

АО «ВНИИНЕФТЕМАШ»

ОАО «Славнефть-ЯНОС»

Установка С-300 производство масел и парафинов КМ-2

Теплообменник подогрева воды

Т-1

Расчеты

Т-1-2381.00.00.000 РР

Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата
19819				

Москва
2017 г.

СОДЕРЖАНИЕ

1.	Плоские круглые крышки и днища.....	4
2.	Фланцевое соединение крышки распредакамеры	7
3.	Цилиндрическая обечайка распредакамеры	16
4.	Укрепление отверстий под штуцера Т1,Т2 Ду 50	18
5.	Фланцы Ду 50 Ру 4,0 МПа - расчет по ASME Code	21
6.	Фланцевое соединение распредакамеры и корпуса с зажатой решеткой	25
7.	Элементы теплообменных аппаратов.....	40
8.	Плавающая головка	42
9.	Цилиндрическая обечайка корпуса.....	49
10.	Укрепление отверстий под штуцера S1,S2 Ду 50.....	51
11.	Фланцы Ду 50 Ру 4,0 МПа - расчет по ASME Code	54
12.	Фланцевые соединения корпуса и крышки корпуса	58
13.	Цилиндрическая обечайка крышки корпуса	74
14.	Выпуклые днища	76
15.	Седловая опора неподвижная.....	77
16.	Седловая опора подвижная.....	81

Инв. №	19819	Взам. инв.		Инв. №		Подп. и дата	
Инв. №	19819	Подп. и дата		Инв. №		Подп. и дата	

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ВЫПОЛНЕН В СООТВЕТСТВИИ С:

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

ГОСТ Р 52857.2-2007 «Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет цилиндрических и конических обечаек, выпуклых и плоских днищ и крышек».

ГОСТ Р 52857.3-2007 «Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Укрепление отверстий в обечайках и днищах при внутреннем и внешнем давлениях. Расчет на прочность обечаек и днищ при внешних статических нагрузках на штуцер».

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

ГОСТ Р 52857.5-2007 «Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет обечаек и днищ от воздействия опорных нагрузок».

ГОСТ 52857.7-2007 «Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Теплообменные аппараты».

ASME Boiler and Pressure Vessel Code. Расчет на прочность и плотность арматурных фланцев.

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ВЫПОЛНЕН С ПОМОЩЬЮ:

Пакета прикладных программ расчета на прочность элементов сосудов, аппаратов и трубопроводов PVP DESIGN (разработчик – ООО «ПВП ДИЗАЙН»).

Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата
19819				

1. Плоские круглые крышки и днища

Расчёт на прочность по ГОСТ Р 52857.2-2007

Расчёт выполнен с помощью пакета прикладных программ расчёта на прочность элементов сосудов, аппаратов и трубопроводов PVP Design (Свидетельство о государственной регистрации 2008614973)

Элемент: Плоская круглая крышка с дополнительным краевым моментом
Режим: Рабочий

Исходные данные

Материал плоского круглого днища или крышки

09Г2С КП
245, Поковка

Расчётная температура	T	200	°C
Расчётное давление (по абсолютной величине)	P	1.95	МПа
Наименьший диаметр наружной утоненной части крышки	D ₂	363	мм
Диаметр болтовой окружности	D ₃	430	мм
Средний диаметр прокладки	D _{ср}	348	мм
Исполнительная толщина днища (крышки)	s ₁	35	мм
Исполнительная толщина крышки в месте уплотнения или кольцевой выточки	s ₂	30	мм
Исполнительная толщина крышки вне уплотнения	s ₃	24	мм
Ширина паза под перегородку в крышке	s ₄	12	мм
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии к расчётной толщине стенки днища (крышки)	c ₁₁	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска к расчётной толщине стенки днища (крышки)	c ₁₂	0	мм
Прибавка технологическая к расчётной толщине стенки днища (крышки)	c ₁₃	0	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине днища (крышки)	c ₁	3	мм
Коэффициент прочности сварных швов днища (крышки)	φ	1	
Допускаемое напряжение для материала днища (крышки) в рабочих условиях	[σ] _p	129	МПа
Допускаемое напряжение для материала днища (крышки) в условиях монтажа до подачи давления	[σ] _м	222.5	МПа
Нагрузка на болты крепления крышки в рабочих условиях (см. результаты расчёта по ГОСТ Р 52857.4-2007)	F _{бр}	2.883e+05	Н
Нагрузка на болты крепления крышки в условиях монтажа до подачи давления (см. результаты расчёта по ГОСТ Р 52857.4-2007)	F _{бм}	4.14e+05	Н
Толщина крышки в месте паза под перегородку	S _{1п}	35	мм

Результаты расчёта

Расчётный диаметр днища (крышки):

$$D_p = 348 \text{ мм}$$

Поправочный коэффициент, учитывающий напряжения сдвига: 1

Инв. №	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	ной толщине стенки днища (крышки) Прибавка для компенсации минусового допуска к расчёт- ной толщине стенки днища (крышки) Прибавка технологическая к расчётной толщине стенки днища (крышки) Сумма прибавок к расчётной толщине днища (крышки) Коэффициент прочности сварных швов днища (крышки) Допускаемое напряжение для материала днища (крышки) в рабочих условиях Допускаемое напряжение для материала днища (крышки) в условиях монтажа до подачи давления Нагрузка на болты крепления крышки в рабочих услови- ях (см. результаты расчёта по ГОСТ Р 52857.4-2007) Нагрузка на болты крепления крышки в условиях монта- жа до подачи давления (см. результаты расчёта по ГОСТ Р 52857.4-2007) Толщина крышки в месте паза под перегородку			c_{11} c_{12} c_{13} c_1 ϕ $[\sigma]_p$ $[\sigma]_m$ $F_{бр}$ $F_{бм}$ $S_{1п}$	3 0 0 3 1 129 222.5 2.883e+05 4.14e+05 35	мм мм мм мм МПа МПа Н Н мм
				Результаты расчёта					
				Расчётный диаметр днища (крышки): $D_p =$ 348 мм					
				Поправочный коэффициент, учитывающий напряжения сдвига: 1					

Инв. №	19819						Т-1-2381.00.00.000 РР	Лист
								4
Изм	Кол.уч	Лист	№ док.	Подпись	Дата			

$$K_f = \min \left\{ 1, \frac{2.2}{1 + \sqrt{1 + \left(6 \frac{s_1 - c}{D_f} \right)^2}} \right\} =$$

Равнодействующая внутреннего давления, действующего на крышку:

$$Q_{\pi} = 0,785 p D_{\pi}^2 = 1.854 \text{e}+05 \text{ H}$$

Коэффициент ψ :

$$\psi = \frac{L_6^2}{Q_{II}} = 1.555$$

Коэффициент K_6 :

$$K_6 = 0,41 \sqrt{\frac{1 + 3\psi \left(\frac{D_3}{D_{\text{с.п}}} - 1 \right)}{\frac{D_3}{D_{\text{с.п}}}}} = 0,5344$$

Допускаемое давление для крышки с дополнительным краевым моментом:

$$[p] = K_z \left(\frac{\varepsilon_1 - c}{K_0 K_t D_p} \right)^2 [\sigma] \varphi = 3.819 \text{ МПа}$$

Вспомогательная величина Φ :

$$\Phi = \max \left\{ \frac{P_6^p}{[\sigma]_p}, \frac{P_6^m}{[\sigma]_m} \right\} = 2235 \text{ MM}^2$$

Коэффициент К7 для расчёта толщины плоской круглой крышки
в месте уплотнения:

$$K_7 = 0,8 \sqrt{\frac{D_3}{D_{\text{сн}}}} - 1 = 0,3883$$

Толщина плоской круглой крышки с дополнительным краевым моментом в месте уплотнения:

$$s_2 \geq \max \left\{ K_7 \sqrt{\Phi}; \frac{0,6}{D_{\text{en}}} \Phi \right\} + c = 21.36 \text{ mm}$$

Коэффициент К7 для расчёта толщины плоской круглой крышки вне зоны уплотнения:

$$K_7 = 0,8 \sqrt{\frac{D_3}{D_2} - 1} = 0.3437 \text{ mm}$$

Толщина плоской круглой крышки с дополнительным краевым моментом вне зоны уплотнения:

$$s_3 \geq \max \left\{ K_7 \sqrt{\Phi}, \frac{0,6}{D_2} \Phi \right\} = \quad 16.25$$

Значение коэффициента K_6 для определения необходимой тол-

Инв. №	19819	Подп. и дата					
		Инв. №					
Взам. инв.		Подп. и дата					
		Инв. №					
Инв. №	19819	Подп. и дата					
		Инв. №					
Вспомогательная величина Φ :							
			$\Phi = \max \left\{ \frac{P_6^p}{[\sigma]_p}; \frac{P_6^n}{[\sigma]_{н}} \right\} =$			2235 мм ²	
Коэффициент K7 для расчёта толщины плоской круглой крышки в месте уплотнения:							
			$K_7 = 0,8 \sqrt{\frac{D_3}{D_{сн}}} - 1 =$			0.3883	
Толщина плоской круглой крышки с дополнительным краевым моментом в месте уплотнения:							
			$s_2 \geq \max \left\{ K_7 \sqrt{\Phi}; \frac{0,6}{D_{сн}} \Phi \right\} + c =$			21.36 мм	
Коэффициент K7 для расчёта толщины плоской круглой крышки вне зоны уплотнения:							
			$K_7 = 0,8 \sqrt{\frac{D_3}{D_2}} - 1 =$			0.3437 мм	
Толщина плоской круглой крышки с дополнительным краевым моментом вне зоны уплотнения:							
			$s_3 \geq \max \left\{ K_7 \sqrt{\Phi}; \frac{0,6}{D_2} \Phi \right\} =$			16.25	
Значение коэффициента K6 для определения необходимой тол-							
Т-1-2381.00.00.000 PP							
Изм	Кол.уч	Лист	№ док.	Подпись	Дата	Лист	
						5	

2. Фланцевое соединение крышки распредакмеры

Расчёт на прочность по ГОСТ Р 52857.4-2007

Расчёт выполнен с помощью пакета прикладных программ расчёта на прочность элементов сосудов, аппаратов и трубопроводов PVP Design (Свидетельство о государственной регистрации 2008614973)

Элемент: Фланцевое соединение
Фланец и крышка
Плоская прокладка
Шпильки
Приварной в стык фланец
Плоская крышка
Расчёт на статическую прочность
Неизолированное фланцевое соединение
Между фланцами только прокладка
Внешняя осевая сила отсутствует
Не контролируемая затяжка
Режим :Рабочий

Исходные данные

Материал первого фланца (крышки)	09Г2С КП 245, Поковка
Материал и диаметр болтов (шпилек)	35Х, Diam = 1-М20
Материал прокладки	Графлекс в оболочке из стали типа 12Х18Н10Т
Материал второго фланца (крышки)	09Г2С КП 245, Поковка

Диаметр окружности расположения болтов (шпилек)	D_{ϕ}	430	мм
Наружный диаметр болта (шпильки)	d	20	мм
Площадь поперечного сечения болта (шпильки) по внутреннему диаметру резьбы или нагруженному сечению наименьшего диаметра	f_{ϕ}	225	мм ²
Число болтов (шпилек)	n	20	
Расстояние между опорными поверхностями гайки и головки болта или опорными поверхностями гаек	$L_{\phi, \phi}$	75	мм
Наружный диаметр прокладки	$D_{n, n}$	363	мм
Ширина прокладки	b_n	15	мм
Расчётная температура	t	200	°C
Расчётная температура болта (шпильки)	t_{ϕ}	173	°C
Номинальное допускаемое напряжение для болтов (шпилек) при затяжке	$[\sigma]_k$	230	МПа
Номинальное допускаемое напряжение для болтов (шпилек) в рабочих условиях	$[\sigma]_n$	226	МПа
Модуль продольной упругости материала болта (шпильки) при температуре 20С	E_{ϕ}^{20}	2.18e+05	МПа

Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата
19819				
<p>Диаметр окружности расположения болтов (шпилек) D_b 430 мм</p> <p>Наружный диаметр болта (шпильки) d 20 мм</p> <p>Площадь поперечного сечения болта (шпильки) по внутреннему диаметру резьбы или нагруженному сечению наименьшего диаметра f_b 225 мм²</p> <p>Число болтов (шпилек) n 20</p> <p>Расстояние между опорными поверхностями гайки и головки болта или опорными поверхностями гаек $L_{г.д}$ 75 мм</p> <p>Наружный диаметр прокладки $D_{н.п}$ 363 мм</p> <p>Ширина прокладки b_n 15 мм</p> <p>Расчётная температура t 200 °C</p> <p>Расчётная температура болта (шпильки) t_b 173 °C</p> <p>Номинальное допускаемое напряжение для болтов (шпилек) при затяжке $[\sigma]_n^F$ 230 МПа</p> <p>Номинальное допускаемое напряжение для болтов (шпилек) в рабочих условиях $[\sigma]_n^F$ 226 МПа</p> <p>Модуль продольной упругости материала болта (шпильки) при температуре 20С E_b^{20} 2.18e+05 МПа</p>				
Изм	Кол.уч	Лист	№ док.	Подпись
				Дата
Т-1-2381.00.00.000 РР				Лист
				7

Инв. №	19819	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	или бурта свободного фланца при температуре 20С в соответствии с ГОСТ Р 52857.1	$[\sigma]^{20}$	163	МПа	
						Допускаемое напряжение для материала фланца или бурта свободного фланца при расчётной температуре в соответствии с ГОСТ Р 52857.1	$[\sigma]$	129.5	МПа	
						Модуль продольной упругости материала фланца при температуре 20С	E_1^{20}	1.99e+05	МПа	
						Модуль продольной упругости материала фланца при расчётной температуре	E_1	1.815e+05	МПа	
						Температурный коэффициент линейного расширения материала фланца	α_ϕ	1.25e-05	1/°C	
Инв. №	19819	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Допускаемое значение общих мембранных и изгибных напряжений во фланце при затяжке в соответствии с п.8.10 ГОСТ Р 52857.1	$[\sigma]_M$	244.5	МПа	
						Допускаемое значение общих мембранных и изгибных напряжений во фланце в рабочих условиях в соответствии с п.8.10 ГОСТ Р 52857.1	$[\sigma]_M$	194.2	МПа	
						Допускаемое значение суммарных общих и местных мембранных и изгибных напряжений во фланце при затяжке в соответствии с п.8.10 ГОСТ Р 52857.1	$[\sigma]_z$	489	МПа	
						Допускаемое значение суммарных общих и местных мембранных и изгибных напряжений во фланце в рабочих условиях в соответствии с п.8.10 ГОСТ Р 52857.1	$[\sigma]_z$	388.5	МПа	
						Т-1-2381.00.00.000 РР				Лист
										8
Изм	Кол.уч	Лист	№ док.	Подпись	Дата					

MM

MM

MM

MM

MIIa

MIIa

МПа

МПа

1/°C

15 MM

348 mm

0 MM/H

8.787e-08 MM/H

86.2 MM

4500 mm²

41 MM

14.53 mm

17.94 mm

Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Средний диаметр прокладки	$D_{\text{ст}} = D_{\text{нп}} - b_0 =$	348 мм
19819					Податливость прокладки	$y_{\text{н}} =$	0 мм/Н
					Податливость болтов (шпилек)	$y_{\text{б}} = \frac{L_{\text{б}}}{E_{\text{б}}^{20} f_{\text{б}} n} =$	8.787e-08 мм/Н
					где	$L_{\text{б}} = L_{\text{б0}} + 0,56d =$	86.2 мм
					Суммарная площадь сечения болтов (шпилек) по внутреннему диаметру резьбы или нагруженному сечению наименьшего диаметра	$A_{\text{б}} = n f_{\text{б}} =$	4500 мм ²
					Плечо усилий в болтах (шпильках)	$b = 0,5(D_{\text{б}} - D_{\text{ст}}) =$	41 мм
					- для фланца		
					Плечо усилия от действия давления внутри фланца	$e = 0,5(D_{\text{ст}} - D - S_{\text{г}}) =$	14.53 мм
					где эквивалентная толщина втулки фланца	$S_{\text{г}} = \zeta S_0 =$	17.94 мм
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Т-1-2381.00.00.000 РР		Лист
19819							9
Изм	Кол.уч	Лист	№ док.	Подпись	Дата		

$$\varsigma = 1 + (\beta - 1) \frac{x}{x + \frac{1+\beta}{4}} = 1.495 \text{ мм}$$

Параметр длины втулки

$$l_0 = \sqrt{DS_0} = 60.1 \text{ мм}$$

Отношение наружного диаметра тарелки фланца к внутреннему диаметру

$$K = \frac{D_x}{D} = 1.611$$

Расчётные коэффициенты, зависящие от соотношения размеров тарелки фланца (бурта)

$$\beta_T = \frac{K^2(1 + 8.55 \lg K) - 1}{(1.05 + 1.945 K^2)(K - 1)} = 1.661$$

$$\beta_V = \frac{K^2(1 + 8.55 \lg K) - 1}{1.36(K^2 - 1)(K - 1)} = 4.668$$

$$\beta_Y = \frac{1}{K - 1} \left(0.69 + 5.72 \frac{K^2 \lg K}{K^2 - 1} \right) = 4.282$$

$$\beta_Z = \frac{K^2 + 1}{K^2 - 1} = 2.253$$

Отношение толщины втулки в сечении S1 к толщине в сечении S0

$$\beta = \frac{S_1}{S_0} = 2.083$$

Относительная длина втулки фланца

$$x = \frac{l}{\sqrt{DS_0}} = 0.6489$$

Расчётные коэффициенты, зависящие от соотношения размеров втулки фланца

$$\beta_F = 0.7911$$

$$\beta_V = 0.1845$$

Коэффициент увеличения изгибных напряжений в сечении S0 при варного встык фланца

$$f = 1$$

Коэффициент

$$\lambda = \frac{\beta_F l_0 + l_0}{\beta_F l_0} + \frac{\beta_V l_0^3}{\beta_V l_0 S_0^2} = 1.075$$

Угловая податливость фланца (бурта) при затяжке

$$y_\Phi = \frac{0.91 \beta_Y}{E^{20} \lambda S_0^2 l_0} = 9.067 \text{e-11 1/Н мм}$$

Угловая податливость фланца (бурта), нагруженного внешним изгибающим моментом

$$5.034 \text{e-11 1/Н мм}$$

Инв. №	19819	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Относительная длина втулки фланца	$\kappa = \frac{l}{\sqrt{DS_0}} =$	0.6489		
						Расчётные коэффициенты, зависящие от соотношения размеров втулки фланца	$\beta_F =$ $\beta_V =$	0.7911 0.1845		
						Коэффициент увеличения изгибных напряжений в сечении S0 приварного встык фланца	$f =$	1		
						Коэффициент	$\lambda = \frac{\beta_F l^2 + l_0}{\beta_F l_0} + \frac{\beta_V l^3}{\beta_V l_0 S_0^2} =$	1.075		
						Угловая податливость фланца (бурта) при затяжке	$\gamma_\Phi = \frac{0,91\beta_V}{E^{20}\lambda S_0^2 l_0} =$	9.067e-11 1/Н мм		
						Угловая податливость фланца (бурта), нагруженного внешним изгибающим моментом		5.034e-11 1/Н мм		
Инв. №	19819	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата				Т-1-2381.00.00.000 РР	Лист
										10
						Изм	Кол.уч	Лист		№ док.

$$\gamma_{\phi n} = \left(\frac{\pi}{4}\right)^3 \frac{D_6}{E_{20} D_n k^3} =$$

- для крышки

$$K_{np} = \frac{0,67 \left[K_{np}^2 (1 + 8,55 \lg K_{np}) - 1 \right]}{(K_{np} - 1) \left[K_{np}^2 - 1 + (1,857 K_{np}^2 + 1) \frac{h_{np}^3}{\delta_{np}^3} \right]} = 0.3728$$

$$K_{np} = \frac{D_n}{D_{\sigma}} = 1.394$$

Коэффициенты жесткости фланцевого соединения
Жесткость фланцевого соединения

$$\gamma = \frac{1}{\mathcal{N}_\pi + \mathcal{N}_\phi \frac{E_\pi^{20}}{E_\phi} + \left(\mathcal{N}_\phi \frac{E_\pi^{20}}{E} + \mathcal{N}_\psi \frac{E_\pi^{20}}{E_\psi} \right) b^2} = 1.967\text{e}+06 \text{ H/MM}$$

$$\alpha = 1 - \frac{y_n - (y_{\phi}e + y_{x2}b)b}{y_n + y_e + (y_{\phi} + y_{x2})b^2} \quad 1.602$$

Усилие, необходимое для смятия прокладки при затяжке

$$P_{\text{res}} = 0,5 \pi D_{\text{ca}} b_{0, \text{res}} = 5.166 \text{e}+05 \text{ H}$$

$$R_{\alpha} = \pi D_{\alpha} b_{\alpha mp} - 1.199\text{e}+05 \text{ H}$$

$$Q_o = 0,785 D_o^2 v = 1.854 \text{e}+05 \text{ H}$$

$$Q_{FM} = F \pm \frac{4|M|}{D_{\infty}} = \quad 0 \text{ H}$$

$$P_{\sigma_2} = \max \left(P_{\text{max}}; 0, 4 A_{\sigma} [\sigma]_N^{\sigma} \right) =$$

$$P_{s1} = \alpha(Q_d + F) + R_s + \frac{4a_{st}|M|}{D_{st}} = 4.169\text{e}+05 \text{ H}$$

$$P_6^* = \max\{P_{61}, P_{62}\} = 5.166\text{e}+05 \text{ H}$$

$$P_{\phi}^{\mathcal{F}} = P_{\phi}^{\mathcal{N}} + (1 - \alpha)(Q_{\phi} + F) + \frac{4(1 - \alpha_M)|M|}{D_{\phi}} = 4.05\text{e}+05 \text{ H}$$

Проверка прочности болтов (шпилек)

Расчётное напряжение в болтах (шпильках) при затяжке

$$\sigma_{\text{el}} = \frac{L_{\text{el}}^{\text{el}}}{A_{\text{el}}} \leq [\sigma]_{\text{el}}$$

$$114.8\text{MPa} \leq 276\text{MPa}$$

Расчётное напряжение в болтах (шпильках) в рабочих условиях

$$\sigma_{62} = \frac{P_6^2}{A_6} \leq [\sigma]_6$$

$$89.99 \text{ МПа} \leq 226 \text{ МПа}$$

где:

- допускаемое напряжение для болтов (шпилек) при затяжке

$$[\sigma]_A^6 = \frac{K_{y2} K_{y3} K_{yT}}{K_{y1}} [\sigma]_B^6 = 276 \text{ МПа}$$

- допускаемое напряжение для болтов (шпилек) в рабочих условиях и при расчёте на условия испытания

$$[\sigma]_x^F = K_{y1} K_{y2} K_{pm} [\sigma]_y^F = 226 \text{ МПа}$$

- коэффициент увеличения допускаемых напряжений при затяжке для
фланцевых соединений

$$\zeta_{\text{eff}}^{\text{F}_2} = \frac{1}{1 + \frac{1}{2} \frac{1}{\text{F}_2}} \quad (1.2)$$

- коэффициент условий работы

$$X_{\mathbb{R}^2} = 1$$

- коэффициент условий затяжки

$$K_{p3} = 1$$

- коэффициент учета нагрузки от температурных деформаций

$$X_{\text{lim}} = 1$$

Расчёт фланца на статическую прочность

Расчётный изгибающий момент, действующий на фланец при затяжке

$$M^N = C_F F_8^{N1} b =$$

Расчётный изгибающий момент, действующий на фланец в рабочих условиях

$$M^p = C_F \max: \left(\left[L_s^{DP} b + (Q_n + Q_{FM}) e \right]; |Q_n + Q_{FM}| e \right) - 1.93e+07 \text{ H mm}$$

Где

1

Инв. №	19819	Подп. и дата		Взам. инв.		Инв. №		Подп. и дата	
<p>- коэффициент увеличения допускаемых напряжений при затяжке для фланцевых соединений</p> $\xi^* = 1.2$ <p>- коэффициент условий работы</p> $K_{up} = 1$ <p>- коэффициент условий затяжки</p> $K_{y3} = 1$ <p>- коэффициент учета нагрузки от температурных деформаций</p> $K_{ym} = 1$									
<p>Расчёт фланца на статическую прочность</p> <p>Расчётный изгибающий момент, действующий на фланец при затяжке</p> $M^k = C_F F_a^{*b} = 2.118e+07 \text{ Н мм}$ <p>Расчётный изгибающий момент, действующий на фланец в рабочих условиях</p> $M^p = C_F \max \left\{ \left[F_s^p b + (Q_n + Q_{FM}) e \right]; Q_n + Q_{FM} e \right\} = 1.93e+07 \text{ Н мм}$ <p>Где</p> 1									
Инв. №	19819	Подп. и дата		Взам. инв.		Инв. №		Подп. и дата	
Изм	Кол.уч	Лист	№ док.	Подпись	Дата	Т-1-2381.00.00.000 РР			
						Лист 12			

$$C_F = \max \left\{ 1, \sqrt{\frac{\frac{\pi D_F}{n}}{2d + \frac{6h}{m + 0,5}}} \right\} =$$

Меридиональное изгибное напряжение во втулке фланца в сечении S1

$$\sigma_1^M = \frac{M^M}{\lambda(S_1 - c)^2 D^*} = 124.9 \text{ МПа}$$

Меридиональное изгибное напряжение во втулке фланца в сечении S0

$$\sigma_0^M = f \sigma_1^M = 124.9 \text{ МПа}$$

Где

$$D^* = \begin{cases} D & \text{при } D \geq 20S_1 \\ D + S_0 & \text{при } D < 20S_1 \text{ и } f > 1 \\ D + S_1 & \text{при } D < 20S_1 \text{ и } f = 1 \end{cases} = 326 \text{ мм}$$

Радиальное напряжение в тарелке приварного встык фланца, плоского фланца и бурте свободного фланца в условиях затяжки

$$\sigma_R^M = \frac{(1,33\beta_F h + l_0) M^M}{\lambda h^2 l_0 D} = 86.18 \text{ МПа}$$

Окружное напряжение в тарелке приварного встык фланца, плоского фланца и бурте свободного фланца в условиях затяжки

$$\sigma_T^M = \frac{\beta_Y M^M}{h^2 D} - \beta_Z \sigma_R^M = 51.79 \text{ МПа}$$

Расчётные меридиональные изгибные напряжения в рабочих условиях в сечении S1:

$$\sigma_1^P = \frac{M^P}{\lambda(S_1 - c)^2 D^*} = 113.8 \text{ МПа}$$

в сечении S0:

$$\sigma_0^P = f \sigma_1^P = 113.8 \text{ МПа}$$

Меридиональные мембранные напряжения в рабочих условиях (в сечении S1)

$$\sigma_{L.M}^P = \frac{Q_d + F \pm \frac{4|M|}{D_{\alpha}}}{\pi(D + S_1)(S_1 - c)} = 8.228 \text{ МПа}$$

Меридиональные мембранные напряжения в рабочих условиях (в сечении S0)

$$\sigma_{0.M}^P = \frac{Q_d + F \pm \frac{4|M|}{D_{\alpha}}}{\pi(D + S_0)(S_0 - c)} = 20.95 \text{ МПа}$$

Окружные мембранные напряжения в рабочих условиях в сечении S0

$$\sigma_{0.M}^P = \frac{pD}{2(S_0 - c)} = 32.61 \text{ МПа}$$

Радиальное напряжение в тарелке приварного встык фланца, плоского

Инв. №	19819	Подп. и дата				
		Инв. №				
		Взам. инв.				
		Подп. и дата				
Изм	Кол.уч	Лист	№ док.	Подпись	Дата	<div>T-1-2381.00.00.000 PP</div> <div>Лист</div> <div>13</div>

Так как свободное температурное расширение в осевом направлении элементов фланцевого соединения, находящихся между опорными поверхностями гаек (головки болта и гайки), $\delta_{\Phi} = 0.1512$ мм превышает свободное температурное перемещение болтов (шпилек) $\delta_b = 0.1424$ мм не более чем на 10 %, в соответствии с п.4.7 ГОСТ Р 52857.4, проводить дополнительный расчёт элементов фланцевого соединения с учетом усилий, вызванных стесненностью температурных деформаций, нет необходимости.

Таким образом, рассмотренное фланцевое соединение отвечает условиям прочности в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52857.4-2007

Инв. № 19819	Подп. и дата		Инв. №		Подп. и дата		Взам. инв.		Инв. №		Подп. и дата	
Изм	Кол.уч	Лист	№ док.	Подпись	Дата	Т-1-2381.00.00.000 РР						Лист
												15

3. Цилиндрическая обечайка распредакмеры

Расчёт на прочность по ГОСТ Р 52857.2-2007

Расчёт выполнен с помощью пакета прикладных программ расчёта на прочность элементов сосудов, аппаратов и трубопроводов PVP Design (Свидетельство о государственной регистрации 2008614973)

Элемент: Гладкая цилиндрическая обечайка, работающая под действием
внутреннего давления - изгибающего момента
Режим: Рабочий

Исходные данные

Материал обечайки	09Г2С, Труба		
Расчётная температура	T	200	°C
Расчётное давление в сосуде	P	1.95	МПа
Расчётный изгибающий момент	M	7.729e+05	Н·мм
Расчётное поперечное усилие	Q	2426	Н
Внутренний диаметр обечайки	D	301	мм
Фактическая длина обечайки	Lact	216	мм
Расчётная длина обечайки	L	216	мм
Толщина стенки обечайки	S	12	мм
Прибавка на коррозию	c ₁	3	мм
Прибавка – минусовый допуск	c ₂	1.5	мм
Прибавка технологическая	c ₃	0	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки	c	4.5	мм
Коэффициент прочности продольного сварного шва	φ _p	1	
Допускаемое напряжение	[σ]	148	МПа
Модуль продольной упругости	E	1.81e+05	МПа

Результаты расчёта

Расчётная толщина стенки обечайки от действия давления

$$S_p = \frac{pD}{2[\sigma]\phi_p - p} = 1.996 \text{ мм}$$

Расчётная толщина стенки обечайки от действия давления с учетом прибавки

$$S \geq S_p + C = 6.496 \text{ мм}$$

Допускаемое внутреннее давление

$$[p] = \frac{2[\sigma]\phi_p(S-C)}{D + (S-C)} = 7.196 \text{ МПа}$$

Допускаемый изгибающий момент из условий устойчивости в пределах упругости

$$[M]_E = \frac{89 \cdot 10^{-6} E}{n_y} D^3 \left[\frac{100(S-C)}{D} \right]^{2.5} = 1.785e+09 \text{ Н·мм}$$

Допускаемый изгибающий момент из условия прочности

$$[M]_T = \frac{\pi D(D+S-C)(S-C)[\sigma]}{4} = 8.095e+07 \text{ Н·мм}$$

Допускаемый изгибающий момент

Инв. №	Подл. и дата	Инв. №	Подл. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подл. и дата	Инв. №	Подл. и дата
19819								
Изм	Кол.уч	Лист	№ док.	Подпись	Дата	Т-1-2381.00.00.000 РР		
						Лист		
						16		

4. Укрепление отверстий под штуцера Т1,Т2 Ду 50

Расчёт на прочность по ГОСТ Р 52857.3-2007

Расчёт выполнен с помощью пакета прикладных программ расчёта на прочность элементов сосудов, аппаратов и трубопроводов PVP Design (Свидетельство о государственной регистрации 2008614973)

Элемент: Укрепление отверстий в обечайках и днищах

Внутреннее давление

Отверстие в цилиндрической обечайке

Расчёт укрепления одиночного отверстия

Укрепление непропущенным (непроходящим) штуцером

Штуцер с осью нормальной к корпусу сосуда

Расчёт с учетом внешних нагрузок методом конечных элементов

Внешние нагрузки определялись без учета стесненности температурных деформаций

Внешние нагрузки приложены на краю штуцера

Режим:Рабочий

Исходные данные

Материал корпуса	09Г2С, Труба	
Материал штуцера	09Г2С КП 245, Поковка	
Расчётная температура днища	T 200	°С
Расчётное давление	P 1.95	МПа
Внутренний диаметр обечайки, днища или конического перехода, в месте расположения отверстия	D 301	мм
Исполнительная толщина стенки обечайки, конического перехода или днища	ε 12	мм
Коэффициент прочности сварных соединений обечаек и днищ	φ 1	
Допускаемое напряжение для материала обечайки, перехода или днища при расчётной температуре	$[\sigma]$ 148	МПа
Внутренний диаметр штуцера	d 48	мм
Исполнительная толщина стенки штуцера	ε_1 14	мм
Исполнительная длина штуцера (для заведомо длинных штуцеров $l_1=0$)	l_1 117	мм
Допускаемое напряжение для материала штуцера	$[\sigma]_1$ 129	МПа
Коэффициент прочности продольного сварного шва штуцера	φ_1 1	
Расстояние от наружной поверхности штуцера до ближайшего несущего конструктивного элемента (или $L_k=0$)	L_k 0	мм
Размер сварного шва приварки штуцера (по образующей обечайки)	α 0	мм
Размер сварного шва приварки штуцера (по образующей штуцера)	b 0	мм
Вылет штуцера	L_f 125.5	мм
Осевая нагрузка на штуцер	F_z 3200	Н
Изгибающий момент вокруг оси X действующий на штуцер	M_x 5e+05	Н*мм
Изгибающий момент вокруг оси Y действующий на штуцер	M_y 5e+05	Н*мм

Инв. №	Подп. и дата	Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Инв. №	Подп. и дата	Инв. №	Подп. и дата
19819										
Изм	Кол.уч	Лист	№ док.	Подпись	Дата	Т-1-2381.00.00.000 РР				Лист
										18

Изгибающий момент вокруг оси Z действующий на штуцер	M_z	4.8e+05	Н*мм
Перерезывающая сила вдоль оси X действующая на штуцер	F_x	3200	Н
Перерезывающая сила вдоль оси Y действующая на штуцер	F_y	3200	Н
Модуль продольной упругости материала обечайки	E	1.81e+05	МПа
Коэффициент Пуассона обечайки	μ	0.3	
Модуль продольной упругости материала штуцера	E_1	1.81e+05	МПа
Коэффициент Пуассона штуцера	μ_1	0.3	
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии стенки корпуса	c_1	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска стенки корпуса	c_2	1.5	мм
Прибавка технологическая стенки корпуса	c_3	0	мм
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии стенки штуцера	$c_{,1}$	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска стенки штуцера	$c_{,2}$	0	мм
Прибавка технологическая стенки штуцера	$c_{,3}$	0	мм

Результаты расчёта

Расчётный внутренний диаметр цилиндрической обечайки

$$D_p = D = 301 \text{ мм}$$

Расчётная толщина стенки корпуса

$$s_p = \frac{pD}{2[\sigma]\varphi_p - p} = 1.996 \text{ мм}$$

Расчётный диаметр отверстия

$$d_p = d + 2c_s = 54 \text{ мм}$$

Расчётная толщина стенки штуцера

$$s_{1p} = \frac{p(d + 2c_s)}{2[\sigma_1]\varphi_1 - p} = 0.4112 \text{ мм}$$

Расчётная длина штуцера

$$l_{1p} = \min \left\{ l_1, 1.25 \sqrt{(d + 2c_s)(s_1 - c_s)} \right\} = 30.47 \text{ мм}$$

Отношение допускаемых напряжений штуцера и корпуса

$$\chi_1 = \min \left\{ 1, 0, \frac{[\sigma_1]}{[\sigma]} \right\} = 0.8716$$

Ширина зоны укрепления, прилегающей к штуцеру

$$L_o = \sqrt{D_p(s - c)} = 47.51 \text{ мм}$$

Расчётная ширина зоны укрепления, прилегающей к штуцеру

$$l_p = 47.51 \text{ мм}$$

Расчётный диаметр неукрепляемого отверстия

Инв. №	Подп. и дата	Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Инв. №	Подп. и дата	Инв. №	Подп. и дата
19819										
Изм	Кол.уч	Лист	№ док.	Подпись	Дата	Т-1-2381.00.00.000 PP				Лист
										19

$$d_{op} = 0,4 \sqrt{D_p (s - c)} = 19.01 \text{ мм}$$

Коэффициент понижения прочности узла врезки штуцера

$$V = \min \left\{ 1; \frac{1 + \frac{l_{1p}(s_1 - c_1) \chi_1 + l_{2p}s_2 \chi_2 + l_{3p}(s_3 - c_3 - c_{3,1}) \chi_3}{l_p(s - c)}}{1 + 0,5 \frac{d_p - d_{op}}{l_p} + K_1 \frac{d + 2c_1}{D_p} \frac{\varphi l_{1p}}{\varphi l_p}} \right\} = 1$$

Допускаемое давление для узла врезки штуцера

$$[p] = \frac{2K_1(s - c)\varphi[\sigma]}{D_p + (s - c)V} V = 7.196 \text{ МПа}$$

где

$$K_1 = 1$$

Приведенное суммарное напряжение в зоне обечайки

$$\sigma_{p_o} = 142.6 \text{ МПа}$$

Приведенное мембранное напряжение в зоне обечайки

$$\sigma_{pm_o} = 118.9 \text{ МПа}$$

Приведенное суммарное напряжение в зоне штуцера

$$\sigma_{p_{шт}} = 175.9 \text{ МПа}$$

Приведенное мембранное напряжение в зоне штуцера

$$\sigma_{pm_{шт}} = 121.7 \text{ МПа}$$

Приведенное суммарное напряжение на внутренней поверхности

$$\sigma_{p_{ex_o}} = 270.7 \text{ МПа}$$

Приведенное суммарное напряжение на внутренней поверхности

$$\sigma_{p_{ex_{шт}}} = 222.8 \text{ МПа}$$

Таким образом, рассмотренный узел врезки отвечает условиям прочности в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52857.3-2007

Инв. №	Подп. и дата	Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Инв. №	Подп. и дата
19819								
Изм	Кол.уч	Лист	№ док.	Подпись	Дата	T-1-2381.00.00.000 PP		
						20		

5. Фланцы - расчет по ASME Code Ду 50 Рv 4,0 МПа

Расчёт на прочность и плотность по ASME Boiler and Pressure Vessel Code

Расчёт выполнен с помощью пакета прикладных программ расчёта на прочность элементов сосудов, аппаратов и трубопроводов PVP Design (Свидетельство о государственной регистрации 2008614973)

Фланцевое соединение двух одинаковых фланцев.

Спирально-навитая прокладка

Допускаемые напряжения для материалов фланцев принимаются по ГОСТ Р 52857.1-2007.

Специальный расчёт с учетом внешней силы и изгибающего момента.

Исходные данные

Материал фланца	09Г2С КП 245, Поковка
Материал обечайки	09Г2С КП 245, Поковка
Материал болтов	35Х, Diam = 1-M16
Материал прокладки	Спирально-навитая с лентой из нержавеющей стали

Расчётное давление	P (P ₁)	1.95	МПа
Внешний изгибающий момент, действующий на фланец	M	7.071e+05H	мм
Внешняя осевая сила, действующая на фланец	F	3200	Н
Допускаемое напряжение для материала болтов (шпилек) при температуре 20С	S _a	160	МПа
Допускаемое напряжение для материала болтов (шпилек) при расчётной температуре	S _b	160	МПа
Наружный диаметр прокладки	D _{np}	88	мм
Ширина прокладки	N	8	мм
Толщина прокладки	h _n	2.5	мм
Минимальное удельное давление смятия прокладки	q	69	МПа
Прокладочный коэффициент	m	3	
Диаметр окружности расположения болтов (шпилек)	C	125	мм
Диаметр болта(шпильки)	d	16	мм
Площадь сечения болта(шпильки) по наименьшему диаметру	f _b	144	мм ²
Количество болтов(шпилек)	n _b	4	
Температура первого фланца (крышки)	T _{fl}	200	С
Внутренний диаметр первого фланца	D	48	мм
Наружный диаметр первого фланца (крышки)	A	160	мм
Толщина тарелки первого фланца (крышки)	t (t _n)	17	мм
Толщина втулки первого фланца в месте присоединения к обечайке	S ₀	5	мм
Толщина втулки первого фланца в месте присоединения к тарелке	S ₁	14	мм
Высота конической части первой втулки	h	22.5	мм
Длина цилиндрической части втулки первого фланца	h _{цил}	0	мм
Прибавка на коррозию для первого фланца (крышки)	c	3	мм
Допускаемое напряжение для материала первого фланца при температуре 20 С	S _{fa}	163	МПа
Допускаемое напряжение для материала первого флан-	S _{fb}	129	МПа

Инв. №	19819	Подп. и дата	Инв. №	Взам. инв.	Подп. и дата	T-1-2381.00.00.000 PP	Лист	
								21
		Изм	Кол.уч	Лист	№ док.		Подпись	Дата

ца при расчётной температуре

Допускаемое напряжение для материала первой обечайки (трубы) при температуре 20 С

S_{na} 163 МПа

Допускаемое напряжение для материала первой обечайки (трубы) при расчётной температуре

S_{nb} 129 МПа

Результаты расчёта

Параметры прокладки и крепежа

Эффективная ширина прокладки:

$$b = \begin{cases} N & \text{при } N \leq 12.7 \text{ мм} \\ 1.782 \sqrt{N} & \text{при } N > 12.7 \text{ мм} \end{cases} = 4 \text{ мм}$$

Средний диаметр прокладки

$$G = D_{\text{н}} - 2b = 80 \text{ мм}$$

Расчётная площадь поперечного сечения болтов (шпилек)

$$A_b = n_b f_b = 576 \text{ мм}^2$$

Расстояние от места приложения силы реакции прокладки до болтовой окружности

$$h_G = \frac{C - G}{2} = 22.5 \text{ мм}$$

Определение усилий в болтах (шпильках) и проверка их прочности

Дополнительное расчётное усилие на болты (шпильки) фланцевого соединения, вызванное воздействием внешней осевой силы и изгибающего момента

$$Q_{FM} = \text{Max} \left\{ F + \frac{4|M|}{G}, 0 \right\} = 3.856 \text{e}+04 \text{ Н}$$

Минимальное усилие, необходимое для смятия прокладки

$$W_{\pi 2} = \pi b G q = 6.937 \text{e}+04 \text{ Н}$$

Общее гидростатическое усилие, действующее на фланец

$$H = 0.785 G^2 |P| = 9797 \text{ Н}$$

Общая сжимающая нагрузка на контактную поверхность соединения

$$H_p = 2b \pi G m P = 1.176 \text{e}+04 \text{ Н}$$

Нагрузка на болты (шпильки) в рабочих условиях

$$W_{\pi 1} = H + H_p + Q_{FM} = 6.011 \text{e}+04 \text{ Н}$$

Минимальная необходимая площадь сечения болтов (шпилек)

$$A_{\pi} = \text{Max} \left\{ \frac{W_{\pi 1}}{S_b}, \frac{W_{\pi 2}}{S_a} \right\} = 433.5 \text{ мм}^2 < A_b = 576 \text{ мм}^2$$

Расчётное усилие в болтах (шпильках) при затяжке

$$W = \frac{A_{\pi} + A_b}{2} S_a = 8.076 \text{e}+04 \text{ Н}$$

Расчёт на прочность фланца

Расчётный внутренний диаметр фланца после снятия прибавки на коррозию

$$B = D + 2c = 65 \text{ мм}$$

Толщина втулки первого фланца в месте присоединения к обечайке, после снятия прибавки

$$g_0 = S_0 - c = 2 \text{ мм}$$

Инв. №	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата			
19819						
				Т-1-2381.00.00.000 PP		
Изм	Кол.уч	Лист	№ док.	Подпись	Дата	Лист
						22

на коррозию

Толщина втулки первого фланца в месте присоединения к тарелке, после снятия прибавки на коррозию

$$g_1 = S_1 - c = 11 \quad \text{мм}$$

Плечи действия сил:

Расстояние от окружности расположения болтов до точки пересечения втулки и основания фланца

$$R = \frac{(C - B)}{2} - g_1 = 24.5 \quad \text{мм}$$

Плечо действия гидростатического усилия внутри фланца

$$h_D = R + \frac{g_1}{2} = 30 \quad \text{мм}$$

Плечо действия разницы между общим гидростатическим усилием и гидростатическим усилием внутри фланца

$$h_T = \frac{R + g_1 + h_G}{2} = 29 \quad \text{мм}$$

Коэффициенты

$$K = \frac{A}{B} = 2.963$$

$$h_0 = \sqrt{B g_0} = 10.39 \quad \text{мм}$$

$$Y = 1.891$$

$$T = 1.214$$

$$U = 2.078$$

$$Z = 1.257$$

$$F = 0.4826$$

$$V = 0.01481$$

$$f = 1$$

$$L = \frac{(Ft/h_0 + 1)}{T} + \frac{Vt^3}{U h_0 g_0^2} = 2.316$$

Усилия и моменты, действующие на фланец

Гидростатическое усилие внутри фланца $H_D = 0.785 B^2 |P| = 4464 \quad \text{Н}$

Разница между общим гидростатическим усилием и гидростатическим усилием внутри фланца $H_T = H - H_D = 5333 \quad \text{Н}$

Усилие на прокладке в рабочих условиях $H_G = W_{m1} - H = 5.032e+04 \quad \text{Н}$

Составляющая момента от гидростатического усилия внутри фланца $M_D = H_D h_D = 1.339e+05 \quad \text{Н мм}$

Составляющая момента от разницы между общим гидростатическим усилием и гидростатическим усилием внутри фланца $M_T = H_T h_T = 1.547e+05 \quad \text{Н мм}$

Составляющая момента от усилия на прокладке в рабочих условиях $M_G = H_G h_G = 1.132e+06 \quad \text{Н мм}$

Суммарный момент, действующий на фланец

- в рабочих условиях: $M_0 = M_D + M_T + M_G = 1.421e+06 \quad \text{Н мм}$

- при затяжке $M_0 = W h_G = 1.817e+06 \quad \text{Н мм}$

Приведенный внутренний диаметр фланца при определении продольных напряжений во втулке

$$B_1 = \begin{cases} B & \text{при } B \geq 20 S_1 \\ B + g_0 & \text{при } B < 20 g_1 \text{ и } f > 1 \\ B + g_1 & \text{при } B < 20 g_1 \text{ и } f = 1 \end{cases} = 65 \quad \text{мм}$$

Инв. №	19819	Подп. и дата	Усилия и моменты, действующие на фланец				
			Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата		
Гидростатическое усилие внутри фланца	$H_D = 0.785B^2 P = 4464$	Н					
Разница между общим гидростатическим усилием и гидростатическим усилием внутри фланца			$H_T = H - H_D = 5333$	Н			
Усилие на прокладке в рабочих условиях			$H_G = W_{м1} - H = 5.032e+04$	Н			
Составляющая момента от гидростатического усилия внутри фланца			$M_D = H_D h_D = 1.339e+05$	Н мм			
Составляющая момента от разницы между общим гидростатическим усилием и гидростатическим усилием внутри фланца			$M_T = H_T h_T = 1.547e+05$	Н мм			
Составляющая момента от усилия на прокладке в рабочих условиях			$M_G = H_G h_G = 1.132e+06$	Н мм			
Суммарный момент, действующий на фланец							
- в рабочих условиях:			$M_0 = M_D + M_T + M_G = 1.421e+06$	Н мм			
- при затяжке			$M_0 = Wh_G = 1.817e+06$	Н мм			
Приведенный внутренний диаметр фланца при определении продольных напряжений во втулке			$B_1 = \begin{cases} B \text{ при } B \geq 20S_1 \\ B + g_0 \text{ при } B < 20g_1 \text{ и } f > 1 \\ B + g_1 \text{ при } B < 20g_1 \text{ и } f = 1 \end{cases} = 65$	мм			
Инв. №	19819	Подп. и дата	Т-1-2381.00.00.000 PP				Лист
							23
Изм	Кол.уч	Лист	№ док.	Подпись	Дата		

*Напряжения в расчётных сечениях фланца
- в рабочих условиях:*

Продольное напряжение во втулке фланца	$S_H = \frac{fM_0}{Lg_1^2 B_1} =$	78	МПа <	$1.5S_{\rho} = 193.5$	МПа
Радиальное напряжение во фланце	$S_R = \frac{(1.33tF/h_0 + 1)M_0}{Lt^2 B} =$	80.58	МПа <	$S_{\rho} = 129$	МПа
Окружное напряжение во фланце	$S_T = \frac{YM_0}{t^2 B} - ZS_R =$	70.85	МПа <	$S_{\rho} = 129$	МПа
Полусумма продольного и радиального напряжений во фланце	$\frac{S_H + S_R}{2} =$	79.29	МПа <	$S_{\rho} = 129$	МПа
Полусумма продольного и окружного напряжений во фланце	$\frac{S_H + S_T}{2} =$	74.42	МПа <	$S_{\rho} = 129$	МПа

- при затяжке:

Продольное напряжение во втулке фланца	$S_H = \frac{fM_0}{Lg_1^2 B_1} =$	99.77	МПа <	$1.5S_{\rho_2} = 244.5$	МПа
Радиальное напряжение во фланце	$S_R = \frac{(1.33tF/h_0 + 1)M_0}{Lt^2 B} =$	103.1	МПа <	$S_{\rho_2} = 163$	МПа
Окружное напряжение во фланце	$S_T = \frac{YM_0}{t^2 B} - ZS_R =$	90.62	МПа <	$S_{\rho_2} = 163$	МПа
Полусумма продольного и радиального напряжений во фланце	$\frac{S_H + S_R}{2} =$	101.4	МПа <	$S_{\rho_2} = 163$	МПа
Полусумма продольного и окружного напряжений во фланце	$\frac{S_H + S_T}{2} =$	95.19	МПа <	$S_{\rho_2} = 163$	МПа

Условия прочности и герметичности фланцевого соединения выполняются

Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	
19819					
Изм	Кол.уч	Лист	№ док.	Подпись	Дата

6. Фланцевое соединение распределительной камеры и корпуса с зажатой решеткой

Расчёт на прочность по ГОСТ Р 52857.4-2007

Расчёт выполнен с помощью пакета прикладных программ расчёта на прочность элементов сосудов, аппаратов и трубопроводов PVP Design (Свидетельство о государственной регистрации 2008614973)

Элемент: Фланцевое соединение

Два одинаковых фланца

Плоская прокладка

Шпильки

Приварной в стык фланец

Приварной в стык фланец

Расчёт на статическую прочность

Температура элементов фланцевого соединения задается пользователем

Между фланцами зажата трубная решетка или закладная деталь

Внешняя осевая сила отсутствует

Не контролируемая затяжка

Режим :Рабочий

Исходные данные

Материал первого фланца (крышки) 09Г2С КП 245, Поковка
Материал и диаметр болтов (шпилек) 35Х, Diam = 1-М20
Материал прокладки Графлекс в оболочке из стали типа 12Х18Н10Т
Материал трубной решетки (закладной детали) 09Г2С, Лист

Диаметр окружности расположения болтов (шпилек)	D_b	430	мм
Наружный диаметр болта (шпильки)	d	20	мм
Площадь поперечного сечения болта (шпильки) по внутреннему диаметру резьбы или нагруженному сечению наименьшего диаметра	f_b	225	мм ²
Число болтов (шпилек)	n	20	
Расстояние между опорными поверхностями гайки и головки болта или опорными поверхностями гаек	$L_{б,г}$	90	мм
Наружный диаметр прокладки	$D_{н.п}$	363	мм
Ширина прокладки	b_n	15	мм
Толщина трубной решетки или закладной детали между прокладками	h_r	20	мм
Расчётная температура	t	200	°C
Расчётная температура трубной решетки или иной закладной детали, зажатой между фланцами	t_p	200	°C
Расчётная температура болта (шпильки)	t_b	173	°C

Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Инв. №
19819					
Изм	Кол.уч	Лист	№ док.	Подпись	Дата
Т-1-2381.00.00.000 РР					Лист
					25

Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата	Толщина втулки приварного встык фланца в месте приварки к обечайке (трубе), толщина обечайки (трубы) плоского фланца или бурта свободного фланца	S_0	12	мм
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата	Длина конической втулки приварного встык фланца	ℓ	39	мм
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата	Длина цилиндрической втулки приварного встык фланца	$\ell_{цм}$	0	мм
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата	Расчётная температура фланца	t_ϕ	192.8	°C
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата	Расчётное давление (внутреннее – положительное, наружное – отрицательное)	p	1.95	МПа
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата	Прибавка на коррозию	c	3	мм
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата	Допускаемое напряжение для материала фланца или бурта свободного фланца при температуре 20С в соответствии с ГОСТ Р 52857.1	$[\sigma]^{20}$	163	МПа
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата	Допускаемое напряжение для материала фланца или бурта свободного фланца при расчётной температуре в соответствии с ГОСТ Р 52857.1	$[\sigma]$	129.5	МПа
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата	Модуль продольной упругости материала фланца при температуре 20С	E_1^{20}	1.99e+05	МПа
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата	Модуль продольной упругости материала фланца при расчётной температуре	E_1	1.815e+05	МПа
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата	Температурный коэффициент линейного расширения материала фланца	α_ϕ	1.25e-05	1/°C
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата	Допускаемое значение общих мембранных и изгибных напряжений во фланце при затяжке в соот-	$[\sigma]_M$	244.5	МПа
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата				
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.							

Инв. №	19819	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Модуль продольной упругости материала фланца при расчётной температуре	E_2	1.91e+05	МПа
						Температурный коэффициент линейного расширения материала фланца	α_Φ	1.25e-05	1/°C
						Допускаемое значение общих мембранных и изгибных напряжений во фланце при затяжке в соответствии с п.8.10 ГОСТ Р 52857.1	$[\sigma]_M$	244.5	МПа
						Допускаемое значение общих мембранных и изгибных напряжений во фланце в рабочих условиях в соответствии с п.8.10 ГОСТ Р 52857.1	$[\sigma]_M$	194.2	МПа
Инв. №	19819	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Допускаемое значение суммарных общих и местных мембранных и изгибных напряжений во фланце при затяжке в соответствии с п.8.10 ГОСТ Р 52857.1	$[\sigma]_z$	489	МПа
						Допускаемое значение суммарных общих и местных мембранных и изгибных напряжений во фланце в рабочих условиях в соответствии с п.8.10 ГОСТ Р 52857.1	$[\sigma]_z$	388.5	МПа
						Результаты расчёта			
Расчёт вспомогательных величин -для прокладки и шпилек									
Эффективная ширина прокладки						15 мм			
T-1-2381.00.00.000 PP						Лист			
Изм	Кол.уч	Лист	№ док.	Подпись	Дата	27			

$$b_0 = \begin{cases} b_n & \text{при } b_n \leq 15 \text{ мм} \\ 3.8 \sqrt{b_n} & \text{при } b_n > 15 \text{ мм} \end{cases} =$$

Средний диаметр прокладки

$$D_{\text{ст}} = D_{\text{кр}} - b_0 = 348 \text{ мм}$$

Податливость прокладки

$$J_x = 0 \text{ mm/H}$$

Податливость болтов (шпилек)

$$y_6 = \frac{L_6}{E_6 f_6 n} = 1.032 \text{e-}07 \text{ mm/H}$$

где

$$L_F = L_{F0} + 0,56d = 101.2 \text{ mm}$$

Суммарная площадь сечения болтов (шпилек) по внутреннему диаметру резьбы или нагруженному сечению наименьшего диаметра

$$A_s = m_s^2 = 4500 \text{ mm}^2$$

Плечо усилий в болтах (шпильках)

$$b = 0,5(D_p - D_\alpha) = 41 \text{ mm}$$

- для фланцев

Плечо усилия от действия давления внутри фланца

$$e = 0,5(D_{\text{вн}} - D - S_1) = 14,53 \text{ мм}$$

где эквивалентная толщина втулки фланца

$$S_3 = 5S_0 = 17.94 \text{ mm}$$

$$\zeta = 1 + (\beta - 1) \frac{x}{x + \frac{1 + \beta}{4}} = 1.495 \text{ mm}$$

Параметр длины втулки

$$l_0 = \sqrt{DS_0} = 60.1 \text{ mm}$$

Отношение наружного диаметра тарелки фланца к внутреннему диаметру

$$K = \frac{D_N}{D} = \quad 1.611$$

Расчётные коэффициенты, зависящие от соотношения размеров тарелки фланца (бурта)

$$\beta_T = \frac{K^2(1 + 8,55 \lg K) - 1}{(1,05 + 1,945 K^2)(K - 1)} = 1.661$$

$$\beta_v = \frac{K^2(1 + 8,55 \lg K) - 1}{1,36(K^2 - 1)(K - 1)} = 4.668$$

$$\beta_Y = \frac{1}{K-1} \left(0,69 + 5,72 \frac{K^2 \lg K}{K^2 - 1} \right) = 4.282$$

$$\beta_z = \frac{K^2 + 1}{K^2 - 1} = 2.253$$

Инв. №	19819	Подп. и дата		Взам. инв.		Инв. №		Подп. и дата															
$\zeta = 1 + (\beta - 1) \frac{x}{x + \frac{1 + \beta}{4}} =$																							
Параметр длины втулки																							
$l_0 = \sqrt{DS_0} =$																							
Отношение наружного диаметра тарелки фланца к внутреннему диаметру																							
$K = \frac{D_s}{D} =$																							
Расчётные коэффициенты, зависящие от соотношения размеров тарелки фланца (бурта)																							
$\beta_T = \frac{K^2(1 + 8,55 \lg K) - 1}{(1,05 + 1,945 K^2)(K - 1)} =$																							
$\beta_v = \frac{K^2(1 + 8,55 \lg K) - 1}{1,36(K^2 - 1)(K - 1)} =$																							
$\beta_y = \frac{1}{K - 1} \left(0,69 + 5,72 \frac{K^2 \lg K}{K^2 - 1} \right) =$																							
$\beta_z = \frac{K^2 + 1}{K^2 - 1} =$																							
<div><div><table><tr><td>Изм</td><td>Кол.уч</td><td>Лист</td><td>№ док.</td><td>Подпись</td><td>Дата</td></tr><tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr></table></div><div>T-1-2381.00.00.000 PP</div><div><table><tr><td>Лист</td></tr><tr><td>28</td></tr></table></div></div>										Изм	Кол.уч	Лист	№ док.	Подпись	Дата							Лист	28
Изм	Кол.уч	Лист	№ док.	Подпись	Дата																		
Лист																							
28																							

Расчёт фланцевого соединения на прочность и герметичность без учета нагрузки вызванной стесненностью температурных деформаций

Усилие, необходимое для смятия прокладки при затяжке

$$F_{сж} = 0,5\pi D_{сж} b_0 q_{сж} = 5.166e+05 \text{ Н}$$

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

$$R_x = \pi D_{сж} b_0 m \cdot \max\{p_1; p_2\} = 1.199e+05 \text{ Н}$$

Равнодействующая давления

$$Q_d = Q_{d1} = 0,785 D_{сж}^2 p_1 = 1.854e+05 \text{ Н}$$

Приведенная нагрузка, вызванная воздействием внешней силы и изгибающего момента

$$Q_{FM} = F \pm \frac{4|M|}{D_{сж}} = 0 \text{ Н}$$

Расчётная нагрузка на болты (шпильки) при затяжке, необходимая для обеспечения обжатия прокладки и минимального начального натяжения болтов (шпилек)

$$F_{с2} = \max\{F_{сж}; 0,4 A_b [\sigma]_n\} = 5.166e+05 \text{ Н}$$

Расчётная нагрузка на болты (шпильки) при затяжке, необходимая для обеспечения в рабочих условиях давления на прокладку, достаточного для герметизации фланцевого соединения

$$F_{с1} = \alpha_b \max\{Q_{d1}; Q_{d2}\} + \alpha F + R_x + \frac{4\alpha_m |M|}{D_{сж}} = 3.368e+05 \text{ Н}$$

Расчётная нагрузка на болты (шпильки) при затяжке фланцевого соединения

$$F_s^N = \max\{F_{с1}; F_{с2}\} = 5.166e+05 \text{ Н}$$

Расчётная нагрузка на болты (шпильки) фланцевых соединений в рабочих условиях

$$F_s^P = F_s^N + (1 - \alpha_b) \max\{Q_{d1}; Q_{d2}\} + (1 - \alpha) F + \frac{4(1 - \alpha_m) |M|}{D_{сж}} = 4.851e+05 \text{ Н}$$

Проверка прочности болтов (шпилек)

Расчётное напряжение в болтах (шпильках) при затяжке

$$\sigma_{с1} = \frac{F_s^N}{A_b} \leq [\sigma]_N$$

$$114.8 \text{ МПа} \leq 276 \text{ МПа}$$

Расчётное напряжение в болтах (шпильках) в рабочих условиях

$$\sigma_{с2} = \frac{F_s^P}{A_b} \leq [\sigma]_P$$

$$107.8 \text{ МПа} \leq 226 \text{ МПа}$$

где:

- допускаемое напряжение для болтов (шпилек) при затяжке

$$[\sigma]_N = \xi K_{yp} K_{y2} K_{yT} [\sigma]_N = 276 \text{ МПа}$$

Инв. №	Подл. и дата	Инв. №	Подл. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подл. и дата	Инв. №	Подл. и дата
19819								
Изм	Кол.уч	Лист	№ док.	Подпись	Дата	Т-1-2381.00.00.000 РР		

$$68.81 \text{ МПа} \leq 129.5 \text{ МПа}$$

Угол поворота приварного встык фланца, плоского фланца или бурта свободного фланца в рабочих условиях

$$\theta = M^* y_{\theta} \frac{E^{20}}{E} \leq K_{\theta} [\theta]$$

$$0.001824 \text{ рад} \leq 0.006 \text{ рад}$$

где:

$$[\theta] = 0.006 \text{ рад}$$

$$K_{\theta} = 1$$

Расчёт фланцевого соединения на прочность и герметичность с учетом нагрузки, вызванной стесненностью температурных деформаций

Нагрузка, вызванная стесненностью температурных деформаций

$$Q_t = \gamma [\alpha_{\varphi 1} h_1 (t_{\varphi 1} - 20) + \alpha_{\varphi 2} h_2 (t_{\varphi 2} - 20) + \alpha_p h_p (t_p - 20) - \alpha_{\varphi} (h_1 + h_2 + h_p) (t_{\varphi} - 20)] = 7.738 \text{e}+04 \text{ Н}$$

Расчётная нагрузка на болты (шпильки) при затяжке, необходимая для обеспечения в рабочих условиях давления на прокладку, достаточного для герметизации фланцевого соединения

$$P_{\varphi 1} = \max \left\{ \begin{aligned} &\alpha_s \max \{ Q_{\varphi 1}; Q_{\varphi 2} \} + \alpha F + R_n + \frac{4 \alpha_M |M|}{D_{\varphi}} \\ &\alpha_s \max \{ Q_{\varphi 1}; Q_{\varphi 2} \} + \alpha F + R_n + \frac{4 \alpha_M |M|}{D_{\varphi}} - Q_t \end{aligned} \right\} = 4.142 \text{e}+05 \text{ Н}$$

Расчётная нагрузка на болты (шпильки) при затяжке фланцевого соединения

$$P_{\varphi}^* = \max \{ P_{\varphi 1}; P_{\varphi 2} \} = 5.166 \text{e}+05 \text{ Н}$$

Расчётная нагрузка на болты (шпильки) фланцевых соединений в рабочих условиях

$$P_{\varphi}^* = P_{\varphi}^* + (1 - \alpha_s) \max \{ Q_{\varphi 1}; Q_{\varphi 2} \} + (1 - \alpha) F + Q_t + \frac{4 (1 - \alpha_M) |M|}{D_{\varphi}} = 4.077 \text{e}+05 \text{ Н}$$

Проверка прочности болтов (шпилек) с учетом температурных деформаций

Расчётное напряжение в болтах (шпильках) при затяжке

$$\sigma_{\varphi 1} = \frac{P_{\varphi}^*}{A_{\varphi}} = 114.8 \text{ МПа}$$

Расчётное напряжение в болтах (шпильках) в рабочих условиях

$$\sigma_{\varphi 2} = \frac{P_{\varphi}^*}{A_{\varphi}} = 90.6 \text{ МПа}$$

где: Допускаемое напряжение для болтов (шпилек) при затяжке

$$[\sigma]_{\kappa}^{\varphi} = \xi K_{\varphi p} K_{\varphi s} K_{\varphi t} [\sigma]_{\kappa}^{\varphi} = 358.8 \text{ МПа}$$

Допускаемое напряжение для болтов (шпилек) в рабочих условиях и при расчёте на условия испытания

$$[\sigma]_{\varphi}^{\varphi} = K_{\varphi p} K_{\varphi s} K_{\varphi t} [\sigma]_{\kappa}^{\varphi} = 293.8 \text{ МПа}$$

Коэффициент учета нагрузки от температурных деформаций

Инв. №	19819	Подп. и дата	Инв. №	Взам. инв.	Подп. и дата	Инв. №
Изм	Кол.уч	Лист	№ док.	Подпись	Дата	
Т-1-2381.00.00.000 РР						Лист
						35

$$K_{\text{зм}} = 1.3$$

Остальные коэффициенты, используемые при определении допускаемых напряжений для болтов (шпилек) те же, что и при расчёте без учета усилий, вызванных стесненностью температурных деформаций

Расчёт первого фланца на статическую прочность с учетом усилий вызванных стесненностью температурных деформаций

Расчётный изгибающий момент, действующий на фланец при затяжке

$$M^M = C_F \cdot F_g^M \cdot b = 2.118 \text{e}+07 \text{ Н мм}$$

Расчётный изгибающий момент, действующий на фланец в рабочих условиях

$$M^P = C_F \cdot m \cdot \max \left\{ \left[F_g^P \cdot b + (Q_d + Q_{FM}) \cdot e \right] \cdot |Q_d + Q_{FM}| \cdot e \right\} = 1.941 \text{e}+07 \text{ Н мм}$$

Меридиональное изгибное напряжение во втулке фланца в сечении S1

$$\sigma_1^M = \frac{M^M}{\lambda (S_1 - c)^2 D^*} = 116.4 \text{ МПа}$$

Меридиональное изгибное напряжение во втулке фланца в сечении S0

$$\sigma_0^M = f \sigma_1^M = 116.4 \text{ МПа}$$

Радиальное напряжение в тарелке приварного встык фланца, плоского фланца и бурте свободного фланца в условиях затяжки

$$\sigma_R^M = \frac{(1.33 \beta_F h + l_0)}{\lambda s^2 l_0 D} M^M = 70.35 \text{ МПа}$$

Окружное напряжение в тарелке приварного встык фланца, плоского фланца и бурте свободного фланца в условиях затяжки

$$\sigma_T^M = \frac{\beta_V M^M}{h^2 D} - \beta_Z \sigma_R^M = 50.15 \text{ МПа}$$

Расчётные меридиональные изгибные напряжения в рабочих условиях в сечении S1:

$$\sigma_1^P = \frac{M^P}{\lambda (S_1 - c)^2 D^*} = 106.6 \text{ МПа}$$

в сечении S0:

$$\sigma_0^P = f \sigma_1^P = 106.6 \text{ МПа}$$

Радиальное напряжение в тарелке приварного встык фланца, плоского фланца и бурте свободного фланца в рабочих условиях

$$\sigma_R^P = \frac{(1.33 \beta_F h + l_0)}{\lambda s^2 l_0 D} M^P = 64.47 \text{ МПа}$$

Окружное напряжение в тарелке приварного встык фланца, плоского фланца и бурте свободного фланца в рабочих условиях

$$\sigma_T^P = \frac{\beta_V M^P}{h^2 D} - \beta_Z \sigma_R^P = 45.96 \text{ МПа}$$

Напряжения во фланце, не зависящие от усилий, вызванных стесненностью температурных деформаций, такие же, как при расчёте на статическую прочность без учета температурных деформаций.

Условия статической прочности фланца ($K_T=1.3$)

Расчётные общие мембранные и изгибные напряжения в сечении S1

Инв. №	19819	Подп. и дата				
		Инв. №				
		Взам. инв.				
		Подп. и дата				
Изм	Кол.уч	Лист	№ док.	Подпись	Дата	<div>Т-1-2381.00.00.000 PP</div> <div>Лист</div> <div>36</div>

фланца при затяжке

$$\max \left\{ \left| \sigma_1^M + \sigma_R^M \right|, \left| \sigma_1^M + \sigma_T^M \right| \right\} \leq K_T [\sigma]_M$$

$$186.7 \text{ МПа} \leq 317.9 \text{ МПа}$$

Расчётные общие мембранные и изгибные напряжения в сечении S1 фланца в рабочих условиях

$$\max \left\{ \left| \sigma_1^P - \sigma_{MM}^P + \sigma_R^P \right|, \left| \sigma_1^P - \sigma_{MM}^P + \sigma_R^P \right|, \left| \sigma_1^P + \sigma_{MM}^P \right| \right\} \leq K_T [\sigma]_M$$

$$162.9 \text{ МПа} \leq 252.5 \text{ МПа}$$

Расчётные суммарные общие и местные мембранные и изгибные напряжения в сечении S0 при затяжке

$$\sigma_0^M \leq 1.3 [\sigma]_R$$

$$116.4 \text{ МПа} \leq 635.7 \text{ МПа}$$

Расчётные суммарные общие и местные мембранные и изгибные напряжения в сечении S0 в рабочих условиях

$$\max \left\{ \left| \sigma_0^P \pm \sigma_{MM}^P \right|, \left| 0.3 \sigma_0^P \pm \sigma_{MM,0}^P \right|, \left| 0.7 \sigma_0^P \pm (\sigma_{MM}^P - \sigma_{MM,0}^P) \right| \right\} \leq 1.3 [\sigma]_R$$

$$127.6 \text{ МПа} \leq 505.1 \text{ МПа}$$

где допускаемая величина условных упругих напряжений в сечении S0 при затяжке

$$[\sigma]_0 = \frac{1.3}{K_T} [\sigma]_R = 489 \text{ МПа}$$

где допускаемая величина условных упругих напряжений в сечении S0 в рабочих условиях

$$[\sigma]_0 = \frac{1.3}{K_T} [\sigma]_R = 388.5 \text{ МПа}$$

Расчётное напряжение в тарелке фланца при затяжке

$$\max \left\{ \left| \sigma_R^M \right|, \left| \sigma_T^M \right| \right\} \leq K_T [\sigma]$$

$$70.35 \text{ МПа} \leq 211.9 \text{ МПа}$$

Расчётное напряжение в тарелке фланца в рабочих условиях

$$\max \left\{ \left| \sigma_R^P \right|, \left| \sigma_T^P \right| \right\} \leq K_T [\sigma]$$

$$64.47 \text{ МПа} \leq 168.3 \text{ МПа}$$

Угол поворота приварного встык фланца, плоского фланца или бурта свободного фланца в рабочих условиях

$$\theta = M^P y_f \frac{E^{20}}{E} \leq K_\theta [\theta]$$

$$0.001798 \text{ рад} \leq 0.006 \text{ рад}$$

где:

$$[\theta] = 0.006 \text{ рад}$$

$$K_\theta = 1$$

Расчёт второго фланца на статическую прочность

Расчётный изгибающий момент, действующий на фланец в рабочих условиях

$$M^P = C_F \max \left\{ \left[F_s^P b + (Q_\pi + Q_{FM}) s \right], \left| Q_\pi + Q_{FM} \right| s \right\} =$$

$$1.754 \text{e}+07 \text{ Н} \\ \text{мм}$$

Расчётные меридиональные изгибные напряжения в рабочих условиях

Инв. №	19819	Подп. и дата	Инв. №	Взам. инв.	Подп. и дата	Т-1-2381.00.00.000 PP					Лист
											37
Изм	Кол.уч	Лист	№ док.	Подпись	Дата						

$$\sigma_0^P = \sigma_1^P = \frac{M^P}{\lambda (S_0 - c)^2 D} = 96.39 \text{ МПа}$$

Радиальное напряжение в тарелке приварного встык фланца, плоского фланца и бурте свободного фланца в рабочих условиях

$$\sigma_R^P = \frac{(1,33\beta_F h + l_0)}{\lambda h^2 l_0 D} M^P = 58.27 \text{ МПа}$$

Окружное напряжение в тарелке приварного встык фланца, плоского фланца и бурте свободного фланца в рабочих условиях

$$\sigma_T^P = \frac{\beta_Y M^P}{h^2 D} - \beta_Z \sigma_R^P = 41.54 \text{ МПа}$$

Остальные усилия, изгибающие моменты и напряжения такие же, как для первого фланца

Условия статической прочности фланца ($K_T = 1.3$)

Расчётные общие мембранные и изгибные напряжения в сечении S1 фланца при затяжке

$$\max \left\{ \left| \sigma_1^M + \sigma_R^M \right|, \left| \sigma_1^M + \sigma_T^M \right| \right\} \leq K_T [\sigma]_M$$

$$186.7 \text{ МПа} \leq 317.9 \text{ МПа}$$

Расчётные общие мембранные и изгибные напряжения в сечении S1 фланца в рабочих условиях

$$\max \left\{ \left| \sigma_1^P - \sigma_{bmm}^P + \sigma_R^P \right|, \left| \sigma_1^P - \sigma_{bmm}^P + \sigma_R^P \right|, \left| \sigma_1^P + \sigma_{bmm}^P \right| \right\} \leq K_T [\sigma]_M$$

$$152.1 \text{ МПа} \leq 252.5 \text{ МПа}$$

Расчётные суммарные общие и местные мембранные и изгибные напряжения в сечении S0 при затяжке

$$\sigma_0^M = \leq 1,3 [\sigma]_R$$

$$96.39 \text{ МПа} \leq 635.7 \text{ МПа}$$

Расчётные суммарные общие и местные мембранные и изгибные напряжения в сечении S0 в рабочих условиях

$$\max \left\{ \left| \sigma_0^P \pm \sigma_{omm}^P \right|, \left| 0,3\sigma_0^P \pm \sigma_{omo}^P \right|, \left| 0,7\sigma_0^P \pm (\sigma_{omm}^P - \sigma_{omo}^P) \right| \right\} \leq 1,3 [\sigma]_R$$

$$102.8 \text{ МПа} \leq 505.1 \text{ МПа}$$

где допускаемая величина условных упругих напряжений в сечении S0 при затяжке

$$[\sigma]_0 = \frac{1,3}{K_T} [\sigma]_R = 489 \text{ МПа}$$

где допускаемая величина условных упругих напряжений в сечении S0 в рабочих условиях

$$[\sigma]_0 = \frac{1,3}{K_T} [\sigma]_R = 388.5 \text{ МПа}$$

Расчётное напряжение в тарелке фланца при затяжке

$$\max \left\{ \left| \sigma_R^M \right|, \left| \sigma_T^M \right| \right\} \leq K_T [\sigma]$$

$$70.35 \text{ МПа} \leq 211.9 \text{ МПа}$$

Расчётное напряжение в тарелке фланца в рабочих условиях

$$\max \left\{ \left| \sigma_R^P \right|, \left| \sigma_T^P \right| \right\} \leq K_T [\sigma]$$

$$58.27 \text{ МПа} \leq 168.3 \text{ МПа}$$

Угол поворота приварного встык фланца, плоского фланца или бурта свободного

Инв. №	19819	Подп. и дата			
		Инв. №			
		Взам. инв.			
		Подп. и дата			
Изм	Кол.уч	Лист	№ док.	Подпись	Дата
Т-1-2381.00.00.000 PP					Лист
					38

фланца в рабочих условиях

$$\theta = M^* y_s \frac{E^{20}}{E} \leq K_s [\theta]$$

$$0.001545 \text{ рад} \leq 0.006 \text{ рад}$$

где:

$$[\theta] = 0.006 \text{ рад}$$

$$K_s = 1$$

Таким образом, рассмотренное фланцевое соединение отвечает условиям прочности в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52857.4-2007

Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата
19819				

7. Элементы теплообменных аппаратов

Расчёт на прочность по ГОСТ Р 52857.7–2007

Расчёт выполнен с помощью пакета прикладных программ расчёта на прочность элементов сосудов, аппаратов и трубопроводов PVP Design (Свидетельство о государственной регистрации 2008614973)

Элементы кожухотрубчатого теплообменного аппарата с плавающей головкой или с компенсатором на плавающей головке

Режим: Рабочий

Аппарат с перегородками по межтрубному пространству

Аппарат с перегородками по трубному пространству

Трубы, закрепленные в части толщины решетки

Исходные данные

Материал труб	Сталь20, Труба
Материал решеток	09Г2С КП
Материал перегородок по трубному пространству	245, Поковка
	09Г2С, Лист
Расчётная температура труб	T_r 200 °C
Расчётная температура решетки	T_p 200 °C
Максимально возможный перепад давлений, действующих на решетку	P_r 1.95 МПа
Допускаемое напряжение для материала решетки при температуре T_p	$[\sigma]_p$ 129 МПа
Количество труб в пучке	i_r 28
Половина длины трубы	l 1500 мм
Толщина стенки трубы	S_r 2.5 мм
Толщина трубной решетки	S_p 30 мм
Прибавка к толщине трубной решетки для компенсации коррозии и эрозии	Cp16 мм
Прибавка к толщине трубной решетки для компенсации минусового допуска	Cp20 мм
Прибавка технологическая к толщине трубной решетки	Cp30 мм
Расчётная прибавка к толщине трубной решетки	C 6 мм
Диаметр отверстий под трубы в решетке	d_o 25.15мм
Шаг расположения отверстий под трубы в решетке	t_p 32 мм
Диаметр окружности, вписанной в максимальную беструбную площадь	D_e 50 мм
Средний диаметр прокладки	$D_{сн}$ 348 мм
Диаметр утолщенной части решетки	D_a 296 мм
Толщина решетки в месте уплотнения под кольцевую прокладку	S_{pn} 20 мм
Расчётная температура перегородок в трубном пространстве	T_n 200 °C
Перепад давлений между ходами по трубному пространству	ΔP 0.05 МПа
Ширина паза под прокладку под перегородку в трубном пространстве	b_n 12 мм
Расстояние между осями рядов отверстий с двух сторон от паза	t_n 45 мм
Ширина перегородки в трубном пространстве	$b_{неп}$ 301 мм
Длина перегородки в трубном пространстве	$L_{неп}$ 370 мм
Допускаемое напряжение для материала перегородки при температуре T_n	$[\sigma]_n$ 165 МПа
Толщина перегородки в трубном пространстве	S_n 12 мм
Прибавка к толщине перегородки в трубном пространстве для компенсации коррозии и эрозии	Cп16 мм

Инв. №	Подп. и дата	Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Инв. №	Подп. и дата
19819								
Изм	Кол.уч	Лист	№ док.	Подпись	Дата	T-1-2381.00.00.000 PP		
						Лист		
						40		

Прибавка к толщине перегородки в трубном пространстве для компенсации минусового допуска	Сп20.8	мм
Прибавка технологическая к толщине перегородки в трубном пространстве	Сп30	мм
Расчётная прибавка к толщине перегородки в трубном пространстве	С _п 6.8	мм

Результаты расчёта

1.81e+05 МПа

1

1

 $C_{xx} = 1.6 \text{ MM}$
$$c_{xy} = 0 \quad \text{MM}$$
$$C_{\text{MX}} = 0 \quad \text{MM}$$

c_{xy}	6	MM
----------	---	----

 $c_{s,1} = 6 \text{ mm}$ $C_{H,2} = 0 \quad \text{MM}$
$$c_{3,3} = 0 \quad \text{MM}$$

C_x 6 MM

 $[\sigma]_s = 129 \text{ МПа}$ $[\sigma], \quad 140 \quad \text{МПа}$ $[\sigma], \quad 163 \quad \text{МПа}$

Результаты расчёта

Эффективная ширина прокладки:

$$b_0 = \begin{cases} b_n & \text{при } b_n \leq 15 \text{ мм} \\ 3.8 \sqrt{b_n} & \text{при } b_n > 15 \text{ мм} \end{cases} = 10 \text{ мм}$$

Параметр длины обечайки:

$$x_0 = \sqrt{D_0} = 62.39 \text{ mm}$$

Ширина кольца жесткости у сферического днища или крышки:

$$a_n = 0.5(D_{\text{ext}} - D) = 48.5 \text{ mm}$$

Расстояние от окружности расположения болтов до внутренней поверхности фланца:

$$e_2 = \frac{(D_s - D)}{2} = 28.5 \text{ mm}$$

Расстояние от окружности расположения болтов до линии действия реакции прокладки

$$e_3 = \frac{(D_b - D_g)}{2} = 23.5 \text{ mm}$$

Средний диаметр прокладки

$$D_3 = 288 \text{ mm}$$

Усилие, необходимое для смятия прокладки при затяжке

$$P_{\text{grav}} = 0,5 \pi D_{\text{eq}} b_0 q_{\text{grav}} = 2.85 \text{e}+05 \text{ H}$$

Усилие на прокладке в рабочих условиях, необходимое для

Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Результаты расчёта		
					Изм	Кол.уч	
19819						Эффективная ширина прокладки:	
						Лист	№ док.
						$b_0 = \left\{ \begin{matrix} b_n & \text{— при } b_n \leq 15 \text{ мм} \\ 3.8 \sqrt{b_n} & \text{— при } b_n > 15 \text{ мм} \end{matrix} \right\} =$	10 мм
						Параметр длины обечайки:	
						$\ell_0 = \sqrt{Ds_1} =$	62.39 мм
						Ширина кольца жесткости у сферического днища или крышки:	
						$a_{\text{ж}} = 0.5(D_{\text{сж}} - D) =$	48.5 мм
						Расстояние от окружности расположения болтов до внутренней поверхности фланца:	
						$e_2 = \frac{(D_b - D)}{2} =$	28.5 мм
						Расстояние от окружности расположения болтов до линии действия реакции прокладки	
						$e_3 = \frac{(D_b - D_{\text{ф}})}{2} =$	23.5 мм
						Средний диаметр прокладки	
						$D_{\text{ф}} =$	288 мм
						Усилие, необходимое для смятия прокладки при затяжке	
						$P_{\text{сфж}} = 0.5 \pi D_{\text{сж}} b_0 q_{\text{сфж}} =$	2.85e+05 Н
						Усилие на прокладке в рабочих условиях, необходимое для	
Т-1-2381.00.00.000 РР							
Лист							
44							

6.616e+04 H

$$R_p = \pi D_{\text{eff}} b_0 \text{mp} =$$

13.85 MM

$$\sigma_p = \frac{D_{ex}}{4,2} \sqrt{\frac{p_p}{\rho_p [\sigma]_p}}$$

11.13 MM

$$s_{pr} \geq \max \left\{ 0, 71 \sqrt{\frac{p_p D_{c,n}}{[\sigma]_p}} (D_{c,n} - D_z); 0, 5 D_{c,n} \frac{p_p}{[\sigma]_p} \right\} + c$$

17.1 MM

$$s_n \geq (s_p - c) \max \left\{ 1 - \sqrt{\frac{d_0}{E_n} \left(\frac{t_n}{t_p} - 1 \right)}, \sqrt{\varphi_p} \right\} + c$$

0.2141 MM

$$\varphi_p = 1 - \frac{d_0^3}{t_p}$$

1.95 МПа

25

0 mm/H

$$y_n = \frac{k_n K_{\text{оск}}}{E_n \pi D_n b_n}$$

1.964e-07 MM/H

$$y_6 = \frac{L_6}{E_6^{20} f_6 N} =$$

161.2 mm

$$L_x = L_{x0} + 0,56d =$$

1.948e-10 1/H_{MM}

$$\gamma_{\infty} = \frac{[1 - \omega_1(1 + 1.285\lambda_1)]}{E^{20} h^3} \frac{D_n + D}{D_n - D} =$$

0.5957

$$\lambda_1 = \frac{h}{D} \sqrt{\frac{R_c}{S_0}} =$$

0.3577

$$\omega_1 = \frac{1}{1 + 1,285\lambda_1 + 1,63\lambda_1 \left(\frac{h}{S_0} \right)^2 \lg \frac{D_*}{D}} =$$

Лист

T-1-2381.00.00.000 PP

45

$$b = 0,5(D_f - D_m) = 23.5 \text{ мм}$$

Коэффициент жесткости фланцевого соединения, нагруженного внутренним давлением или внешней осевой силой

$$\alpha = 1 - \frac{y_n - (y_{\phi} e + y_{np} b) b}{y_n + y_e + (y_{\phi} + y_{np}) b^2} = 1.354$$

Расчётное напряжение в болтах (шпильках) при затяжке

$$\sigma_{\sigma 1} = \frac{F_{\sigma}^n}{A_b} = 95.2 \text{ МПа}$$

Расчётное напряжение в болтах (шпильках) в рабочих условиях

$$\sigma_{\sigma 2} = \frac{F_{\sigma}^p}{A_b} = 82.72 \text{ МПа}$$

Равнодействующая давления

$$Q_o = 0,785 D_m^2 p = 1.27e+05 \text{ Н}$$

Расчётная нагрузка на болты (шпильки) при затяжке, необходимая для обеспечения в рабочих условиях давления на прокладку, достаточного для герметизации фланцевого соединения

$$F_{\sigma 1} = \alpha Q_o + F_n = 2.381e+05 \text{ Н}$$

Расчётная нагрузка на болты (шпильки) при затяжке, необходимая для обеспечения обжатия прокладки и минимального начального натяжения болтов (шпилек)

$$F_{\sigma 2} = \max \{ F_{\sigma \text{ экв}}, 0,4 A_b [\sigma_b^p] \} = 3.427e+05 \text{ Н}$$

Расчётная нагрузка на болты (шпильки) при затяжке фланцевого соединения

$$F_{\sigma}^n = \max \{ F_{\sigma 1}, F_{\sigma 2} \} = 3.427e+05 \text{ Н}$$

Расчётная нагрузка на болты (шпильки) фланцевых соединений в рабочих условиях

$$F_{\sigma}^p = F_{\sigma}^n + (1 - \alpha) Q_o = 2.978e+05 \text{ Н}$$

Суммарная площадь сечения болтов (шпилек) по внутреннему диаметру резьбы или нагруженному сечению наименьшего диаметра

$$A_b = 3600 \text{ мм}^2$$

Коэффициент Beta

$$\beta = 0,5 + \frac{\operatorname{tg} \psi}{\chi_x \frac{4 A_x}{D(s_1 - c)} \sqrt{1 - \frac{M}{[M]}} + 3 \sqrt{\frac{s_1 - c}{D}} \left[\frac{1}{\sqrt{\cos \psi}} \right]} = 1.213$$

Расчётный изгибающий момент, действующий на крышку плавающей головки

$$M = \left| p \frac{\pi D^2}{4} (e_2 - e_1 \operatorname{tg} \psi) + R_{\pi} e_3 \right| = 2.429e+06 \text{ Н мм}$$

Допускаемый изгибающий момент для фланца крышки плавающей головки

$$[M] = \frac{\pi [\sigma_k] (a - d_e) h^2}{2} = 8.267e+06 \text{ Н мм}$$

Допускаемое избыточное давление из условий прочности крае-

Инв. №

19819

Подп. и дата

Взам. инв.

Инв. №

Подп. и дата

соединения

$$P_{\epsilon}^{\kappa} = \max\{P_{\epsilon 1}; P_{\epsilon 2}\} =$$

3.427e+05 Н

Расчётная нагрузка на болты (шпильки) фланцевых соединений в рабочих условиях

$$P_{\epsilon}^{\gamma} = P_{\epsilon}^{\kappa} + (1 - \alpha) Q_{\epsilon} =$$

2.978e+05 Н

Суммарная площадь сечения болтов (шпилек) по внутреннему диаметру резьбы или нагруженному сечению наименьшего диаметра

$$A_b =$$

3600 мм²

Коэффициент Beta

$$\beta = 0,5 + \frac{\operatorname{tg} \psi}{\chi_v \frac{4 A_x}{D(s_1 - c)} \sqrt{1 - \frac{M}{[M]} + 3 \sqrt{\frac{s_1 - c}{D}} \left[\frac{1}{\sqrt{\cos \psi}} \right]}} =$$

1.213

Расчётный изгибающий момент, действующий на крышку плавающей головки

$$M = \left| p \frac{\pi D^2}{4} (e_2 - e_1 \operatorname{tg} \psi) + R_{\pi} e_3 \right| =$$

2.429e+06 Н мм

Допускаемый изгибающий момент для фланца крышки плавающей головки

$$[M] = \frac{\pi [\sigma]_k (a - d_{\epsilon}) h^2}{2} =$$

8.267e+06 Н мм

Допускаемое избыточное давление из условий прочности крае-

Лист

46

Изм

Кол.уч

Лист

№ док.

Подпись

Дата

T-1-2381.00.00.000 PP

6,898 МПа

$$[p_1] = \frac{2(s_1 - c)\phi[\sigma]_1}{D\beta + (s_1 - c)} =$$

$$[p_2] = \frac{2(s_1 - c)\varphi[\sigma]_1}{R_1 + (s_1 - c)} = 9.612 \text{ МПа}$$
$$[p] = \min \{ [p_1], [p_2] \} =$$
$$[\sigma]_p = \frac{2(s_1 - c)[\sigma]_1}{R_1 + (s_1 - c)} = 9.612 \text{ МПа}$$
$$[p]_F = \frac{K_c}{n_y} E \left(\frac{s_1 - c}{R_s} \right)^2 = 27.6 \text{ МПа}$$
$$K_c = 0.4067$$
$$[\rho] = \frac{[\rho]_p}{\sqrt{1 + \left(\frac{[\rho]_p}{[\rho]_g} \right)^2}} = 9.077 \text{ МПа}$$
$$\cos \psi = \frac{D}{2R_s} = 0.5792$$
$$\operatorname{tg} \psi = \sqrt{\left(\frac{2R_c}{D}\right)^2 - 1} = 1.408$$
$$\chi_r = \frac{[\sigma]_r}{[\sigma]_1} = 0.7818$$
$$A_s = (a - d_s)h = 1020 \text{ mm}^2$$
$$\varphi_{\text{E}} = 1 - \frac{d_{\text{E}}}{i_{\text{D}}} = 0.3703$$

1.25

Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата
19819				
$\sqrt{1 + \left(\frac{D}{[p]_F} \right)^2}$ <p>Косинус угла между касательной к сферическому сегменту в краевой зоне днища крышки плавающей головки и вертикальной осью</p> $\cos \psi = \frac{D}{2R_c} = 0.5792$ <p>Тангенс угла между касательной к сферическому сегменту в краевой зоне днища крышки плавающей головки и вертикальной осью</p> $\operatorname{tg} \psi = \sqrt{\left(\frac{2R_c}{D} \right)^2 - 1} = 1.408$ <p>Отношение допускаемых напряжений для кольца и днища</p> $\chi_k = \frac{[\sigma]_k}{[\sigma]_l} = 0.7818$ <p>Площадь поперечного сечения кольца (фланца)</p> $A_k = (a - d_g)h = 1020 \text{ мм}^2$ <p>Эффективный коэффициент ослабления решетки</p> $\varphi_F = 1 - \frac{d_F}{t_P} = 0.3703$ <p>Коэффициент</p> 1.25				
Изм	Кол.уч	Лист	№ док.	Подпись
				Дата
Т-1-2381.00.00.000 РР				Лист
				47

$$K_{x,k} = \frac{D_x}{D_x} =$$

Коэффициент (К.7) ГОСТ Р 52857.4

$$\beta_y = \frac{1}{K-1} \left(0,69 + 5,72 \frac{K^2 \lg K}{K^2 - 1} \right) = 8.919$$

Эффективный диаметр отверстия в трубной решетке

$$d_{\text{eff}} = d_0 - 2s_r = 20,15 \text{ mm}$$

Расчётная толщина полукольца в рабочих условиях

$$T > \sqrt{\frac{P_s(D_{sx} - D_p)\beta_y}{2D_p[\sigma]_t}} + c$$

$$60 \text{ MM} > 39.27 \text{ MM}$$

$$60 \text{ mm} > 39.27 \text{ mm}$$

Расчётная толщина полукольца в условиях монтажа

$$T > \sqrt{\frac{P_e (D_{ex} - D_p) \beta_T}{2 D_p [\sigma]_t}} + c$$

$$60 \text{ mm} > 39.07 \text{ mm}$$

$$60 \text{ mm} > 39.07 \text{ mm}$$

Расчётная толщина наименьшего сечения полукольца в рабочих условиях

$$t = \max \left\{ \frac{P_6^*}{0,8\pi D_p [\sigma]}, 26 \text{ mm} \right\} + c = 32 \text{ mm}$$

Расчётная толщина наименьшего сечения полукольца в условиях монтажа:

$$t = \max \left\{ \frac{P_6^*}{0.8\pi D_p [\sigma]}, 26 \text{ mm} \right\} + c = 32 \text{ mm}$$

Коэффициент условий работы

$$X_{\mu_1 \mu_2} = 1$$

Коэффициент условий затяжки болтов (шпилек)

$$K_{y,1} = 1$$

Коэффициент учета нагрузки от температурных деформаций

$$K_M = 1$$

Допускаемое напряжение для болтов (шпилек) при затяжке

$$[\sigma]_{\text{н}}^{\text{в}} = \xi K_{\text{в}} K_{\text{м}} K_{\text{н}} [\sigma]_{\text{н}}^{\text{в}} - 285.6 \text{ МПа}$$

Таким образом, рассмотренная плавающая головка отвечает условиям прочности в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52857.7-2007

Инв. №	Подп. и дата	Инв. №	Подп. и дата
19819			
Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Инв. №
$t = \max \left\{ \frac{F_6^*}{0,8\pi D_p [\sigma]_t}, 26 \text{ мм} \right\} + c = 32 \text{ мм}$			
Коэффициент условий работы $K_{y.p.} = 1$			
Коэффициент условий затяжки болтов (шпилек) $K_{y.z.} = 1$			
Коэффициент учета нагрузки от температурных деформаций $K_{yt} = 1$			
Допускаемое напряжение для болтов (шпилек) при затяжке $[\sigma]_n^p = \xi K_{y.p.} K_{y.z.} K_{yt} [\sigma]_n^p = 285.6 \text{ МПа}$			
Таким образом, рассмотренная плавающая головка отвечает условиям прочности в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52857.7-2007			
Инв. №	Подп. и дата	Инв. №	Подп. и дата
19819			
Изм	Кол.уч	Лист	№ док.
Подпись			Дата
Т-1-2381.00.00.000 РР			Лист
			48

10. Укрепление отверстий под штуцера S1,S2 Ду 50

Расчёт на прочность по ГОСТ Р 52857.3-2007

Расчёт выполнен с помощью пакета прикладных программ расчёта на прочность элементов сосудов, аппаратов и трубопроводов PVP Design (Свидетельство о государственной регистрации 2008614973)

Элемент: Укрепление отверстий в обечайках и днищах

Внутреннее давление

Отверстие в цилиндрической обечайке

Расчёт укрепления одиночного отверстия

Укрепление непропущенным (непроходящим) штуцером

Штуцер с осью нормальной к корпусу сосуда

Расчёт с учетом внешних нагрузок методом конечных элементов

Внешние нагрузки определялись без учета стесненности температурных деформаций

Внешние нагрузки приложены на краю штуцера

Режим:Рабочий

Исходные данные

Материал корпуса	09Г2С, Труба		
Материал штуцера	09Г2С КП 245, Поковка		
Расчётная температура днища	T	100	°С
Расчётное давление	P	0.6	МПа
Внутренний диаметр обечайки, днища или конического перехода, в месте расположения отверстия	D	301	мм
Исполнительная толщина стенки обечайки, конического перехода или днища	δ	12	мм
Коэффициент прочности сварных соединений обечаек и днищ	φ	1	
Допускаемое напряжение для материала обечайки, перехода или днища при расчётной температуре	$[\sigma]$	160	МПа
Внутренний диаметр штуцера	d	48	мм
Исполнительная толщина стенки штуцера	δ_1	14	мм
Исполнительная длина штуцера (для заведомо длинных штуцеров $l_1=0$)	l_1	117	мм
Допускаемое напряжение для материала штуцера	$[\sigma]_1$	140	МПа
Коэффициент прочности продольного сварного шва штуцера	φ_1	1	
Расстояние от наружной поверхности штуцера до ближайшего несущего конструктивного элемента (или $L_k=0$)	L_k	0	мм
Размер сварного шва приварки штуцера (по образующей обечайки)	a	0	мм
Размер сварного шва приварки штуцера (по образующей штуцера)	b	0	мм
Вылет штуцера	L_f	125.5	мм
Осевая нагрузка на штуцер	F_z	3200	Н
Изгибающий момент вокруг оси X действующий на штуцер	M_x	5e+05	Н*мм
Изгибающий момент вокруг оси Y действующий на штуцер	M_y	5e+05	Н*мм

Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	перехода или днища	φ	12	мм	
					Коэффициент прочности сварных соединений обечаек и днищ	φ	1		
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Допускаемое напряжение для материала обечайки, перехода или днища при расчётной температуре	$[\sigma]$	160	МПа	
					Внутренний диаметр штуцера	d	48	мм	
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Исполнительная толщина стенки штуцера	s_1	14	мм	
					Исполнительная длина штуцера (для заведомо длинных штуцеров $l_1=0$)	l_1	117	мм	
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Допускаемое напряжение для материала штуцера	$[\sigma]_1$	140	МПа	
					Коэффициент прочности продольного сварного шва штуцера	φ_1	1		
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Расстояние от наружной поверхности штуцера до ближайшего несущего конструктивного элемента (или $L_k=0$)	L_k	0	мм	
					Размер сварного шва приварки штуцера (по образующей обечайки)	α	0	мм	
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Размер сварного шва приварки штуцера (по образующей штуцера)	b	0	мм	
					Вылет штуцера	L_f	125.5	мм	
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Осевая нагрузка на штуцер	F_z	3200	Н	
					Изгибающий момент вокруг оси X действующий на штуцер	M_x	5e+05	Н*мм	
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Изгибающий момент вокруг оси Y действующий на штуцер	M_y	5e+05	Н*мм	
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Т-1-2381.00.00.000 PP				
Изм	Кол.уч	Лист	№ док.	Подпись	Дата	Лист			
						51			

$$d_{op} = 0,4 \sqrt{D_p(s-c)} = 19.01 \text{ мм}$$

Коэффициент понижения прочности узла врезки штуцера

$$V = \min \left\{ 1, \frac{1 + \frac{l_{1p}(s_1 - c_1)\chi_1 + l_{2p}s_2\chi_2 + l_{3p}(s_3 - c_3 - c_{31})\chi_3}{l_p(s-c)}}{1 + 0,5 \frac{d_p - d_{op}}{l_p} + K_1 \frac{d + 2c_1}{D_p} \frac{\varphi l_{1p}}{\varphi l_p}} \right\} = 1$$

Допускаемое давление для узла врезки штуцера

$$[p] = \frac{2K_1(s-c)\varphi[\sigma]}{D_p + (s-c)V} = 7.78 \text{ МПа}$$

где

$$K_1 = 1$$

Приведенное суммарное напряжение в зоне обечайки

$$\sigma_{p-o} = 117.3 \text{ МПа}$$

Приведенное мембранное напряжение в зоне обечайки

$$\sigma_{pm-o} = 96.49 \text{ МПа}$$

Приведенное суммарное напряжение в зоне штуцера

$$\sigma_{p-шт} = 146.3 \text{ МПа}$$

Приведенное мембранное напряжение в зоне штуцера

$$\sigma_{pm-шт} = 99.08 \text{ МПа}$$

Приведенное суммарное напряжение на внутренней поверхности

$$\sigma_{p-ek-o} = 273 \text{ МПа}$$

Приведенное суммарное напряжение на внутренней поверхности

$$\sigma_{p-ek-шт} = 225.8 \text{ МПа}$$

Таким образом, рассмотренный узел врезки отвечает условиям прочности в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52857.3-2007

Инв. №	19819	Подп. и дата	Инв. №	Взам. инв.	Подп. и дата	Т-1-2381.00.00.000 РР						Лист
												53
						Изм	Кол.уч	Лист	№ док.	Подпись	Дата	

11. Фланцы - расчет по ASME Code Ду 50 Ру 4,0 МПа

Расчёт на прочность и плотность по ASME Boiler and Pressure Vessel Code

Расчёт выполнен с помощью пакета прикладных программ расчёта на прочность элементов сосудов, аппаратов и трубопроводов PVP Design (Свидетельство о государственной регистрации 2008614973)

Фланцевое соединение двух одинаковых фланцев.

Спирально-навитая прокладка

Допускаемые напряжения для материалов фланцев принимаются по ГОСТ Р 52857.1-2007.

Специальный расчёт с учетом внешней силы и изгибающего момента, с учетом дополнительной температурной нагрузки, внешней силы и изгибающего момента

Исходные данные

Материал фланца	09Г2С КП 245, Поковка
Материал обечайки	09Г2С КП 245, Поковка
Материал болтов	35Х, Diam = 1-М16
Материал прокладки	Спирально-навитая с лентой из нержавеющей стали

Расчётное давление	$P(P_1)$	0.6	МПа
Внешний изгибающий момент, действующий на фланец	M	$7.071e+05H$	мм
Внешняя осевая сила, действующая на фланец	F	3200	Н
Допускаемое напряжение для материала болтов (шпилек) при температуре 20С	S_a	160	МПа
Допускаемое напряжение для материала болтов (шпилек) при расчётной температуре	S_b	160	МПа
Наружный диаметр прокладки	D_{nn}	88	мм
Ширина прокладки	N	8	мм
Толщина прокладки	h_n	2.5	мм
Минимальное удельное давление смятия прокладки	q	69	МПа
Прокладочный коэффициент	m	3	
Диаметр окружности расположения болтов (шпилек)	C	125	мм
Диаметр болта(шпильки)	d	16	мм
Площадь сечения болта(шпильки) по наименьшему диаметру	f_b	144	мм ²
Количество болтов(шпилек)	n_b	4	
Температура первого фланца (крышки)	T_{fl}	100	С
Внутренний диаметр первого фланца	D	48	мм
Наружный диаметр первого фланца (крышки)	A	160	мм
Толщина тарелки первого фланца (крышки)	$t(t_{fl})$	17	мм
Толщина втулки первого фланца в месте присоединения к обечайке	S_0	5	мм
Толщина втулки первого фланца в месте присоединения к тарелке	S_1	14	мм
Высота конической части первой втулки	h	22.5	мм
Длина цилиндрической части втулки первого фланца	$h_{цил}$	0	мм
Прибавка на коррозию для первого фланца (крышки)	c	3	мм
Допускаемое напряжение для материала первого фланца при температуре 20 С	S_{fa}	163	МПа

Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Допускаемое напряжение для материала болтов (шпилек) при расчётной температуре	S_b	160	МПа
					Наружный диаметр прокладки	D_{nn}	88	мм
19819					Ширина прокладки	N	8	мм
					Толщина прокладки	h_n	2.5	мм
					Минимальное удельное давление смятия прокладки	q	69	МПа
					Прокладочный коэффициент	m	3	
					Диаметр окружности расположения болтов (шпилек)	C	125	мм
					Диаметр болта(шпильки)	d	16	мм
					Площадь сечения болта(шпильки) по наименьшему диаметру	f_b	144	мм ²
					Количество болтов(шпилек)	n_b	4	
					Температура первого фланца (крышки)	T_{fl}	100	С
					Внутренний диаметр первого фланца	D	48	мм
					Наружный диаметр первого фланца (крышки)	A	160	мм
					Толщина тарелки первого фланца (крышки)	$t(t_{fl})$	17	мм
					Толщина втулки первого фланца в месте присоединения к обечайке	S_0	5	мм
					Толщина втулки первого фланца в месте присоединения к тарелке	S_1	14	мм
					Высота конической части первой втулки	h	22.5	мм
					Длина цилиндрической части втулки первого фланца	$h_{цил}$	0	мм
					Прибавка на коррозию для первого фланца (крышки)	c	3	мм
					Допускаемое напряжение для материала первого фланца при температуре 20 С	S_{fa}	163	МПа
								Лист
					Т-1-2381.00.00.000 PP			54
Изм	Кол.уч	Лист	№ док.	Подпись	Дата			

Допускаемое напряжение для материала первого фланца при расчётной температуре	S_{fb}	140	МПа
Допускаемое напряжение для материала первой обечайки (трубы) при температуре 20 °С	S_{na}	163	МПа
Допускаемое напряжение для материала первой обечайки (трубы) при расчётной температуре	S_{nb}	140	МПа

Результаты расчёта

Параметры прокладки и крепежа

Эффективная ширина прокладки:	$b = \begin{cases} N & \text{— при } N \leq 12.7 \text{ мм} \\ 1.782\sqrt{N} & \text{— при } N > 12.7 \text{ мм} \end{cases} = 4$	мм
Средний диаметр прокладки	$G = D_{\text{н}} - 2b =$	80 мм
Расчётная площадь поперечного сечения болтов (шпилек)	$A_b = n_b f_b =$	576 мм ²
Расстояние от места приложения силы реакции прокладки до болтовой окружности	$h_G = \frac{C - G}{2} =$	22.5 мм

Определение усилий в болтах (шпильках) и проверка их прочности

Дополнительное расчётное усилие на болты (шпильки) фланцевого соединения, вызванное воздействием внешней осевой силы и изгибающего момента	$Q_{FM} = \text{Max} \left\{ F + \frac{4 M }{G}; 0 \right\} = 3.856\text{e}+04$	Н
Минимальное усилие, необходимое для смятия прокладки	$W_{\pi 2} = \pi b G q =$	6.937e+04 Н
Общее гидростатическое усилие, действующее на фланец	$H = 0.785 G^2 F =$	3014 Н
Общая сжимающая нагрузка на контактную поверхность соединения	$H_f = 2b \pi G m P =$	3619 Н
Нагрузка на болты (шпильки) в рабочих условиях	$W_{\pi 1} = H + H_f + Q_{FM} =$	4.519e+04 Н
Минимальная необходимая площадь сечения болтов (шпилек)	$A_{\pi} = \text{Max} \left\{ \frac{W_{\pi 1}}{S_b}, \frac{W_{\pi 2}}{S_a} \right\} = 433.5$	мм ² < $A_b = 576$ мм ²
Расчётное усилие в болтах (шпильках) при затяжке	$W = \frac{A_{\pi} + A_b}{2} S_a = 8.076\text{e}+04$	Н

Расчёт на прочность фланца

Расчётный внутренний диаметр фланца после снятия прибки на коррозию	$B = D + 2c =$	65 мм
Толщина втулки первого фланца в месте присоединения к обечайке, после снятия прибки	$g_0 = S_0 - c =$	2 мм

Инв. №	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата		
19819					

на коррозию

Толщина втулки первого фланца в месте присоединения к тарелке, после снятия прибавки на коррозию

$$g_1 = S_1 - c = 11 \quad \text{мм}$$

Плечи действия сил:

Расстояние от окружности расположения болтов до точки пересечения втулки и основания фланца

$$R = \frac{(C - B)}{2} - g_1 = 24.5 \quad \text{мм}$$

Плечо действия гидростатического усилия внутри фланца

$$h_D = R + \frac{g_1}{2} = 30 \quad \text{мм}$$

Плечо действия разницы между общим гидростатическим усилием и гидростатическим усилием внутри фланца

$$h_T = \frac{R + g_1 + h_G}{2} = 29 \quad \text{мм}$$

Коэффициенты

$$\begin{aligned} K = \frac{A}{B} &= 2.963 & h_0 = \sqrt{E g_0} &= 10.39 \quad \text{мм} \\ Y &= 1.891 & T &= 1.214 \\ U &= 2.078 & Z &= 1.257 \\ F &= 0.4826 & V &= 0.01481 \\ f &= 1 & L = \frac{(F t / h_0 + 1)}{T} + \frac{V t^3}{U h_0 g_0^2} &= 2.316 \end{aligned}$$

Усилия и моменты, действующие на фланец

$$\begin{aligned} \text{Гидростатическое усилие внутри фланца} & H_D = 0.785 B^2 |F| = 1373 \quad \text{Н} \\ \text{Разница между общим гидростатическим усилием и гидростатическим усилием внутри фланца} & H_T = H - H_D = 1641 \quad \text{Н} \\ \text{Усилие на прокладке в рабочих условиях} & H_G = W_{\text{м1}} - H = 4.217\text{e}+04 \quad \text{Н} \\ \text{Составляющая момента от гидростатического усилия внутри фланца} & M_D = H_D h_D = 4.12\text{e}+04 \quad \text{Н мм} \\ \text{Составляющая момента от разницы между общим гидростатическим усилием и гидростатическим усилием внутри фланца} & M_T = H_T h_T = 4.759\text{e}+04 \quad \text{Н мм} \\ \text{Составляющая момента от усилия на прокладке в рабочих условиях} & M_G = H_G h_G = 9.489\text{e}+05 \quad \text{Н мм} \end{aligned}$$

Суммарный момент, действующий на фланец

$$\begin{aligned} \text{- в рабочих условиях:} & M_0 = M_D + M_T + M_G = 1.038\text{e}+06 \quad \text{Н мм} \\ \text{- при затяжке} & M_0 = W h_G = 1.817\text{e}+06 \quad \text{Н мм} \\ \text{Приведенный внутренний диаметр фланца при определении продольных напряжений во втулке} & B_1 = \begin{cases} B & \text{при } B \geq 20 S_1 \\ B + g_0 & \text{при } B < 20 g_1 \text{ и } f > 1 \\ B + g_1 & \text{при } B < 20 g_1 \text{ и } f = 1 \end{cases} = 65 \quad \text{мм} \end{aligned}$$

Инв. №	19819	Подп. и дата	Взам. инв.				Инв. №	Подп. и дата	Усилия и моменты, действующие на фланец			
Гидростатическое усилие внутри фланца										$H_D = 0.785B^2 F = 1373$	Н	
Разница между общим гидростатическим усилием и гидростатическим усилием внутри фланца										$H_T = H - H_D = 1641$	Н	
Усилие на прокладке в рабочих условиях										$H_G = W_{м1} - H = 4.217e+04$	Н	
Составляющая момента от гидростатического усилия внутри фланца										$M_D = H_D h_D = 4.12e+04$	Н мм	
Составляющая момента от разницы между общим гидростатическим усилием и гидростатическим усилием внутри фланца										$M_T = H_T h_T = 4.759e+04$	Н мм	
Составляющая момента от усилия на прокладке в рабочих условиях										$M_G = H_G h_G = 9.489e+05$	Н мм	
Суммарный момент, действующий на фланец												
- в рабочих условиях:										$M_0 = M_D + M_T + M_G = 1.038e+06$	Н мм	
- при затяжке										$M_0 = W h_G = 1.817e+06$	Н мм	
Приведенный внутренний диаметр фланца при определении продольных напряжений во втулке										$B_1 = \begin{cases} B \text{ при } B \geq 20S_1 \\ B + g_0 \text{ при } B < 20g_1 \text{ и } f > 1 \\ B + g_1 \text{ при } B < 20g_1 \text{ и } f = 1 \end{cases} = 65$	мм	
Инв. №	19819	Подп. и дата	Взам. инв.				Инв. №	Подп. и дата	Т-1-2381.00.00.000 PP			
Изм	Кол.уч	Лист	№ док.	Подпись	Дата				Лист			
									56			

*Напряжения в расчётных сечениях фланца
- в рабочих условиях:*

Продольное напряжение во втулке фланца	$S_H = \frac{fM_0}{Lg_1^2 B_1} =$	56.97	МПа <	$1.5S_{f2} = 210$	МПа
Радиальное напряжение во фланце	$S_R = \frac{(1.33tF/h_0 + 1)M_0}{Lt^2 B} =$	58.86	МПа <	$S_{f2} = 140$	МПа
Окружное напряжение во фланце	$S_T = \frac{YM_0}{t^2 B} - ZS_R =$	51.75	МПа <	$S_{f2} = 140$	МПа
Полусумма продольного и радиаль- ного напря- жений во фланце	$\frac{S_H + S_R}{2} =$	57.92	МПа <	$S_{f2} = 140$	МПа
Полусумма продольного и окружного напряжений во фланце	$\frac{S_H + S_T}{2} =$	54.36	МПа <	$S_{f2} = 140$	МПа

- при затяжке:

Продольное напряжение во втулке фланца	$S_H = \frac{fM_0}{Lg_1^2 B_1} =$	99.77	МПа <	$1.5S_{f2} = 244.5$	МПа
Радиальное напряжение во фланце	$S_R = \frac{(1.33tF/h_0 + 1)M_0}{Lt^2 B} =$	103.1	МПа <	$S_{f2} = 163$	МПа
Окружное напряжение во фланце	$S_T = \frac{YM_0}{t^2 B} - ZS_R =$	90.62	МПа <	$S_{f2} = 163$	МПа
Полусумма продольного и радиаль- ного напря- жений во фланце	$\frac{S_H + S_R}{2} =$	101.4	МПа <	$S_{f2} = 163$	МПа
Полусумма продольного и окружного напряжений во фланце	$\frac{S_H + S_T}{2} =$	95.19	МПа <	$S_{f2} = 163$	МПа

Условия прочности и герметичности фланцевого соединения выполняются

Инв. № 19819	Подп. и дата	Инв. №	Взам. инв.	Подп. и дата	напряжения во втулке фланца Радиальное напряжение во фланце Окружное напряжение во фланце Полусумма продольного и радиаль- ного напря- жений во фланце Полусумма продольного и окружного напряжений во фланце	$S_H = \frac{F \cdot Z_0}{L g_1^2 B_1} =$ $S_R = \frac{(1.33 F / k_0 + 1) M_0}{L t^2 B} =$ $S_T = \frac{Y M_0}{t^2 B} - Z S_R =$ $\frac{S_H + S_R}{2} =$ $\frac{S_H + S_T}{2} =$	99.77 103.1 90.62 101.4 95.19	МПа < МПа < МПа < МПа < МПа <	$1.5 S_{f_2} = 244.5$ $S_{f_2} = 163$ $S_{f_2} = 163$ $S_{f_2} = 163$ $S_{f_2} = 163$	МПа МПа МПа МПа МПа
	Условия прочности и герметичности фланцевого соединения выполняются									
	Т-1-2381.00.00.000 РР									
	Изм	Кол.уч	Лист	№ док.	Подпись	Дата				

Лист
57

12. Фланцевые соединения корпуса и крышки корпуса

Расчёт на прочность по ГОСТ Р 52857.4-2007

Расчёт выполнен с помощью пакета прикладных программ расчёта на прочность элементов сосудов, аппаратов и трубопроводов PVP Design (Свидетельство о государственной регистрации 2008614973)

Элемент: Фланцевое соединение
 Два разных фланца
 Плоская прокладка
 Шпильки
 Приварной в стык фланец
 Приварной в стык фланец
 Расчёт на статическую прочность
 Неизолированное фланцевое соединение
 Между фланцами только прокладка
 Внешняя осевая сила отсутствует
 Не контролируемая затяжка
 Режим :Рабочий

Исходные данные

Материал первого фланца (крышки)	09Г2С КП 245, Поковка
Материал и диаметр болтов (шпилек)	35Х, Diam = 1-М20
Материал прокладки	Графлекс в оболочке из стали типа 12Х18Н10Т
Материал второго фланца (крышки)	09Г2С КП 245, Поковка

Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата																																																												
19819																																																																
<table><tr><td>Диаметр окружности расположения болтов (шпилек)</td><td>D_b</td><td>495</td><td>мм</td></tr><tr><td>Наружный диаметр болта (шпильки)</td><td>d</td><td>20</td><td>мм</td></tr><tr><td>Площадь поперечного сечения болта (шпильки) по внутреннему диаметру резьбы или нагруженному сечению наименьшего диаметра</td><td>f_b</td><td>225</td><td>мм²</td></tr><tr><td>Число болтов (шпилек)</td><td>n</td><td>20</td><td></td></tr><tr><td>Расстояние между опорными поверхностями гайки и головки болта или опорными поверхностями гаек</td><td>$L_{г,с}$</td><td>70</td><td>мм</td></tr><tr><td>Наружный диаметр прокладки</td><td>$D_{х,н}$</td><td>457</td><td>мм</td></tr><tr><td>Ширина прокладки</td><td>b_x</td><td>12</td><td>мм</td></tr><tr><td>Расчётная температура</td><td>t</td><td>100</td><td>°C</td></tr><tr><td>Расчётная температура болта (шпильки)</td><td>t_b</td><td>88</td><td>°C</td></tr><tr><td>Номинальное допускаемое напряжение для болтов (шпилек) при затяжке</td><td>$[\sigma]_н$</td><td>230</td><td>МПа</td></tr><tr><td>Номинальное допускаемое напряжение для болтов (шпилек) в рабочих условиях</td><td>$[\sigma]_н$</td><td>230</td><td>МПа</td></tr><tr><td>Модуль продольной упругости материала болта (шпильки) при температуре 20C</td><td>E_b^{20}</td><td>2.18e+05</td><td>МПа</td></tr><tr><td>Модуль продольной упругости материала болта (шпильки) при расчётной температуре</td><td>E_b</td><td>2.15e+05</td><td>МПа</td></tr><tr><td>Температурный коэффициент линейного расширения материала болта (шпильки)</td><td>α_b</td><td>1.34e-05</td><td>1/°C</td></tr><tr><td>Прокладочный коэффициент</td><td>m</td><td>3.75</td><td></td></tr></table>					Диаметр окружности расположения болтов (шпилек)	D_b	495	мм	Наружный диаметр болта (шпильки)	d	20	мм	Площадь поперечного сечения болта (шпильки) по внутреннему диаметру резьбы или нагруженному сечению наименьшего диаметра	f_b	225	мм ²	Число болтов (шпилек)	n	20		Расстояние между опорными поверхностями гайки и головки болта или опорными поверхностями гаек	$L_{г,с}$	70	мм	Наружный диаметр прокладки	$D_{х,н}$	457	мм	Ширина прокладки	b_x	12	мм	Расчётная температура	t	100	°C	Расчётная температура болта (шпильки)	t_b	88	°C	Номинальное допускаемое напряжение для болтов (шпилек) при затяжке	$[\sigma]_н$	230	МПа	Номинальное допускаемое напряжение для болтов (шпилек) в рабочих условиях	$[\sigma]_н$	230	МПа	Модуль продольной упругости материала болта (шпильки) при температуре 20C	E_b^{20}	2.18e+05	МПа	Модуль продольной упругости материала болта (шпильки) при расчётной температуре	E_b	2.15e+05	МПа	Температурный коэффициент линейного расширения материала болта (шпильки)	α_b	1.34e-05	1/°C	Прокладочный коэффициент	m	3.75	
Диаметр окружности расположения болтов (шпилек)	D_b	495	мм																																																													
Наружный диаметр болта (шпильки)	d	20	мм																																																													
Площадь поперечного сечения болта (шпильки) по внутреннему диаметру резьбы или нагруженному сечению наименьшего диаметра	f_b	225	мм ²																																																													
Число болтов (шпилек)	n	20																																																														
Расстояние между опорными поверхностями гайки и головки болта или опорными поверхностями гаек	$L_{г,с}$	70	мм																																																													
Наружный диаметр прокладки	$D_{х,н}$	457	мм																																																													
Ширина прокладки	b_x	12	мм																																																													
Расчётная температура	t	100	°C																																																													
Расчётная температура болта (шпильки)	t_b	88	°C																																																													
Номинальное допускаемое напряжение для болтов (шпилек) при затяжке	$[\sigma]_н$	230	МПа																																																													
Номинальное допускаемое напряжение для болтов (шпилек) в рабочих условиях	$[\sigma]_н$	230	МПа																																																													
Модуль продольной упругости материала болта (шпильки) при температуре 20C	E_b^{20}	2.18e+05	МПа																																																													
Модуль продольной упругости материала болта (шпильки) при расчётной температуре	E_b	2.15e+05	МПа																																																													
Температурный коэффициент линейного расширения материала болта (шпильки)	α_b	1.34e-05	1/°C																																																													
Прокладочный коэффициент	m	3.75																																																														
Изм	Кол.уч	Лист	№ док.	Подпись	Дата	Т-1-2381.00.00.000 PP	Лист																																																									
							58																																																									

Инв. №	19819	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Модуль продольной упругости материала фланца при расчётной температуре	E_1	1.91e+05	МПа
					Температурный коэффициент линейного расширения материала фланца	α_ϕ	1.16e-05	1/°C
					Допускаемое значение общих мембранных и изгибных напряжений во фланце при затяжке в соответствии с п.8.10 ГОСТ Р 52857.1	$[\sigma]_M$	244.5	МПа
					Допускаемое значение общих мембранных и изгибных напряжений во фланце в рабочих условиях в соответствии с п.8.10 ГОСТ Р 52857.1	$[\sigma]_M$	210.8	МПа
					Допускаемое значение суммарных общих и местных мембранных и изгибных напряжений во фланце при затяжке в соответствии с п.8.10 ГОСТ Р 52857.1	$[\sigma]_k$	489	МПа
					Допускаемое значение суммарных общих и местных мембранных и изгибных напряжений во фланце в рабочих условиях в соответствии с п.8.10 ГОСТ Р 52857.1	$[\sigma]_k$	421.5	МПа
					для второго фланца (крышки)			
					Внутренний диаметр фланца	D	400	мм
					Наружный диаметр фланца (бурта, крышки)	D_n	535	мм
					Толщина тарелки фланца (бурта)	h	35	мм
					Толщина втулки приварного встык фланца в месте присоединения к тарелке	S_1	18	мм
Т-1-2381.00.00.000 PP								
Лист								
59								
Изм	Кол.уч	Лист	№ док.	Подпись	Дата			

Инв. №	19819	Подп. и дата	Инв. №	Взам. инв.	Подп. и дата
Изм	Кол.уч	Лист	№ док.	Подпись	Дата

мембранных и изгибных напряжений во фланце при затяжке в соответствии с п.8.10 ГОСТ Р 52857.1

Допускаемое значение суммарных общих и местных мембранных и изгибных напряжений во фланце в рабочих условиях в соответствии с п.8.10 ГОСТ Р 52857.1

$[\sigma]_R$ 489 МПа

$[\sigma]_R$ 421.5 МПа

Результаты расчёта

Расчёт вспомогательных величин -для прокладки и шпилек

Эффективная ширина прокладки

$$b_0 = \begin{cases} b_x & - \text{при } b_x \leq 15 \text{ мм} \\ 3.8 \sqrt{b_x} & - \text{при } b_x > 15 \text{ мм} \end{cases} = 12 \text{ мм}$$

Средний диаметр прокладки

$$D_{\text{ср}} = D_{\text{кп}} - b_0 = 445 \text{ мм}$$

Податливость прокладки

$$\gamma_x = 0 \text{ мм/Н}$$

Податливость болтов (шпилек)

$$\gamma_{\text{б}} = \frac{L_{\text{б}}}{E_{\text{б}}^{20} f_{\text{б}} n} = 8.277\text{e-}08 \text{ мм/Н}$$

где

$$L_{\text{б}} = L_{\text{б0}} + 0,56d = 81.2 \text{ мм}$$

Т-1-2381.00.00.000 РР

Лист

60

Суммарная площадь сечения болтов (шпилек) по внутреннему диаметру резьбы или нагруженному сечению наименьшего диаметра

$$A_b = n f_b = 4500 \text{ мм}^2$$

Плечо усилий в болтах (шпильках)

$$b = 0,5(D_b - D_{\text{вн}}) = 25 \text{ мм}$$

- для первого фланца

Плечо усилия от действия давления внутри фланца

$$e = 0,5(D_{\text{вн}} - D - S_1) = 56,41 \text{ мм}$$

где эквивалентная толщина втулки фланца

$$S_1 = \zeta S_0 = 31,18 \text{ мм}$$

$$\zeta = 1 + (\beta - 1) \frac{x}{x + \frac{1 + \beta}{4}} = 2,598 \text{ мм}$$

Параметр длины втулки

$$l_0 = \sqrt{DS_0} = 60,1 \text{ мм}$$

Отношение наружного диаметра тарелки фланца к внутреннему диаметру

$$K = \frac{D_{\text{н}}}{D} = 1,777$$

Расчётные коэффициенты, зависящие от соотношения размеров тарелки фланца (бурта)

$$\beta_T = \frac{K^2(1 + 8,55 \lg K) - 1}{(1,05 + 1,945 K^2)(K - 1)} = 1,592$$

$$\beta_{\sigma} = \frac{K^2(1 + 8,55 \lg K) - 1}{1,36(K^2 - 1)(K - 1)} = 3,901$$

$$\beta_{\nu} = \frac{1}{K - 1} \left(0,69 + 5,72 \frac{K^2 \lg K}{K^2 - 1} \right) = 3,577$$

$$\beta_z = \frac{K^2 + 1}{K^2 - 1} = 1,926$$

Отношение толщины втулки в сечении S1 к толщине в сечении S0

$$\beta = \frac{S_1}{S_0} = 3,75$$

Относительная длина втулки фланца

$$x = \frac{l}{\sqrt{DS_0}} = 1,647$$

Расчётные коэффициенты, зависящие от соотношения размеров втулки фланца

$$\beta_F = 0,5743$$

$$\beta_V = 0,0372$$

Коэффициент увеличения изгибных напряжений в сечении S0 при-варного встык фланца

1

Инв. №	19819	Подп. и дата		Инв. №		Подп. и дата	
Изм		Кол.уч		Лист		Т-1-2381.00.00.000 PP	61
Изм		Кол.уч		Лист			
№ док.		Подпись		Дата			

$$f =$$

Коэффициент

$$\lambda = \frac{\beta_F l_0 + l_0}{\beta_F l_0} + \frac{\beta_V l_0^3}{\beta_V l_0 S_0^2} = 0.8853$$

Угловая податливость первого фланца

Угловая податливость фланца (бурта) при затяжке

$$y_{\phi} = \frac{0,91 \beta_V}{E^{20} \lambda S_0^2 l_0} = 2.22e-11 \text{ 1/Н мм}$$

Угловая податливость фланца (бурта), нагруженного внешним изгибающим моментом

$$y_{\phi x} = \left(\frac{\pi}{4} \right)^3 \frac{D_e}{E_{20} D_x h^3} = 5.254e-11 \text{ 1/Н мм}$$

- для второго фланца

Плечо усилия от действия давления внутри фланца

$$e = 0,5(D_{\alpha} - D - S_1) = 16.3 \text{ мм}$$

где эквивалентная толщина втулки фланца

$$S_1 = \zeta S_0 = 12.39 \text{ мм}$$

$$\zeta = 1 + (\beta - 1) \frac{x}{x + \frac{1 + \beta}{4}} = 1.549$$

Параметр длины втулки

$$l_0 = \sqrt{D S_0} = 56.57 \text{ мм}$$

Отношение наружного диаметра тарелки фланца к внутреннему диаметру

$$K = \frac{D_x}{D} = 1.337$$

Расчётные коэффициенты, зависящие от соотношения размеров тарелки фланца (бурта)

$$\beta_T = \frac{K^2(1 + 8,551 \lg K) - 1}{(1,05 + 1,945 K^2)(K - 1)} = 1.78$$

$$\beta_V = \frac{K^2(1 + 8,551 \lg K) - 1}{1,36(K^2 - 1)(K - 1)} = 7.513$$

$$\beta_Y = \frac{1}{K - 1} \left(0,69 + 5,72 \frac{K^2 \lg K}{K^2 - 1} \right) = 6.898$$

$$\beta_Z = \frac{K^2 + 1}{K^2 - 1} = 3.535$$

Отношение толщины втулки в сечении S1 к толщине в сечении S0

$$\beta = \frac{S_1}{S_0} = 2.25$$

Относительная длина втулки фланца

$$0.6364$$

Инв. №	19819	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Т-1-2381.00.00.000 PP					Лист
											62
Изм	Кол.уч	Лист	№ док.	Подпись	Дата						

$$\chi = \frac{l}{\sqrt{DS_0}} =$$

Расчётные коэффициенты, зависящие от соотношения размеров втулки фланца

$$\beta_F = 0.7881$$

$$\beta_V = 0.1708$$

Коэффициент увеличения изгибных напряжений в сечении S0 приварного встык фланца

$$f = 1.075$$

Коэффициент

$$\lambda = \frac{\beta_F h + l_0}{\beta_F l_0} + \frac{\beta_V h^3}{\beta_V l_0 S_0^2} = 1.105$$

Угловая податливость второго фланца

Угловая податливость фланца (бурта) при затяжке

$$y_\phi = \frac{0.91\beta_V}{E^{20}\lambda S_0^2 l_0} = 1.952e-10 \text{ 1/Н мм}$$

Угловая податливость фланца (бурта), нагруженного внешним изгибающим моментом

$$y_{\phi x} = \left(\frac{\pi}{4}\right)^3 \frac{D_6}{E_{20} D_N h^3} = 5.254e-11 \text{ 1/Н мм}$$

Коэффициенты жесткости фланцевого соединения

Жесткость фланцевого соединения

$$\gamma = \frac{1}{y_x + y_6 \frac{E_6^{20}}{E_6} + \left(y_{\phi 1} \frac{E_1^{20}}{E_1} + y_{\phi 2} \frac{E_2^{20}}{E_2}\right) b^3} = 4.435e+06 \text{ Н/мм}$$

Коэффициент жесткости фланцевого соединения, нагруженного внутренним давлением или внешней осевой силой

$$\alpha = 1 - \frac{y_x - (y_{\phi 1} e_1 + y_{\phi 2} e_2) b}{y_x + y_6 + (y_{\phi 1} + y_{\phi 2}) b^2} = 1.507$$

Коэффициент жесткости фланцевого соединения, нагруженного внешним изгибающим моментом

$$\alpha_M = \frac{y_6 + 2y_{\phi x} b \left(b + e - \frac{e^2}{D_{сн}}\right)}{y_6 + y_x \left(\frac{D_6}{D_{сн}}\right)^2 + 2y_{\phi x} b^2} = 1.872$$

Расчёт фланцевого соединения на прочность и герметичность без учета нагрузки вызванной стесненностью температурных деформаций

Усилие, необходимое для смятия прокладки при затяжке

$$P_{сбж} = 0.5\pi D_{сн} b_0 q_{сбж} = 5.284e+05 \text{ Н}$$

Усилие на прокладке в рабочих условиях, необходимое для обеспечения

Инв. №	19819	Подп. и дата	Инв. №	Взам. инв.	Подп. и дата	Инв. №
Изм	Кол.уч	Лист	№ док.	Подпись	Дата	
Т-1-2381.00.00.000 РР						Лист
						63

герметичности фланцевого соединения

3.775e+04 Н

$$R_n = \pi D_n b_0 m p =$$

Равнодействующая давления

$$Q_d = 0,785 D_n^2 p =$$

9.327e+04 Н

Приведенная нагрузка, вызванная воздействием внешней силы и изгибающего момента

$$Q_{FM} = F \pm \frac{4|M|}{D_n} =$$

0 Н

Расчётная нагрузка на болты (шпильки) при затяжке, необходимая для обеспечения обжатия прокладки и минимального начального натяжения болтов (шпилек)

$$P_{p2} = \max \left\{ P_{pж}; 0,4 A_F [\sigma]_n^p \right\} =$$

5.284e+05 Н

Расчётная нагрузка на болты (шпильки) при затяжке, необходимая для обеспечения в рабочих условиях давления на прокладку, достаточного для герметизации фланцевого соединения

$$P_{p1} = \alpha (Q_d + F) + R_n + \frac{4\alpha_M |M|}{D_n} =$$

1.783e+05 Н

Расчётная нагрузка на болты (шпильки) при затяжке фланцевого соединения

$$P_p^N = \max \{ P_{p1}; P_{p2} \} =$$

5.284e+05 Н

Расчётная нагрузка на болты (шпильки) фланцевых соединений в рабочих условиях

$$P_p^P = P_p^N + (1 - \alpha) (Q_d + F) + \frac{4(1 - \alpha_M) |M|}{D_n} =$$

4.812e+05 Н

Проверка прочности болтов (шпилек)

Расчётное напряжение в болтах (шпильках) при затяжке

$$\sigma_{p1} = \frac{P_p^N}{A_F} \leq [\sigma]_n^p$$

$$117.4 \text{ МПа} \leq 276 \text{ МПа}$$

Расчётное напряжение в болтах (шпильках) в рабочих условиях

$$\sigma_{p2} = \frac{P_p^P}{A_F} \leq [\sigma]_p^p$$

$$106.9 \text{ МПа} \leq 230 \text{ МПа}$$

где:

- допускаемое напряжение для болтов (шпилек) при затяжке

$$[\sigma]_n^p = \xi K_{yp} K_{y2} K_{yt} [\sigma]_n^p =$$

276 МПа

- допускаемое напряжение для болтов (шпилек) в рабочих условиях и при расчёте на условия испытания

$$[\sigma]_p^p = K_{yp} K_{y2} K_{ym} [\sigma]_n^p =$$

230 МПа

- коэффициент увеличения допускаемых напряжений при затяжке для фланцевых соединений

$$\xi =$$

1.2

Инв. №	19819	Подп. и дата	
Инв. №		Подп. и дата	
Взам. инв.		Подп. и дата	
Инв. №		Подп. и дата	
Изм	Кол.уч	Лист	№ док.
			Подпись
			Дата
Т-1-2381.00.00.000 PP			
Лист			
64			

- коэффициент условий работы

$$K_{np} = 1$$

- коэффициент условий затяжки

$$K_{yz} = 1$$

- коэффициент учета нагрузки от температурных деформаций

$$K_{ym} = 1$$

Расчёт первого фланца на статическую прочность
Расчётный изгибающий момент, действующий на фланец при затяжке

$$M^M = C_F F_g^M b = 1.321e+07 \text{ Н мм}$$

Расчётный изгибающий момент, действующий на фланец в рабочих условиях

$$M^P = C_F \max \left\{ \left[F_g^P b + (Q_d + Q_{FM}) e \right]; |Q_d + Q_{FM}| e \right\} = 1.729e+07 \text{ Н мм}$$

Где

$$C_F = \max \left\{ 1; \sqrt{\frac{\frac{\pi D_g}{n}}{2d + \frac{6h}{m+0.5}}} \right\} = 1$$

Меридиональное изгибное напряжение во втулке фланца в сечении S1

$$\sigma_1^M = \frac{M^M}{\lambda (S_1 - c)^2 D^*} = 24.45 \text{ МПа}$$

Меридиональное изгибное напряжение во втулке фланца в сечении S0

$$\sigma_0^M = f \sigma_1^M = 24.45 \text{ МПа}$$

Где

$$D^* = \begin{cases} D & \text{при } D \geq 20S_1 \\ D + S_0 & \text{при } D < 20S_1 \text{ и } f > 1 \\ D + S_1 & \text{при } D < 20S_1 \text{ и } f = 1 \end{cases} = 346 \text{ мм}$$

Радиальное напряжение в тарелке приварного встык фланца, плоского фланца и бурте свободного фланца в условиях затяжки

$$\sigma_R^M = \frac{(1.33\beta_F h + l_0)}{\lambda h^2 l_0 D} M^M = 58.48 \text{ МПа}$$

Окружное напряжение в тарелке приварного встык фланца, плоского фланца и бурте свободного фланца в условиях затяжки

$$\sigma_T^M = \frac{\beta_T M^M}{h^2 D} - \beta_Z \sigma_R^M = 15.51 \text{ МПа}$$

Расчётные меридиональные изгибные напряжения в рабочих условиях в сечении S1:

$$\sigma_1^P = \frac{M^P}{\lambda (S_1 - c)^2 D^*} = 32 \text{ МПа}$$

в сечении S0:

$$\sigma_0^P = f \sigma_1^P = 32 \text{ МПа}$$

Инв. №	19819	Подп. и дата	
Взам. инв.		Инв. №	
Подп. и дата			
Изм	Кол.уч	Лист	№ док.
			Подпись
			Дата
Т-1-2381.00.00.000 PP			
Лист			
65			

Меридиональные мембранные напряжения в рабочих условиях (в сечении S1)

$$\sigma_{\text{л.м}}^{\text{P}} = \frac{Q_{\text{д}} + F \pm \frac{4|M|}{D_{\text{ст}}}}{\pi(D + S_1)(S_1 - c)} = 2.043 \text{ МПа}$$

Меридиональные мембранные напряжения в рабочих условиях (в сечении S0)

$$\sigma_{\text{м.м}}^{\text{P}} = \frac{Q_{\text{д}} + F \pm \frac{4|M|}{D_{\text{ст}}}}{\pi(D + S_0)(S_0 - c)} = 10.54 \text{ МПа}$$

Окружные мембранные напряжения в рабочих условиях в сечении S0

$$\sigma_{\text{м.о}}^{\text{P}} = \frac{pD}{2(S_0 - c)} = 10.03 \text{ МПа}$$

Радиальное напряжение в тарелке приварного встык фланца, плоского фланца и бурте свободного фланца в рабочих условиях

$$\sigma_{\text{R}}^{\text{P}} = \frac{(1,33\beta_{\text{F}}h + l_0)}{\lambda^2 l_0 D} M^{\text{P}} = 76.53 \text{ МПа}$$

Окружное напряжение в тарелке приварного встык фланца, плоского фланца и бурте свободного фланца в рабочих условиях

$$\sigma_{\text{T}}^{\text{P}} = \frac{\beta_{\text{Y}} M^{\text{P}}}{h^2 D} - \beta_{\text{Z}} \sigma_{\text{R}}^{\text{P}} = 20.3 \text{ МПа}$$

Условия статической прочности фланца ($K_{\text{T}}=1$)

Расчётные общие мембранные и изгибные напряжения в сечении S1 фланца при затяжке

$$\max \left\{ \left| \sigma_{\text{T}}^{\text{M}} + \sigma_{\text{R}}^{\text{M}} \right|, \left| \sigma_{\text{T}}^{\text{M}} + \sigma_{\text{T}}^{\text{M}} \right| \right\} \leq K_{\text{T}} [\sigma]_{\text{M}}$$

$$82.93 \text{ МПа} \leq 244.5 \text{ МПа}$$

Расчётные общие мембранные и изгибные напряжения в сечении S1 фланца в рабочих условиях

$$\max \left\{ \left| \sigma_{\text{T}}^{\text{P}} - \sigma_{\text{м.м}}^{\text{P}} + \sigma_{\text{R}}^{\text{P}} \right|, \left| \sigma_{\text{T}}^{\text{P}} - \sigma_{\text{м.м}}^{\text{P}} + \sigma_{\text{R}}^{\text{P}} \right|, \left| \sigma_{\text{T}}^{\text{P}} + \sigma_{\text{м.м}}^{\text{P}} \right| \right\} \leq K_{\text{T}} [\sigma]_{\text{M}}$$

$$106.5 \text{ МПа} \leq 210.8 \text{ МПа}$$

Расчётные суммарные общие и местные мембранные и изгибные напряжения в сечении S0 при затяжке

$$\sigma_{\text{O}}^{\text{M}} \leq 1,3 [\sigma]_{\text{R}}$$

$$24.45 \text{ МПа} \leq 635.7 \text{ МПа}$$

Расчётные суммарные общие и местные мембранные и изгибные напряжения в сечении S0 в рабочих условиях

$$\max \left\{ \left| \sigma_{\text{O}}^{\text{P}} \pm \sigma_{\text{м.м}}^{\text{P}} \right|, \left| 0,3\sigma_{\text{O}}^{\text{P}} \pm \sigma_{\text{м.о}}^{\text{P}} \right|, \left| 0,7\sigma_{\text{O}}^{\text{P}} \pm (\sigma_{\text{м.м}}^{\text{P}} - \sigma_{\text{м.о}}^{\text{P}}) \right| \right\} \leq 1,3 [\sigma]_{\text{R}}$$

$$42.54 \text{ МПа} \leq 548 \text{ МПа}$$

Расчётные мембранные напряжения в сечении S0 в рабочих условиях

$$\max \left\{ \left| \sigma_{\text{м.о}}^{\text{P}} \right|, \left| \sigma_{\text{м.м}}^{\text{P}} \right| \right\} \leq [\sigma]$$

$$10.54 \text{ МПа} \leq 140.5 \text{ МПа}$$

Расчётное напряжение в тарелке фланца при затяжке

Инв. №	19819	Подп. и дата	Инв. №	Взам. инв.	Подп. и дата	Т-1-2381.00.00.000 РР						Лист
												66
Изм	Кол.уч	Лист	№ док.	Подпись	Дата							

$$\max\left\{\left|\sigma_R^M\right|, \left|\sigma_T^M\right|\right\} \leq K_T[\sigma]$$

$$58.48 \text{ МПа} \leq 163 \text{ МПа}$$

Расчётное напряжение в тарелке фланца в рабочих условиях

$$\max\left\{\left|\sigma_R^P\right|, \left|\sigma_T^P\right|\right\} \leq K_T[\sigma]$$

$$76.53 \text{ МПа} \leq 140.5 \text{ МПа}$$

Угол поворота приварного встык фланца, плоского фланца или бурта свободного фланца в рабочих условиях

$$\theta = M^P y_f \frac{E^{20}}{E} \leq K_\theta[\theta]$$

$$0.0004 \text{ рад} \leq 0.006 \text{ рад}$$

где:

$$[\theta] = 0.006 \text{ рад}$$

$$K_\theta = 1$$

Расчёт второго фланца на статическую прочность

Расчётный изгибающий момент, действующий на фланец при затяжке

$$M^M = C_F F_g^M b = 1.321 \text{e}+07 \text{ Н мм}$$

Расчётный изгибающий момент, действующий на фланец в рабочих условиях

$$M^P = C_F \max\left\{\left[F_g^P b + (Q_\pi + Q_{FM})e\right]; \left|Q_\pi + Q_{FM}\right|e\right\} = 1.355 \text{e}+07 \text{ Н мм}$$

где

$$C_F = \max\left\{1, \sqrt{\frac{\frac{\pi D_g}{n}}{2d + \frac{6h}{m+0.5}}}\right\} = 1$$

Меридиональное изгибное напряжение во втулке фланца в сечении S1

$$\sigma_1^M = \frac{M^M}{\lambda(S_1 - c)^2 D^*} = 132.8 \text{ МПа}$$

Меридиональное изгибное напряжение во втулке фланца в сечении S0

$$\sigma_0^M = f \sigma_1^M = 142.8 \text{ МПа}$$

где

$$D^* = \begin{cases} D & \text{при } D \geq 20S_1 \\ D + S_0 & \text{при } D < 20S_1 \text{ и } f > 1 \\ D + S_1 & \text{при } D < 20S_1 \text{ и } f = 1 \end{cases} = 400 \text{ мм}$$

Радиальное напряжение в тарелке приварного встык фланца, плоского фланца и бурте свободного фланца в условиях затяжки

$$\sigma_R^M = \frac{(1.33\beta_F h + l_0)}{\lambda h^2 l_0 D} M^M = 40.22 \text{ МПа}$$

Окружное напряжение в тарелке приварного встык фланца, плоского фланца и бурте свободного фланца в условиях затяжки

$$\sigma_T^M = \frac{\beta_Y M^M}{h^2 D} - \beta_Z \sigma_R^M = 43.8 \text{ МПа}$$

Инв. №	19819	Подп. и дата		Инв. №		Подп. и дата	
Взам. инв.							
Подп. и дата							
Изм	Кол.уч	Лист	№ док.	Подпись	Дата	Т-1-2381.00.00.000 PP	
						Лист	
						67	

$$\sigma_1^p = \frac{M^p}{\lambda(S_1 - c)^2 D^*} = 136.2 \text{ МПа}$$
$$\sigma_0^p = j\sigma_1^p = 146.5 \text{ МПа}$$
$$\sigma_{\text{L.H.}}^{\text{f}} = \frac{Q_a + F \pm \frac{4|M|}{D_{\text{ca}}}}{\pi(D + S_1)(S_1 - c)} - 4.735 \text{ МПа}$$
$$\sigma_{\text{ост.ст}}^{\text{р}} = \frac{Q_{\text{ст}} + F \pm \frac{4|M|}{D_{\text{ст}}}}{\pi(D + S_0)(S_0 - c)} = 14.55 \text{ МПа}$$
$$\sigma_{\text{отт}}^{\text{p}} = \frac{pD}{2(S_0 - c)} = 24 \text{ МПа}$$
$$\sigma_R^P = \frac{(1,33\beta_F h + l_0)}{M^2 l_0 D} M^P = 41.25 \text{ МПа}$$
$$\sigma_T^p = \frac{\beta_V M^p}{b^2 D} - \beta_z \sigma_R^p = 44.92 \text{ МПа}$$
$$\max \left\{ \left| \sigma_1^M + \sigma_R^M \right|, \left| \sigma_1^M + \sigma_T^M \right| \right\} \leq K_T [\sigma]_m$$

$$176.6 \text{ MPa} \leq 244.5 \text{ MPa}$$

$$\max \left\{ \left| \sigma_1^P - \sigma_{LM}^P + \sigma_R^P \right|, \left| \sigma_1^P - \sigma_{LM}^P + \sigma_R^P \right|, \left| \sigma_1^P + \sigma_{LM}^P \right| \right\} \leq K_T [\sigma]_M$$

$$176.4 \text{ MPa} \leq 210.8 \text{ MPa}$$

$$\sigma_0^M \leq 1,3[\sigma]_s$$

$$142.8 \text{ МПа} \leq 635.7 \text{ МПа}$$

Инв. №	19819	Подп. и дата		Инв. №		Взам. инв.		Подп. и дата		
		Подп. и дата								
<p>Окружное напряжение в тарелке приварного встык фланца, плоского фланца и бурте свободного фланца в рабочих условиях</p> $\sigma_R^p = \frac{\beta_y M^p}{b^3 l_0 D} - \beta_z \sigma_R^p = 44.92 \text{ МПа}$ <p>Условия статической прочности фланца ($K_T=1$)</p> <p>Расчётные общие мембранные и изгибные напряжения в сечении S1 фланца при затяжке</p> $\max \left(\left \sigma_1^M + \sigma_R^M \right , \left \sigma_1^M + \sigma_T^M \right \right) \leq K_T [\sigma]_M$ $176.6 \text{ МПа} \leq 244.5 \text{ МПа}$ <p>Расчётные общие мембранные и изгибные напряжения в сечении S1 фланца в рабочих условиях</p> $\max \left(\left \sigma_1^p - \sigma_{\text{взм}}^p + \sigma_R^p \right , \left \sigma_1^p - \sigma_{\text{взм}}^p + \sigma_R^p \right , \left \sigma_1^p + \sigma_{\text{взм}}^p \right \right) \leq K_T [\sigma]_M$ $176.4 \text{ МПа} \leq 210.8 \text{ МПа}$ <p>Расчётные суммарные общие и местные мембранные и изгибные напряжения в сечении S0 при затяжке</p> $\sigma_0^M \leq 1,3 [\sigma]_k$ $142.8 \text{ МПа} \leq 635.7 \text{ МПа}$ <p>Расчётные суммарные общие и местные мембранные и изгибные напряжения в сечении S0 в рабочих условиях</p>										
Изм	Кол.уч	Лист	№ док.	Подпись	Дата	Т-1-2381.00.00.000 РР				
						Лист	68			

$$\max \left\{ \left| \sigma_0^P \pm \sigma_{0M.M}^P \right|; \left| 0,3 \sigma_0^P \pm \sigma_{0M.0}^P \right|; \left| 0,7 \sigma_0^P \pm \left(\sigma_{0M.M}^P - \sigma_{0M.0}^P \right) \right| \right\} \leq 1,3 [\sigma]_R$$

$$161 \text{ МПа} \leq 548 \text{ МПа}$$

Расчётные мембранные напряжения в сечении S0 в рабочих условиях

$$\max \left\{ \left| \sigma_{0M.0}^P \right|; \left| \sigma_{0M.M}^P \right| \right\} \leq [\sigma]$$

$$24 \text{ МПа} \leq 140,5 \text{ МПа}$$

Расчётное напряжение в тарелке фланца при затяжке

$$\max \left\{ \left| \sigma_R^M \right|; \left| \sigma_T^M \right| \right\} \leq K_T [\sigma]$$

$$43,8 \text{ МПа} \leq 163 \text{ МПа}$$

Расчётное напряжение в тарелке фланца в рабочих условиях

$$\max \left\{ \left| \sigma_R^P \right|; \left| \sigma_T^P \right| \right\} \leq K_T [\sigma]$$

$$44,92 \text{ МПа} \leq 140,5 \text{ МПа}$$

Угол поворота приварного встык фланца, плоского фланца или бурта свободного фланца в рабочих условиях

$$\theta = M^* y_f \frac{E^{20}}{E} \leq K_\theta [\theta]$$

$$0,002756 \text{ рад} \leq 0,006 \text{ рад}$$

где:

$$[\theta] = 0,006 \text{ рад}$$

$$K_\theta = 1$$

Расчёт фланцевого соединения на прочность и герметичность с учетом нагрузки, вызванной стесненностью температурных деформаций

Нагрузка, вызванная стесненностью температурных деформаций

$$Q_t = \gamma [\alpha_{\varphi 1} h_1 (t_{\varphi 1} - 20) + \alpha_{\varphi 2} h_2 (t_{\varphi 2} - 20) - \alpha_s (h_1 + h_2) (t_s - 20)] = -6308 \text{ Н}$$

Расчётная нагрузка на болты (шпильки) при затяжке, необходимая для обеспечения в рабочих условиях давления на прокладку, достаточного для герметизации фланцевого соединения

$$P_{\varphi 1} = \max \left[\begin{array}{l} \alpha (Q_s + F) + R_x + \frac{4 \alpha_M |M|}{D_{\alpha}} \\ \alpha (Q_s + F) + R_x + \frac{4 \alpha_M |M|}{D_{\alpha}} - Q_t \end{array} \right] = 1,846 \text{e}+05 \text{ Н}$$

Расчётная нагрузка на болты (шпильки) при затяжке фланцевого соединения

$$P_{\varphi}^* = \max \{ P_{\varphi 1}, P_{\varphi 2} \} = 5,284 \text{e}+05 \text{ Н}$$

Расчётная нагрузка на болты (шпильки) фланцевых соединений в рабочих условиях

$$P_{\varphi}^P = P_{\varphi}^M + (1 - \alpha)(Q_s + F) + Q_t + \frac{4(1 - \alpha_M)|M|}{D_{\alpha}} = 4,748 \text{e}+05 \text{ Н}$$

Проверка прочности болтов (шпилек) с учетом температурных деформаций

Расчётное напряжение в болтах (шпильках) при затяжке

$$117,4 \text{ МПа}$$

Инв. №	19819	Подп. и дата				
		Инв. №				
		Взам. инв.				
		Подп. и дата				
Изм	Кол.уч	Лист	№ док.	Подпись	Дата	<div>T-1-2381.00.00.000 PP</div> <div>Лист</div> <div>69</div>

$$\sigma_{\text{с1}} = \frac{F_{\text{с}}^{\text{м}}}{A_{\text{с}}} =$$

Расчётное напряжение в болтах (шпильках) в рабочих условиях

$$\sigma_{\text{с2}} = \frac{F_{\text{с}}^{\text{р}}}{A_{\text{с}}} = 105.5 \text{ МПа}$$

где: Допускаемое напряжение для болтов (шпилек) при затяжке

$$[\sigma]_{\text{н}}^{\text{с}} = \xi K_{\text{ср}} K_{\text{сз}} K_{\text{ст}} [\sigma]_{\text{н}}^{\text{с}} = 358.8 \text{ МПа}$$

Допускаемое напряжение для болтов (шпилек) в рабочих условиях и при расчёте на условия испытания

$$[\sigma]_{\text{р}}^{\text{с}} = K_{\text{ср}} K_{\text{сз}} K_{\text{ст}} [\sigma]_{\text{н}}^{\text{с}} = 299 \text{ МПа}$$

Коэффициент учета нагрузки от температурных деформаций

$$K_{\text{сз}} = 1.3$$

Остальные коэффициенты, используемые при определении допускаемых напряжений для болтов (шпилек) те же, что и при расчёте без учета усилий, вызванных стесненностью температурных деформаций

Расчёт первого фланца на статическую прочность с учетом усилий вызванных стесненностью температурных деформаций

Расчётный изгибающий момент, действующий на фланец при затяжке

$$M^{\text{м}} = C_{\text{с}} F_{\text{с}}^{\text{м}} b = 1.321\text{e}+07 \text{ Н мм}$$

Расчётный изгибающий момент, действующий на фланец в рабочих условиях

$$M^{\text{р}} = C_{\text{с}} \max \left\{ \left[F_{\text{с}}^{\text{р}} b + (Q_{\text{д}} + Q_{\text{ФМ}}) e \right], |Q_{\text{д}} + Q_{\text{ФМ}}| e \right\} = 1.713\text{e}+07 \text{ Н мм}$$

Меридиональное изгибное напряжение во втулке фланца в сечении S1

$$\sigma_1^{\text{м}} = \frac{M^{\text{м}}}{\lambda (S_1 - c)^2 D^*} = 24.45 \text{ МПа}$$

Меридиональное изгибное напряжение во втулке фланца в сечении S0

$$\sigma_0^{\text{м}} = f \sigma_1^{\text{м}} = 24.45 \text{ МПа}$$

Радиальное напряжение в тарелке приварного встык фланца, плоского фланца и бурте свободного фланца в условиях затяжки

$$\sigma_{\text{R}}^{\text{м}} = \frac{(1.33 \beta_{\text{с}} h + l_0)}{\lambda^2 l_0 D} M^{\text{м}} = 58.48 \text{ МПа}$$

Окружное напряжение в тарелке приварного встык фланца, плоского фланца и бурте свободного фланца в условиях затяжки

$$\sigma_{\text{T}}^{\text{м}} = \frac{\beta_{\text{с}} M^{\text{м}}}{h^2 D} - \beta_{\text{с}} \sigma_{\text{R}}^{\text{м}} = 15.51 \text{ МПа}$$

Расчётные меридиональные изгибные напряжения в рабочих условиях в сечении S1:

$$\sigma_1^{\text{р}} = \frac{M^{\text{р}}}{\lambda (S_1 - c)^2 D^*} = 31.71 \text{ МПа}$$

в сечении S0:

$$\sigma_0^{\text{р}} = f \sigma_1^{\text{р}} = 31.71 \text{ МПа}$$

Инв. №	19819	Подп. и дата	Инв. №	Взам. инв.	Подп. и дата	<div>Т-1-2381.00.00.000 PP</div>					Лист
											70
Изм	Кол.уч	Лист	№ док.	Подпись	Дата						

$$\sigma_R^p = \frac{(1,33\beta_F h + l_0)}{\lambda h^3 l_0 D} M^p = 75.83 \text{ МПа}$$

$$\sigma_r^p = \frac{\beta_y M^p}{b^2 D} - \beta_z \sigma_R^p = 20.11 \text{ МПа}$$

Условия статической прочности фланца ($K_T=1.3$)

$$\max \left\{ \left| \sigma_1^M + \sigma_R^M \right|, \left| \sigma_1^M + \sigma_T^M \right| \right\} \leq K_T [\sigma]_{\infty}$$

$$82.93 \text{ МПа} \leq 317.9 \text{ МПа}$$

$$\max \left\{ \left| \sigma_1^p - \sigma_{\text{bim}}^p + \sigma_{\text{R}}^p \right|, \left| \sigma_1^p - \sigma_{\text{bim}}^p + \sigma_{\text{R}}^p \right|, \left| \sigma_1^p + \sigma_{\text{bim}}^p \right| \right\} \leq \mathcal{K}_{\text{T}}[\sigma]_{\text{m}}$$

$$105.5 \text{ МПа} \leq 274 \text{ МПа}$$

$$\sigma_0^{\text{st}} \leq 1,3[\sigma]_s$$

$$24.45 \text{ МПа} \leq 635.7 \text{ МПа}$$

$$\max \left\{ \left| \sigma_0^p \pm \sigma_{\text{On},\text{M}}^p \right|, \left| 0,3\sigma_0^p \pm \sigma_{\text{On},0}^p \right|, \left| 0,7\sigma_0^p \pm \left(\sigma_{\text{On},\text{M}}^p - \sigma_{\text{On},0}^p \right) \right| \right\} \leq 1,3[\sigma]_p$$

$$42.25 \text{ МПа} \leq 548 \text{ МПа}$$

$$[\sigma]_0 = \frac{1,3}{K_{\sigma}} [\sigma]_{\text{R}} = 489 \text{ МПа}$$

$$[\sigma]_0 = \frac{1,3}{K_T} [\sigma]_R = 421,5 \text{ МПа}$$

$$\max \left\{ \left| \sigma_R^M \right|, \left| \sigma_T^M \right| \right\} \leq K_T [\sigma]$$

$$58.48 \text{ МПа} \leq 211.9 \text{ МПа}$$

$$\max \left\{ \left\| \sigma_E^D \right\|, \left\| \sigma_T^D \right\| \right\} \leq K_T [\sigma]$$

$$75.83 \text{ МПа} \leq 182.7 \text{ МПа}$$

Угол поворота приварного встык фланца, плоского фланца или бурта

Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	<p>24.45 МПа ≤ 635.7МПа</p> <p>Расчётные суммарные общие и местные мембранные и изгибные напряжения в сечении S0 в рабочих условиях</p> $\max \left\{ \left \sigma_0^p \pm \sigma_{0m,л}^p \right ; \left 0,3\sigma_0^p \pm \sigma_{0m,о}^p \right ; \left 0,7\sigma_0^p \pm \left(\sigma_{0m,л}^p - \sigma_{0m,о}^p \right) \right \right\} \leq 1,3[\sigma]_R$ <p>42.25 МПа ≤ 548МПа</p> <p>где допускаемая величина условных упругих напряжений в сечении S0 при затяжке</p> $[\sigma]_0 = \frac{1,3}{K_T} [\sigma]_R = 489 \text{ МПа}$ <p>где допускаемая величина условных упругих напряжений в сечении S0 в рабочих условиях</p> $[\sigma]_0 = \frac{1,3}{K_T} [\sigma]_R = 421.5 \text{ МПа}$ <p>Расчётное напряжение в тарелке фланца при затяжке</p> $\max \left\{ \left \sigma_R^M \right ; \left \sigma_T^M \right \right\} \leq K_T [\sigma]$ <p>58.48 МПа ≤ 211.9МПа</p> <p>Расчётное напряжение в тарелке фланца в рабочих условиях</p> $\max \left\{ \left \sigma_R^p \right ; \left \sigma_T^p \right \right\} \leq K_T [\sigma]$ <p>75.83 МПа ≤ 182.7МПа</p> <p>Угол поворота приварного встык фланца, плоского фланца или бурта</p>		
					19819		
Изм	Кол.уч	Лист	№ док.	Подпись	Дата	Т-1-2381.00.00.000 РР	Лист
							71

свободного фланца в рабочих условиях

$$\theta = M^P \gamma_\phi \frac{E^{20}}{E} \leq K_\theta [\theta]$$

$$0.0003963 \text{ рад} \leq 0.006 \text{ рад}$$

где:

$$[\theta] = 0.006 \text{ рад}$$

$$K_\theta = 1$$

Расчёт второго фланца на статическую прочность

Расчётный изгибающий момент, действующий на фланец при затяжке

$$M^M = C_F F_g^M b = 1.321 \text{e}+07 \text{ Н мм}$$

Расчётный изгибающий момент, действующий на фланец в рабочих условиях

$$M^P = C_F \max \left\{ \left[F_g^P b + (Q_\pi + Q_{FM}) e \right]; |Q_\pi + Q_{FM}| e \right\} = 1.339 \text{e}+07 \text{ Н мм}$$

Меридиональное изгибное напряжение во втулке фланца в сечении S1

$$\sigma_1^M = \frac{M^M}{\lambda (S_1 - c)^2 D^*} = 132.8 \text{ МПа}$$

Меридиональное изгибное напряжение во втулке фланца в сечении S0

$$\sigma_0^M = f \sigma_1^M = 142.8 \text{ МПа}$$

Радиальное напряжение в тарелке приварного встык фланца, плоского фланца и бурте свободного фланца в условиях затяжки

$$\sigma_R^M = \frac{(1.33 \beta_F h + l_0)}{\lambda h^2 l_0 D} M^M = 40.22 \text{ МПа}$$

Окружное напряжение в тарелке приварного встык фланца, плоского фланца и бурте свободного фланца в условиях затяжки

$$\sigma_T^M = \frac{\beta_V M^M}{h^2 D} - \beta_Z \sigma_R^M = 43.8 \text{ МПа}$$

Расчётные меридиональные изгибные напряжения в рабочих условиях в сечении S1:

$$\sigma_1^P = \frac{M^P}{\lambda (S_1 - c)^2 D^*} = 134.6 \text{ МПа}$$

в сечении S0:

$$\sigma_0^P = f \sigma_1^P = 144.7 \text{ МПа}$$

Радиальное напряжение в тарелке приварного встык фланца, плоского фланца и бурте свободного фланца в рабочих условиях

$$\sigma_R^P = \frac{(1.33 \beta_F h + l_0)}{\lambda h^2 l_0 D} M^P = 40.77 \text{ МПа}$$

Окружное напряжение в тарелке приварного встык фланца, плоского фланца и бурте свободного фланца в рабочих условиях

$$\sigma_T^P = \frac{\beta_V M^P}{h^2 D} - \beta_Z \sigma_R^P = 44.4 \text{ МПа}$$

Условия статической прочности фланца ($K_T = 1.3$)

Расчётные общие мембранные и изгибные напряжения в сечении S1 фланца при за-

Инв. №	19819	Подп. и дата	Инв. №	Взам. инв.	Подп. и дата
<p>Окружное напряжение в тарелке приварного встык фланца, плоского фланца и бурте свободного фланца в условиях затяжки</p> $\sigma_T^M = \frac{\beta_Y M^M}{h^2 D} - \beta_Z \sigma_R^M = 43.8 \text{ МПа}$ <p>Расчётные меридиональные изгибные напряжения в рабочих условиях в сечении S1:</p> $\sigma_1^P = \frac{M^P}{\lambda (S_1 - c)^2 D} = 134.6 \text{ МПа}$ <p>в сечении S0:</p> $\sigma_0^P = f \sigma_1^P = 144.7 \text{ МПа}$ <p>Радиальное напряжение в тарелке приварного встык фланца, плоского фланца и бурте свободного фланца в рабочих условиях</p> $\sigma_R^P = \frac{(1,33\beta_F h + l_0) M^P}{\lambda h^2 l_0 D} = 40.77 \text{ МПа}$ <p>Окружное напряжение в тарелке приварного встык фланца, плоского фланца и бурте свободного фланца в рабочих условиях</p> $\sigma_T^P = \frac{\beta_Y M^P}{h^2 D} - \beta_Z \sigma_R^P = 44.4 \text{ МПа}$ <p>Условия статической прочности фланца ($K_T=1.3$)</p> <p>Расчётные общие мембранные и изгибные напряжения в сечении S1 фланца при за-</p>					
<div>Т-1-2381.00.00.000 РР</div>					
Изм	Кол.уч	Лист	№ док.	Подпись	Дата
					Лист
					72

тяжке

$$\max \left\{ \left| \sigma_1^R + \sigma_R^R \right|, \left| \sigma_1^R + \sigma_T^R \right| \right\} \leq K_T [\sigma]_R$$

$$176.6 \text{ МПа} \leq 317.9 \text{ МПа}$$

Расчётные общие мембранные и изгибные напряжения в сечении S1 фланца в рабочих условиях

$$\max \left\{ \left| \sigma_1^P - \sigma_{\text{м.м}}^P + \sigma_R^P \right|, \left| \sigma_1^P - \sigma_{\text{м.м}}^P + \sigma_R^P \right|, \left| \sigma_1^P + \sigma_{\text{м.м}}^P \right| \right\} \leq K_T [\sigma]_R$$

$$174.3 \text{ МПа} \leq 274 \text{ МПа}$$

Расчётные суммарные общие и местные мембранные и изгибные напряжения в сечении S0 при затяжке

$$\sigma_0^* = \leq 1,3 [\sigma]_R$$

$$134.6 \text{ МПа} \leq 635.7 \text{ МПа}$$

Расчётные суммарные общие и местные мембранные и изгибные напряжения в сечении S0 в рабочих условиях

$$\max \left\{ \left| \sigma_0^P \pm \sigma_{\text{м.м}}^P \right|, \left| 0,3 \sigma_0^P \pm \sigma_{\text{м.о}}^P \right|, \left| 0,7 \sigma_0^P \pm (\sigma_{\text{м.м}}^P - \sigma_{\text{м.о}}^P) \right| \right\} \leq 1,3 [\sigma]_R$$

$$159.3 \text{ МПа} \leq 548 \text{ МПа}$$

где допускаемая величина условных упругих напряжений в сечении S0 при затяжке

$$[\sigma]_0 = \frac{1,3}{K_T} [\sigma]_R = 489 \text{ МПа}$$

где допускаемая величина условных упругих напряжений в сечении S0 в рабочих условиях

$$[\sigma]_0 = \frac{1,3}{K_T} [\sigma]_R = 421.5 \text{ МПа}$$

Расчётное напряжение в тарелке фланца при затяжке

$$\max \left\{ \left| \sigma_R^M \right|, \left| \sigma_T^M \right| \right\} \leq K_T [\sigma]$$

$$43.8 \text{ МПа} \leq 211.9 \text{ МПа}$$

Расчётное напряжение в тарелке фланца в рабочих условиях

$$\max \left\{ \left| \sigma_R^P \right|, \left| \sigma_T^P \right| \right\} \leq K_T [\sigma]$$

$$44.4 \text{ МПа} \leq 182.7 \text{ МПа}$$

Угол поворота приварного встык фланца, плоского фланца или бурта свободного фланца в рабочих условиях

$$\theta = M^P \gamma_\theta \frac{E^{20}}{E} \leq K_\theta [\theta]$$

$$0.002724 \text{ рад} \leq 0.006 \text{ рад}$$

где:

$$[\theta] = 0.006 \text{ рад}$$

$$K_\theta = 1$$

Таким образом, рассмотренное фланцевое соединение отвечает условиям прочности в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52857.4-2007

Инв. №	19819	Подп. и дата	Инв. №	Взам. инв.	Подп. и дата	Т-1-2381.00.00.000 РР						Лист
												73
Изм	Кол.уч	Лист	№ док.	Подпись	Дата							

$$[M] = \frac{[M]_n}{\sqrt{1 + \left(\frac{[M]_n}{[M]_E}\right)^2}} =$$

Н·мм

Допускаемое поперечное усилие из условия устойчивости в пределах упругости

$$[Q]_E = \frac{2.4E(S-C)^2}{n_y} \left[0.18 + 3.3 \frac{D(S-C)}{L^2} \right] =$$

6.065e+05 Н

Допускаемое поперечное усилие из условия прочности

$$[Q]_n = \frac{\pi D(S-C)[\sigma]}{4} =$$

2.335e+05 Н

Допускаемое перерезывающее усилие

$$[Q] = \frac{[Q]_n}{\sqrt{1 + \left(\frac{[Q]_n}{[Q]_E}\right)^2}} =$$

2.179e+05 Н

Условие устойчивости (п.5.3.7 ГОСТ Р 52857.2-2007)

$$\frac{M}{[M]} + \left(\frac{Q}{[Q]}\right)^2 =$$

0.004362 < 1

Обечайка отвечает условиям прочности и устойчивости в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52857.2-2007

Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	
19819					
Изм	Кол.уч	Лист	№ док.	Подпись	Дата
Т-1-2381.00.00.000 РР					Лист
					75

14. Выпуклые днища

Расчёт на прочность по ГОСТ Р 52857.2-2007

Расчёт выполнен с помощью пакета прикладных программ расчёта на прочность элементов сосудов, аппаратов и трубопроводов PVP Design (Свидетельство о государственной регистрации 2008614973)

Элемент: Эллиптическое днище, работающее под действием внутреннего давления
Режим: Рабочий

Исходные данные

Материал днища

09Г2С, Лист

Расчётная температура	T	100	°C
Расчётное давление	p	0.6	МПа
Внутренний диаметр днища	D	400	мм
Высота выпуклой части днища без учета цилиндрической части	H	100	мм
Исполнительная толщина стенки днища	s ₁	8	мм
Прибавка на коррозию и эрозию	c ₁	3	мм
Прибавка – минусовый допуск	c ₂	0.8	мм
Прибавка технологическая	c ₃	1.2	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки	c	5	мм
Коэффициент прочности сварного шва	φ	1	-
Допускаемое напряжение	[σ]	177	МПа
Длина цилиндрической отбортовки	h ₁	25	мм

Результаты расчёта

Радиус кривизны в вершине эллиптического или полусферического днища:

$$R = \frac{D^2}{4H} = \quad 400 \text{ mm}$$

Расчётная толщина стенки эллиптического или полусферического днища от действия внутреннего давления:

$$\varepsilon_{1p} = \frac{pR}{2[\sigma] - 0.5p} = 0.6785 \text{ mm}$$

Расчётная толщина стенки днища от действия давления с учетом прибавки:

$$S_{in} + C = 5.679 \text{ MM}$$

Допускаемое внутреннее давление для эллиптического или полусферического днища:

$$[\sigma] = \frac{2(s_1 - c)\sigma}{R + 0.5(s_1 - c)} = 2.645 \text{ МПа}$$

Днище отвечает условиям прочности в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52857.2-2007

Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Допускаемое напряжение	[σ]	177	МПа			
					Длина цилиндрической отбортовки	h ₁	25	мм			
Результаты расчёта											
Радиус кривизны в вершине эллиптического или полусферического днища:											
$R = \frac{D^2}{4H} =$						400 мм					
Расчётная толщина стенки эллиптического или полусферического днища от действия внутреннего давления:											
$s_{1p} = \frac{pR}{2[\sigma] - 0,5p} =$						0.6785 мм					
Расчётная толщина стенки днища от действия давления с учетом прибавки:											
$s_{1p} + c =$						5.679 мм					
Допускаемое внутреннее давление для эллиптического или полусферического днища:											
$[p] = \frac{2(s_1 - c)[\sigma]}{R + 0,5(s_1 - c)} =$						2.645 МПа					
Днище отвечает условиям прочности в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52857.2-2007											
Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Т-1-2381.00.00.000 РР				Лист		
									96		
19819						Изм	Кол.уч	Лист	№ док.	Подпись	Дата

15. Седловая опора неподвижная

Расчёт на прочность по ГОСТ Р 52857.5-2007

Расчёт выполнен с помощью пакета прикладных программ расчёта на прочность элементов сосудов, аппаратов и трубопроводов PVP Design (Свидетельство о государственной регистрации 2008614973)

Элемент: Цилиндрическая обечайка на седловых опорах, работающая под действием внутреннего давления.

Без колец жесткости и без подкладного листа

Седловая опора со сплошным сечением

Режим: Рабочий

Исходные данные

Материал обечайки	09Г2С, Труба		
Расчётная температура	T	100	°С
Расчётное давление	P	0.6	МПа
Опорное усилие, действующее на опору	F	7136	Н
Максимальный момент над опорой	M	3.327e+06	Н*мм
Расчётное поперечное усилие	Q	5512	Н
Внутренний диаметр обечайки	D	301	мм
Исполнительная толщина стенки обечайки	s	12	мм
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии	c1	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска	c2	1.5	мм
Прибавка технологическая	c3	0	мм
Сумма прибавок к толщине стенки обечайки	c	4.5	мм
Расстояние от края родительского элемента до седловой опоры	L_p	521	мм
Длина цилиндрической выступающей части, включая отбортовку	a	912.5	мм
Коэффициент прочности сварных швов, расположенных в области опорного узла	φ	1	
Угол охвата седловой опоры, градусов	δ ₁	120	
Ширина седловой опоры	b	180	мм
Допускаемое напряжение для материала обечайки	[σ]	160	МПа
Допускаемое осевое усилие из условий устойчивости по ГОСТ Р 52857.2-2007	[F]	1.161e+06	Н
Допускаемый изгибающий момент из условий устойчивости по ГОСТ Р 52857.2-2007	[M]	8.742e+07	Н*мм
Допускаемая перерезывающая сила по ГОСТ Р 52857.2-2007	[Q]	2.807e+05	Н

Результаты расчёта

Проверка несущей способности обечайки без подкладного листа в области опорного узла
 Параметр, определяемый шириной пояса опоры:

$$\beta_1 = 0,91 \frac{b}{\sqrt{D(s-c)}} = 3.447$$

Общее осевое мембранное напряжение, действующее в области опорного

Инв. №	19819	Подп. и дата	Инв. №	Взам. инв.	Подп. и дата	T-1-2381.00.00.000 PP					Лист
		Изм	Кол.уч	Лист	№ док.	Подпись	Дата				77

узла:

6.233

МПа

$$\bar{\sigma}_{\max} = \frac{4M_i}{\pi D^2 (s-c)} =$$

Коэффициенты, учитывающие влияние ширины пояса опоры:

$$K_{10} =$$

0.25

Коэффициенты, учитывающие влияние угла охвата:

$$K_{12} =$$

0.9816

Коэффициенты, учитывающие влияние расстояния до днища:

$$K_{15} =$$

1

Коэффициент K_2

$$K_2 =$$

1.25

Определение допускаемого опорного усилия от нагружения в осевом направлении:
Коэффициент, представляющий отношение местных мембранных напряжений к местным напряжениям изгиба:

$$\vartheta_1 = - \frac{0.23 \cdot K_{13} \cdot K_{15}}{K_{12} \cdot K_{10}} = -0.3247$$

Коэффициенты, учитывающие степень нагрузки общими мембранными напряжениями

$$\vartheta_{2,1} = \frac{-\bar{\sigma}_{\max}}{K_2[\sigma]} = -0.03117$$

$$\vartheta_{2,2} = \left(\frac{pD}{4(s-c)} - \bar{\sigma}_{\max} \right) \frac{1}{K_2[\sigma]} = -0.001067$$

Коэффициент K_1 (принимается меньшее значение из двух):

$$K_1(\vartheta_1, \vartheta_{2,1}) = 1.224$$

$$K_1(\vartheta_1, \vartheta_{2,2}) = 1.251$$

Предельное напряжение изгиба:

$$[\sigma]_i = K_1 K_2 [\sigma] = 244.9 \text{ МПа}$$

Допускаемое опорное усилие от нагружения в осевом направлении:

$$[F]_2 = \frac{0.7[\sigma]_i \sqrt{D(s-c)(s-c)}}{K_{10} K_{12}} = 2.489 \times 10^5 \text{ Н}$$

Определение допускаемого опорного усилия от нагружения в окружном направлении:
Коэффициент, представляющий отношение местных мембранных напряжений к местным напряжениям изгиба:

$$\vartheta_1 = - \frac{0.53 \cdot K_{11}}{K_{14} \cdot K_{16} \cdot K_{17} \cdot \sin(0.5\delta_1)} = -1.037$$

Коэффициенты, учитывающие степень нагрузки общими мембранными напряжениями

$$\vartheta_{2,1} = < 0$$

Инв. №	19819	Подп. и дата	Инв. №	Взам. инв.	Подп. и дата	Т-1-2381.00.00.000 РР					Лист
											78
Изм	Кол.уч	Лист	№ док.	Подпись	Дата						

$$g_{2,2} = \frac{pD}{2(s-c)} \frac{1}{K_2[\sigma]} = 0.0602$$

Коэффициент K_1 (принимается меньшее значение из двух):

$$K_1(g_1; g_{2,1}) = 0.7028$$

$$K_1(g_1, g_{2,2}) = 0.743$$

Предельное напряжение изгиба:

$$[\sigma]_i = K_1 K_2 [\sigma] = 140.6 \text{ МПа}$$

Допускаемое опорное усилие от нагружения в окружном направлении:

$$[F]_3 = \frac{0.9[\sigma_i]_3 \sqrt{D(s-c)(s-c)}}{K_{14}K_{16}K_{17}} = 2.556e+05 \text{ H}$$

Проверка прочности обечайки в области опорного узла:

Допускаемое усилие на опору:

$$[x_{\alpha}] = \min \left([x]_A, [x]_B \right) = 2.489\text{e}+05 \text{ H}$$

Определение допускаемого опорного усилия от нагружения в осевом направлении:

Коэффициент, представляющий отношение местных мембранных напряжений к местным напряжениям изгиба:

$$g_1 = -\frac{0.23 \cdot K_{13} \cdot K_{15}}{K_{12} \cdot K_{10}} = -0.3247$$

Коэффициенты, учитывающие степень нагрузки общими мембранными напряжениями

$$\mathcal{J}_{2,1} = \frac{-\bar{\sigma}_{mx}}{K_y[\sigma]} = -0.03117$$

$$A_{2,2} = \left(\frac{pD}{4(s_{\sigma} - c)} - \bar{\sigma}_{\max} \right) \frac{1}{K_2[\sigma]} = -0.001067$$

Коэффициент K_1 (принимается меньшее значение из двух):

$$K_1(g; g_{-1}) = 1.224$$

$$X_1(g_1, g_{2,2}) = 1.251$$

Предельное напряжение изгиба:

$$[\sigma]_i = K_1 K_2 [\sigma] = 244.9 \text{ МПа}$$

Допускаемое опорное усилие от нагружения в осевом направлении:

$$[F]_2 = \frac{0.7[\sigma_1]_2 \sqrt{D(s_g - c)}(s_g - c)}{K_{10}K_{12}} = 2.489\text{e}+05 \text{ H}$$

Определение допускаемого опорного усилия от нагружения в окружном направлении:

Коэффициент, представляющий отношение местных мембранных напряжений к местным напряжениям изгиба:

$$\mathcal{G}_1 = -\frac{0.53 \cdot K_{11}}{K_{14} \cdot K_{16} \cdot K_{17} \cdot \sin(0.5\delta_1)} = -1.037$$

Коэффициенты, учитывающие степень нагрузки общими мембранными напряжениями

Инв. №	19819	Подп. и дата		Взам. инв.		Инв. №		Подп. и дата													
$\mathcal{G}_{2,1} = \frac{-\bar{\sigma}_{mx}}{K_2[\sigma]} = -0.03117$																					
$\mathcal{G}_{2,2} = \left(\frac{pD}{4(s_{\sigma} - c)} - \bar{\sigma}_{mx} \right) \frac{1}{K_2[\sigma]} = -0.001067$																					
Коэффициент K_1 (принимается меньшее значение из двух):																					
$K_1(\mathcal{G}_1; \mathcal{G}_{2,1}) =$								1.224													
$K_1(\mathcal{G}_1; \mathcal{G}_{2,2}) =$								1.251													
Предельное напряжение изгиба:																					
$[\sigma]_i = K_1 K_2 [\sigma] =$								244.9 МПа													
Допускаемое опорное усилие от нагружения в осевом направлении:																					
$[F]_2 = \frac{0.7[\sigma]_2 \sqrt{D(s_{\sigma} - c)(s_{\sigma} - c)}}{K_{10} K_{12}} =$								2.489e+05 Н													
Определение допускаемого опорного усилия от нагружения в окружном направлении:																					
Коэффициент, представляющий отношение местных мембранных напряжений к местным напряжениям изгиба:																					
$\mathcal{G}_1 = -\frac{0.53 \cdot K_{11}}{K_{14} \cdot K_{16} \cdot K_{17} \cdot \sin(0.5\mathcal{G}_1)} =$								-1.037													
Коэффициенты, учитывающие степень нагрузки общими мембранными напряжениями																					
								0													
<div><div><table><tr><td>Изм.</td><td>Кол.уч.</td><td>Лист</td><td>№ док.</td><td>Подпись</td><td>Дата</td></tr><tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr></table></div><div>T-1-2381.00.00.000 PP</div><div>Лист 79</div></div>										Изм.	Кол.уч.	Лист	№ док.	Подпись	Дата						
Изм.	Кол.уч.	Лист	№ док.	Подпись	Дата																

$$g_{2,1} =$$

$$g_{2,2} = \frac{pD}{2(s_{\sigma} - c)} \frac{1}{K_{\sigma}[\sigma]} = 0.0602$$

Коэффициент K_1 (принимается меньшее значение из двух):

$$K_1(g_1; g_{2,1}) = 0.7028$$

$$K_1(g_1; g_{2,2}) = 0.743$$

Предельное напряжение изгиба:

$$[\sigma]_1 = K_1 K_2 [\sigma] = 140.6 \text{ МПа}$$

Допускаемое опорное усилие от нагружения в окружном направлении:

$$[F]_3 = \frac{0.9[\sigma_1]_3 \sqrt{D(s_{\text{eff}} - c)(s_{\text{eff}} - c)}}{K_{14}K_{16}K_{17}} = 2.556\text{e}+05 \text{ H}$$

Проверка прочности обечайки в области опорного узла:

Допускаемое усилие на опору:

$$[T_0] = \min \{ [T_0]_2, [T_0]_3 \} = 2.489\text{e}+05 \text{ H}$$

Проверка устойчивости обечайки в области опорного узла:

Эффективное осевое усилие от местных мембранных напряжений, действующих в области опоры:

$$F_e = F_i \cdot \frac{\pi}{4} \sqrt{\frac{D}{(s-c)}} \cdot K_{13} \cdot K_{15} = 1.229 \text{e}+04 \text{ H}$$

Условие устойчивости обечайки, работающей под внутренним давлением:

$$\frac{|M_i|}{[M]} + \frac{|F_e|}{[F]} + \left(\frac{Q}{[Q]} \right)^2 = 0.04902 < 1$$

Цилиндрическая обечайка на седловых опорах отвечает условиям прочности и устойчивости в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52857.5-2007

Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	
19819					<p>у условие устойчивости обечайки, работающей под внутренним давлением:</p> $\frac{ M_1 }{[M]} + \frac{ F_e }{[F]} + \left(\frac{Q}{[Q]} \right)^2 = 0.04902 < 1$ <p>Цилиндрическая обечайка на седловых опорах отвечает условиям прочности и устойчивости в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52857.5-2007</p>

16. Седловая опора подвижная

Расчёт на прочность по ГОСТ Р 52857.5-2007

Расчёт выполнен с помощью пакета прикладных программ расчёта на прочность элементов сосудов, аппаратов и трубопроводов PVP Design (Свидетельство о государственной регистрации 2008614973)

Элемент: Цилиндрическая обечайка на седловых опорах, работающая под действием внутреннего давления.

Без колец жесткости и без подкладного листа

Седловая опора со сплошным сечением

Режим: Рабочий

Исходные данные

Материал обечайки

09Г2С, Труба

Расчётная температура	T	100	°C
Расчётное давление	P	0.6	МПа
Опорное усилие, действующее на опору	F	7822	H
Максимальный момент над опорой	M	3.798e+06	H*мм
Расчётное поперечное усилие	Q	5570	H
Внутренний диаметр обечайки	D	301	мм
Исполнительная толщина стенки обечайки	s	12	мм
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии	c1	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска	c2	1.5	мм
Прибавка технологическая	c3	0	мм
Сумма прибавок к толщине стенки обечайки	c	4.5	мм
Расстояние от края родительского элемента до седловой опоры	L_p	2021	мм
Длина цилиндрической выступающей части, включая отбортовку	a	1088	мм
Коэффициент прочности сварных швов, расположенных в области опорного узла	φ	1	
Угол охвата седловой опоры, градусов	δ ₁	120	
Ширина седловой опоры	b	180	мм
Допускаемое напряжение для материала обечайки	[σ]	160	МПа
Допускаемое осевое усилие из условий устойчивости по ГОСТ Р 52857.2-2007	[F]	1.161e+06	H
Допускаемый изгибающий момент из условий устойчивости по ГОСТ Р 52857.2-2007	[M]	8.742e+07	H*мм
Допускаемая перерезывающая сила по ГОСТ Р 52857.2-2007	[Q]	2.807e+05	H

Результаты расчёта

Проверка несущей способности обечайки без подкладного листа в области опорного узла
 Параметр, определяемый шириной пояса опоры:

$$\beta_1 = 0,91 \frac{b}{\sqrt{D(s-c)}} = 3.447$$

Общее осевое мембранное напряжение, действующее в области опорного

Инв. № 19819	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Расстояние от края родительского элемента до седловой опоры	L _p	2021	мм	
					Длина цилиндрической выступающей части, включая отбортовку	a	1088	мм	
					Коэффициент прочности сварных швов, расположенных в области опорного узла	φ	1		
					Угол охвата седловой опоры, градусов	δ ₁	120		
					Ширина седловой опоры	b	180	мм	
					Допускаемое напряжение для материала обечайки	[σ]	160	МПа	
					Допускаемое осевое усилие из условий устойчивости по ГОСТ Р 52857.2-2007	[F]	1.161e+06	Н	
					Допускаемый изгибающий момент из условий устойчивости по ГОСТ Р 52857.2-2007	[M]	8.742e+07	Н·мм	
Инв. № 19819	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	Допускаемая перерезывающая сила по ГОСТ Р 52857.2-2007	[Q]	2.807e+05	Н	
Результаты расчёта									
Проверка несущей способности обечайки без подкладного листа в области опорного узла									
Параметр, определяемый шириной пояса опоры:									
$\beta_1 = 0,91 \frac{b}{\sqrt{D(s-c)}} = 3.447$									
Общее осевое мембранное напряжение, действующее в области опорного									
						Т-1-2381.00.00.000 PP			Лист
									81
Изм	Кол.уч	Лист	№ док.	Подпись	Дата				

Инв. №	Подп. и дата	Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата
19819						
Изм	Кол.уч	Лист	№ док.	Подпись	Дата	

узла:

$$\bar{\sigma}_{\text{max}} = \frac{4M_i}{\pi D^2(s-c)} =$$

7.116 МПа

Коэффициенты, учитывающие влияние ширины пояса опоры:

$$K_{10} =$$

0.25

Коэффициенты, учитывающие влияние угла охвата:

$$K_{12} =$$

0.9816

Коэффициенты, учитывающие влияние расстояния до днища:

$$K_{15} =$$

1

Коэффициент K_2

$$K_2 =$$

1.25

Определение допускаемого опорного усилия от нагружения в осевом направлении:
Коэффициент, представляющий отношение местных мембранных напряжений к местным напряжениям изгиба:

$$\vartheta_1 = -\frac{0.23 \cdot K_{13} \cdot K_{15}}{K_{12} \cdot K_{10}} =$$

-0.3247

Коэффициенты, учитывающие степень нагрузки общими мембранными напряжениями

$$\vartheta_{2,1} = \frac{-\bar{\sigma}_{\text{max}}}{K_2[\sigma]} =$$

-0.03558

$$\vartheta_{2,2} = \left(\frac{pD}{4(s-c)} - \bar{\sigma}_{\text{max}} \right) \frac{1}{K_2[\sigma]} =$$

-0.005479

Коэффициент K_1 (принимается меньшее значение из двух):

$$K_1(\vartheta_1; \vartheta_{2,1}) =$$

1.22

$$K_1(\vartheta_1; \vartheta_{2,2}) =$$

1.247

Предельное напряжение изгиба:

$$[\sigma]_i = K_1 K_2 [\sigma] =$$

244.1 МПа

Допускаемое опорное усилие от нагружения в осевом направлении:

$$[F]_2 = \frac{0.7[\sigma]_2 \sqrt{D(s-c)(s-c)}}{K_{10} K_{12}} =$$

2.481e+05 Н

Определение допускаемого опорного усилия от нагружения в окружном направлении:
Коэффициент, представляющий отношение местных мембранных напряжений к местным напряжениям изгиба:

$$\vartheta_1 = -\frac{0.53 \cdot K_{11}}{K_{14} \cdot K_{16} \cdot K_{17} \cdot \sin(0.5\delta_1)} =$$

-1.035

Коэффициенты, учитывающие степень нагрузки общими мембранными напряжениями

$$\vartheta_{2,1} = <$$

0

$$\beta_{2,2} = \frac{pD}{2(s-c)} \frac{1}{K_2[\sigma]} = 0.0602$$

Коэффициент K_1 (принимается меньшее значение из двух):

$$K_1(\beta_1; \beta_{2,1}) = 0.7038$$

$$K_1(\beta_1; \beta_{2,2}) = 0.744$$

Предельное напряжение изгиба:

$$[\sigma]_i = K_1 K_2 [\sigma] = 140.8 \text{ МПа}$$

Допускаемое опорное усилие от нагружения в окружном направлении:

$$[F]_3 = \frac{0.9[\sigma]_3 \sqrt{D(s-c)(s-c)}}{K_{14} K_{16} K_{17}} = 2.555e+05 \text{ Н}$$

Проверка прочности обечайки в области опорного узла:

Допускаемое усилие на опору:

$$[F]_i = \min \{ [F]_2; [F]_E \} = 2.481e+05 \text{ Н}$$

Определение допускаемого опорного усилия от нагружения в осевом направлении:

Коэффициент, представляющий отношение местных мембранных напряжений к местным напряжениям изгиба:

$$\beta_1 = - \frac{0.23 \cdot K_{13} \cdot K_{15}}{K_{12} \cdot K_{10}} = -0.3247$$

Коэффициенты, учитывающие степень нагрузки общими мембранными напряжениями

$$\beta_{2,1} = \frac{-\bar{\sigma}_{mx}}{K_2[\sigma]} = -0.03558$$

$$\beta_{2,2} = \left(\frac{pD}{4(s_{\sigma} - c)} - \bar{\sigma}_{mx} \right) \frac{1}{K_2[\sigma]} = -0.005479$$

Коэффициент K_1 (принимается меньшее значение из двух):

$$K_1(\beta_1; \beta_{2,1}) = 1.22$$

$$K_1(\beta_1; \beta_{2,2}) = 1.247$$

Предельное напряжение изгиба:

$$[\sigma]_i = K_1 K_2 [\sigma] = 244.1 \text{ МПа}$$

Допускаемое опорное усилие от нагружения в осевом направлении:

$$[F]_2 = \frac{0.7[\sigma]_2 \sqrt{D(s_{\sigma} - c)(s_{\sigma} - c)}}{K_{10} K_{12}} = 2.481e+05 \text{ Н}$$

Определение допускаемого опорного усилия от нагружения в окружном направлении:

Коэффициент, представляющий отношение местных мембранных напряжений к местным напряжениям изгиба:

$$\beta_1 = - \frac{0.53 \cdot K_{11}}{K_{14} \cdot K_{16} \cdot K_{17} \cdot \sin(0.5\beta_1)} = -1.035$$

Коэффициенты, учитывающие степень нагрузки общими мембранными напряжениями

0

Инв. №	19819	Подл. и дата	Инв. №	Взам. инв.	Подл. и дата	Т-1-2381.00.00.000 РР					Лист
											83
Изм	Кол.уч	Лист	№ док.	Подпись	Дата						

$$\vartheta_{2,1} =$$

$$\vartheta_{2,2} = \frac{pD}{2(s_{\vartheta} - c)} \frac{1}{K_2[\sigma]} = 0.0602$$

Коэффициент K_1 (принимается меньшее значение из двух):

$$K_1(\vartheta_1; \vartheta_{2,1}) = 0.7038$$

$$K_1(\vartheta_1; \vartheta_{2,2}) = 0.744$$

Предельное напряжение изгиба:

$$[\sigma]_i = K_1 K_2 [\sigma] = 140.8 \text{ МПа}$$

Допускаемое опорное усилие от нагружения в окружном направлении:

$$[F]_3 = \frac{0.9[\sigma]_3 \sqrt{D(s_{\vartheta} - c)(s_{\vartheta} - c)}}{K_{14} K_{16} K_{17}} = 2.555e+05 \text{ Н}$$

Проверка прочности обечайки в области опорного узла:

Допускаемое усилие на опору:

$$[F]_i = \min \{ [F]_2; [F]_B \} = 2.481e+05 \text{ Н}$$

Проверка устойчивости обечайки в области опорного узла:

Эффективное осевое усилие от местных мембранных напряжений, действующих в области опоры:

$$F_e = F_i \cdot \frac{\pi}{4} \sqrt{\frac{D}{(s - c)}} \cdot K_{13} \cdot K_{13} = 1.347e+04 \text{ Н}$$

Условие устойчивости обечайки, работающей под внутренним давлением:

$$\frac{|M_i|}{[M]} + \frac{|F_e|}{[F]} + \left(\frac{Q}{[Q]} \right)^2 = 0.05544 < 1$$

Цилиндрическая обечайка на седловых опорах отвечает условиям прочности и устойчивости в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52857.5-2007

Инв. №	19819	Подп. и дата	Инв. №	Взам. инв.	Подп. и дата	Т-1-2381.00.00.000 РР						Лист
												84
Изм	Кол.уч	Лист	№ док.	Подпись	Дата							

Лист регистрации изменений

[illegible][illegible]