



В. К. Погодин¹, Ю. И. Белоголов²

¹ ИркутскНИИХиммаш, г. Иркутск, Российская Федерация

² Иркутский государственный университет путей сообщения, г. Иркутск, Российская Федерация

Дата поступления: 11 марта 2019 г.

РАСЧЕТ УСИЛИЙ ГЕРМЕТИЗАЦИИ ЗАПОРНЫХ КЛАПАНОВ

Аннотация. В статье предложен алгоритм расчета усилий герметизации запорного клапана, позволяющего учитывать конструктивные особенности его деталей и их элементов, влияющих на величину усилий герметизации. Эти детали разделены на крепежную систему и систему герметизации. Аналитические зависимости для определения усилий, действующих в этих данных системах, позволяют определять значения усилий при затяжке крепежных деталей, подъеме и сбросе давления, а также при воздействии температур. При расчете конкретной конструкции запорного клапана показано, что усилия в его системе герметизации и крепежной системе превышают значения, определяемые по известным методикам расчета, в 1,4 и 1,2 раза соответственно. Величина таких расхождений для разных конструкций запорных клапанов может отличаться от указанных и зависит от количества деталей, входящих в затворный узел. В связи с этим предлагаемая методика расчета позволяет определять в запорном клапане не только усилия, но и оптимальное количество деталей и соединений, которые обеспечат безопасные условия эксплуатации. В работе показано, что используемый в практике метод расчета усилий в затворном узле является частным случаем, при котором коэффициент жесткости затворного узла α равен единице. Предлагаемая методика расчета позволяет более точно определять усилия, действующие в запорном клапане, условия герметизации и напряженно-деформированное состояние деталей. Внедрение разработанной методики расчета связано с разработкой созданием на ее основе нормативного документа взамен вместо существующих методик расчета ЗУ затворного узла в запорных клапанах.

Ключевые слова: затвор, затворный узел, усилия герметизации, условия герметизации, коэффициент податливости, высокое давление, система герметизации, крепежная система.

V. K. Pogodin¹, Yu. I. Belogolov²

¹ IrkutskNIKhimmash, Irkutsk, the Russian Federation

² Irkutsk State Transport University, Irkutsk, the Russian Federation

Received: March 11, 2019

CALCULATION OF SEALING PRESSURES OF SHUT-OFF VALVES

Abstract. The proposed algorithm for calculating the sealing pressures of the shut-off valve allows one to take into account the structural features of its parts and their elements that affect the amount of sealing pressures. These parts are divided into fastening system and sealing system. Analytical dependencies for determining the forces acting in these systems allow us to determine the force values when fastening components are tightened, during pressure rise and release, and also when exposed to temperatures. When calculating the specific structure of the shut-off valve, it is shown that the forces in its sealing system and fastening system exceed the values determined by known methods of calculation, respectively, 1.4 and 1.2 times. The magnitude of these discrepancies for different structures of shut-off valves may differ from those indicated and depends on the number of parts included in the stop valve station. In this regard, the proposed calculation method allows determining not only the forces in the shut-off valve, but also the optimal number of parts and connections that will ensure safe operating conditions. It is shown that the method of calculating forces in the stop valve station used in practice is a special case in which the stiffness coefficient of the stop valve station $\alpha = 1$. The proposed calculation method makes it possible to more accurately determine the forces acting in the shut-off valve, the sealing conditions and the stress-strain state of the parts. The introduction of the developed calculation method is connected with the development of a regulatory document on its basis to replace the existing methods of calculating the stop valve station in shut-off valves.

Keywords: valve gate, stop valve station, sealing pressure, sealing conditions, compliance coefficient, high pressure, sealing system, fastening system.

Введение

Создание оптимальных конструкций запорных клапанов предполагает использование методов проектирования, обеспечивающих их безопасную эксплуатацию [1, 2]. В качестве таких методов используют – расчет на прочность деталей, усилий для герметизации затвора (седло – клапан) и сальникового узла [1–5]. История проектирования и

исследования запорных клапанов показала, что усилия герметизации его затвора в основном определялись расчетным путем по упрощенным методикам [6–8], разработанным на основании аналитических или экспериментальных исследований конкретных конструкций затворов. При этом наибольшую актуальность всегда представляли исследования условий герметизации, при которых устанавли-



вались значения усилий, исключающие появление в затворе утечки, превышающей нормативные значения. Условия герметизации в основном вычисляются на моделях затвора, так как их определение на реальных конструкциях запорных клапанов вызывает затруднения, связанные с моделированием условий их эксплуатации [9–12].

Проведенный анализ методик расчета, применяемых в настоящее время при проектировании запорных клапанов, показал, что они не учитывают условий взаимодействия деталей между собой, а также податливости деталей и их элементов [13–16].

Можно предположить, что по этой причине в спроектированных по известным методикам запорных клапанах значения усилий, необходимых для герметизации затвора при применении в рабочих условиях, часто не совпадают с расчетными. Для исключения таких несоответствий в статье предложена методика определения усилий герметизации в запорном клапане, позволяющая учитывать его конструктивные особенности и деформации всех деталей и их элементов.

При разработке методики принято следующее:

- деталь – изделие, изготовленное из материала одной марки, без применения сборочных операций (сварки, пайки, склеивания, завинчивания);

- элемент детали – часть детали, предназначенная для выполнения определенной (специальной) характерной для нее функции, например, уплотнительная поверхность, резьбовая поверхность, опорная поверхность и др.

- узел – совокупность деталей, соединенных между собой с помощью сборочных операций в конструкцию, предназначенную для совместной работы.

Для более полного учета конструктивных особенностей запорного клапана и податливости деталей и их элементов (рис. 1) при определении усилий герметизации потребовалось введение нового понятия «затворный узел» (ЗУ), включающий также, кроме деталей затвора (седло-клапан), детали и их элементы, влияющие на его герметизирующую способность на разных стадиях взаимодействия этих деталей.

Из схемы видно, что ЗУ запорного клапана можно представить как вариант разъемного соединения (РС) [9, 14] с принудительным уплотнением (рис. 2, а).

В отдельных работах было установлено, что определение усилий в конструкциях РС без учета деформаций деталей и их элементов приводит к значительным погрешностям, которых можно избежать, учитывая условия совместности деформаций системы герметизации и крепежной системы с системой герметизации и крепежной системой [9, 13, 14].

Система герметизации ЗУ включает детали и элементы, предварительные деформации сжатия и изгиба которых уменьшаются при увеличении давления среды. К этой системе следует относить детали и их элементы, непосредственно участвующие в обеспечении предварительного нагружения уплотнительного соединения (УС) затвора. В

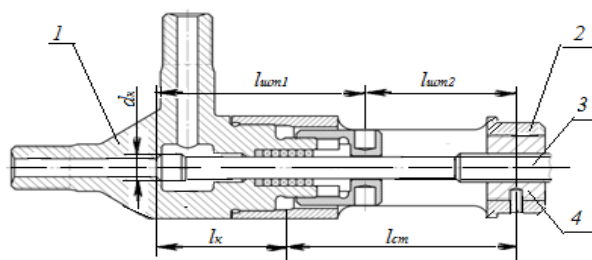


Рис. 1. Схема ЗУ затворного узла запорного клапана на высокие рабочие параметры:

1 – корпус клапана; 2 – стойка; 3 – шпindelь; 4 – резьбовая втулка

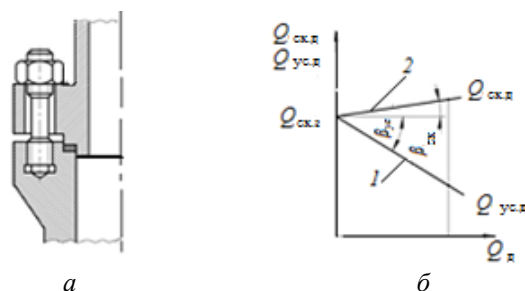


Рис. 2. РС Разъемное соединение с принудительным уплотнением:

а – конструкция; б – расчетная силовая диаграмма (1 – изменение усилий на уплотнительном кольце; 2 – изменение усилий на шпильках)



конструкции запорного клапана (см. рис. 1) в эту систему входят шпindelь, седло, корпус, а также УС в зоне контакта их уплотнительных поверхностей.

В крепежную систему ЗУ входят детали и их элементы, препятствующие разгрузке УС в ЗУ при нагружении клапана давлением среды. В конструкции запорного клапана в эту систему входят: стойка, резьбовая втулка, а также резьбовые соединения «шпindelь – резьбовая втулка», «резьбовая втулка – стойка», «стойка – корпус».

Связь между усилиями, воспринимаемыми крепежной системой $Q_{ск}$ и системой герметизации $Q_{ус}$, в некоторых работах [3–5] представлена в зятанутом состоянии

$$Q_{ск.з} = Q_{ус.з} = Q_d + Q_y \pm T, \quad (1)$$

при действии давления

$$Q_{ск.д} = Q_{ус.д} + Q_d \pm T, \quad (2)$$

где $Q_d = \frac{\pi d_k^2}{4} p_p$ – осевое усилие от действия рабочего давления p_p на шток при диаметре его контакта с седлом корпуса d_k ; $Q_y = \pi d_k \cdot v \cdot q_1$ – осевое усилие, необходимое для герметизации затвора в закрытом положении запорного клапана с диаметром контакта d_k , шириной контакта «клапан-седло» v и контактным давлением q_1 ; T – осевое усилие для преодоления трения в сальниковом узле при движении штока с учетом давления среды p_c (+ при закрытии, – при открытии клапана).

В РС и ЗУ система герметизации при переходе из зятанутого состояния в рабочее под давлением компенсирует деформации крепежной системы от воздействия на нее среды, сохраняя в УС затвора контактные давления, достаточные для обеспечения заданной герметичности клапана, т. е. должно соблюдаться условие совместности деформаций:

$$\sum \delta_{i_{ск}} = \sum \delta_{i_{ус}},$$

где $\delta_{i_{ск}}$, $\delta_{i_{ус}}$ – перемещение деталей ЗУ, входящих, соответственно, в крепежную систему и систему герметизации [13, 14].

Принимая во внимание, что $\delta_i = \lambda_i Q$, где λ_i – единичная осевая податливость детали, ее элемента или зоны контакта деталей, связь между суммарными деформациями системы герметизации и крепежной системы можно представить выражениями

$$\sum \delta_{i_{ск}} = \sum \lambda_{i_{ск.д}} \cdot Q_{ск.д} - \sum \lambda_{i_{ск.з}} \cdot Q_{ск.з};$$

$$\sum \delta_{i_{ус.д}} = \sum \lambda_{i_{ус.д}} \cdot Q_{ус.д} - \sum \lambda_{i_{ус.з}} \cdot Q_{ус.з}.$$

Для ЗУ запорного клапана с принудительным характером обеспечения герметичности (см. рис. 1) связь между усилиями с учетом деформаций его деталей и контактируемых поверх-

ностей без учета действия сил трения в сальниковом узле в общем виде можно представить как зависимости

$$Q_{ус.д} = \psi \cdot Q_{ск.з} - \alpha \cdot Q_d \quad (3)$$

$$Q_{ск.д} = \psi \cdot Q_{ск.з} + (1 - \alpha) \cdot Q_d, \quad (4)$$

здесь ψ – коэффициент трансформации силового воздействия

$$\psi = \frac{\lambda_{кз} + \lambda_{шз} + \lambda_{усз} + \lambda_{сз} + \lambda_{вз} + \lambda_{рш.вз} + \lambda_{рв.сз} + \lambda_{рс.кз}}{\lambda_{кл} + \lambda_{шд} + \lambda_{усд} + \lambda_{сд} + \lambda_{вд} + \lambda_{рш.вд} + \lambda_{всд} + \lambda_{рс.кд}}, \quad (5)$$

α – коэффициент жесткости ЗУ

$$\alpha = \frac{\lambda_{сд} + \lambda_{вд} + \lambda_{рш.вд} + \lambda_{рв.сд} + \lambda_{рс.кд}}{\lambda_{шд} + \lambda_{кл} + \lambda_{усд} + \lambda_{сд} + \lambda_{вд} + \lambda_{рш.вд} + \lambda_{рв.сд} + \lambda_{рс.кд}}, \quad (6)$$

где $\lambda_k, \lambda_{ш}, \lambda_c, \lambda_v, \lambda_{ус}, \lambda_{рш.в}, \lambda_{рв.с}, \lambda_{рс.к}$ – соответственно осевые податливости деталей корпуса, шпинделя, стойки, втулки, уплотнительного соединения «шпindelь – корпус», а также резьбовых соединений «шпindelь – втулка», «втулка – стойка», «стойка – корпус» при зятяжке (индекс «з») и при давлении (индекс «д»).

При равенстве значений податливостей деталей и соединений при действии усилия зятяжки и давлении среды $\psi = 1$ выражения (5) и (6) можно представить как

$$Q_{ус.д} = Q_{ск.з} - \alpha \cdot Q_d \quad (7)$$

$$Q_{ск.д} = Q_{ск.з} + (1 - \alpha) \cdot Q_d. \quad (8)$$

Уравнения (7) и (8) представлены графически (см. рис. 2, б), где прямая 1 отражает изменение усилия $Q_{ус.д}$, а прямая 2 – изменение усилия при увеличении давления среды в ЗУ $Q_{ск.д}$. При этом $\alpha = \text{tg } \beta_{ус}; \text{tg } (1 - \alpha) = \beta_{ск}$.

При расчете дополнительной нагрузки, действующей на детали запорного клапана при наличии тепловых воздействий, также могут использоваться положения, принятые при определении тепловой нагрузки в РС [14]. При этом в качестве исходного принимают состояние после зятяжки затвора, при котором значения коэффициентов линейного расширения материалов деталей α , температуры t и размера l принимают соответственно равными $\alpha_t = \alpha_0; t = 0; l = l_0$.

С учетом этих условий дополнительная тепловая нагрузка при закрытом затворе и нагреве или охлаждении деталей СУ для конструкции запорного клапана (см. рис. 1) может быть определена по формуле

$$Q_t = \frac{\sum_{i=1}^n (\alpha_{ti} \cdot t_i \cdot l_i)}{(\lambda_{шз} + \lambda_{усз} + \lambda_{сз} + \lambda_{вз} + \lambda_{рш.вз} + \lambda_{рв.сз} + \lambda_{рс.кз})}, \quad (9)$$



где

$$\sum_{i=1}^n (\alpha_{t_i} t_i l_i) = \alpha_{t_{ct}} \cdot t_{ct} \cdot l_{ct} + \alpha_{t_k} \cdot t_k (l_k - 0,5d_k \cdot \operatorname{tg} \gamma) - \alpha_{t_{m1}} \cdot t_{m1} \cdot l_{m1} - \alpha_{t_{m2}} \cdot t_{m2} \cdot l_{m2}.$$

В этом уравнении обозначенные геометрические параметры деталей ЗУ соответствуют указанным обозначениям (см. рис. 1). Температуры деталей запорного клапана при внутреннем источнике нагрева и отсутствии теплоизоляции можно принять равными $t_{m1} = t_{cp}$; $t_{m2} = 0,85 t_{cp}$; $t_{ct} = 0,8 t_{cp}$; $t_k = t_{cp}$. [14].

При наличии теплоизоляции температуры в деталях принимают равными t_{cp} . Значение нагрузки Q_i при необходимости ее учета следует вводить в формулы (7) и (8) со своим знаком.

С использованием полученных зависимостей могут быть определены удельные контактные усилия q_{Np} на единицу длины периметра уплотнения, нормальные к уплотнительной поверхности при различных значениях давления среды. При использовании в УС затвора с коническими уплотнительными поверхностями возникают контактные усилия [13], схема действия которых представлена далее (рис. 3).

При смещении штока под действием возрастающего давления направление сил трения в зоне контакта меняется на противоположное по сравнению с тем, которое было при затяжке, и совпадает с ним при уменьшении давления [13].

Основные соотношения между составляющими контактного усилия q , действующего на единицу длины окружности контакта D_k , для каждой из представленных схем (рис. 3)

$$q_{z3} = q_{N3} \frac{\sin(\gamma + \rho)}{\cos \rho}; \quad q_{zp} = q_{Np} \frac{\sin(\gamma - \rho)}{\cos \rho};$$

$$q'_{zp} = q'_{Np} \frac{\sin(\gamma + \rho)}{\cos \rho};$$

$$q_{r3} = q_{N3} \frac{\cos(\gamma - \rho)}{\cos \rho}; \quad q_{rp} = q_{Np} \frac{\cos(\gamma - \rho)}{\cos \rho};$$

$$q'_{rp} = q'_{Np} \frac{\cos(\gamma + \rho)}{\cos \rho};$$

$$q_{z3} = q_{r3} \operatorname{tg}(\gamma + \rho); \quad q_{zp} = q_{rp} \operatorname{tg}(\gamma + \rho);$$

$$q'_{zp} = q'_{rp} \operatorname{tg}(\gamma + \rho).$$

При использовании в конструкции запорного клапана (см. рис. 1) плоского уплотнительного соединения «шток – седло» корпуса контактные давления можно определить из условия

$$\frac{\pi(d_{кн}^2 - d_{кв}^2)}{4} \cdot q_{1д} = \frac{\pi(d_{кн}^2 - d_{кв}^2)}{4} \cdot q_{1y} + \frac{\pi d_{cp}^2}{4} p_p - \frac{\pi d_{cp}^2}{4} p_{cp},$$

где $d_{кн}$, $d_{кв}$, d_{cp} – соответственно наружный, внутренний и средний диаметры контакта уплотнительных поверхностей шпинделя и седла корпуса; $q_{1д}$, q_{1y} – контактные давления на уплотнительной поверхности соответственно при действии давления и достаточные для обеспечения герметичности в рабочих условиях; p_p , p_{cp} – давление рабочее и текущее давление среды под шпинделем клапана.

Тогда контактное давление на уплотнительной поверхности при действии давления среды может быть определено по формуле

$$q_{1д} = q_{1y} + \frac{(d_{кн} + d_{кв})}{4(d_{кн} - d_{кв})} (p_p - p_{cp}).$$

Проанализируем влияние деформаций деталей, уплотнительных и резьбовых соединений на величину осевого усилия герметизации, действующего в затворе запорного клапана при высоких параметрах его эксплуатации. Для наглядности в зависимости (6) заменим податливости на перемещения, возникающие в конкретном запорном клапане (см. рис. 1), т. е.

$$\alpha = \frac{\delta_{сд} + \delta_{вд} + \delta_{рш.вд} + \delta_{рв.сд} + \delta_{рс.кд}}{\delta_{шд} + \delta_{кд} + \delta_{ус.д} + \delta_{сд} + \delta_{вд} + \delta_{рш.вд} + \delta_{рв.сд} + \delta_{рс.кд}}. \quad (10)$$

Учитывая, что поперечные сечения корпуса, втулки, стойки в несколько раз превышают сечение шпинделя, значения осевых деформаций $\delta_{кд}$, $\delta_{сд}$,

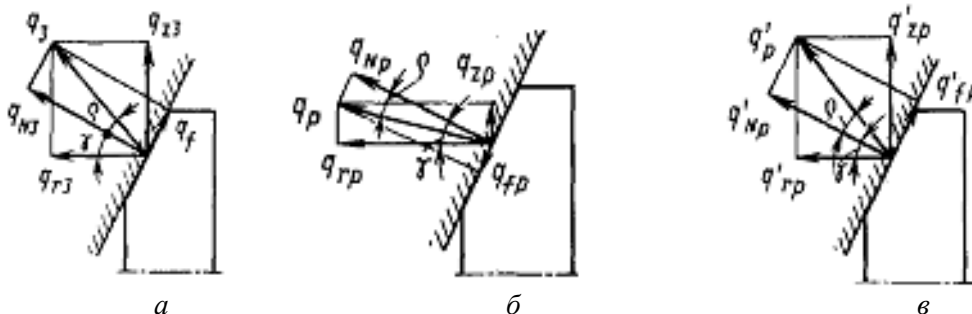


Рис. 3. Схемы сил, действующих на конические уплотнительные поверхности: а – в процессе затяжки крепежных деталей; б – при увеличении давления среды; в – при уменьшении давления среды



$\delta_{вд}$ этих деталей примем равными нулю. Тогда выражение (10) можно будет представить в виде

$$\alpha = \frac{\delta_{рш.вд} + \delta_{рв.сд} + \delta_{рс.кд}}{\delta_{шд} + \delta_{ус.д} + \delta_{рш.вд} + \delta_{рв.сд} + \delta_{рс.кд}}. \quad (11)$$

Значения осевых деформаций в выражении (11) определим для запорного клапана с плоским УС в его затворе при следующих параметрах: давление рабочее $p_p = 150$ МПа; средний диаметр контакта шпинделя с седлом корпуса $d_{ср} = 12$ мм; ширина плоского контакта шпинделя с седлом корпуса $b = 2$ мм; диаметр шпинделя $d_{ш} = 14$ мм; длина шпинделя $l = 120$ мм; соединение «шпиндель – втулка» – М16; соединение «втулка-стойка» – М 32×2; соединение «стойка – корпус» – М64×6.

Анализ влияния осевых деформаций деталей и соединений на герметизирующую способность запорного клапана проведем с учетом приведенных параметров и контактных давлений $q_1 = 250$ МПа, необходимых для обеспечения герметичности в плоском УС «сталь по стали» [3, 4]. При этом значения усилий в затворном узле, определенные в соответствии с методикой [3, 4] по формуле (1) без учета в ней силы трения T , имеют следующие значения: $Q_y = 1884$ кгс; $Q_d = 1695$ кгс; $Q_{ус.з} = 3579$ кгс.

Величина усилий указывает на то, что в запорном клапане значение Q_y , необходимое для обеспечения герметичности затвора, превышает значение Q_d от действия давления рабочей среды для данного запорного клапана в 1,1 раза и составляет 0,526 $Q_{ус.з}$.

Для определения усилий в запорном клапане по предлагаемой методике значения α установим при значениях Q_y и $Q_{ус.з}$. Для этого найдем значения перемещений, входящие в формулу (11):

1. Осевое перемещение шпинделя при давлении определено по формуле

$$\delta_{шд} = \frac{Q \cdot \ell}{E \cdot F},$$

где E – модуль упругости материала шпинделя;

$F = \frac{\pi d_{ш}^2}{4}$ – площадь сечения шпинделя.

В рассматриваемой конструкции запорного клапана для Q_y значение $\delta_{шд} = 0,0737$ мм = 73,7 мкм; для $Q_{ус.з}$ значение $\delta_{шд} = 0,117$ мм = 117 мкм.

2. Полное осевое перемещение наиболее нагруженного витка резьбы определено как сумма отдельных ее составляющих

$$\delta_p = \delta_{из} + \delta_r + \delta_k + \delta_\mu,$$

где $\delta_{из}$ – осевое перемещение от изгиба витка; δ_r – осевое перемещение от радиальных перемещений

витков резьбового соединения; δ_k – деформация микронеровностей контактирующих поверхностей с шероховатостью R_z при действии на них контактных давлений $p(H)$; δ_μ – осевая составляющая от поперечной деформации тела шпинделя за счет изменения его длины:

$$\delta_{из} = 2 \frac{p(H)}{E} P \cdot (1 \pm 0,3 f_T),$$

$$\delta_r = p(H) \frac{t_2 \cdot d_2}{E \cdot P} \frac{d_n^2}{d_n^2 - d_2^2} \left(\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} - f_T \right) \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2},$$

$$\delta_k = 0,371(1 + 0,0353 R_z) \cdot p(H)^{0,66} \cdot \cos \frac{\alpha}{2},$$

$$\delta_\mu = \mu \frac{2Q}{\pi \cdot E \cdot d_2} \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2},$$

где P – шаг резьбы; $f_T = 0,2$ – коэффициент трения в резьбовой паре (для стальных резьбовых соединений); t_2 и d_2 – высота и средний диаметр профиля резьбы; d_n – наружный диаметр охватывающей детали резьбового соединения, α – угол профиля сечения метрической резьбы ($\alpha = 60^\circ$); R_z – шероховатость контактирующих поверхностей витков резьбы; μ – коэффициент Пуассона; E – модуль упругости материала резьбовых деталей [13, 14].

В приведенных формулах использована связь между нормальным давлением $p(H)$ и осевой силой, принятой в работах И.А. Биргера:

$$p(H) = \frac{Q \cdot v}{f},$$

где $f = \pi d_2 \cdot t_2$ – проекция боковой поверхности витка резьбы высотой t_2 на плоскость, перпендикулярную оси резьбового соединения; Q – осевая нагрузка, действующая на резьбовое соединение;

$v = \sqrt{\frac{3,7(P/d) \cdot [1 + 1,2 \cdot (P/d)]}{1,86 + 0,35(d/P)}}$ – безразмерный ко-

эффициент [17].

При определении $\delta_{из}$ верхний знак «+» следует применять при нагрузке, нижний знак «-» при разгрузке резьбового соединения.

В соответствии с проведенными исследованиями [18] для резьбовых соединений запорного клапана при $p(H) = 250$ МПа значения δ_p могут быть приняты для резьбы М16×1,5 – $\delta_{рш.вд} = 24,5$ мкм; для резьбы М36×2 – $\delta_{рв.сд} = 33$ мкм; для резьбы М64×6 – $\delta_{рс.кд} = 63,1$ мкм.

3. Значения деформации микронеровностей в соединении стальных плоских уплотнительных поверхностей с шероховатостью $R_z = 9,6 \dots 40$ мкм при воздействии на них контактных давлений q_1 в диапазоне от 0 до 300 МПа определены в соответствии по формуле



$$\delta_{\mu} = 0,3711(1 + 0,0353 \cdot R_z) \cdot q_1^{0,66}$$

При экспериментальном определении податливостей деталей и соединений исследователи рекомендуют использовать в расчетах значения, полученные после 3–5 циклов нагружения [15].

В уплотнительном соединении «шток – седло корпуса» перемещения, определенные по этой зависимости при $q_{1д} = q_{1у} = 250$ МПа, могут иметь следующие значения: при $R_z = 9,6$ мкм значение $\delta_{ус.д} = 19$ мкм; при $R_z = 40$ мкм значение $\delta_{ус.д} = 34,237$ мкм.

После подстановки в выражение (11) значений перемещений $\delta_{рш-вд} = 24,5$ мкм, $\delta_{рв.сд} = 33$ мкм; $\delta_{рс.ку} = 63,1$ мкм, $\delta_{ус.д} = 19$ мкм и $\delta_{шд} = 73,7$ мкм получено значение $\alpha = 0,565$. Тогда усилия, действующие в системе герметизации и крепежной системе, определенные в соответствии с зависимостями (7) и (8) при $\alpha = 0,565$, $Q_{ск.з} = Q_{ус.з} = 3\,579$ кгс, $Q_{д} = 1\,695$ кгс и $p_p = 150$ МПа имеют следующие значения:

$$Q_{ус.д} = Q_{ск.з} - 0,565 Q_{д} = 2\,651 \text{ кгс,}$$

$$Q_{ск.д} = Q_{ск.з} - (1 - 0,565) Q_{д} = 4\,316,32 \text{ кгс.}$$

Значения усилий, действующих в системе герметизации и крепежной системе запорного клапана, отличаются от значений, определяемых в соответствии с существующей методикой расчета [3, 4], а именно $Q_{ус.д}$ в 1,41 раза превышает значения $Q_{у}$, а $Q_{ск.д}$ превышает $Q_{ск.з}$ в 1,2 раза.

Эти отличия можно объяснить тем, что при существующей практике проектирования [3, 4] значение коэффициента жесткости принимают равным $\alpha = 1$, при котором $Q_{ус.д} = Q_{ск.з} - Q_{д}$ и $Q_{ск.д} = Q_{ск.з}$. Это условие является приемлемым только тогда, когда перемещения в системе герме-

тизации полностью отсутствуют ($\sum \delta_{iyc} = 0$) или очень малы по сравнению с перемещениями в крепежной системе.

На основании проведенного анализа при проектировании перспективных моделей запорных клапанов и определении усилий в ЗУ следует учитывать конструктивные особенности его деталей и их элементов, а также механизм их взаимодействия путем определения коэффициентов жесткости α и коэффициентов трансформации силовых воздействий ψ .

При использовании в конструкции запорного клапана (рис. 4) деталей и элементов ЗУ, отличающихся от представленной конструкции (см. рис. 1), потребуется при определении коэффициента жесткости α (10) дополнительно ввести коэффициенты податливостей соединений «опора – шток», «опора – шпindel»»; резьбового соединения «гайка – корпус» и соединения «сменный штуцер – гайка». Также должны быть учтены особенности конструкций при использовании в запорном клапане сменных седел и сменных штуцерных узлов.

Заключение

1. Методика расчета действующих в запорном клапане усилий построена на рассмотрении в его конструкции затворного узла, который включает систему герметизации и крепежную систему.

2. Учет особенностей конструкции запорного клапана основан на определении податливостей входящих в затворный узел деталей, уплотнительных и резьбовых соединений и их элементов.

3. Используемый в практике метод расчета усилий в затворном узле является частным случаем, при котором коэффициент жесткости затворного узла $\alpha = 1$.

4. Предлагаемая методика позволяет более

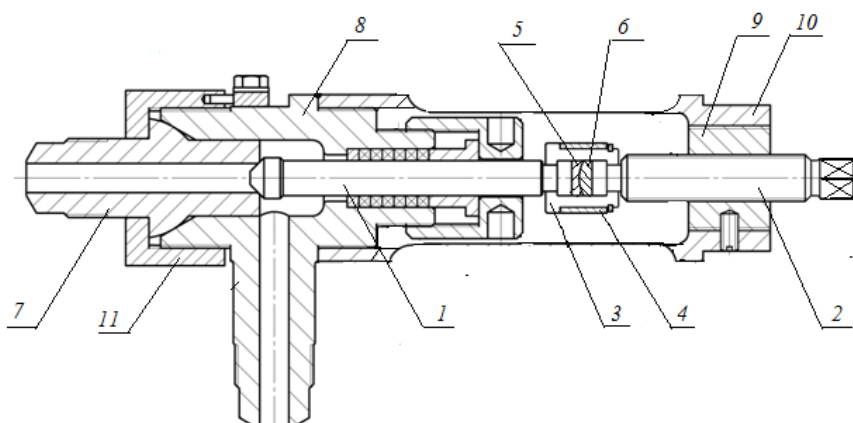


Рис. 4. Схема запорного клапана с ЗУ затворным узлом со сменным штуцером и разъемным шпинделем:
1 – шток; 2 – шпindel; 3 – полукольца; 4 – наружное кольцо; 5, 6 – опоры; 7 – сменный штуцер;
8 – корпус; 9 – резьбовая втулка; 10 – стойка; 11 – накидная гайка



точно определять действующие в запорном клапане усилия, условия герметизации и напряженно-деформированное состояние деталей.

5. С помощью предлагаемой методики расчета можно определять оптимальное сочетание деталей и соединений, которые обеспечат без-

опасные рабочие параметры запорного клапана.

6. Внедрение разработанной методики расчета связано с созданием на ее основе нормативного документа вместо существующих методик расчета ЗУ в запорных клапанах.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Погодин В.К. Концепция обеспечения безопасной эксплуатации трубопроводной арматуры на промышленных предприятиях // Арматуростроение. 2006. № 1. С. 34–37.
2. Система обеспечения безопасной работы трубопроводной арматуры / В.К. Погодин и др. // Химическая техника. 2011. № 11. С. 28–31.
3. Гуревич Д.Ф. Расчет и конструирование трубопроводной арматуры. М. : Машиностроение. 1969. 887 с.
4. Гуревич Д. Ф. Основы расчета трубопроводной арматуры. М.-Л. : Mashgiz, 1962. 410 с.
5. Шпаков О.Н. Трубопроводная арматура. Справочник специалиста. СПб.,-М., 2007. 463 с.
6. СТП 07-81-174-75. Вентили запорные сальниковые и сильфонные. Методика упрощенного силового расчета. СПб. : НПОА Знамя труда, 28 с.
7. РД РТМ 0754-48-84. Трубопроводная арматура на давление от 40 до 350 МПа. Нормы герметичности затворов. Введ. 01.01.8, Группа Г02. Киев : ПО Киевпромарматура, 1984. 6 с.
8. РД РТМ 0754-50-85. Трубопроводная арматура на давление от 40 до 350 МПа. Затворы. Расчет сил герметизации. Введ. 01.01.86, Группа Г02. Киев : ПО Киевпромарматура, 1985. 7 с.
9. Продан В.Д. Герметичность разъемных соединений оборудования, эксплуатируемого под давлением рабочих сред. Тамбов : Из-во ТГТУ, 2012. 280 с.
10. Огар П.М., Тарасов В.А. Проектирование затворов специальной трубопроводной арматуры. Братск : Из-во БрГУ, 2014. 191 с.
11. Определение требуемых силовых воздействий для обеспечения герметичности в трубопроводной арматуре на высокие параметры / В.К. Погодин и др. // Системы. Методы. Технологии. 2013. № 3 (19). С.76–83.
12. Погодин В.К., Огар П.М., Вайнапель Ю.Л. Экспериментальная оценка безопасного ресурса работы затворного узла трубопроводной арматуры по критерию герметичности // Системы. Методы. Технологии. 2014. № 1 (21). С. 33–37.
13. Лившиц В.И. Исследование и разработка норм расчета и конструирования дельта-затвора для сосудов высокого давления : дис. ... канд. техн. наук. М. : 1975, 168 с.
14. Погодин В. К. Запорные клапаны на высокие параметры эксплуатации. Исследование и проектирование. Братск : Изд-во БрГУ, 2016. 362 с.
15. Долотов А.М., Гозбенко В.Е., Белоголов Ю.И. Уплотнительные соединения с использованием тонкостенных элементов. Иркутск, 2011. Деп. в ВИНТИ 22.11.2011, № 508-В2011.
16. Gozbenko V.E., Kargapoltsev S.K., Minaev N.V., Karlina A.I. Simulation of the vibration of the carriage asymmetric parameters in Mathcad // International Journal of Applied Engineering Research. 2016. Т. 11. № 23. С. 11132–11136.
17. Биргер И.А. Иосилевич Г.В. Резьбовые и фланцевые соединения. М. : Машиностроение, 1990. 365 с.
18. Ключ В.П. Исследование осевой затяжки крепежных деталей затворов агрегатов химических производств : дис. ... канд. техн. наук. М., 1980. 212 с.

REFERENCES

1. Pogodin V.K. Kontseptsiya obespecheniya bezopasnoi ekspluatatsii truboprovodnoi armatury na promyshlennykh predpriyatiyakh [The concept of ensuring the safe operation of pipeline valves in industrial enterprises]. *Armaturostroenie [Valve Industry]*, 2006. No. 1. Pp. 34–37.
2. Pogodin V.K. et al. Sistema obespecheniya bezopasnoi raboty truboprovodnoi armatury [System for ensuring safe operation of pipeline valves]. *Khimicheskaya tekhnika [Chemical Engineering]*, 2011. No. 11. Pp. 28–31.
3. Gurevich D.F. Raschet i konstruirovaniye truboprovodnoi armatury [Calculation and design of pipeline fittings]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1969. 887 p.
4. Gurevich D. F. Osnovy rascheta truboprovodnoi armatury [Basics of the calculation of pipeline valves]. Moscow-Leningrad: Mashgiz Publ., 1962. 410 p.
5. Shpakov O.N. Truboprovodnaya armatura. Spravochnik spetsialista [Pipeline accessories. A reference guide for professionals]. St.Petersburg-Moscow, 2007. 463 p.
6. СТП 07-81-174-75. Ventili zapornye sal'nikovye i sil'fonnye. Metodika uproshchennogo silovogo rascheta [Shut-off packed valves and bellows valves. The method of simplified force calculation]. St.Petersburg: NPOA Znamya truda Publ., 28 p.
7. RD RTM 0754-48-84. Truboprovodnaya armatura na davlenie ot 40 do 350 MPa. Normy germetichnosti zatvorov. Vved. 01.01.8, Gruppy G02 [Pipeline fittings for pressure from 40 to 350 MPa. Gate sealability standards]. Kiev: PO Kievpromarmatura Publ., 1984. 6 p.
8. RD RTM 0754-50-85. Truboprovodnaya armatura na davlenie ot 40 do 350 MPa. Zatvory. Raschet sil germetizatsii. Vved. 01.01.86, Gruppy G02 [Pipeline fittings for pressure from 40 to 350 MPa. Gates Calculation of sealing forces]. Kiev: PO Kievpromarmatura Publ., 1985. 7 p.
9. Prodan V.D. Germetichnost' raz'emnykh soedinenii oborudovaniya, ekspluatiruemogo pod davleniem rabochikh sred [The tightness of detachable joints of equipment operated under the pressure of working media]. Tambov: TGTU Publ., 2012. 280 p.
10. Ogar P.M., Tarasov V.A. Proektirovaniye zatvorov spetsial'noi truboprovodnoi armatury [Designing gates of special pipeline fittings]. Bratsk: BrGU Publ., 2014. 191 p.



11. Pogodin V.K. et al. Opredelenie trebuemykh silovykh vozdествii dlya obespecheniya germetichnosti v truboprovodnoi armature na vysokie parametry [The determination of the required power effects to ensure tightness in pipeline fittings for high parameters]. *Sistemy. Metody. Tekhnologii* [Systems. Methods. Technologies], 2013. No. 3 (19). Pp.76–83.
12. Pogodin V.K., Ogar P.M., Vainapel' Yu.L. Eksperimental'naya otsenka bezopasnogo resursa raboty zatvornogo uzla truboprovodnoi armatury po kriteriyu germetichnosti [Experimental assessment of the safe service life of the valve assembly of the pipeline fittings by the tightness criterion]. *Sistemy. Metody. Tekhnologii* [Systems. Methods. Technologies], 2014. No. 1 (21). Pp. 33–37.
13. Livshits V.I. Issledovanie i razrabotka norm rascheta i konstruirovaniya del'ta-zatvora dlya sudosov vysokogo davleniya : dis. ... kand. tekhn. nauk [Research and development of standards for the calculation and designing of the delta-gate for high-pressure vessels: a Ph.D. (Engineering) diss.]. Moscow: 1975, 168 p.
14. Pogodin V. K. Zapornye klapany na vysokie parametry ekspluatatsii. Issledovanie i proektirovanie [Shut-off valves for high parameters of operation. Research and designing]. Bratsk: BrGU Publ., 2016. 362 p.
15. Dolotov A.M., Gozbenko V.E., Belogolov Yu.I. Uplotnitel'nye soedineniya s ispol'zovaniem tonkostennykh elementov [Sealing joints using thin-walled elements]. Irkutsk, 2011. Dep. v VINITI 22.11.2011, No. 508-V2011.
16. Gozbenko V.E., Kargapol'tsev S.K., Minaev N.V., Karlina A.I. Simulation of the vibration of the carriage asymmetric parameters in Mathcad. *International Journal of Applied Engineering Research*, 2016. Vol. 11. No. 23. Pp. 11132–11136.
17. Birger I.A. Iosilevich G.V. Rez'bovye i flantsevye soedineniya [Threaded and flanged connections]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1990. 365 p.
18. Klyus V.P. Issledovanie osevoi zatyazhki krepezhnykh detalei zatvorov agregatov khimicheskikh proizvodstv: dis. ... kand. tekhn. nauk [Research of axial tightening of fasteners for valves in chemical industry: a Ph.D. (Engineering) diss.]. Moscow, 1980. 212 p.

Информация об авторах

Authors

Погодин Валерий Константинович – д. т. н., профессор, АО ИркутскНИИХиммаш, г. Иркутск, e-mail: v.pogodin@himmash.ru

Valerii Konstantinovich Pogodin – Doctor of Engineering Science, Professor, JSC IrkutskNIKhimmash, Irkutsk, e-mail: v.pogodin@himmash.ru

Белоголов Юрий Игоревич – к. т. н., доцент кафедры управление эксплуатационной работой, Иркутский государственный университет путей сообщения, г. Иркутск, e-mail: pr-mech@mail.ru

Yurii Igorevich Belogolov – Ph.D. in Engineering Science, Associate Professor at the Subdepartment of Management of Operational Work, Irkutsk State Transport University, Irkutsk, e-mail: pr-mech@mail.ru

Для цитирования

For citation

Погодин В. К. Расчет усилия герметизации запорных клапанов / В. К. Погодин, Ю. И. Белоголов // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. – 2019. – Т. 62, № 2. – С. 8–15. – DOI: 10.26731/1813-9108.2019.2(62).8–15

Pogodin V. K., Belogolov Yu. I. Raschet usilii germetizatsii zapornykh klapanov [Calculation of sealing pressures of shut-off valves]. *Sovremennye tekhnologii. Sistemy analiz. Modelirovanie* [Modern Technologies. System Analysis. Modeling], 2019. Vol. 62, No. 2, pp.8–15. DOI: 10.26731/1813-9108.2019.2(62).8–15

УДК 681.5

DOI: 10.26731/1813-9108.2019.2(62).15–23

С. Б. Антошкин, М. В. Баканов, В. Н. Сизых

Иркутский государственный университет путей сообщения, г. Иркутск, Российская Федерация
Дата поступления: 18 марта 2019 г.

СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ АВТОНОМНОГО РОБОТА НА ОСНОВЕ МЕТОДА ОБРАТНЫХ ЗАДАЧ ДИНАМИКИ

Аннотация. В статье рассматривается алгоритм ориентации транспортных роботов по акустическому сигналу стационарного маяка или маяка, ведущего транспортное средство. Выделены особенности фильтрации сигнала для известных способов пеленгации. Проанализирован пеленг сигнала при наличии шумов. Разработан и смоделирован алгоритм для одновременного устранения неоднозначности и минимизации погрешностей измерения пеленга. Проанализированы результаты моделирования. Данный алгоритм может быть реализован на относительно несложном и недорогом микропроцессоре. При применении системы как минимум трех маяков возможна модернизация алгоритма для определения координат ведущего робота в рабочем пространстве. Для решения задачи управления ведомым роботом разработана его нелинейная математическая модель, которая реализована в среде программирования MATLAB / Simulink. На основе принципа динамической компенсации обосновывается методика построения пропорциональных с двойным дифференцированием регуляторов ведомого автономного робота. Законы управления колесной парой синтезированы на основе эталонных моделей по простой градиентной схеме метода обратных задач динамики в формулировке П. Д. Крутько для задачи стабилизации (гашения) угловых скоростей движения трехколесного мобильного робота. Разработана имитационная модель управления, включающая блок углового положения и траекторного движения робота, многомерную многоосевую математическую модель углового движения робота, блок регулятора на основе эталонных моделей. Разработана «Simulink-модель» движения ведомого робота за ведущим, выполнен анализ результатов моделирования.