

Совершенствование конструкции подъемного клапана, разгруженного от действия давления рабочей среды

Ю. И. Белоголов ✉

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

✉ belogolov_yi@irgups.ru

Резюме

В статье рассматриваются вопросы обеспечения герметичности вторичных уплотнений разгруженных от давления герметизируемой среды подъемных клапанов. В арматуростроении к вторичным уплотнениям относят уплотнения штока в клапанах, шпинделя в задвижках, «компенсирующей части» в разгруженных затворах. В зависимости от условий эксплуатации клапана, потеря герметичности вторичного уплотнения может наступить раньше выхода из строя основного уплотнения затвора, поэтому обеспечение герметичности вторичных уплотнений является не менее важной задачей. Рассматриваемая конструкция клапана является разгруженной от давления рабочей среды. В статье приводится подробное описание уникальности конструктивного решения разгруженного клапана – отсутствие жесткой связи между золотником и седлом затвора клапана. Такое решение обеспечивает возможность любого направления потока рабочей среды (на золотник, под золотник). Вторичные уплотнения в предлагаемой конструкции располагаются непосредственно в золотнике и подвержены износу вследствие поступательного движения. Кроме того, требования по скорости перекрытия потока рабочей среды и ударные нагрузки также не способствуют надежности таких уплотнений. В качестве одного из конструктивных решений предлагается использовать тонкостенные упоры, степень прижатия которых зависит от создаваемого на их площадь давления в затворе клапана. При разгрузке клапана усложняется его конструкция и вследствие этого происходит увеличение его массогабаритных параметров. Для их частичного снижения в клапане предлагается снизить приведенную жесткость тонкостенного седла, что позволит обеспечивать герметичность при меньшем усилии привода.

Ключевые слова

подъемный клапан, разгрузка от давления, вторичные уплотнения, арматуростроение, рабочая среда, компенсация давления, уплотнительные соединения, герметичность соединения, золотник, седло затвора клапана

Для цитирования

Белоголов Ю. И. Обеспечение герметичности вторичных уплотнений подъемного клапана // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. – 2021. – № 4 (72). – С. 29–36. – DOI: 10.26731/1813-9108.2021.4(72).29-36

Информация о статье

поступила в редакцию: 17.11.2021, поступила после рецензирования: 23.11.2021, принята к публикации: 27.11.2021

Improvement of the design of the lift valve, relieved from the action of the pressure of the working medium

Yu. I. Belogolov ✉

Irkutsk State Transport University, Irkutsk, the Russian Federation

✉ belogolov_yi@irgups.ru

Abstract

The article discusses the issues of ensuring the tightness of secondary seals of lifting valves unloaded from the pressure of the pressurized medium. In armature engineering, secondary seals include stem seals in valves, spindle seals in valves, and “compensating parts” in unloaded valves. Depending on the operating conditions of the valve, the loss of the tightness of the secondary seal may occur before the failure of the main seal of the gate, therefore, ensuring the tightness of the secondary seals is no less important task. The valve design in question is unloaded from the pressure of the working medium. The article provides a detailed description of the uniqueness of the design solution of the unloaded valve – the absence of a rigid connection between the spool and the valve gate seat. This solution provides the possibility of any direction of the flow of the working medium (to the spool, under the spool). Secondary seals in the proposed design are located directly in the ash and are subject to wear due to translational motion. In addition, the requirements for the flow rate of the working medium and shock loads also do not contribute to the reliability of such seals. As one of the design solutions, it is proposed to use thin-walled stops, the degree of pressure of which depends on the pressure created on their area in the valve gate. When unloading the valve, its design becomes more complicated and, as a result, its weight and size parameters increase. To partially reduce them in the valve, it is proposed to reduce the reduced stiffness of the thin-walled seat, which will ensure tightness with less drive force.

Keywords

lift valve, relief from pressure, secondary seals, armature engineering, working medium, pressure compensation, sealing joints, joint tightness, spool, valve gate seat

For citation

Belogolov Yu. I. Obespecheniye germetichnosti vtorichnykh uplotneniy pod"yemnogo klapana [Sealing the Lift Valve Secondary Seals]. *Sovremennye tekhnologii. Sistemnyi analiz. Modelirovanie* [Modern Technologies. System Analysis. Modeling], 2021, No. 4 (72), pp. 29–36. – DOI: 10.26731/1813-9108.2021.4(72).29-36

Article Info

Received: 17.11.2021, Revised: 23.11.2021, Accepted: 27.11.2021

Введение

В арматуростроении существуют конструктивные решения, особенность которых заключается в компенсации [1–6] давления рабочей среды в затворе при перекрытии или регулировании.

Клапаны, в которых конструкцией предусмотрена компенсация (частичная или полная) давления рабочей среды, действующего на золоник затвора, называют разгруженными [7]. Разгруженные от действия давления рабочей среды элементы затвора клапана находят применение в конструкциях, где седло чувствительно к условиям нагружения. Например, в уплотнительных соединениях «конус – тонкостенная оболочка».

В зависимости от направления потока рабочей среды на золоник или под золотник может потребоваться либо большее усилие со стороны привода, либо компенсация избыточной герметизирующей нагрузки («самоуплотнение»). Разгрузка от давления рабочей среды и как следствие обеспечение постоянства герметизирующей нагрузки в зоне контакта «золотник – седло» клапана являются основным преимуществом таких конструкций. При этом массогабаритные параметры таких уплотнительных соединений увеличиваются.

Изменение конструкции затвора клапана с целью его разгрузки влияет на количество вторичных соединений, герметичность которых также необходимо обеспечивать.

Рассмотрение предлагаемой конструкции с разгруженным затвором, не зависящим от направления потока рабочей среды, вопросов надежности вторичных уплотнений и обеспечения положительных черт, достигаемых использованием соединения «конус – тонкостенное седло», является целью написания научной статьи.

Разгруженный клапан

Существует большое многообразие конструктивных решений разгруженных подъемных клапанов [8], в которых для компенсации воздействий от давления среды используются

поршни, мембраны, сальфоны и другие элементы. Кроме того, встречается большое многообразие двухседельных конструкций [9], где разгружающим элементом является второй золотник, выполненный, как правило, в виде поршня.

Рассмотрим конструкцию, представленную на рис. 1 [10].

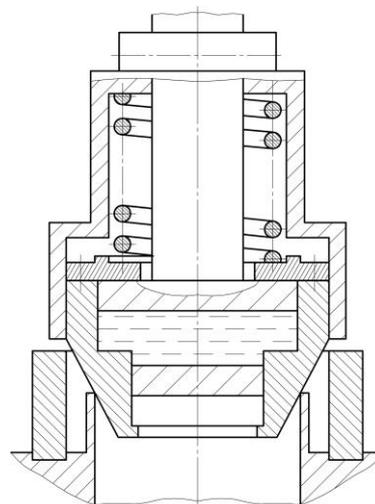


Рис. 1. Разгруженный клапан
Fig. 1. Balanced valve

В отличие от существующих конструктивных решений в предлагаемом клапане отсутствует жесткая связь между золотником и штоком привода, что позволяет исключить действие давления рабочей среды при герметизации соединения вне зависимости от направления потока рабочей среды.

Передача давления рабочей среды на элементы затвора происходит посредством малого поршня и разделительной среды. Недостатком такой конструкции является наличие вторичных уплотнений в затворе (малый и большой поршень).

Вторичные уплотнения

Потеря герметичности вторичных уплотнений может наступить раньше, чем основного, поэтому герметичность вторичных уплотнений необходимо обеспечивать наравне с основным

соединением. При этом использование притертых поверхностей при высоких температурах нецелесообразно из-за термоциклирования.

В настоящее время существуют различные способы повышения герметичности в зоне вторичного соединения. Например, фирма Guardex применяет армирование специальными материалами, однако они разрушаются при высоких давлениях.

Установка дополнительных опорных элементов из термопластичных материалов (рис. 2), например, фторопласта, не обеспечивает требуемую герметичность ввиду следующих причин:

- износ в зоне герметизации поверхностей с каждым срабатыванием увеличивается;
- недостаточная степень прижатия опорных элементов;
- конструктивные неточности при монтаже и сборке;
- потеря уплотнительных свойств при агрессивных средах.

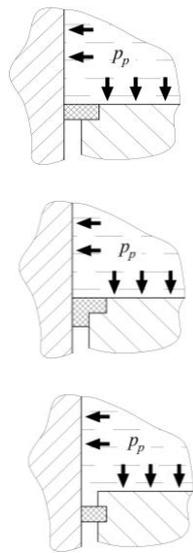


Рис. 2. Варианты уплотнительных соединений с упорными кольцами
Fig. 2. Variants of sealing connections with thrust washers

В качестве вторичного уплотнения в рассматриваемой конструкции может выступать, например, силиконовый эластомер.

В [11] указано, что при высоких давлениях и динамических нагрузках такие вторичные уплотнения подвержены повреждениям, вызванным выдавливанием в зазор между элементами уплотнительного соединения (рис. 3).

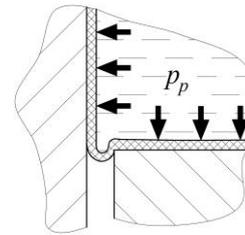


Рис. 3. Разрушение уплотнения в результате выдавливания в зазор
Fig. 3. Destruction of the seal as a result extrusion into the gap

Один из способов обеспечения герметичности таких вторичных уплотнений заключается в использовании тонкостенных металлических элементов (рис. 4).

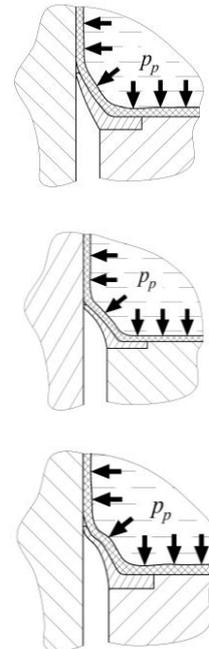


Рис. 4. Варианты уплотнений в виде тонкостенных металлических элементов
Fig. 4. Options for seals in the form of thin-walled metal elements

Под действием p_p создается давление на поверхность тонкостенного элемента, которое радиально смещает его относительно корпуса, осуществляя плотное прилегание герметизирующих поверхностей и их притирку после каждого цикла нагружения.

Кроме того, возможна комбинация из тонкостенных элементов и фторопластовых уплотнений (рис. 5).

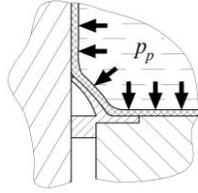


Рис. 5. Комбинированное уплотнение
Fig. 5. Combined seal

Перспективная конструкция клапана

Конструкция предлагаемого разгруженного клапана с вторичными уплотнениями в виде тонкостенных металлических элементов [12] представлена на рис. 6.

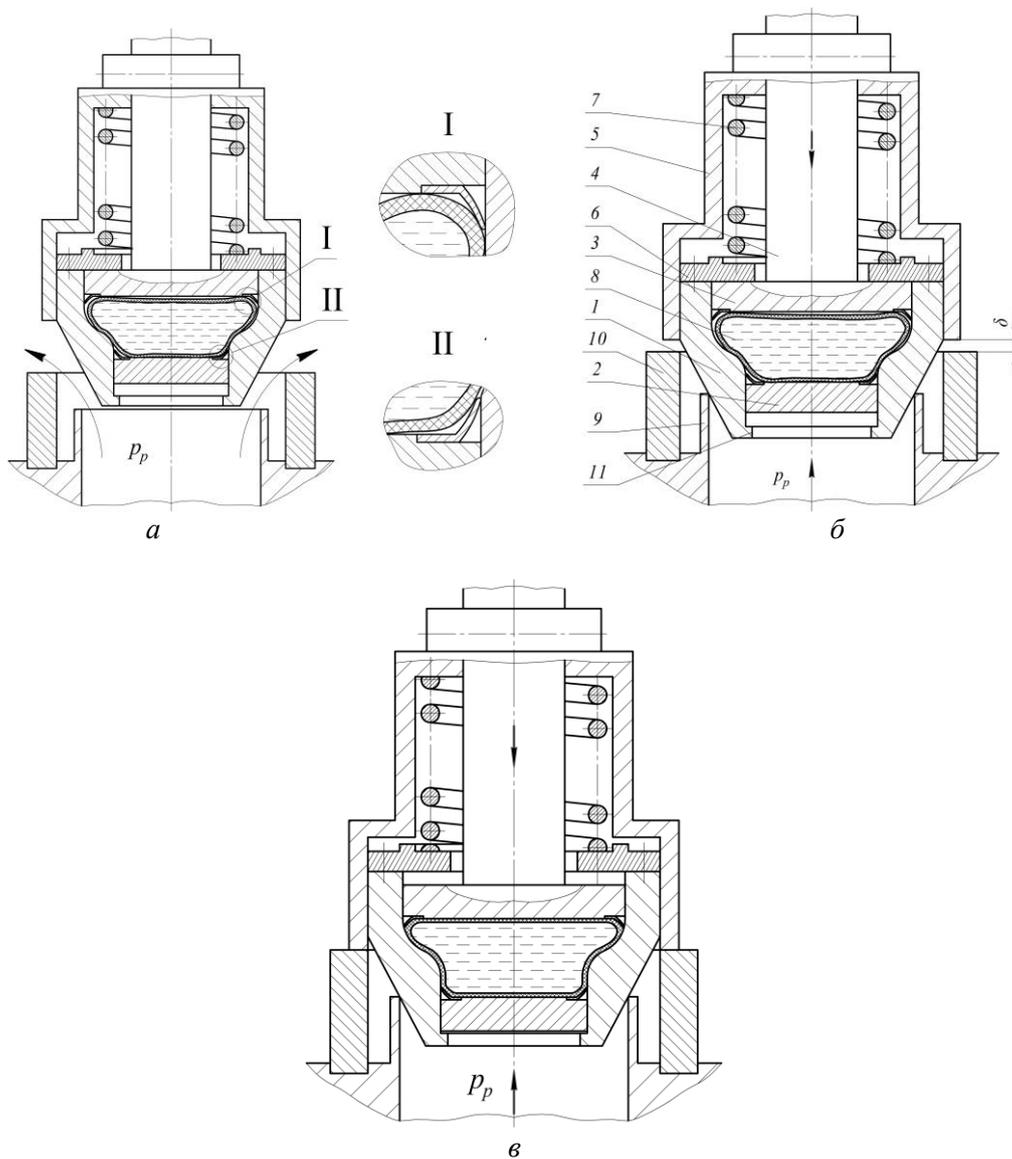


Рис. 6. Конструкция клапана в открытом (а), промежуточном (в момент контакта золотника и седла) (б) и закрытом (в) положениях:

1 – золотник; 2 – малый поршень; 3 – большой поршень; 4 – шток привода; 5 – ограничитель хода; 6 – стопорная шайба; 7 – пружина; 8 – силиконовый эластомер; 9 – седло; 10 – упор; 11 – ограничитель малого поршня

Fig. 6. The design of the valve in the open (a), intermediate (at the time of contact spool and seat) (b) and closed (c) positions:

1 – spool; 2 – small piston; 3 – large piston; 4 – drive rod; 5 – travel stop; 6 – lock washer; 7 – spring; 8 – silicone elastomer; 9 – saddle; 10 – emphasis; 11 – small piston limiter

Предлагаемый клапан работает следующим образом: в ходе перекрытия потока рабочей среды (рис. 6, б), перекрывается зазор между золотником и седлом. При этом между ограничителем и упором сохраняется зазор δ . Последующее движение золотника вниз вызовет нагружение седла усилием герметизации. Золотник сместится относительно штока и связанного с ним большого поршня. При этом малый поршень опустится, а большой поршень отойдет от упорной накладки.

Давление рабочей среды передается через малый поршень и эластичный элемент на большой поршень и шток, а также на внутреннюю поверхность золотника.

На рис. 7 изображена схема (остальные части конструкции клапана не показаны) распределения осевого давления рабочей среды по внутренней и наружной поверхности золотника клапана. Неразгруженная поверхность D_n соответствует диаметру условного прохода DN , а разгруженная D_p зависит от внутреннего диаметра золотника. Давление, создаваемое рабочей средой на внешнюю поверхность малого поршня (D_2) и передаваемое силиконовым эластомером на внутреннюю поверхность золотника, компенсируется посредством того же давления (рис. 7, область 1 и 2). Давление в области 3 действует на поверхность большого поршня (D_1), передается на шток и привод клапана и не влияет на разгрузку затвора.

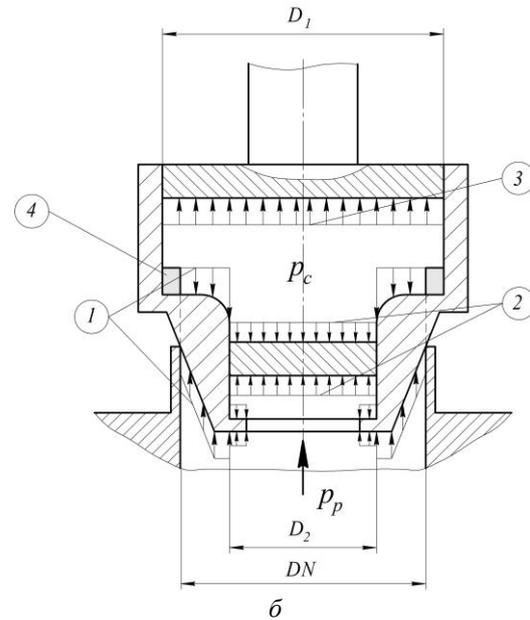
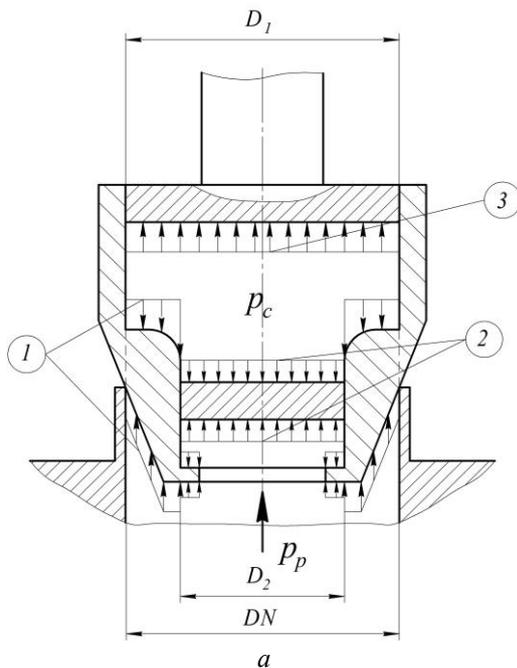


Рис. 7. Распределение осевого давления при разгрузке клапана:

a – полная разгрузка ($DN = D_n = D_p$);
б – самоуплотнение ($DN = D_n$; $D_p > DN$)

Fig. 7. Distribution of axial pressure when unloading the valve:

a – full unloading ($DN = D_n = D_p$);
б – self-sealing ($DN = D_n$; $D_p > DN$)

В случае, если диаметр условного прохода DN меньше диаметра большого поршня D_2 , возникает избыточное давление на внутренней поверхности золотника и тогда D_p становится больше чем $D_n = DN$ (область 4).

Таким образом, подбирая диаметр большого поршня D_2 в зависимости от DN , можно обеспечить либо разгрузку затвора клапана (рис. 7, *a*), либо его самоуплотнение (рис. 7, *б*).

Для повышения надежности эластичного элемента, между малым и большим поршнями предлагается установить тонкостенные металлические элементы (см. рис. 4).

Усилие, создаваемое со стороны привода в предлагаемой конструкции (см. рис. 6) определяется из выражения:

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

где $q_{\text{гер}}$ – герметизирующая нагрузка в месте контакта золотника с седлом, Н/мм; DN – диаметр условного прохода, мм; p_p – давление рабочей среды, МПа; D_n – характерные размеры неразгруженной части золотника, мм; D_p – ха-

ракетные размеры разгруженной части золотника, мм; $F_{тр}$ – сила трения, Н.

Исключая составляющую p_p при полной разгрузке ($D_H = D_p$), получаем

$$F_{пр} = q_{ГЕР} \cdot \pi \cdot DN + F_{тр}$$

Значение $q_{ГЕР}$ может быть минимизировано за счет снижения приведенной жесткости тонкостенной оболочки [13–20].

На рис. 8 представлена перспективная конструкция разгруженного затвора с тонкостенной оболочкой пониженной жесткости.

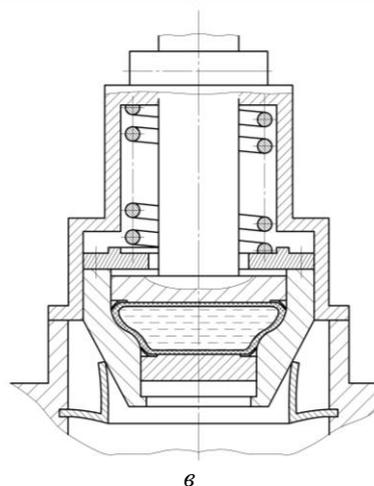
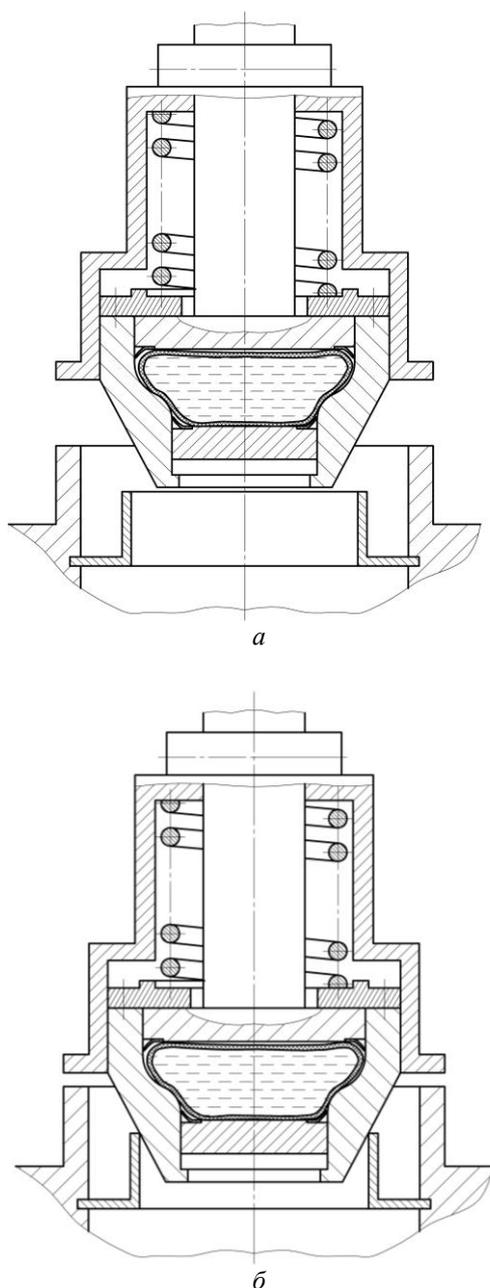


Рис. 8. Разгруженный клапан с седлом пониженной жесткости в закрытом (а), промежуточном (в момент контакта золотника и седла) (б) и закрытом (в) положениях

Fig. 8. Seat Balanced Valve reduced rigidity in the closed (a), intermediate (at the moment of contact between the spool and seat) (b) and closed (c) positions

Предлагаемая конструкция клапана обеспечивает высокую степень надежности и герметичности соединения при наименьших силовых затратах со стороны привода.

Предлагаемый способ обеспечения герметичности во вторичном уплотнении может быть также применен во фланцевых соединениях (рис. 9).

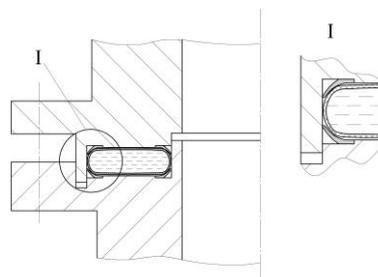


Рис. 9. Фланцевое соединение
Fig. 9. Flange connection

Вторичное уплотнение в виде тонкостенного металлического элемента позволяет компенсировать неточности при монтаже и сборке уплотнительного соединения.

Результаты исследований [9] показали, что значение нагрузки, которую выдерживает силиконовый эластомер больше при установке предлагаемых тонкостенных металлических элементов.

Заключение

Разгрузка золотника клапана позволяет снизить усилие привода (возможно применение мембранных приводов), снизить энергию соударения элементов затвора, уменьшить массогабаритные характеристики, повысить быстродействие срабатывания, увеличить плавность и точность регулирования, увеличить ресурс как самого уплотнения, так и привода (за счет работы в более щадящем режиме).

Предложенная конструкция разгруженного клапана с вторичными уплотнениями в

виде тонкостенных элементов и седлом пониженной жесткости обеспечивает:

- минимизацию массогабаритных параметров конструкции;
- необходимую степень прижатия тонкостенных элементов, зависящую от давления рабочей среды и жесткости приводной части;
- компенсацию конструктивных неточностей при монтаже и сборке;
- выбор отклонения формы седла при посадке золотника;
- работу клапана в условиях высоких давлений, температур и различного состава герметизируемой среды.

Список литературы

1. Кондаков Л.А. Уплотнения и уплотнительная техника: Справочник / Л.А. Кондаков, А.И. Голубев, В.Б. Овандер, В.В. Гордеев, Б.А. Фурманов, Б.В. Кармугин / под общ. ред. А.И. Голубева, Л.А. Кондакова. М.: Машиностроение, 1986. 464 с.
2. Гуревич Д.Ф. Трубопроводная арматура. Л.: Машиностроение, 1981. 386 с.
3. Кармугин Б.В., Стратиневский Г.Г., Мендельсон Д.А. Клапанные уплотнения пневмогидроагрегатов. М.: Машиностроение, 1983. 152 с.
4. Шпаков О.Н. Азбука трубопроводной арматуры: справ. пособие. СПб.: Питер, 2003. 218 с.
5. 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: Изд-во ИрГУПС, 2012. С. 124–128.
6. Гошко А.И. Арматура трубопроводная целевого назначения. Кн. 1: Выбор. Эксплуатация. Ремонт. М.: Машиностроение, 2003. 427 с.
7. ГОСТ Р 52720–2007. Арматура трубопроводная. Термины и определения. Введ. 2007–04–11. М.: Стандартинформ, 2007. 16 с.
8. Results of the complex studies of microstructural, physical and mechanical properties of engineering materials using innovative methods / V.I. Shastin, S.K. Kargapol'tsev, V.E. Gozbenko et al. // International Journal of Applied Engineering Research. 2017. № 12 (24). P. 15269–15272.
9. Долотов А.М., Белоголов Ю.И. Обзор способов разгрузки золотника клапана от давления герметизируемой среды // Системы. Методы. Технологии. Братск: Изд-во БрГУ, 2010. № 3 (7). С. 30–36.
10. Герасимов С.В., Долотов А.М., Белоголов Ю.И. Математическая модель динамического нагружения двухседельного клапана // Труды Братского государственного университета. Серия: Естественные и инженерные науки. Братск: Изд-во БрГУ, 2012. С. 126–129.
11. Пат. 2516994 Российская Федерация, МПК⁶ F 16 K 39/02. Разгруженный клапан / Белоголов Ю.И., Долотов А.М., Огар П.М.; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВПО «Иркутский государственный университет путей сообщения». № 2012150424/06; заявл. 27.11.2012; опубл. 27.05.2014. 4 с.: ил.
12. Белоголов Ю.И. Совершенствование конструкций уплотнительных соединений с тонкостенными элементами (упругой кромкой). автореферат дис. ... кандидата технических наук / Брат. гос. ун-т. Братск, 2013.
13. Долотов А.М. Основы теории и проектирования уплотнений пневмогидроарматуры летательных аппаратов: Учебное пособие / А.М. Долотов, П.М. Огар, Д.Е. Чегодаев. М.: Изд-во МАИ, 2000. 296 с. ISBN 5-7035-2307-9.
14. Долотов А.М., Белоголов Ю.И. Определение перемещений в оболочечно-пластинчатом седле клапана // Системы. Методы. Технологии. Братск: Изд-во БрГУ, 2013. № 2 (18). С. 22–28.
15. Герасимов С.В., Долотов А.М., Белоголов Ю.И., Саакян К.Г. Расчет седла уплотнительного соединения, нагруженного затвором и давлением герметизируемой среды // Механика XXI века: материалы Всерос. науч.-практ. конф. молодых ученых, аспирантов и студентов. Братск: Изд-во БрГУ, 2012. № 11. С. 106–111.
16. Долотов А.М., Белоголов Ю.И. Определение жесткостных характеристик оболочечно-пластинчатого седла клапана. Трубопроводный транспорт: теория и практика. М.: ОАО ВНИИСТ, 2013. № 3 (37). С. 32–37.
17. Долотов А.М., Зацарный В.А. Расчет жесткости упругих затворов // Вестник Львов, политехн. ин-та № 180. Львов: Вища школа, 1983.
18. Долотов А.М. Пути совершенствования клапанных уплотнительных соединений с оболочечными седлами / А.М. Долотов, Ю.И. Белоголов // Енерго та ресурсозберігаючі технології при експлуатації машин та устаткування: Матеріали 4-ої міжвузівської науково-технічної конференції викладачів, молодих вчених та студентів. Донецьк: 2012. С. 87–88.
19. Долотов А.М., Гозбенко В.Е., Белоголов Ю.И. Уплотнительные соединения с использованием тонкостенных элементов. Депонированная рукопись № 508-B2011 22.11.2011.
20. Елисеев С.В., Банина Н.В., Ахмадеева А.А., Гозбенко В.Е. Математические модели и анализ динамических свойств механических систем. Депонированная рукопись № 782-B2009 08.12.2009.

References

1. Kondakov L.A., Golubev A.I., Ovander V.B., Gordeyev V.V., Furmanov B.A., Karmugin B.V. Uplotneniya i uplotnitel'naya tekhnika: Spravochnik [Seals and sealing technology: Handbook]. M.: Mashinostroyeniye, 1986. 464 p.
2. Gurevich D.F. Truboprovodnaya armatura [Pipeline accessories]. L.: Mashinostroyeniye, 1981. 386 p.
3. Karmugin B.V., Stratinevskiy G.G., Mendel'son D.A. Klapannyye uplotneniya pnevmogidroagregatov. M.: Mashinostroyeniye, 1983. 152 p.
4. Shpakov O.N. Azbuka truboprovodnoy armatury: sprav. posobiye [ABC of pipeline fittings: ref. allowance]. SPb.: P, 2003. 218 p.
5. Belogolov Yu.I. Kompensatsiya usilii, deystvuyushchikh na zatvor so storony germetiziruyemy sredey [Compensation of efforts acting on the shutter from the side of the sealed environment]. *Problemy transporta Vostochnoy Sibiri: materialy Vserossiyskoy nauchno-prakticheskoy konferentsii molodykh uchenykh, aspirantov i studentov* [Problems of transport in Eastern Siberia: materials of the All-Russian scientific-practical conference of young scientists, graduate students and students]. Irkutsk: IrGUPS Publ., 2012. pp. 124–128.
6. Goshko A.I. Armatura truboprovodnaya tselevogo naznacheniya. Kn. 1: Vybor. Eksploatatsiya. Remont [Pipeline fittings for special purposes. Book. 1: Choice. Exploitation. Repair]. M.: Mashinostroyeniye, 2003. 427 p.
7. GOST R 52720–2007. Armatura truboprovodnaya. Terminy i opredeleniya [GOST R 52720-2007. Pipe fittings. Terms and Definitions]. Vved. 2007–04–11. M.: Standartin-form, 2007. 16 p.
8. Shastin V.I., Kargapol'tcev S.K., Gozbenko V.E. et al. Results of the complex studies of microstructural, physical and mechanical properties of engineering materials using in-novative methods. *International Journal of Applied Engineering Research*. 2017. № 12 (24). pp. 15269–15272.
9. Dolotov A.M., Belogolov Yu.I. Obzor sposobov razgruzki zolotnika klapana ot davleniya germetiziruyemy sredey [Review of methods for unloading the valve spool from the pressure of the sealed medium]. *Sistemy. Metody. Tekhnologii* [Systems. Methods. Technology]. Bratsk: BrGU Publ., 2010. № 3 (7). pp. 30–36.
10. Gerasimov S.V., Dolotov A.M., Belogolov Yu.I. Matematicheskaya model' dinamicheskogo nagruzheniya dvukhsedel'nogo klapana [Mathematical model of dynamic loading of a two-seat valve]. *Trudy Bratskogo gosudarstvennogo universiteta. Seriya: Yestestvennyye i inzhenernyye nauki* [Proceedings of the Bratsk State University. Series: Natural and engineering sciences]. Bratsk: BrGU Publ., 2012. pp. 126–129.
11. Pat. 2516994 Rossiyskaya Federatsiya, MPK6 F 16 K 39/02. Razgruzhennyy klapen [Unloaded valve] / Belogolov Yu.I., Dolotov A.M., Ogar P.M.; zayavitel' i patentoobladatel' FGBOU VPO «Irkutskiy gosudarstvennyy universitet putey soobshcheniya». № 2012150424/06; zayavl. 27.11.2012; opubl. 27.05.2014. 4 p.: il.
12. Belogolov Yu.I. Sovershenstvovaniye konstruksiy uplotnitel'nykh soyedineniy s tonkostennymi elementami (uprugoy kromkoy): avtoref. dis. ... kand. tekhn. nauk [Improvement of the designs of sealing joints with thin-walled elements (elastic edge): author. Ph.D. (Engineering) diss.]. Bratsk, 2013. 9 p.
13. Dolotov A.M., Ogar P.M., Chegodayev D.Ye. Osnovy teorii i proyektirovaniya uplotneniy pnevmogidroarmatury letatel'nykh apparatov: Uchebnoye posobiye [Fundamentals of the theory and design of seals for pneumatic hydraulic fittings of aircraft: Textbook]. M.: MAI Publ., 2000. 296 p. ISBN 5-7035-2307-9.
14. Dolotov A.M., Belogolov Yu.I. Opredeleniye peremeshcheniy v obolochечно-plastinchatom sedle klapana [Determination of displacements in a shell-lamellar valve seat]. *Sistemy. Metody. Tekhnologii* [Systems. Methods. Technology]. Bratsk: BrGU Publ., 2013. № 2 (18). pp. 22–28.
15. Gerasimov S.V., Dolotov A.M., Belogolov Yu.I., Saakyan K.G. Raschet sedla uplotnitel'nogo soyedineniya, nagruzhennogo zatvorom i davleniyem germetiziruyemy sredey [Calculation of the saddle of the sealing joint, loaded with the shutter and the pressure of the sealed environment]. *Mekhaniki XXI veku: materialy Vserossiyskoy nauchno-prakticheskoy konferentsii molodykh uchenykh, aspirantov i studentov* [Mechanics of the 21st century: materials of the All-Russian scientific and practical conference of young scientists, graduate students and students]. Bratsk: BrGU Publ., 2012. № 11. pp. 106–111.
16. Dolotov A.M., Belogolov Yu.I. Opredeleniye zhestkostnykh kharakteristik obolochечно-plastinchatogo sedla klapana [Determination of the stiffness characteristics of a shell-plate valve seat]. *Truboprovodnyy transport: teoriya i praktika* [Pipeline transport: theory and practice]. M.: OAO VNIIST, 2013. № 3 (37). pp. 32–37.
17. Dolotov A.M., Zatsarnyy V.A. Raschet zhestkosti uprugikh zatvorov [Calculation of the stiffness of elastic locks]. *Vestnik L'vov. politekhn. in-ta* [Bulletin of the Lviv Polytechnic Institute]. L'vov: Vishcha shkola, 1983. No. 180.
18. Dolotov A.M., Belogolov Yu.I. Puti sovershenstvovaniya klapannykh uplotnitel'nykh soyedineniy s obolochечноnymi sedlami [Ways of improving valve sealing connections with shell seats]. *Yenergo ta resursozberigayuchi tekhnologii pri yekspluatatsii mashin ta ustatkivannya: materiali 4-oї mizhvuziv's'koї naukovo-tekhnichnoї konferentsii vkladachiv, molodikh vchenikh ta studentiv*. Donetsk: 2012. pp. 87–88.
19. Dolotov A.M., Gozbenko V.E., Belogolov Yu.I. Uplotnitel'ny'e soyedineniya s ispol'zovaniem tonkostennykh elementov [Sealing joints using thin-walled elements]. *Deposited manuscript No. 508-In 2011*. 22.11.2011.
20. Eliseev S.V., Bunina N.V., Akhmadeeva A.A., Gozbenko V.E. Matematicheskie modeli i analiz dinamicheskikh svoystv mexanicheskikh sistem [Mathematical models and analysis of dynamic properties of mechanical systems]. *Deposited manuscript No. 782-In 2009*. 08.12.2009.

Информация об авторах

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

Information about the authors

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