

Использование осевых упоров и полимерных гасителей динамических нагрузок в затворах с тонкостенными уплотнениями

Ю.И. Белоголов✉

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

✉belogolov_yi@irgups.ru

Резюме

В уплотнительной технике встречаются конструкции клапанных соединений, где для снижения радиальных деформаций тонкостенного уплотнения в затворе применяются различные осевые упоры и полимерные гасители ударных нагрузок. Использование полимерных материалов в качестве осевых ограничителей компенсирует ударные нагрузки в уплотнительном стыке и обеспечивает дополнительную герметичность (вторичное уплотнение) соединения при относительно небольших усилиях со стороны привода. Однако применение полимерных материалов ограничено условиями эксплуатации (химический состав рабочей среды, давление рабочей среды и др.). Полимерные уплотнения выдавливаются и разрушаются при больших давлениях герметизируемой среды. Также следует отметить изменение физико-механических характеристик полимеров с течением времени, при температурных, радиационных и других воздействиях. Использование исключительно металлических упоров позволяет сократить воздействие ударных нагрузок на тонкостенное уплотнение, но такие конструктивные решения ведут к снижению ресурса уплотнительного соединения и лимитируют область применения. Таким образом, осевые упоры в качестве ограничителей деформации могут быть предусмотрены в конструкции уплотнительного соединения на случай значительного превышения давления герметизируемой среды над расчетным с целью минимизации повреждений затвора клапана. Для ослабления ударных нагрузок в уплотнительном соединении может быть выполнена «разгрузка» затвора. В научной статье представлены обзор и анализ уплотнительных соединений, в которых снижение динамических нагрузок в затворе клапана компенсируется посредством осевых упоров и полимерных гасителей ударных нагрузок. Проведено сравнение указанного способа с одним из перспективных направлений совершенствования клапанных соединений – «разгрузкой». Представлены разработанные автором актуальные конструкции разгруженных затворов, которые позволяют выполнить тонкостенный оболочечный элемент рациональных геометрических размеров, что, в свою очередь, ведет к снижению герметизирующего усилия и энергоемкости привода. Проведенный обзор и анализ показали, что наличие упоров необходимо в условиях нестационарности давления герметизируемой среды, приводящей к значительным изменениям составляющей усилия герметизации.

Ключевые слова

динамическое ударное нагружение, клапан, разгрузка от давления, полимерные уплотнения, осевые упоры, тонкостенные уплотнения, ограничители деформации уплотнения

Для цитирования

Белоголов Ю.И. Использование осевых упоров и полимерных гасителей динамических нагрузок в затворах с тонкостенными уплотнениями / Ю.И. Белоголов // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2023. № 3 (79). С. 34–42. DOI: 10.26731/1813-9108.2023.3(79).34-42.

Информация о статье

поступила в редакцию: 08.09.2023 г.; поступила после рецензирования: 18.09.2023 г.; принята к публикации: 19.09.2023 г.

The use of axial stops and polymer dynamic load absorbers in gates with thin-walled seals

Yu. I. Belogolov✉

Irkutsk State Transport University, Irkutsk, the Russian Federation

✉belogolov_yi@irgups.ru

Abstract

In sealing technology, there are valve joint designs, where various axial stops and polymer load absorbers are used to reduce radial deformations of the thin-walled seal in the gate. The use of polymer materials as axial limiters compensates for shock loads in the sealing joint and provides additional tightness (secondary sealing) of the joint with relatively little effort on the part of the drive. However, the use of polymer materials is limited by the operating conditions (chemical composition of the working medium, pressure of the working medium and other conditions). Polymer seals are squeezed out and destroyed at high pressures of the sealed medium. The change should also be noted in the physical and mechanical characteristics of polymers over time, under temperature, radiation, and other influences. The exclusive use of metal stops makes it possible to limit the impact of shock loads on a thin-walled seal, however, such design solutions lead to a decrease in the life of the sealing joint and limits the scope of ap-

plication. Thus, the use of axial stops as deformation limiters can be provided in the design of the sealing joint in case of a significant excess of the pressure of the sealed medium over the calculated one reducing damage to the valve gate. To weaken the shock loads in the sealing joint, the gate can be «unloaded». The scientific article presents an overview and analysis of sealing joints in which the reduction of dynamic loads in the valve gate is compensated by axial stops and polymer load absorbers. The comparison of this method with one of the promising areas of improvement of valve connections – «unloading» is carried out. The actual designs of unloaded gates developed by the author are presented, which allow creating a thin-walled shell element of reasonable geometric dimensions, which, in turn, leads to a decrease in the hermetic effort and energy intensity of the drive. The conducted review and analysis showed that the presence of stops is necessary under conditions of unsteadiness of the sealed medium pressure, leading to significant changes in the component of the sealing force.

Keywords

dynamic shock loading, valve, pressure relief, polymer seals, axial stops, thin-walled seals, seal deformation limiters

For citation

Belogolov Yu.I. Ispol'zovanie osevykh uporov i polimernykh gasitelei dinamicheskikh nagruzok v zatvorakh s tonkostennymi uplotneniyami [The use of axial stops and polymer dynamic load absorbers in gates with thin-walled seals]. *Sovremennyye tekhnologii. Sistemnyi analiz. Modelirovaniye* [Modern Technologies. System Analysis. Modeling], 2023, no. 3 (79), pp. 34–42. DOI: 10.26731/1813-9108.2023.3(79).34-42.

Article Info

Received: September 8, 2023; Revised: September 18, 2023; Accepted: September 19, 2023.

Введение

В уплотнительных соединениях, эксплуатация которых протекает в сложных условиях (высокие усилия герметизации, температура, давление, динамические нагрузки), все более широкое распространение получает использование тонкостенных оболочечных элементов, выполненных в виде оболочечно-цилиндрических (реже – конических) элементов. При формировании уплотнительного стыка они легко деформируются, принимая форму ответной детали. Простота формы оболочечного элемента обеспечивает высокую технологичность соединения.

Такие уплотнительные соединения могут быть использованы в разнообразных разъемных соединениях: клапанах, кранах (в том числе и в шаровых), фланцах, штуцерах, стыковочных узлах и т.д. [1–3]. В качестве материалов ответных деталей уплотнительного соединения применяется, как правило, сталь, бронза, латунь и другие, что позволяет использовать соединения в агрессивных средах и в условиях термических воздействий.

Упругий оболочечно-цилиндрический элемент имеет низкую изгибную жесткость, что обеспечивает уплотнительному соединению «металл – металл» сохранение всех преимуществ уплотнения «металл – полимер», позволяет соединить в нем лучшие черты двух типов уплотнений, особенно в тяжелых условиях работы, когда положительные качества соединения проявляются лучшим образом.

В клапанных уплотнительных соединениях тонкостенные оболочечно-цилиндрические

элементы работают в условиях динамического ударного нагружения. Под действием ударных нагрузок, обусловленных прежде всего скоростью срабатывания золотника под действием привода клапана и жесткостью седла, выполненного в виде оболочечно-цилиндрического элемента, может произойти разрушение тонкостенного элемента в затворе уплотнительного соединения при перекрытии потока рабочей среды. С целью снижения динамического ударного воздействия на тонкостенное уплотнение в затворе клапана предусматривают осевые упоры и полимерные ограничители деформации.

Целями настоящей научной публикации являются: исследование и анализ конструктивных решений уплотнительных соединений и пути их модернизации, а также рассмотрение одного из перспективных направлений совершенствования клапанных соединений – «разгрузки» затвора клапана.

Процесс нагружения тонкостенного уплотнения затвора клапана

Процесс нагружения уплотнительного соединения клапана с тонкостенным оболочечно-цилиндрическим элементом представлен схематически на рис. 1, где $F_{пр}$ – усилие со стороны привода; $q_{гер}$ – герметизирующая нагрузка; p_p – давление рабочей среды; DN – диаметр условного прохода. Также показан клапан в открытом состоянии (рис. 1, а). При перекрытии клапана (рис. 1, б, в) следует учитывать составляющую давления рабочей среды p_p , так как в зависимости от направления оно может являться состав-

ляющей созданного усилия герметизации в уплотнительном стыке.

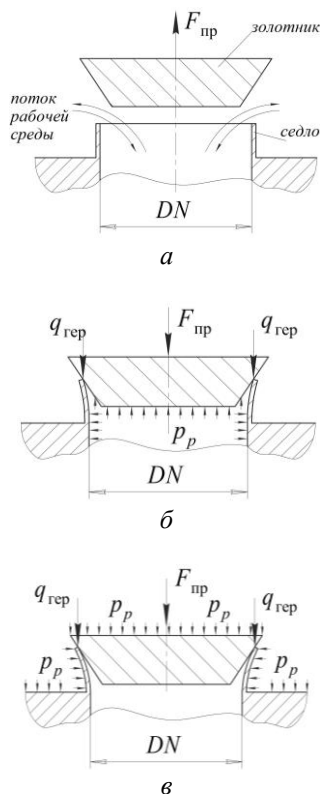


Рис. 1. Схема затвора клапана с тонкостенным элементом:
 а – клапан открыт; б – клапан закрыт (давление среды «на золотник»); в – клапан закрыт (давление среды «под золотник»)

Fig. 1. The scheme of the valve gate with a thin-walled element:

а – the valve is opened; б – the valve is closed (the pressure of the medium «on the spool»);
 в – the valve is closed (the pressure of the medium «under the spool»)

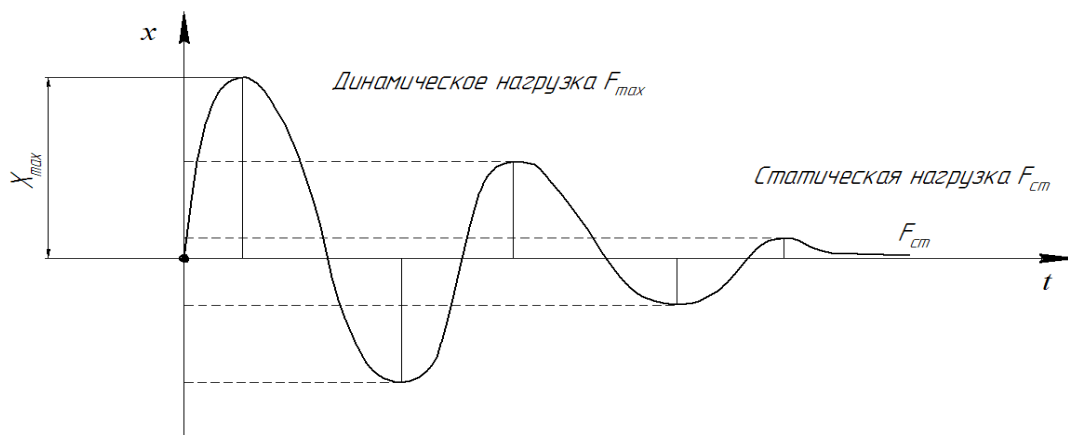


Рис. 2. График свободных затухающих колебаний ω
Fig. 2. Graph of free fading oscillations ω

Ударные нагрузки в тонкостенных уплотнительных соединениях

В [4–6] показано, что максимальная динамическая нагрузка F_{\max} , возникающая при соударении золотника с седлом клапана, определяется значением кинетической энергии E_k и частоты свободных колебаний ω золотника (рис. 2), с учетом статической силы $F_{\text{ст}}$, обеспечивающей герметичность соединения:

$$F_{\max} = F_{\text{ст}} + \sqrt{F_{\text{ст}}^2 + m \cdot v^2 \cdot c}.$$

На рис. 2 представлен график свободных затухающих колебаний золотника массой m при единичном ударном нагружении седла клапана.

Под действием F_{\max} происходит соударение элементов затвора клапана при скорости v_{\max} , что вызывает смещение на величину X_{\max} . Последующее соударение элементов затвора в связи с потерями на трение в зоне контакта происходит при меньших скоростях до тех пор, пока значение силы трения $F_{\text{тр}}$ не компенсирует значение кинетической энергии E_k золотника.

Значение ω зависит от массы и жесткости контактируемых элементов и определяется из выражения:

$$\omega^2 = \frac{c_1 + c_2 \cdot \text{tg} \alpha \cdot \text{tg}(\alpha + \beta)}{m},$$

где c_1 и c_2 – жесткость подвижной части затвора и оболочечного элемента соответственно.

Направлениями совершенствования уплотнительных соединений с тонкостенными оболочечно-цилиндрическими элементами могут быть следующие:

– разгрузка «затвора» клапана от давления рабочей среды p_p , что позволит нагружать тонкостенный оболочечно-цилиндрический элемент только усилием герметизации $q_{\text{гер}}$ [7];

– использование осевых и радиальных упоров, что позволит исключить перегрузку тонкостенного оболочечно-цилиндрического элемента приводом;

– применение полимерных гасителей удара обеспечит компенсацию износа оболочечно-цилиндрического элемента при первичном нагружении и геометрических отклонениях формы седла.

Компенсация давления, действующего на затвор клапана со стороны герметизируемой среды, другими словами – «разгрузка» уплотнительного соединения, позволяет снизить значения F_{\max} , E_k [8–10].

На рис. 3 представлены варианты схем калапанов, разгруженные от давления герметизируемой среды. В зависимости от конструкции уплотнительного соединения может быть обеспечена частичная разгрузка, полная разгрузка или дополнительное усилие герметизации (расчетное).

Следует учитывать, что в уплотнительных соединениях, конструктивно выполненных с разгруженным золотником, количество вторичных уплотнений увеличивается в зависимости от способа компенсации давления рабочей среды.

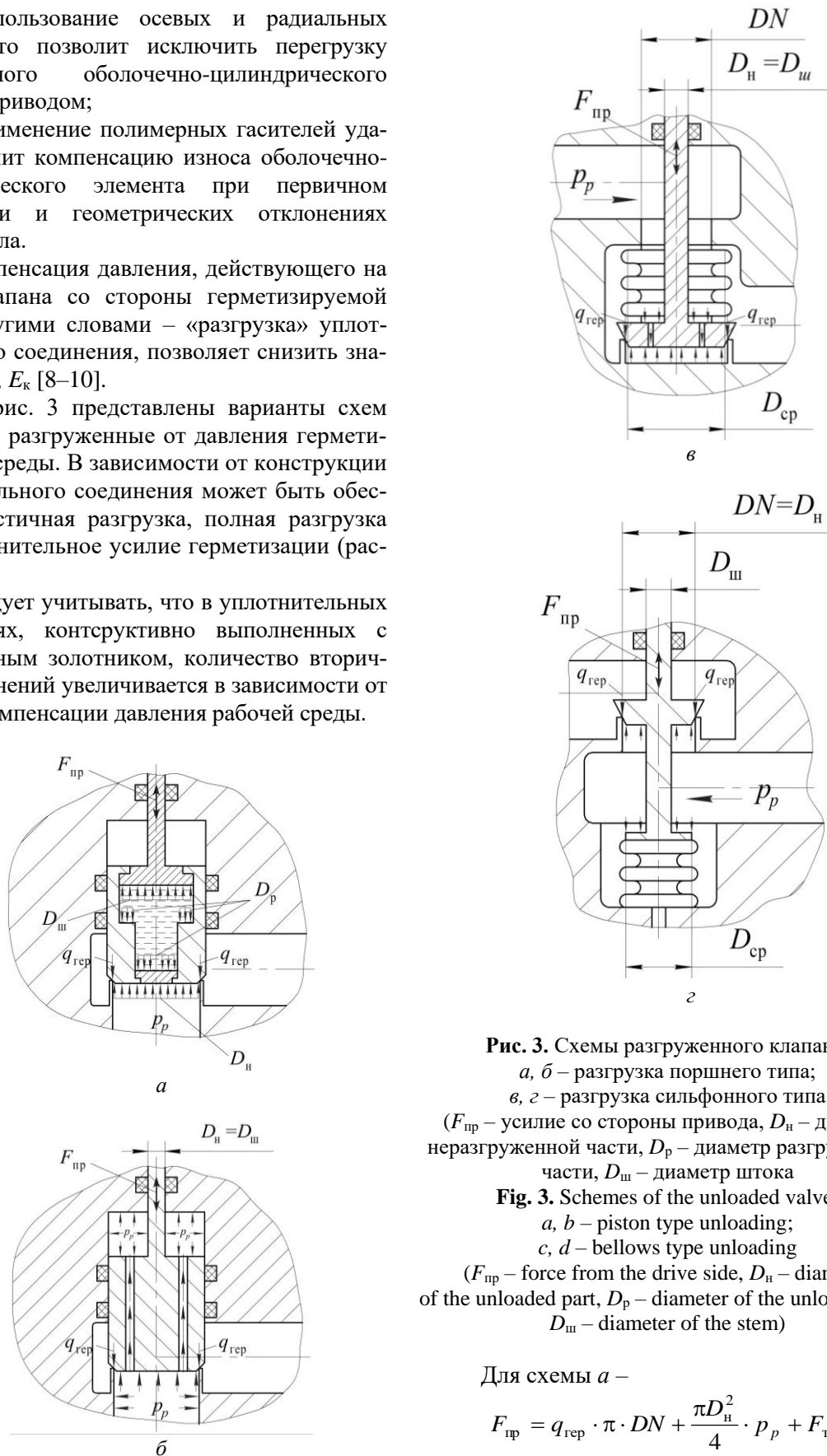


Рис. 3. Схемы разгруженного клапана:
a, б – разгрузка поршневого типа;
в, г – разгрузка сильфонного типа
 ($F_{\text{пр}}$ – усилие со стороны привода, $D_{\text{н}}$ – диаметр неразгруженной части, $D_{\text{р}}$ – диаметр разгруженной части, $D_{\text{ш}}$ – диаметр штока
Fig. 3. Schemes of the unloaded valve:
a, b – piston type unloading;
c, d – bellows type unloading
 ($F_{\text{пр}}$ – force from the drive side, $D_{\text{н}}$ – diameter of the unloaded part, $D_{\text{р}}$ – diameter of the unloaded part, $D_{\text{ш}}$ – diameter of the stem)

Для схемы *a* –

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

схемы б –

$$F_{\text{пр}} = q_{\text{гер}} \cdot \pi \cdot DN + \frac{\pi(D_{\text{н}} - D_{\text{п}})^2}{4} \cdot p_p + F_{\text{тр}};$$

схемы в –

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

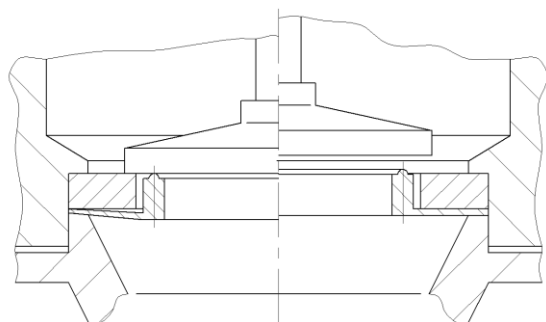
схемы г –

$$F_{\text{пр}} = q_{\text{гер}} \cdot \pi \cdot DN + \left(\frac{\pi \cdot D_{\text{сп}}^2}{4} - \frac{\pi(D_{\text{н}} - D_{\text{п}})^2}{4} \right) \cdot p_p + F_{\text{тр}}.$$

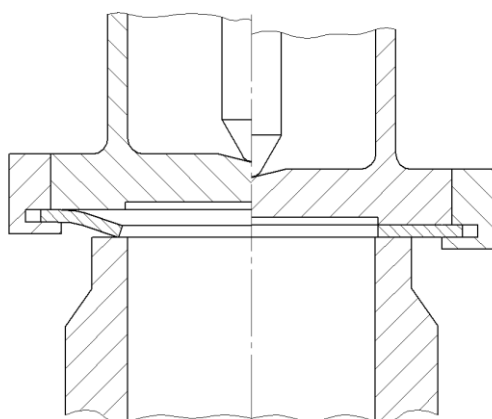
Осевые упоры и полимерные гасители ударных нагрузок в зоне уплотнения

Использование упоров в качестве ограничителей деформации седла клапана позволяет предотвратить перегрузку тонкостенного элемента герметизирующим усилием со стороны привода.

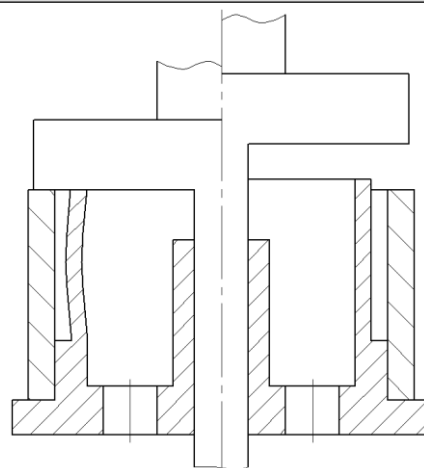
Ниже (рис. 4) представлены различные конструкции клапанов [11–14], где для снижения деформаций оболочечного седла используются радиальные и осевые упоры.



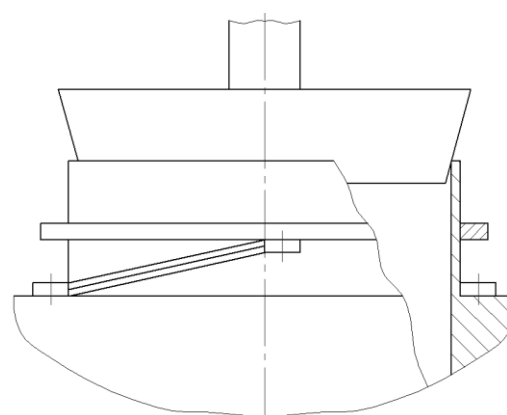
а



б



в



г

Рис. 4. Конструкции клапанных уплотнительных соединений:

а – упругое седло клапана; б – предохранительный клапан; в – седло клапана; г – клапан

Fig. 4. Designs of valve sealing joints:
а – elastic valve seat; б – safety valve;
с – valve seat; д – valve

В конструкции (см. рис. 4, а) контакт седла с золотником затвора линейный за счет выполненного на торцевой части седла выступа. Для ограничения осевых перемещений золотника в конструкции предусмотрен выступ, представляющий собой металлическую втулку, расположенную ниже седла на расчетную величину.

В конструкции (см. рис. 4, б) предложено использование упругого оболочечного элемента, прикрепленного к золотнику или седлу клапана. При отсутствии давления рабочей среды площадь контакта уплотнительных поверхностей является наибольшей вследствие давления привода на уплотнительный элемент. При подаче рабочей среды площадь контакта уплотни-

тельных поверхностей уменьшается, плоский контакт переходит в контакт по линии. Давление, создаваемое рабочей средой на площадь оболочечного элемента, дополнительно поджимает его к седлу клапана.

Целью изобретения (см. рис. 4, в) является повышение надежности и долговечности работы затвора клапана. Конструкция состоит из золотника, уплотнительного элемента, имеющего форму цилиндрической оболочки и упора, предохраняющего оболочку от перегрузки. Упор относительно уплотнительного элемента выполнен соосно. Торцевая поверхность уплотнительного элемента выполнена выше торцевой поверхности упора. Герметичность соединения достигается за счет деформации оболочечного элемента, а ограничение этих деформаций достигается посредством установленного упора.

Изобретение (см. рис. 4, г) нацелено на расширение эксплуатационных возможностей клапана за счет увеличения температурного диапазона. Седло клапана выполнено в виде тонкостенной оболочки с упрочняющим кольцом, имеющим возможность перемещаться вдоль образующей седла, а на корпусе клапана закреплен по меньшей мере один биметаллический фиксатор, взаимодействующий с упрочняющим кольцом.

Примеры использования полимерных гасителей ударных нагрузок в зоне контакта «золотник – седло» представлены на рис. 5 [15–18].

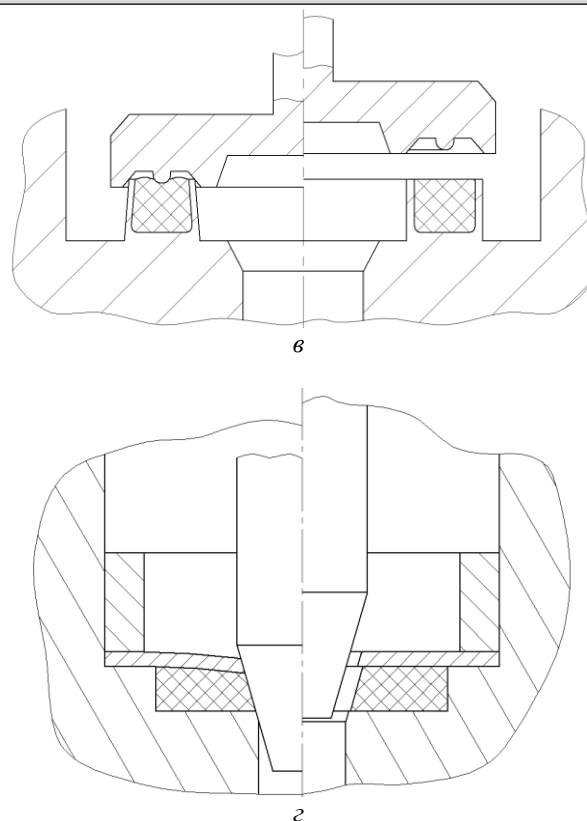
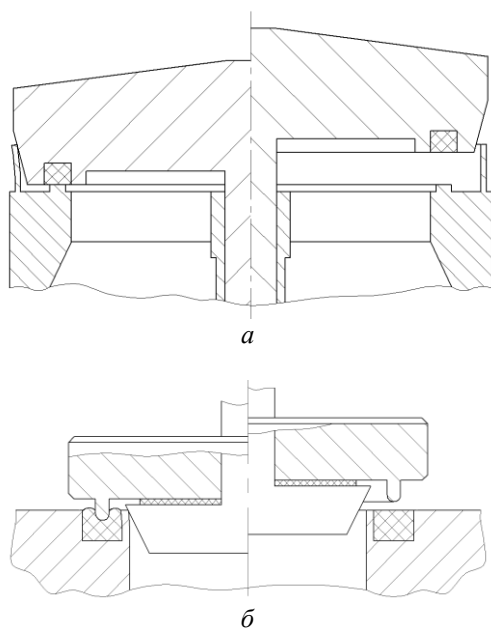


Рис. 5. Конструкции клапанных уплотнительных соединений:

- a* – уплотнительный узел;
- б, в* – уплотнительный узел клапанных устройств;
- г* – уплотнительный узел высокого давления

Fig. 5. Designs of valve sealing joints:
a – sealing unit;
b, c – sealing assembly of valve devices;
d – high pressure sealing unit

Конструкция (см. рис. 5, а) состоит из седла, выполненного в виде тонкостенного оболочечного элемента, и затвора, имеющего коническую форму. Упор, ограничивающий деформацию оболочечного элемента, выполнен в виде дублирующего торцевого уплотнения.

Согласно [19, 20], в случае дублирующего торцевого уплотнения «ввиду значительных давлений герметизации влиянием отклонений формы и волнистости можно пренебречь. При этом характер контакта преимущественно упругий». Следовательно, упор такой конструкции не отвечает тем требованиям, которые к нему предъявляются.

Затвор клапана (см. рис. 5, б) состоит из двух контактных уплотнений, одно из которых образовано конической поверхностью золотника и седла, выполненного в виде оболочечного

элемента, а второе – острой кромкой, расположенной на торцевой поверхности золотника, и кольцом из эластичного материала, размещенным в проточке корпуса. Упор такой конструкции не отвечает тем требованиям, которые к нему предъявляются. Использование полимерного материала снижает жесткость упора, что особенно актуально при высоких скоростях и ударных нагрузках золотника.

С целью повышения надежности и долговечности уплотнительного соединения (см. рис. 5, в) на затворе выполнены конические поверхности, а в корпусе – тонкостенные цилиндрические оболочки. Между оболочками расположено эластичное кольцо, а на затворе между коническими поверхностями выполнен торцевой выступ. При перекрытии потока рабочей среды конические поверхности вступают в контакт с тонкостенными оболочками по наружному диаметру, а торцевой выступ вдавливается в эластичное кольцо.

Конструкция (см. рис. 5, г) предназначена для работы в области высоких давлений. Затвор состоит из золотника конической формы и седла, выполненного в виде тонкостенной пластины, опирающейся на демпфирующий элемент в виде эластичного кольца. Края пластины зажаты между корпусом клапана и металлической втулкой. Преимуществами изобретения являются простота конструкции, малые массогабаритные параметры и длительный ресурс работы. При этом возможно заклинивание золотника в седле и, как следствие, деформация тонкостенной пластины.

При отборе конструкций, представленных на рис. 4 и 5, преследовалась цель отобразить многообразие конструктивных решений и проследить пути совершенствования уплотнительных соединений с тонкостенными элементами.

Многообразие конструкций с осевыми и радиальными упорами свидетельствует о том, что вопросу снижения деформаций тонкостенных уплотнений уделяется большое внимание в арматуростроении.

Достаточно часто используются тонкостенные элементы сложной геометрической формы, которые технологически трудно реализовать на практике. Конструкции уплотнительных соединений, где для снижения динамических нагрузок применяются осевые упоры и

полимерные гасители удара, сложны в изготовлении. Такие конструктивные решения ведут к снижению ресурса уплотнительного соединения и имеют ограниченную область применения.

Заключение

Использование тонкостенных оболочечно-цилиндрических элементов уплотнения требует тщательного анализа напряженно-деформированного состояния. Область рациональных размеров (толщины) оболочечных элементов достаточно узкая.

Простейшие расчетные модели тонкостенных элементов строятся на базе модели Кирхгофа – Лява, более сложные задачи, например, расчет контактных давлений в стыке уплотнительных поверхностей, решаются на базе модели Тимошенко – Рейснера. Особое внимание должно быть уделено динамической нагруженности тонкостенных элементов при их использовании в клапанных уплотнениях. В общем случае возникающая при соударении динамическая нагрузка связана с кинематической энергией подвижных частей клапана в момент соударения и может меняться в широких пределах в зависимости от условий эксплуатации клапана. В таких случаях необходимо в первую очередь обращать внимание на конструктивные способы выбора рациональных размеров оболочечного элемента, когда при максимально возможной кинетической энергии соударения возникающие в оболочечном элементе напряжения не превышают предела текучести.

Кроме того, особое внимание должно быть обращено на ограничение деформации оболочечных элементов, когда из-за внестатной ситуации условия нагружения выходят за пределы расчетных.

При этом применение осевых упоров и полимерных гасителей удара усложняет конструкцию уплотнительного соединения, ведет к снижению ресурса и может быть использовано только в случаях «перегрузки» затвора давлением рабочей среды с целью исключения значительных повреждений элементов уплотнения.

Указанные мероприятия позволяют выполнить тонкостенный элемент минимальной жесткости, что, в свою очередь, ведет к минимизации усилий по герметизации и энергоемкости привода.

Список литературы

1. Уплотнения и уплотнительная техника / Л.А. Кондаков, А.И. Голубев, В.Б. Овандер и др. М. : Машиностроение, 1986. 464 с.
2. Гуревич Д.Ф. Трубопроводная арматура. Л. : Машиностроение, 1981. 368 с.
3. Кармугин Б.В., Стратиневский Г.Г., Мендельсон Д.А. Клапанные уплотнения пневмогидроагрегатов. М. : Машиностроение, 1983. 152 с.
4. Долотов А.М., Огар П.М., Чегодаев Д.Е. Основы теории и проектирования уплотнений пневмогидроарматуры летательных аппаратов. М. : Изд-во МАИ, 2000. 296 с.
5. Герасимов С.В., Долотов А.М., Белоголов Ю.И. Математическая модель динамического нагружения двухседельного клапана // Труды Брат. гос. ун-та. Сер.: Естественные и инженерные науки. 2012. Т. 1. С. 126–129.
6. Долотов А.М., Белоголов Ю.И. Определение перемещений в оболочечно-пластинчатом седле клапана // Системы. Методы. Технологии. 2013. № 2 (18). С. 22–28.
7. ГОСТ 24856-2014. Арматура трубопроводная. Термины и определения. Введ. 2015–04–01. М. : Стандартинформ, 2020. 90 с.
8. 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.
9. Долотов А.М., Белоголов Ю.И. Обзор способов разгрузки золотника клапана от давления герметизируемой среды // Системы. Методы. Технологии. 2010. № 3 (7). С. 30–36.
10. Долотов А.М., Зацарный В.А. Расчет жесткости упругих затворов // Вестн. Львов. политехн. ин-та. 1983. № 170. С. 65–66.
11. А. с. 167104 СССР. Упругое седло клапана / Б. И. Кондратишко (СССР). № 799296/25-8 ; заявл. 18.10.62 ; опубл. 12.12.64, Бюл. № 24. 2 с.
12. А. с. 396520 СССР. Предохранительный клапан / Г.В. Мамонтов, Б.З. Абросимов, М.А. Зайцев. № 131816/25-8 ; заявл. 28.08.69 ; опубл. 29.08.73, Бюл. № 36. 3 с.
13. А. с. 338721 СССР. Седло клапана / Б.Н. Николаев. № 1452160/25-8 ; заявл. 08.06.70 ; опубл. 15.05.72, Бюл. № 16. 2 с.
14. А. с. 1603119 СССР. Клапан / А.М. Долотов, П.М. Огар, В.М. Квасов и др. № 4629018/31-29 ; заявл. 30.12.88 ; опубл. 30.10.90, Бюл. № 40. 3 с.
15. А. с. 463828 СССР. Уплотнительный узел / Д.Ф. Пасынков, В.М. Мартынов, Н.Н. Пономарев и др. № 1912638/25-8 ; заявл. 28.04.73 ; опубл. 15.03.75, Бюл. № 10. 2 с.
16. А. с. 607084 СССР. Уплотнительный узел клапанных устройств / Б.В. Кармугин. № 2431128/25-08 ; заявл. 20.12.76 ; опубл. 15.05.78, Бюл. № 18. 2 с.
17. А. с. 731157 СССР. Уплотнительный узел клапанных устройств / Б.В. Кармугин. № 2610697/25-08 ; заявл. 04.05.78 ; опубл. 30.04.80, Бюл. № 16. 2 с.
18. Пат. 2062931 Рос. Федерация. Уплотнительный узел высокого давления / С.Н. Компанистов. № 94017291/06 ; заявл. 10.05.94 ; опубл. 27.06.96. 6 с.
19. Шпаков О.Н. Азбука трубопроводной арматуры. СПб. : Компрессорная и химическая техника, 2003. 217 с.
20. Гошко А.И. Арматура трубопроводная целевого назначения. Ч. 1: Выбор. Эксплуатация. Ремонт. М. : Машиностроение, 2003. 423 с.

References

1. Kondakov L.A., Golubev A.I., Ovander V.B., Gordeev V.V., Furmanov B.A., Karmugin B.V. Uplotneniya i uplotnitel'naya tekhnika [Seals and sealing equipment]. Moscow : Mashinostroenie Publ., 1986. 464 p.
2. Gurevich D.F. Truboprovodnaya armatura [Pipeline fittings]. Leningrad: Mashinostroenie Publ., 1981. 368 p.
3. Karmugin B.V., Stratinevskii G.G., Mendel'son D.A. Klapannye uplotneniya pnevmogidroagregatov [Valve seals of pneumohydraulic units]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1983. 152 p.
4. 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.
5. Gerasimov S.V., Dolotov A.M., Belogolov Yu.I. Matematicheskaya model' dinamicheskogo nagruzeniya 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.
6. Dolotov A.M., Belogolov Yu.I. Opredelenie peremeshchenii v obolochечно-plastinchatom sedle klapana [Determination of displacements in the shell-plate valve seat]. *Sistemy. Metody. Tekhnologii* [Systems. Methods. Technology], 2013, no. 2 (18), pp. 22–28.
7. GOST 24856-2014. Armatura truboprovodnaya. Terminy i opredeleniya [State Standard 24856-2014. Pipeline valves. Terms and definitions]. Moscow: Standartinform Publ., 2020. 90 p.
8. 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.

9. 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.

10. Dolotov A.M., Zatsarnyi V.A. Raschet zhestkosti uprugikh zatvorov [Calculation of the rigidity of elastic gates]. *Vestnik L'vovskogo politekhnicheskogo instituta* [Bulletin of the Lviv Polytechnic Institute], 1983, no. 170, pp. 65–66.

11. Kondratishko B.I. Copyright certificate SU 167104 A1, 12.12.1964.

12. Mamontov G.V., Abrosimov B.Z., Zaitsev M.A. Copyright certificate SU 396520 A1, 29.08.1973.

13. Nikolaev B.N. Copyright certificate SU 338721 A1, 15.05.1972.

14. Dolotov A.M., Ogar P.M., Kvasov V.M., Kondrashov Yu.I. Copyright certificate SU 1603119 A1, 30.10.90.

15. Pasyнков D.F., Martynov V.M., Ponomarev N.N., Vol'skii V.V., Nefedov V.F. Copyright certificate SU 463828 A1, 15.03.75.

16. Karmugin B.V. Copyright certificate SU 607084 A1, 15.05.78.

17. Karmugin B.V. Copyright certificate SU 731157 A2, 30.04.80.

18. Kompanistov S.N. Patent RU 2062931 C1, 27.06.1996.

19. Shpakov O.N. *Azbuka truboprovodnoi armatury* [ABC of pipeline fittings]. Saint Petersburg: Kompresornaya i khimicheskaya tekhnika Publ., 2003. 217 p.

20. Goshko A.I. *Armatura truboprovodnaya tselevogo naznacheniya. Ch. 1: Vybor. Eksploatatsiya. Remont* [Pipeline fittings for special purposes. Vol. 1: Choice. Exploitation. Repair]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 2003. 423 p.

Информация об авторе

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.

Author

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.