

Влияние напряженно-деформированного состояния на характеристики надежности затворов трубопроводной арматуры

Д.Б. Горохов

Братский государственный университет, ул. Макаренко 40, Братск, Россия

gorokhov@brstu.ru

Статья поступила 11.03.2016, принята 28.04.2016

Рассмотрены пути повышения надежности затворов трубопроводной арматуры на этапе проектирования. Приведены силовые соотношения в затворе и условия обеспечения скольжения золотника по седлу. Поскольку игнорирование этого фактора приводит к недостоверному анализу функциональных ограничений, необходим выбор лучших комбинаций исходных параметров. Представлены выражения для определения ширины зоны контакта и распределения на ней контактного давления, а также компонент напряжений и эквивалентного напряжения в любой точке области контакта. Показано влияние коэффициента трения на величину эквивалентных напряжений. При изменении коэффициента трения в пределах $\mu = 0 \dots 0.3$ максимальные эквивалентные напряжения возрастают в 1,7 раза. Получены выражения для определения погонной нагрузки q_1 , обеспечивающей заданную величину утечки, после чего следует произвести проверку статической прочности и объемной усталости. При изменении коэффициента трения с 0,2 до 0,3 значение объемной усталости снижается более чем на порядок.

Ключевые слова: затвор; золотник; седло; уплотнительное соединение; напряженно-деформированное состояние; герметичность; прочность; долговечность; объемная усталость.

Influence of stress-strain state on the reliability characteristics of the seals of pipeline valves

D.B. Gorokhov

Bratsk State University; 40, Makarenko St., Bratsk, Russia

gorokhov@brstu.ru

Received 11.03.2016, accepted 28.04.2016

The ways of providing reliability characteristics of the seals of pipeline valves at a design stage are considered. The seal strength ratios are presented as well as ensuring conditions for piston sliding along the saddle. It is shown that ignoring this factor leads to the uncertain analysis of functional limitations and, therefore, it is necessary to choose the best combinations of the initial parameters. The equations are given to determine the width for the contact area and to determine the contact pressure on it. The stress component and the component of equivalent stresses in any point of the contact area are also given. The influence is shown for the friction coefficient on the value of equivalent stresses. It is shown that when the friction coefficient changes within the limits of $\mu = 0 \dots 0.3$, the maximum equivalent stresses increase 1.7 times. The equations are obtained to determine the linear load q_b , providing specified size of leakage. It is shown that after determining q_b , it is necessary to verify static durability and bulk fatigue. It is also demonstrated that when the friction coefficient changes from 0.2 to 0.3, the size of bulk fatigue decreases by times.

Key words: seal; sliding piston; saddle; sealing joint; stress-strain state; tightness; durability; longevity; bulk fatigue.

Введение

Надежность трубопроводной арматуры (ТА) характеризуется следующими свойствами (характеристиками): герметичность, прочность, долговечность, ремонтпригодность и сохраняемость [1]. Процесс проектирования затворов ТА можно рассматривать как определение конструкции на основе выбранного метода герметизации при исходных данных, включая условия эксплуатации, требуемые свойства, характеризующие надежность, а также конструктивные характеристики, экономические и другие показатели. Методологические основы проектирования затворов ТА разработаны авторами [1] и впоследствии нашли применение в работах [2–5].

Основными свойствами, обеспечивающими надежность, являются герметичность, прочность и долговечность. Герметичность связана с определением напряженно-деформированного напряжения в зоне контакта золотника и седла, контактных характеристик в стыке шероховатых поверхностей, геометрических параметров микроканалов и механизма массопереноса через зону контакта.

Прочность и долговечность затворов также определяются напряженно-деформированным состоянием в зоне контакта золотника и седла. При этом необходимо определить ширину зоны контакта и распределение на ней контактного давления.

В настоящей работе акцентируется внимание на роли напряженно-деформированного состояния при проектировании затворов ТА.

Силовые соотношения в затворе и условие обеспечения скольжения. Рассмотрим затвор конусного типа (рис. 1) как более общий случай. При $\alpha = \pi/2$ имеем плоский затвор. Допустим, что каждое из контактирующих тел (выступ седла и золотник) вблизи участка контакта рассматривается как упругое полупространство. Так как движение клапана вблизи седла возможно только вдоль оси затвора, между составляющими поверхностных перемещений \bar{u}_z и \bar{u}_x точек, первоначально находящихся в контакте, существует однозначная связь:

$$\frac{\bar{u}_z}{\bar{u}_x} = \frac{\bar{u}_{z1} + \bar{u}_{z2}}{\bar{u}_{x1} + \bar{u}_{x2} + \bar{u}_{xs}} = \operatorname{tg}\alpha,$$

где \bar{u}_{xs} — величина скольжения поверхностей; индексами 1 и 2 отмечены соответственно седло и золотник (рис. 2).

При нагружении конусного затвора возможны два случая: поверхности золотника и седла скользят друг относительно друга; имеет место сцепление поверхностей клапана и седла. Первый случай возможен, когда величина $(\bar{u}_{x1} + \bar{u}_{x2})$ больше величины предельного предварительного смещения $[\delta]$, т. е. когда:

$$\bar{u}_{x1} + \bar{u}_{x2} > [\delta] \quad \text{или} \quad \frac{\bar{u}_z}{\operatorname{tg}\alpha} - (\bar{u}_{x1} + \bar{u}_{x2}) > [\delta].$$

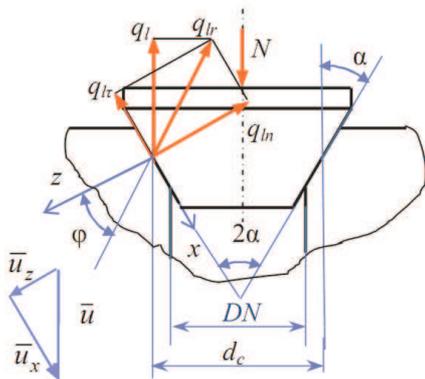


Рис. 1. Схема затвора конусного типа

По данным [6]:

$$[\delta] = \left(\frac{3}{4}\right)^{\frac{2}{3}} \frac{2-\nu}{2(1-\nu)} \mu R_{\max} \epsilon,$$

где ϵ — относительное сближение поверхностей.

Для $\nu = 0,3$ имеем:

$$[\delta] = \mu \tau R_{\max} \epsilon. \quad (1)$$

При скольжении поверхностей нормальная погонная нагрузка:

$$q_{ln} = \frac{N}{\pi d_c (\sin\alpha + \mu \cos\alpha)} = \frac{q_l}{\sin\alpha + \mu \cos\alpha}, \quad (2)$$

касательная нагрузка:

$$q_{lr} = \mu q_{ln}.$$

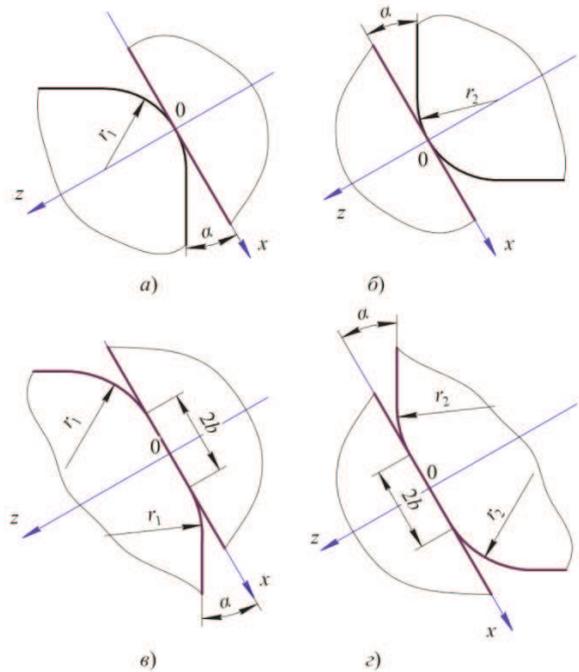


Рис. 2. Схемы контактов с симметричными просветами в сечениях золотника и седла. Начальный контакт: а, б — вдоль линии; в, з — вдоль полосы (индекс 1 относится к седлу, индекс 2 — к золотнику)

Сцепление поверхностей имеет место, когда текущее значение смещения:

$$\delta = \bar{u}_{x1} + \bar{u}_{x2} < [\delta] \quad \text{или} \quad \frac{\bar{u}_z}{\operatorname{tg}\alpha} < [\delta].$$

Учитывая выражение (1), можно утверждать, что как минимум $\bar{u}_z = R_{\max} \epsilon$. Тогда:

$$\frac{R_{\max} \epsilon}{\operatorname{tg}\alpha} < \mu R_{\max} \epsilon.$$

Поэтому сцепление поверхностей возможно, если угол конусности:

$$\alpha > \operatorname{arcctg} \mu. \quad (3)$$

Как правило, угол конусности значительно меньше указанной величины, что приводит к возникновению скольжения поверхностей золотника и седла при их нагружении. Поэтому в работах [4; 5] сделан вывод о том, что рассматриваемая контактная задача относится к задачам, в которых задаются нормальные перемещения $\bar{u}_z(x)$, а нормальные и касательные усилия считаются связанными соотношениями:

$$q_{\tau}(x) = \mu q_n(x). \quad (4)$$

Однако в работах [4; 5] выражение (4) используется для всех сочетаний исходных конструктивных параметров, в том числе для значений α , удовлетворяющих условию (3). Это приводит к завышенным значениям эквивалентных напряжений и в итоге к недостоверному анализу функциональных ограничений и выбору лучших вариантов комбинаций исходных параметров. Поэтому следует считать, что:

$$q_{\tau}(x) = \begin{cases} \mu q_n(x), & \alpha \leq \arctg \mu; \\ 0, & \alpha > \arctg \mu. \end{cases} \quad (5)$$

Формулирование пространства исходных параметров. При формировании пространства исходных параметров α_i обычно принимают [2–5]:

$$\alpha_1 \equiv b, \quad \alpha_2 \equiv r, \quad \alpha_3 \equiv \alpha,$$

где $0 \leq \alpha_1 \leq \alpha_1^{**}$; $\alpha_2^* \leq \alpha_2 \leq \alpha_2^{**}$; $\varphi \leq \alpha_3 \leq \pi/2$; $\varphi = \arctg \mu$; μ — коэффициент трения. Здесь b — начальная ширина зоны контакта; r — радиус скругления; α — угол конусности.

Возможно введение других параметров, характеризующих конструктивные особенности затвора [7; 8], например, материалов основания и покрытия [9; 10], толщины покрытия при разных видах контакта [11–13], параметров шероховатости поверхности, физико-механических свойства материалов золотника и седла. Важное влияние на напряженное состояние контактирующих тел оказывает коэффициент трения [14]. На важность этого момента для уплотнительных соединений указывается в работе [15].

Выбор пробных точек в трехмерном пространстве параметров произведем с помощью равномерно распределенных ЛП-последовательностей [16], отличающихся наилучшими свойствами равномерности. В этом случае пробные точки на любую координатную ось различны и расположены квазиравномерно. Число пробных точек для каждого параметра равно числу испытаний — вычислительному эксперименту для каждого сочетания исходных конструктивных параметров.

Определение напряженно-деформированного состояния. Для каждого набора исходных параметров α_n определяем напряженно-деформированное состояние [17–19]. Рассмотрим конструкцию затвора (рис. 3а) с начальным касанием вдоль полосы с шириной $2b$ и с радиусами скругления r_2 . После приложения нормальной q_{ln} и касательной q_{lt} нагрузок ширина контакта будет $2c$ (рис. 3б).

Для затворов и симметричных просветов профилей золотника и седла распределение контактного давления определяется выражением [1; 4; 5]:

$$\theta q_n(X) = \frac{c}{2\pi r} \left\{ \sqrt{1-X^2} 2 \arccos B + \right.$$

$$\left. + (X+B) \ln \left| \frac{B+X}{1+BX + \sqrt{(1-X^2)(1-B^2)}} \right| - \right. \\ \left. - (X-B) \ln \left| \frac{B-X}{1-BX + \sqrt{(1-X^2)(1-B^2)}} \right| \right\}, \quad (6)$$

а ширина зоны контакта c определяется из уравнения:

$$\frac{c}{r} \left(\arccos \frac{b}{c} - \frac{b}{c} \sqrt{1 - \frac{b^2}{c^2}} \right) = \frac{2\theta q_{ln}}{c}, \quad (7)$$

где $B = b/c$; b — начальная ширина зоны контакта; $X = x/c$ — текущее значение относительной ширины; $\theta = (1-\nu^2)/E$, E и ν — модуль упругости и коэффициент Пуассона.

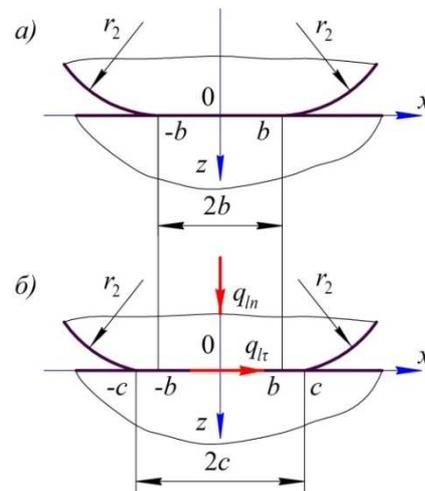


Рис. 3. Схема контакта до (а) и после (б) приложения нагрузки

Компоненты напряжений в произвольной точке $A(x,z)$, обусловленные действием контактных давлений q_n и $q_{\tau} = \mu q_n$, определяют выражениями:

$$\begin{cases} \sigma_x = -\frac{2}{\pi} \int_{-c}^c \frac{q_n(s)(x-s)^2 [z + \mu(x-s)] ds}{[(x-s)^2 + z^2]}, \\ \sigma_z = -\frac{2z}{\pi} \int_{-c}^c \frac{q_n(s)[z + \mu(x-s)] ds}{[(x-s)^2 + z^2]}, \\ \sigma_y = \nu(\sigma_x + \sigma_z), \\ \tau_{xz} = -\frac{2z}{\pi} \int_{-c}^c \frac{q_n(s)(x-s)^2 [z + \mu(x-s)] ds}{[(x-s)^2 + z^2]}. \end{cases} \quad (8)$$

Главные напряжения определяются выражениями:

$$\begin{aligned} \sigma_1 &= \max[0,5(\sigma_x + \sigma_z) \pm 0,5\sqrt{(\sigma_x - \sigma_z)^2 + 4\tau_{xz}^2}], \\ \sigma_2 &= \sigma_y, \\ \sigma_3 &= \min[0,5(\sigma_x + \sigma_z) \pm 0,5\sqrt{(\sigma_x - \sigma_z)^2 + 4\tau_{xz}^2}]. \end{aligned} \quad (9)$$

Эквивалентное напряжение определяют согласно гипотезе наибольших касательных напряжений:

$$\sigma_{\text{экр}} = |\sigma_1 - \sigma_3| = \sqrt{(\sigma_x - \sigma_z)^2 + 4\tau_{xz}^2} \quad (10 a)$$

или согласно гипотезе потенциальной энергии формоизменения:

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{0,5[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]}. \quad (10 \text{ б})$$

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{0,5[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]}. \quad (10 \text{ в})$$

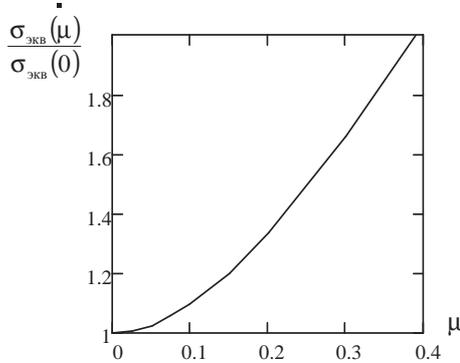


Рис. 4. Зависимость эквивалентных напряжений от коэффициента трения

В качестве примера на рис. 4 представлено изменение эквивалентных напряжений от величины коэффициента трения для золотника, профиль сечения которого описывается параболой $f_1(x) = \frac{x^2}{2r}$, а профиль седла $f_2(x) = 0$. На рис. 5 показаны распределение контактного давления на площадке контакта и изолинии эквивалентных напряжений под площадкой контакта без учета (а) и с учетом трения (б) при коэффициенте трения $\mu = 0,2$. При этом эквивалентные напряжения возросли в 1,19 раза, при $\mu = 0,3$ — в 1,51 раза, при $\mu = 0,4$ — в 1,65 раза.

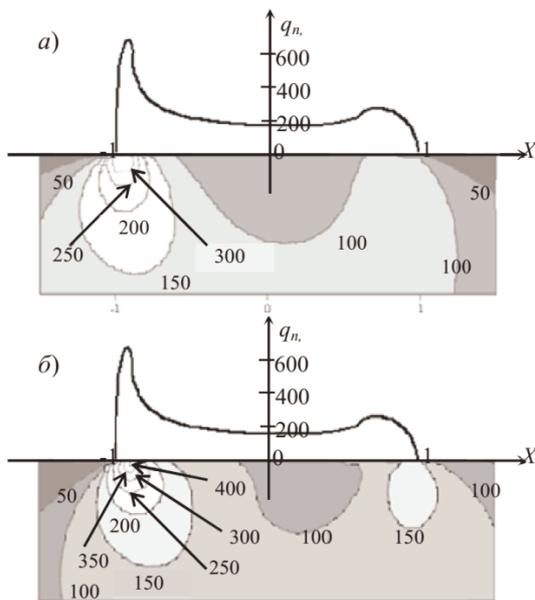


Рис. 5. Напряженное состояние при контакте деталей без учета (а) и с учетом трения (б) для $q_l = 500 \text{ Н/мм}$, $\theta = 9,1 \cdot 10^6 \text{ МПа}^{-1}$, $b = 1 \text{ мм}$

Проверка функциональных ограничений

Герметичность. Вопросы, связанные с определением герметичности, подробно рассмотрены учеными братской научной школы герметологов: для металлополимерных уплотнительных стыков с учетом взаимного влияния неровностей [20]; для фрактальных шероховатых поверхностей [21; 22]; для тяжело нагруженных уплотнительных стыков при упругом контакте микронеровностей [23]; для уплотнительных соединений при упругопластическом контакте микронеровностей [24].

Условие обеспечения заданной интенсивности утечки Q_l^{**} имеет вид [4; 5]:

$$\int_{-1}^1 \exp(2,3(k_{0i}k_r\theta q_n(X) - b_{0i}))dX = \frac{R_{\text{max}}^3 p^2 C_{u0}}{8\eta c Q_l^{**}}, \quad (11)$$

где k_{0i} , b_{0i} — константы; $k_r = \frac{a_c}{\omega R_{\text{max}}}$, a_c , ω , R_{max} — параметры микрогеометрии; p и η — давление и вязкость газовой среды.

Выражения (6), (7), (11) с учетом того, что:

$$q_l = c \int_{-1}^1 q_n(X)dX, \quad (12)$$

составляют замкнутую систему уравнений, позволяющую для каждого набора исходных параметров определить значение q_l , обеспечивающее заданную герметичность Q_l^{**} .

Статическая прочность. После определения q_l следует произвести проверку статической прочности. Учитывая, что согласно исходным условиям закрытие (нагружение) затвора может происходить при отсутствии давления среды, проверку на статическую прочность следует производить при общей нагрузке:

$$N = N_q + N_p, \quad \text{где } N_p = \frac{\pi d_c^2 p}{4},$$

что соответствует удельной нагрузке:

$$q_l \Sigma = q_l + \frac{N_p}{\pi d_c} = q_c + \frac{d_c p}{4}.$$

Условие статической прочности:

$$\sigma_{\text{экв}}(\alpha_n, q_l \Sigma) \leq [\sigma] \equiv \sigma^{**}, \quad (13)$$

где $\sigma_{\text{экв}}$ — максимальное эквивалентное напряжение, определяемое выражениями (10); σ^{**} — допускаемое напряжение; α_n сочетание исходных параметров для n -го вычислительного эксперимента.

Проверка объемной усталостной прочности производится по выражению:

$$N_y = \left(\frac{\sigma_{\text{экв}}}{\sigma^o} \right)^{-1/n} \geq N^{**}, \quad (14)$$

где σ^o, n — константы для данной марки материала [4; 5]; N^{**} — заданное число циклов срабатывания затвора.

При изменении значения коэффициента трения от 0,2 до 0,3 эквивалентные напряжения увеличиваются в 1,27 раза. Для стали 38ХНМА $\sigma^o = 1830$ МПа и $n = 0,0965$ [5], следовательно, величина N_y уменьшится в 11,8 раз, что может привести к невыполнению условия (14).

Таким образом, приведены выражения для функциональных ограничений, зависящих от эквивалентных напряжений: статической прочности и объемной усталости. Условие долговечности — количество циклов нагружений, при котором сохраняется требование герметичности — зависит от максимального нормального контактного давления и не зависит от величины коэффициента трения.

Заключение

1. При использовании методики оптимального проектирования затворов трубопроводной арматуры необходимо при формировании комбинаций исходных параметров различать случаи сцепления и скольжения поверхности золотника и седла. Игнорирование этого фактора приводит к недостоверному анализу функциональных ограничений и вызывает необходимость выбора лучших комбинаций исходных параметров.

2. Основное влияние изменения коэффициента трения сказывается на величине эквивалентного напряжения. При изменении коэффициента трения в пределах $\mu = 0 \dots 0,3$ максимальные эквивалентные напряжения возрастают в 1,5–1,7 раз.

3. Увеличение максимальных эквивалентных напряжений необходимо учитывать при проверке статической прочности, особенно при проверке объемной усталости, значение которой может снизиться на порядок.

Исследования проведены при поддержке Минобрнауки России в рамках госзадания № 2014/10 на 2016 г. (проект № 1754).

Литература

1. Долотов А.М., Огар П.М., Чегодаев Д.Е. Основы теории и проектирование уплотнений пневмогидроарматуры летательных аппаратов. М.: Изд-во МАИ, 2000. 296 с.
2. Огар П.М., Тарасов В.А., Черемных А.Н. Проектирование затворов трубопроводной арматуры // Труды Братского государственного университета. Сер. Естественные и инженерные науки. 2006. № 2. С. 307-316.
3. Белокобыльский С.В., Огар П.М., Тарасов В.А. Многокритериальный подход к проектированию затворов трубопроводной арматуры // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2007. № 3 (15). С. 6-10.
4. Тарасов В.А. Обеспечение заданных характеристик надежности затворов запорной трубопроводной арматуры: дис... канд. техн. наук. Братск: БрГУ, 2009. 146 с.
5. Огар П.М., Тарасов В.А., Корсак И.И. Оптимальное проектирование затворов трубопроводной арматуры. Братск: Изд-во БрГУ, 2012. 145 с.
6. Крагельский И.В., Добычин М.Н., Комбалов В.Т. Основы расчетов на трение и износ. М.: Машиностроение, 1977. 526 с.

7. Тарасов В.А. Совершенствование методики проектирования затворов при упругопластическом контакте шероховатых поверхностей // Труды Братского государственного университета. Сер. Естественные и инженерные науки. 2012. № 1. С. 191-194.

8. Горохов Д.Б. Совершенствование технологии оптимального проектирования герметизирующих устройств // Труды Братского государственного университета. Сер. Естественные и инженерные науки. 2015. Т. 1. С. 60-65.

9. Огар П.М., Максимова О.В., Автушко А.Н., Устюжанин Е.В. К расчету напряженно-деформированного состояния слоистого упругого тела // Труды Братского государственного университета. Сер. Естественные и инженерные науки. 2006. № 2. С. 297-302.

10. Тарасов В.А., Горохов Д.Б., Кожевников А.С. Моделирование контакта жесткой шероховатой поверхности через слой покрытия // Труды Братского государственного университета. Сер. Естественные и инженерные науки. 2014. № 2. С. 47-55.

11. Огар П.М., Максимова О.В., Тарасов В.А. Влияние толщины покрытия на относительную площадь контакта сопряжений деталей машин // Системы. Методы. Технологии. 2009. № 2. С. 13-15.

12. Ogar P.M., Tarasov V.A., Gorokhov D.B. The influence of coating thickness on the relative area of tribounits contact // Advanced Materials Research. 2015. Vol. 1061-1062. С. 614-618.

13. Огар П.М., Тарасов В.А., Турченко А.В. Контактное взаимодействие жесткой шероховатой поверхности через слой упругопластического покрытия // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2012. № 3. С. 42-45.

14. Огар П.М., Тарасов В.А., Семенов С.А. Особенности учета трения при проектировании затворов трубопроводной арматуры // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2013. № 3 (39). С. 113-118.

15. Погодин В.К., Бурсук Е.Г., Тупицин А.А., Вайнапель Ю.Л., Михайлюк Э.А., Меринов С.П. Исследование коэффициента трения в уплотнительных соединениях оборудования высокого давления // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2005. № 2. С. 51-56.

16. Соболев И.М., Статников, Р.Б. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями. М.: Дрофа, 2006. 175 с.

17. Огар П.М., Тарасов В.А., Амиров В.В. Контакт деталей машин с начальным касанием вдоль полосы // Труды Братского государственного университета. Сер. Естественные и инженерные науки – развитию регионов Сибири. 2004. Т. 2. С.164-170.

18. Белокобыльский С.В., Огар П.М., Тарасов В.А. Особенности контакта конусных затворов с начальным касанием вдоль полосы // Труды Братского государственного университета. Сер. Естественные и инженерные науки – развитию регионов Сибири. 2007. Т. 2. С. 121-125.

19. Белокобыльский П.М., Огар П.М., Тарасов В.А. Контакт конусных затворов с начальным касанием по линии // Труды Братского государственного университета. Сер. Естественные и инженерные науки – развитию регионов Сибири. 2007. Т. 2. С. 125-129.

20. Огар П.М., Шеремета Р.Н., Лханаг Д. Герметичность металлополимерных стыков шероховатых поверхностей Братск. Изд-во БрГУ. 2006. 159 с.

21. Огар П.М., Горохов Д.Б., Ключев Е.А. Герметизирующая способность стыка фрактальных шероховатых поверхностей // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2007. № 14. С. 63-65.

22. Огар П.М., Горохов Д.Б. Контактное взаимодействие шероховатых поверхностей: фрактальный подход. Братск: Изд-во БрГУ, 2007. 171 с.

23. Огар П.М., Тарасов В.А., Турченко А.В. Герметизирующая способность тяжело нагруженных уплотнительных

стыков // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2009. № 3. С. 136-142.

24. Алпатов Ю.Н., Тарасов В.А., Турченко А.В. Влияние характеристик упрочняемого материала на герметизирующую способность соединений // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2012. № 2. С. 83-88.

References

1. Dolotov A.M., Ogar P.M., Chegodaev D.E. Fundamentals of the theory and design of seals pneumohydraulic valves of flying machines. M.: Izd-vo MAI, 2000. 296 p.

2. Ogar P.M., Tarasov V.A., Cheremnykh A.N. Pipeline valve seals design // Trudy Bratskogo gosudarstvennogo universiteta. Ser. Estestvennye i inzhenernye nauki. 2006. № 2. P. 307-316.

3. Belokobyl'skii S.V., Ogar P.M., Tarasov V.A. Multicriterion approach to the pipeline valves designing // Modern technologies. System analysis. Modeling. 2007. № 3 (15). P. 6-10.

4. Tarasov V.A. Ensuring the reliability of predetermined characteristics of gates pipeline fittings: dis.... kand. tekhn. nauk. Bratsk: BrGU, 2009. 146 p.

5. Ogar P.M., Tarasov V.A., Korsak I.I. Optimal design of gate valves. Bratsk: Izd-vo BrGU, 2012. 145 p.

6. Kragel'skii I.V., Dobychin M.N., Kombalov V.T. Basics of calculations for friction and wear. M.: Mashinostroenie, 1977. 526 p.

7. Tarasov V.A. Improvements of techniques for designing seals under rough surfaces elastoplastic contact // Trudy Bratskogo gosudarstvennogo universiteta. Ser. Estestvennye i inzhenernye nauki. 2012. № 1. P. 191-194.

8. Gorokhov D.B. Improving the technology of optimum design of the sealing devices // Trudy Bratskogo gosudarstvennogo universiteta. Ser. Estestvennye i inzhenernye nauki. 2015. T. 1. P. 60-65.

9. Ogar P.M., Maksimova O.V., Avtushko A.N., Ustyuzhanin E.V. The calculation of the stress-strain state of a layered elastic body // Trudy Bratskogo gosudarstvennogo universiteta. Ser. Estestvennye i inzhenernye nauki. 2006. № 2. P. 297-302.

10. Tarasov V.A., Gorokhov D.B., Kozhevnikov A.S. Simulation contact of rigid roughened surface through the coating layer // Trudy Bratskogo gosudarstvennogo universiteta. Ser. Estestvennye i inzhenernye nauki. 2014. № 2. P. 47-55.

11. Ogar P.M., Maksimova O.V., Tarasov V.A. The influence of the coating thickness on the relative area of contact conjugations of machine parts // Systems. Methods. Technologies. 2009. № 2. P. 13-15.

12. Ogar P.M., Tarasov V.A., Gorokhov D.B. The influence of coating thickness on the relative area of tribounits contact // Advanced Materials Research. 2015. Vol. 1061-1062. P. 614-618.

13. Ogar P.M., Tarasov V.A., Turchenko A.V. Rough rigid surface contacting through the elastoplastic coating layer // Modern technologies. System analysis. Modeling. 2012. № 3. P. 42-45.

14. Ogar P.M., Tarasov V.A., Semenov S.A. Features of accounting friction in the design of shutter pipeline valves // Modern technologies. System analysis. Modeling. 2013. № 3 (39). P. 113-118.

15. Pogodin V.K., Bursuk E.G., Tupitsin A.A., Vainapel' Yu.L., Mikhailyuk E.A., Merinov S.P. Investigation of the friction coefficient in the equipment's sealing joints of high pressure // Journal of Machinery Manufacture and Reliability. 2005. № 2. P. 51-56.

16. Sobol' I.M., Statnikov, R.B. Optimal parameters choice in multiple-criteria tasks. M.: Drofa, 2006. 175 p.

17. Ogar P.M., Tarasov V.A., Amirov V.V. Contact of machine elements with the initial touch along strip // Trudy Bratskogo gosudarstvennogo universiteta. Ser. Estestvennye i inzhenernye nauki - razvitiyu regionov Sibiri. 2004. T. 2. P. 164-170.

18. Belokobyl'skii S.V., Ogar P.M., Tarasov V.A. Features of contact of cone valves with an initial touch along the strip // Trudy Bratskogo gosudarstvennogo universiteta. Ser. Estestvennye i inzhenernye nauki - razvitiyu regionov Sibiri. 2007. T. 2. P. 121-125.

19. Belokobyl'skii P.M., Ogar P.M., Tarasov V.A. Contact of cone valves with an initial touch along the strip // Trudy Bratskogo gosudarstvennogo universiteta. Ser. Estestvennye i inzhenernye nauki - razvitiyu regionov Sibiri. 2007. T. 2. P. 125-129.

20. Ogar P.M., Sheremeta R.N., Lkhanag D. The tightness of the metal-polymeric joints of rough surfaces. Bratsk. Izd-vo BrGU. 2006. 159 p.

21. Ogar P.M., Gorokhov D.B., Klyuchev E.A. Sealing ability of the fractal rough surfaces joint // Modern technologies. System analysis. Modeling. 2007. № 14. P. 63-65.

22. Ogar P.M., Gorokhov D.B. Contacting a rough surfaces: the fractal approach. Bratsk: Izd-vo BrGU, 2007. 171 p.

23. Ogar P.M., Tarasov V.A., Turchenko A.V. Sealing ability of heavy loaded sealing joints // Modern technologies. System analysis. Modeling. 2009. № 3. P. 136-142.

24. Alpatov Yu.N., Tarasov V.A., Turchenko A.V. Impact of the hardenable material characteristics on the joints sealing property // Modern technologies. System analysis. Modeling. 2012. № 2. P. 83-88.