заказать компетентное выполнение курсовой работы на https://diplom-berezniki.ru

Министерство образования и науки Российской Федерации Федеральное агентство по образованию
ПЕРМСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
Факультет очно-заочного обучения Специальность Химическая технология неорганических веществ
Кафедра Химической технологии и экологии

КУРСОВОЙ ПРОЕКТ

ПО ТЕМЕ: «Расчет теплообменника»

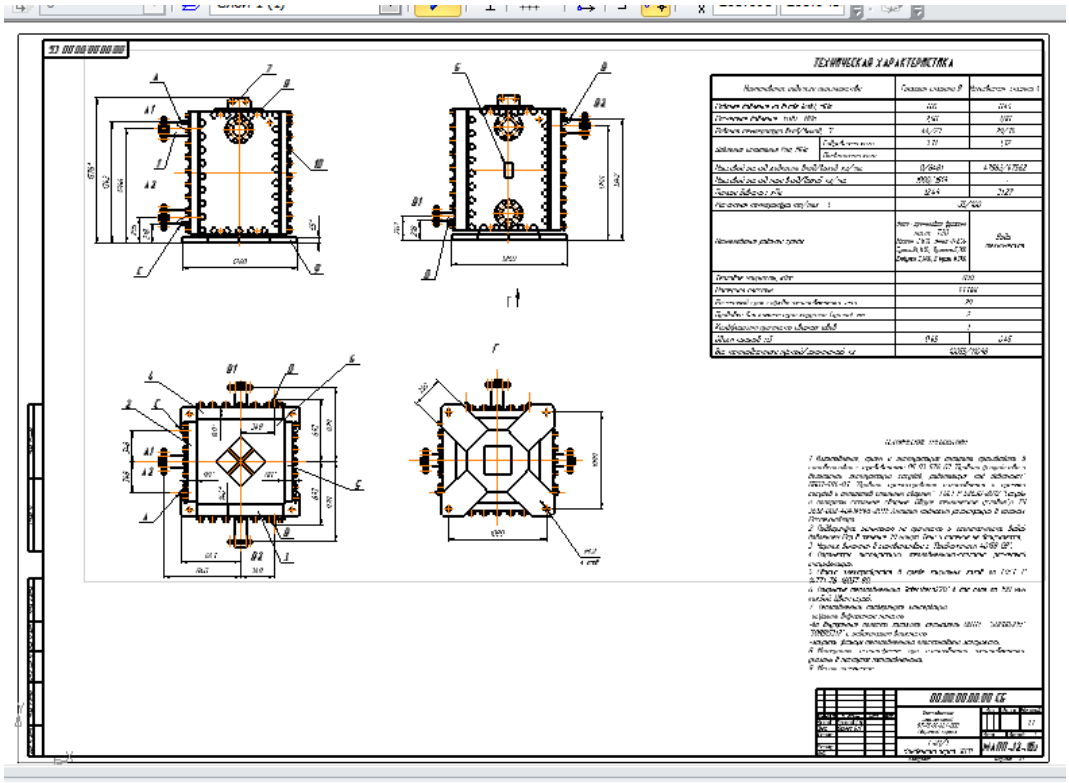
Выполнил:
Проверил: доцент, к.т.н.

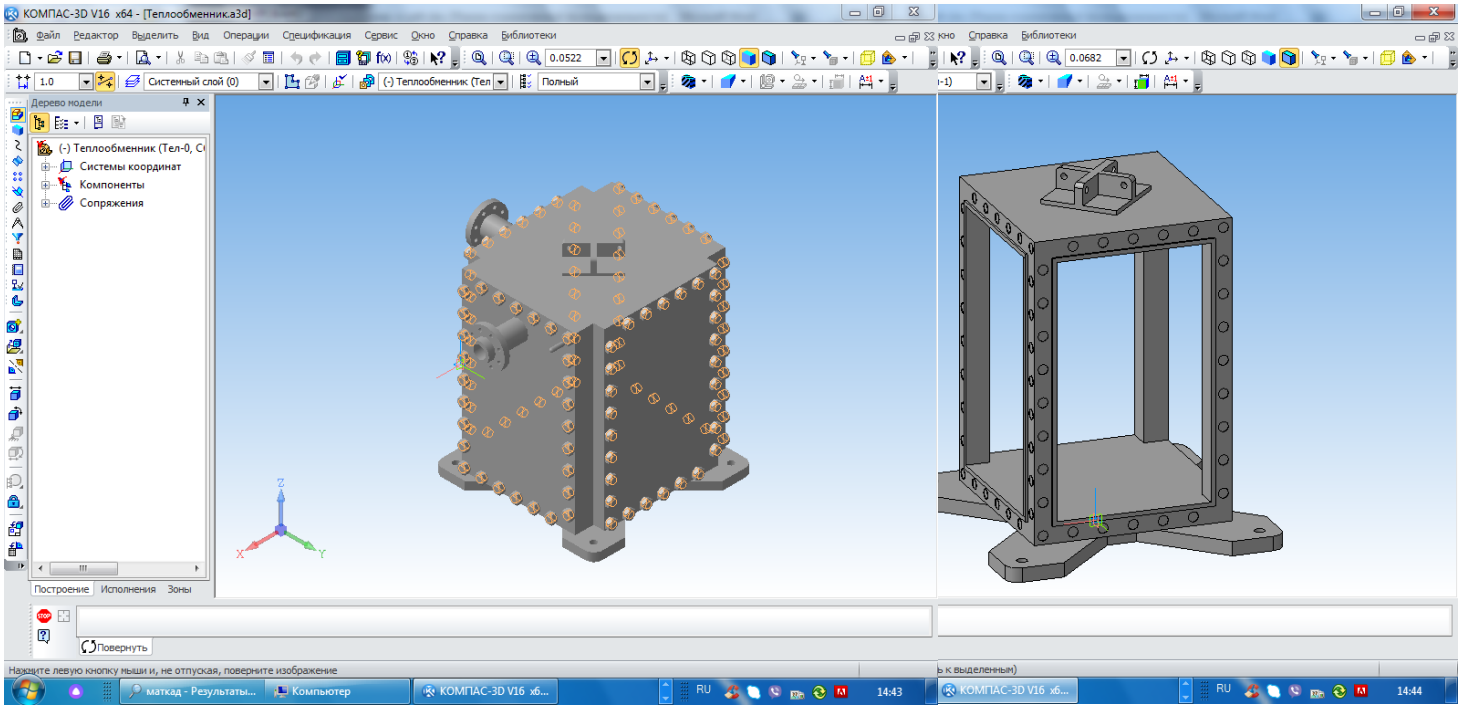
Пермь

заказать компетентное выполнение курсовой работы на https://diplom-berezniki.ru

Содержание

- Исходные данные
- Технологический расчет
- Прочностной расчет
- Технологический расчет теплообменика в Mathcad
- Прочностной расчет теплообменника в Mathcad
- чертежи теплообменника в 3D





заказать компетентное выполнение курсовой работы на https://diplom-berezniki.ru

Исходные данные

Расчетное давление в аппарате 2,5 МПа

Этан-пропановая фракция температуры на входе $t_{11} = 44^0 C$ на выходе $t_{12} = 23^0 C$

Оборотная вода на входе $t_{21} = 20^0 C$ на выходе $t_{22} = 35^0 C$

Расход пара этан-пропановой фракции 10000 кг/ч

1. Технологический расчет

Температура конденсации паров этан-пропановой фракции при P = 2,5 МПа составляет $t_{11} = 44^0 C$. Тогда получаем две зоны теплообмена, зона конденсации паров этан-пропановой фракции и зона охлаждения конденсата до температуры по фракции $t_{12} = 23^0 C$

1.1 Площадь поверхности для первой зоны

Таблица 1 - Параметры этан-пропановой фракции [3]

Наименование	Молярная масса, кг/кмоль	массовая концентрация x % мас.	Плотность кг/м³	Теплота конденсации R кДж/кг	R*x, кДж/кг
CH_4	16	3,8	15,38	111,2	4,23
C_2H_6	30	11,6	28,83	130,4	15,13
C_3H_8	44	84,14	42,29	212,1	178,46
C_3H_6	42	0,11	40,37	181,5	0,20
C_4H_7	55	0,34	52,86	265,5	0,90
C_4H_{10}	58	0,01	55,75	264,1	0,03
Итог		100%	39,7		198,94

заказать компетентное выполнение курсовой работы на https://diplom-berezniki.ru

Плотность вычислена по формуле

$$\rho_i = \frac{M \cdot T_0 \cdot P}{22,4 \cdot T \cdot P_0}$$

T_0 =273К , P_0 - атмосферное давление

М - молярная масса, кг/кмоль

Тепловой поток при конденсации пара

$$Q = G_1 \cdot r_1$$

где r_1 - удельная теплота конденсации паров этан-пропановой фракции (см. табл. 1)

$$Q_1 = \frac{10000}{3600} \cdot 198,94 = 552,6 \text{ кВт};$$

Тепловой поток со стороны конденсата

$$Q_2 = G_1 \cdot c_1 \left(t_{гр} - t_2\right)$$

c_1 = 2722 Дж/(кг-К) – теплоемкость конденсата этан пропановой фракции [2 стр. 562, рис. XI] при средней температуре $t_{ср} = \frac{44+23}{2} = 33,5^0 C$

$$Q_2 = \frac{10000}{3600} \cdot 2,722\left(44-23\right) = 158,8 \text{ кВт};$$

Общее количество тепла

$$Q = Q_1 + Q_2 = 552,6 + 158,8 = 711,4 \text{ кВт};$$

Определение расхода охлаждаемой жидкости

$$G_2 = \frac{Q}{c_2 \cdot \left(t_К - t_Н\right)}$$

где c_2 = 4190 кДж/(кг-К) – теплоемкость воды при средней температуре $t_{ср2} = \frac{20+35}{2} = 27,5^0 C$ [2 стр. 562, рис. XI]

$$G_2 = \frac{711,4 \cdot 10^3}{4190 \cdot \left(35-20\right)} = 11,3 \text{ кг/с}.$$

заказать компетентное выполнение курсовой работы на https://diplom-berezniki.ru

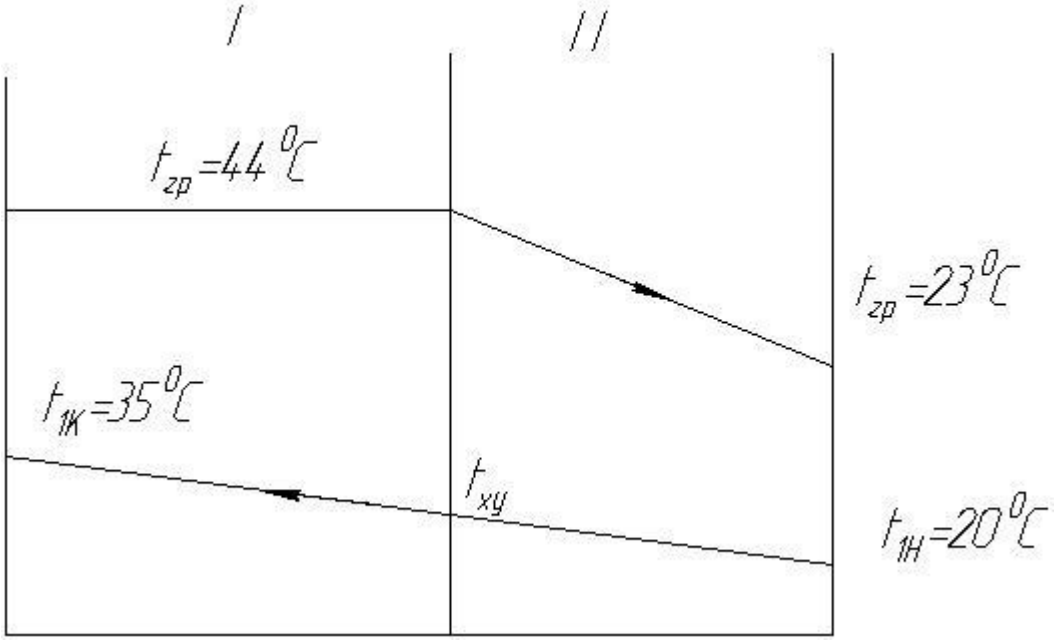


Рисунок 3.1 – Температурная схема процесса

Определение температуры txy

$$Q_1 = G_2 \cdot c_2 \cdot \left(t_K - t_{xy}\right)$$

$$t_{xy} = \frac{G_2 \cdot c_2 \cdot t_K - Q_1}{G_2 \cdot c_2} = \frac{11,3 \cdot 4190 \cdot 35 - 552,6 \cdot 10^3}{11,3 \cdot 4190} = 23,3^0 C$$

Определение средней разности температур для зоны конденсации, составляя температурную схему процесса.

$$44 \rightarrow 44$$
$$35 \rightarrow 23,3$$

$$\Delta t_M = t_{гр} - t_2 = 44 - 35 = 9\,°C$$

$$\Delta t_Б = t_{гр} - t_1 = 44 - 23,3 = 20,7\,°C$$

$$\frac{\Delta t_Б}{\Delta t_M} = \frac{20,7}{9} = 2,3 > 2 \Rightarrow \Delta t_{ср} = \frac{\Delta t_Б - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_Б}{\Delta t_M}} = \frac{20,7 - 9}{\ln \frac{20,7}{9}} = 14\,°C.$$

Средняя температура этан-пропановой фракции

$$t_{ср.см} = t_{гр} - \Delta t_{ср} = 44 - 14 = 30\,^{\circ}C$$

Тогда требуемая поверхность испарителя в первой зоне составит

$$F_1 = \frac{Q_1}{K_{ор1} \cdot \Delta t_{ср}} = \frac{552,6 \cdot 10^3}{300 \cdot 14} = 131,1\,м^2$$

заказать компетентное выполнение курсовой работы на https://diplom-berezniki.ru

В соответствии с [1 табл. 2.1] принимаем для конденсации водяного пара к воде ориентировочное значение коэффициента теплопередачи $K_{ор} = 300\ Вт/(м^2 \cdot К)$

1.2 Площадь поверхности для второй зоны

Составлении температурной схемы процесса охлаждения конденсата

$$44 \rightarrow 23$$
$$23,3 \leftarrow 20$$

Определение средней движущей силы и средние температуры теплоносителей

$$\Delta t_М = 23 - 20 = 3\,°C$$

$$\Delta t_Б = 44 - 23,3 = 20,7\,°C$$

$$\frac{\Delta t_Б}{\Delta t_М} = \frac{20,7}{3} = 6,9 > 2 \Rightarrow \Delta t_{ср} = \frac{\Delta t_Б - \Delta t_М}{\ln\left(\Delta t_Б / \Delta t_М\right)} = \frac{20,7 - 3}{\ln\left(20,7/3\right)} = 9,2\,°C.$$

В соответствии с [1 табл. 2.1] принимаем для охлаждения жидкостей ориентировочное значение коэффициента теплопередачи $K_{ор} = 800\ Вт/(м^2 \cdot К)$

Тогда требуемая поверхность испарителя в первой зоне составит

$$F_2 = \frac{Q_2}{K_{ор2} \cdot \Delta t_{ср}} = \frac{158,8 \cdot 10^3}{300 \cdot 9,2} = 57,8\ м^2$$

Общая поверхность теплообмена составит

$$F = F_1 + F_2 = 131,1 + 57,8 = 189,2\ м^2$$

заказать компетентное выполнение курсовой работы на https://diplom-berezniki.ru

Таблица 2 - Физико-химические свойства конденсата фракции при $t_{ср} = 44^0 C$ [3]

Наимено-вание	Молярная масса, кг/кмоль	массовая концентрация x % мас.	Плотность кг/м³	Вязкость, 10^{-3} Па-с	Тепло-проводность, Вт/(м·К)	Тепло-емкость, Дж/(кг·К)
CH_4	16	3,8	714,3	0,177	0,141	2212
C_2H_6	30	11,6	718,1	0,171	0,165	2218
C_3H_8	44	84,14	721,4	0,168	0,167	2323
C_3H_6	42	0,11	731,3	0,182	0,171	2357
C_4H_7	55	0,34	744,8	0,198	0,118	2469
C_4H_{10}	58	0,01	775,6	0,196	0,182	2465
Итог		100%	720,8	0,169	0,166	2307,2

$$Pr_1 = \frac{\mu_1 \cdot c_1}{\lambda_1} = \frac{0,169 \cdot 10^{-3} \cdot 2307,2}{0,166} = 2,35$$

Таблица 3 - Физико-химические свойства конденсата фракции при $t_{ср} = 29,6^0 C$ [3]

Наимено-вание	Молярная масса, кг/кмоль	массовая концентрация x % мас.	Плотность кг/м³	Вязкость, 10^{-3} Па-с	Тепло-проводность, Вт/(м·К)	Тепло-емкость, Дж/(кг·К)
CH_4	16	3,8	785,7	0,204	0,128	2610,2
C_2H_6	30	11,6	789,9	0,197	0,150	2617,2
C_3H_8	44	84,14	793,5	0,193	0,152	2741,1
C_3H_6	42	0,11	804,4	0,209	0,155	2781,3
C_4H_7	55	0,34	819,3	0,228	0,107	2913,4
C_4H_{10}	58	0,01	853,2	0,225	0,165	2908,7
Итог		100%	792,9	0,194	0,151	2722,4

$$Pr_1 = \frac{\mu_1 \cdot c_1}{\lambda_1} = \frac{0,194 \cdot 10^{-3} \cdot 2722,4}{0,151} = 3,5$$

заказать компетентное выполнение курсовой работы на https://diplom-berezniki.ru

Физико-химические свойства воды при $t_{ср2} = 27,5^0C$ [2 стр. 537, табл. XXXIX];

c_2 =4190Дж/(кг·К) – теплоемкость

$\mu_2 = 0,877 \cdot 10^{-3}$ Па-с - динамический коэффициент

ρ_2 - плотность $\rho_2 = 996,5$ кг/м³;

λ_2 - теплопроводность $\lambda_2 = 0,611$ Вт/(м·К)

Критерий Прандтля

$$Pr_2 = \frac{\mu_2 \cdot c_2}{\lambda_2} = \frac{0,877 \cdot 10^{-3} \cdot 4190}{0,611} = 6$$

Рассмотрим пластинчатый теплообменник поверхностью 100м², поверхность пластины 0,6 м², число пластин N=170, [2 табл. 2.13]

1.3 Определяем коэффициент теплоотдачи со стороны этан-пропановой фракции при конденсации

Критерий Рейнольдса в каналах площадью поперечного сечения канала 0,00245 м² и эквивалентным диаметром канала 0,0083м [2 табл. 2.14]

$$Re_1 = \frac{L \cdot G_1}{\mu \cdot F} = \frac{1,375 \cdot 10000}{0,169 \cdot 10^{-3} \cdot 100 \cdot 3600} = 226$$

L =1,375м - длина канала [2 стр. 63, табл. 2.14]

F=100 м² - ориентировочная площадь поверхности теплообмена

При конденсации теплоносителя в каналах, образованных гофрированными пластинами в пластинчатых теплообменниках, коэффициент теплоотдачи рассчитывают [2] по уравнению

$$Nu = a \cdot Re^{0,7} \cdot Pr^{0,4}$$

при площади пластины 0,6 м²

a = 240

$$Nu_1 = 240 \cdot 226^{0,7} \cdot 2,35^{0,4} = 150,1$$

Коэффициент теплопередачи составит:

заказать компетентное выполнение курсовой работы на https://diplom-berezniki.ru

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1}{d} = \frac{150,1 \cdot 0,161}{0,0083} = 3002,3 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$$

1.4 Определяем коэффициент теплоотдачи со стороны воды

Скорость жидкости и число Re площадью поперечного сечения канала 0,00245 м² и эквивалентным диаметром канала 0,0083м [2 табл. 2.14]

$$\omega_2 = \frac{G_2}{\rho_2 \cdot (N/2)S} = \frac{11,3}{996,5 \cdot 170/2 \cdot 0,00245} = 0,055 \text{ м/с};$$

$$Re_2 = \frac{\omega_2 \cdot d \cdot \rho_2}{\mu_2} = \frac{0,055 \cdot 0,0083 \cdot 996,5}{0,877 \cdot 10^{-3}} = 514,4 \text{ м/с} > 50 \text{ турбулентный режим}$$

При движении теплоносителя в каналах, образованных гофрированными пластинами в пластинчатых теплообменниках, коэффициент теплоотдачи рассчитывают [2] по уравнению

При движении теплоносителя в каналах, образованных гофрированными пластинами в пластинчатых теплообменниках, коэффициент теплоотдачи рассчитывают [2] по уравнению

$$Nu = a \cdot Re^b \cdot Pr^c \left(\frac{Pr}{Pr_{CT}}\right)^{0,25}$$

при площади пластины 0,6 м²

a = 0,135

b = 0,73

c = 0,33 [2 стр. 53]

$\left(\frac{Pr}{Pr_{CT}}\right)^{0,25}$ =1 принимаем в начале

$$Nu_2 = 0,135 \cdot 514,4^{0,73} \cdot 6^{0,33} = 23,3$$

Коэффициент теплопередачи для воды составит:

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{d} = \frac{23,3 \cdot 0,611}{0,0083} = 1713 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$$

Так как используется органическое вещество и вода, то термическое сопротивление загрязнения примем

$$\sum \delta/\lambda = \delta/\lambda + r_1 + r_2 = \frac{0,0006}{17,5} + \frac{1}{2900} + \frac{1}{5800} = 5,52 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2\cdot\text{К/Вт}$$

Коэффициент теплопередачи равен

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum \delta/\lambda + \frac{1}{\alpha_2}}$$

$$K_1 = \frac{1}{\frac{1}{3002,3} + 5,52 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{1713}} = 681 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$$

Тогда температуры стенок составят

$$q = K_1 \cdot \Delta t_{ср1} = 681 \cdot 14 = 9553 \text{ Вт/м}^2$$

$$t_{CT1} = t_1 - \frac{q}{\alpha_1} = 44 - \frac{9553}{3002,3} = 40,8 \ ^0\text{C}$$

$$t_{CT2} = t_{xy} + \frac{q}{\alpha_2} = 23,3 + \frac{9553}{1713} = 28,9 \ ^0\text{C}$$

Уточняем критерий Прандтля для этан-пропановой фракции при 40,8°С

$$Pr_{1CT} = \frac{0,177 \cdot 10^{-3} \cdot 2412}{0,157} = 2,72$$

Тогда

$$\alpha_1 = \alpha_1 \left(\frac{Pr}{Pr_{CT}}\right)^{0,25} = 3002,3 \left(\frac{2,35}{2,72}\right)^{0,25} = 2894,5 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$$

критерий Прандтля для воды не уточняем так как ранее принятая температура не значительно отличается от расчетной

Коэффициент теплопередачи равен

$$K_1 = \frac{1}{\frac{1}{2894,5} + 5,52 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{1713}} = 675,3 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$$

Требуемая поверхность составит

$$F_1 = \frac{Q}{K_1 \cdot \Delta t_{ср}} = \frac{552,6 \cdot 10^6}{675,3 \cdot 14} = 58,3 \left[м^2\right]$$

заказать компетентное выполнение курсовой работы на https://diplom-berezniki.ru

1.5 Определяем коэффициент теплоотдачи со стороны этан-пропановой фракции при охлаждении конденсата

$$\omega_1 = \frac{2,78}{792,9 \cdot 170/2 \cdot 0,00245} = 0,017 \text{ м/с};$$

$$Re_2 = \frac{\omega_2 \cdot d \cdot \rho_2}{\mu_2} = \frac{0,017 \cdot 0,0083 \cdot 792,9}{0,194 \cdot 10^{-3}} = 570,7 \text{ м/с} > 50 \text{ турбулентный режим}$$

$$Nu_1 = 0,135 \cdot 570,7^{0,73} \cdot 3,5^{0,33} = 21$$

Коэффициент теплопередачи

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1}{d} = \frac{21 \cdot 0,151}{0,0083} = 381,8 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$$

Коэффициент теплопередачи равен

$$K = \frac{1}{\frac{1}{381,8} + 5,52 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{1713}} = 266,3 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$$

Тогда температуры стенок составят

$$q = K \cdot \Delta t_{ср} = 266,3 \cdot 9,2 = 2437 \text{ Вт/м}^2$$

$$t_{CT1} = t_1 - \frac{q}{\alpha_1} = 44 - \frac{2437}{381,8} = 37,6 \ ^0C$$

$$t_{CT2} = t_2 + \frac{q}{\alpha_2} = 20 + \frac{2437}{1713} = 24,4 \ ^0C$$

критерий Прандтля со стороны этан-пропановой фракции не уточняем, так как ранее принятая температура не значительно отличается от расчетной

Уточняем критерий Прандтля для воды при 24,4°С

$$Pr_{2CT} = \frac{0,99 \cdot 10^{-3} \cdot 4190}{0,6} = 6,91$$

Тогда

$$\alpha_2 = \alpha_2 \left(\frac{Pr}{Pr_{CT}}\right)^{0,25} = 1713 \left(\frac{6}{6,91}\right)^{0,25} = 1654 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$$

Коэффициент теплопередачи равен

$$K = \frac{1}{\frac{1}{381,8} + 5,52 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{1654}} = 264,9 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$$

заказать компетентное выполнение курсовой работы на https://diplom-berezniki.ru

Требуемая поверхность составит

$$F_2 = \frac{Q_2}{K_2 \cdot \Delta t_{cp2}} = \frac{158,8 \cdot 10^6}{264,9 \cdot 9,2} = 65,5\left[м^2\right]$$

Общая поверхность теплообмена составит

$$F = F_1 + F_2 = 58,2 + 65,5 = 123,8\,м^2$$

Принимаем пластинчатый теплообменник с числом секторов 236, поверхность теплообмена F = 140м², масса 2290кг

$$\delta = \frac{140 - 123,8}{123,8} 100\% = 13,1\%$$

Запас достаточен.

заказать компетентное выполнение курсовой работы на https://diplom-berezniki.ru

2. Расчет гидравлического сопротивления

Гидравлическое сопротивление каждого теплоносителя определяем по формуле

$$\Delta p = x \cdot \xi \frac{L}{d} \cdot \frac{\rho \cdot \omega_1^2}{2} + 3\frac{\rho \cdot \omega_ш^2}{2}$$

L - приведенная длина канала L=1,375м [2 стр. 62]

d - эквивалент диаметр d=0,0083м;

x - число пакетов для данного теплоносителя, x=1;

$\omega_ш$ - скорость в штуцерах на входе и выходе;

$$\omega_ш = \frac{G_2 \cdot 4}{\pi \cdot d_ш^2 \cdot \rho_2}$$

$\xi = \frac{a_2}{Re^{0,25}}$ - сопротивление для турбулентного потока

a_2 = 19,3 [2 стр. 72]

Для воды

$$\omega_ш = \frac{11,3 \cdot 4}{3,14 \cdot 0,2^2 \cdot 996,5} = 0,36 \text{ м/с}$$

$$\xi = \frac{19,3}{226^{0,25}} = 5$$

$$\Delta p_1 = 5\frac{1,375}{0,0083} \cdot \frac{996,5 \cdot 0,055^2}{2} + 3\frac{996,5 \cdot 0,36^2}{2} = 1418 \text{ Па}$$

Для этан-пропановой фракции

$$\omega_ш = \frac{2,78 \cdot 4}{3,14 \cdot 0,2^2 \cdot 39,7} = 2,23 \text{ м/с}$$

ρ = 39,7кг/м³ - плотность газовой этан-пропановой фракции при параметрах в теплообменнике

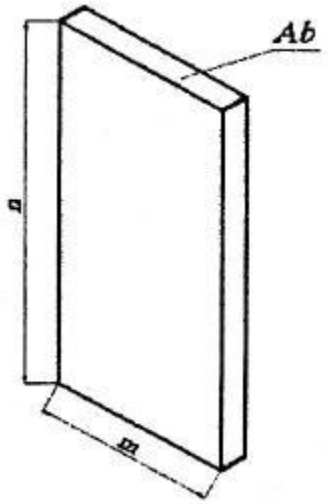
$$\xi = \frac{19,3}{570,7^{0,25}} = 3,95$$

заказать компетентное выполнение курсовой работы на https://diplom-berezniki.ru

$$\Delta p_2 = 3,95\frac{1,375}{0,0083}\cdot\frac{720,8\cdot 0,0185^2}{2} + 3\frac{39,7\cdot 2,23^2}{2} = 362,4\,\text{Па}$$

3 Расчет на прочность

3.1 Расчет крышек



Толщина прямоугольной крышки в рабочих условиях

$$S_1 = K_m \cdot Ym\sqrt{\frac{P}{[\sigma]}}$$

$$K_m = 0,5\frac{D_b}{D_H}$$

$$D_H = n + b$$

c= 0,001м – прибавка на коррозию

n = 1192 мм – длина крышки

b = 22мм – ширина прокладки

D_b = 1266 мм – приведенный диаметр

$D_H = 1192 + 22 = 1214$мм

$[\sigma] = 160$ МПа – допускаемое напряжение для стали 09Г2С для рабочих условий

$[\sigma] = 255$ МПа – допускаемое напряжение для стали 09Г2С для гидравлических испытаний

m = 762мм – ширина крышки

Коэффициент Y

$$Y = \frac{1,42}{\sqrt{1+\left(\frac{m}{n}\right)^2}} = \frac{1,42}{\sqrt{1+\left(\frac{762}{1192}\right)^2}} = 1,2$$

$$K_m = 0,5\frac{1266}{1214} = 0,521$$

$$S_1 = 0,521 \cdot 1,188 \cdot 0,762\sqrt{\frac{1,4}{160}} = 0,0594 \text{ м}$$

$$S_p = 0,0594 + 0,001 = 0,0604 \text{ м}$$

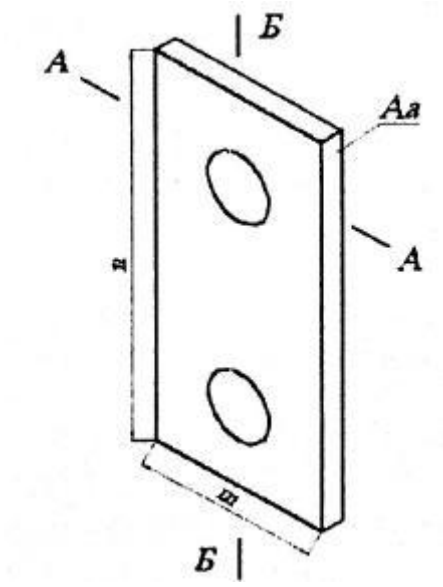
Принимаем 61мм

При гидравлических испытаний

$$S_1 = K_m \cdot Ym\sqrt{\frac{P_n}{[\sigma]_n}}$$

P_n = 3,31 МПа – расчетное давление в условиях гидравлических испытаний

$$S_{1n} = 0,521 \cdot 1,188 \cdot 0,762\sqrt{\frac{3,31}{255}} = 0,054 \text{ м}$$



заказать компетентное выполнение курсовой работы на https://diplom-berezniki.ru

В сечении А-А имеем коэффициент ослабления

$$K_a = \frac{1}{\sqrt{1+\frac{d}{m}+\left(\frac{d}{m}\right)^2}}$$

d – 0,2м – диаметр штуцера

$$K_a = \frac{1}{\sqrt{1+\frac{0,2}{0,762}+\left(\frac{0,2}{0,762}\right)^2}} = 0,867$$

Расчетная толщина крышки в сечении А-А

$$S_{1p} = \frac{S_{1p}}{K_a} = \frac{0,06}{0,867} = 0,069\,\text{м}$$

Расчетная толщина крышки в сечении А-А при гидравлических испытаниях

$$S_{1n} = \frac{S_{1n}}{K_a} = \frac{0,06}{0,867} = 0,069\,\text{м}$$

Принимаем 70мм

В сечении Б-Б имеем коэффициент ослабления

$$K_a = \frac{1}{\sqrt{1+\frac{d}{n}+\left(\frac{d}{n}\right)^2}}$$

$$K_a = \frac{1}{\sqrt{1+\frac{0,2}{0,762}+\left(\frac{0,2}{0,762}\right)^2}} = 0,914$$

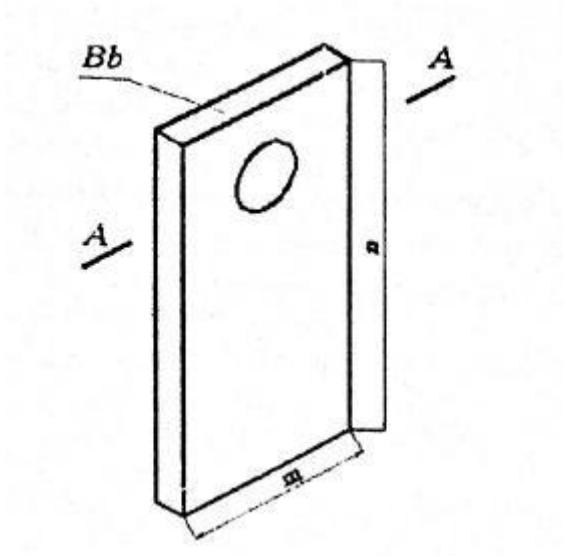
Расчетная толщина крышки в сечении Б-Б

$$S_{1p} = \frac{S_{1p}}{K_a} = \frac{0,06}{0,914} = 0,066\,\text{м}$$

Расчетная толщина крышки в сечении Б-Б при гидравлических испытаниях

$$S_{1n} = \frac{S_{1n}}{K_a} = \frac{0,06}{0,914} = 0,066\,\text{м}$$

заказать компетентное выполнение курсовой работы на https://diplom-berezniki.ru



В сечении А-А имеем коэффициент ослабления

$$K_a = \frac{1}{\sqrt{1+\frac{d}{m}+\left(\frac{d}{m}\right)^2}}$$

d – 0,2м – диаметр штуцера

$$K_a = \frac{1}{\sqrt{1+\frac{0,2}{0,762}+\left(\frac{0,2}{0,762}\right)^2}} = 0,867$$

Расчетная толщина крышки в сечении А-А

$$S_{1p} = \frac{S_{1p}}{K_a} = \frac{0,06}{0,867} = 0,069\,\text{м}$$

Расчетная толщина крышки в сечении А-А при гидравлических испытаниях

$$S_{1n} = \frac{S_{1n}}{K_a} = \frac{0,06}{0,867} = 0,069\,\text{м}$$

3.2 Расчет шпилек по ГОСТ Р52857.4-2007

b_n=22мм – ширина прокладки

$q_{обж}$ = 20 МПа – удельное давление обжатия

[G] =130 МПа – допускаемое удельное давление

$К_{обж}$ = 0,9 – коэффициент обжатия прокладки

$m_о$ = 2 – прокладочный коэффициент

$f_б$ =910 мм² - площадь поперечного сечения шпильки М39 по внутреннему диаметру резьбы

$n_ш$ = 28 – число шпилек

$[G_0]$ =230 МПа – номинально-допустимое число шпилек

Усилие необходимое для смятия прокладки при затяжки

$$P_{обж} = 0,5 \cdot D_{сп} \cdot b_0 \cdot q_{обж}$$

$$D_{сп} = 2(m + b_n) + 2(n + b_n)$$

$$D_{сп} = 2(762 + 22) + 2(1192 + 22) = 3996\,мм$$

Эффективная ширина прокладки

$$b_0 = 3,8\sqrt{b_n} = 3,8\sqrt{22} = 17,8\,мм$$

$$P_{обж} = 0,5 \cdot 3,996 \cdot 0,0178 \cdot 20 = 712230\,Н$$

Равнодействующая нагрузка от давления

$$P_д = 0,785 \cdot D_{сп}{}^2 \cdot P$$

$$P_д = 0,785 \cdot 3,996^2 \cdot 2,5 = 3,14 \cdot 10^7\,Н$$

Расчетная нагрузка на шпильке при затяжке для обеспечения обжатия прокладки

$$P_Н = 0,4 \cdot A_Н \cdot [\sigma]_0$$

$$A_Н = n_ш \cdot f_б = 28 \cdot 910 \cdot 10^{-6} = 0,025\,м^2$$

$$P_Н = 0,4 \cdot 0,025 \cdot 230 = 2,3\,МН$$

Расчетные напряжения в шпильках при затяжке

$$\sigma_р = \frac{P_Н}{A_Н} = \frac{2,3}{0,025} = 92\,МПа$$

заказать компетентное выполнение курсовой работы на https://diplom-berezniki.ru

$\sigma_p < [\sigma]_0 \quad 92 < 230$ МПа

3.3 Расчет крышек на максимальные напряжения и максимальный прогиб

qA = 10,2 кг/см² - расчетное давление в рабочих условиях полость А

qAn = 13,5 кг/см² - расчетное давление при гидравлических испытаниях условиях полость А

qB = 25,5 кг/см² - расчетное давление в рабочих условиях полость В

qBn = 33,8 кг/см² - расчетное давление при гидравлических испытаниях условиях полость В

T=44 °C – расчетная температура

aш = 83,8 см – расстояние по центрам шпилек (ширина)

dш = 126,6 см – расстояние по центрам шпилек (длина)

hA = 8,2 см толщина крышки А

hB = 13,2 см толщина крышки В

E =1950000 Па – модуль упругости при расчетной температуре

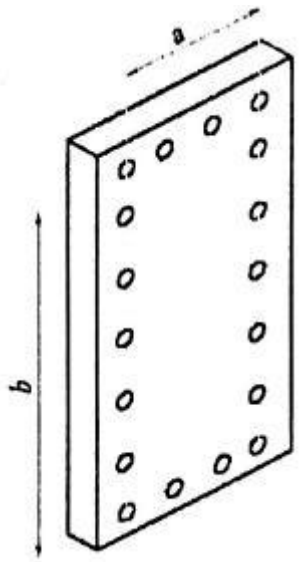
E20 =1990000 Па – модуль упругости при 20°C

w = 0,9 – допустимая величина прогиба

Kg = 0,505 – коэффициент напряжения для крышек свободно опертой на болтах

Kw = 0,088 – коэффициент прогиба для крышек свободно опертой на болтах [4]

заказать компетентное выполнение курсовой работы на https://diplom-berezniki.ru



Расчет максимального напряжения в крышке при рабочих условиях

$$\sigma_{max} = K_G \frac{q_A \cdot a_ш^2}{h_A^2} = 0,505 \frac{10,2 \cdot 83,8^2}{8,2^2} = 537,9$$ кг/см² <1600 кг/см² условие выполнено

Расчет максимального напряжения в крышке при гидравлических испытаниях

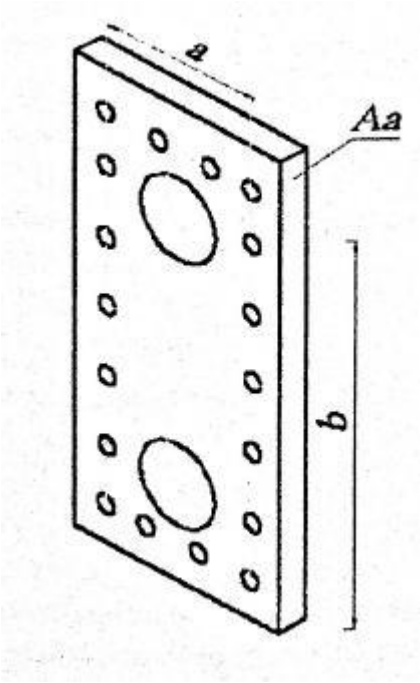
$$\sigma_{max} = 0,505 \frac{13,5 \cdot 83,8^2}{8,2^2} = 712$$ кг/см² <1600 кг/см² условие выполнено

Расчет максимального прогиба в крышке при рабочих условиях

$$w_{max} = K_w \frac{q_A \cdot a_ш^2}{E \cdot h_A^2} = 0,088 \frac{10,2 \cdot 83,8^2}{1,95 \cdot 10^6 \cdot 8,2^2} = 4,8 \cdot 10^{-5}$$ <0,9 условие выполнено

Расчет максимального прогиба в крышке при гидравлических испытаниях

$$w_{max} = K_w \frac{q_{An} \cdot a_ш^2}{E_{20} \cdot h_A^2} = 0,088 \frac{10,2 \cdot 83,8^2}{1,95 \cdot 10^6 \cdot 8,2^2} = 6,24 \cdot 10^{-5}$$ <0,9 условие выполнено



Расчет максимального напряжения в крышке при рабочих условиях

$\sigma_{max} = K_G \frac{q_B \cdot b_ш^2}{h_B^2} = 0,505 \frac{25,5 \cdot 126,6^2}{13,2^2} = 1185$ кг/см² <1600 кг/см² условие выполнено

Расчет максимального напряжения в крышке при гидравлических испытаниях

$\sigma_{max} = 0,505 \frac{33,8 \cdot 126,2^2}{13,2^2} = 1570$ кг/см² <1600 кг/см² условие выполнено

Расчет максимального прогиба в крышке при рабочих условиях

$w_{max} = K_w \frac{q_B \cdot b_ш^2}{E \cdot h_B^2} = 0,088 \frac{25,5 \cdot 126,2^2}{1,95 \cdot 10^6 \cdot 13,2^2} = 1,06 \cdot 10^{-4}$ <0,9 условие выполнено

Расчет максимального прогиба в крышке при гидравлических испытаниях

$w_{max} = K_w \frac{q_{Bn} \cdot a_ш^2}{E_{20} \cdot h_A^2} = 0,088 \frac{33,8 \cdot 126,2^2}{1,99 \cdot 10^6 \cdot 13,2^2} = 1,38 \cdot 10^{-4}$ <0,9 условие выполнено [5]

заказать компетентное выполнение курсовой работы на https://diplom-berezniki.ru

Механический расчет

В пластинчатом теплообменнике выбор элементов для расчета прочности в курсовом проекте меньше, чем в кожухотрубчатом. Выберем для расчета на прочность следующие элементы: опоры, фланцы и крышку аппарата.

4.1. Выбор материала для изготовления теплообменника

Принимаем рабочее внутреннее давление равным наибольшему давлению из используемых сред, а именно – давлению воды p_c = 5,94 кгс/см^2 = =58,2 кПа. Рабочая температура – 100 ^{0}С, принимаем t_{max} = 100^{0}С;

$p_{раб}$ = 0,06 МПа;

Давление испытания при $p_{раб}$ < 0,5МПа [12]:

$p_{исп}$ = max{1,5· $p_{раб}[\sigma]_{20}$/ [σ]; 0,2} = {1,5·0,06·140/134; 0,2}={0,094: 0,2} = = 0,2 МПа.

Рекомендуемыми материалами являются углеродистые и нержавеющие стали с проницаемость П< 0,1 мм/год ([6], стр.472), выбираем в качестве материала теплообменника сталь марки ВСт.3; для воды также возможно использование этой марки стали.

Допускаемое напряжение для Ст.3 (табл. 13.1, [5]) σ^* = 134 МПа, принимаем $[\sigma] = \sigma^* \eta$ =134·1 =134 МПа;

η –коэффициент ([5]форм.13.1, стр 393, η=1 (табл. 14.2, [9]);

При расчете прочности к толщине стенки используют прибавку С , определяемую по формуле:

$$C = C_1 + C_2 + C_3 = 1{,}5+0+0{,}5 = 2 \text{ мм}; \qquad (4.1)$$

C_1 – прибавка на коррозию, С= П·τ = 0,1·15=1,5 мм;где П – скорость коррозии, мм/г; τ – срок службы аппарата; C_2 – прибавка на эрозию; C_3 – прибавка на минусовый допуск, C_3 =5% · 10/100%= 0,5 мм.

4.2. Расчет прочности крышки теплообменника и ее уплотнения

Конструкция пластинчатых теплообменников предусматривает плоскую прямоугольную крышку, размеры которой для нашего теплообменника: LxB=1375x600, приведенная длина канала 1010. Тип крышки выбираем по

фиг. 22.2 [10] – тип 2 (цельные круглые и прямоугольные плоские фланцевые крышки). Принимаем количество резьбовых стяжек – 8/24М [11].

Расчетную высоту средней части крышки h' определяют по формуле (22.8) [10], стр.298:

$$h' = B_n\{kP/ [\sigma]\varphi)\}^{1/2} + C, \text{ м}, \quad (4.3)$$

где k –коэффициент, зависящий то конструкции крышки и соотношения ее сторон, φ – коэффициент ослабления крышки отверстиями;

$$k = k_1 + 0{,}7P_б'(B_б - B_n)z/(P_c'B_nz'), \quad (4.4)$$

где k_1 =0,65 – по графику (фиг.22.3) [10] для L/B = 1375/600= 2,3;

$P_б'$ – расчетное усилие в шпильках;

$B_б$ =550 мм [11] – ширина в осях шпилек;

B_n = 520 мм – ширина по внешнему краю прокладки;

z – число болтов (шпилек);

P_c'- расчетная сила от давления среды;

z' – расчетное число шпилек, определяется по формуле (20.9) [10]:

$$z' = 1{,}2\, P_б'/(k_1F_б\sigma_т), \quad (4.5)$$

где k_1=1 для болтов М30 (табл.20.8 [10]);

$F_б$ – площадь болта по внутреннему диаметру резьбы (табл.20.7 [10], стр.262)

$F_б = 510\cdot10^{-6}$ м^2;

$\sigma_т$ =240·10^6 МПа– предел текучести.

Определим расчетную силу осевого сжатия прокладки $P_б'$. В качестве материала прокладки выбираем паронит, ширина прокладки b=10 мм.

Из табл 19.10 и 19.3 [10] имеем b_1=b+c = 10+0,5 = 10,5 мм; h=5; толщина s= 1 мм. Средняя длина уплотняемой поверхности:

$$L_{ср} = 2\,(L+b) + 2(B_п - b) = 2\cdot(1{,}375+0{,}01) + 2(0{,}520 - 0{,}01) = 3{,}79 \text{ м}.$$

Эффективная ширина уплотнения: $b_э$ = b = 10 мм.

Удельная нагрузка для резины по табл. 19.18 [10]:

q= 1,7p+1,5 = 1,7·0,5+1,5= 2,35 МПа.

Расчетную силу осевого сжатия прокладки определяем по формуле 19.1 [10]:

$$P_п' = L_{ср}\cdot b_э\cdot q = 3{,}79\cdot0{,}01\cdot2{,}35\cdot10^6 = 0{,}089\cdot10^6 \text{ Н} \quad (4.6)$$

Расчетную силу от давления среды определяем по формуле 20.4 [10]:

$$P_c' = 1{,}2k_cL_пB_пP_{исп} = 1{,}2\cdot1{,}3\cdot1{,}385\cdot0{,}51\cdot0{,}2\cdot10^6 = 0{,}22\cdot10^6 \text{ Н} \quad (4.7)$$

заказать компетентное выполнение курсовой работы на https://diplom-berezniki.ru

где k = 1,3 – коэффициент, $L_п$, $B_п$ – средние продольный и поперечный размеры уплотнения в прямоугольных соединениях.

$$P_б' = P_c' + P_п' = (0{,}22+0{,}089)\cdot 10^6 = 0{,}309\cdot 10^6 \text{ Н} \qquad (4.8)$$

$$z' = 1{,}2\cdot 0{,}309\cdot 10^6/(1\cdot 510\cdot 10^{-6}\cdot 240\cdot 10^6) = 3{,}1$$

Принимаем число шпилек z=8 исходя из стандартной компоновки [11].

По формулам (4.4) и (4.3):

$k = k_1 + 0{,}7P_б'(B_б - B_п)z/(P_c'B_пz') =$

$= 0{,}309 + 0{,}7\cdot 1{,}69\cdot 10^6\cdot (0{,}550-0{,}520)\cdot 18/(0{,}55\cdot 10^6\cdot 0{,}51\cdot 16{,}6) = 0{,}446;$

$h' = B_п\{kP_{раб}/\sigma_1\varphi)\}^{1/2} + C = 0{,}52\{0{,}787\cdot 0{,}06\cdot 10^6/134\cdot 10^6\cdot 0{,}23)\}^{1/2} + C = (0{,}0154 + 0{,}0016)$ м = 17 мм,

где $\varphi = (B_п - \Sigma d_{отв})/B_п = (0{,}52 - 2\cdot 0{,}2)/0{,}52 = 0{,}23$ (два штуцера d= 200 мм).

Принимаем исполнительную толщину крышки 22 мм.

4.3. Расчет фланцевого соединения

Фланец штуцера теплообменника имеет условный диаметр 200 мм.

Внешние нагрузки: осевая сила и изгибающий момент в рабочем состоянии не регламентированы, рассматриваем только внутреннее давление.

1). Для $p_р$ = 0,06 МПа по таблице 1.36 [12] выбираем конструкцию плоский приварной фланец с гладкой уплотняющей поверхностью.

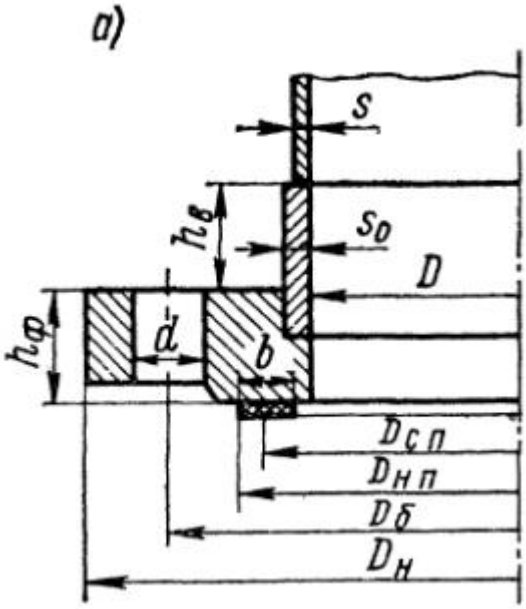


Рис.1. Конструкция фланца (см. [12], рис. 1.37).

Конструктивные размеры фланца:

Диаметр условного прохода штуцеров $d_ш$ = 200 мм, по сортаменту для патрубков штуцеров из углеродистой стали размер трубы 219х6 , внутренний диаметр D = 204 мм.

Диаметр $D_б$ болтовой окружности плоских приварных фланцев (1.117):
$D_б \geq D + 2(s_0 + d_б + u) = 204 + 2(6 + 16 + 4) = 256$ мм, где $s_0 = s = 6$ мм; $d_б$ – нормативный зазор между гайкой и втулкой, u= 4 мм; $d_б$ – диаметр болтов, выбираемый по табл. 1.40 [12], и, так как размер мал, выбираем по ГОСТ 1235-54 на фланец на условное давление до 0,25 МПа, 8 болтов М16, [12] $d_б = 16$ мм.
Наружный диаметр фланца: $D_н = D_б + a = 256 + 34 = 290$ мм,
где a – конструктивная добавка для размещения гаек по диаметру фланца, по табл. 1.41 [12], $a = 34$ мм.
Наружный диаметр прокладки:
$D_{н.п} = D_б - e = 256 - 26 = 230$ мм, где e – нормативный параметр по табл. 1.41.
Средний диаметр прокладки (табл. 1.42): b = 12 мм – ширина прокладки,
$D_{с.п} = D_{н.п} - b = 230 - 12 = 218$ мм.
Количество болтов, необходимое для обеспечения герметичности (1.123):

$n_б \geq \pi D_б / t_ш = 3{,}14 \cdot 256/(67\ldots80) = 12\ldots10$,

где по табл. 1.43 $t_ш = (4{,}2\ldots5)\, d_б = (4{,}2\ldots5)16 = 67\ldots80$ мм.

$t_ш$ – шаг болта в зависимости от давления.

Болтов многовато для данного диаметра, увеличим диаметр болтов до

$d_б$ = 20 мм. $D_б \geq 204 + 2(6 + 20 + 4) = 264$ мм, принимаем $D_б = 270$ мм.

Наружный диаметр фланца:

$D_н = D_б + a = 270 + 40 = 310$ мм,

Наружный диаметр прокладки:

$D_{н.п} = D_б - e = 270 - 30 = 240$ мм.

Средний диаметр прокладки (табл. 1.42): b = 12 мм – ширина прокладки,

$D_{с.п} = D_{н.п} - b = 240 - 12 = 228$ мм.

Количество болтов, необходимое для обеспечения герметичности (1.123):

$n_б \geq \pi D_б / t_ш = 3{,}14 \cdot 270/(84\ldots100) = 10\ldots8{,}5$,

где по табл. 1.43 $t_ш = (4{,}2\ldots5)\, d_б = (4{,}2\ldots5)20 = 84\ldots100$ мм.

Так как давление 0,06 МПа много меньше нормативного 0,3 МПа, можно принять стандартное количество болтов, то есть принимаем $n_б = 8$.

Высота (толщина) фланца ориентировочно:

$h_ф \geq \lambda_ф \sqrt{D \cdot s_{эк}} = 0{,}36\sqrt{204 \cdot 6} = 12{,}6$, где $\lambda_ф$ принимается по рис.1.40; $s_{эк}$ - эквивалентная толщина втулки (1.125), та как для плоских фланцев β_1=1, $s_{эк} = s_0 = 6$ мм.

Принимаем $h_ф = 16$ мм (по ГОСТ 1256-54).

Расстояние между опорными поверхностями гаек:

$l_{б.о.} = 2(h_ф + h_п) = 2(16 + 4) = 40$ мм, где $h_п$ – толщина прокладок.

Нагрузки, действующие на фланец.

1)Равнодействующая внутреннего давления по формуле (1.127):

$F_д = \frac{p_p \pi D_{с.п.}^2}{4} = \frac{0,06 \cdot 3,14 \cdot 0,228^2}{4} = 0,0024$ МН.

2).Реакция прокладки по формуле (1.128):

$R_п = \pi D_{с.п} b_0 k_{пр} p_p = 3,14 \cdot 0,228 \cdot 0,012 \cdot 1 \cdot 0,06 = 0,00052$ МН, где $b_0 = b$ – эффективная ширина прокладки, $k_{пр}$ – коэффициент (табл.1.44).

3).Усилие, возникающее от температурных деформаций по формуле (1.137):

Для шпилек выбираем сталь Ст.20.

По табл.1.37: $t_ф = 0,96t = 0,96 \cdot 100 = 96\ ^0C$ – расчетная температура неизолированных фланцев, $t_б = 0,95t = 0,95 \cdot 100 = 95\ ^0C$ – расчетная температура болтов или шпилек.

Коэффициент линейного расширения фланца по табл.XI: $\alpha_ф = 12,2 \cdot 10^{-6} K^{-1}$ при 96^0C, болтов при $95\ ^0C$ $\alpha_б = 12,0 \cdot 10^{-6} K^{-1}$.

Модуль упругости $E_б = 1,91 \cdot 10^5$ МПа (табл.YII).

Расчетная площадь болтов диаметра 20 мм: $f_б = 2,35 \cdot 10^{-4}$ м^2.

Расчетная длина болта: $l_б = l_{б0} + 0,28d_б = 40 + 0,28 \cdot 20 = 45,6$ мм.

Податливость болтов $y_б = \frac{l_б}{E_б f_б n_б} = \frac{0,0456}{1,91 \cdot 10^5 \cdot 2,35 \cdot 10^{-4} \cdot 8} = 1,27 \cdot 10^{-4}$ м/МН.

Податливость прокладки $y_п = \frac{k_п h_п}{E_п \pi D_{с.п} b} = \frac{1 \cdot 4 \cdot 10^{-3}}{2000 \cdot 3,14 \cdot 0,228 \cdot 0,012} = 2,33 \cdot 10^{-4}$ м/МН, где

$E_п = 2000$ МПа для прокладки из паронита.

Податливость фланца:

$y_ф = [1 - \nu(1 + 0,9\lambda_ф')]\psi_2/(h_ф^3 E) = [1 - 0,478(1 + 0,9 \cdot 0,457)] \cdot 4,85/(0,016^3 \cdot 1,91 \cdot 10^5) =$
$= -2,02$ м/МН,

где $\lambda_ф' = h_ф/\sqrt{D \cdot s_{эк}} = 16/\sqrt{204 \cdot 6} = 0,457$;

$\psi_2 = (D_н + D)/(D_н - D) = (310 + 204)/(310 - 204) = 4,85$;

$\nu = 1/[1 + 0,9\lambda_ф'(1 + \psi_1(h_ф^2/s_{эк}^2))] = 1/[1 + 0,9 \cdot 0,457(1 + 0,233(16^2/6^2))] = 0,478$

при $\psi_1 = 1,28\lg(D_н/D) = 1,28\lg(310/204) = 0,233$, $E = 1,91 \cdot 10^5$ МПа.

Тогда

$F_t = \frac{y_б n_б f_б E_б(\alpha_ф t_ф - \alpha_б t_б)}{y_п + y_б + 0,5y_ф(D_б - D_{с.п.})^2} = \frac{1,27 \cdot 10^{-4} \cdot 8 \cdot 2,35 \cdot 10^{-4} \cdot 1,91 \cdot 10^5(12,2 \cdot 10^{-6} \cdot 96 - 12,0 \cdot 10^{-6} \cdot 95)}{2,33 \cdot 10^{-4} + 1,27 \cdot 10^{-4} + 0,5 \cdot (-2,02)(0,270 - 0,228)^2} =$

заказать компетентное выполнение курсовой работы на https://diplom-berezniki.ru

$= 6{,}6\cdot10^{-5}$ МН.

Коэффициент жесткости фланцевого соединения по формуле 1.134:

$$k_ж = \frac{y_б + 0{,}5y_ф(D_б - D - s_{эк})(D_б - D_{с.п})}{y_п + y_б + 0{,}5y_ф(D_б - D_{с.п})^2} = \frac{1{,}27\cdot10^{-4} + 0{,}5\cdot1{,}27\cdot10^{-4}(0.270-0{,}204-0{,}006)(0.270-0.228)}{2{,}33\cdot10^{-4} + 1{,}27\cdot10^{-4} + 0{,}5\cdot(-2{,}02)(0{,}270-0{,}228)^2} =$$

$=0{,}0059$.

Болтовая нагрузка в условиях монтажа до подачи внутреннего давления

$F_{б1} = \max\{k_ж\cdot F_д + R_п = 0{,}0059\cdot0{,}0024 + 0{,}00052 = 0{,}00053$ МН;

$0{,}5\pi D_{с.п.}b_0p_{пр} = 0{,}5\cdot3{,}14\cdot0{,}228\cdot0{,}012\cdot20 = 0{,}086$ МН$\} = 0{,}086$ МН,

Где $p_{пр} = 20$ МПа для паронитовой прокладки (табл. 1.44).

Болтовая нагрузка в рабочих условиях по формуле (1.136)

$F_{б2} = F_{б1} + (1 - k_ж)(F_д \pm F) + F_t = 0{,}086 + (1 - 0{,}0059)0{,}0024 - 6{,}6\cdot10^{-5} = 0{,}088$ МН.

Видно, что F_t можно было не учитывать, разница температуры фланца и болта 1 град.

Условие прочности болтов $F_{б2}/n_бf_б \le [\sigma]_б$; $0{,}088/(8\cdot2{,}35\cdot10^{-4}) = 47 < 142$ и $F_{б1}/n_бf_б \le [\sigma]_{б20}$; $0{,}088/(8\cdot2{,}35\cdot10^{-4}) = 47 < 147$ – условия выполняются.

Условие прочности прокладки из паронита выполняется:

$F_{б1макс}/\pi D_{с.п.}b = 0{,}088/(3{,}14\cdot0{,}228\cdot0{,}012) = 10{,}2$ МПа$< [p_{пр}] = 30$ МПа (табл.1.44).

Условие герметичности, определяемое по формуле (1.150) углом поворота фланца выполняется:

$\theta = (\sigma_к/E)(D/h_ф) = (0{,}088/(1{,}91\cdot10^5))(0{,}204/0{,}016) = 0{,}000059 < 0{,}013 = [\theta]$,

где $[\theta]$ – допустимый угол поворота приварного встык фланца при $D > 2{,}0$ м.

Таким образом, условия прочности и герметичности фланцевого соединения выполняются, условия прочности болтов и прокладок выполняются.

4.4. Расчет и выбор опор.

Масса теплообменника в рабочем состоянии состоит из суммы масс самого теплообменника и жидкости в нем:

$$M = M_т + M_ж \qquad (4.9)$$

Принимаем количество жидкости равной внутреннему объему теплообменника: $M_ж = M_р + M_в = n_1\cdot\rho_1\cdot S_к\cdot l + n_2\cdot\rho_2\cdot S_к\cdot l = n(\rho_1 + \rho_2)\cdot S_к\cdot l =$ $=43(1160+994)\cdot 24{,}5\cdot10^{-4}\cdot1{,}01 = 229$ кг.

$M = 1400 + 229 = 1629$ кг,

заказать компетентное выполнение курсовой работы на https://diplom-berezniki.ru

где $S_к = 24{,}5 \cdot 10^{-4}$ м^2 – сечение канала, *l* -приведённая длина канала.

При гидравлическом испытании аппарат заполнен водой вместо смеси, и его масса несколько меньше за счет плотности воды.

Наибольшая из сил тяжести аппарата в рабочем режиме:

$G = 16294 \cdot 9{,}81 = 14956$ Н ≈ 16 кН.

Длина аппарата L=0,8 (без учета выступающих штуцеров и шпилек). Ширина – 0,6 м.

Принимаем площадь опоры $A_п$ =0,6х0,8 = 0,48 м^2.

Проверяем достаточность площади нижнего подкладного листа опоры.

Условие прочности:

$$A_п \geq G / [\sigma]_ф. \qquad (4.10)$$

где $[\sigma]_ф$- допускаемая удельная нагрузка на бетонный фундамент.

$$G / [\sigma]_ф = 16000/(4 \cdot 10^6) = 4 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2,$$

Условие (6.10) выполняется (0,4 м^2 > $4 \cdot 10^{-3}$ м^2).

заказать компетентное выполнение курсовой работы на https://diplom-berezniki.ru

заказать компетентное выполнение курсовой работы на https://diplom-berezniki.ru

СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. К.Ф.Павлов, П.Г.Романков, А.А.Носков "Примеры и задачи по курсу ПАХТ" Учебное пособие для ВУЗов / Под ред. чл. – корр. АН СССР П.Г. Романкова. – 9-е издание, перераб. и доп. – Л.: Химия, 1981. – 560 с.

2. Пособие по проектированию "Основные ПАХТ" под ред. Ю.И.Дытнерского, 2-е издание, переработанное и дополненное; М.: Химия,1991. - 496 с.

3. Н.Б. Варгафтик "Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей". М.:Физматгиз, 1963 . - 708 с.

4. ГОСТ Р 52857.2-2007 "Сосуды и аппараты. Нормы расчета на прочность. Расчет цилиндрических и конических обечаеек, выпуклых и плоских днищ и крышек"

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

6. ГОСТ Р 52857.7-2007 "Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Теплообменные аппараты"

7. РД 10-249-98 "Нормы расчета на прочность стационарных котлов и трубопроводов пара и горячей воды"

8. "Справочник по котлонадзору" Государственное энергетическое издательство, 1961 г.

заказать компетентное выполнение курсовой работы на https://diplom-berezniki.ru