



УДК 621.646.622

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРОЧНОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ ФОНТАННОЙ АРМАТУРЫ

STRENGTH DETERMINATION OF ELEMENTS FOUNTAIN FITTINGS

Рагимова М.С.

Азербайджанский государственный университет
нефти и промышленности
rahimova_mahluqa@mail.ru

Намазова Г.И.

Азербайджанский государственный университет
нефти и промышленности

Сулейманов Ш.М.

Научно-исследовательский институт
«Геотехнологические проблемы нефти, газа и химия»

Аннотация. В статье рассматриваются вопросы расчета фланцевых соединений нефтепромысловых оборудований. Установлено, что при высоких давлениях ($p_0 \geq 70$ МПа) для уравнивания прокладки на ее корпусе параллельно оси прокладки рассверливается отверстие диаметром 1,5 ... 2 мм. Отмечено, что для обеспечения полной герметизации величина контактного давления на герметизирующей поверхности должна быть в три раза больше, чем внутреннее давление.

Ключевые слова: прокладка, контактное давление, нефтепромысловое оборудование, герметичность.

Rahimova M.S.

Azerbaijan State Oil and Industry University
rahimova_mahluqa@mail.ru

Namazova G.I.

Azerbaijan State Oil and Industry University

Suleymanov Sh.M.

Research institute «Geotechnological
Problems Of Oil, Gas and Chemistry»

Annotation. The article deals with the calculation of flange connections of oilfield equipment ($p_0 \geq 70$ MPa).

It has been established that at high pressures, to balance the gasket 1,5 ... 2 mm on its body, a hole with a diameter is drilled parallel to the axis of the gasket.

It is noted that to ensure complete sealing, the value of the contact pressure on the sealing surface must be three times greater than the internal pressure.

Keywords: gasket, contact pressure, oilfield equipment, tightness.

Введение. Практически арматура линейной части срабатывает редко (несколько раз в год). На перекачивающих распределительных станциях арматура предназначена для оперативных переключений, обеспечивающих основные технологические процессы, а также отключений отдельных участков при ремонте. Эта арматура за свой срок службы, который практически ниже срока службы арматуры линейной части, срабатывает большее число раз.

Кроме того, широко применяют технологические и энергетические трубопроводы. На таких трубопроводах арматура эксплуатируется весьма интенсивно: в некоторых технологических процессах цикл открытие- закрытие совершается несколько раз в минуту. В некоторых процессах арматура подвергается значительным вибрациям, действию высоких и низких температур.

Материалы и методы. Как известно, фланцевые соединения являются прочно-плотными разъёмными соединениями сосудов арматуры, соединительных частей трубопроводов и т.д. Несмотря на стандартизацию фланцев, окончательных выбор фланцев и расчет отдельных элементов элементов его 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, важным особенностью всех фланцевых соединений является обеспечение не только прочного, но плотного, то есть герметичного, соединения. 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 деформировать, чтобы обеспечить прилегание к уплотнительным поверхностям заполнение всех неровностей и дефектов поверхностей [1].

Уплотнитель фланцевого соединения высокого давления 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.



Результаты. Экспериментально установлено, что требуемая степень герметичности стыков при использовании различных материалов и форм прокладок достигается созданием некоторого минимального значения среднего напряжения сжатия в прокладке. Условие герметичности в этих случаях будет определяться [1]:

$$q_0 > q_{0\min},$$

где $q_{0\min}$ – минимальное контактное давление, зависящее от материала, размеров и качества поверхности прокладок, формы и качества рабочей поверхности фланцев и т.д.; q_0 – контактное давление на прокладку в условиях эксплуатации.

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, возникающего под действием обеспечивающего герметичность соединения контактного давления, на поверхность стыка прокладки с фланцем.

При отсутствии внутреннего давления осевое усилие, возникающее при затяжке болтов, в обыкновенных фланцевых соединениях принимает прокладка. При этом с увеличением ширины прокладки исключается возможность смятия ее контактной поверхности, то есть, 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.

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.

Подтверждения. Экспериментальным способом определено, что для обеспечения полной герметизации величина контактного давления на герметизирующей поверхности должна быть в три раза больше, чем внутреннее давление. Для выполнения этого условия только за счет внутреннего давления (самоуплотнение) высота герметизирующей поверхности прокладки конструктивно принимается 1/6 от ее общей высоты.

Угол скоса рабочих поверхностей прокладки относительно ее оси принимается $\alpha = 25^\circ \pm 15'$, а шероховатость поверхности не более 0,8 мкм. При уменьшении величины α расходы на изготовление увеличиваются, а при увеличении α уменьшает эффект самоуплотнения.

При высоких давлениях ($p_0 \geq 70$ МПа) для уравнивания прокладки на ее корпусе параллельно оси прокладки рассверливается отверстие диаметром 1,5 ... 2*ii*.

Известно, что под действием внутреннего давления все элементы сосуда (прокладка, болты, фланцы) деформируются. Для выполнения герметичности при максимальном значении внутреннего давления или для создания необходимого контактного давления на рабочей поверхности прокладки, которое в три раза больше внутреннего давления, приведенная осевая или радиальная деформация рабочей поверхности прокладки и фланца должны быть равны.

В связи с вышеизложенным расчет фланцевого соединения высокого давления рекомендуется выполнять в следующей последовательности.

Высота прокладки h_a конструктивно принимается в зависимости от диаметра проходного отверстия D_0 .

Глубина канавки под прокладку h_n и расстояние канавки от стенки проходного отверстия l_n определяются по формулам:

$$h_n = 0,6h_a; l_n = 0,45h_a.$$

Толщина прокладки определяется следующим образом. Прокладка раскрывающаяся по окружности, рассматривается как балка на двух опорах. По ее высоте действует внутреннее давление p_0 . От этой нагрузки сечение прокладки испытывает деформацию изгиба и среза. Распределенный по длине изгибающий момент (3) определяется по формуле:

$$M = \frac{p_0 h_a^2}{2} \left(\frac{h_a}{4} - \frac{h_a}{12} \right) = \frac{p_0 h_a^3}{12}.$$

Момент сопротивления единичной длины:

$$W = \frac{\delta_a^3}{6}.$$



Условие прочности при изгибе запишется в виде:

$$\sigma_F = \frac{M}{W} = \frac{p_0 h_a^3}{12} \cdot \frac{6}{\delta_a^3} = \frac{p_0 h_a^3}{2\delta_a^3}.$$

Отсюда

$$\delta_a = h_a \sqrt[3]{\frac{p_0}{2[\sigma]_F}}.$$

Прокладка одновременно испытывает также деформацию среза. При этом условие прочности прокладки на срез запишется в виде:

$$\tau_{ср.} = \frac{\frac{3}{2} h_a p_0}{2\delta_a} = \frac{p_0 h_a}{3\delta_a} \leq [\tau]_{ср.}.$$

Отсюда

$$\delta_a = \frac{p_0 h_a}{3[\tau]_{ср.}}.$$

Окончательное значение толщины прокладки принимается максимальное значение подсчитанное из условия прочность на изгиб и срез.

Выводы:

1. При высоких давлениях ($p_0 \geq 70$ МПа) для уравнивания прокладки на ее корпусе параллельно оси прокладки рассверливается отверстие диаметром $1,5 \dots 2i$.
2. Для обеспечения полной герметизации величина контактного давления на герметизирующей поверхности должна быть в три раза больше, чем внутреннее давление.

Литература:

1. Kərimov Z.H. Maşın hissələri və yükqaldırıcı-nəqlədicə maşınlar. – Bakı : «Maarif», 1985. – 414 p.
2. Биргер И.А., Иоселевич Г.Б. Резьбовые и фланцевые соединения. – М. : Машиностроение, 1990. – 368 p.
3. Расчет по прочност деталей машин / И.А. Биргер [и др.]. – М. : Машиностроение, 1966.

References:

1. Kərimov Z.H. Maşın hissələri və yükqaldırıcı-nəqlədicə maşınlar. – Bakı : «Maarif», 1985. – 414 p.
2. Birger I.A., Ioselevich G.B. Threaded and flange connections. – M. : Mashinostroenie, 1990. – 368 p.
3. Calculation of the strength of machine parts / I.A. Birger [et al.]. – M. : Mashinostroenie, 1966.