.
5. Ponomarev S.D., Biderman V.L., Likharev K.K., Makushin V.M., Malinin N.N., Feodos'ev V.I. Raschety na prochnost' v mashinostroenii. T. 2. Nekotorye zadachi prikladnoi teorii uprugosti. Raschety za predelami uprugosti. Raschety na polzuchest' [Strength calculations in mechanical engineering. Vol. 2. Some problems of the applied theory of elasticity. Calculations beyond

the limits of elasticity. Creep calculations]. Moscow: Mashgiz Publ., 1958. 975 p.

6. Dolotov A.M., Eresko S.P., Ogar P.M. Osnovy teorii proektirovaniya uplotnenii gidropnevmo-vakuumnykh sistem [Fundamentals of the theory of designing seals for hydropneumatic-vacuum systems]. Krasnoyarsk: SibGAU Publ., 2013. 307 p.

7. Belogolov Yu.I. Kompensatsiya usilii, deistvuyushchikh na zatvor so storony germetiziruemoi sredy [Compensation for the efforts acting on the shutter from the side of the sealed medium]. *Materialy Vserossiiskoi nauchno-prakticheskoi konferentsii mo-lodykh uchenykh, aspirantov i studentov «Problemy transporta Vostochnoi Sibiri»* [Proceedings of All-Russian scientific-practical conference of young scientists, graduate students and students «Problems of transport of Eastern Siberia»]. Irkutsk, 2012, pp. 124–128.

8. Dolotov A.M., Belogolov Yu.I. Obzor sposobov razgruzki zolotnika klapana ot davleniya germetiziruemoi sredy [Review of methods for unloading the valve spool from the pressure of the sealed medium]. *Sistemy. Metody. Tekhnologii* [Systems. Methods. Technology], 2010, no. 3 (7), pp. 30–36.

9. Dolotov A.M., Ogar P.M., Kvasov V.M., Kondrashov Yu.I. Copyright certificate SU 1620756 A1, 15.01.1991.

10. Dolotov A.M., Ogar P.M., Kvasov V.M., Kondrashov Yu.I. Copyright certificate SU 1634913 A1, 15.03.1991.

11. Dolotov A.M., Belogolov Yu.I. Patent RU 2506482 C1, 10.02.2014.

12. Biderman V.L. Mekhanika tonkostennykh konstruksii [Mechanics of thin-walled structures]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1974. 486 p.

13. Birger I.A., Shorr B.F., Iosilevich G.B. Raschet na prochnost' detalei mashin [Calculation for the strength of machine parts]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1993. 640 p.

14. Zamrii A.A. Proektirovanie i raschet metodom konechnykh elementov trekhmernykh konstruksii v srede APM Structure 3D [Design and calculation by the finite element method of three-dimensional structures in the APM Structure 3D environment]. Moscow: APM Publ., 2006. 287 p.

15. Zamrii A.A. Proektirovanie i raschet metodom konechnykh elementov trekhmernykh konstruksii v srede APM Structure 3D [Design and calculation by the finite element method of three-dimensional structures in the APM Structure 3D environment]. Moscow: APM Publ., 2010. 375 p.

16. APM Structure 3D. Rukovodstvo pol'zovatelya [APM Structure 3D. User's guide]. Moscow: APM Publ., 2009. 190 p.

17. Zienkiewicz O.C. Metod konechnykh elementov v tekhnike [The Finite Element Method in Engineering Science]. Moscow: Mir Publ., 1975. 542 p.

18. Myachenkov V.I., Mal'tsev V.P., Maiboroda V.P., Petrov V.B., Frolov A.N., Zayakin S.P., Ol'shanskaya G.N., Gorlov V.B., Bondar' V.S., Gorshkov S.P., Korol'kov S.S., Zhukov Yu.V., Tselikh A.V. Raschet mashinostroitel'nykh konstruksii metodom konechnykh elementov [Calculation of machine-building structures by the finite element method]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1989. 520 p.

19. Ogar P.M. Kontaktnye kharakteristiki i germetichnost' nepodviznykh stykov pnevmogidrotoplivnykh sistem dvigatelei leta-tel'nykh apparatov [Contact characteristics and tightness of fixed joints of pneumohydrofuel systems of aircraft engines]. Doctor's theses. Bratsk, 1997. 345 p.

20. Ogar P.M., Gerasimov S.V., Glinov S.N. Germetichnost' soedinenii s elementami ponizhennoi zhestkosti [Tightness of joints with elements of reduced rigidity]. *Mezhvuzovskii tematicheskii sbornik trudov «Matematicheskoe modelirovanie, chislennye metody i kompleksy programm»* [Interuniversity Thematic Proceedings «Mathematical modeling, numerical methods and software packages»]. Saint Petersburg, 2005, pp. 271–275.

21. Ogar P.M., Sheremeta R.N., Lkhanag D. Germetichnost' metalopolimernykh stykov sherokhovatykh poverkhnostei [Tightness of metal polymer joints of rough surfaces]. Bratsk: BrGU Publ., 2006. 159 p.

22. Ogar P.M., Gorokhov D.B. Kontaktirovanie sherokhovatykh poverkhnostei: fraktal'nyi podkhod [Contacting rough surfaces: a fractal approach]. Bratsk: BrGU Publ., 2007. 171 p.

Информация об авторах

Белоголов Юрий Игоревич, кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры управления эксплуатационной работой, Иркутский государственный университет путей сообщения, г. Иркутск; e-mail: belogolov_yi@irgups.ru.

Information about the authors

Yurii I. Belogolov, Ph.D. in Engineering Science, Associate Professor, Associate Professor of the Department of Work Operation Management, Irkutsk State Transport University, Irkutsk; e-mail: belogolov_yi@irgups.ru.