|  |  |
| --- | --- |
|  | **УТВЕРЖДАЮ**  Генеральный директор  ООО «ИНОТЭК»  \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_ Р.Т. Фахретдинов  « \_\_\_ » \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_2025 г. |

# РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ И ГЕРМЕТИЧНОСТЬ ПРИВАРНОГО ВСТЫК ФЛАНЦЕВОГО СОЕДИНЕНИЯ С КОНИЧЕСКОЙ ВТУЛКОЙ DN1200 PN160 DN1200/1200-PN160.000

Уфа 2025 г.

# СОДЕРЖАНИЕ

Настоящий расчет распространяется на фланцевые соединения разрезных тройников, привариваемых под давлением на трубопроводы с рабочим давлением до 16.0 МПа включительно с номинальным диаметром от DN500 до DN1200, транспортирующие углеводороды (природный газ), жидкие углеводороды (нефть и нефтепродукты), стабильный и нестабильный конденсат, широкие фракции углеводородов.

## 1. Исходные данные

Расчет производится согласно ГОСТ Р 52874.4-2007 "Нормы и методы расчета на прочность" [1]. Геометрические размеры фланца для первой итерации расчета согласно [5]. Для последней итерации – приведены ниже:

Тип фланца: 11 - приварной встык;

Наружный диаметр тарелки фланца: 1840.0 мм;

Наружный диаметр в месте приварки: 1437.0 мм;

Наружный диаметр в месте присоединения тарелки: 1532.0 мм;

Радиус скругления между конической втулкой и тарелкой: 25.0 мм;

Толщина тарелки фланца: 238.0 мм;

Полная высота фланца: 545.0 мм.

Фланцевое соединение с приварным встык фланцем Ду 1200 с уплотнительной поверхностью типа J [5], устанавливаемый на ответвление разрезного тройника с внутренним диаметром 1195.0 мм, давление среды 16.0 МПа. Количество шпилек фланца – 32 шт. с гайкой М80, расположенных на окружности диаметром *D*б = 1695.0 мм. Расчетная температура в зоне фланцевого соединения – 25.0˚С. Марка стали фланца – 09Г2С, механические свойства при расчетной температуре: σВ мин = 459.286 МПа; σТ мин = 298.571 МПа. Марка стали шпилек и гаек – 40Х, механические свойства при расчетной температуре: σВ мин = 977.222 МПа; σТ мин = 777.778 МПа.

Внешняя осевая сила и изгибающий момент отсутствуют.

Прокладка стальная восьмиугольного сечения типа 1 ГОСТ 28759.8-2022, материал – Сталь по табл. 2 ГОСТ 28759.8-2022, наружный диаметр Dнп = 1400.0 мм, внутренний диаметр dнп = 1300.0 мм, толщина 58.0 мм, высота сечения по наружному диаметру – 20.0 мм [2].

Толщина втулки фланца в месте приварки:

(1)

где:

*D*n = 1437.0 – наружный диаметр втулки фланца в месте приварки, мм;

*D*вн = 1195.0 – внутренний диаметр фланца, мм.

Толщина втулки фланца в месте присоединения тарелки:

(2)

где:

*D*m = 1532.0 – наружный диаметр втулки фланца в месте присоединения тарелки, мм;

Расчет применим к фланцам, удовлетворяющим следующим условиям:

(3)

(4)

(5)

Условия выполняются.

## 2. Усилие, необходимое для смятия прокладки и обеспечения герметичности соединения

Ширина прокладки определяется исходя из ее наружного и внутреннего диаметра:

(6)

Эффективная ширина прокладки овального или восьмиугольного сечения:

(7)

Расчетный диаметр прокладки овального или восьмиугольного сечения равен ее среднему диаметру:

(8)

Усилие, необходимое для смятия прокладки при затяжке:

(9)

где:

*q*обж = 125.0 – удельное давление обжатия прокладки, МПа (принимается согласно [1], приложение И).

Усилие на прокладке, необходимое для обеспечения герметичности фланцевого соединения в рабочих условиях:

(10)

где:

*m* = 5.5 – прокладочный коэффициент (принимается согласно [1], приложение И);

*P* – расчетное давление, МПа.

## 3. Усилие в шпильках фланцевого соединения при затяжке и в рабочих условиях

Суммарная площадь поперечного сечения шпилек по внутреннему диаметру резьбы:

(11)

где:

*n* – количество шпилек фланца, шт.;

*f*ш = 4071 – площадь поперечного сечения шпильки, мм² (принимается для одной шпильки типа 2 под гайку с резьбой М80 согласно [1], таблица Д.1).

Равнодействующая нагрузка от давления:

(12)

Приведенная нагрузка, вызванная воздействием внешней силы и изгибающего момента равна нулю, так как внешняя сила и изгибающий момент отсутствуют:

(13)

где:

*F* – внешняя осевая сила, кН;

*M* – внешний изгибающий момент, кН\*м.

Нагрузка, вызванная стесненностью температурных деформаций в соединении с приварным встык или плоским фланцем:

(14)

где:

*γ* – коэффициент жесткости фланцевого соединения, Н/мм;

*α*ф – температурный коэффициент линейного расширения материала фланца, 1/˚С ([1], таблица Ж.2);

*h* – толщина тарелки фланца, мм;

*t*ф – рабочая температура фланцев, ˚С;

*α*ш – температурный коэффициент линейного расширения материала шпильки, 1/˚С ([1], таблица Ж.2);

*t*ш – рабочая температура шпильки, ˚С;

Коэффициент жесткости фланцевого соединения для приварных встык и плоских фланцев согласно [1], приложение Е, определяется по формуле:

(15)

где:

*y*п, ш – податливость прокладки, шпильки, мм/Н ([1], приложение К);

*y*ф – угловая податливость фланца при затяжке, 1/(Н\*мм) ([1], приложение К);

*b* – плечо усилий в шпильках, мм ([1], приложение Е);

*E*20 – модуль продольной упругости материала фланца, шпильки при 20˚С, МПа ([1], приложение Ж).

*E* – модуль продольной упругости материала фланца, шпильки при расчетной температуре, МПа ([1], приложение Ж).

Податливость прокладки равняется нулю, так как прокладка стальная.

Податливость шпилек определяется по формуле:

(16)

где:

*L*ш – эффективная длина шпильки, мм.

Эффективная длина шпильки:

(17)

где:

*L*ш0 – начальная длина шпильки, мм;

*d* – диаметр шпильки, мм.

Начальная длина шпильки, округленная в большую сторону по [6]:

(18)

где:

*h*г, ш – высота гайки и шайбы, мм [3, 4].

Тогда, податливость шпилек:

Угловая податливость фланца при затяжке определяется по формуле:

(19)

где:

*β*V = 0.277 – коэффициент, определяемый по рисунку К.3 [1], приложение К;

*λ* = 1.019 – коэффициент, определяемый по формуле К.11 [1], приложение К, а также по рисункам К.2, К.3 и формулам К.3 - К.10

*S*0 – толщина конической втулки приварного встык фланца в месте приварки к обечайке;

*l*0 – длина обечайки, мм.

Длина обечайки определяется по формуле (К.3, [1], приложение К):

(20)

Тогда, угловая податливость фланца при затяжке будет равна:

Плечо усилий в шпильках определим по формуле:

(21)

Подставим найденные значения в выражение (15):

Рабочая температура фланцев и шпилек:

Далее, подставим найденные значения в выражение (14):

Расчетная нагрузка на шпильки фланцевого соединения при затяжке:

(22)

где:

*P*ш1 – расчетная нагрузка на шпильки при затяжке, необходимая для обеспечения достаточной герметизации фланцевого соединения в рабочих условиях давления на прокладку, кН;

*P*ш2 – расчетная нагрузка на шпильки при затяжке, необходимая для обеспечения обжатия прокладки и минимального начального натяжения шпилек, кН.

(23)

где:

*α* – коэффициент жесткости фланцевого соединения, нагруженного внутренним давлением или внешней осевой силой ([1], приложение Е);

*α*М – коэффициент жесткости фланцевого соединения, нагруженного внешним изгибающим моментом ([1], приложение Е);

(24)

(25)

где:

*e* – плечо усилия от действия давления внутри фланца, мм;

*y*фн – угловая податливость фланца, нагруженного внешним изгибающим моментом, 1/(Н\*мм) ([1], приложение К).

Плечо усилия от действия давления внутри фланца:

(26)

где:

*S*э – эквивалентная толщина втулки приварных встык фланцев, мм

(27)

*ζ* = 1.277 – коэффициент, зависящий от соотношения размеров конической втулки фланца, определяется по формуле Е.6 [1], приложение Е, используя формулы К.9, К.10 [1], приложение К.

Тогда, плечо усилия от действия давления внутри фланца, формула (26):

Угловая податливость фланца, нагруженного внешним изгибающим моментом:

(28)

Подставим найденные значения в выражения (24) и (25):

Подставим полученные значения в выражение (23):

Расчетная нагрузка на шпильки при затяжке, необходимая для обжатия прокладки и минимального начального натяжения шпилек:

(29)

где:

[σ]мш – допускаемое напряжение для шпилек при затяжке в рабочих условиях, МПа ([1], приложение Г).

(30)

где:

*ξ* = 1.2 – коэффициент увеличения допускаемых напряжений при затяжке ([1], приложение Г);

*K*у.р. = 1.0 – коэффициент условий работы для рабочих условий ([1], приложение Г);

*K*у.з. = 1.1 – коэффициент условий затяжки при затяжке с контролем по крутящему моменту ([1], приложение Г);

*K*у.т. = 1.3 – коэффициент учета нагрузки от температурных деформаций ([1], приложение Г);

[σ]нш – номинальное допускаемое напряжение для шпилек при затяжке в рабочих условиях, МПа ([1], приложение Г).

(31)

где:

*n*т = 2.7 – коэффициент запаса по отношению к пределу текучести ([1], приложение Г).

Допускаемое напряжение для шпилек в условиях испытания, МПа ([1], приложение Г):

(32)

где:

*K*у.р. = 1.35 – коэффициент условий работы для условий испытания ([1], приложение Г);

*K*у.з. = 1.1 – коэффициент условий затяжки при затяжке с контролем по крутящему моменту ([1], приложение Г);

*K*у.т. = 1.3 – коэффициент учета нагрузки от температурных деформаций ([1], приложение Г);

Подставим полученные значения в выражение (29):

Тогда, расчетная нагрузка на шпильки при затяжке фланцевого соединения по формуле (22):

Расчетная нагрузка на шпильки в рабочих условиях:

(33)

## 4. Проверка прочности шпилек и прокладки

Для учета воздействия на фланцевое соединение коррозионно-активной среды при определении напряжений в шпильках следует использовать диаметр шпильки за вычетом прибавки на коррозию [7], п.12.1; [1], п.4.12, определенной на срок эксплуатации 10 лет.

Для определения суммарной площади сечения шпилек с учетом прибавки на коррозию, определим диаметр сечения одной шпильки исходя их принятой площади сечения:

(34)

где:

*c*ш = 1.8 – прибавка на коррозию для материала шпилек 40Х за 10 лет, мм.

(35)

(36)

Расчетные напряжения в шпильках при затяжке:

(37)

Расчетные напряжения в шпильках в рабочих условиях:

(38)

Условие прочности шпилек при затяжке:

(39)

Условие прочности шпилек в рабочих условиях:

(40)

Для стальных прокладок проверка прочности прокладок не требуется [1].

## 5. Расчет фланцев на статическую прочность

Расчетный изгибающий момент, действующий на фланец при затяжке:

(41)

где:

*C*F – коэффициент, учитывающий изгиб тарелки фланца между шпильками ([1], приложение К).

(42)

Тогда, расчетный изгибающий момент, действующий на фланец при затяжке (41):

Расчетный изгибающий момент, действующий на фланец в рабочих условиях:

(43)

Меридиональное изгибное напряжение в конической втулке приварного встык фланца в сечении *S*1 при затяжке:

(44)

Меридиональное изгибное напряжение в конической втулке приварного встык фланца в сечении *S*0 при затяжке:

(45)

где:

*с*ф = 2.0 – прибавка на коррозию для материала шпилек 09Г2С за 10 лет, мм;

*D*пр. – приведенный диаметр приварного встык фланца с конической втулкой;

*f* = 1.0 – поправочный коэффициент для напряжений во втулке фланца ([1], рисунок К.4).

Приведенный диаметр при *D*вн < 20 \* *S*1 и *f* = 1.0:

(46)

Подставим полученные значения в формулу меридиональных изгибных напряжений в условиях затяжки(формулы (44) и (45)):

Радиальное напряжение в тарелке приварного встык фланца в условиях затяжки:

(47)

где:

*β*F = 0.804 – коэффициент, зависящий от размеров втулки фланца, принимается по рисунку К.2 [1], приложение К.

Окружное напряжение в тарелке приварного встык фланца в условиях затяжки:

(48)

где:

*β*Y = 4.714 – коэффициент, зависящий от соотношения размеров тарелки фланца, принимается по рисунку К.1 или по формулам К.4, К.7 [1], приложение К.

*β*Z = 2.459 – коэффициент, зависящий от соотношения размеров тарелки фланца, принимается по рисунку К.1 или по формулам К.4, К.8 [1], приложение К.

Меридиональное изгибное напряжение в конической втулке приварного встык фланца в сечении *S*1 в рабочих условиях:

(49)

Меридиональное изгибное напряжение в конической втулке приварного встык фланца в сечении *S*0 в рабочих условиях:

(50)

Меридиональные мембранные напряжения в конической втулке приварного встык фланца в сечении *S*1 в рабочих условиях:

(51)

Меридиональные мембранные напряжения в конической втулке приварного встык фланца в сечении *S*0 в рабочих условиях:

(52)

Окружные мембранные напряжения от действия давления во втулке приварного встык фланца в сечении *S*0 в рабочих условиях:

(53)

Радиальное напряжение в тарелке приварного встык фланца в рабочих условиях:

(54)

Окружное напряжение в тарелке приварного встык фланца в рабочих условиях:

(55)

Условия статической прочности приварных встык фланцев с конической втулкой в сечении *S*1 при затяжке и в рабочих условиях определяются по формулам:

(56)

(57)

где:

*K*T = 1.3 – коэффициент увеличения допускаемых напряжений при расчете фланцев с учетом стесненности температурных деформаций ([1] п.8.5.1);

[σ]м – допускаемое значение общих мембранных и изгибных напряжений, МПа ([7] п.8.10).

(58)

где:

[σ] = 194.812 – допускаемое напряжение для стали марки 09Г2С, МПа, найденное методом экстраполяции для расчетной температуры ([8] табл. 3).

Условия статической прочности приварных встык фланцев с конической втулкой в сечении *S*0 при затяжке и в рабочих условиях определяются по формулам:

(59)

(60)

где:

[σ]R – допускаемое значение суммарных общих и местных условных упругих мембранных и изгибных напряжений, МПа ([7] п.8.10).

(61)

Также для фланцев всех типов в сечении *S*0 должно выполняться условие:

(62)

Для тарелок приварных встык фланцев при затяжке и в рабочих условиях должны выполняться следующие условия:

(63)

(64)

Подставим найденные значения в условия статической прочности фланцев с конической втулкой:

Условия выполняются.

## 6. Проверка углов поворота фланцев

Угол поворота приварного встык фланца в рабочих условиях:

(65)

где:

[θ] = 0.0095 – допустимый угол поворота приварного встык фланца, при промежуточных значениях определяется с помощью линейной интерполяции ([1], п.9.1);

*K*θ = 1.0 – коэффициент, применяемый к рабочим условиям ([1], п.9.1);

*E*ф20 = 214000.0 – модуль продольной упругости материала фланца при температуре 20˚С, МПа ([1], таблица Ж.1);

*E*ф = 213688.0 – модуль продольной упругости материала фланца при расчетной температуре, рассчитанный методом линейной интерполяции, МПа ([1], таблица Ж.1).

Подставим в выражение (65):

Условие выполняется.

## 7. Расчет элементов фланцевого соединения на малоцикловую усталость

Размах условных упругих меридиональных напряжений на наружной и внутренней поверхностях конической втулки приварного встык фланца в сечении *S*1 в условиях затяжки:

(66)

(67)

Размах условных упругих окружных напряжений на наружной и внутренней поверхностях конической втулки приварного встык фланца в сечении *S*1 в условиях затяжки:

(68)

Размах условных упругих радиальных напряжений на наружной и внутренней поверхностях конической втулки приварного встык фланца в сечении *S*1 в условиях затяжки:

(69)

Размах условных упругих напряжений в меридиональном направлении на наружной и внутренней поверхностях конической втулки приварного встык фланца в сечении *S*0 в условиях затяжки:

(70)

(71)

Размах условных упругих меридиональных напряжений на наружной и внутренней поверхностях конической втулки приварного встык фланца в сечении *S*1 в рабочих условиях:

(72)

(73)

Размах условных упругих окружных напряжений на наружной и внутренней поверхностях конической втулки приварного встык фланца в сечении *S*1 в рабочих условиях:

(74)

Размах условных упругих радиальных напряжений на наружной и внутренней поверхностях конической втулки приварного встык фланца в сечении *S*1 в рабочих условиях:

(75)

Размах условных упругих меридиональных напряжений на наружной и внутренней поверхностях конической втулки приварного встык фланца в сечении *S*0 в рабочих условиях:

(76)

(77)

Размах условных упругих окружных напряжений на наружной и внутренней поверхностях конической втулки приварного встык фланца в сечении *S*0 в рабочих условиях:

(78)

(79)

Амплитуда приведенных условных упругих напряжений для приварных встык фланцев с конической втулкой:

(80)

где:

*α*σ = 2.618 – коэффициент, определяемый по рисунку 4 [1].

Амплитуда приведенных условных упругих напряжений при затяжке шпилек:

(81)

Амплитуда приведенных условных упругих напряжений для приварных встык фланцев с конической втулкой в рабочих условиях:

(82)

где:

ΔσР – определяются как максимальные разности значений напряжений, вычисленных при давлении от 0.6\*P до 1,25\*P по описанному ранее алгоритму:

Δσ11Р = 20.956 – МПа;

Δσ12Р = 20.768 – МПа;

Δσ14Р = 0.037 – МПа;

Δσ16Р = 0.088 – МПа.

Амплитуда приведенных условных упругих напряжений в рабочих условиях для шпилек:

(83)

где:

*η* = 2.0 – коэффициент, определяемый по [9], таблица 2.

Проверка элементов фланцевого соединения на малоцикловую усталость проводится согласно [9]. Необходимо выполнение условий:

(84)

где:

Nc = 200.0 – заданное число циклов сборок-разборок оборудования;

Np = 10000.0 – заданное число циклов изменений режима эксплуатации;

[N]c = 61436 – допускаемое число циклов сборок-разборок ([9], рисунки 2-5);

[N]p = inf – допускаемое число циклов изменения режима эксплуатации ([9], рисунки 2-5);

Условие выполняется.

Допускаемые амплитуды [σа] для материалов шпилек и фланцев при затяжке и в рабочих условиях определяются согласно [9], формула 12 и таблица 3.

(85)

(86)

(87)

(88)

Условия выполняются.

# Перечень документов

1. ГОСТ Р 52857.4-2007 - Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет на прочность и герметичность фланцевых соединений.

2. ГОСТ 28759.8-2022 - Фланцы сосудов и аппаратов. Прокладки металлические восьмиугольные. Конструкция и размеры. Технические требования.

3. ГОСТ 9064-75 - Гайки для фланцевых соединений с температурой среды от 0 до 650 ˚С. Типы и основные размеры.

4. ГОСТ 9065-75 - Шайбы для фланцевых соединений с температурой среды от 0 до 650 ˚С. Типы и основные размеры.

5. ГОСТ 28759.4-2022 - Фланцы сосудов и аппаратов стальные приварные встык под прокладку восьмиугольного сечения. Конструкция и размеры.

6. ОСТ 26-2040-96 - Шпильки для фланцевых соединений. Конструкция и размеры.

7. ГОСТ Р 52857.1-2007 - Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Общие требования.

8. РД 26-15-88 - Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочности и герметичность фланцевых соединений.

9. ГОСТ Р 52857.6-2007 - Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет на прочность при малоцикловых нагрузках.