

Ю. М. Морозов, В. А. Борисов

ИССЛЕДОВАНИЕ САМОУПЛОТНЯЮЩИХСЯ ФЛАНЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Повышение надежности герметичных фланцевых соединений и уменьшение их металлоемкости могут быть достигнуты в новом типе соединений с радиально-осевым самоуплотнением [1]. В таких соединениях (рис. 1) начальная затяжка крепежных элементов вызывает угловую деформацию фланцев, что приводит к выбору монтажного зазора между фланцами и обтюратором и созданию начального усилия уплотнения. После подачи газа или жидкости под давлением усилие в крепежных элементах возрастает, что приводит к дополнительному повороту сечений фланца на некоторый угол. Кроме того, обтюратор деформируется в радиальном направлении за счет наличия некомпенсированной давлением боковой поверхности. Эффект самоуплотнения определяется совместным действием этих двух факторов.

В расчетном анализе при этом оказалось, что усилие затяжки распределено равномерно по окружности центров отверстий под шпильки, а давление среды ограничено линией контакта точек фланца с боковой поверхностью обтюратора. Из внешних нагрузок, действующих на фланцевое соединение, учитывались только усилие затяжки и давление среды.

Величина усилия на уплотняющих поверхностях, определяющая герметичность, зависит от относительного радиального перемещения кольца фланца и обтюратора. Условием нор-

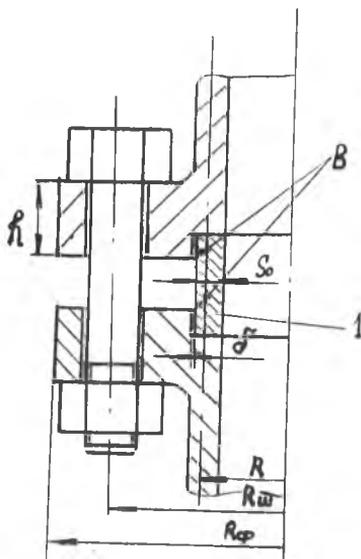


Рис. 1. Фланцевое соединение с радиально-осевым самоуплотнением: 1—обтюратор

мальной работы соединения является сохранение контакта фланца и обтюлятора, которое может быть записано в виде

$$U_{фв} = \delta + U_{ов}, \quad (1)$$

где $U_{фв}$ и $U_{ов}$ — радиальные перемещения точек B (рис. 1), принадлежащих, соответственно, фланцу и обтюлятору; δ — начальный радиальный зазор между фланцем и обтюратором.

Составляющие уравнения (1) находились из рассмотрения работы элементов соединения под действием указанных нагрузок. При этом предполагалось, что деформации не выйдут за пределы упругости.

Фланец рассчитывался как кольцо, жестко связанное с тонкостенной цилиндрической оболочкой, деформацию которого под действием главных силовых факторов M и N можно представить как поворот его сечений относительно центра, лежащего на оси соединения. Значения M и N находились из условия равновесия половины кольца фланца [2].

Радиальное перемещение обтюлятора $U_{ов}$ определялось как сумма перемещений срединной поверхности обтюлятора (U_o) и его наружной поверхности относительно срединной ($U_{ок}$). Первую составляющую определяли, решая задачу изгиба короткой цилиндрической оболочки методом начальных параметров при трех возможных вариантах граничных условий на ее концах, соответствующих различным видам сопряжения торцев обтюлятора с кольцами фланцев — скользящему, шарнирному или жесткой заделке.

В результате решения уравнения (1) получена зависимость

$$Q_{ш} = \frac{1}{k_n} (2\pi R q - k_c p) + Q_{шз},$$

где $Q_{ш}$ — усилие затяжки шпилек (болтов); $Q_{шз}$ — усилие, необходимое для выбора зазора δ ; R — расчетный радиус соединения, принимается равным среднему радиусу втулки фланца; q — погонное контактное давление в зоне уплотнения (точка B); p — давление уплотняемой среды.

Коэффициенты k_n и k_c характеризуют особенности трансформации осевого усилия шпилек и усилия, возникающего от действия давления среды, в радиальное усилие на уплотняющих поверхностях (q). Значения их

$$k_n = \frac{R}{\lambda R_{ш}};$$

$$k_c = \frac{R}{R_{ш}} \left[\frac{\pi R^2}{\lambda} - 2 \frac{W}{\lambda} \pi R_{ш} h \right],$$

где $R_{ш}$ — радиус окружности шпилек; h — высота кольца фланца; χ , ψ — параметры, зависящие от геометрических размеров соединения, модуля упругости материала и характера сопряжения торцев обтюратора с кольцами фланцев; β — коэффициент, зависящий от соотношения податливостей элементов соединения и аналогичный коэффициенту основной нагрузки обычного резьбового соединения [3].

С увеличением k_n и k_c при прочих равных условиях растет величина уплотняющего усилия q . Однако пределы возможного изменения k_n существенно меньше, чем k_c . Возможны два режима работы соединения. На первом режиме не происходит раскрытия стыка фланцев с торцами обтюратора. При этом, как и в обычном фланцевом соединении с металлической прокладкой, $\beta \leq 0,1$.

При работе на втором режиме происходит раскрытие торцевого стыка и $\beta = 1$. В последнем случае коэффициент k_c существенно выше, чем в первом. Хотя в этом случае осевое усилие от действия давления среды полностью передается на шпильки, возникает значительное уплотнительное усилие, которое растет пропорционально давлению среды. Вследствие возникновения такого самоуплотнения работоспособность соединения ограничивается не герметичностью, а только прочностью его элементов.

На величину k_n и k_c существенное влияние оказывает толщина стенки обтюратора s_0 (рис. 2), которая входит в выражения, определяющие χ , ψ и β .

Другим важным параметром является начальный зазор δ , уменьшение которого приводит к снижению усилия $Q_{шз}$ и повышению эффективности соединения.

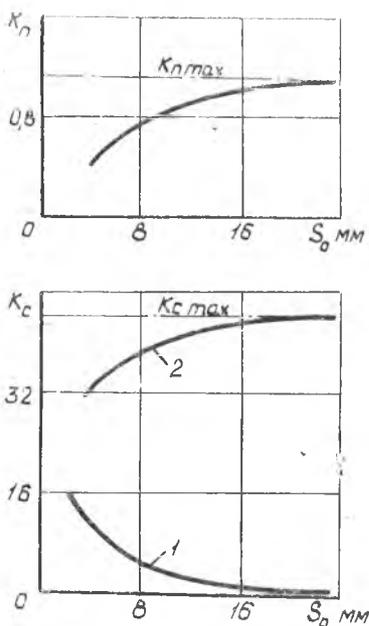


Рис. 2. Зависимость коэффициентов k_n и k_c от толщины обтюратора для опытного фланцевого соединения $D_y = 80$ мм: 1 — до раскрытия стыка фланцев с торцами обтюратора; 2 — после раскрытия

Экспериментальная проверка результатов теоретического анализа механизма работы соединения проводилась на опытном фланцевом соединении $D_y = 80$ мм при нагружении внутренним давлением воздуха до 300 кгс/см². Начальный зазор $\delta = 0,05$ мм. Во всем диапазоне давлений величина удельной утечки не превышала 10^{-2} см³/с·см (что определялось чувствительностью используемого пузырькового метода контроля).

В ходе экспериментов замерялись величины относительной деформации элементов соединения, радиальные и осевые перемещения кольца фланца и обтюлятора. Опыты проводились при различных значениях усилия предварительной затяжки и нескольких значениях толщины стенки обтюлятора s_0 . Осевое усилие на фланцах создавалось как обычными крепежными элементами — шпильками, так и с помощью гидравлического пресса, что позволило оценить влияние жесткости крепежных элементов. Эксперименты проводились на специальной установке [4].

Проведенными экспериментами было установлено:

1. Величина и характер распределения замеренных напряжений в стенке обтюлятора соответствуют расчетным. Наиболее напряженным сечением, лимитирующим прочность обтюлятора в рабочих условиях, является сечение, совпадающее с плоскостью его поперечной симметрии.

2. Эффективность соединений с радиально-осевым самоуплотнением определяется соотношением угловой и радиальной жесткости фланцев и величиной начального технологического зазора δ между кольцом фланца и боковой поверхностью обтюлятора.

3. Снижение угловой жесткости фланцев, как и уменьшение δ , приводят к увеличению эффективности работы соединения. Последнее открывает возможности для снижения металлоемкости фланцев, учитывая, что в существующих прочноплотных фланцевых соединениях размеры фланцев определяются не прочностью, а их жесткостью, назначаемой из условия допустимой угловой деформации фланцев.

В исследовании не учитывалось действие возможных динамических нагрузок и переменных температур, которые могут оказать влияние на работоспособность соединения. В общем случае действие этих факторов приводит к появлению остаточных деформаций в элементах соединения и к падению контактного давления в уплотнении. Для рассматриваемого соединения имеется возможность учета действия этих факто-

ров и снижения их влияния путем соответствующего выбора геометрических параметров и материалов элементов соединения.

Проведенные исследования механизма работы соединения позволили разработать методику расчета, обосновать выбор основных геометрических размеров его элементов, выявить достоинства и недостатки конструкции.

Основными преимуществами соединений с радиально-осевым самоуплотнением по сравнению с существующими конструкциями являются:

повышенная надежность по герметичности за счет большей степени самоуплотнения и возможности использования двух зон контакта;

допускаемая величина угловой деформации кольца фланца определяется только условиями его прочности, что позволяет конструировать облегченные фланцы.

Однако им присущи и некоторые недостатки:

требуется повышенная точность изготовления для обеспечения минимально возможной по технологическим соображениям величины начального радиального зазора δ ;

перекос опорных поверхностей фланцев приводит к возникновению изгибных напряжений в шпильках. Расчеты показывают, что при максимально допустимых значениях напряжений в сечении стыка втулки с фланцем угол поворота фланца не превышает $3/4^\circ$, что вполне допустимо [3].

Л и т е р а т у р а

1. Чехов О. С., Продан В. Д. Фланцевое соединение. А. с. СССР № 494940 от 07.03.1972 г.
2. Тимошенко С. П. Сопротивление материалов. М., «Наука», 1965, Т. 2, 480 с.
3. Биргер И. А. Расчет резьбовых соединений, М., Оборонгиз, 1959, 256 с.
4. Морозов Ю. М., Продан В. Д. Стенд для испытаний фланцевых соединений. — Химическое и нефтяное машиностроение, 1976, № 6, с. 43—44.