

## ВЛИЯНИЕ ПОВЫШЕННОЙ ТЕМПЕРАТУРЫ НА РАБОТУ ФЛАНЦЕВОГО СОЕДИНЕНИЯ С ПОЛИМЕРНОЙ ПРОКЛАДКОЙ

Г. В. Божко<sup>1</sup>✉, М. С. Фокина<sup>2</sup>,  
А. С. Соколов<sup>3</sup>, А. С. Баскаков<sup>1</sup>, И. В. Коновалов<sup>1</sup>

*Кафедра «Процессы и аппараты химической технологии» (1), hitema@npp-htm.ru;  
Центр проектной деятельности (2); факультет химической технологии  
и биотехнологии (3); ФГАОУ ВО «Московский политехнический университет»,  
Москва, Россия*

**Ключевые слова:** деформация; коэффициент термического расширения; крепежные детали; нагрузка; прокладка; температура; фланцевое соединение.

**Аннотация:** При работе фланцевых соединений при температуре возникают дополнительные термические нагрузки, которые могут привести к разгерметизации соединения. Проанализировано влияние температуры на работу соединения и возможность компенсации температурных нагрузок. Предложено использование конструкций уплотнений с компенсационным кольцом, коэффициент термического расширения которого ниже, чем у других деталей соединения. Проведены теоретические и экспериментальные исследования с винилпластовой прокладкой. Для проведения экспериментов созданы физическая модель фланцевого соединения и установка для исследования.

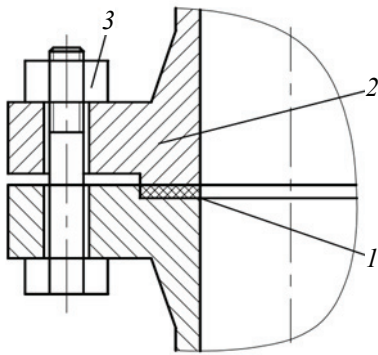
---

### Введение

Разъемные соединения оборудования и трубопроводов используются во всех отраслях промышленности. В технологических схемах химических производств на каждую единицу оборудования приходится минимум три-четыре фланцевых соединения для его эксплуатации и ремонта. Безаварийная работа химического оборудования определяется не столько прочностью отдельных деталей, сколько герметичностью соединений, обеспечиваемой узлом уплотнения, основным элементом которого является прокладка [1]. От качества его работы зависит безопасная эксплуатация аппаратов, машин и агрегатов и качество получаемых химических продуктов.

### Герметичность фланцевого соединения и влияние на нее внешних факторов

Фланцевое соединение – это комплекс взаимосвязанных элементов: фланцев, крепежных болтов и уплотнительного элемента (прокладки), выполненных из материалов с различными физико-механическими свойствами. Как правило, фланцевое соединение работает под влиянием различных внешних факторов, к которым относятся давление среды, ее температура, время эксплуатации и др. [2]. Чтобы избежать воздействия внешних факторов требуется увеличение материальных и экономических затрат на создаваемое разъемное соединение.



**Рис. 1. Конструктивная схема разъемного фланцевого соединения принудительного типа с пластичным уплотнителем:**

1 – фланец; 2 – прокладка;  
3 – крепежные детали

Фланцевые соединения работают в двух случаях – при сборке соединения и в рабочих условиях (рис. 1). При сборке соединения крепежными деталями прокладку нагружают большим усилием, чем необходимо в рабочих условиях. Это связано с тем, что при подаче в аппарат среды под давлением происходит частичная разгрузка прокладки и на ней должна остаться удельная нагрузка, обеспечивающая условную герметичность соединения. Сборка разъемного герметичного соединения (РГС) обычно проводится при 20 °С, а при его работе возможно повышение температуры, что вызывает в нем дополнительную нагрузку [3]. Если этого не учитывать, возможна разгерметизация РГС со всеми отрицательными последствиями.

*Цель работы* – анализ влияния температуры на работу соединения и возможность частичной компенсации температурных нагрузок.

Расчет фланцевых соединений проводят по ГОСТ 4233.1–2017 [4], в котором указываются общие требования по нормам и методам расчета на прочность сосудов и аппаратов и по ГОСТ 4233.4–2017 [5], где представлен расчет на прочность и герметичность фланцевых соединений. Цель расчета – определение геометрических и силовых параметров деталей соединения, обеспечивающих его прочность и плотность в рабочих условиях при воздействии внешних факторов.

Согласно ГОСТам расчет состоит из следующих этапов:

- определение усилия предварительной затяжки крепежных деталей соединения при его сборке с учетом усилия, действующего на прокладку в рабочих условиях, необходимого для обеспечения герметичности фланцевого соединения;
- проверка прочности болтов (шпилек) и прокладки;
- расчет на прочность элементов фланцевого соединения при затяжке и в рабочих условиях при действии давления, усилий в болтах (шпильках), необходимых для обеспечения герметичности фланцевого соединения, и других нагрузок;
- проверка углов поворота фланцев;
- расчет элементов фланцевого соединения на малоцикловую усталость в случае, если нагружение носит циклический характер.

Для обеспечения герметичности соединения из расчета определяется нагрузка на прокладку  $Q_{п}$ , которая должна быть равна или больше необходимого усилия на прокладке в рабочих условиях  $[Q_{п}]$

$$Q_{п} = Q_3 - \alpha Q_{Г} + \Delta Q t - \int V(\tau) d\tau \geq [Q_{п}], \quad (1)$$

где  $Q_{п}$ ,  $Q_3$ ,  $Q_{Г}$  – усилие на прокладке в рабочих условиях, затяжки, от давления среды, соответственно, Н;  $\alpha$  – коэффициент жесткости соединения, интеграл обозначает падение нагрузки в соединении с течением времени  $\tau$ , с;  $\Delta Q t$  – изменение нагрузки с изменением температуры;  $V(\tau)$  – скорость падения нагрузки, Н/с.

Из уравнения (1) видно, что повышение температуры ведет к увеличению нагрузки на прокладку и на все детали соединения.

## Теоретические исследование влияния температуры и ее компенсации на силовые и геометрические параметры соединения

Повышение температуры фланцевого соединения оказывает влияние на его работу по разным причинам. Во-первых, у жидкой среды уменьшается плотность и соответственно повышается проницаемость, что необходимо учитывать. У газов наоборот, плотность увеличивается с уменьшением проницаемости и увеличение нагрузки на прокладку не требуется. Во-вторых, повышение температуры вызывает расширение деталей соединения, что приводит к увеличению нагрузки на крепежные детали, которые охватывают фланцы и прокладку. В результате диаметр крепежных деталей надо увеличивать, повышая при этом материалоемкость, габариты и себестоимость фланцевого соединения.

Изменение нагрузки на прокладку и крепежные детали в связи с изменением температуры определяют согласно ГОСТу [2] по выражению

$$\Delta Q_t = \gamma [(\alpha_{\phi 1} h_1 + \alpha_{ш 1} h_{ш 1})(t_{\phi 1} - 20) + (\alpha_{\phi 2} h_2 + \alpha_{ш 2} h_{ш 2})(t_{\phi 2} - 20) - \alpha_6 (h_1 + h_2)(t_6 - 20)], \quad (2)$$

где  $\alpha$ ,  $t$ ,  $h$  – коэффициент линейного расширения материала детали, град<sup>-1</sup>, ее температура, °С, в рабочих условиях и расчетная толщина фланцев, м, соответственно; нижние индексы  $\phi$ ,  $ш$ ,  $б$  – относятся соответственно к фланцам, шайбам, болтам; цифры относятся к деталям фланца 1 и фланца 2 соответственно.

Первые два члена правой части уравнения (2) относятся к охватываемым (сжатым) деталям, а третий член – к охватывающим (растянутым).

На рисунке 2 представлена схема теплового воздействия двух деталей – болта 1 и втулки 2, изготовленных из материалов с различными коэффициентами линейного расширения:  $\alpha_1$  для болта и  $\alpha_2$  для втулки. Температуры этих деталей возрастают от  $t_0$  до  $t_1$  и  $t_2$  соответственно. Удлинение их в свободном состоянии:

– для болта

$$\Delta l_1 = l \alpha_1 \Delta t_1;$$

– для втулки

$$\Delta l_2 = l \alpha_2 \Delta t_2,$$

где  $\Delta t_1 = t_1 - t_0$  и  $\Delta t_2 = t_2 - t_0$ ;  $l$  – длина соединения, м.

При нагреве в каждой детали возникает температурная деформация  $\Delta l$  – изменение размеров тела в зависимости от изменения его температуры. В собранном и нагруженном усилии затяжки соединении возникает разность температурных деформаций этих деталей, определяемая по выражению

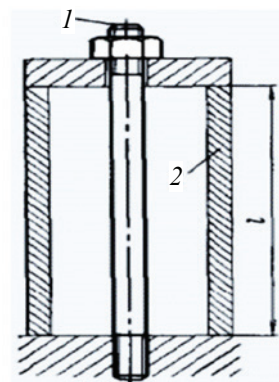
$$\Delta l_t = l (\alpha_2 \Delta t_2 - \alpha_1 \Delta t_1). \quad (3)$$

Соответственно относительная деформация

$$\varepsilon = \frac{\Delta l_t}{l} = (\alpha_2 \Delta t_2 - \alpha_1 \Delta t_1). \quad (4)$$

Согласно закону Гука, относительное удлинение болта  $\varepsilon_1$  и уменьшение втулки  $\varepsilon_2$  возникает в результате термической нагрузки в соединении  $Q_t$ , Н,

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{H} = \frac{Q_t}{FE}, \quad (5)$$



**Рис. 2. Схема теплового воздействия двух деталей:**  
1 – болт; 2 – втулка

где  $\sigma$  – напряжение в материале, Н/м<sup>2</sup>;  $E$  – модуль упругости материала, Н/м<sup>2</sup>;  $F$  – площадь поперечного сечения детали, м<sup>2</sup>.

Из (3) – (5) следует, что

$$\Delta l_t = \frac{Q_t l}{FE} = \lambda Q_t, \quad (6)$$

где  $\lambda = l/(FE)$  – коэффициент осевой податливости детали, м/Н.

Из уравнений (3) и (6) при условии равенства температур нагрева деталей соединения

$$Q_t = \frac{l \Delta t (\alpha_2 - \alpha_1)}{\lambda_2 - \lambda_1}. \quad (7)$$

Из анализа выражения (7) видно, что при повышении температуры возможно три варианта изменения нагрузки в соединении:

- 1) если  $\alpha_1 > \alpha_2$  – уменьшается;
- 2) если  $\alpha_1 = \alpha_2$  – не изменяется;
- 3) если  $\alpha_1 < \alpha_2$  – увеличивается.

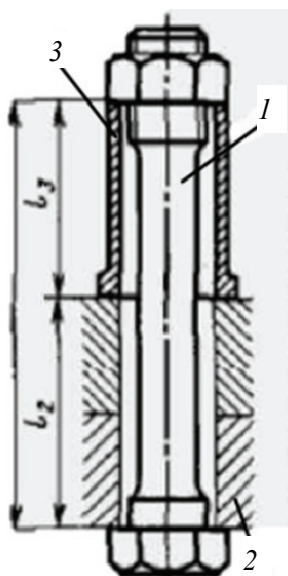
Первый вариант возможен при использовании материалов с резко отличающимися по значению коэффициентами термического расширения.

Если соединение состоит из одинаковых материалов с одинаковыми коэффициентами линейного термического расширения ( $\alpha_1 = \alpha_2$ ), то термическая сила в таком соединении будет незначительной или отсутствовать. Это связано с тем, что при одинаковых коэффициентах термического расширения материалов они будут деформироваться одинаково при изменении температуры, что не вызовет значительных напряжений или сил в соединении.

Однако следует отметить, что даже при одинаковых материалах и коэффициентах термического расширения может возникнуть небольшая термическая сила из-за различий в геометрии или ограничениях перемещения компонентов соединения. Это может быть связано с неполнотой симметрии соединения или наличием других факторов, которые могут влиять на деформацию компонентов.

При наступлении третьего варианта возможны разные способы уменьшения термической силы (случай 3), например, уменьшение разности температур сопряженных деталей охлаждением стягиваемой детали или увеличением температуры стягивающей детали. Другой способ – уменьшение разницы в значениях коэффициентов линейного расширения соответствующим подбором материалов сопряженных деталей.

При известных материалах соединяемых деталей термическую силу можно уменьшить введением между ними втулок  $l$  (рис. 3) из материалов с меньшим коэффициентом линейного расширения.



**Рис. 3. Уменьшение термических напряжений в стяжных соединениях:**

$l$  – шпильки;  $2$  – стягиваемые детали;  $3$  – втулки

Температурная деформация такого соединения

$$\Delta l_t = l_2 \alpha_2 \Delta t_2 + l_3 \alpha_3 \Delta t_3 - l_1 \alpha_1 \Delta t_1, \quad (8)$$

где  $\alpha_2, \alpha_3, \alpha_1$  – коэффициенты термического расширения соответственно стягиваемых деталей, втулки и шпильки;  $t_2, t_3, t_1$  и  $l_2, l_3, l_1$  – соответственно их температуры, °С, и длины, м.

Приравнивая к нулю выражение (8) при  $l_3 = l_1 - l_2$ , равенстве температур этих деталей получаем условие отсутствия температурной нагрузки

$$l_3 = \frac{l_2 \Delta t (\alpha_2 - \alpha_1)}{(\alpha_1 - \alpha_3)}. \quad (9)$$

Однако даже в случае равенства коэффициентов линейного расширения деталей соединения, в случае принудительного фланцевого соединения с пластичной прокладкой необходимо рассматривать третий вариант, так как коэффициент термического расширения полимерной прокладки  $\alpha_{\text{п}}$  больше, чем для фланцев и болта  $\alpha_{\text{б}}$ , охватывающих прокладку. При этом появляется дополнительная термическая нагрузка  $Q_t$  в том месте по длине болта, где расположена прокладка.

#### Экспериментальные исследования уплотнения с комбинированной прокладкой

Для компенсации термических нагрузок российскими учеными разработана конструкция соединения с комбинированной прокладкой, защищенная патентом на полезную модель РФ RU 154210 U1, которая представлена на рис. 4.

В данном фланцевом соединении уплотнение состоит из прокладки 2, в которую по внешнему диаметру вставлено кольцо 3. Материал кольца-вставки имеет коэффициент термического расширения ниже, чем материалы других деталей соединения, например, стекло.

В данном случае возникающая термическая нагрузка при равенстве температур определяется по выражению

$$Q_t = \frac{h \Delta t (\alpha_{\text{п}} - \alpha_{\text{б}})}{\lambda_{\text{п}} + \lambda_{\text{б}}}, \quad (10)$$

где  $h$  – высота части болта, равная высоте прокладки, индексы «п» и «б» относятся к прокладке и болту соответственно.

Чтобы  $Q_t = 0$ , необходимо равенство  $\alpha_{\text{п}} = \alpha_{\text{б}}$ , в этом случае

$$h(\alpha_{\text{п}} - \alpha_{\text{б}}) = 0 \text{ или } h \alpha_{\text{б}} = h \alpha_{\text{п}}.$$

Это возможно при использовании в прокладке кольца вставки высотой  $h_{\text{в}}$  с низким коэффициентом термического расширения. Тогда величина [6]

$$h = h_{\text{б}} = h_{\text{п}} + h_{\text{в}}. \quad (11)$$

Используя выражение (11), получим

$$(h_{\text{п}} + h_{\text{в}}) \alpha_{\text{б}} = h_{\text{п}} \alpha_{\text{п}} + h_{\text{в}} \alpha_{\text{в}},$$

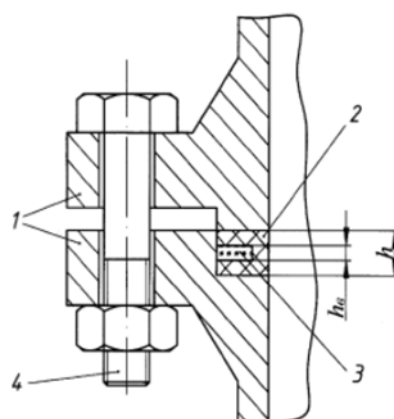
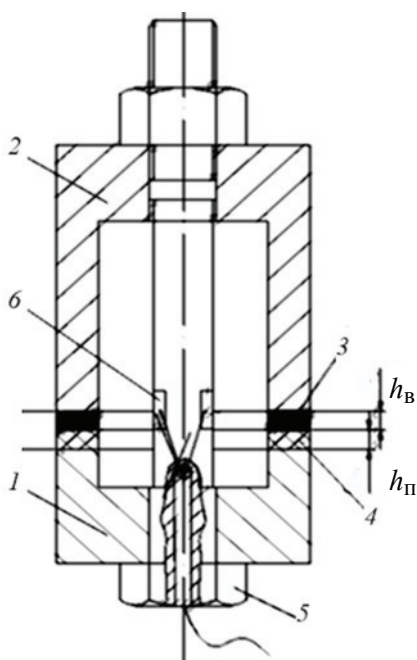


Рис. 4. Схема фланцевого соединения (патент РФ RU 154210 U1):

1 – фланцы; 2 – прокладка;  
3 – вставка; 4 – болт



**Рис. 5. Модель для исследования:**

- 1, 2 – нижний и верхний стаканы;
- 3 – кольцо (материал – стекло);
- 4 – кольцо (материал – фторопласт-4);
- 5 – болт; 6 – тензодатчик

Модель устанавливалась в термощкаф, где постепенно повышалась температура от 0 до 150 °С. С помощью трех тензодатчиков (под углом 120°) через приемник и усилитель сигнал передавался на компьютер, и с помощью специальной программы (ZetLab) получали и анализировали данные, строили зависимости увеличения нагрузки на болт с увеличением температуры.

Результаты экспериментов представлены на рис. 6.

Из результатов экспериментов следует:

1. В беспрокладочном соединении наблюдается рост термической силы, несмотря на примерно одинаковый материал деталей соединения, что, как сказано выше, возможно по указанным там же причинам.

2. Наличие прокладки из материала с термическим коэффициентом расширения, большим, чем его значение для остальных деталей соединения, определяет увеличение термической нагрузки на большую величину, чем в соединении без прокладки. В данном случае увеличение нагрузки составляет примерно 30 %, что более 10 %, при увеличении нагрузки на которые можно не учитывать в расчете согласно ГОСТ 4233.4–2017 [5].

3. Наличие компенсирующего кольца, выполненного из обычного стекла, снижает термическую нагрузку в соединении, почти полностью компенсируя ее. Расхождение составляет 7 – 8 % от значений нагрузки для беспрокладочного соединения, что находится в рамках ошибки эксперимента.

Из полученных результатов видно, что до 65 °С значения нагрузки несколько увеличены. На наш взгляд, это связано с выборкой неплотностей в соединении кольца и прокладки.

откуда

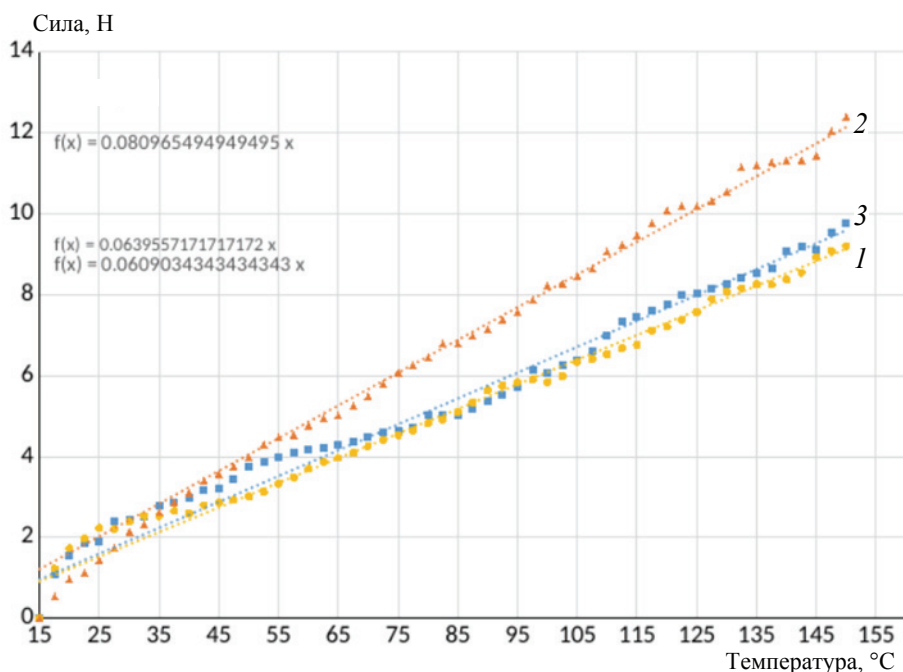
$$h_B = h_{\Pi} \frac{\alpha_{\Pi} - \alpha_{\delta}}{\alpha_{\delta} - \alpha_B}. \quad (12)$$

Определив таким образом высоту вставки в прокладку, можно утверждать, что дополнительная термическая нагрузка, вызванная разными значениями коэффициентов термического расширения его деталей, будет стремиться к нулю.

Проведены серии экспериментов по определению увеличения термической нагрузки на болты фланцевого беспрокладочного соединения, с прокладкой из винипласта толщиной  $2 \cdot 10^{-3}$  м и с комбинированной прокладкой с компенсирующим кольцом из простого стекла толщиной  $14 \cdot 10^{-3}$  м, которая определялась по выражению (12).

На рисунке 5 представлена экспериментальная физическая модель фланцевого соединения.

С помощью динамометрического ключа создавался момент силы затяжки  $M_3 = 30$  Нм. При этом осевая сила, возникающая в стержне болта,  $Q_3 = 4,4$  кН.



**Рис. 6. Рост термической силы от температуры при заданном усилии затяжки соединений:**

1 – беспрокладочное; 2, 3 – винипластовой и комбинированной прокладками соответственно

### Заключение

Таким образом, использование кольца, выполненного из обычного стекла с коэффициентом термического расширения ниже, чем у стальных деталей соединения, параллельно с прокладкой ведет к компенсации дополнительной нагрузки, возникающей от работы пластичной прокладки и в идеале должно полностью компенсировать увеличение термической нагрузки, вызванной термическим расширением пластичной прокладки.

Проанализировав результаты исследований, отмечено, что материал компенсационного кольца необходимо подбирать с более низким коэффициентом термического расширения, что приводит к уменьшению высоты прокладочного узла. Такие материалы существуют, однако стоимость их достаточно высока.

### Список литературы

1. Продан, В. Д. Герметичность разъемных соединений оборудования, эксплуатируемого под давлением рабочей среды : учеб. пособие / В. Д. Продан. – Тамбов : Изд-во ФГБОУ ВПО «ТГТУ», 2012. – 280 с.
2. Фалько, А. Л. Расчет и конструирование машин и аппаратов пищевых производств : конспект лекций / А. Л. Фалько, Д. В. Степанов. – Керчь : Изд-во ФГБОУ ВО КГМТУ, 2019. – 156 с.
3. Продан, В. Д. Герметичность оборудования : учеб. пособие / В. Д. Продан, Г. В. Божко. – М. : Университет машиностроения, 2014. – 109 с.
4. ГОСТ 34233.1–2017. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Общие требования. – Введ. 2018-08-01. – М. : Стандартинформ, 2019. – 30 с.

5. ГОСТ 34233.4–2017. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет на прочность и герметичность фланцевых соединений. – Введ. 2018-08-01. – М. : Стандартиформ, 2019. – 42 с.

6. Божко, Г. В. Разъемные герметичные соединения / Г. В. Божко // Вестник Тамб. гос. техн. ун-та. – 2010. – Т. 16, № 2. – С. 404 – 420.

---

## The Impact of Elevated Temperature on Operation of Flange Joint with Polymer Gasket

G. V. Bozhko<sup>1</sup>✉, M. S. Fokina<sup>2</sup>, A. S. Sokolov<sup>3</sup>, A. S. Baskakov<sup>1</sup>, I. V. Konovalov<sup>1</sup>

*Department of Processes and Apparatuses of Chemical Engineering (1),  
hitema@npp-htm.ru; Center for Project Activities (2);  
Faculty of Chemical Engineering and Biotechnology (3);  
Moscow Polytechnic University, Moscow, Russia*

**Keywords:** deformation; coefficient of thermal expansion; fasteners; load; gasket; temperature; flange joint.

**Abstract:** When flange joints operate at a temperature, additional thermal loads arise, which can lead to depressurization of the joint. The impact of temperature on the operation of the joint and the possibility of compensating for temperature loads are analyzed. It is proposed to use seal designs with a compensation ring, the coefficient of thermal expansion of which is lower than that of other parts of the joint. Theoretical and experimental studies with a vinyl plastic gasket are conducted. A physical model of a flange joint and a research setup are created to conduct experiments. The results and conclusions on the work are presented, which confirm the correctness of the assumptions on the operation of the new seal design.

### References

1. Prodan V.D. *Герметичност' raz'yemnykh soedineniy oborudovaniya, ekspluatiruyemogo pod davleniyem rabochey sredy: ucheb. posobiye* [Tightness of detachable joints of equipment operated under pressure of the working environment: textbook], Tambov: Izdatel'stvo TGTU, 2012, 280 p. (In Russ.)

2. Fal'ko A.L., Stepanov D.V. *Raschet i konstruirovaniye mashin i apparatov pishchevykh proizvodstv: konspekt lektsiy* [Calculation and design of machines and equipment for food production: lecture notes], Kerch': Izdatel'stvo KGMTU, 2019, 156 p. (In Russ.)

3. Prodan V.D., Bozhko G.V. *Герметичност' oborudovaniya: ucheb. posobiye* [Tightness of equipment: textbook], Moscow: Universitet mashinostroyeniya, 2014, 109 p. (In Russ.)

4. GOST 34233.1-2017. *Sosudy i apparaty. Normy i metody rascheta na prochnost'. Obshchiye trebovaniya* [Vessels and apparatuses. Strength calculation standards and methods. General requirements], Moscow: Standartinform, 2019, 30 p. (In Russ.)

5. GOST 34233.4-2017. *Sosudy i apparaty. Normy i metody rascheta na prochnost'. Raschet na prochnost' i germetichnost' flantsevykh soedineniy* [Vessels and apparatuses. Strength calculation standards and methods. Strength and tightness calculation of flange joints], Moscow: Standartinform, 2019, 42 p. (In Russ.)

6. Bozhko G.V. [Detachable tight joints], *Transactions of the Tambov State Technical University*, 2010, vol. 16, no. 2, pp. 404-420. (In Russ., abstract in Eng.)

## Auswirkung von erhöhter Temperatur auf die Leistung der Flanschverbindung mit Polymerdichtung

**Zusammenfassung:** Beim Betrieb von Flanschverbindungen unter Temperatur treten zusätzliche thermische Belastungen auf, die zu einem Druckabfall in der Verbindung führen können. Der Einfluss der Temperatur auf den Betrieb der Verbindung und die Möglichkeit der Kompensation der thermischen Belastungen ist analysiert. Es ist vorgeschlagen, Dichtungskonstruktionen mit einem Ausgleichsring zu verwenden, dessen Wärmeausdehnungskoeffizient niedriger als der Koeffizient anderer Teile der Verbindung ist. Es sind theoretische und experimentelle Studien mit einer Vinyl-Kunststoffdichtung durchgeführt. Für die Experimente sind ein physikalisches Modell der Flanschverbindung und ein Forschungsaufbau erstellt. Die Ergebnisse und Schlussfolgerungen der Arbeit sind vorgestellt, sie bestätigen die Richtigkeit der Annahmen über die Funktionsweise der neuen Dichtungskonstruktion.

---

## Influence de la température élevée sur le fonctionnement de la connexion à bride avec un joint en polymère

**Résumé:** Lors du fonctionnement des raccords à bride, des charges thermiques supplémentaires peuvent se produire à la température, ce qui peut entraîner une étanchéité de la connexion. Sont analysés l'effet de la température sur le fonctionnement de la connexion et la possibilité de compenser les charges de température. Est proposé d'utiliser des joints à bague compensatrice dont le coefficient de dilatation thermique est inférieur à celui des autres pièces de raccordement. Sont menées des études théoriques et expérimentales avec un joint en vinyle. Pour mener des expériences, un modèle physique de connexion à bride et une installation d'étude sont créés. Sont présentés les résultats et les conclusions du travail, ce qui confirme la validité des hypothèses sur le fonctionnement de la nouvelle conception du joint.

---

**Авторы:** *Божко Григорий Вячеславович* – доктор технических наук, профессор кафедры «Процессы и аппараты химической технологии»; *Фокина Мария Сергеевна* – кандидат технических наук, доцент Центра проектной деятельности; *Соколов Андрей Сергеевич* – кандидат технических наук, доцент, декан факультета химической технологии и биотехнологии; *Баскаков Антон Павлович* – ведущий инженер кафедры «Процессы и аппараты химической технологии»; *Коновалов Иван Владимирович* – аспирант кафедры «Процессы и аппараты химической технологии», ФГАОУ ВО «Московский политехнический университет», Москва, Россия.