
НАДЕЖНОСТЬ, ПРОЧНОСТЬ, ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ

УДК: 621.221

РАЗРАБОТКА МЕТОДОВ ОПТИМИЗАЦИИ И МАШИННОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ СОЕДИНИТЕЛЬНЫХ УЗЛОВ НЕФТЕПРОМЫСЛОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ

© 2023 г. М. С. Рагимова^{1,*}

¹*Азербайджанский государственный университет нефти и промышленности,
Баку, Азербайджан*

**e-mail: rahimova_mahluqa@mail.ru*

Поступила в редакцию 14.10.2022 г.

После доработки 11.04.2023 г.

Принята к публикации 20.04.2023 г.

Экспериментальным способом определено, что для обеспечения полной герметизации величина контактного давления на герметизирующей поверхности должна быть в три раза больше, чем внутреннее давление. Герметичность фланцевых соединений обеспечивается созданием необходимого давления на уплотняющих поверхностях фланцев. Причем требуемое удельное давление создается в уплотнителях путем затяжки болтов, скрепляющих фланцы. На величину утечки влияют шероховатость поверхности и точность изготовления элементов уплотнения.

Ключевые слова: прокладка, контактное давление, нефтепромысловое оборудование, герметичность, фланцевые соединения

DOI: 10.31857/S0235711923040120, EDN: XWMHRQ

Элементом уплотнения фланцевых соединений высокого давления нефтяного оборудования является прокладка, которая изготавливается из стали. Прокладка садится на канавку, находящуюся на торцевой части фланца, в виде кольца и под высоким давлением создает герметичность.

Материалы и методы. Как известно, фланцевые соединения являются прочноплотными разъемными соединениями сосудов арматуры, соединительных частей трубопроводов и т.д. Несмотря на стандартизацию фланцев, окончательный выбор фланцев и расчет его отдельных элементов остается за конструктором. Конструирование фланцев, особенно фланцев, не предусмотренных стандартами, обычно сводится к назначению их прочностных размеров без подробного расчета, во многом основываясь на теории подобия. Однако важной особенностью всех фланцевых соединений является обеспечение не только прочного, но и плотного, т.е. герметичного соединения.

Результаты. Герметичность фланцевых соединений обеспечивается созданием необходимого давления на уплотняющих поверхностях фланцев. Причем требуемое удельное давление создается в уплотнителях путем затяжки болтов, скрепляющих фланцы. На величину утечки влияют шероховатость поверхности и точность изготовления элементов уплотнения. Однако повышение точности изготовления и уменьшение шероховатости механической обработки приводит к удорожанию производства. Поэтому для обеспечения герметичности уплотнение следует механически деформи-

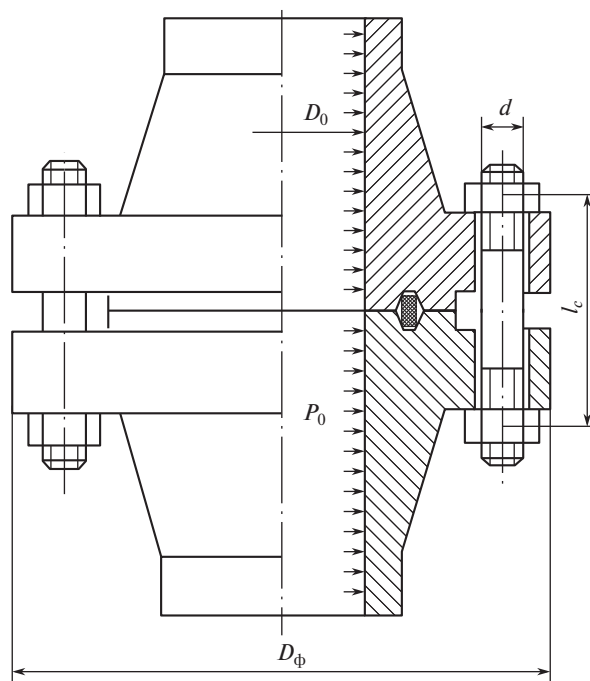


Рис. 1. Уплотнитель фланцевого соединения высокого давления: P_0 – внутреннее давление; D_0 – внутренний диаметр фланца; D_ϕ – внешний диаметр фланца; l_c – длина болта.

ровать, чтобы обеспечить прилегание к уплотнительным поверхностям, заполнение всех неровностей и дефектов поверхностей.

Уплотнитель фланцевого соединения высокого давления (рис. 1) состоит из металлического кольца (прокладки), которое под действием внутреннего давления прижимается к стенке канавки под кольцо, обеспечивая герметичность. Такие фланцевые соединения широко используются в нефтепромысловом оборудовании.

При отсутствии внутреннего давления, осевое усилие, возникающее при затяжке болтов, в обыкновенных фланцевых соединениях принимает прокладку. При этом с увеличением ширины прокладки исключается возможность смятия ее контактной поверхности, т.е. чем больше ширина прокладки, тем больше вторая составляющая усилия, действующая на болт. Таким образом, увеличение ширины прокладки приводит к необходимости увеличивать размеры болтов, что в свою очередь будет увеличивать ширину прокладки и т.д. Тогда при высоких давлениях необходимо применять широкие прокладки, болты с большими диаметрами и массивные фланцы, что в конечном итоге снижает эффективность конструкции [1, 5].

В процессе эксплуатации на болты фланцевых соединений действует сумма двух усилий: 1) гидростатическое усилие, рассчитанное по наружному диаметру прокладки и действующее на тарелку фланца; 2) осевая составляющая усилия, возникающая под действием обеспечивающего герметичность соединения контактного давления, на поверхность стыка прокладки с фланцем.

Поэтому во фланцевых соединениях высокого давления используют металлические восьмигранные прокладки, герметизирующее усилие которых, примерно составляет

6–8% от усилия затяжки болтов. Причем размеры прокладки в этих случаях, не будут зависеть от силы затяжки болтов [2, 3, 6].

Для обеспечения герметичности во фланцевых соединениях с металлической прокладкой, приведенное на ось фланца перемещение рабочей поверхности прокладки должно равняться сумме деформации болта и флейца от изгиба и поворота. В этом случае, выполняется условие совместности и на контактной поверхности всегда будет давление. Чтобы это давление равнялось $3P_0$, прокладка должна возвращаться в исходное положение. Толщина фланца выбирается таким образом, чтобы в этом случае внутреннее давление приняло максимальное значение. Условие герметичности математически выразилось следующей зависимостью:

$$\Delta_{\delta} + \Delta_{\Phi} \leq \Delta - \Delta',$$

где Δ_{δ} – осевая деформация болта только от внутреннего давления, $\Delta_{\delta} = \frac{P_0 d_{02}^2 l_c}{2E_{\delta} z d^2}$; l_c – расчетная длина болта, $l_c = 2h + 2h_H + d$; осевое перемещение от внутреннего давления сечения фланца, где расположена канавка; Δ' – герметичность.

Рассмотрим упрощенную схему фланцевого соединения. Обечайку заменяем цилиндром, толщина которого $\delta_{cp} = 0.5(\delta_0 + \delta_1)$, а средний радиус $r_{cp} = 0.5(\delta_{cp} + d_0)$. Фланец рассматривается, как жесткое в радиальном и осевом направлении кольцо. В этом случае возникающий изгибающий момент в месте соединения фланца с обечайкой может определяться из условия равенства углов поворота. Угол поворота цилиндра от момента M_1 внутреннего давления P_0 вычисляется по формуле

$$\varphi_c = 4.25 \frac{M_1 \sqrt{z_{cp} \delta_{cp}}}{E_{\Phi} \delta_{cp}} + 1.03 \frac{P_0 z_{cp}^2}{E_{\Phi} \delta_{cp} \sqrt{z_{cp} \delta_{cp}}}. \quad (1)$$

Угол поворотов фланца (кольцо)

$$\varphi = \frac{Fl}{2\pi \frac{E_{\Phi} h^3}{12} \ln \frac{D_{cp}}{D_0}} - \frac{M_1 r_{cp}}{\frac{E_{\Phi} h^3}{12} \ln \frac{D_{cp}}{D_0}}, \quad (2)$$

где $l = 0.5D_{cp} - r_{cp}$.

Приравнивая (1) к (2) и решая полученное уравнение относительно M_1 получим

$$M_1 = \eta \frac{Fl}{2\pi r_{cp}}.$$

Численный анализ показывает, что для реальных конструкций можно принимать $k = (0.5-1.5)$. Учитывая деформацию изгиба фланца $k = (0.6-1.8)$.

Для установления достоверности найденных параметров проверяется условие герметичности $\Delta_{\delta} + \Delta_{\Phi} \leq \Delta - \Delta'$ [4].

Выводы. Отмечено, что для обеспечения полной герметизации, величина контактного давления на герметизирующей поверхности должна быть в три раза больше, чем внутреннее давление.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Рагимова М.С.* Вопросы обеспечения плотности и герметичности фланцевых соединений // Автоматизация, телемеханизация и связь в нефтяной промышленности. 2020. № 11 (568). С. 43.
2. *Мордвинов А.А., Захаров А.А., Миклина О.А., Полубоярцев Е.Л.* Устьеовое оборудование фонтанных и нагнетательных скважин: Методические указания. Ухта: УГТУ, 2004. 31 с.
3. *Kondakov L.A. et al.* Sealing and sealing equipment: Handbook. М.: Machine building, 1994. 445 p.
4. *Даффин Р., Питерсон Э., Денер В.* Геометрическое программирование. М.: Мир, 1972. 311 с.
5. *Хазов Б.Ф., Дидусев Б.А.* Справочник по расчету надежности машин на стадии проектирования. Москва: "Машиностроение", 1986. 224 с.
6. *Реклейтис Г., Рейвиндран А., Регдель К.* Оптимизация в технике. В 2-х кн. Кн. 2 / Пер. с англ. М.: Мир, 1986. 320 с.