

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
**«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

Инженерная школа новых производственных технологий
Научно-образовательный центр Н.М.Кижнера
Направление подготовки 18.03.02 Энерго- и ресурсосберегающие процессы в химической технологии, нефтехимии и биотехнологии
Профиль Машины и аппараты химических производств

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

Тема работы
Модернизация кожухотрубчатого теплообменника ГНПС

УДК: 66.045.122-048.35:622.692.4.05

Студент

Группа	ФИО	Подпись	Дата
3-2К41	Калаганов Вячеслав Федорович		

Руководитель

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Беляев В.М.	к.т.н., доцент		

КОНСУЛЬТАНТЫ:

По разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Подопригора И.В.	к.э.н., доцент		

По разделу «Социальная ответственность»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Ассистент	Немцова О.А.	ассистент		

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ:

Руководитель ООП	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Беляев В.М.	к.т.н., доцент		

Томск – 2019 г.

Запланированные результаты обучения по ООП 18.03.01 выпуска 2019 г.

Код результата	Результат обучения (выпускник должен быть готов)	Требования ФГОС ВПО, критериев и/или заинтересованных сторон
<i>Профессиональные компетенции</i>		
P1	Применять базовые математические, естественнонаучные, социально-экономические и специальные знания в профессиональной деятельности	Требования ФГОС (ПК-1,2,3,19,20), Критерий 5 АИОР (п.1.1)
P2	Применять знания в области энерго-и ресурсосберегающих процессов и оборудования химической технологии, нефтехимии и биотехнологии для решения производственных задач	Требования ФГОС (ПК-4,5,9,15 ОК-7), Критерий 5 АИОР (пп.1.1,1.2)
P3	Ставить и решать задачи производственного анализа, связанные с созданием и переработкой материалов с использованием моделирования объектов и процессов химической технологии, нефтехимии и биотехнологии.	Требования ФГОС (ПК-4,5,8,11, ОК-2,4), Критерий 5 АИОР (пп.1.2)
P4	Проектировать и использовать новое энерго-и ресурсосберегающее оборудование химической технологии, нефтехимии и биотехнологии	Требования ФГОС (ПК-8,11,23,24), Критерий 5 АИОР (п.1.3)
P5	Проводить теоретические и экспериментальные исследования в области энерго-и ресурсосберегающих процессов химической технологии, нефтехимии и биотехнологии	Требования ФГОС (ПК-1,4,5,19-22, ОК-7,10), Критерий 5 АИОР (п.1.4)
P6	Осваивать и эксплуатировать современное высокотехнологичное оборудование, обеспечивать его высокую эффективность и надежность, соблюдать правила охраны здоровья и безопасности труда на производстве, выполнять требования по защите окружающей среды.	Требования ФГОС (ПК-6,12,13,14,17, ОК-3,4,8), Критерий 5 АИОР (п.1.5)
P7	Применять знания по проектному менеджменту для ведения инновационной инженерной деятельности с учетом юридических аспектов защиты интеллектуальной собственности	Требования ФГОС (ПК-3, 8, 9, 10, 11, 12, 13), Критерий 5 АИОР (п. 2.1), согласованный с требованиями международными стандартами <i>EUR-ACE</i> и <i>FEANI</i>
P8	Использовать современные компьютерные методы вычисления, основанные на применении современных эффективных программных продуктов при расчете свойств материалов, процессов, аппаратов и систем, характерных для профессиональной области деятельности; находить необходимую литературу, использовать компьютерные базы данных и другие источники информации	Требования ФГОС (ПК-4, 5, 9, 10, 11, 14)
<i>Общекультурные компетенции</i>		
P9	Демонстрировать знания социальных, этических и культурных аспектов профессиональной деятельности.	Требования ФГОС (ОК-1,2,6-10), Критерий 5 АИОР (пп.2.4,2.5)
P10	Самостоятельно учиться и непрерывно повышать квалификацию в течение всего периода профессиональной деятельности.	Требования ФГОС (ОК-6,7,8), Критерий 5 АИОР (2.6)
P11	Владеть иностранным языком на уровне, позволяющем разрабатывать документацию, презентовать результаты профессиональной деятельности.	Требования ФГОС (ОК-11), Критерий 5 АИОР (п.2.2)
P12	Эффективно работать индивидуально и в коллективе, демонстрировать ответственность за результаты работы и готовность следовать корпоративной культуре организации.	Требования ФГОС (ОК-3,4,5,12), Критерий 5 АИОР (пп.1.6, 2.3)

	Выбор конструкционных материалов Механический расчет Результаты проведенного исследования Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение Социальная ответственность Заключение Список использованных источников
Перечень графического материала <i>(с точным указанием обязательных чертежей)</i>	1. Технологическая схема (А0) 2. Теплообменник. Вид общий (А0) 3. Теплообменник. Сборочные единицы (А0)
Консультанты по разделам выпускной квалификационной работы <i>(с указанием разделов)</i>	
Раздел	Консультант
Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение	к.э.н., доцент Подопригора И.В.
Социальная ответственность	ассистент Немцова О.А.
Названия разделов, которые должны быть написаны на русском и иностранном языках:	

Дата выдачи задания на выполнение выпускной квалификационной работы по линейному графику	
---	--

Задание выдал руководитель:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Беляев В.М.	к.т.н., доцент		

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
3-2К41	Калаганов Вячеслав Федорович		

РЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа _____ 132 _____ с., _____ 22 _____ рис., _____ 12 _____ табл.,
50 _____ источников, _____ 3 _____ прил.

Ключевые слова: теплообменный аппарат, интенсификация, теплоноситель, ленточный завихритель, прочность, турбулентный режим, критерий Нусельта, Рейнольдса

Объектом исследования является кожухотрубчатый горизонтальный теплообменный аппарат для подогрева нефти

Цель работы – произвести исследования с целью изучения методов интенсификации теплообмена путем модернизации элементов кожухотрубчатого теплообменника

В процессе исследования проводились технологический, конструктивный, гидравлический, механический расчеты, изучение интенсификации теплообмена

В результате исследования был изучен метод интенсификации теплообмена установкой ленточных завихрителей, провели сравнение теплопередачи до и после модернизации теплообменного аппарата установкой ленточных завихрителей

Основные конструктивные, технологические и технико-эксплуатационные характеристики: диаметр аппарата 1200 мм, длина теплообменных труб 3 м, диаметр труб 25x2,5мм, рабочее давление трубного пространства 8,5 МПа, рабочее давление межтрубного пространства 2,5 МПа, расчетная температура трубного пространства 70°C, расчетная температура межтрубного пространства 200°C, шаг завивки завихрителей s/d равен 10, ширина ленточного завихрителя 20 мм, длина завихрителя 1,5м, количество завихрителей 476 шт. в каждом блоке теплообменника.

Степень внедрения: _____

Область применения: нефтехимическая промышленность

Экономическая эффективность/значимость работы в результате исследования выяснили, что после проведенной модернизации при сохранении мощности теплообменника можно уменьшить поверхность теплообмена на 30%, то есть вместо четырех теплообменников установить три.

В будущем планируется _____

ОБОЗНАЧЕНИЯ, СОКРАЩЕНИЯ

Обозначения:

A	коэффициент для определения максимального изгибающего момента в перфорированной части трубной решетки;
A_B	суммарная площадь сечения болтов (шпилек) по внутреннему диаметру резьбы или нагруженному сечению наименьшего диаметра, мм ² ;
A_y	коэффициент для определения максимального прогиба трубы, мм;
a	внутренний радиус кожуха, мм;
a_1	расстояние от оси кожуха до оси наиболее удаленной трубы, мм;
$B_{пер}$	ширина перегородки в трубном пространстве, мм;
b_n	ширина плоской прокладки, мм;
b_0	эффективная ширина прокладки, мм;
b_1	ширина тарелки фланца кожуха, мм;
b_2	ширина тарелки фланца камеры, мм;
c	сумма прибавок к расчетным толщинам стенок, мм;
c_k	расчетная прибавка к толщине стенки кожуха, мм;
D	внутренний диаметр кожуха, днища, крышки, мм;
$D_{сп}$	средний диаметр прокладки, мм;
D_p	расчетный внутренний диаметр укрепляемого элемента, мм
d	наружный диаметр трубы, мм;
$d_{вн}$	внутренний диаметр трубы, мм;
d_0	диаметр отверстия в решетке, мм;
E_k	модуль продольной упругости материала кожуха, МПа;
E_1	модуль продольной упругости материала фланца кожуха, МПа;
E_2	модуль продольной упругости материала фланца камеры, МПа;
F	суммарная осевая сила, действующая на кожух, Н;
f_6	площадь поперечного сечения шпильки, мм ² ;
H	высота днища, крышки, мм;
h_n	толщина прокладки, мм;
h_1	толщина тарелки фланца кожуха, мм;
h_2	толщина тарелки фланца камеры, мм;
K_p	коэффициент изменения жесткости системы трубы — кожух при действии давления;
K_Φ	коэффициент жесткости фланцевого соединения при изгибе, Н*мм;
$K_{\Phi 1}$	коэффициент жесткости фланца кожуха при изгибе, Н*мм;
$K_{\Phi 2}$	коэффициент жесткости фланца камеры при изгибе, Н*мм;
K_T	коэффициент условий работы при расчете труб на устойчивость;
K_1	коэффициент жесткости втулки фланца кожуха при изгибе, Н * мм;

K_2	коэффициент жесткости втулки фланца камеры при изгибе, Н * мм;
L_0	длина перегородки в трубном пространстве, мм;
L_K	ширина зоны укрепления, мм;
l	длина развальцовки, мм;
l_{1R}	максимальный пролет трубы между решеткой и перегородкой, мм;
l_{2R}	максимальный пролет трубы между перегородками, мм;
l_R	расчетная длина труб при продольном изгибе, мм;
M_{max}	максимальный изгибающий момент в перфорированной части трубной решетки, Н*мм/мм;
M	расчетный изгибающий момент, Н*мм;
M_a	изгибающий момент, распределенный по периметру перфорированной части трубной решетки, Н*мм/мм;
$M_{п}$	изгибающий момент, распределенный по периметру трубной решетки, Н*мм/мм;
M_T	изгибающий момент, действующий на трубу, Н*мм;
m	прокладочный коэффициент;
$m_{п}$	относительная характеристика беструбного края трубной решетки;
N_T	осевая сила, действующая на трубу, Н;
n	число труб, шт;
$P_{пр}$	пробное давление при испытании в камере аппарата воздушного охлаждения, МПа;
$P_{б1}$	расчетная нагрузка на шпильки при затяжке, необходимая для обеспечения в рабочих условиях давления на прокладку, достаточного для герметизации фланцевого соединения, Н;
$P_{б2}$	расчетная нагрузка на шпильки при затяжке, необходимая для обеспечения обжатия прокладки и минимального начального натяжения шпилек, Н;
p	расчетное давление в камере аппарата воздушного охлаждения, МПа;
Q_1, Q_2	количество теплоты, Дж/с;
Q_a	перерезывающая сила, распределенная по периметру перфорированной зоны решетки, Н/мм;
s	толщина стенки кожуха, днища, крышки, мм;
s_p	толщина трубной решетки, мм;
sp_1	расчетная толщина стенки кожуха, мм
s_{pp}	расчетная толщина трубной решетки, мм;
s_T	толщина стенки трубы, мм;
s_1	толщина стенки кожуха в месте соединения с трубной решеткой или с фланцем, мм;
s_2	толщина стенки камеры в месте соединения с трубной решеткой или с фланцем, мм;
T_{11}, T_{21}	температура теплоносителей на входе в аппарат, °С
T_{12}, T_{22}	температура теплоносителей на выходе из аппарата, °С
T_1, T_2, T_3	коэффициенты, учитывающие влияние беструбного края и поддерживающие влияние труб;

t	расстояние между осями труб трубного пучка, мм;
t_k	расчетная температура стенки кожуха, °С;
t_T	расчетная температура стенки труб, °С;
W_1, W_2	расход холодного и горячего теплоносителя, м ³ /ч
u_b	линейная податливость шпилек (болтов), мм/Н;
u_n	линейная податливость прокладки, мм/Н;
u_{fn}	угловая податливость фланца, 1/Н * мм;
z	число рядов труб в поперечном направлении;
α_k	коэффициент линейного расширения материала кожуха при температуре t_k , 1/°С;
α_T	коэффициент линейного расширения материала труб при температуре t_T , 1/°С;
β	коэффициент системы решетка — трубы, 1/мм;
β_1	коэффициент системы кожух — решетка, 1/мм;
β_γ	расчетный коэффициент, зависящий от соотношения размеров фланца;
γ	коэффициент жесткости фланцевого соединения;
η_T, η_M	коэффициенты влияния давления на трубную решетку со стороны межтрубного и трубного пространства;
λ	параметр, используемый при расчете на продольный изгиб;
λ_p	относительная ширина беструбного края решетки аппарата;
ρ	приведенное отношение жесткости труб к жесткости кожуха;
ρ_1	приведенное отношение жесткости труб к жесткости фланцевого соединения;
$\sigma_{доп}$	допустимое напряжение материала при расчетной температуре, МПа;
σ_M	допускаемое значение общих мембранных и изгибных напряжений
σ_{MR}	радиальное напряжение, МПа;
σ_{MT}	окружное напряжение, МПа;
σ_p	расчетное напряжение, МПа;
σ_a	амплитуда приведенных условных упругих напряжений при затяжке, МПа;

Сокращения:

АРМ – автоматизированное рабочее место;

ГНПС – головная нефтеперекачивающая станция;

ПНА – подпорный насосный агрегат;

ЗТО – здание технологического оборудования;

ФЗ – федеральный закон;

ТК РФ – Трудовой Кодекс Российской Федерации;

ФНП – федеральные нормы и правила;

ОПО – опасный производственный объект;

СИЗ – средства индивидуальной защиты;

ЛЭС – линейно-эксплуатационная служба;

ОГЛАВЛЕНИЕ

РЕФЕРАТ	5
ОБОЗНАЧЕНИЯ, СОКРАЩЕНИЯ	6
Обозначения:	6
Сокращения:	9
ОГЛАВЛЕНИЕ	10
1. ВВЕДЕНИЕ.....	12
2. ОБЗОР ЛИТЕРАТУРЫ.....	14
3. ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ СХЕМА УСТАНОВКИ.....	17
4. ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ.....	23
5. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ	31
5.1 Гидравлический расчет трубного пространства	31
5.2 Гидравлическое сопротивление межтрубного пространства:	33
5.3 Расчет мощность на валу насоса	35
6. ВЫБОР КОНСТРУКЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ	37
7. МЕХАНИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННИКА.....	43
7.1 Расчет теплообменника на температурные деформации.....	47
7.2 Расчет крепления труб в трубной решетке.....	43
7.3 Расчет на прочность перегородки между ходами по трубному пространству теплообменника.....	72
7.4 Расчет фланцевых соединений на прочность и герметичность	73
7.5 Расчет опор для горизонтального теплообменного аппарата	101
8. РЕЗУЛЬТАТЫ ПРОВЕДЕННОГО ИССЛЕДОВАНИЯ.....	107
9. ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ, РЕСУРСОЭФФЕКТИВНОСТЬ И РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ.....	110
10. Социальная ответственность	118
Введение.....	118
10.1 Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности. 118	
10.2 Производственная безопасность.	120
10.3 Экологическая безопасность.....	126
10.4 Безопасность в чрезвычайных ситуациях.....	126
Заключение.	127
11. Заключение	128

12. Список использованных источников	129
13. Приложения	132

1. ВВЕДЕНИЕ

Сбережение энергетических ресурсов можно рассматривать как вложение сэкономленных энергетических и материальных потоков существующих технологических процессов для производства продуктов, а более широко – как поиск новых путей рационального использования энергии и сырья для получения тех же продуктов, или использования для других целей. Достижение цели при борьбе за положительные результаты при экономии энергетических ресурсов реально только при анализе энергоиспользования исследуемого предприятия, уровней и подуровней полезного использования энергии и потерь энергии на разных участках цеха, завода, определении основных наиболее действенных способов экономии энергоресурсов в промышленности.

Целью данной работы является изучение и применение результатов исследований интенсификации теплообмена в химической промышленности с применением винтовых завихрителей потока жидкости, влияние искусственной турбулизации потока на теплопередачу.

В современном мире и в ближайшем будущем одним из важнейших путей повышения экономичности энерготехнологических установок – усовершенствование теплообменников с помощью внедрения современных эффективных способов интенсификации теплообмена. Применение интенсификации теплообмена увеличивает количество тепла, передаваемого через единицу площади теплообмена, и, соответственно, уменьшаются масса и габариты теплообменника, достигается наиболее подходящее соотношение между передаваемым количеством тепла и энергией, необходимой на прокачивание теплоносителей.

Разнообразные методы интенсификации теплообмена разработаны и исследованы в неравной степени, из них лишь часть используется в промышленном производстве. Уже давно известны общие физические законы, лежащие в основе этих методов и поясняющие возможность получения положительного результата в случае их применения. Однако количественные зависимости для более точного расчета увеличения теплообмена и гидродинамического сопротивления в широком спектре изменений геометрических параметров и характеристик интенсификаторов теплообмена и гидравлических условий течения жидкости определены далеко не полностью. Теория интенсификации теплообмена и расчеты переноса тепла в каналах на данный момент на начальном этапе разработки. В основе тепловых и гидравлических расчетов таких каналов лежат эмпирические и полуэмпирические соотношения, представляющие ограниченную область применения. Также существует нехватка формул, разработанных опытным путем.

Проектирование новых более эффективных теплообменников как и модернизация существующих даже на основе испытанных на практике методов интенсификации требуют проведения предварительных экспериментальных опытов, а также разработки моделей и методов для их теплового и гидравлического расчета.

					ФЮРА.318422.001ПЗ			
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>	<i>Введение</i>	<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Разраб.</i>		<i>Калаганов В.Ф.</i>						
<i>Руковод.</i>		<i>Беляев В.М.</i>					12	2
<i>Консульт.</i>						ТПУ гр. 3-2К41		
<i>Н. контр.</i>								
<i>Рук-ль ООП</i>								

На протяжении последних 10 – 20 лет широкое распространение получили готовые пакеты вычислительных программ для решения задач в области гидро-газодинамики, теплообмена, прочности, электродинамики и т.п., предназначенные для автоматизации инженерных расчетов. Среди них наиболее часто упоминаются такие, как Comsol, MSC/NASTRAN, CFX, FLUENT, STAR-CD, LS-DYNA, ANSYS, ABAQUS, FlowVision, MSC/MARC, MAGMASOFT, SolidWorks/FlowSimulation и др. В этих программах используются как метод сеток, так и метод конечных элементов, которые позволяют производить дискретизацию расчетных областей и отслеживать движение частиц среды с любой, наперед заданной, точностью. Эффективность этих методов подтверждается многими исследованиями, например, Алямовский А.А. Инженерные расчеты в SolidWorks Simulation.

Наиболее распространенными и энергоэффективными способами интенсификации теплообмена являются пассивные методы интенсификации (турбулизация пограничного слоя, турбулизация потока теплоносителя, увеличение площади поверхности теплообмена и т.д.).

Выбор интенсификатора является важным этапом проектирования теплообменного оборудования.

					ФЮРА.318422.001ПЗ	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		13

2. ОБЗОР ЛИТЕРАТУРЫ

Применение ленточных завихрителей является одним из наиболее предпочтительных способов интенсификации теплообмена, т.к. они наиболее просты в изготовлении по сравнению с другими средствами интенсификации, как пассивными, так и активными.

Исследованиями «закрученного» потока с помощью завихрителей занимались Назмеев Ю.Г., Николаев Н.А., Щукин В.К., Бергльс А., Дрейцер Г.А., Бродов Ю.М., Б.В. Дзюбенко, и др.

На рисунке №1 представлены результаты обработки опытных данных различных авторов в виде зависимости Nu/Nu_0 от критерия Рейнольдса, при этом значения чисел Нуссельта были приведены к значениям критерия Рейнольдса, соответствующим гладкой трубе.

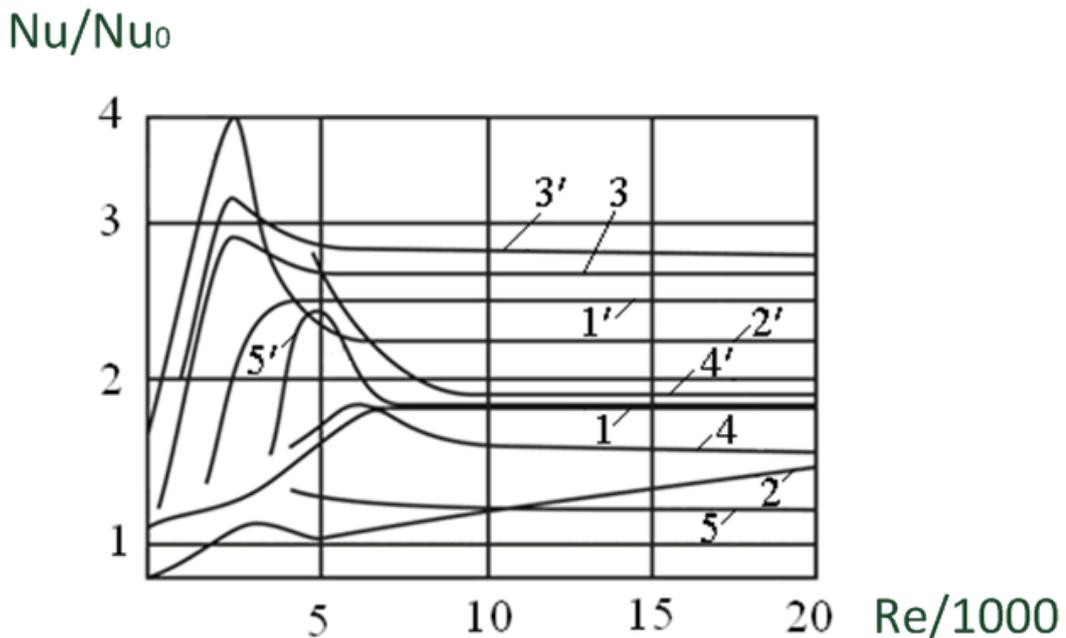


Рисунок №1 Сопоставление опытных данных по теплоотдаче в трубах с интенсификаторами теплообмена: 1, 1' - шнековый завихритель; 2, 2' - поперечная накатка; 3, 3' - спиральная накатка; 4, 4' - проволочный спиральный завихритель, 5, 5' - ленточный завихритель $S/d = 19$ и $3,16$ соответственно.

Как видно из рисунка №1 наибольшие эффекты увеличения теплоотдачи происходят в ламинарном режиме и слаборазвитой зоне турбулентности.

На основании имеющихся опытных данных можно утверждать, что применение ленточных интенсификаторов более эффективно в средах с высокой вязкостью (Назмеев Ю.Г.).

ФЮРА.318422.001ПЗ				
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
Разраб.		Калаганов В.Ф.		
Руковод.		Беляев В.М.		
Консульт.				
Н. контр.				
Рук-ль ООП				
Обзор литературы				
		Лит.	Лист	Листов
		14	3	
ТПУ гр. 3-2К41				

Любой из известных методов интенсификации влечет за собой рост гидродинамического сопротивления в аппарате. В представленной формуле отражается известное соотношение увеличения теплопередачи и гидравлического сопротивления различных интенсификаторов:

$$\left(\frac{Nu}{Nu_0}\right) / \left(\frac{\xi}{\xi_0}\right) = f Re$$

Из данного уравнения следует, что гидравлическое сопротивление завихрителей прямо пропорционально росту турбулентности потока. Гидравлическое сопротивление растет, так как увеличивается поверхность трения. Дополнительно затраты энергии идут для создания вихревого потока.

При сохранении высокой теплопередачи существует возможность снижения гидравлического сопротивления при установке в трубе нескольких установленных последовательно завихрителей, но смонтировать в трубе такую конструкцию технологически сложнее.

За счет увеличения пристенной скорости потока и вторичных течений в закрученном потоке, возникающих под действием центробежных сил и усиливающих теплообмен между ядром потока и приграничного слоя на стенке канала, происходит интенсификация теплоотдачи. При условии контакта стенки скрученной ленты со стенкой трубы увеличивается поверхность теплообмена, за счет чего возникает эффект оребрения. Металлическая лента путем теплопроводности отдает (или забирает) тепло в стенку трубы. Эффект оребрения увеличивает тепловой поток не более чем на 30% от количества тепла, которое передается от теплоносителя к стенке трубы.

Ленточные завихрители особенно эффективны при ламинарном и переходном режимах течения при адекватном увеличении гидравлических потерь на перекачку теплоносителей и дают возможность увеличить теплоотдачу в несколько раз. Применение ленточных завихрителей в турбулентном режиме увеличивает теплоотдачу в 1,5-2 раза.

При увеличении относительного шага закрутки ленты интенсификация теплообмена уменьшается, потому что дополнительная турбулизация потока путем установки завихрителя становится малоэффективной и энергетически неоправданной. Диапазон относительных шагов закрутки ленты S/D от 2 до 15 является наиболее предпочтительным. При больших шагах несоизмеримо уменьшается интенсификация теплообмена, при меньших шагах значительно возрастает гидросопротивление. В указанном диапазоне шагов закрутки теплоотдача возрастает примерно пропорционально гидравлическому сопротивлению.

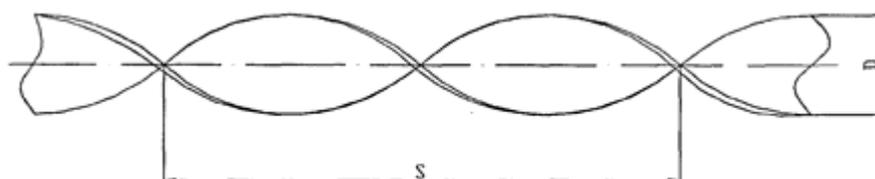


Рисунок №2. Ленточный интенсификатор.

А.Г. Лаптев, Н.А. Николаев, М.М. Башаров на основании экспериментальных данных установили, что установленные в трубе на протяженном участке (50-60

диаметров и больше), ленточные интенсификаторы увеличивают теплообмен в 1,5-2,5 раза, а установленные в трубе на коротком входном участке трубы интенсифицируют теплообмен в несколько раз.

Гидравлическое сопротивление трубы с ленточной вставкой возрастает по сравнению с обычной трубой. Это связано с увеличением поверхности трения и дополнительными затратами энергии на создание вращательного движения теплоносителя и образование вторичных поперечных течений. Например, при турбулентном режиме течения в трубе со скрученной лентой при относительном шаге $S/d=5$ гидравлическое сопротивление в 1,35-1,55 раза больше чем в трубе без завихрителя. (d – диаметр трубки в которой установлен завихритель).

«Закручивание потока» как бы раскрывает потенциал или внутренние резервы устаревших теплообменников. Расчеты воздухоподогревателя энергоблока мощностью 800 МВт со спиральными лентами в трубах показали, что поверхность нагрева уменьшается на 23% при одинаковом гидросопротивлении с гладкой трубой. В промышленных котлах с дымогарными трубами ленточные завихрители при шаге закрутки 0,712 м, ширине ленты 66 мм и толщине 1,4 мм увеличивает теплоотдачу на 65% по сравнению с гладкой трубой.

Интенсификация теплообмена с помощью закручивания потока достаточно широко применяется для отвода тепла от элементов ядерных энергетических установок.

					ФЮРА.318422.001ПЗ	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		16

3. ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ СХЕМА УСТАНОВКИ

Объектом исследования является кожухотрубчатый теплообменник, установленный на головной нефтеперекачивающей станции. Теплообменник применяется для подогрева нефти, добытой на Ванкорском месторождении.

Головная нефтеперекачивающая станция расположена в Туруханском районе Красноярского края. Туруханский район Красноярского края относится к районам крайнего севера.

Климатические и геологические условия в регионе характеризуются большими перепадами температур воздуха — от минус 60 зимой до плюс 30 летом. Кроме того, Ванкорское месторождение находится в зоне распространения вечной мерзлоты с крайне неоднородной структурой.

Территория Ванкорского месторождения (Северный и Южный купол) охватывает обширную сопредельную территорию. Месторождение разделено на два лицензионных участка. Промышленно-нефтеносными пластами являются пласты ЯкII-VII Яковлевской свиты и НхI, НхIII-IV Нижнехетской свиты.

Ванкорский проект является одним из самых масштабных проектов современной России. Вот несколько цифр. Для реализации проекта привлечено более 150 поставщиков оборудования, в том числе 65 заводов-изготовителей. На проекте работают 450 подрядчиков (включая субподрядчиков). В строительстве участвовали 12 тысяч строителей и 2 тысячи единиц техники. Постоянный персонал ОАО «РН-Ванкор» составляет около 2 тысяч человек

Нефти Ванкорского месторождения отбираются из двух горизонтов Нижнехетского и Яковлевского. Нефти Нижнехетского горизонта относятся к легким нефтям, малосернистым, малосмолистым, маловязким, парафинистым с высокой температурой застывания. Нефти Яковлевского горизонта битуминозные, малосернистые, смолистые, вязкие, малопарафинистые с низкой температурой застывания от минус 46 до 8 °С. Температура начала кристаллизации парафина колеблется от 21 до 14 °С, для расчетной смеси она составляет 20 °С.

Физико-химическая характеристика и фракционный состав товарных нефтей и их смесей представлены в таблице 1 (смесь, состоящая из 40 % нефтей Нижнехетского горизонта и 60 % - Яковлевского горизонта).

Нефть в кожухотрубчатом теплообменнике протекает по трубному пространству и подогревается водным раствором этиленгликоля (ЯТС/08АН), который протекает по межтрубному пространству.

					ФЮРА.318422.001ПЗ			
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата				
Разраб.	Калаганов В.Ф.				Технологическая схема установки	Лит.	Лист	Листов
Руковод.	Беляев В.М.						17	6
Консульт.						ТПУ гр. 3-2К41		
Н. контр.								
Рук-ль ООП								

Таблица №1 Физико-химическая характеристика нефти

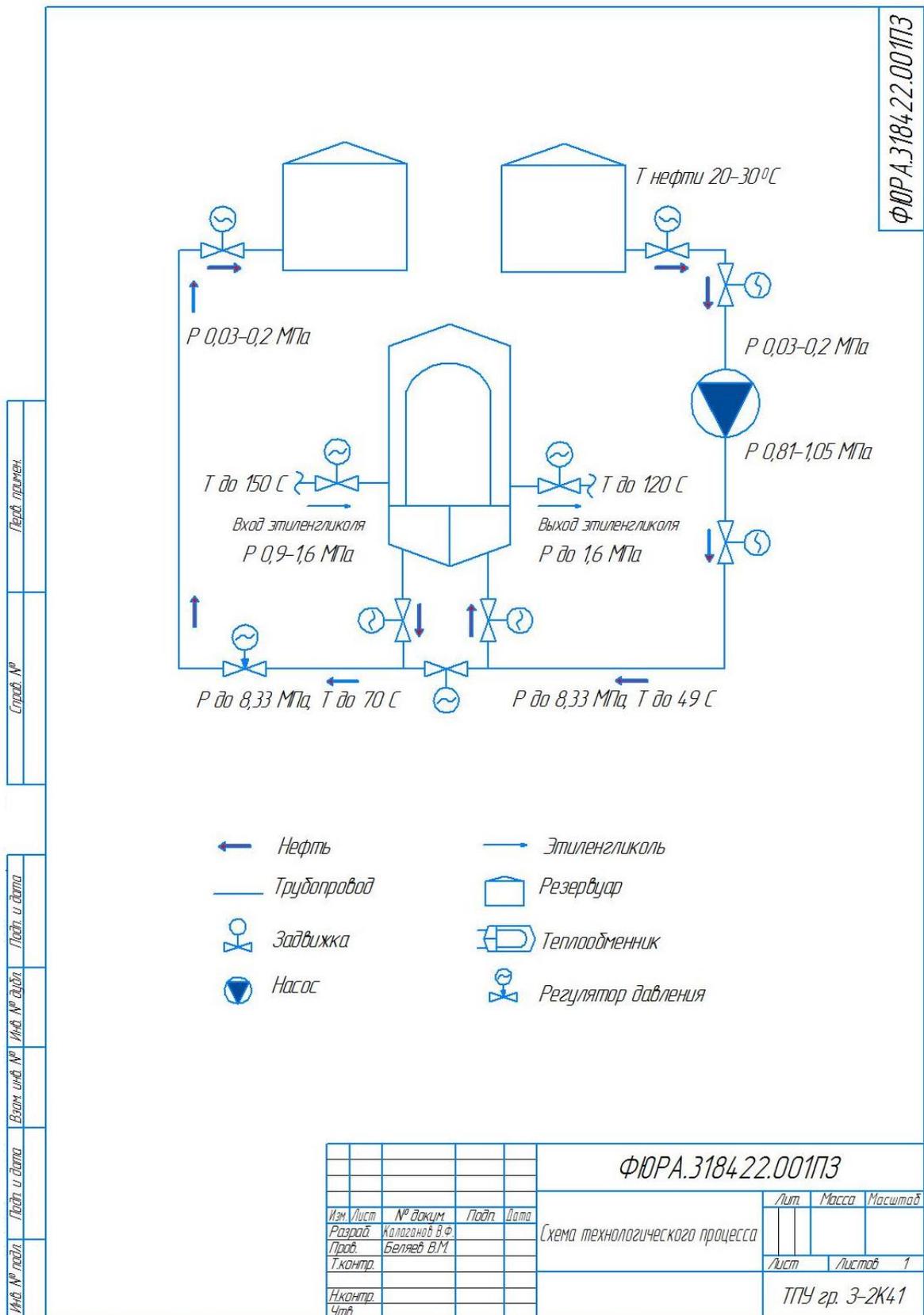
НАИМЕНОВАНИЕ ПОКАЗАТЕЛЯ	ЕДИНИЦЫ ИЗМЕРЕНИЯ	МЕТОД ИСПЫТАНИЯ	СМЕСЬ НЕФТЕЙ
Плотность при температуре: 20 °С 15 °С	кг/м ³	ГОСТ 3900-85 ГОСТ Р 51069-97	831,5 ... 890,0 859,8 ... 903,4
Массовая доля серы	%	ГОСТ 1437-75	0,03 ... 0,51
Массовое содержание асфальтенов	%	ГОСТ 11851-85	0,1
Массовое содержание парафина	%	ГОСТ 11851-85	0,05 ... 0,18
Массовое содержание силикагелевых смол	%	ГОСТ 11851-85	1,2 ... 8,7
Кинематическая вязкость при 20 °С	мм ² /с	ГОСТ 33-2000	16,62...141,2
Плотность при температуре: 20 °С 15 °С	кг/м ³	ГОСТ 3900-85 ГОСТ Р 51069-97	831,5 ... 890,0 859,8 ... 903,4
Температура застывания	°С	ГОСТ 20287-91	минус 36 ... плюс 2
Температура начала кипения	°С	ГОСТ 2177-99	44...183
Выход фракций до температуры:		ГОСТ 2177-99	
200 °С	%		0 ... 26
300 °С	%		до 51
Массовая доля сероводорода	млн.-1 (ppm)	ГОСТ Р 50802-95	менее 2,0
Массовая доля метил- и этилмеркаптанов в сумме	млн.-1 (ppm)	ГОСТ Р 50802-95	менее 2,0
Температура плавления парафина	°С	ГОСТ 23683-89	46 ... 64
Давление насыщенных паров	кПа/ мм рт. ст.	ГОСТ 1756-2000	12,2/69...14,9/107
Молекулярная масса	-	-	213 ... 251
Температура насыщения нефти парафином	°С	-	10 ... 22

Характеристика теплоносителя ЯТС/08АН представлена в таблице №2.

Таблица №2 Свойства теплоносителя ЯТС-08АН

№ п/п	Наименование показателей	Норма	Метод испытаний
1	Внешний вид	Прозрачная однородная жидкость	по п. 4.1 ГОСТ 28084
2	Плотность при 20°C, г/см ³	1,085-1,125	по п. 4.2 ГОСТ 28084
3	Содержание гликолей, %	50-95	по п. 4.3 ТУ 2422- 1513923249-2010
4	Кинематическая вязкость при 20°C, сСт, не более	20	ГОСТ 33
5	Температура начала кристаллизации, °С, не выше	Минус 50	по п. 4.3 ГОСТ 28084
6	Показатель активности ионов водорода (рН) при 20°C	7,5-11,0	ГОСТ 22567.5
7	Температура начала кипения при давлении 0,15МПа, °С, не ниже	170	по п. 4.4 ТУ 2422- 1513923249-2010
8	Удельная теплоемкость, кДж/кг*К	2,4-3,5	по п. 4.5 ТУ 2422- 1513923249-2010
9	Удельная электрическая проводимость при 20°C, См/м	0,04-0,05	по п. 3.17 ГОСТ 6709-72

ФЮРА.3184.22.001ПЗ



Лист 1 из 1
Справ. №
Лист и дата
Изд. № докум.
Взам. инв. №
Лист и дата
Изд. № лист

				ФЮРА.3184.22.001ПЗ				
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Схема технологического процесса	Лит.	Масса	Масштаб
Разраб.		Калаганов В.Ф.						
Проб.		Беляев В.М.				Лист	Листов	1
Т.контр.						ТПУ зр. 3-2Ж41		
И.контр.								
Утв.								

Рисунок №3 Технологическая схема процесса перекачки нефти

Для ГНПС технологическим регламентом предусмотрено пять режимов работы:

1. «из насоса в насос»
2. «через емкость»

3. «с подключенной емкостью»
4. «режим внутрипарковой перекачки»
5. «режим обратной перекачки».

Рассмотрим режим внутрипарковой перекачки.

Обвязка насосов ПНА-1-5 обеспечивает их полную взаимозаменяемость и позволяет использовать любой из них для внутрипарковой перекачки, при этом другие в данный момент будут работать на подпор магистральных насосов.

Номинальная производительность внутрипарковой перекачки составляет 1647 м³/ч.

Товарная нефть из резервуарного парка по трубопроводу поступает на прием подпорного насоса ПНА-4 и далее через задвижки Н8585, Н8416 под давлением 0,81...1,1 МПа перекачивается обратно в тот же или смежные резервуары через задвижки Н8420, Н8421, Н8423 и регулирующийся клапан Н8420.

При обводненности нефти выше нормы и повышении уровня раздела фаз «нефть-вода» в резервуаре, нефть насосом внутрипарковой перекачки подается в свободный резервуар для дополнительного отстаивания перед откачкой в магистральный нефтепровод.

Выход нефти из каждого резервуара предусмотрен по двум патрубкам диаметром 700 мм. Забор нефти происходит с высоты 3000 мм или 330 мм (по нижней образующей патрубка).

Внутрипарковая перекачка может использоваться для дополнительного подогрева товарной нефти в резервуарах за счет рециркуляции нефти через теплообменники Т-1-4. Для этого нефть насосом внутрипарковой перекачки под давлением до 0,81...1,10 МПа по трубопроводу направляется в теплообменники. Нагретая нефть из теплообменников возвращается обратно в тот же самый резервуар или смежный.

Технологическая схема ГНПС предусматривает возможность одновременного раздельного подогрева товарной нефти, поступающей после МНА в магистральный нефтепровод, и рециркулирующей нефти, поступающей обратно в резервуарный парк.

Задвижки на входе нефти в теплообменники:

- Т-1 – задвижки Н8616, Н8617;
- Т-2 – задвижки Н8626, Н8627;
- Т-3 – задвижки Н8636, Н8637;
- Т-4 – задвижки Н8646, Н8647.

Выход рециркулирующей нефти из теплообменников осуществляется через задвижки:

- Т-1 – задвижки Н8618, Н8619;
- Т-2 – задвижки Н8628, Н8629;
- Т-3 – задвижки Н8638, Н8639;
- Т-4 – задвижки Н8648, Н8649.

Нагретая нефть из теплообменников возвращается обратно в резервуары ГНПС по трубопроводу через задвижки Н8418, Н8419, Н8421, Н8423 и регулирующийся клапан Н8420.

					ФЮРА.318422.001ПЗ	<i>Лист</i>
						21
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

Для защиты трубопроводов Ру-1,6 МПа, в случае поступления «высокого» давления при негерметичности запорной арматуры, на линии выхода нефти от теплообменников к резервуарам установлены предохранительные клапаны. Сброс избыточного давления в случае открытия предохранительных клапанов выполнен в дренажные емкости ЕП-1/1.

Нефть в теплообменниках нагревается от начальной температуры 20...30 °С до 45...70 °С. Необходимый температурный режим подогрева нефти поддерживается количественным расходом теплоносителя через теплообменники, который регулируется клапанами-регуляторами расхода теплоносителя Т8656, Т8660. Для защиты трубопроводов системы теплоносителя на эстакаде М-5 на общем коллекторе подачи теплоносителя на ЦПС, установлены блоки предохранительных клапанов со сбросом избыточного давления в резервуары хранения теплоносителя.

Контроль температуры нефти, поступающей в теплообменники, и выходящей из теплообменников осуществляется датчиками температуры.

При достижении температуры 70 °С срабатывает аварийная сигнализация.

Для нагрева нефти в теплообменниках используется теплоноситель ЯТС/08АН, поступающий с температурой до 150 °С и давлением до 1,6 МПа. Существует сигнализация минимального 90 °С и максимального 150 °С допустимого значения температуры.

Существует сигнализация минимального 1,0 МПа и максимального 1,6 МПа допустимого значения давления прямого теплоносителя, контроль выполняется датчиками давления.

После теплообменников теплоноситель с температурой до 120 °С и давлением до 1,4 МПа поступает в коллектор обратного теплоносителя. Существует сигнализация минимального 70°С и максимального 130°С допустимого значения температуры.

Существует предупредительная и аварийная сигнализация максимального давления обратного теплоносителя, соответственно 1,4 МПа и 1,6 МПа.

					ФЮРА.318422.001ПЗ	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		22

4. ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ.

Технологический расчет установки, отделения, цеха включает:

- материальный баланс;
- тепловой баланс;
- технологический расчет основного аппарата;
- расчет и подбор вспомогательного оборудования;
- гидравлический расчет аппаратов.

Задачей материального баланса является определение расхода материальных потоков, необходимых концентраций. Задачей теплового баланса является определение расхода нагревающих и охлаждающих агентов. Технологический расчет аппаратов выполняется с целью определения их основных размеров (диаметра, высоты, площади поверхности теплопередачи и т.д.). По рассчитанным основным размерам выбирается аппарат по нормативным документам – ГОСТу, ОСТу и т.д. Необходимые для выполнения расчетов физико-химические свойства перерабатываемых веществ (плотность, теплопроводность, теплоемкость, вязкость и др.) находят по справочникам или рассчитывают по формулам. В этом же разделе выполняется расчет остальных аппаратов установки (теплообменников, циклонов, барометрических конденсаторов и др.) и выбор их по каталогам и ГОСТам. Все расчеты должны выполняться в Международной системе единиц измерений (СИ).

При выборе типа и конструкции теплообменного аппарата нужно учитывать следующие факторы:

назначение аппарата и протекающие в нем процессы;

удельная теплопроизводительность аппарата (количество теплоты, передаваемой в единицу времени через единицу поверхности теплообмена при заданном тепловом режиме);

гидравлическое сопротивление аппарата;

коррозионная агрессивность теплоносителей к конструкционному материалу;

степень загрязненности теплоносителей и характер отложений;

термодинамические параметры (температура, давление, объемы и агрегатное состояние теплоносителей);

физико-химические свойства теплоносителей и возможные химические реакции теплоносителей при контакте;

температурные напряжения, возникающие при нагреве и охлаждении элементов теплообменника;

конструктивная безупречность: простота устройства, небольшая масса и вместительные габаритные размеры, технологичность конструкции, высокий к.п.д.;

доступность и низкая стоимость теплоносителей.

					ФЮРА.318422.001ПЗ			
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>	<i>Технологический расчет</i>	<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Разраб.</i>		<i>Калаганов В.Ф.</i>						
<i>Руковод.</i>		<i>Беляев В.М.</i>					23	8
<i>Консульт.</i>						ТПУ гр. 3-2К41		
<i>Н. контр.</i>								
<i>Рук-ль ООП</i>								

Количество тепла, передаваемого, от горячего теплоносителя (водный раствор этиленгликоля) к холодному (нефть) через разделяющую их стенку, определяется уравнением теплопередачи:

Условия теплового расчета: необходимо нагреть нефть с начальной температуры 30°C до конечной температуры 45°C для дальнейшей перекачки по магистральному трубопроводу.

$$T_{11} := 30 \text{ C} \quad T_{12} := 45 \text{ C} \quad W_1 := 1600 \frac{\text{м}^3}{\text{ч}} \quad c_1 := 2100 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$$

Плотность нефти средняя $\rho_1 := \frac{0.8515 + 0.950}{2} \cdot 1000 = 900.75 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$

$$G_1 := \frac{W_1 \cdot \rho_1}{3600} = 400.333 \frac{\text{кг}}{\text{с}} \quad \text{Массовый расход нефти}$$

Тепловой поток равен

$$Q_1 := G_1 \cdot c_1 \cdot (T_{12} - T_{11}) = 1.261 \times 10^7 \frac{\text{Дж}}{\text{с}} \quad (\text{Вт}) \quad [28]$$

Для расчета горячего теплоносителя воспользуемся формулой теплового баланса, на потери тепла отнесем 5%:

Количество тепла переданное горячим теплоносителем холодному за одну секунду

$$Q_2 := 1.05 \cdot Q_1 = 1.324 \times 10^7 \frac{\text{Дж}}{\text{с}}$$

$T_{21} := 150 \text{ C}$ Принимаем по максимально возможному значению температуры горячего теплоносителя, указанному в регламенте
 $T_{22} := 120 \text{ C}$ Принимаем по минимально возможному значению температуры горячего теплоносителя, указанному в регламенте

$c_2 := 2400 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$ Принимаем по содержанию этиленгликоля 50%

$\rho_2 := 1085 \text{ кг/м}^3$ Принимаем по содержанию этиленгликоля 50%

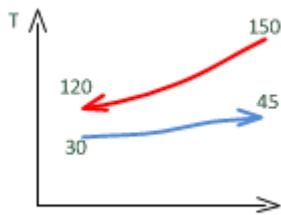
Отсюда расход горячего теплоносителя

$$G_2 := \frac{Q_2}{c_2 \cdot (T_{21} - T_{22})} = 183.903 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Далее находим ориентировочную поверхность теплообмена, используя уравнение теплопередачи:

					ФЮРА.318422.001ПЗ	Лист
						25
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Рисунок №5. Схема движения теплоносителей (противоток).



$K_{op} := 120..270$ коэффициент теплопередачи, ориентировочное значение возьмем из таблицы 2.1 [28]

$$\Delta t_b := T_{21} - T_{12} = 105 \quad \text{C}$$

$$\Delta t_m := T_{22} - T_{11} = 90 \quad \text{C}$$

средняя разность температур горячего и холодного теплоносителя, C

$$\Delta t_{срор} := \frac{\Delta t_b - \Delta t_m}{\ln\left(\frac{\Delta t_b}{\Delta t_m}\right)} = 97.307 \quad \text{C} \quad [28]$$

При сложном движении теплоносителей, например, при противотоке в результат $\Delta t_{ср}$ вводится поправка:

$$P := \frac{T_{22} - T_{21}}{T_{11} - T_{21}} \quad R := \frac{T_{11} - T_{12}}{T_{22} - T_{11}} \quad [28]$$

$$\delta := \frac{R - 1}{\ln\left[\frac{(1 - P)}{1 - R \cdot P}\right]} \quad [28]$$

$$\eta := \sqrt{R^2 + 1} = 1.014 \quad [28]$$

$$\varepsilon := \frac{\frac{\eta}{\delta}}{\ln\left[\frac{2 - P \cdot (1 + R - \eta)}{2 - P \cdot (1 + R + \eta)}\right]} \quad [28]$$

$$\Delta t_{ср} := \varepsilon \cdot \Delta t_{срор} = 97.522 \quad \text{C} \quad [28]$$

Ориентировочная максимальная поверхность теплообмена равна:

Для дальнейшего расчета принимаем среднее значение ориентировочного коэффициента теплопередачи нефти (данные из таблицы 2.1 [28])

$$K_{op} := \frac{120 + 270}{2}$$

$$F_{op} := \frac{Q_1}{K_{op} \cdot \Delta t_{cp}} = 663.121 \quad \text{м}^2$$

Конструктивный расчет теплообменника:

Для обеспечения интенсивного теплообмена режим течения выбираем турбулентный (Re больше или равно 10000), диаметр трубок выбираем $d_H 25 \times 2,5$ мм

Рассчитаем динамическую вязкость нефти:

$$\nu := 40 \frac{\text{мм}^2}{\text{с}} \quad Re := 10000 \quad d_{вн} := 0.020 \text{ м}$$

$$\mu_1 := \frac{\nu \cdot \rho_1}{10^7} = 3.603 \times 10^{-3} \quad \text{Па} \cdot \text{с}$$

Ориентировочная скорость нефти в трубках теплообменника:

$$\omega_{гпр} := \frac{Re \cdot \mu_1}{d_{вн} \cdot \rho_1} = 2 \quad \frac{\text{м}}{\text{с}} \quad [27]$$

По уравнению расхода определяем площадь проходного сечения трубок одного хода, используя данные производительности аппарата и скорости движения жидкости:

$$f_1 := \frac{G_1}{\rho_1 \cdot \omega_{гпр}} = 0.222 \quad \text{м}^2 \quad \text{отсюда} \quad [26]$$

Определяем число трубок из формулы:

$$n_{op} := \frac{f_1}{0.785 \cdot d_{вн}^2} = 707.714 \quad \text{шт} \quad [26]$$

Ориентировочная расчетная длина одной трубки при одном ходе:

$$d_H := 0.025 \quad \text{м}$$

$$d_p := 0.5 \cdot (d_{вн} + d_H) = 0.023 \quad \text{м}$$

Расчетная длина трубки при одном ходе:

$$L_{op1} := \frac{F_{op}}{\pi \cdot d_p \cdot n_{op}} = 13.256 \quad \text{м} \quad [26]$$

При наружном диаметре труб 25 мм шаг отверстий для труб в решетке устанавливаем 32 мм.

$$t := 32 \quad \text{мм} \quad d := 25 \quad \text{мм}$$

					ФЮРА.318422.001ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		27

Трубы в трубной решетке разместим шестиугольником. Для уточнения числа труб воспользуемся формулами:

$$a := 16 \quad \text{шт} \quad \text{принимаем самостоятельно}$$

$$n := 3a \cdot (a - 1) + 1 = 721 \quad \text{шт} \quad [26]$$

количество труб на диагонали наибольшего шестиугольника:

$$b := 2a - 1 = 31 \quad \text{шт} \quad [26]$$

Число ходов трубного пространства рассчитаем по формуле:

l - рабочая длина труб одного хода, принимаем самостоятельно 3м

$$Z := \frac{L_{op} l}{l} = 4.419 \quad [26]$$

4 - х ходовой теплообменник.

Диаметр внутренний многоходового теплообменника находим:

$$\eta_T := 0.7$$

коэффициент заполнения трубной решетки, принимается 0,7-0,85

$$D_{вн} := 1.1t \cdot \sqrt{\frac{n}{\eta_T}} = 1.13 \times 10^3 \quad \text{мм} \quad [26]$$

Округляем в большую сторону $D_{вн}$ принимаем 1200 мм.

Общая высота теплообменника:

высота распределительной камеры, принимается 0,2-0,4м

$$H := l + 2h = 5 \quad \text{м}$$

По характеристикам: $D_{вн}=1200\text{мм}$, $l=3\text{м}$, $F_{op}=633\text{м}^2$, $Z=4$, $n=721$ выбираем по каталогу теплообменник.

Чтобы обеспечить необходимую поверхность теплообмена и не увеличивать длину труб свыше 3 м предлагаем использование двух параллельно подключенных теплообменников, что также обеспечит необходимый запас тепловой мощности, и возможность вывода в резерв одного из двух теплообменников.

По каталогу выбираем теплообменник сдвоенный ТН с характеристиками:

$$D_{вн} = 1200\text{мм}, \quad l = 3\text{м}, \quad F = 506\text{м}^2, \quad Z = 2, \quad n = 952, \quad d = 25\text{мм}$$

$$F := 506\text{м}^2 \quad D_{вн} := 1200 \quad z := 2 \quad n := 952$$

Проводим уточненный тепловой расчет.

Рассчитаем площадь сечения трубок одного теплообменника:

					ФЮРА.318422.001ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		28

$$f_{гр} := \frac{n}{z} \cdot \frac{\pi \cdot d_{вн}^2}{4} = 0.15 \quad \text{м}^2 \quad [26]$$

Рассчитаем скорость движения нефти через два теплообменника с расходом 1600 м³/ч:

$$\omega_{гр} := \frac{W1}{f_{гр} \cdot 2} = 1.486 \quad \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Уточняем критерий Рейнольдса:

$$Re := \frac{\omega_{гр} \cdot d_{вн} \cdot \rho 1}{\mu 1} = 7.43 \times 10^3 \quad \text{Переходный режим} \quad 2300 < Re < 7500$$

Вычислим площадь сечения межтрубного пространства:

$$F_{МГ} := \frac{\frac{\pi \cdot D_{вн}^2}{4} - n \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}}{10^6} = 0.664 \quad \text{м}^2$$

Вычислим объемный расход теплоносителя и его скорость в межтрубном пространстве:

$$W2 := \frac{G2}{\rho 2} \cdot 3600 = 610.185 \quad \frac{\text{м}^3}{\text{ч}}$$

$$\omega_{МГ} := \frac{W2}{F_{МГ} \cdot 3600} = 0.255 \quad \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Произведем уточненный расчет выбранного теплообменника:

$$\lambda_x := 0.114 \quad \text{Вт/м}^* \text{К, для нефти при } 20 \text{ С с плотностью } 891,0 \text{ кг/м}^3$$

Критерий Прандтля для расчета критерия Нуссельта вычисляются по формуле:

$$Pr := \frac{c1 \cdot \mu 1}{\lambda_x} = 66.371 \quad [27]$$

При переходном режиме $2300 < Re < 10000$ Nu находим графически:

$$Nu \cdot Pr^{0.43} = 25 \quad \text{отсюда}$$

$$Nu := 25 \cdot Pr^{0.43} = 151.842 \quad [27]$$

$$\alpha_x := \frac{Nu \cdot \lambda_x}{\frac{d_{вн}}{1000}} = 8.655 \times 10^5 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \quad [27]$$

					ФЮРА.318422.001ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		28

$$\lambda_{\Gamma} := 0.384 \frac{\text{В}}{\text{м} \cdot \text{К}}$$

теплопроводность этиленгликоля при 150С

$$\mu_2 := 0.000722 \text{ Па} \cdot \text{с}$$

динамическая вязкость 54-х процентного водного раствора этиленгликоля

$$D_{\text{вн}} := 1.2 \text{ м} \quad d := 0.025 \text{ м}$$

Для расчета критерия Рейнольдса определим эквивалентный диаметр межтрубного пространства:

$$D_{\text{внмг}} := \frac{D_{\text{вн}}^2 - n \cdot d^2}{D_{\text{вн}} + n \cdot (d)} = 0.034 \text{ м}$$

Вычисляем критерий Рейнольдса для водного раствора этиленгликоля:

$$Re_{\Gamma} := \frac{\omega_{\text{мг}} \cdot D_{\text{внмг}} \cdot \rho_2}{\mu_2} = 1.297 \times 10^4$$

Критерий Прандтля для расчета критерия Нуссельта вычисляются по формуле:

$$Pr_{\Gamma} := \frac{c_2 \cdot \mu_2}{\lambda_{\Gamma}} = 4.512$$

При движении теплоносителя по межтрубному пространству при $Re < 2300$ Nu рассчитывается:

коэффициент угла атаки, для стандартизированных теплообменников $\varepsilon = 0,6$

$$Nu_{\Gamma} := 0.56 \cdot Re_{\Gamma}^{0.5} \cdot Pr_{\Gamma}^{0.36} \cdot \varepsilon = 65.833 \quad [27]$$

$$\alpha_{\Gamma} := \frac{Nu_{\Gamma} \cdot \lambda_{\Gamma}}{D_{\text{внмг}}} = 747.92 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \quad \delta_{\text{ст}} := 0.0025 \text{ м}$$

$$\lambda_{\text{ст}} := \frac{42 + 80}{2} \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}} \quad [27]$$

$$\Gamma := 2.0 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}} \quad [27]$$

$$\Gamma_X := \frac{2.0 + 2.3}{2} \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}} \quad [27]$$

Коэффициент теплопередачи уточненный:

$$K_{\text{www}} := \frac{1}{\left[\left(\frac{1}{\alpha_{\Gamma}} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \Gamma + \Gamma_X + \frac{1}{\alpha_X} \right) \cdot 0.001 \right]} = 240.884$$

					ФЮРА.318422.001ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		29

$\delta_{ст}$ - толщина стенки трубы, м

$\alpha_{г}, \alpha_{х}$ - коэффициенты теплоотдачи со стороны теплоносителей, Вт/м²*К

$\lambda_{ст}$ теплопроводность материала стенки, Вт/м*К

$\tau_{г}, \tau_{х}$ - термические сопротивления слоев загрязнений с обеих сторон стенки, м²*К/Вт

Рассчитаем необходимую площадь поверхности теплообмена с уточненным коэффициентом теплопередачи:

$$F_{расч} := \frac{Q_1}{K \cdot \Delta t_{ср}} = 536.809 \quad \text{м}^2$$

Количество тепла, необходимого для процесса нагрева нефти с 30° до 45°С:

$$Q := F \cdot K \cdot \Delta t_{ср} = 1.189 \times 10^7 \quad \text{Вт} \quad [28]$$

Сравним ориентировочную теплоту необходимую на ведения процесса нагрева и рассчитанную тепловую мощность одного сдвоенного теплообменника:

$$\Delta q := \frac{Q_2 - Q}{Q} \cdot 100 = 11.393 \quad \%$$

$$\Delta F := \frac{F_{расч} - F}{F_{расч}} \cdot 100 = 5.739 \quad \%$$

Разность между расчетной и имеющейся поверхностями теплообмена при работе одного сдвоенного теплообменника составляет 6%.

Проведем тепловой расчет теплообменника после установки ленточных завихрителей:

Для расчета принимаем минимальное значение эффективности ленточных завихрителей: увеличим в полтора раза коэффициент теплопередачи:

$$K_3 := K \cdot 1.5 = 361.326$$

Поверхность теплообмена, необходимая для процесса нагрева нефти с 30° до 45°С с применением завихрителей с учетом потерь тепла 5%:

$$F_3 := \frac{Q \cdot 1.05}{K_3 \cdot \Delta t_{ср}} = 354.2 \quad \text{м}^2 \quad [28]$$

Сравним поверхность теплообмена до установки завихрителей и после установки завихрителей:

$$\Delta F := \frac{F - F_3}{F} \cdot 100 = 30 \quad \%$$

Вывод: после установки ленточных завихрителей поверхность теплообмена, необходимого для нагрева нефти в теплообменнике с 30 до 45°С возможно сократить на 30%, то есть вместо четырех теплообменников поставить три.

					ФЮРА.318422.001ПЗ	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		30

5. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ

5.1 Гидравлический расчет трубного пространства

Гидравлический расчет аппарата проводится с целью определения потерь давления в аппарате, подбора насоса или компрессора с нужными характеристиками для прокачки теплоносителей и оптимальных режимов работы аппарата.

Принимаем диаметр штуцеров входа и выхода теплоносителей теплообменника (позиция Н1, Н2 на расчетной схеме) Ду 300 мм и производим гидравлический расчет:

$d_{шт} := 0.3 \text{ м}$ диаметр штуцера

скорость движения нефти в штуцере с расходом 1600 м³/ч

$$\omega_1 := \frac{\frac{W_1}{3600}}{\left[\frac{(\pi \cdot d_{шт}^2)}{4} \right]} = 6.288 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Гидравлическое сопротивление трубного пространства для аппарата с U-образными трубами находим по формуле:

$$\Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_{тр} + \Delta P_3 + \Delta P_4 + \Delta P_5 \quad [27]$$

где:

ΔP_1 - потеря давления при входе потока в распределительную камеру;

ΔP_2 - потеря давления при движении из камеры в трубу;

ΔP_3 - потеря давления при выходе потока из труб;

ΔP_4 - потеря давления при входе потока в штуцер;

ΔP_5 - потеря давления при повороте труб на 180 градусов;

$\Delta P_{тр}$ - потеря давления на трение в трубах.

ζ - коэффициент местных сопротивлений на соответствующем участке (табл. IV.3 в приложении [8])

ρ - плотность нефти при 20 С, кг/м³

ω - скорость жидкости на соответствующем участке, м/с;

$$\zeta_1 := 1 \quad \rho_1 := 900.75 \text{ кг/м}^3$$

потеря давления при входе потока в распределительную камеру:

$$\Delta P_1 := \frac{\zeta_1 \cdot \rho_1 \cdot \omega_1^2}{2} = 1.781 \times 10^4 \text{ Па} \quad [27]$$

потеря давления при движении из камеры в трубу:

Скорости потока на участках 2 и 3 определяют как $\omega_2 = \omega_3 = \omega_{тр}$ [27]

$$n := 476 \text{ шт} \quad d := 0.02 \text{ м}$$

					ФЮРА.318422.001ПЗ			
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата				
Разраб.		Калаганов В.Ф.			Гидравлический расчет	Лит.	Лист	Листов
Руковод.		Беляев В.М.					31	6
Консульт.						ТПУ гр. 3-2К41		
Н. контр.								
Рук-ль ООП								

$$\zeta := 1$$

$$\omega_2 := \frac{\frac{W1}{3600}}{n \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}} = 2.972 \quad \frac{\text{М}}{\text{с}}$$

$$\Delta P_2 := \frac{\zeta \cdot \rho_1 \cdot \omega_2^2}{2} = 3.978 \times 10^3 \quad \text{Па}$$

потеря давления при выходе потока из труб:

$$\zeta_3 := 1.5 \quad \omega_3 := \omega_2 \quad \frac{\text{М}}{\text{с}}$$

$$\Delta P_3 := \frac{\zeta_3 \cdot \rho_1 \cdot \omega_3^2}{2} = 5.967 \times 10^3 \quad \text{Па}$$

потеря давления при входе потока в штуцер:

$$\zeta_4 := 0.5 \quad \omega_4 := \omega_1 \quad \frac{\text{М}}{\text{с}}$$

$$\Delta P_4 := \frac{\zeta_4 \cdot \rho_1 \cdot \omega_4^2}{2} = 11.725 \quad \text{Па}$$

потеря давления при повороте труб на 180 градусов в теплообменниках типа ТУ

$$\zeta_5 := 0.5 \quad \omega_5 := \omega_2 \quad \frac{\text{М}}{\text{с}} \quad \omega_{\text{гр}} := \omega_2 \quad \frac{\text{М}}{\text{с}}$$

$$\Delta P_5 := \frac{\zeta_5 \cdot \rho_1 \cdot \omega_1^2}{2} = 3.908 \quad \text{Па}$$

потеря давления на трение в трубах:

$$\text{Re} := \frac{\omega_2 \cdot d \cdot \rho_1}{\mu_1} = 1.486 \times 10^4$$

при турбулентном движении (Re=14860):

Δ абсолютная шероховатость стенки трубы:

$\Delta=0,1$ мм для новых труб

$\Delta=0,2-0,3$ для труб после длительной эксплуатации без загрязнений и внутренней коррозии

$\Delta=0,5-0,8$ для загрязнений и корродированных труб;

$$\Delta := 0.3 \quad \text{принимается самостоятельно}$$

					ФЮРА.318422.001ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		32

$$\lambda_{\text{тр}} := 0.11 \cdot \left(\frac{10}{\text{Re}} + 1.16 \cdot \frac{\Delta}{d_{\text{вн}}} \right)^{0.25} = 0.225 \quad [27]$$

$$\Delta P_{\text{тр}} := \frac{\lambda_{\text{тр}} \cdot l \cdot \rho \cdot v_{\text{тр}}^2}{2} = 5.564 \times 10^4 \quad \text{Па} \quad [27]$$

Гидравлическое сопротивление трубного пространства теплообменника:

$$\Delta P_{\text{н}} := \Delta P1 + \Delta P2 + \Delta P_{\text{тр}} + \Delta P3 + \Delta P4 + \Delta P5 = 2.859 \times 10^5 \quad \text{Па}$$

Гидравлическое сопротивление трубного пространства теплообменника после установки ленточных завихрителей:

$$\Delta P3 := \Delta P_{\text{н}} \cdot 1.5 = 4.289 \times 10^5 \quad \text{Па}$$

5.2 Гидравлическое сопротивление межтрубного пространства:

Гидравлическое сопротивление межтрубного пространства находим по уравнению:

$$\Delta P = \Delta P6 + \left(\frac{1}{l_{\text{н}}} \right) \cdot \Delta P_{\text{мт}} + \left(\frac{1}{l_{\text{н}}} - 1 \right) \cdot \Delta P7 + \Delta P8 \quad [27]$$

где :

- потеря давления при входе потока в межтрубное пространство,
- потеря давления при огибании потоком перегородки,
- потеря давления на выходе потока из межтрубного пространства,
- потеря давления на трение в одном ходе межтрубного пространства,
- l - длина труб теплообменника, м
- $l_{\text{н}}$ - расстояние между перегородками,
- $1/l_{\text{н}}$ - число ходов в межтрубном пространстве;

$$l_{\text{н}} := 0.54 \quad \text{м} \quad l := 3 \quad \text{м}$$

Массовый и объемный расход этиленгликоля:

$$G2 = 183.903 \quad \frac{\text{кг}}{\text{с}} \quad V := \frac{G2}{\rho2} = 0.169 \quad \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

$$d_{\text{ш}2} := 0.3 \quad \text{м} \quad \rho2 = 1.085 \times 10^3 \quad \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

Рассчитаем потери давления на входе теплоносителя в теплообменник:

Диаметр условный для штуцера подачи этиленгликоля в аппарат принимаем 300 мм, рассчитаем скорость подачи этиленгликоля в аппарат через штуцер Ду 300 мм:

$$v6 := \frac{V}{\left(\frac{\pi \cdot d_{\text{ш}2}^2}{4} \right)} = 2.398 \quad \text{м/с} \quad [27]$$

					ФЮРА.318422.001ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		33

$$\zeta_6 := 1.5$$

$$\Delta P_6 := \frac{\zeta_6 \cdot \rho_2 \cdot v_6^2}{2} = 4.679 \times 10^3 \quad \text{Па} \quad [27]$$

ζ - коэффициент местных сопротивлений на соответствующем участке (табл. IV.3 в приложении [27])

ρ - плотность нефти при 20 С, кг/м³

v - скорость жидкости на соответствующем участке, м/с

Рассчитаем потери давления на трение в одном ходе межтрубного пространства:

Площадь сечения выреза в перегородке:

Представим отверстие в перегородке как два равнобедренных треугольника одинакового размера, вычислим их площадь:

$$L := 611 \quad \text{мм} \quad \text{длина основания треугольника}$$

$$h := 600 \quad \text{мм} \quad \text{высота треугольника}$$

$$S := \frac{1}{2} \cdot L \cdot h = 1.833 \times 10^5 \quad \text{мм}^2$$

Так как треугольника два, то площадь вырезов в перегородке теплообменника:

$$f_{\text{MT}} := S \cdot 2 \cdot 0.3 = 1.1 \times 10^5 \quad \text{мм}^2$$

Диаметр эквивалентный межтрубного пространства:

$$d_3 := \frac{D_{\text{H}}^2 - n \cdot d_{\text{H}}^2}{D_{\text{H}} - n \cdot d_{\text{H}}} = 25.037 \quad \text{мм}$$

Скорость движения теплоносителя:

$$v_{\text{MT}} := \frac{V}{f_{\text{MT}} \cdot 10^{-6}} = 1.541 \quad \text{м/с} \quad [27]$$

$$\text{Re}_{\text{MT}} := \frac{v_{\text{MT}} \cdot d_3 \cdot \rho_2}{\mu_2} = 1.737 \times 10^7$$

$$m := 34 \quad \text{число рядов труб}$$

при размещении труб по вершинам квадратов коэффициент трения:

$$\lambda_{\text{MT}} := \frac{5.4 + 3.4 \cdot m}{\text{Re}_{\text{MT}}^{0.28}} = 1.136 \quad [27]$$

					ФЮРА.318422.001ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		34

$$\Delta P_{MT} := \frac{\lambda_{MT} \cdot \rho_2 \cdot v_{MT}^2}{2} = 1.045 \times 10^3 \quad \text{Па} \quad [27]$$

Рассчитаем потери давления при огибании потоком перегородки:

$$\zeta_7 := 1.5 \quad v_7 := v_{MT}$$

$$\Delta P_7 := \frac{\zeta_7 \cdot \rho_2 \cdot v_7^2}{2} = 1.254 \times 10^3 \quad \text{Па}$$

Рассчитаем потери давления на выходе теплоносителя из теплообменника:

$$\zeta_8 := 1.5 \quad v_8 := v_6$$

$$\Delta P_8 := \frac{\zeta_8 \cdot \rho_2 \cdot v_8^2}{2} = 1.951 \times 10^3 \quad \text{Па} \quad [27]$$

$$\Delta P_M := \Delta P_6 + \left(\frac{1}{l_h} \right) \cdot \Delta P_{MT} + \left(\frac{1}{l_h} - 1 \right) \cdot \Delta P_7 + \Delta P_8 = 1.815 \times 10^4 \quad \text{Па}$$

Так как теплообменник сдвоенный, то для получения конечного результата потери давления в трубном и межтрубном пространстве теплообменника полученные результаты умножаются на два.

Вывод: при прокачке нефти через один теплообменник с расходом 1600 м³/ч скорость движения нефти по трубопроводу составляет 6,3 м/с, скорость подачи водного раствора этиленгликоля 2,4 м/с, скорость движения нефти по трубам теплообменника составляет 3 м/с, скорость движения теплоносителя по межтрубному пространству 0,5 м/с.

Потери давления в трубном пространстве теплообменника составляют:

2,86 кг/см² – до установки завихрителей

4,29 кг/см² – после установки завихрителей.

Потери давления в межтрубном пространстве теплообменника составляют: 0,2 кг/см².

После проведенной модернизации поток нефти для подогрева при расходе 1600 м³/ч нужно делить на две части, одна часть потока должна проходить через теплообменник, а вторая часть потока через байпас теплообменника, либо вводить в работу два теплообменника для уменьшения гидравлических потерь.

5.3 Расчет мощности на валу насоса

расход нефти:

$$W := \frac{W_1}{3600} = 0.444 \quad \text{м}^3/\text{с}$$

Напор насоса до модернизации, на потери для поддержания давления на выходе насоса и на трение в трубопроводе от насоса до теплообменника принимаем 2 кг/см²:

$$H_{n1} := \Delta P_H + 2 \cdot 101300 = 4.885 \times 10^5 \quad \text{Па}$$

Полезная мощность насоса до модернизации:

					ФЮРА.318422.001ПЗ	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		35

$$N_{\Pi} := W \cdot H_{H1} \cdot 0.001 = 217.116 \quad \text{кВт} \quad [29]$$

$$\eta := 0.8 \quad \text{КПД насоса принимаем 80\%}$$

Мощность на валу насоса до модернизации:

$$N_{В} := \frac{N_{\Pi}}{\eta} = 271.395 \quad \text{кВт}$$

Напор насоса после модернизации, на потери для поддержания давления на выходе насоса и на трение в трубопроводе от насоса до теплообменника принимаем 2 кг/см^2 :

$$H_{H2} := \Delta P_3 + 2 \cdot 101300 = 6.315 \times 10^5 \quad \text{Па}$$

Полезная мощность насоса после модернизации:

$$N_{\Pi} := W \cdot H_{H2} \cdot 0.001 = 280.652 \quad \text{кВт} \quad [29]$$

Мощность на валу насоса после модернизации:

$$N_{В} := \frac{N_{\Pi}}{\eta} = 350.815 \quad \text{кВт}$$

					ФЮРА.318422.001ПЗ	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		36

6. ВЫБОР КОНСТРУКЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ

Выбор конструкционных материалов начнем с условий эксплуатации аппарата: температура горячего теплоносителя в межтрубном пространстве максимальная 150 °С, давление 2,5 МПа, температура холодного теплоносителя 70 °С, давление 8,5 МПа.

Учитываем северный климат в котором годовые перепады температур от -60 до +30°С.

Теплообменники будут установлены в закрытом отапливаемом помещении, но будем учитывать температурные условия на случай отключения отопления, то есть погодные условия района.

Согласно пункта 6.2 ГОСТ 53677-2009 требования к основным материалам, их пределы применения, назначение, условия применения, виды испытаний должны соответствовать ГОСТ Р 52630 (раздел 5). Содержание серы и фосфора в углеродистых и низколегированных сталях по ГОСТ 5520 должно быть не более 0,025% и 0,035% соответственно, по ГОСТ 19281 - не более 0,035% и 0,030% соответственно.

Согласно таблицы №3 ПБ 03-584-03 по средней температуре воздуха наиболее холодной пятидневки, °С (-41...-60°С) выбираем марку стали 09Г2С по ГОСТ 19281-2014 для изготовления обечайки, днища, крышки, трубной решетки, перегородок.

Согласно Энциклопедии по машиностроению под редакцией К.В. Фролова сталь 09Г2С можно применять при температуре стенки от минус 70 до плюс 425 °С.

СТО ЦКТИ 10.004-2007 «Сосуды энергомашиностроения. Общие технические требования к изготовлению (с Изменением N 1)» рассматривает сталь 09Г2С как материал для изготовления корпусов, днищ, фланцев и других деталей теплообменников.

Холодный теплоноситель - нефть. Рассмотрим нефть с точки зрения коррозионной агрессивности.

Нефть даже после подготовки к транспортировке содержит такие коррозионноагрессивные элементы как фосфор, его содержание достигает 10^{-3} %, сера до 0,6%, хлористые соли до 100 мг/дм³, воду, насыщенную хлористыми солями, до 0,5%. Кроме этого для увеличения нефтеотдачи пластов в скважину закачивают реагенты, содержащие хлорорганические соединения. Содержание этих элементов в нефти во время перекачки приводит к образованию сероводорода, кислот.

Коррозионные свойства нефти определяются лабораторно (экспериментально) для каждого месторождения нефти. Главным фактором определяющим коррозионную агрессивность нефти является содержание серы и сероводорода. Рассматриваемая нефть является малосернистой (S<0,6% масс.), сероводорода менее 20ppm, поэтому отнесем данную нефть к слабоагрессивным средам. Прибавку к толщине стенки элементов теплообменника произведем из расчета скорости коррозии 0,1 мм/год.

В качестве горячего теплоносителя выбираем водный раствор этиленгликоля. Водный раствор этиленгликоля в соотношении 50/50 имеет температуру замерзания до минус 45°С, температура кипения этиленгликоля 197,5 °С.

					ФЮРА.318422.001ПЗ			
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>				
<i>Разраб.</i>		<i>Калаганов В.Ф.</i>			<i>Выбор конструкционных материалов</i>	<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Руковод.</i>		<i>Беляев В.М.</i>					37	5
<i>Консульт.</i>						ТПУ гр. 3-2К41		
<i>Рук-ль ООП</i>								

Таблица №3 Классификация сред по агрессивности

Среда	Средняя скорость разрушения поверхностного слоя, мм/год		Снижение прочности в зоне коррозии за год, %		Внешние признаки коррозии неметаллического материала
	металла	неметаллического материала	металла	неметаллического материала	
Неагрессивная	0	0,2	0	0	–
Слабоагрессивная	< 0,1	0,2-0,4	< 5	< 5	Слабое поверхностное разрушение
Среднеагрессивная	0,1-0,5	0,4-1,2	3-15	5-29	Повреждение углов или волоса-ные трещины
Очень агрессивная	> 0,5	> 1,2	> 15	> 20	Ярко выраженное разрушение (сильное растрескивание)

Двухатомный спирт, простейший представитель многоатомных спиртов. В очищенном виде представляет собой прозрачную бесцветную жидкость слегка маслянистой консистенции. Не имеет запаха и обладает сладковатым вкусом. Этиленгликоль токсичен. По степени воздействия на организм относится к веществам 3-го класса опасности. Попадание этиленгликоля или его растворов в организм человека может привести к необратимым изменениям в организме и к летальному исходу. Этиленгликоль — горючее вещество. Температура вспышки паров 120°C.

Применение водных растворов этиленгликоля вызывает электрохимическую коррозию металлов. Кроме того, во время перекачки этиленгликоль окисляется в низкомолекулярные органические кислоты, усиливающие общую коррозионную агрессивность жидкости. Чтобы уменьшить агрессивность водного раствора этиленгликоля в него добавляют ингибиторы коррозии. Не редко это смесь нескольких ингибиторов, которые дополняют друг друга, обеспечивают комплексную защиту всех деталей системы охлаждения.

Коррозионная агрессивность теплоносителя испытывается путем определения концентрации ингибитора коррозии или же непосредственным испытанием на комплекте металлических пластин, подверженных действию исследуемой жидкости в определенных условиях. Например, для жидкости Борыго такое испытание проводится на пластинах из оловяно-свинцового сплава, чугуна, алюминия, латуни и меди, погруженных в жидкость при температуре 70°C. Испытание продолжается 336 ч. Коррозионная агрессивность жидкости оценивается по изменению массы пластин.

Принимаем водный раствор этиленгликоля как среднеагрессивную среду и примем прибавку к толщине стенки элементов теплообменника с учетом скорости коррозии 0,1 мм/год. Согласно таблице 6.2 СТО ЦКТИ 10.004-2007 принимаем материал для труб сталь 20 по ГОСТ 1050-80.

Предприятием-поставщиком должны быть подтверждены качество и механические характеристики материалов соответствующими сертификатами. Сертификаты на материалы должны храниться на предприятии-изготовителе сосудов.

Низколегированная конструкционная сталь 09Г2с содержит 96-97% железа. Обозначение 09Г2с расшифровывается просто: 09 – процентное содержание углерода, буква «Г» «сигнализирует» о наличии 2% марганца, а «С» дает понять, что в стали присутствует около 1% кремния. В связи с этим, количественный состав добавок меньше, чем значение

3%, такой сплав называют низколегированным. Его удельный вес – 7,85 г/см³. Плотность 09Г2С – 7850 кг/м³.

Химический состав в % материала 09Г2С

C	Si	Mn	Ni	S	P	Cr	V	N	Cu	As
до 0.12	0.5 - 0.8	1.3 - 1.7	до 0.3	до 0.035	до 0.03	до 0.3	до 0.12	до 0.008	до 0.3	до 0.08

Таблица №4 Химический состав стали 09Г2С

Температура критических точек материала 09Г2С

$A_{c1} = 725$, $A_{c3}(A_{cm}) = 860$, $A_{r3}(A_{rcm}) = 780$, $A_{r1} = 625$

Технологические свойства материала 09Г2С

Свариваемость:	без ограничений.
Флокеночувствительность:	не чувствительна.
Склонность к отпускной хрупкости:	не склонна.

Механические свойства при T=20°C материала 09Г2С

Сортамент	Размер	Напр.	σ_B	σ_T	δ_5	ψ	KCU	Термообр.
-	мм	-	МПа	МПа	%	%	кДж / м ²	-
Лист, ГОСТ 5520-79			430-490	265-345	21		590-640	
Трубы, ГОСТ 10705-80			490	343	20			
Сорт, Класс прочности 265, ГОСТ 19281-2014	до 250		430	265	21			

Таблица №5 Механические свойства стали 09Г2С

Среди конструкционных сплавов сталь 09Г2С, является наиболее подходящей для использования при сварочных работах. Марка стали 09Г2С по ГОСТ 19281-2014 отвечает требованиям, устанавливаемым к ответственным конструкциям в химической и нефтяной промышленности, в отраслях судостроения и строительства.

Широкое применение марки стали 09Г2С обусловлено не только низким содержанием дополнительных элементов, но и следующими факторами: во-первых, это стабильность свойств, сохраняющаяся в обширном диапазоне температур, что позволяет применять сталь как на Крайнем Севере, так и при положительных температурах до 400 градусов по Цельсию; во-вторых, предел текучести 09Г2С в зависимости от геометрических размеров образца может составлять до 340 МПа. Такое значение предела говорит о хорошей прочностной характеристике металла. Кроме этого, сплав не подвержен отпускной хрупкости и нечувствителен к дефектам, возникающим при отливке; в-третьих, листы из стали 09Г2С довольно гибкие, что делает крайне востребованным их использование во многих отраслях промышленности. Отдельно стоит сказать про безупречную свариваемость этой марки стали. После сварки зернистость образца остаётся постоянной, а пластичность не уменьшается. Из-за незначительного содержания углерода в сплаве, сварка не провоцирует перегрев или закалку. Это значительно упрощает процесс сварки, а использование практически любых электродов, определённых для сталей с низким содержанием углерода и добавок, ещё и удешевляет производство. При сварке тонких листов кромки допускается не разделять. При сварке многослойных образцов, чтобы не допускать перегрева, можно использовать незначительную силу тока на миллиметр электрода. Для повышения прочности

шва и исключения в нём напряжений образцы рекомендуют закаливать с последующим воздушным охлаждением (или охлаждением в горячей воде). После такой термической обработки предел прочности и сопротивление износу увеличивается, и характеристики образцов становятся аналогичными более дорогим маркам. Эти технические особенности позволяют изготавливать тонкостенные детали, что очень важно для конструкций, к которым требования по безопасности и прочности элементов очень велики, с одновременными требованиями по снижению их массы.

Цена листовой стали 09Г2С 45 рублей за килограмм.

Химический состав в % материала 20

C	Si	Mn	Ni	S	P	Cr	Cu	As
0.17 - 0.24	0.17 - 0.37	0.35 - 0.65	до 0.3	до 0.04	до 0.035	до 0.25	до 0.3	до 0.08

Таблица №6 Химический состав стали 20

Используется металл в машиностроительной отрасли благодаря высоким техническим характеристикам. Из него производят валы, трубы, подшипники скольжения и т.д.

После нормализации или без термообработки применяется для изготовления деталей, работающих при температуре от -40 до 450 °С под давлением.

Расшифровка ст20 позволяет получить информацию:

сталь углеродистая обычного качества – ст.;

номер состава – 20.

Углерод используется для повышения прочности и твердости сплава, но он негативно сказывается на пластичности. Кремний предназначен для связывания и выведения частиц водорода, кислорода и азота из нержавеющей стали СТ20. Это положительно влияет на уменьшение пористости и количество раковин, но отрицательно действует на прочность.

Марганец является раскислителем, используется в тех же целях, что и кремний. Он способен снизить количество свободной серы. Качество поверхности металла при добавлении марганца улучшается, снижается риск трещинообразования при термообработке, в том числе сварке и ковке.

Легирующие компоненты (Ni, Cr, Cu) улучшают эксплуатационные и антикоррозионные свойства. P и S в металле присутствуют в виде примесей, они повышают хрупкость, уменьшают вязкость и устойчивость к динамическим воздействиям.

Сталь 20 является пластичной, но твердой и прочной. Она способна воспринимать нагрузку в 2,5 раза меньше, чем стандартная нержавейка. При этом она устойчива к динамическим воздействиям, что обусловлено высокой вязкостью материала. При работе со знакопеременными нагрузками прочность ее снижается. Для улучшения данных показателей предусматривается термообработка и мехобработка (наклеп, прокатка, нормализация, отжиг).

Сплав характеризуется высокой технологичностью, его можно обрабатывать с помощью давления и резки, штамповки любым способом. При этом на поверхности не образуются трещины. Для проведения сварочных работ не требуется нагрев элемента и термообработка. Шов характеризуется высоким качеством, прочность его в некоторых случаях аналогична показателю металла.

Температура критических точек материала 20

$A_{c1} = 724, A_{c3}(A_{cm}) = 845, A_{r3}(A_{rcm}) = 815, A_{r1} = 682$

Технологические свойства материала 20

Свариваемость:	без ограничений.
Флокеночувствительность:	не чувствительна.
Склонность к отпускной хрупкости:	не склонна.

Механические свойства при T=20°C материала 20

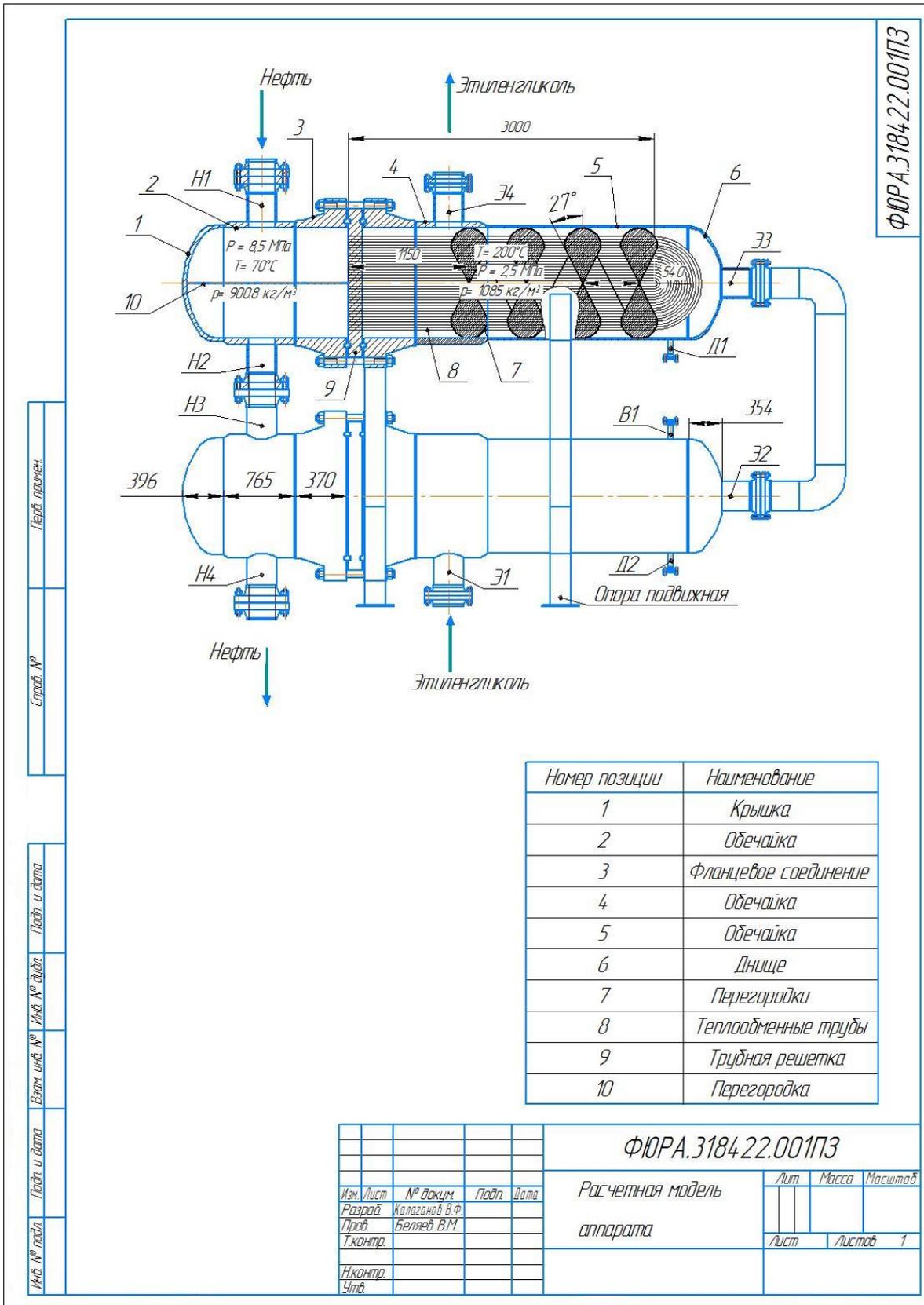
Сортамент	Размер	Напр.	σ_B	σ_T	δ_5	ψ	КСУ	Термообр.
-	мм	-	МПа	МПа	%	%	кДж / м ²	-
Лист термообработ., ГОСТ 4041-71	4 - 14		340-490		28			
Трубы горячедеформир., ГОСТ 550-75			431	255	22	50	780	
Трубы, ГОСТ 8731-87			412	245	21			
Трубы, ГОСТ 10705-80			372	225	22			
Прокат, ГОСТ 1050-88	до 80		410	245	25	55		Нормализация
Прокат нагартован., ГОСТ 1050-88			490		7	40		
Прокат отожжен., ГОСТ 1050-88			390		21	50		
Лента отожжен., ГОСТ 2284-79			310-540		18			
Лента нагартован., ГОСТ 2284-79			490-830					

Таблица №7 Механические свойства стали 20

Нержавеющая сталь 20 принадлежит к цементируемым металлам, при этом происходит локализация углерода на поверхности. Для этого осуществляется нагрев в среде CO₂, в результате твердость поверхностного слоя увеличивается. Это положительно сказывается на длительности безотказной службы конструкции при изменяющихся направлении нагрузках.

Цена труб бесшовных горячедеформированных из стали 20 45 рублей за 1 кг.

Рисунок №4 Расчетная модель аппарата



ФЮРА.318422.001ПЗ				
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
Разраб.		Калаганов В.Ф.		
Руковод.		Беляев В.М.		
Консульт.				
Н. контр.				
Рук-ль ООП				
Механический расчет			Лит.	Лист
				42
				64
ТПУ гр. 3-2К41				

7. МЕХАНИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННИКА

Рассчитаем на прочность цилиндрическую обечайку теплообменника (позиция № 5 на расчетной схеме) в соответствии с ГОСТ 34233.2-2017

Материал для обечайки принимаем сталь 09Г2С, температура расчетная 200 °С, давление расчетное 2,5 МПа.

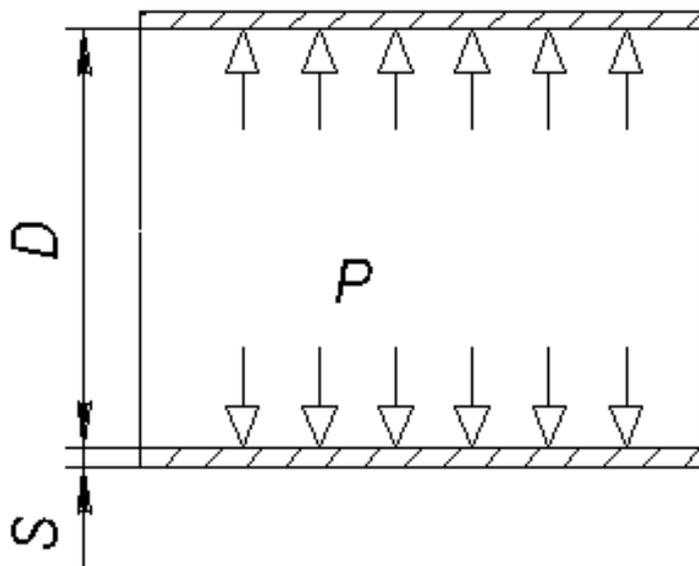


Рисунок №6 Расчетная схема обечайки

Цилиндрическая часть теплообменника представляет собой тонкостенный цилиндр, исполнительную толщину стенки которого определяют:

- $P_p := 2.5 \text{ МПа}$ расчетное давление обечайки
 $D_{вн} := 1200 \text{ мм}$ внутренний диаметр обечайки
 $\sigma_{доп} := 165 \text{ МПа}$ допускаемое напряжение для стали 09Г2С при расчетной температуре 200С согласно приложения А1 ГОСТ 34233.1-2017
 $\phi_1 := 1$ коэффициент прочности продольного сварного шва выполненного автоматической сваркой
 $\sigma_{20} := 196 \text{ МПа}$ $\sigma_t := 165 \text{ МПа}$

Давление пробное гидравлического испытания:

$$P_{пр} := 1.25 \cdot P_p \cdot \frac{\sigma_{20}}{\sigma_t} = 3.712 \text{ МПа} \quad [23]$$

толщина стенки обечайки для расчетного давления:

$$s_{p1} := \frac{P_p \cdot D_{вн}}{2 \sigma_{доп} \cdot \phi_1 - P_p} = 9.16 \text{ мм}$$

					ФЮРА.318422.001ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		43

толщина стенки обечайки для пробного давления:

$$s_{\text{пр}} := \frac{P_{\text{пр}} \cdot D_{\text{вн}}}{2 \cdot \sigma_{\text{доп}} \cdot \varphi_1 - P_{\text{пр}}} = 13.602 \text{ мм}$$

$$s_{\text{п1}} := \max(s_{\text{п1}}, s_{\text{пр}}) = 13.602 \text{ мм}$$

$s_{\text{п1}} := 14 \text{ мм}$ округляем результат в большую сторону до значения сортамента;

Сумма прибавок к расчетной толщине стенки:

$c_{\text{кк}} := 3 \text{ мм}$ прибавка для компенсации коррозии - 3 мм из расчета на коррозию по 0,1 мм в год

Допускаемое внутреннее избыточное давление рассчитаем по формуле:

$$p_{\text{доп}} := \frac{2 \cdot \sigma_{\text{доп}} \cdot \varphi_1 \cdot (s_1 - c)}{D_{\text{вн}} + (s_1 - c)} = 3.806 \text{ МПа} \quad [2]$$

Вывод : устанавливаем толщину стенки обечайки 18 мм.

$U_{s1} := \begin{cases} \text{"Условие применимости формул выполняется"} & \text{if } \frac{s_1 - c}{D_{\text{вн}}} \leq 0.1 \\ \text{"Условие применимости формул НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$
 $U_{s1} = \text{"Условие применимости формул выполняется"}$

$U_{s1} := \begin{cases} \text{"Условие выполняется"} & \text{if } s_1 \geq s_{\text{п1}} + c \\ \text{"Условие НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$
 $U_{s1} = \text{"Условие выполняется"}$

Произведем расчет на необходимость укрепления отверстий для штуцеров:

На данной обечайке врежем два штуцера диаметром 50 мм (позиция № В1 и Д2 на расчетной схеме) для дренажа теплоносителя и спуска воздуха с верхней точки теплообменника, произведем расчет укрепления отверстий при действии давления. В качестве штуцера применим трубу диаметром наружным 57 мм с толщиной стенки 3,5 мм, длиной 250мм.

$d_{\text{нш}} := 57 \text{ мм}$ наружный диаметр штуцера
 $s_{\text{ш}} := 3.5 \text{ мм}$ исполнительная толщина стенки штуцера
 $d_{\text{ш}} := d_{\text{нш}} - 2 \cdot s_{\text{ш}} = 50 \text{ мм}$ внутренний диаметр штуцера

Расчетные диаметры укрепляемых элементов для цилиндрической обечайки вычисляются:

$$D_{\text{р}} := D_{\text{вн}} = 1.2 \times 10^3 \text{ мм} \quad [3]$$

Расчетный диаметр отверстия в стенке цилиндрической обечайки вычисляют по формуле:

$$c_s := 3 \quad \text{мм} \quad \text{сумма прибавок к расчетной толщине стенки штуцера}$$

$$d_p := d + 2c_s = 56 \text{ мм} \quad [3]$$

Расположенные рядом отверстия считаются одиночными, если не оказывают друг на друга влияния, что возможно, когда минимальное расстояние между наружными поверхностями соответствующих штуцеров удовлетворяет условию:

$$b = \sqrt{D_{p1} \cdot (s - c)} + \sqrt{D_{p2} \cdot (s - c)} \quad [3]$$

где :

b - минимальное расстояние между наружными поверхностями двух соседних штуцеров, измеряемое по поверхности укрепляемого элемента, мм

D_{p1}, D_{p2} - расчетные внутренние диаметры укрепляемых элементов, мм

s - толщина стенки обечайки, мм

c - сумма прибавок к расчетной толщине стенки обечайки;

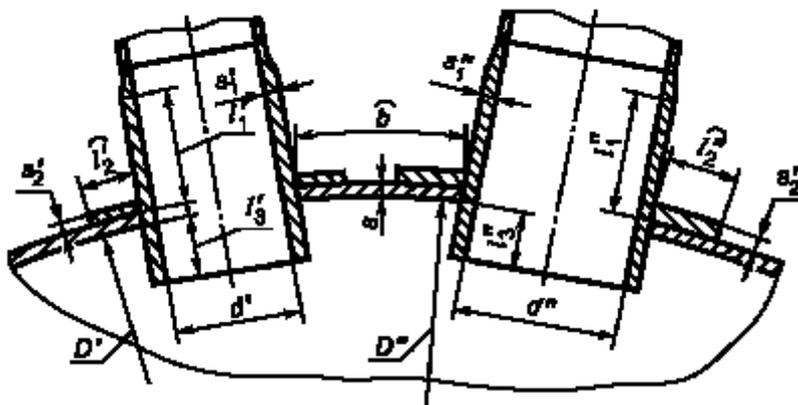


Рисунок №7 Расчетная схема укрепления отверстий в цилиндрической обечайке

$$D_{p1} := 1200 \text{ мм} \quad D_{p2} := 1200 \text{ мм} \quad s := 18 \text{ мм} \quad c := 3 \text{ мм}$$

$$b := \sqrt{D_{p1} \cdot (s - c)} + \sqrt{D_{p2} \cdot (s - c)} = 268.328 \text{ мм} \quad [3]$$

Расстояние между двумя диаметрально расположенными штуцерами диаметром 57 мм:

$$b_{шт} := \frac{\pi D_{вн}}{2} - d_{шт} = 1.828 \times 10^3 \text{ мм}$$

что является больше чем 268,328 мм, поэтому отверстия в обечайке считаем одиночными.

Расчетный диаметр одиночного отверстия, не требующего дополнительного укрепления при наличии избыточной толщины стенки сосуда:

максимальный диаметр отверстия для отверстий в цилиндрической обечайках:

$$d_{\max} := D_{\text{вн}} = 1.2 \times 10^3 \text{ мм}$$

$$s_{\text{рп}} := s_{\text{р1}} \quad \text{в случае внутреннего давления}$$

$$d_0 := \min \left[\left[2 \cdot \left(\frac{s - c}{s_{\text{рп}}} - 0.8 \right) \cdot \sqrt{D_{\text{р}} \cdot (s - c)} \right], (d_{\max} + 2c_s) \right] = 72.832 \text{ мм} \quad [3]$$

d_0 - наибольший допустимый диаметр отверстия, не требующего дополнительного укрепления при наличии избыточной толщины сосуда, мм

$s_{\text{рп}}$ - расчетная толщина стенки обечайки для определения диаметра отверстия, не требующего дополнительного укрепления, мм

$D_{\text{р}}$ - расчетный внутренний диаметр укрепляемого элемента, мм

d_{\max} - максимальный диаметр отверстия, мм

c_s - сумма прибавок к расчетным величинам штуцеров, мм

Вывод: при толщине стенки обечайки 18 мм не требуется дополнительного укрепления отверстий, так как $72 > 56$

$$Us1 := \begin{cases} \text{"Условие применимости формул выполняется"} & \text{if } \frac{d_{\text{р}} - 2c_s}{D_{\text{вн}}} \leq 1 \\ \text{"Условие применимости формул НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$Us1 = \text{"Условие применимости формул выполняется"}$$

$$Us1 := \begin{cases} \text{"Условие выполняется"} & \text{if } d_0 \geq d_{\text{р}} \\ \text{"Условие НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$Us1 = \text{"Условие выполняется"}$$

7.1 Расчет теплообменника на температурные деформации

Материал кожуха выбираем сталь 09Г2С по ГОСТ 5520-79 - сталь конструкционная низколегированная для сварных конструкций.

Материал труб сталь 20 по ГОСТ 1050-88 - Сталь конструкционная углеродистая качественная.

Согласно приложению В ГОСТ 52857.1-2007 расчетные значения модуля продольной упругости для углеродистых и низколегированных сталей при 150С 1,86*105 МПа.

Согласно приложению Г ГОСТ 52857.1-2007 коэффициенты линейного расширения стали 09Г2С и ст20 в пределах температур от 20 до 200С имеют одинаковые значения, $\alpha_T = \alpha_K = 12.6 \cdot 10^{-6} \text{ 1/}^\circ\text{C}$;

$$d := 0.025 \text{ м} \quad D_{ВН} := 1.200 \text{ м} \quad s_t := 0.0025 \text{ м} \quad \alpha := 0.0000126 \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$$

$$E := 186000 \text{ МПа} \quad t_k := 200 \text{ }^\circ\text{C} \quad t_T := 70 \text{ }^\circ\text{C} \quad s_1 := 0.018 \text{ м}$$

$$d_{ВН} := d - 2 \cdot s_t = 0.02 \text{ м} \quad \Delta t := t_k - t_T = 130 \text{ }^\circ\text{C} \quad D_H := D_{ВН} + 2 \cdot s_1 \text{ м}$$

$$F_T := \frac{\pi (d^2 - d_{ВН}^2)}{4} \cdot n = 0.168 \text{ м}^2 \quad F_K := \frac{\pi (D_H^2 - D_{ВН}^2)}{4} = 0.069 \text{ м}^2$$

$$\sigma_T := \frac{\alpha \cdot \Delta t \cdot E \cdot F_K}{F_K + F_T} = 88.501 \text{ МПа} \quad \sigma_K := \frac{\alpha \cdot \Delta t \cdot E \cdot F_T}{F_K + F_T} = 216.167 \text{ МПа}$$

Условие прочности

$$\max(\sigma_T, \sigma_K) \leq |\sigma|$$

Допускаемое напряжение для стали 09Г2С согласно приложению А ГОСТ Р 52857.1-2007 при температуре 200 С 165 МПа, то есть условие прочности не выполняется, так как температурные напряжения в корпусе 216 МПа больше допускаемого напряжения 165 МПа.

$$Us1 := \begin{cases} \text{"Условие выполняется"} & \text{if } \max(\sigma_T, \sigma_K) \leq \sigma_{доп} \\ \text{"Условие НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$Us1 = \text{"Условие НЕ выполняется"}$$

Из этого следует, что выбираем тип теплообменника с U образными трубами.

					ФЮРА.318422.001ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		47

Рассчитаем на прочность эллиптическое днище теплообменника (позиция №6 на расчетной схеме) в соответствии с ГОСТ 34233.2-2017.

Давление расчетное 2,5 МПа, температура расчетная 200°С.

Материал изготовления днища принимаем сталь 09Г2С.

Расчет эллиптических днищ, нагруженных внутренним избыточным давлением, производится: вычисляем расчетную толщину стенки:

$p := 2.5$ МПа расчетное внутреннее избыточное давление

$D_{вн} := 1200$ мм внутренний диаметр днища

$H := 354$ мм высота днища

$\phi := 1$ коэффициент прочности продольного сварного шва (днище цельное)

допускаемое напряжение для стали 09Г2С-14 при температуре расчетной 200С согласно приложения А1 ГОСТ 34233.1-2017 165 МПа.

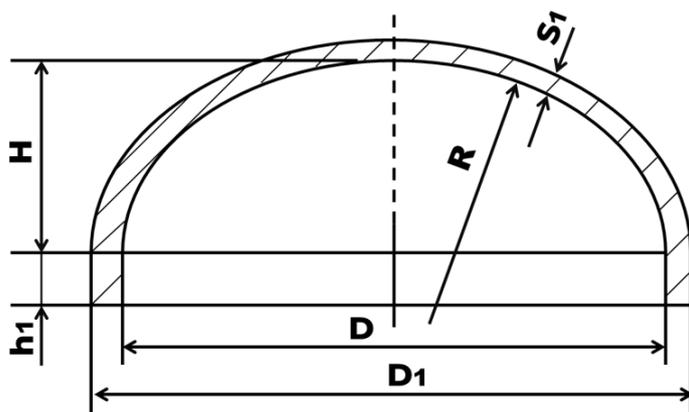


Рисунок №8 Расчетная схема днища

для эллиптических днищ радиус кривизны в вершине днища равен:

$$R_{\text{вв}} := \frac{D_{\text{вн}}^2}{4H} = 1.017 \times 10^3 \text{ мм} \quad [2]$$

Пробное давление при гидравлических испытаниях:

$$P_{\text{пр}} := 1.25 \cdot P_p \cdot \frac{\sigma_{20}}{\sigma_t} = 3.712 \text{ МПа} \quad [23]$$

Толщина стенки днища расчетная при рабочем давлении и для пробного давления испытаний:

$$s_{2p} := \frac{p \cdot R}{2\phi \cdot \sigma_{\text{доп}} - 0.5p} = 7.733 \text{ мм} \quad [2]$$

$$s_{2\text{пр}} := \frac{P_{\text{пр}} \cdot R}{2\phi \cdot \sigma_{\text{доп}} - 0.5p} = 11.483 \text{ мм}$$

$$s_{p1} := \max(s_{2p}, s_{2_{пр}}) = 11.483 \quad \text{мм}$$

округляем результат в большую сторону до сортамента

$$s_{2p} := 12 \quad \text{мм}$$

исполнительная толщина стенки днища:

$$c_{кк} := 3 \quad \text{мм} \quad \text{прибавка для компенсации коррозии, 0,1 мм в год на 30 лет}$$

$$c_{мо} := 0 \quad \text{мм} \quad \text{прибавка на минусовое отклонение от сортамента}$$

$$c_{уc} := 0 \quad \text{мм} \quad \text{прибавка на утонение стенки элемента при технологических операциях}$$

$$c := c_{кк} + c_{мо} + c_{уc} = 3 \quad \text{мм}$$

$$s_2 := s_{2p} + c = 15 \quad \text{мм} \quad [2]$$

округляем результат в большую сторону до толщины обечайки:

$$s_2 := 18 \quad \text{мм}$$

Допускаемое внутреннее избыточное давление вычисляем по формуле:

$$p_{доп} := \frac{2(s_2 - c) \cdot \sigma_{доп}}{R + 0.5 \cdot (s_2 - c)} = 4.832 \quad \text{МПа}$$

$$Us1 := \begin{cases} \text{"Условие применимости формул выполняется"} & \text{if } 0.2 \leq \frac{H}{D_{вн}} \leq 0.5 \\ \text{"Условие применимости формул НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$Us1 = \text{"Условие применимости формул выполняется"}$$

$$Us1 := \begin{cases} \text{"Условие выполняется"} & \text{if } s_2 \geq s_{2p} + c \\ \text{"Условие НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$Us1 = \text{"Условие выполняется"}$$

Вывод: при толщине стенки 18мм прочность днища обеспечена.

					ФЮРА.318422.001ПЗ	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		49

Рассчитаем необходимость укрепления отверстий на днище по ГОСТ 34233.3-2017:

На данном днище установим штуцер диаметром 300мм (позиция Э3, Э2 на расчетной схеме) для перетока горячего теплоносителя со второго блока теплообменника, проведем расчет на необходимость укрепления отверстия:

В качестве штуцера установим стальную трубу из стали 09Г2С диаметром 325 мм, с толщиной стенки 16 мм.

$$d_{ш} := 325 \text{ мм} \quad \text{наружный диаметр штуцера}$$

$$c_s := 3 \text{ мм}$$

$$s_{ш} := 12 \text{ мм}$$

Расчетные диаметры укрепляемых элементов для эллиптических днищ и крышек вычисляются по формуле:

$$D_p = \frac{D_{вн}^2}{2H} \cdot \sqrt{1 - 4 \cdot \frac{(D_{вн}^2 - 4 \cdot H^2)}{D_{вн}^4} \cdot x^2} \quad [3]$$

где :

x - расстояние от центра укрепляемого отверстия до оси эллиптического днища, мм, так как оси днища и штуцера совпадают x в расчет не принимаем;

$D_{вн}$ - диаметр днища, мм

H - высота днища, мм

$$D_p := \frac{D_{вн}^2}{2H} \cdot \sqrt{1 - 4 \cdot \frac{(D_{вн}^2 - 4 \cdot H^2)}{D_{вн}^4}} = 1.44 \times 10^5 \text{ мм}$$

Расчетный диаметр отверстия в стенке выпуклого днища:

$$d := d_{ш} - 2s_{ш} = 301 \text{ мм} \quad d - \text{внутренний диаметр штуцера, мм}$$

c_s - сумма прибавок к толщине стенки штуцера,

$$d_p := d + 2c_s = 307 \text{ мм} \quad [3]$$

Расчетный диаметр одиночного отверстия, не требующего дополнительного укрепления при наличии избыточной толщины стенки сосуда:

максимальный диаметр отверстия для отверстий в выпуклых днищах:

$$d_{\max} := 0.6 \cdot D_{вн} = 720 \text{ мм} \quad [3]$$

$$s := s_2 \text{ мм}$$

$$s_{рп} := 12 \text{ мм}$$

$$d_0 := \min \left[\left[2 \cdot \left(\frac{s-c}{s_{pp}} - 0.8 \right) \cdot \sqrt{Dp \cdot (s-c)} \right], (d_{max} + 2c_s) \right] = 726 \quad \text{мм} \quad [3]$$

где:

d_0 - наибольший допустимый диаметр отверстия, не требующего дополнительного укрепления, при наличии избыточной толщины сосуда, мм

s_{pp} - расчетная толщина стенки обечайки для определения диаметра отверстия, не требующего дополнительного укрепления, мм

Dp - расчетный внутренний диаметр укрепляемого элемента, мм

d_{max} - максимальный диаметр отверстия, мм

c_s - сумма прибавок к расчетным величинам штуцеров, мм

$$Us1 := \begin{cases} \text{"Условие применимости формул выполняется"} & \text{if } \frac{s-c}{D_{вн}} \leq 0.1 \\ \text{"Условие применимости формул НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$Us1 = \text{"Условие применимости формул выполняется"}$

$$Us1 := \begin{cases} \text{"Условие выполняется"} & \text{if } d_0 \geq dp \\ \text{"Условие НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$Us1 = \text{"Условие выполняется"}$

Вывод: при толщине стенки днища 18 мм не требуется дополнительного укрепления отверстия для штуцера диаметром 300мм, так как $d_0 > dp$

Рассчитаем на прочность эллиптическую крышку теплообменника (позиция №1 на расчетной схеме) в соответствии с ГОСТ Р 34233.2-2017

Давление расчетное 8,5 МПа, температура расчетная 70°C.

Материал изготовления днища принимаем сталь 09Г2С.

Расчет эллиптических крышек, нагруженных внутренним избыточным давлением, производится:

вычислим расчетную толщину стенки:

$P_p := 8.5$	МПа	расчетное внутреннее избыточное давление
$D := 1200$	мм	внутренний диаметр днища
$H := 396$	мм	высота днища
$\varphi_{sw} := 1$		коэффициент прочности продольного сварного шва (днище цельное)

допускаемое напряжение для стали 09Г2С до 32 мм при температуре расчетной 70С согласно приложения А1 ГОСТ Р 34233.1-2017:

					ФЮРА.318422.001ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		51

$$t1 := \begin{pmatrix} 20 \\ 100 \end{pmatrix} \quad \sigma_{pt} := \begin{pmatrix} 196 \\ 177 \end{pmatrix} \quad t_p := 70$$

$$\sigma_t := \text{Floor}(\text{linterp}(t1, \sigma_{pt}, t_p), 0.1) \quad \sigma_t = 184.1 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{доп} := \sigma_t$$

Пробное давление при гидравлических испытаниях:

$$P_{пр} := 1.25 \cdot P_p \cdot \frac{\sigma_{20}}{\sigma_t} = 11.312 \text{ МПа}$$

для эллиптических крышек радиус кривизны в вершине днища равен:

$$R := \frac{D^2}{4H} = 909.091 \text{ мм} \quad [2]$$

толщина стенки расчетная для расчетного давления:

$$s_{3p} := \frac{P_{пр} \cdot R}{2\sigma_{доп} - 0.5P_{пр}} = 21.232 \text{ мм} \quad [2]$$

толщина стенки расчетная для условий испытаний:

$$s_{3p_{пр}} := \frac{P_{пр} \cdot R}{2\sigma_{доп} - 0.5P_{пр}} = 28.365 \text{ мм}$$

$$s_{p3} := \max(s_{3p}, s_{3p_{пр}}) = 28.365 \text{ мм}$$

$$s_{3p} := 30 \text{ мм} \quad \text{округляем до большего значения сортамента}$$

исполнительная толщина стенки крышки:

$$c_{кк} := 3 \text{ мм} \quad \text{прибавка для компенсации коррозии, 0,1 мм в год на 30 лет}$$

$$c_{мо} := 0 \text{ мм} \quad \text{прибавка на минусовое отклонение от сортамента}$$

$$c_{yc} := 0 \text{ мм} \quad \text{прибавка на утонение стенки элемента при технологических операциях}$$

$$c := c_{кк} + c_{мо} + c_{yc} = 3 \text{ мм}$$

$$s_3 := s_{3p} + c = 33 \text{ мм} \quad [2]$$

Округляем до большего значения по сортаменту:

$$s_3 := 34 \text{ мм}$$

Допускаемое внутреннее избыточное давление вычисляем по формуле:

$$p_{\text{доп}} := \frac{2(s_3 - c) \cdot \sigma_{\text{доп}}}{R + 0.5 \cdot (s_2 - c)} = 12.453 \quad \text{МПа}$$

$$Us1 := \begin{cases} \text{"Условие применимости формул выполняется"} & \text{if } 0.2 \leq \frac{H}{D_{\text{вн}}} \leq 0.5 \\ \text{"Условие применимости формул НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Us1 = "Условие применимости формул выполняется"

$$Us1 := \begin{cases} \text{"Условие выполняется"} & \text{if } s_3 \geq s_{3p} + c \\ \text{"Условие НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Us1 = "Условие выполняется"

Вывод: при толщине стенки 34мм обеспечивается прочность крышки аппарата.

					ФЮРА.318422.001ПЗ	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		53

Рассчитаем на прочность цилиндрическую обечайку теплообменника (позиция №2 на расчетной схеме) в соответствии с ГОСТ 34233.2-2017.

Давление расчетное 8,5 МПа, температура расчетная 70С0. Материал изготовления обечайки принимаем сталь 09Г2С.

Цилиндрическая часть теплообменника представляет собой тонкостенный цилиндр, исполнительную толщину стенки которого определяют:

s_p расчетная толщина стенки

$P_p := 8.5$ МПа расчетное давление обечайки

$D_{вн} := 1200$ мм внутренний диаметр обечайки

Температуру расчетную для обечайки принимаем 70 С, поэтому допускаемое напряжение для стали 09Г2С принимаем при $t = 70$ С.

допускаемое напряжение для стали 09Г2С свыше 32 мм при температуре расчетной 70С согласно приложения А1 ГОСТ Р 34233.1-2017:

$$t_1 := \begin{pmatrix} 20 \\ 100 \end{pmatrix} \quad \sigma_{pt} := \begin{pmatrix} 183 \\ 160 \end{pmatrix} \quad t_p := 70 \quad \text{Таблица А1 [4]}$$

$$\sigma_t := \text{Floor}(\text{linterp}(t_1, \sigma_{pt}, t_p), 0.1) \quad \sigma_t = 168.6 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{доп} := \sigma_t$$

$\phi := 1$ коэффициент прочности продольного сварного шва выполненного автоматической сваркой

Пробное давление при гидравлических испытаниях:

$$P_{пр} := 1.25 \cdot P_p \cdot \frac{\sigma_{20}}{\sigma_t} = 12.352 \text{ МПа}$$

толщина стенки расчетная для условий испытаний:

$$s_{4P_{пр}} := \frac{P_{пр} \cdot D_{вн}}{2 \cdot \sigma_{доп} \cdot \phi - P_{пр}} = 45.093 \text{ мм}$$

$$s_{p4} := \frac{P_p \cdot D_{вн}}{2 \cdot \sigma_{доп} \cdot \phi - P_p} = 31.031 \text{ мм}$$

$$s_{p4} := \max(s_{p4}, s_{4P_{пр}}) = 45.093 \text{ мм}$$

округляем в большую сторону до сортамента по ГОСТ 19903-2015

$$s_{p4} := 46 \text{ мм}$$

					ФЮРА.318422.001ПЗ	Лист
						54
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

исполнительная толщина стенки обечайки:

$c_{\text{КК}} := 3$ мм прибавка для компенсации коррозии, 0,1 мм в год на 30 лет

$c_{\text{МО}} := 0$ мм прибавка на минусовое отклонение от сортамента

$c_{\text{УС}} := 0$ мм прибавка на утонение стенки элемента при технологических операциях

$$c := c_{\text{КК}} + c_{\text{МО}} + c_{\text{УС}} = 3 \text{ мм}$$

$$s4 := sp4 + c = 49 \text{ мм} \quad [2]$$

Принимаем толщину стенки по сортаменту:

$$s4 := 50 \text{ мм}$$

Допускаемое внутреннее избыточное давление рассчитаем по формуле:

$$p_{\text{доп}} := \frac{2 \cdot \sigma_{\text{доп}} \cdot \phi_1 \cdot (s4 - c)}{D_{\text{вн}} + (s4 - c)} = 12.709 \text{ МПа} \quad [2]$$

$$Us1 := \begin{cases} \text{"Условие применимости формул выполняется"} & \text{if } \frac{s4 - c}{D_{\text{вн}}} \leq 0.1 \\ \text{"Условие применимости формул НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Us1 = "Условие применимости формул выполняется"

$$Us1 := \begin{cases} \text{"Условие выполняется"} & \text{if } s4 \geq sp4 + c \\ \text{"Условие НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases} \quad [2]$$

Us1 = "Условие выполняется"

Вывод: при толщине стенки 50мм прочность обечайки обеспечена.

Рассчитаем обечайку (позиция №2 на расчетной схеме) на необходимость укрепления отверстий по ГОСТ 34233.3-2017:

На данной обечайке врежем два штуцера диаметром 300 мм для входа и выхода нефти (позиция Н1, Н2 на расчетной схеме), произведем расчет укрепления отверстий при действии давления. В качестве штуцера применим трубу диаметром наружным 325 мм с толщиной стенки 14 мм, материал сталь 09Г2С.

					ФЮРА.318422.001ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		55

$d_H := 325$	мм	наружный диаметр штуцера
$s_{i1} := 14$	мм	исполнительная толщина стенки штуцера
$d := d_H - 2 \cdot s_{i1} = 297$	мм	внутренний диаметр штуцера

Расчетные диаметры укрепляемых элементов для цилиндрической обечайки вычисляются:

$$D_p := D = 1.2 \times 10^3 \text{ мм} \quad \text{Расчетный диаметр отверстия в стенке} \quad [3]$$

цилиндрической обечайки вычисляют по формуле:

$$c_s := 3 \text{ мм} \quad \text{сумма прибавок к расчетной толщине стенки штуцера}$$

$$d_p := d + 2c_s = 303 \text{ мм} \quad [3]$$

Расположенные рядом отверстия считаются одиночными, если не оказывают друг на друга влияния, что возможно, когда минимальное расстояние между наружными поверхностями соответствующих штуцеров удовлетворяет условию:

$$b := \sqrt{D_{p1} \cdot (s - c)} + \sqrt{D_{p2} \cdot (s - c)} \quad [3]$$

где:

b - минимальное расстояние между наружными поверхностями двух соседних штуцеров, измеряемое по поверхности укрепляемого элемента, мм

D_{p1}, D_{p2} - расчетные внутренние диаметры укрепляемых элементов, мм

s - толщина стенки обечайки, мм

c - сумма прибавок к расчетной толщине стенки обечайки

$$D_{p1} := 1200 \text{ мм} \quad D_{p2} := 1200 \text{ мм} \quad s := s_4 \text{ мм} \quad c := 3 \text{ мм}$$

$$b := \sqrt{D_{p1} \cdot (s - c)} + \sqrt{D_{p2} \cdot (s - c)} = 474.974 \text{ мм}$$

Расстояние между двумя диаметрально расположенными штуцерами диаметром 300 мм:

$$b_{шт} := \frac{\pi D}{2} - d_p = 1.582 \times 10^3 \text{ мм}$$

что является больше чем 475 мм, поэтому отверстия в обечайке считаем одиночными.

Расчетный диаметр одиночного отверстия, не требующего дополнительного укрепления при наличии избыточной толщины стенки сосуда:

максимальный диаметр отверстия для отверстий в цилиндрических обечайках:

					ФЮРА.318422.001ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		56

$$d_{\max} := D_{\text{мм}} \quad D_p := D$$

$$s_{\text{рп}} := s_{\text{р4}} \quad \text{мм}$$

$$d_0 := \min \left[\left[2 \cdot \left(\frac{s-c}{s_{\text{рп}}} - 0.8 \right) \cdot \sqrt{D_p \cdot (s-c)} \right], (d_{\max} + 2c_s) \right] = 105.32 \quad \text{мм} \quad [3]$$

d_0 - наибольший допустимый диаметр отверстия, не требующего дополнительного укрепления, при наличии избыточной толщины сосуда, мм

$s_{\text{рп}}$ - расчетная толщина стенки обечайки для определения диаметра отверстия, не требующего дополнительного укрепления, мм

D_p - расчетный внутренний диаметр укрепляемого элемента, мм

d_{\max} - максимальный диаметр отверстия, мм

c_s - сумма прибавок к расчетным величинам штуцеров, мм

$$U_{s1} := \begin{cases} \text{"Условие применимости формул выполняется"} & \text{if } \frac{d_p - 2c_s}{D} \leq 1 \\ \text{"Условие применимости формул НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$U_{s1} = \text{"Условие применимости формул выполняется"}$

$$U_{s2} := \begin{cases} \text{"Условие выполняется"} & \text{if } d_0 \geq d_p \\ \text{"Условие НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$U_{s2} = \text{"Условие НЕ выполняется"}$

Вывод: при толщине стенки обечайки 50 мм требуется дополнительного укрепления отверстий, так как $d_0 < d_p$.

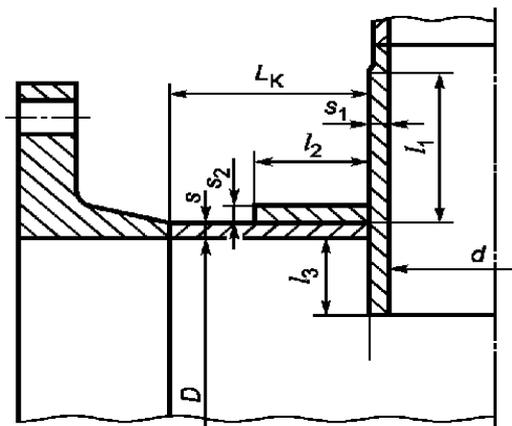


Рисунок №9 Расчетная схема укрепления отверстий для штуцера

Ширину зону укрепления вычисляем:

$$L_0 := \sqrt{Dp \cdot (s - c)} = 237.487 \quad \text{мм}$$

$$L_k := 214.5 \quad \text{мм} \quad \text{меньше чем } L_0$$

$$\varphi_1 := 1 \quad \sigma_1 := \sigma_{\text{доп}} = 168.6 \quad \text{МПа} \quad p := P_{\text{пр}}$$

Расчетная толщина стенки штуцера:

$$s_{1p} := p \cdot \left(\frac{d + 2c_s}{2 \cdot \varphi_1 \cdot \sigma_1 - p} \right) = 11.521 \quad \text{мм} \quad [3]$$

Принимаем толщину стенки штуцера расчетную 12 мм.

$$s_1 := s_{1p} + 2c_s = 18 \quad \text{мм}$$

Принимаем в качестве штуцера трубу стальную марки 09Г2С диаметром 325*18 мм, длиной 300 мм.

Укрепление отверстия произведем утолщением стенки обечайки до 70 мм на всю ширину обечайки:

$$d_0 := \min \left[\left[2 \cdot \left(\frac{s - c}{s_{\text{рп}}} - 0.8 \right) \cdot \sqrt{Dp \cdot (s - c)} \right], (d_{\text{max}} + 2c_s) \right] = 372.312 \quad \text{мм} \quad [3]$$

$$Us1 := \begin{cases} \text{"Условие выполняется"} & \text{if } d_0 \geq d_p \\ \text{"Условие НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$Us1 = \text{"Условие выполняется"}$$

Вывод: после проведения укрепления отверстия утолщением стенки обечайки до 70 мм условие $d_0 > d_p$ выполняется.

					ФЮРА.318422.001ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		58

7.2 Расчет крепления труб в трубной решетке

Расчет крепления труб к трубной решетке (позиция №8 и №9 по расчетной схеме соответственно) произведем согласно ГОСТ 55601-2013).

Данный теплообменник по ГОСТ 52630-2012 относится к сосудам 1-ой группы, так как в теплообменнике подогревается взрывоопасная жидкость - нефть, под давлением выше 0,05 МПа. Для аппаратов 1-ой группы предъявляется согласно ГОСТ 55601-2013 требования: 1-ый класс точности соединения труба-решетка, типы соединений: С2Р4, С1Р4, Р4, Р5. По таблице В.1 выбираем материал для изготовления труб - сталь 20, трубы по ГОСТ 8733. Для трубной решетки выбираем материал сталь 09Г2С по ГОСТ 5520-79. Исполнение по материалам согласно таблицы И1 ГОСТ 55601-2013 Б1(5).

Выбираем соединение труб в трубной решетке С2Р4-1 по ГОСТ 55601-2013.

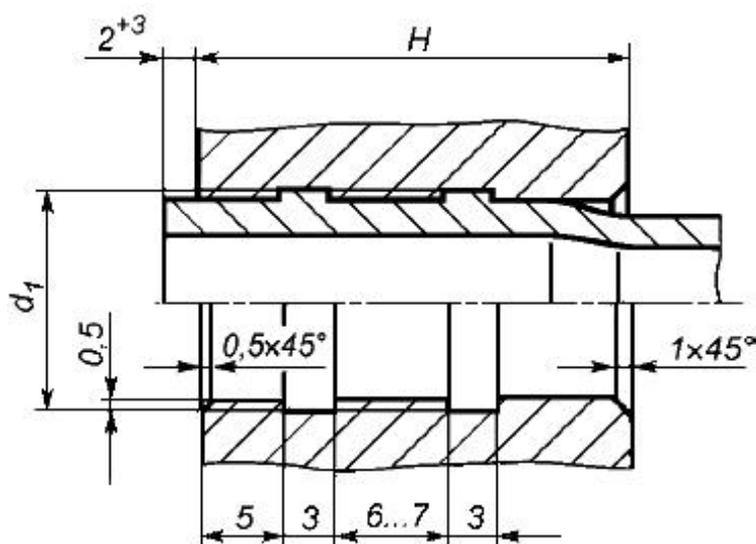


Рисунок №10 Схема вальцовочного соединения Р4

Для труб с диаметром 25 мм и толщиной стенки 2,5 мм при 1-ом классе точности соединения:
до развальцовки внутренний диаметр трубы:

номинальный 20,00 мм

наименьший 19,72 мм

после развальцовки:

средний 20,73 мм

наименьший 20,00 мм

наибольший 19,72 мм

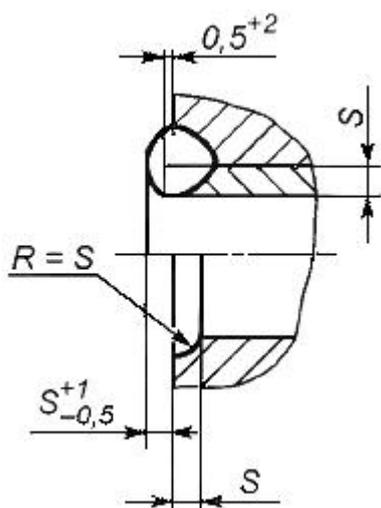


Рисунок №11 Схема сварного соединения С2

Для соединения трубной решетки, крышки и кожуха выбираем фланцевое соединение: фланцы приварные встык по ГОСТ 28759.4-90 диаметром 1200 мм Ру 16,0 МПа, материал фланца принимаем сталь 09Г2С по ГОСТ 5520-79

Давление разгерметизации вальцовочного соединения характеризуется значением гидравлического давления, вызывающее нарушение герметичности соединения при однократном гидравлическом испытании трубного или межтрубного пространства аппарата.

Наибольший и наименьший наружный предельный диаметр трубы:

$$d_{\max} := 25.10 \text{ мм} \quad d_{\min} := 24.90 \text{ мм} \quad \text{Таблица 1 [8]}$$

Наибольший и наименьший внутренний предельный диаметр трубы (см. табл. 12)

$$d_{\min} := 19.72 \text{ мм} \quad d_{\max} := 20.28 \text{ мм} \quad \text{Таблица 12 [8]}$$

Наибольшая и наименьшая толщина стенки трубы:

$$S_{\max} := \frac{d_{\max} - d_{\min}}{2} = 2.69 \text{ мм} \quad S_{\min} := \frac{d_{\min} - d_{\max}}{2} = 2.31 \text{ мм}$$

Коэффициент толстостенности трубы:

$$\beta_{\min} := \left(1 - 2 \cdot \frac{S_{\min}}{d_{\max}} \right)^{-1} = 1.226 \quad [8]$$

$$\beta_{\max} := \left(1 - 2 \cdot \frac{S_{\max}}{d_{\min}} \right)^{-1} = 1.276 \quad [8]$$

Наименьшие пределы текучести материала трубы и решетки:

$$\sigma_p := 290 \text{ МПа} \quad \sigma_m := 250 \text{ МПа}$$

Таблица Д1 [8]

Шаг расположения труб и диаметр трубных отверстий:

$$t := 32 \text{ мм} \quad d_p := 25.15 \text{ мм}$$

Таблица 3 [8]

Коэффициент толстостенности цилиндрической втулки:

$$k := 3.2 \cdot \frac{t}{d_p} - 2.2 = 1.872$$

Модули продольной упругости материала решетки и труб:

$$E_T := 2.02 \cdot 10^5 \text{ МПа} \quad E_P := 2.00 \cdot 10^5 \text{ МПа}$$

Таблица И1 [2]

Коэффициент:

$$c := \frac{1}{3} + \frac{E_T}{E_P} \cdot \left(\frac{2}{3} + \frac{1}{k^2 - 1} \right) = 1.41$$

[8]

Относительное оптимальное давление развальцовки:

$$P_1 := \min \left[1, \ln(\beta_{\min}) + \frac{\sigma_p}{\sigma_m} \cdot \ln(k), 2 \cdot \ln(\beta_{\min}) \cdot \left[1 + (\beta_{\min}^2 - 1)^{-1} \cdot c^{-1} \right] \right]$$

[8]

$$P_1 = 0.93 \text{ МПа}$$

Коэффициент, учитывающий поддерживающее влияние давления при гидроиспытании трубного пространства:

$$n := 1 + (\beta_{\max}^2 - 1)^{-1} \cdot c^{-1} = 2.131$$

[8]

$$n_T := 1$$

Наименьшее радиальное остаточное давление, возникающее после окончания развальцовки на поверхности соприкосновения труб и решетки:

$$P_{01} := \frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \sigma_m \cdot \left[\frac{P_1}{1 + (\beta_{\min}^2 - 1)^{-1} \cdot c^{-1}} - n_T \cdot \log(\beta_{\min}) \right] = 85.842 \text{ кг/см}^2$$

[8]

					ФЮРА.318422.001ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		61

$$P_{02} := \frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \sigma_m \cdot \left[\frac{P_1}{1 + (\beta_{\max}^2 - 1)^{-1} \cdot c^{-1}} - n_T \cdot \log(\beta_{\max}) \right] = 95.552 \text{ кг/см}^2$$

Принимаем меньшее из двух значений:

$$P_0 := \min(P_{01}, P_{02}) = 85.842 \text{ кг/см}^2$$

Коэффициент класса точности соединений труб с трубными решетками:

для 1-го класса точности соединений

$$K_K := 0.9$$

Гарантированное давление разгерметизации P определяется при испытаниях межтрубного пространства:

$$P := P_0 \cdot K_K = 77.258 \text{ кг/см}^2 \quad [8]$$

Гарантированное давление разгерметизации при испытаниях трубного пространства кожухотрубчатого теплообменника:

$$P := n \cdot (P_0 \cdot K_K) = 164.606 \text{ кг/см}^2 \quad [8]$$

Условие, при котором развальцовка обеспечивает заданную герметичность соединения труб с трубной решеткой при гидроиспытаниях:

$$P \geq 1.25 \cdot P_y \quad [8]$$

Давление испытаний для трубного и межтрубного пространства:

$$P_{pT} := 85 \text{ кг/см}^2 \quad \sigma_{20} := 196 \text{ МПа} \quad \sigma_t := 184.1 \text{ МПа}$$

$$P_{итT} := 1.25 \cdot P_{pT} \cdot \frac{\sigma_{20}}{\sigma_t} = 113.118 \text{ кг/см}^2 \quad \text{меньше чем } P = 164,6 \text{ кг/см}^2$$

$$P_{pMT} := 25 \text{ кг/см}^2 \quad \sigma_t := 165 \text{ МПа}$$

$$P_{итMT} := 1.25 \cdot P_{pMT} \cdot \frac{\sigma_{20}}{\sigma_t} = 37.121 \text{ кг/см}^2 \quad \text{меньше чем } P = 77,3 \text{ кг/см}^2$$

Вывод: условие, при котором развальцовка обеспечивает заданную герметичность соединения труб с трубной решеткой при гидроиспытаниях выполняется.

Длину развальцовки принимаем с учетом фаски для сварного соединения С2 2,5 мм.

Допускается развальцовывать трубы на всю толщину трубной решетки, не доходя до тыльной плоскости трубной решетки на расстояние 2-5 мм.

$$l := 37 \text{ мм}$$

					ФЮРА.318422.001ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		62

$$f := 0.3$$

коэффициент трения при опрессовке

Гарантированная прочность вальцовочного соединения:

$$F := \pi \cdot d_p \cdot l \cdot f \cdot P_0 = 7.529 \times 10^4 \quad \text{Н} \quad [8]$$

Условие прочности, при котором развальцовка обеспечивает заданную прочность соединения с трубной решеткой, определяется по формуле:

$$F \geq N_T \quad [8]$$

N_T - осевое усилие в трубе, рассчитываемое по ГОСТ 34233.7-2017

Расчет труб на прочность. Расчет крепления труб в решетке.

Для аппаратов с перегородками:

$$l_{1R} := 1150 \quad \text{мм} \quad \text{максимальный пролет трубы между решеткой и перегородкой}$$

$$l_{2R} := 540 \quad \text{мм} \quad \text{максимальный пролет трубы между перегородками}$$

Расчетная длина труб при продольном изгибе:

$$l_R := \max(l_{2R}, 0.7 \cdot l_{1R}) = 805 \quad \text{мм} \quad [7]$$

Коэффициент условий работы при расчете труб на устойчивость:

$$K_T := 1.3 \quad \text{для рабочих условий}$$

$$d_T := 25 \quad \text{мм}$$

$$s_T := 2.5 \quad \text{мм} \quad \text{толщина стенки трубы}$$

допускаемое напряжение для материала труб (ст20) при расчетной температуре 70С

$$t1 := \begin{pmatrix} 20 \\ 100 \end{pmatrix} \quad \sigma_{pT} := \begin{pmatrix} 147 \\ 142 \end{pmatrix} \quad t_p := 70 \quad \text{Таблица A1 [1]}$$

$$\sigma_T := \text{Floor}(\text{interp}(t1, \sigma_{pT}, t_p), 0.1) \quad \sigma_T = 143.8 \quad \text{МПа}$$

модуль продольной упругости материала труб:

$$t1 := \begin{pmatrix} 20 \\ 100 \end{pmatrix} \quad E_{pT} := \begin{pmatrix} 1.99 \cdot 10^5 \\ 1.91 \cdot 10^5 \end{pmatrix} \quad t_p := 70 \quad \text{Таблица B1 [1]}$$

$$E_T := \text{Floor}(\text{interp}(t1, E_{pT}, t_p), 0.01) \quad E_T = 1.94 \times 10^5 \quad \text{МПа}$$

					ФЮРА.318422.001ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		63

$$\lambda := K_T \cdot \sqrt{\frac{\sigma_T}{E_T}} \cdot \frac{l_R}{(d_T - s_T)} = 1.09 \quad [7]$$

$\varphi_T := 0.7$ коэффициент уменьшения допускаемого напряжения при продольном изгибе, определяем по рис.№11 ГОСТ 34233.7-2017

$a := 600$ мм внутренний радиус кожуха

a_1 - расстояние от оси кожуха до наиболее удаленной трубы, мм

$a_1 := 577$ мм

число труб: $i := 476$ шт

расчетное давление в трубном пространстве: $p_T := 8.5$ МПа

расчетное давление в межтрубном пространстве: $p_M := 2.5$ МПа

коэффициенты влияния давления на трубную решетку со стороны межтрубного и трубного пространства

η_M, η_T

Q_a - перерезывающая сила, распределенная по периметру перфорированной зоны решетки, Н/мм

Φ_1, Φ_2 - коэффициент учитывающие поддерживающее влияние труб

β - коэффициент системы решетка-трубы

$$\eta_M := 1 - \frac{i \cdot d_T^2}{4 \cdot a_1^2} = 0.777 \quad [7]$$

$$\eta_T := 1 - \frac{i \cdot (d_T - 2 \cdot s_T)^2}{4 \cdot a_1^2} = 0.857 \quad [7]$$

При $\omega=2.4$:

$\Phi_1 := 3.58$ $\Phi_2 := 2.16$ $\Phi_3 := 3.76$ Таблица 1 [7]

$s_p := 160$ мм толщина трубной решетки

половина длины труб теплообменника:

$$l := \frac{3000}{2} = 1.5 \times 10^3 \text{ мм}$$

модуль упругости основания (системы труб) вычисляются по формуле:

					ФЮРА.318422.001ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		64

$$K_y := \frac{E_T \cdot (\eta_T - \eta_M)}{1} = 10.401 \quad [7]$$

коэффициент жесткости перфорированной плиты

$$\psi_0 := 0.68 \quad \text{Таблица Б1 [7]}$$

модуль продольной упругости материала решетки (09Г2С):

$$E_p := E_T \quad \text{Таблица В1 [1]}$$

$$\beta := \frac{1.82}{sp} \cdot \sqrt[4]{\frac{K_y \cdot sp}{\psi_0 \cdot E_p}} = 3.812 \times 10^{-3} \quad 1/\text{мм} \quad [7]$$

$$s1 := 70 \text{ мм} \quad \text{толщина стенки кожуха в месте соединения с фланцем, мм}$$

$$s2 := 70 \text{ мм} \quad \text{толщина стенки камеры в месте соединения с фланцем, мм}$$

Коэффициент системы кожух-решетка

$$\beta_1 := \frac{1.3}{\sqrt{a \cdot s1}} = 6.343 \times 10^{-3} \quad 1/\text{мм} \quad [7]$$

Коэффициент системы обечайка-фланец камеры

$$\beta_2 := \frac{1.3}{\sqrt{a \cdot s2}} = 6.343 \times 10^{-3} \quad 1/\text{мм} \quad [7]$$

Толщина тарелки фланца кожуха, фланца камеры:

$$h1 := 238 \text{ мм} \quad h2 := 238 \text{ мм}$$

Коэффициенты влияния на изгиб 1-го, 2-го фланца, мм²

$$m1 := \frac{1 + \beta_1 \cdot h1}{2 \cdot \beta_1^2} = 3.119 \times 10^4 \quad [7]$$

$$m2 := \frac{1 + \beta_2 \cdot h2}{2 \cdot \beta_2^2} = 3.119 \times 10^4 \quad [7]$$

модуль продольной упругости материала фланца кожуха:

$$E1 := E_p \quad E_k := E_p \quad E_D := E_p \quad E2 := E_D$$

Размеры фланца (рисунок №10)

$$D = 1200 \text{ мм} \quad D2 = 1695 \text{ мм} \quad D4 = 1603 \text{ мм} \quad D7 = 1532 \text{ мм} \quad H = 545 \text{ мм}$$

$$D1 = 1840 \text{ мм} \quad D3 = 1350 \text{ мм} \quad D6 = 1366 \text{ мм} \quad b = 238 \text{ мм} \quad h = 25 \text{ мм}$$

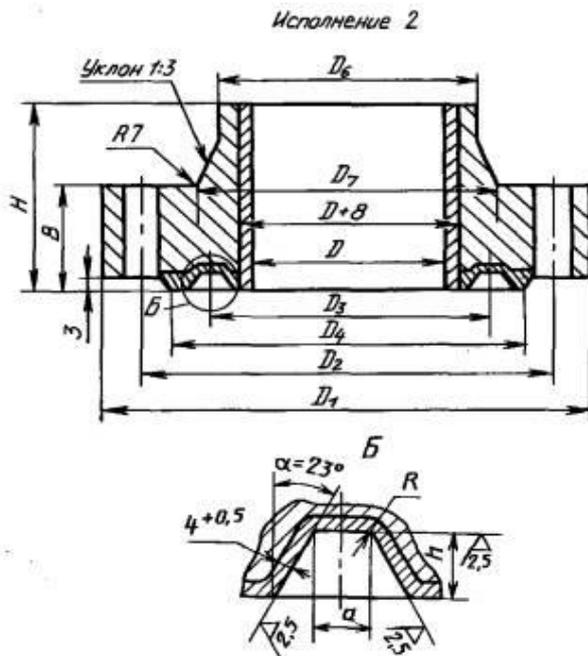


Рисунок №12 Расчетная схема фланцев

Ширина тарелки фланца кожуха:

$$b1 := D1 - D = 640 \text{ мм} \quad b2 := b1$$

Радиус центра тяжести тарелки фланца:

$$R1 := \frac{D + D}{4} = 600 \text{ мм}$$

коэффициент жесткости втулки фланца кожуха при изгибе, Н*мм

$$K1 := \frac{\beta1 \cdot a \cdot E_k \cdot s1^3}{5.5 \cdot R1} = 7.675 \times 10^7 \quad \text{Н} \cdot \text{мм} \quad [7]$$

$$K2 := \frac{\beta2 \cdot a \cdot E_D \cdot s1^3}{5.5 \cdot R1} = 7.675 \times 10^7 \quad \text{Н} \cdot \text{мм} \quad [7]$$

Коэффициент жесткости фланцевого соединения при изгибе, Н*мм:

$$K\phi1 := \frac{E1 \cdot h1^3 \cdot b1}{12 \cdot R1^2} + K1 \cdot \left(1 + \frac{\beta1 \cdot h1}{2}\right) = 5.221 \times 10^8 \quad \text{Н} \cdot \text{мм} \quad [7]$$

$$K\phi2 := \frac{E2 \cdot h2^3 \cdot b2}{12 \cdot R1^2} + K2 \cdot \left(1 + \frac{\beta2 \cdot h2}{2}\right) = 5.221 \times 10^8 \quad \text{Н} \cdot \text{мм} \quad [7]$$

$$K\phi := K\phi1 + K\phi2 = 1.044 \times 10^9 \quad \text{Н} \cdot \text{мм} \quad [7]$$

Приведенное давление на фланцы:

$$p_1 := \frac{K_y}{\beta \cdot K_{\Phi}} \cdot (m_2 \cdot p_T - m_1 \cdot p_M) = 0.489 \quad \text{МПа} \quad [7]$$

Относительная характеристика беструбного края решетки:

$$m_n := \frac{a}{a_1} = 1.04 \quad [7]$$

Значения T1, T2, T3 определяем:

$$\omega := \beta \cdot a = 2.287 \quad [7]$$

$$t := 1 + 1.4 \cdot \omega \cdot (m_n - 1) = 1.128 \quad [7]$$

$$T_1 := \Phi_1 \cdot [m_n + 0.5 \cdot (1 + m_n \cdot t) \cdot (t - 1)] = 4.219 \quad [7]$$

$$T_2 := \Phi_2 \cdot t = 2.436 \quad T_3 := \Phi_3 \cdot m_n = 3.91 \quad [7]$$

Приведенное отношение жесткости труб к жесткости фланцевого соединения:

$$\rho_1 := \frac{K_y \cdot a \cdot a_1}{\beta^2 \cdot K_{\Phi} \cdot R_1} = 0.395 \quad [7]$$

Коэффициент линейного расширения материала кожуха:

$$\alpha_k := 12.6 \cdot 10^{-6} \quad 1/^\circ\text{C} \quad \text{Таблица Г.1 [1]}$$

Средняя температура стенки кожуха:

$$t_k := \frac{200 + 70}{2} = 135 \quad ^\circ\text{C} \quad t_0 := 20 \quad ^\circ\text{C}$$

$$\alpha_T := \alpha_k \quad \text{Таблица Г.1 [1]}$$

Температура труб:

$$t_T := 70 \quad ^\circ\text{C}$$

Коэффициент влияния давления на продольную деформацию труб:

$$m_{cp} := 0.15 \cdot \frac{i \cdot (d_T - s_T)^2}{a_1^2} = 0.109 \quad [7]$$

Приведенное отношение жесткости труб к жесткости кожуха:

$$s_k := 70 \quad \text{мм} \quad \text{толщина стенки кожуха}$$

$$\rho := \frac{K_y \cdot a_1 \cdot l}{E_k \cdot s_k} = 0.663 \quad [7]$$

Коэффициент изменения жесткости системы трубы-кожух:

$$K_q := 0$$

Коэффициент изменения жесткости системы трубы-кожух при действии давления:

$$K_p := 0$$

Приведенное давление:

$$p_0 := \alpha_k \cdot (t_k - t_0) - \alpha_T \cdot (t_T - t_0) \cdot K_y \cdot l \dots \\ + \left[\eta_T - 1 + m_{cp} + m_n \cdot (m_n + 0.5 \cdot \rho \cdot K_q) \right] \cdot p_T - \left[\eta_M - 1 + m_{cp} + m_n \cdot (m_n + 0.3 \cdot \rho \cdot K_p) \right] \cdot p_M$$

$$p_0 = -3.345 \text{ МПа}$$

Изгибающий момент и перерезывающую силу, распределенную по краю трубной решетки, вычисляются по формулам:

$$M_{\Pi} := \left(\frac{a_1}{\beta} \right) \cdot \frac{p_1 \cdot (T_1 + \rho \cdot K_q) - p_0 \cdot T_2}{(T_1 + \rho \cdot K_q) \cdot (T_3 + \rho_1) - T_2^2} = 1.263 \times 10^5 \quad \frac{\text{Н} \cdot \text{мм}}{\text{мм}} \quad [7]$$

$$Q_{\Pi} := a_1 \cdot \frac{p_0 \cdot (T_3 + \rho_1) - p_1 \cdot T_2}{(T_1 + \rho \cdot K_q) \cdot (T_3 + \rho_1) - T_2^2} = -735.561 \quad \text{Н} \cdot \text{мм} \quad [7]$$

Изгибающий момент и перерезывающие силы, распределенные по периметру перфорированной зоны решетки:

$$M_a := M_{\Pi} + (a - a_1) \cdot Q_{\Pi} = 1.094 \times 10^5 \quad \frac{\text{Н} \cdot \text{мм}}{\text{мм}} \quad [7]$$

$$Q_a := m_n \cdot Q_{\Pi} = 648.001 \quad \text{Н} \cdot \text{мм} \quad [7]$$

Осевую силу находим:

$$N_T := \frac{\pi \cdot a_1}{i} \cdot \left[(\eta_T \cdot p_T - \eta_M \cdot p_M) \cdot a_1 + \Phi_1 \cdot Q_a + \Phi_2 \cdot \beta \cdot M_a \right] = 4.744 \times 10^3 \quad \text{Н} \quad [7]$$

Условие прочности при котором развальцовка обеспечивает заданную прочность соединения с трубной решеткой определяется по формуле:

$$F \geq N_T \quad [8]$$

$$F = 7.529 \times 10^4 \quad \text{Н} \quad \text{больше} \quad N_T = 4.744 \times 10^3 \quad \text{Н}$$

Вывод: условие прочности при котором развальцовка обеспечивает заданную прочность соединения с трубной решеткой выполняется.

					ФЮРА.318422.001ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		68

Произведем расчет трубной решетки теплообменника (позиция №9 по расчетной схеме) на прочность по ГОСТ 34233.7-2017

$d_0 := 25.15$ мм диаметр отверстия в решетке
 $s_t := 2.5$ мм толщина стенки трубы
 $t_p := 32$ мм шаг расположения труб в решетке
 $p_p := 8.5$ МПа расчетное давление
 $\sigma_p := 165$ МПа

Согласно приложения Б.2 ГОСТ 34233.7-2017:

эффективный диаметр отверстия в решетке, мм:

$$d_E := d_0 - 2 \cdot s_t = 20.15 \quad \text{мм}$$

эффективный коэффициент ослабления

$$\varphi_E := 1 - \frac{d_E}{t_p} = 0.37$$

расчетный диаметр прокладки, мм, ГОСТ 28759.8-90

$$D_{сп} := 1350 \quad \text{мм}$$

расчетная толщина трубной решетки, мм

$$s_{pp} := \frac{D_{сп}}{3.4} \cdot \sqrt{\frac{p_p}{\varphi_E \cdot \sigma_p}} = 148.094 \quad \text{мм}$$

[7]

округляем до большего значения по сортаменту:

$$s_{pp} := 150 \quad \text{мм}$$

Толщина трубной решетки в зоне перфорации должна отвечать условию:

$$s_p \geq s_{pp} + c$$

$$s_p \geq s_{pp} + c$$

$$c_{кк} := 6 \quad \text{мм} \quad 0.1 \text{ мм в год на 30 лет эксплуатации с двух сторон}$$

$$c_{мо} := 4 \quad \text{мм}$$

$$c_{yc} := 0 \quad \text{мм}$$

$$c := c_{кк} + c_{мо} + c_{yc} = 10 \quad \text{мм} \quad \text{суммарная прибавка к толщине решетки}$$

$$s_p := s_{pp} + c = 160 \quad \text{мм}$$

$$Us1 := \begin{cases} \text{"Условие выполняется"} & \text{if } s_p \geq s_{pp} + c \\ \text{"Условие НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$Us1 = \text{"Условие выполняется"}$$

					ФЮРА.318422.001ПЗ	Лист
						69
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Размеры прокладки по ГОСТ 28759.8-90:

$B = 50 \text{ мм}$ $S = 58 \text{ мм}$ $C = 20 \text{ мм}$ $R_{\Pi} = 2,4 \text{ мм}$ $P_y = 16 \text{ МПа}$ $M_{\Pi} = 86,3 \text{ кг}$

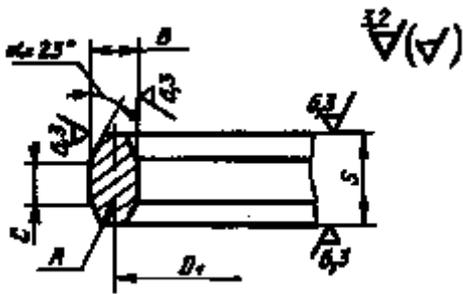


Рисунок №13 Схема прокладки металлической восьмиугольного сечения

Толщина трубной решетки в месте уплотнения под кольцевую прокладку должна отвечать условию:

$$s_{p\Pi} \geq \max \left[0.71 \cdot \sqrt{\frac{p_p \cdot D_{сп}}{\sigma_p}} \cdot (D_{сп} - D_{вр}), 0.5 \cdot D_{сп} \cdot \frac{p_p}{\sigma_p} \right] + c \quad [7]$$

$D_{вр} := 1200$ наименьший диаметр утоненной части решетки, мм

$$\max \left[0.71 \cdot \sqrt{\frac{p_p \cdot D_{сп}}{\sigma_p}} \cdot (D_{сп} - D_{вр}), 0.5 \cdot D_{сп} \cdot \frac{p_p}{\sigma_p} \right] + c = 73.927 \quad \text{мм}$$

Округляем результат в большую сторону до размера (по сортаменту ГОСТ 19903-2015) до 75 мм

$$s_{p\Pi} := s_p - (S - C) = 122 \quad \text{мм} \quad \text{больше } 74 \text{ мм}$$

Вывод: условие выполняется, значит прочность решетки в месте уплотнения под кольцевую прокладку выполняется.

Коэффициент для определения максимально изгибающего момента:

$$\omega = 2.287 \quad m_a := \frac{\beta \cdot M_a}{Q_a} = -0.359$$

$$A := 0.355 - \frac{0.355 - 0.305}{10} \cdot 4 = 0.335$$

M_{\max} максимальный расчетный изгибающий момент в перфорированной части трубной решетки:

$$M_{\max} := A \cdot \frac{Q_a}{\beta} = 5.694 \times 10^4 \quad \frac{\text{Н} \cdot \text{мм}}{\text{мм}} \quad [7]$$

Коэффициент ослабления трубной решетки:

$$d_0 := d_p$$

$$\phi_p := 1 - \frac{d_0}{t_p} \quad \phi_p = 0.214 \quad [7]$$

$$\sigma_{p2} := \frac{6M_{\max}}{\phi_p \cdot (s_{p\Pi} - c)^2} = 377.771 \text{ МПа} \quad [7]$$

Проверка жесткости труб:

Проверку жесткости труб проводят при $N_T < 0$

$$N_T = 4.744 \times 10^3 \text{ Н}$$

Значит проверку жесткости труб не проводим.

					ФЮРА.318422.001ПЗ	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		71

7.3 Расчет на прочность перегородки между ходами по трубному пространству теплообменника

Расчет на прочность перегородки между ходами по трубному пространству теплообменника (позиция №8 на расчетной схеме) произведем по ГОСТ 34233.7-2017:

Материал перегородки принимаем сталь 09Г2С.

Прибавка на коррозию принимаем 0,1 мм в год на 30 лет эксплуатации:

$$c_{\Pi} := 0.1 \cdot 30 \cdot 2 = 6 \quad \text{мм} \quad D = 1.2 \times 10^3 \quad \text{мм}$$

при расчетной температуре 200 С0 по А.1 [4]: $\sigma_{\text{пдоп}} := 165 \text{ МПа}$

$$\Delta p := 0.02 \text{ МПа}$$

$$B_{\text{пер}} := D = 1.2 \times 10^3 \quad \text{мм} \quad L_{\text{пер}} := 1142 \quad \text{мм}$$

$$f_{\Pi} := \frac{1}{1 + \frac{B_{\text{пер}}}{L_{\text{пер}}} + \left(\frac{B_{\text{пер}}}{L_{\text{пер}}}\right)^2} \quad f_{\Pi} = 0.317$$

Толщина перегородок должна отвечать условию:

$$s_{\text{пер}} \geq 0.71 B_{\text{пер}} \cdot \sqrt{\frac{\Delta p \cdot f_{\Pi}}{\sigma_{\text{пдоп}}}} + c_{\Pi} \quad [7]$$

где :

$B_{\text{пер}}$ - ширина перегородки, мм

$L_{\text{пер}}$ - длина перегородки, мм

$\sigma_{\text{пдоп}}$ - допускаемое напряжение материала перегородки, мм

$c_{\text{п}}$ - прибавка на коррозию перегородки, мм

$s_{\text{пер}}$ - толщина перегородки, мм

Δp - перепад давления между ходами по трубному пространству, МПа;

$$0.71 B_{\text{пер}} \cdot \sqrt{\frac{\Delta p \cdot f_{\Pi}}{\sigma_{\text{пдоп}}}} + c_{\Pi} = 11.281 \quad \text{мм}$$

Принимаем толщину перегородки 12 мм, что является больше значения 11,3 мм , а также соответствует требованиям ГОСТ Р 53677-2009.

Вывод: при толщине перегородки между ходами 12 мм обеспечивается ее прочность.

7.4 Расчет фланцевых соединений на прочность и герметичность

Расчет фланцевых соединений на прочность и герметичность произведем по ГОСТ 34233.4-2017.

Рассчитаем фланцевое соединение Э4, которое установим на штуцере Ду 300 мм, расчетное давление 2,5 МПа, расчетная температура 2000С.

Установим фланцевое соединение исполнения 4,5 по ГОСТ 12815-80 ("шип-паз"), материал фланцев сталь 09Г2С по ГОСТ 19281-89.

Фланцы приварные встык по ГОСТ 12821-80 Ду 300 мм, Ру 4,0 МПа.

Межфланцевую прокладку выбираем из паронита по ГОСТ 481-80 толщиной 2 мм по ГОСТ 15180-86, исполнения В.

Шпильки принимаем по ГОСТ 9066-75 исполнения А с крупным шагом резьбы 3мм, длина шпильки 150 мм, диаметр резьбы М30, с длиной резьбового конца 50 мм, из стали 20ХН3А по ГОСТ 4543-71.

Гайки принимаем шестигранные исполнения 1 по ГОСТ 5915-70, с диаметром резьбы 30мм, с размером под ключ 41, из стали 20ХН3А по ГОСТ 4543-71.

Шайбы принимаем исполнения 1 по ГОСТ 11371-78 под резьбу диаметром 30 мм.

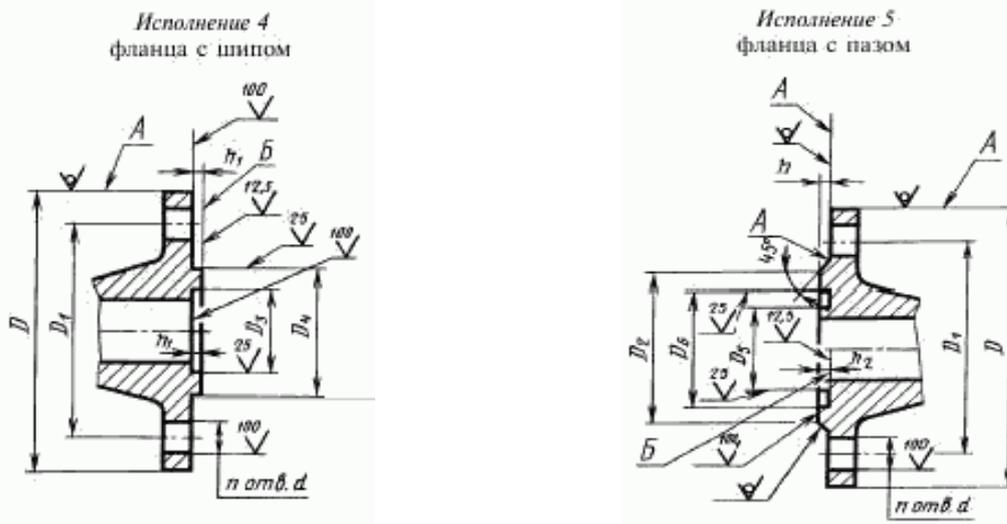


Рисунок №14 Расчетная схема фланцевого соединения

Размеры уплотнительных поверхностей фланцев по ГОСТ 12815-80:

$D := 510 \text{ мм}$	$D3 := 343 \text{ мм}$	$D6 := 364 \text{ мм}$	$h = 4 \text{ мм}$
$D1 := 450 \text{ мм}$	$D4 := 363 \text{ мм}$	$d := 33 \text{ мм}$	$h1 = 4.5 \text{ мм}$
$D2 := 410 \text{ мм}$	$D5 := 342 \text{ мм}$	$n := 16 \text{ шт}$	$h2 = 3.5 \text{ мм}$

Усилие, необходимое для смятия прокладки из паронита и обеспечения герметичности фланцевого соединения:

$$b_{п} := D6 - D5 = 22 \text{ мм} \quad \text{ширина прокладки, мм}$$

Эффективную ширину плоской прокладки вычисляют по формуле:

$$b_0 := 3.8 \cdot \sqrt{b_{п}} = 17.824 \text{ мм} \quad \text{при} \quad b_{п} \geq 15 \text{ мм} \quad [4]$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

ФЮРА.318422.001ПЗ

Лист

73

$b_0 := 18 \text{ мм}$

округляем в большую сторону

Расчетный диаметр плоских прокладок вычисляют по формуле:

$D_{нп}$ - наружный диаметр прокладки, мм

По ГОСТ 15180-86 $D_{нп} := 363 \text{ мм}$

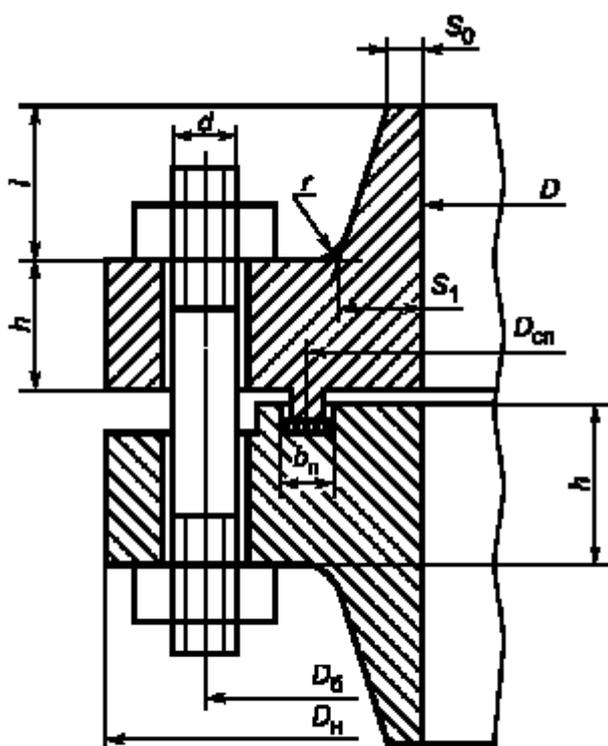
$D_{сп} := D_{нп} - b_0 = 345 \text{ мм}$ [4]

Усилие, необходимое для смятия прокладки при затяжке, H , вычисляют по формуле:

$q_{обж}$ - удельное давление обжатия прокладки, МПа

$q_{обж} := 20 \text{ Мпа}$, по приложению И ГОСТ 34233.4-2017 для паронита

$R_{обж} := 0.5 \cdot \pi \cdot D_{сп} \cdot b_0 \cdot q_{обж} = 1.951 \times 10^5 \text{ Н}$ [4]



в — фланцевое соединения с уплотнительной поверхностью типа шмп — паз

Рисунок №15 Расчетная схема фланцевого соединения

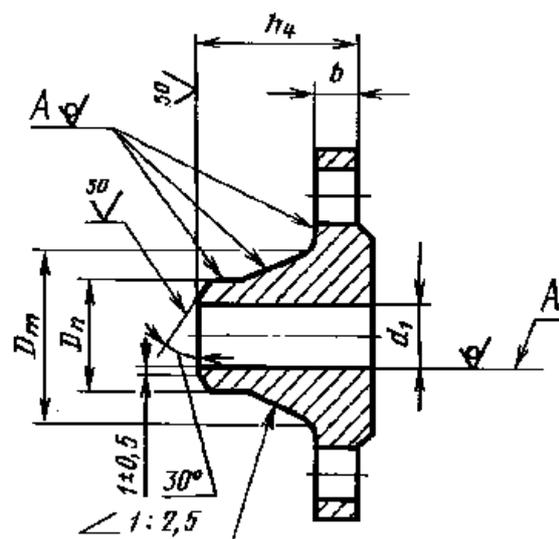


Рисунок №16 Расчетная схема фланца

Усилие на прокладке в рабочих условиях, H , необходимое для обеспечения герметичности фланцевого соединения, вычисляют по формуле:

$m := 2.5$ прокладочный коэффициент, согласно приложения И1 [4]

$p := 2.5 \text{ МПа}$ расчетное давление сосуда

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

$$R_{\Pi} := \pi \cdot D_{\text{сп}} \cdot b_0 \cdot m \cdot p = 1.219 \times 10^5 \quad \text{Н} \quad [4]$$

Размеры фланца приварного встык диаметром Ду 300 мм по ГОСТ 12821-80:

$$d_1 := 301 \quad \text{мм} \quad D_m := 368 \text{ мм}$$

$$h_{\Phi} := 42 \quad \text{мм} \quad D_n := 330 \quad \text{мм}$$

$$h_4 := 112 \quad \text{мм}$$

Усилие в шпильках фланцевого соединения при затяжке и в рабочих условиях:

Суммарную площадь сечения шпилек по внутреннему диаметру резьбы или нагруженному сечению наименьшего диаметра вычисляют по формуле:

f_{σ} - площадь поперечного сечения шпильки

$$f_{\sigma} := 520 \quad \text{мм}^2 \quad \text{согласно приложения Д [4] для шпилек М30 с проточкой}$$

$$A_{\sigma} := n \cdot f_{\sigma} = 8.32 \times 10^3 \quad \text{мм}^2 \quad [4]$$

Равнодействующую нагрузку от давления вычисляют, Н:

$$Q_d := 0.785 \cdot D_{\text{сп}}^2 \cdot p = 2.336 \times 10^5 \quad \text{Н} \quad [4]$$

Приведенную нагрузку, вызванную воздействием внешней силы и изгибающего момента, вычисляют по формуле:

$$F := 0.0 \quad M := 0.0$$

$$Q_{FM} := F + \frac{4M}{D_{\text{сп}}}$$

где: M - внешний изгибающий момент, Н*мм

F - внешняя осевая сила, сжимающая со знаком минус, Н

Для фланцевого соединения Э4 внешняя осевая сила будет равна 0 так как отсутствует растягивающее или сжимающее усилие. Момент силы также принимаем равным 0, так как фланцевое соединение находится на обечайке между двух опор. Поэтому, приведенную нагрузку, вызванную воздействием внешней силы и изгибающего момента, в дальнейших вычислениях в расчет не принимаем.

Нагрузку, вызванную стесненностью температурных деформаций в соединениях с приварными встык фланцами:

$$\alpha_{\Phi 1} := 0.0000126 \quad 1/\text{C}^0 \quad \alpha_{\Phi 2} := 0.0000126 \quad 1/\text{C}^0 \quad \text{Таблица Г1 [1]}$$

$$h_{\text{ш}} := 4 \quad \text{мм} \quad \text{ГОСТ 11371-78}$$

$$\alpha_{\text{ш1}} := 0.0000134 \quad 1/\text{C}^0 \quad \alpha_{\text{ш2}} := \alpha_{\text{ш1}} \quad \alpha_{\sigma} := 0.0000120 \quad 1/\text{C}^0 \quad \text{приложение Ж2 [4]}$$

$$t_{\Phi 1} := 200 \quad \text{C}^0 \quad t_{\Phi 2} := t_{\Phi 1} \quad t_{\sigma} := t_{\Phi 1}$$

					ФЮРА.318422.001ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		75

$$h_{11} := h_{\phi} \quad \text{мм} \quad h_{12} := h_{\phi}$$

$$Q_t := \gamma \cdot \left[\left(\alpha_{\phi 1} \cdot h_{11} + \alpha_{ш 1} \cdot h_{ш} \right) \cdot (t_{\phi 1} - 20) \dots \right. \\ \left. + \left(\alpha_{\phi 2} \cdot h_{12} + \alpha_{ш 2} \cdot h_{ш} \right) \cdot (t_{\phi 2} - 20) - \alpha_{б} \cdot (h_{11} + h_{12}) \cdot (t_{б} - 20) \right]$$

γ - коэффициент жесткости фланцевого соединения определяем в соответствии с приложением Е [1];

$\alpha_{\phi 1}$, $\alpha_{\phi 2}$ - температурный коэффициент линейного расширения материала фланца (09Г2С) при расчетной температуре 200С, 1/С;

h_{11} , h_{12} - толщина тарелки фланца, мм;

$h_{ш}$ - толщина шайбы, мм;

$\alpha_{ш 1}$, $\alpha_{ш 2}$ - температурный коэффициент линейного расширения материала шайбы (08кп) при расчетной температуре 200С, 1/С;

$t_{\phi 1}$, $t_{\phi 2}$ - расчетная температура фланца, С;

$t_{б}$ - расчетная температура болта, С;

$\alpha_{б}$ - температурный коэффициент линейного расширения материала болта (20ХН3А) при расчетной температуре 200С, 1/С;

Податливость прокладки:

$$h_{п} := 2 \quad \text{мм} \quad \text{толщина прокладки} \quad \text{Таблица 6 ГОСТ 15180-86}$$

$$K_{обж} := 0.90 \quad \text{коэффициент обжатия прокладки} \quad [4]$$

$$E_{п} := 0.02 \cdot 10^5 \quad \text{МПа} \quad \text{условный модуль сжатия прокладки} \quad [4]$$

$$b_{п} = 22 \quad \text{мм} \quad \text{ширина прокладки}$$

$$u_{п} := \frac{h_{п} \cdot K_{обж}}{E_{п} \cdot \pi \cdot D_{сп} \cdot b_{п}} = 3.774 \times 10^{-8} \quad \text{мм / Н} \quad [4]$$

Податливость шпилек:

$$E_{б 20} := 2.15 \cdot 10^5 \quad \text{модуль продольной упругости материала шпильки (20ХН3А) при } t \text{ 20 С0, приложение Ж [4], МПа}$$

$$n = 16 \quad \text{шт} \quad \text{количество шпилек} \quad d_{б} := 30 \quad \text{мм} \quad \text{диаметр шпильки}$$

$$L_{б 0} := h_{11} + h_{12} + h_{п} + (h_{11} - h_{12}) + h_{ш} \cdot 2 = 94 \quad \text{мм}$$

$$L_{б} := L_{б 0} + 0.56 d_{б} = 110.8 \quad \text{мм} \quad [4]$$

					ФЮРА.318422.001ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		76

$$y_{\bar{b}} := \frac{L_{\bar{b}}}{E_{\bar{b}20} \cdot f_{\bar{b}} \cdot n} = 6.194 \times 10^{-8} \quad \text{мм/Н} \quad [4]$$

$$E_{\bar{b}} := 2.08 \cdot 10^5 \quad \text{модуль продольной упругости материала шпильки (20ХН3А) при t 200 С0, приложение Ж [1], МПа}$$

Для фланцевых соединений с приварными встык фланцами с прямой втулкой:

$$S_0 := \frac{(D_n - d_1)}{2} = 14.5 \quad \text{мм} \quad \text{толщина втулки приварного встык фланца}$$

$$l_0 := \sqrt{D \cdot S_0} = 85.994 \quad \text{мм} \quad \text{параметр длины обечайки, мм}$$

$$l := \frac{(D_m - D_n)}{2} \cdot 2.5 = 47.5 \quad \text{мм}$$

Длина конической части втулки:

$$S_1 := \frac{D_m - d_1}{2} = 33.5 \quad \text{мм}$$

$$K := \frac{D}{d_1} = 1.694 \quad [4]$$

$$\frac{l}{l_0} = 0.552 \quad \frac{S_1}{S_0} = 2.31$$

$$\beta_T := \frac{K^2 \cdot (1 + 8.55 \cdot \log(K)) - 1}{(1.05 + 1.945 \cdot K^2) \cdot (K - 1)} = 1.626 \quad [4]$$

$$\beta_U := \frac{K^2 \cdot (1 + 8.55 \cdot \log(K)) - 1}{1.36 \cdot (K^2 - 1) \cdot (K - 1)} = 4.241 \quad [4]$$

$$\beta_F := 0.82 \quad \text{определяем графически по рис. 2[4]}$$

$$\beta_V := 0.2 \quad \text{определяем графически по рис. 3[4]}$$

$$f := 1 \quad \text{определяем графически по рис. 4[4]}$$

$$E_{20} := 1.99 \cdot 10^5 \quad \text{МПа} \quad \text{модуль продольной упругости материала фланца 09Г2С при t 20 С0, приложение В [2], МПа}$$

Коэффициент вычисляют по формуле:

					ФЮРА.318422.001ПЗ	Лист
						77
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$\lambda := \frac{\beta_F \cdot h_{11} \cdot l_0}{\beta_T \cdot l_0} + \frac{\beta_V \cdot h_{12}^3}{\beta_U \cdot l_0 \cdot S_0^2} = 21.368 \quad [4]$$

Угловую податливость фланца при затяжке вычисляют по формуле:

$$y_{\phi 1} := \frac{0.91 \cdot \beta_V}{E_{20} \cdot \lambda \cdot S_0^2 \cdot l_0} = 2.367 \times 10^{-12} \quad [4]$$

$E_{120} := E_{20}$ модуль продольной упругости материала фланца (09Г2С) при t 20 С, приложение В ГОСТ 34233.1-2017, МПа

$E_{220} := E_{20}$

модуль продольной упругости материала фланца при расчетной температуре 200 С, приложение В [2], МПа

$E_1 := 1.81 \cdot 10^5$ МПа

$y_{\phi 2} := y_{\phi 1}$ $E_2 := E_1$

Плечо действия сил в шпильках для приварных встык фланцев:

$D_6 := D_1$ диаметр окружности расположения болтов (шпилек)

$$b := 0.5 \cdot (D_6 - D_{сп}) = 52.5 \quad \text{мм} \quad [4]$$

$$\gamma := \frac{1}{y_{\phi 1} \cdot \frac{E_{120}}{E_1} + y_{\phi 2} \cdot \frac{E_{220}}{E_2}} \cdot b^2 = 8.612 \times 10^6 \quad [4]$$

Нагрузку, вызванную стесненностью температурных деформаций в соединениях с приварными встык фланцами:

$$Q_t := \gamma \cdot \left[\left(\alpha_{\phi 1} \cdot h_{11} + \alpha_{ш1} \cdot h_{ш} \right) \cdot (t_{\phi 1} - 20) \dots \right. \\ \left. + \left(\alpha_{\phi 2} \cdot h_{12} + \alpha_{ш2} \cdot h_{ш} \right) \cdot (t_{\phi 2} - 20) - \alpha_6 \cdot (h_{11} + h_{12}) \cdot (t_6 - 20) \right]$$

$$Q_t = 2.443 \times 10^5 \quad \text{Н}$$

$$x := \frac{1}{\sqrt{d_1 \cdot S_0}} = 0.719 \quad \beta := \frac{S_1}{S_0} = 2.31 \quad [4]$$

По графику (рисунок Е1 [4]) определяем:

$$\zeta := 1.7$$

Эквивалентная толщина втулки фланца приварного встык:

$$S_{\text{э}} := \zeta \cdot S_0 \quad [4]$$

Плечо усилия от действия давления внутри фланца:

$$e := 0.5(D_{сп} - d_1 - S_э) = 9.675 \quad [4]$$

α - коэффициент жесткости фланцевого соединения, нагруженного внутренним давлением и или внешней осевой силой, для приварных встык определяется:

$$\alpha := 1 - \frac{y_{п} - (y_{ф1}e + y_{ф2}e) \cdot b}{y_{п} + y_{б} + (y_{ф1} + y_{ф2}) \cdot b^2} = 0.687 \quad [4]$$

Угловую податливость фланца ($y_{фн}$), нагруженного внешним изгибающим моментом, для приварных встык фланцев рассчитываем:

$$D_H := D = 510 \quad \text{мм} \quad \text{наружный диаметр фланца, мм}$$

$$y_{фн} := \left(\frac{\pi}{4}\right)^3 \cdot \frac{D_б}{E_{20} \cdot D_H \cdot h_{ф}^3} = 2.899 \times 10^{-11} \quad [4]$$

Коэффициент жесткости фланцевого соединения, нагруженного внутренним давлением или внешней осевой силой, для приварных встык фланцев:

$$\alpha_M := \frac{y_{б} + 2 \cdot y_{фн} \cdot b \cdot \left(b + e - \frac{e^2}{D_{сп}}\right)}{y_{б} + y_{п} \cdot \left(\frac{D_б}{D_{сп}}\right)^2 + 2 \cdot y_{фн} \cdot b^2} = 0.804 \quad [4]$$

Расчетная нагрузка на шпильки при затяжке, необходимая для обеспечения в рабочих условиях давления на прокладку, достаточного для герметизации фланцевого соединения:

$$P_{б1} := \max \left[\left[\alpha \cdot (Q_d) + R_{п} + \frac{4\alpha_M}{D_{сп}} \right], \left[\alpha \cdot (Q_d) + R_{п} + \frac{4\alpha_M}{D_{сп}} - Q_t \right] \right] \quad [4]$$

$$P_{б1} = 2.823 \times 10^5 \quad \text{Н}$$

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

номинальное допускаемое напряжение для шпилек из стали 20ХН3А при расчетной температуре 200С0 определяем по приложению Г [4]

$$\sigma_T := 222 \quad \text{МПа}$$

$$\eta_T := 1.5$$

					ФЮРА.318422.001ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		79

$$\sigma_{бн} := \frac{\sigma_T}{\eta_T} = 148 \text{ МПа} \quad \text{по ГОСТ 34233.1-2017} \quad [4]$$

$$P_{б2} := \max\left[P_{обж}, \left(0.44 \cdot A_6 \cdot \sigma_{бн} \right) \right] = 5.418 \times 10^5 \text{ Н}$$

Расчетную нагрузку на шпильки фланцевых соединений при затяжке вычисляют по формуле:

$$P_{бм} := \max\left[(P_{б1}), (P_{б2}) \right] = 5.418 \times 10^5 \text{ Н} \quad [4]$$

Расчетную нагрузку на шпильки фланцевого соединения А1 в рабочих условиях вычисляем по формуле:

$$P_{рб} := P_{бм} + (1 - \alpha) \cdot (Q_d + F) + Q_t + \frac{4 \cdot (1 - \alpha_M) \cdot M}{D_{сп}} = 8.593 \times 10^5 \text{ Н} \quad [4]$$

Проверка прочности шпилек и прокладки:

Расчетные напряжения в шпильках вычисляют по формулам:

$$\sigma_{б1} := \frac{P_{бм}}{A_6} = 65.12 \text{ МПа} \quad \text{при затяжке} \quad [4]$$

$$\sigma_{б2} := \frac{P_{рб}}{A_6} = 103.284 \text{ МПа} \quad \text{в рабочих условиях} \quad [4]$$

Допускаемое напряжение для шпилек при затяжке:

$\zeta := 1.2$ коэффициент увеличения допускаемых напряжений при затяжке
 $K_{ур} := 1.0$ коэффициент условий работы для рабочих условий
 $K_{уз} := 1.0$ коэффициент условий затяжки для обычной неконтролируемой затяжке
 $K_{ут} := 1.3$ коэффициент учета нагрузки от температурных деформаций с учетом нагрузки

$$\sigma_{бм} := \zeta \cdot K_{ур} \cdot K_{уз} \cdot K_{ут} \cdot \sigma_{бн} = 230.88 \text{ МПа} \quad [4]$$

Допускаемое напряжение для шпилек в рабочих условиях и при расчете на условия испытания:

$K_{ур} := 1.35$ коэффициент условий работы для условий испытаний

$$\sigma_{бр} := K_{ур} \cdot K_{уз} \cdot K_{ут} \cdot \sigma_{бн} = 259.74 \text{ МПа} \quad [4]$$

Условие прочности шпилек :

$$\sigma_{б1} \leq \sigma_{бм} \quad \text{при затяжке} \quad [4]$$

$$\sigma_{б1} = 65.12 \text{ МПа} \quad \text{меньше} \quad \sigma_{бм} = 230.88 \text{ МПа}$$

Вывод: условие прочности шпилек при затяжке выполняется.

Условие прочности шпилек в рабочих условиях:

$$\sigma_2 \leq \sigma_{бр} \quad [4]$$

$$\sigma_2 = 103.284 \text{ МПа} \quad \text{меньше} \quad \sigma_{бр} = 259.74 \text{ МПа}$$

Вывод: условие прочности шпилек в рабочих условиях и при условии испытаний выполняется.

Произведем расчет прокладки на прочность.

Допускаемое удельное давление:

$$q := 130 \text{ МПа} \quad \text{для паронита по ГОСТ 481 при толщине 2-3 мм}$$

Расчетное удельное давление:

$$q_{п} := \frac{\max[(P_{бм}), (P_{рб})]}{\pi \cdot D_{сп} \cdot b_{п}} = 36.038 \text{ МПа} \quad [4]$$

Условие прочности прокладки:

$$q_{п} \leq q$$

$$q_{п} = 36.038 \text{ МПа} \quad \text{меньше} \quad q = 130 \text{ МПа}$$

$$Us1 := \begin{cases} \text{"Условие выполняется"} & \text{if } q_{п} \leq q \\ \text{"Условие НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$
$$Us1 = \text{"Условие выполняется"}$$

Вывод: условие прочности прокладки выполняется.

Расчет фланцев на прочность.

для приварного встык фланца:

коэффициент, учитывающий изгиб тарелки фланца между шпильками:

$$C_F := \max \left[(1), \left(\sqrt{\frac{\frac{\pi \cdot D_б}{n}}{2d_б + \frac{6 \cdot h_{11}}{m + 0.5}}} \right) \right] = 1 \quad [4]$$

Расчетный изгибающий момент, действующий на фланец при затяжке:

$$M_m := C_F \cdot P_{бм} \cdot b = 2.844 \times 10^7 \text{ Н*мм} \quad [4]$$

Расчетный изгибающий момент, действующий на фланец в рабочих условиях для приварного встык фланца:

$$M_p := C_F \cdot \max \left[\left[P_{рб} \cdot b + (Q_d + Q_{FM}) \cdot e \right], \left[(Q_d + Q_{FM}) \cdot e \right] \right] = 4.737 \times 10^7 \text{ Н*мм} \quad [4]$$

					ФЮРА.318422.001ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		81

Расчетные напряжения во фланце при затяжке:

Меридиональное изгибное напряжение для приварных встык фланцев с конической втулкой в сечении S1:

$c := 3 \text{ мм}$ прибавка на коррозию из расчета 0,1 мм/год на 30 лет эксплуатации

$$\sigma_{M1} := \frac{M_M}{\lambda \cdot (S1 - c)^2 \cdot D} = 2.806 \text{ МПа} \quad [4]$$

для приварных встык фланцев с конической втулкой в сечении S0:

$$\sigma_{M0} := f \cdot \sigma_{M1} = 2.806 \text{ МПа} \quad [4]$$

Напряжение в тарелке для приварных встык фланцев:

Радиальное напряжение:

$$\sigma_{MR} := \frac{(1.33 \cdot \beta_F \cdot h_{11} + l_0)}{\lambda \cdot h_{11}^2 \cdot l_0 \cdot D} \cdot M_M = 2.268 \text{ МПа} \quad [4]$$

$\beta_Y := 3.6$ определяем графически по рис. 1 приложения К [1]

$\beta_Z := 2.5$ определяем графически по рис. 1 приложения К [1]

Окружное напряжение:

$$\sigma_{MT} := \frac{\beta_Y \cdot M_M}{h_{11}^2 \cdot D} - \beta_Z \cdot \sigma_{MR} = 108.154 \text{ МПа} \quad [4]$$

Расчетные напряжения во фланце в рабочих условиях для приварных встык с конической втулкой в сечении S1:

$$\sigma_{p1} := \frac{M_p}{\lambda \cdot (S1 - c)^2 \cdot D} = 4.673 \text{ МПа} \quad [4]$$

для приварных встык с конической втулкой в сечении S0:

$$\sigma_{p0} := f \cdot \sigma_{p1} = 4.673 \text{ МПа} \quad [4]$$

Меридиональное мембранное напряжение для приварных встык фланцев с конической втулкой в сечении S1:

$$\sigma_{p1mm} := \frac{0.785 \cdot D^2 \cdot p}{\pi \cdot (D + S1) \cdot (S1 - c)} = 9.802 \text{ МПа} \quad [4]$$

для приварных встык фланцев с конической втулкой в сечении S0 :

$$\sigma_{p0mm} := \frac{0.785 \cdot D^2 \cdot p}{\pi \cdot (D + S0) \cdot (S0 - c)} = 26.937 \text{ МПа} \quad [4]$$

Окружное мембранное напряжение для приварных встык фланцев с конической втулкой в сечении S0:

					ФЮРА.318422.001ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		82

$$\sigma_{p0mo} := \frac{p \cdot D}{2(S_0 - c)} = 55.435 \text{ МПа} \quad [4]$$

Напряжения в тарелке приварного встык фланца:
радиальное напряжение:

$$\sigma_R := \frac{(1.33 \cdot \beta_F \cdot h_{11} + l_0)}{\lambda \cdot h_{11}^2 \cdot l_0 \cdot D} \cdot M_p = 3.777 \text{ МПа} \quad [4]$$

окружное напряжение:

$$\sigma_T := \frac{\beta_Y \cdot M_p}{h_{11}^2 \cdot D} - \beta_Z \cdot \sigma_R = 180.131 \text{ МПа} \quad [4]$$

Условия статической прочности фланцев приварных встык с конической втулкой в сечении S1:

при затяжке:

$$\max[(\sigma_{1m} + \sigma_R), (\sigma_{1m} + \sigma_T)] \leq K_S \cdot K_T \cdot \sigma_m \quad [4]$$

σ_m допускаемое значение общих мембранных и изгибных напряжений по [1]

$K_T := 1.3$ коэффициент увеличения допускаемых напряжений с учетом температурных деформаций

K_S коэффициент учета размеров тарелки фланца, определяем методом линейной интерполяции

$$K := \begin{pmatrix} 1.4 \\ 2.0 \end{pmatrix} \quad K_{Sc} := \begin{pmatrix} 1 \\ 2 \end{pmatrix} \quad K_p := 1.6$$

$$K_S := \text{Floor}(\text{interp}(K, K_{Sc}, K_p), 0.01) \quad K_S = 1.33$$

$\sigma := 148$ МПа, допускаемое напряжение для материала фланца (09Г2С) при расчетной температуре 200 °С, ГОСТ 34233.1

$$\sigma_m := 1.5 \cdot \sigma = 222 \text{ МПа} \quad \text{согласно пункта 8.10 ГОСТ 34233.1}$$

$$\max[(\sigma_{1m} + \sigma_R), (\sigma_{1m} + \sigma_T)] = 110.959 \text{ МПа} \text{ меньше } K_S \cdot K_T \cdot \sigma_m = 383.838 \text{ МПа}$$

Вывод: условие статической прочности фланцев приварных встык с конической втулкой в сечении S1 при затяжке выполняется.

в рабочих условиях:

$$\max[(\sigma_{p1} - \sigma_{p1mm} + \sigma_R), (\sigma_{p1} - \sigma_{p1mm} + \sigma_T), (\sigma_{p1} + \sigma_{p1mm})] \leq K_S \cdot K_T \cdot \sigma_m \quad [4]$$

$$\max[(\sigma_{p1} - \sigma_{p1mm} + \sigma_R), (\sigma_{p1} - \sigma_{p1mm} + \sigma_T), (\sigma_{p1} + \sigma_{p1mm})] = 175.003 \text{ МПа}$$

					ФЮРА.318422.001ПЗ	Лист
						83
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$K_S \cdot K_T \cdot \sigma_M = 383.838 \quad \text{МПа}$$

$$175.003 \text{ МПа} \quad \text{меньше} \quad 383.838 \quad \text{МПа}$$

Вывод: условие статической прочности фланцев приварных встык с конической втулкой в рабочих условиях выполняется.

Условия статической прочности фланцев приварных встык с конической втулкой в сечении S0:

при затяжке:

$$\sigma_M \leq 1.3 \cdot \sigma_R \quad [4]$$

$$\sigma_R := 1.4\sigma \quad \text{согласно пункта 8.10 ГОСТ 34233.1} \quad [1]$$

$$\sigma_M = 2.806 \text{ МПа} \quad \text{меньше} \quad 1.3\sigma_R = 269.36 \text{ МПа}$$

Вывод: условия статической прочности фланцев приварных встык с конической втулкой в сечении S0 при затяжке выполняются.

при рабочих условиях:

$$\max[(\sigma_{R0} \pm \sigma_{R0\text{мм}}), (0.3\sigma_{R0} \pm \sigma_{R0\text{мо}}), (0.7\sigma_{R0\text{мо}} \pm \sigma_{R0\text{мм}})] \leq 1.3 \cdot \sigma_R \quad [4]$$

$$\max[(\sigma_{R0} + \sigma_{R0\text{мм}}), 0.3\sigma_{R0} + \sigma_{R0\text{мо}}, (0.7\sigma_{R0\text{мо}} + \sigma_{R0\text{мм}})] = 65.742 \quad \text{МПа}$$

$$\max(\sigma_{R0} - \sigma_{R0\text{мм}}, 0.3\sigma_{R0} - \sigma_{R0\text{мо}}, 0.7\sigma_{R0\text{мо}} - \sigma_{R0\text{мм}}) = 11.867 \quad \text{МПа}$$

$$65.742 \text{ МПа} \quad \text{меньше} \quad 300.3 \text{ МПа}$$

Вывод: условие статической прочности при затяжке и при рабочих условиях выполняются. Для всех типов фланцев в сечении S0 должно выполняться условие:

$$\max(\sigma_{R0\text{мм}}, \sigma_{R0\text{мо}}) \leq \sigma \quad [4]$$

$$\max(\sigma_{R0\text{мм}}, \sigma_{R0\text{мо}}) = 55.435 \text{ МПа} \quad \text{меньше} \quad \sigma = 148 \text{ МПа}$$

Вывод: условие статической прочности при затяжке и при рабочих условиях выполняется.

Для тарелок приварных встык фланцев должно выполняться условие:

при затяжке:

$$\max(\sigma_M R, \sigma_M T) \leq K_T \cdot \sigma \quad [4]$$

$$\max(\sigma_M R, \sigma_M T) = 108.154 \text{ МПа} \quad \text{меньше} \quad K_T \cdot \sigma = 192.4 \text{ МПа}$$

в рабочих условиях:

$$\max(\sigma_R, \sigma_T) \leq K_T \cdot \sigma \quad [4]$$

$$\max(\sigma_R, \sigma_T) = 180.131 \text{ МПа} \quad \text{меньше} \quad K_T \cdot \sigma = 192.4 \text{ МПа}$$

Вывод: условия статической прочности тарелок приварных встык фланцев выполняются.

Проверка углов поворота фланцев

Угол поворота приварного встык фланца в рабочих условиях вычисляем:

$[\Theta] := 0.006 \text{ рад}$ допускаемый угол поворота фланца приварного встык при D менее 400мм

$K_{\Theta} := 1$ коэффициент увеличения допускаемого угла поворота фланца

$$\Theta := \text{Mr} \cdot \varphi_1 \cdot \frac{E_{20}}{E_1} \leq K_{\Theta} \cdot [\Theta] \quad [4]$$

$$\Theta := \text{Mr} \cdot \varphi_1 \cdot \frac{E_{20}}{E_1} = 1.233 \times 10^{-4} \text{ рад} \text{ меньше} \quad K_{\Theta} \cdot [\Theta] = 6 \times 10^{-3} \text{ рад}$$

Размах условных упругих напряжений на наружной и внутренней поверхностях конической втулки приварного встык фланца в сечении S1 в условиях затяжки вычисляются по формулам:

меридиональное напряжение:

$$\sigma_{m11} := \sigma_{m1} = 2.806 \text{ МПа} \quad [4]$$

$$\sigma_{m12} := -\sigma_{m1} = -2.22 \text{ МПа} \quad [4]$$

окружное напряжение:

$$\sigma_{m14} := \sigma_{m\Gamma} = 108.154 \text{ МПа} \quad [4]$$

$$\sigma_{m13} := \sigma_{m14} = 108.154 \text{ МПа}$$

радиальное напряжение:

$$\sigma_{m16} := \sigma_{mR} = 2.268 \text{ МПа} \quad [4]$$

$$\sigma_{m15} := \sigma_{m16} = 2.268 \text{ МПа}$$

Размах условных упругих напряжений в меридиональном направлении на наружной и внутренней поверхностях конической втулки приварного встык фланца в сечении S0 в условиях затяжки вычисляются по формулам:

$$\sigma_{m01} := \sigma_{m0} = 2.806 \text{ МПа} \quad [4]$$

$$\sigma_{m02} := -\sigma_{m0} = -2.806 \text{ МПа} \quad [4]$$

Размах условных упругих напряжений на наружной и внутренней поверхностях конической втулки приварного встык фланца в сечении S1 в рабочих условиях вычисляются по формулам:

меридиональное напряжение:

$$\sigma_{p11} := \sigma_{p1} + \sigma_{p1\text{мм}} = 14.475 \text{ МПа} \quad [4]$$

$$\sigma_{p12} := -\sigma_{p1} + \sigma_{p1\text{мм}} = 5.128 \text{ МПа} \quad [4]$$

					ФЮРА.318422.001ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		85

окружное напряжение:

$$\sigma_{p13} := \sigma_T = 180.131 \quad \text{МПа} \quad [4]$$

$$\sigma_{p14} := \sigma_{p13} = 180.131 \quad \text{МПа}$$

радиальное напряжение:

$$\sigma_{p15} := \sigma_R = 3.777 \quad \text{МПа} \quad [4]$$

$$\sigma_{p16} := \sigma_{p15} = 3.777 \quad \text{МПа}$$

Размах условных упругих напряжений на наружной и внутренней поверхностях конической втулки приварного встык фланца в сечении S0 в рабочих условиях вычисляют по формулам:

меридиональное напряжение:

$$\sigma_{p01} := \sigma_0 + \sigma_{0\text{мм}} = 31.611 \quad \text{МПа} \quad [4]$$

$$\sigma_{p02} := -\sigma_0 + \sigma_{0\text{мм}} = 22.264 \quad \text{МПа} \quad [4]$$

окружное напряжение:

$$\sigma_{p03} := \sigma_{0\text{мо}} + 0.3\sigma_0 = 56.837 \quad \text{МПа} \quad [4]$$

$$\sigma_{p04} := \sigma_{0\text{мо}} - 0.3\sigma_0 = 54.033 \quad \text{МПа} \quad [4]$$

Расчетные амплитуды приведенных условных упругих напряжений:

Для приварных встык фланцев с конической втулкой амплитуду приведенных условных упругих напряжений при затяжке вычисляют по формуле:

$$r := 5 \text{ мм} \quad \text{радиус скругления в основании втулки}$$

$$\alpha\sigma := 2 \quad \text{коэффициент концентрации напряжений, определяется графически Рисунок №4 [4]}$$

$$\frac{r}{S1} = 0.149$$

$$\sigma_a := \frac{\max[(\alpha\sigma \cdot |\sigma_{m11}|), (|\sigma_{m12} - \sigma_{m14}|), (|\sigma_{m12} - \sigma_{m16}|), (|\sigma_{m01}|)]}{2} = 165.077 \quad \text{МПа}$$

для шпилек:

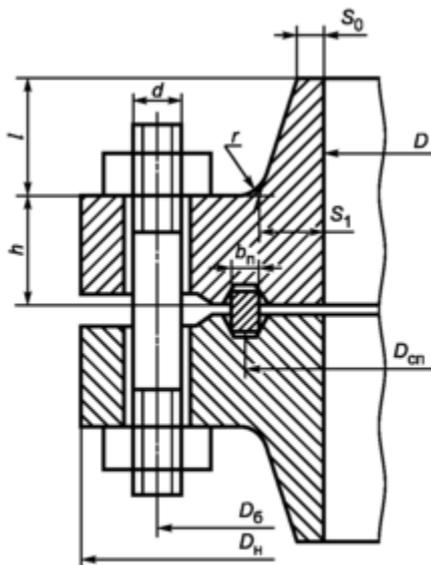
$$\sigma_a := \frac{1.8 \cdot \sigma_{b1}}{2} = 58.608 \quad \text{МПа}$$

Расчет фланцевого соединения: кожух-решетка-кожух (позиционное обозначение №3 по расчетной схеме аппарата)

Рассчитаем фланцевое соединение Ду 1200 мм, расчетное давление 8,5 МПа.

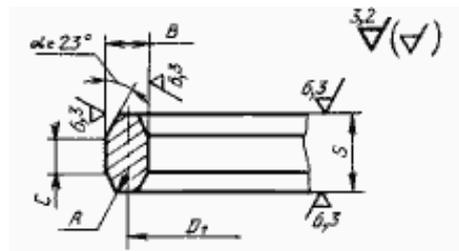
Выбираем фланцы приварные встык под прокладку восьмиугольного сечения исполнения 2 по ГОСТ 28759.4-90, материал фланцев сталь 09Г2С по ГОСТ 19281-89.

Межфланцевую прокладку выбираем по ГОСТ 28759.8-90.



г — фланцевое соединение с канавкой под восьмигранную или овальную прокладку

Рисунок № 17 Расчетная схема прокладки



Размеры прокладки по ГОСТ 28759.8-90

S := 58 мм	R := 2.4
B := 50 мм	Py := 16 МПа
C := 20 мм	Mпр := 86.30 кг

Рисунок № 18 Расчетная схема фланцевого соединения.

Шпильки принимаем по ГОСТ 9066-75 исполнения А с крупным шагом резьбы 6мм, длина шпильки 800 мм, диаметр резьбы М80, с длиной резьбового конца 165 мм, из стали 20ХН3А по ГОСТ 4543-71.

Гайки принимаем шестигранные по ГОСТ 10605-94, с диаметром резьбы 80мм, шаг резьбы 6 мм, из стали 20ХН3А по ГОСТ 4543-71.

Усилия необходимые для смятия прокладки и обеспечения герметичности фланцевого соединения:

$$b_{п} := 50 \quad \text{ширина прокладки, мм}$$

Эффективную ширину восьмигранной прокладки вычисляют по формуле:

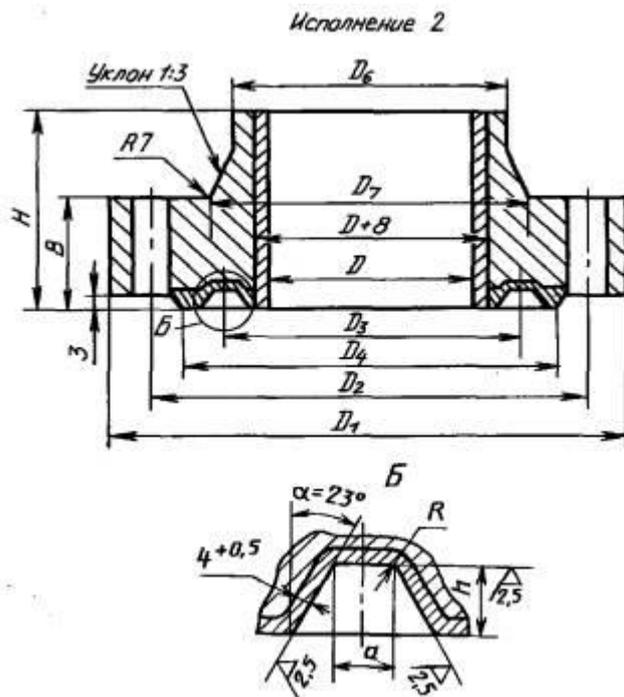
$$b_o := \frac{b_{п}}{4} = 12.5 \quad \text{мм при } b_{п} \geq 15 \quad \text{мм} \quad [4]$$

Расчетный диаметр прокладки:

$$D_{сп} := D_3$$

qобж := 180 Мпа, по приложению И ГОСТ 34233.4-2017 для прокладок восьмигранного сечения из стали 08Х18Н10Т

$$R_{обж} := 0.5 \cdot \pi \cdot D_{сп} \cdot b_o \cdot q_{обж} = 4.771 \times 10^6 \quad \text{Н}$$



Размеры уплотнительных поверхностей фланцев по ГОСТ 28759.4-90

$D1 := 1840$ мм	$d_o := 86$ мм
$D2 := 1695$ мм	$n := 32$ ШТ
$D3 := 1350$ мм	$h := 25$ мм
$D4 := 1603$ мм	$a := 31$ мм
$D6 := 1366$ мм	$b := 238$ мм
$D7 := 1532$ мм	$H := 545$ мм
$D := 1200$ мм	$d_b := 80$ мм
$h1 := 238$ мм	
$h2 := h1$	

Рисунок № 19 Расчетная схема фланца

Усилие на прокладке в рабочих условиях, N , необходимое для обеспечения герметичности фланцевого соединения, вычисляют по формуле:

$m := 6.5$ прокладочный коэффициент, согласно приложения И1 [1]

$p := 8.5$ МПа расчетное давление сосуда

$$R_{п} := \pi \cdot D_{сп} \cdot b_o \cdot m \cdot p = 2.929 \times 10^6 \quad \text{Н} \quad [4]$$

Усилие в шпильках фланцевого соединения при затяжке и в рабочих условиях
Суммарную площадь сечения шпилек по внутреннему диаметру резьбы или нагруженному сечению наименьшего диаметра вычисляют по формуле:

$f_{\text{ш}}$ - площадь поперечного сечения шпильки

$$D_{ш} := 80 \text{ мм} \quad n = 32$$

$$f_{\text{ш}} := \frac{\pi \cdot D_{ш}^2}{4} = 5.027 \times 10^3 \text{ мм}^2$$

$$A_{\text{ш}} := n \cdot f_{\text{ш}} = 1.608 \times 10^5 \text{ мм}^2 \quad [4]$$

Равнодействующую нагрузку от давления вычисляют, N :

$$Q_{\text{д}} := 0.785 \cdot D_{сп}^2 \cdot p = 1.216 \times 10^7 \quad \text{Н} \quad [4]$$

Приведенную нагрузку, вызванную воздействием внешней силы и изгибающего момента, вычисляют по формуле:

$$Q_{\text{FM}} := F + \frac{4M}{D_{сп}}$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

где : М - внешний изгибающий момент, Н*мм

F := 0 F - внешняя осевая сила, сжимающая со знаком минус, Н

Для данного фланцевого соединения внешняя осевая сила будет равна 0 так как отсутствует растягивающее или сжимающее усилие.

Для расчета изгибающего момента силы представим свисающую (не находящуюся на опоре) часть теплообменника в виде консольной балки, а вес этой части теплообменника в виде распределенной нагрузки, отсюда

$$V := 10000 \cdot 9.81 \text{ Н}$$

$$L := 1863 \text{ мм}$$

$$q_M := \frac{V}{L}$$

$$M := \frac{q_M \cdot L^2}{2} = 9.138 \times 10^7 \text{ Н/мм}$$

$$Q_{FM} := \frac{4M}{D_{сп}} = 2.708 \times 10^5 \text{ Н}$$

Нагрузку, вызванную стесненностью температурных деформаций в соединениях с приварными встык фланцами:

$$Q_t = \gamma \cdot \left[(\alpha_{\phi 1} \cdot h_1 + \alpha_{ш1} \cdot h_{ш}) \cdot (t_{\phi 1} - 20) + (\alpha_{\phi 2} \cdot h_2 + \alpha_{ш2} \cdot h_{ш}) \cdot (t_{\phi 2} - 20) \dots \right] \\ + \left[\alpha_p \cdot h_p \cdot (t_p - 20) - \alpha_{\sigma} \cdot (h_1 + h_2 + h_p) \cdot (t_{\sigma} - 20) \right]$$

$$t_{\phi 1} := 70 \text{ C}^0$$

$$t_{\phi 2} := 200$$

$$t_{\sigma} := \frac{t_{\phi 1} + t_{\phi 2}}{2} = 135 \text{ C}$$

$$t_p := t_{\sigma}$$

$$\alpha_{\phi 1} := 0.0000116 \frac{1}{\text{C}}$$

$$\alpha_{\phi 2} := 0.0000126 \frac{1}{\text{C}}$$

Таблица Г1[1]

$$h_1 := 238 \text{ мм}$$

$$h_2 := 238 \text{ мм}$$

[4]

$$h_{ш} := 0 \text{ мм}$$

$$\alpha_{ш1} := 0$$

$$\alpha_{ш2} := \alpha_{ш1} \frac{1}{\text{C}}$$

$$\alpha_{\sigma} := 0.0000120 \frac{1}{\text{C}}$$

приложение Ж2 [4]

$$\alpha_p := \alpha_{\phi 1}$$

$$h_p := 160 \text{ мм}$$

γ - коэффициент жесткости фланцевого соединения определяем в соответствии с приложением Е [1]

$\alpha_{\phi 1}$, $\alpha_{\phi 2}$ - температурный коэффициент линейного расширения материала фланца (09Г2С) при расчетной температуре 200С, 1/С

h_1 , h_2 - толщина тарелки фланца, мм

					ФЮРА.318422.001ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		89

h.ш - толщина шайбы, мм

αш1, αш2 - температурный коэффициент линейного расширения материала шайбы (08кп) при расчетной температуре 200С, 1/С

tф1 , tф2 - расчетная температура фланца, С

tб - расчетная температура шпильки, С

αб - температурный коэффициент линейного расширения материала шпильки (20ХН3А) при расчетной температуре 200С, 1/С

Податливость прокладки:

для металлических прокладок:

$$уп := 0 \quad \text{мм/Н} \quad [4]$$

$$E_{б20} := 2.15 \cdot 10^5 \quad \text{модуль продольной упругости материала шпильки (20ХН3А) при } t \text{ 20 С0 , приложение Ж [1], МПа}$$

расстояние между опорными поверхностями гаек:

$$L_{б0} := h_1 + h_2 + h_p = 636 \quad \text{мм}$$

$$L_{б} := L_{б0} + 0.56d_{б} = 680.8 \quad \text{мм} \quad [4]$$

Податливость шпилек

$$у_{б} := \frac{L_{б}}{E_{б20} \cdot f_{б} \cdot n} = 1.969 \times 10^{-8} \quad \text{мм/Н} \quad [4]$$

$$E_{б} := 2.08 \cdot 10^5 \quad \text{модуль продольной упругости материала шпильки (20ХН3А) при } t \text{ 200 С, приложение Ж [1], МПа}$$

Толщина втулки приварного встык фланца в месте присоединения к тарелке:

$$S_1 := \frac{D_7 - D}{2} = 166 \quad \text{мм}$$

$$S_0 := \frac{D_6 - D}{2} = 83 \quad \text{мм} \quad l := \frac{(D_7 - D_6)}{2} \cdot 3 = 249 \quad \text{мм}$$

$$\frac{S_1}{S_0} = 2 \quad K := \frac{D_1}{D} = 1.533 \quad [4]$$

$$l_0 := \sqrt{D \cdot S_0} = 315.595 \quad \text{мм} \quad [4]$$

$$\frac{l}{l_0} = 0.789$$

Находим по приложению К ГОСТ 34233.4-2017:

					ФЮРА.318422.001ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		90

$$\beta_T := \frac{K^2 \cdot (1 + 8.55 \cdot \log(K)) - 1}{(1.05 + 1.945 \cdot K^2) \cdot (K - 1)} = 1.695 \quad [4]$$

$$\beta_U := \frac{K^2 \cdot (1 + 8.55 \cdot \log(K)) - 1}{1.36 \cdot (K^2 - 1) \cdot (K - 1)} = 5.186 \quad [4]$$

$$\beta_F := 0.65 \quad \text{определяем графически по рис. 2 [1]}$$

$$\beta_V := 0.16 \quad \text{определяем графически по рис. 3 [1]}$$

$$f := 1 \quad \text{определяем графически по рис. 4 [1]}$$

$$E_{20} := 1.99 \cdot 10^5 \quad \text{МПа} \quad \text{модуль продольной упругости материала фланца 09Г2С при } t \text{ 20 C , приложение В [2], МПа}$$

Коэффициент вычисляют по формуле:

$$\lambda := \frac{\beta_F \cdot h_1 \cdot l_0}{\beta_T \cdot l_0} + \frac{\beta_V \cdot h_1^3}{\beta_U \cdot l_0 \cdot S_0^2} = 97.542 \quad [4]$$

Угловую податливость фланца при затяжке вычисляют по формуле:

$$y_{\phi 1} := \frac{0.91 \cdot \beta_V}{E_{20} \cdot \lambda \cdot S_0^2 \cdot l_0} = 1.13 \times 10^{-13} \quad 1/H * \text{мм} \quad [4]$$

$$y_{\phi 2} := y_{\phi 1}$$

$$E_{120} := 1.99 \cdot 10^5 \quad \text{МПа} \quad \text{модуль продольной упругости материала фланца (09Г2С) при } t \text{ 20 C0 , приложение В ГОСТ 34233.1-2017, МПа}$$

$$E_{220} := 1.99 \cdot 10^5 \quad \text{МПа}$$

$$E_1 := 1.81 \cdot 10^5 \quad \text{МПа} \quad \text{модуль продольной упругости материала фланца при расчетной температуре 200 C0 , приложение В [2], МПа}$$

$$E_2 := 1.91 \cdot 10^5 \quad \text{МПа}$$

Плечо действия сил в шпильках для приварных встык фланцев:

$$D_{\phi} := D_2 \quad \text{диаметр окружности расположения болтов (шпилек)}$$

$$b := 0.5 \cdot (D_{\phi} - D_{\text{сп}}) = 172.5 \quad \text{мм} \quad [4]$$

$$\gamma := \frac{1}{y_{\phi 1} \cdot \frac{E_{\phi 20}}{E_{\phi}} + \left(y_{\phi 1} \cdot \frac{E_{120}}{E_1} + y_{\phi 2} \cdot \frac{E_{220}}{E_2} \right) \cdot b^2} = 3.633 \times 10^7 \quad [4]$$

Нагрузку, вызванную стесненностью температурных деформаций в соединениях с приварными встык фланцами:

$$Q_t := \gamma \cdot \left[\left(\alpha_{\phi 1} \cdot h_1 + \alpha_{ш1} \cdot h_{ш} \right) \cdot (t_{\phi 1} - 20) + \left(\alpha_{\phi 2} \cdot h_2 + \alpha_{ш2} \cdot h_{ш} \right) \cdot (t_{\phi 2} - 20) \dots \right] \\ + \left[\alpha_p \cdot h_p \cdot (t_p - 20) - \alpha_{\sigma} \cdot (h_1 + h_2 + h_p) \cdot (t_{\sigma} - 20) \right]$$

$$Q_t = 4.872 \times 10^6 \text{ Н}$$

$$x := \frac{1}{\sqrt{D \cdot S_0}} = 1.888 \quad \beta := \frac{S_1}{S_0} = 2 \quad [4]$$

По графику (рисунок Е1 [1]) определяем:

$$\zeta = 1.6$$

Эквивалентная толщина втулки фланца приварного встык:

$$S_{\text{э}} := \zeta \cdot S_0 \quad [4]$$

Плечо усилия от действия давления внутри фланца:

$$e := 0.5(D_{\text{сп}} - D - S_{\text{э}}) = 63.4 \text{ мм} \quad [4]$$

α - коэффициент жесткости фланцевого соединения с восьмигранными прокладками равен:

$$\alpha := 1 \quad [4]$$

Угловую податливость фланца ($y_{\phi H}$), нагруженного внешним изгибающим моментом, для приварных встык фланцев рассчитываем:

$$D_H := D_1 = 1.84 \times 10^3 \text{ мм} \quad \text{наружный диаметр фланца}$$

$$D_{\text{б}} := D_2 \quad \text{диаметр расположения шпилек, мм}$$

$$y_{\phi H} := \left(\frac{\pi}{4} \right)^3 \cdot \frac{D_{\text{б}}}{E_{20} \cdot D_H \cdot h_1^3} = 1.664 \times 10^{-13} \quad 1/\text{Н} \cdot \text{мм} \quad [4]$$

Коэффициент жесткости фланцевого соединения, нагруженного внутренним давлением или внешней осевой силой, для приварных встык фланцев:

$$\alpha_M := \frac{y_{\text{б}} + 2 \cdot y_{\phi H} \cdot b \cdot \left(b + e - \frac{e^2}{D_{\text{сп}}} \right)}{y_{\text{б}} + y_{\text{п}} \cdot \left(\frac{D_{\text{б}}}{D_{\text{сп}}} \right)^2 + 2 \cdot y_{\phi H} \cdot b^2} = 1.117 \quad [4]$$

Расчетная нагрузка на шпильки при затяжке, необходимая для обеспечения в рабочих условиях давления на прокладку, достаточного для герметизации фланцевого соединения:

$$P_{б1} := \max \left[\left[\alpha \cdot (Q_d + F) + R_{п} + \frac{4\alpha_M \cdot M}{D_{сп}} \right], \left[\alpha \cdot (Q_d + R_{п}) + \frac{4\alpha_M \cdot M}{D_{сп}} - Q_t \right] \right] \quad [4]$$

$$P_{б1} = 1.539 \times 10^7 \quad \text{Н}$$

номинальное допускаемое напряжение для шпилек из стали 20ХНЗА при расчетной температуре 200С определяем ГОСТ 34233.1-2017

$$\sigma_T := 222 \quad \text{МПа}$$

$$\eta_T := 1.5$$

$$\sigma_{бн} := \frac{\sigma_T}{\eta_T} = 148 \quad \text{МПа}$$

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

$$P_{б2} := \max \left[R_{обж}, \left(0.44 \cdot A_{б} \cdot \sigma_{бн} \right) \right] = 1.047 \times 10^7 \quad \text{Н} \quad [4]$$

Расчетную нагрузку на шпильки фланцевых соединений при затяжке вычисляют по формуле:

$$P_{мб} := \max [(P_{б1}), (P_{б2})] = 1.539 \times 10^7 \quad \text{Н} \quad [4]$$

Расчетную нагрузку на шпильки фланцевого соединения А1 в рабочих условиях вычисляем по формуле:

$$P_{рб} := P_{мб} + (1 - \alpha) \cdot (Q_d + F) + Q_t + \frac{4 \cdot (1 - \alpha_M) \cdot M}{D_{сп}} = 2.023 \times 10^7 \quad \text{Н} \quad [4]$$

Проверка прочности шпилек:

Расчетные напряжения в шпильках вычисляют по формулам:

$$\sigma_{б1} := \frac{P_{мб}}{A_{б}} = 95.693 \quad \text{МПа} \quad \text{при затяжке:} \quad [4]$$

$$\sigma_{б2} := \frac{P_{рб}}{A_{б}} = 125.783 \quad \text{МПа} \quad \text{в рабочих условиях:} \quad [4]$$

Допускаемое напряжение для шпилек при затяжке:

$$\zeta := 1.2 \quad \text{коэффициент увеличения допускаемых напряжений при затяжке}$$

$$K_{ур} := 1.0 \quad \text{коэффициент условий работы для рабочих условий}$$

$$K_{уз} := 1.0 \quad \text{коэффициент условий затяжки для обычной неконтролируемой затяжке}$$

					ФЮРА.318422.001ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		93

$K_{ут} := 1.3$ коэффициент учета нагрузки от температурных деформаций с учетом нагрузки

$$\sigma_{бм} := \zeta \cdot K_{ур} \cdot K_{уз} \cdot K_{ут} \cdot \sigma_{бн} = 230.88 \text{ МПа} \quad [4]$$

Допускаемое напряжение для шпилек в рабочих условиях и при расчете на условия испытания:

$K_{ур} := 1.35$ коэффициент условий работы для условий испытаний

$$\sigma_{бр} := K_{ур} \cdot K_{уз} \cdot K_{ут} \cdot \sigma_{бн} = 259.74 \text{ МПа} \quad [4]$$

Условие прочности шпилек:

при затяжке:

$$\sigma_{б1} \leq \sigma_{бм} \quad [4]$$

$$\sigma_{б1} = 95.693 \text{ МПа} \quad \text{меньше} \quad \sigma_{бм} = 230.88 \text{ МПа}$$

Вывод: условие прочности шпилек при затяжке выполняется.

в рабочих условиях:

$$\sigma_{б2} \leq \sigma_{бр} \quad [4]$$

$$\sigma_{б2} = 125.783 \text{ МПа} \quad \text{меньше} \quad \sigma_{бр} = 259.74 \text{ МПа}$$

Вывод: условие прочности шпилек в рабочих условиях и при условии испытаний выполняется.

Произведем расчет прокладки на прочность

Допускаемое удельное давление:

$$q := 180 \text{ МПа} \quad \text{для восьмигранной прокладки из стали 08X18H10T} \quad [4]$$

Расчетное удельное давление:

$$q_{п} := \frac{\max[(P_{бм}), (P_{рб})]}{\pi \cdot D_{сп} \cdot b_{п}} = 95.409 \text{ МПа} \quad [4]$$

Условие прочности прокладки:

$$q_{п} \leq q$$

$$q_{п} = 95.409 \text{ МПа} \quad \text{меньше} \quad q = 180 \text{ МПа}$$

$$Us1 := \begin{cases} \text{"Условие выполняется"} & \text{if } q_{п} \leq q \\ \text{"Условие НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$Us1 = \text{"Условие выполняется"}$$

Вывод: условие прочности прокладки выполняется.

					ФЮРА.318422.001ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		94

Расчет фланцев на прочность.

для приварного встык фланца:

C_F коэффициент, учитывающий изгиб тарелки фланца между шпильками

$$C_F := \max \left[(1), \left(\sqrt{\frac{\frac{\pi \cdot D_b}{n}}{2d_b + \frac{6 \cdot h_1}{m + 0.5}}} \right) \right] = 1 \quad [4]$$

Расчетный изгибающий момент, действующий на фланец при затяжке:

$$M_M := C_F \cdot P_{M_b} \cdot b = 2.655 \times 10^9 \quad \text{Н*мм} \quad [4]$$

Расчетный изгибающий момент, действующий на фланец в рабочих условиях для приварного встык фланца:

$$M_p := C_F \cdot \max \left[[P_r b \cdot b + (Q_d + Q_{FM}) \cdot e], (Q_d + Q_{FM} \cdot e) \right] = 3.523 \times 10^9 \quad \text{Н*мм} \quad [4]$$

Расчетные напряжения во фланце при затяжке:

Меридиональное изгибающее напряжение для приварных встык фланцев с конической втулкой в сечении S1:

$c := 3 \text{ мм}$ прибавка на коррозию

$$\sigma_{M1} := \frac{M_M}{\lambda \cdot (S1 - c)^2 \cdot D} = 0.854 \quad \text{МПа} \quad [4]$$

для приварных встык фланцев с конической втулкой в сечении S0:

$$\sigma_{M0} := f \cdot \sigma_{M1} = 0.854 \quad \text{МПа} \quad [4]$$

Напряжение в тарелке для приварных встык фланцев:

Радиальное напряжение:

$$\sigma_{MR} := \frac{(1.33 \cdot \beta_F \cdot h_1 + l_0)}{\lambda \cdot h_1^2 \cdot l_0 \cdot D} \cdot M_M = 0.662 \quad \text{МПа} \quad [4]$$

$\beta_Y := 3.7$ определяем графически по рисунку К.1

$\beta_Z := 2.7$ определяем графически по рисунку К.1

Окружное напряжение:

$$\sigma_{MT} := \frac{\beta_Y \cdot M_M}{h_1^2 \cdot D} - \beta_Z \cdot \sigma_{MR} = 142.743 \quad \text{МПа} \quad [4]$$

					ФЮРА.318422.001ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		95

Расчетные напряжения во фланце в рабочих условиях для приварных встык с конической втулкой в сечении S1:

$$\sigma_{p1} := \frac{M_p}{\lambda \cdot (S1 - c)^2 \cdot D} = 1.133 \quad \text{МПа} \quad [4]$$

для приварных встык с конической втулкой в сечении S0:

$$\sigma_{p0} := f \cdot \sigma_{p1} = 1.133 \quad \text{МПа} \quad [4]$$

Меридиональное мембранное напряжение для приварных встык фланцев с конической втулкой в сечении S1:

$$\sigma_{p1mm} := \frac{0.785 \cdot D^2 \cdot p}{\pi \cdot (D + S1) \cdot (S1 - c)} = 13.736 \quad \text{МПа} \quad [4]$$

для приварных встык фланцев с конической втулкой в сечении S0:

$$\sigma_{p0mm} := \frac{0.785 \cdot D^2 \cdot p}{\pi \cdot (D + S0) \cdot (S0 - c)} = 29.798 \quad \text{МПа} \quad [4]$$

Окружное мембранное напряжение для приварных встык фланцев с конической втулкой в сечении S0:

$$\sigma_{p0mo} := \frac{p \cdot D}{2(S0 - c)} = 63.75 \quad \text{МПа} \quad [4]$$

Напряжения в тарелке приварного встык фланца:

радиальное напряжение:

$$\sigma_{pR} := \frac{(1.33 \cdot \beta_F \cdot h1 + l_0)}{\lambda \cdot h1^2 \cdot l_0 \cdot D} \cdot M_p = 0.878 \quad \text{МПа} \quad [4]$$

окружное напряжение:

$$\sigma_{pT} := \frac{\beta_Y \cdot M_p}{h1^2 \cdot D} - \beta_Z \cdot \sigma_{pR} = 189.393 \quad \text{МПа} \quad [4]$$

Условия статической прочности фланцев приварных встык с конической втулкой в сечении S1:

при затяжке:

$$\max[(\sigma_{1m} + \sigma_{mR}), (\sigma_{1m} + \sigma_{mT})] \leq K_S \cdot K_T \cdot \sigma_m \quad [4]$$

σ_m допускаемое значение общих мембранных и изгибных напряжений по [1]

$K_T := 1.3$ коэффициент увеличения допускаемых напряжений с учетом температурных деформаций

					ФЮРА.318422.001ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		96

K_S коэффициент учета размеров тарелки фланца, определяем методом линейной интерполяции

$$K := \begin{pmatrix} 1.4 \\ 2.0 \end{pmatrix} \quad K_{Sc} := \begin{pmatrix} 1 \\ 2 \end{pmatrix} \quad K_p := 1.53$$

$$K_S := \text{Floor}(\text{interp}(K, K_{Sc}, K_p), 0.01) \quad K_S = 1.21$$

допускаемое напряжение для материала фланца (09Г2С) при расчетной температуре 200 С, ГОСТ 34233.1

$$\sigma := 148 \text{ МПа}$$

$$\sigma_M := 1.5 \cdot \sigma = 222 \text{ МПа} \quad \text{согласно пункта 8.10 ГОСТ 34233.1} \quad [1]$$

$$\max(\sigma_{M1} + \sigma_{MR}, \sigma_{M1} + \sigma_{MT}) = 143.597 \text{ МПа} \quad \text{меньше} \quad K_S \cdot K_T \cdot \sigma_M = 349.206 \text{ МПа}$$

Вывод: условие статической прочности фланцев приварных встык с конической втулкой в сечении S1 при затяжке выполняется.

в рабочих условиях:

$$\max[(\sigma_{p1} - \sigma_{p1mm} + \sigma_{MR}), (\sigma_{p1} - \sigma_{p1mm} + \sigma_{pT}), (\sigma_{p1} + \sigma_{p1mm})] \leq K_S \cdot K_T \cdot \sigma_M \quad [4]$$

$$\max[(\sigma_{p1} - \sigma_{p1mm} + \sigma_{MR}), (\sigma_{p1} - \sigma_{p1mm} + \sigma_{pT}), (\sigma_{p1} + \sigma_{p1mm})] = 217.639 \text{ МПа}$$

$$K_S \cdot K_T \cdot \sigma_M = 349.206 \text{ МПа}$$

$$176.793 \text{ МПа} \quad \text{меньше} \quad 349.206 \text{ МПа}$$

Вывод: условие статической прочности фланцев приварных встык с конической втулкой в сечении S1 в рабочих условиях выполняется.

Условия статической прочности фланцев приварных встык с конической втулкой в сечении S0:

при затяжке:

$$\sigma_{M0} \leq 1.3 \cdot \sigma_R \quad [4]$$

$$\sigma_R := 1.4\sigma \quad \text{согласно пункта 8.10 ГОСТ 34233.1}$$

$$\sigma_{M0} = 0.854 \text{ МПа} \quad \text{меньше} \quad 1.3\sigma_R = 269.36 \text{ МПа}$$

Вывод: условие статической прочности фланцев приварных встык с конической втулкой в сечении S0 при затяжке выполняется.

					ФЮРА.318422.001ПЗ	Лист
						97
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

при рабочих условиях:

$$\max[(\sigma_{0\pm\sigma_{0\text{мм}}}), (0.3\sigma_{0\pm\sigma_{0\text{мо}}}), (0.7\sigma_{0\text{мо}\pm\sigma_{0\text{мм}})] \leq 1.3 \cdot \sigma_R \quad [4]$$

$$\max[(\sigma_0 + \sigma_{0\text{мм}}), 0.3\sigma_0 + \sigma_{0\text{мо}}, (0.7\sigma_{0\text{мо}} + \sigma_{0\text{мм}})] = 74.423 \quad \text{МПа}$$

$$\max(\sigma_0 - \sigma_{0\text{мм}}, 0.3\sigma_0 - \sigma_{0\text{мо}}, 0.7\sigma_{0\text{мо}} - \sigma_{0\text{мм}}) = 14.827 \quad \text{МПа}$$

$$74.423 \text{ МПа} \text{ меньше } 269.36 \text{ МПа}$$

Вывод: условие статической прочности фланцев приварных встык с конической втулкой в сечении S0 в рабочих условиях выполняется.

Для всех типов фланцев в сечении S0 должно выполняться условие:

$$\max(\sigma_{0\text{мм}}, \sigma_{0\text{мо}}) \leq \sigma \quad [4]$$

$$\max(\sigma_{0\text{мм}}, \sigma_{0\text{мо}}) = 63.75 \quad \text{МПа} \text{ меньше } \sigma = 148 \quad \text{МПа}$$

Вывод: условие выполняется.

Для тарелок приварных встык фланцев должно выполняться условие:

при затяжке:

$$\max(\sigma_{\text{мR}}, \sigma_{\text{мT}}) \leq K_T \cdot \sigma \quad [4]$$

$$\max(\sigma_{\text{мR}}, \sigma_{\text{мT}}) = 142.743 \text{ МПа} \text{ меньше } K_T \cdot \sigma = 192.4 \text{ МПа}$$

в рабочих условиях:

$$\max(\sigma_{\text{R}}, \sigma_{\text{T}}) \leq K_T \cdot \sigma \quad [4]$$

$$\max(\sigma_{\text{R}}, \sigma_{\text{T}}) = 189.393 \text{ МПа} \text{ меньше } K_T \cdot \sigma = 192.4 \text{ МПа}$$

Вывод: для тарелок приварных встык фланцев условия выполняются.

Проверка углов поворота фланцев

Угол поворота приварного встык фланца в рабочих условиях вычисляем:

$$[\Theta] := 0.006 \text{ рад} \text{ допускаемый угол поворота фланца приварного встык при } D \text{ менее } 400 \text{ мм}$$

$$K_{\Theta} := 1 \text{ коэффициент увеличения допускаемого угла поворота фланца}$$

$$\Theta := M_{\text{р-уф}} \cdot \frac{E_{20}}{E_1} \leq K_{\Theta} \cdot [\Theta] \quad [4]$$

$$\Theta := M_{\text{р-уф}} \cdot \frac{E_{20}}{E_1} = 4.378 \times 10^{-4} \text{ рад} \text{ меньше } K_{\Theta} \cdot [\Theta] = 6 \times 10^{-3} \text{ рад}$$

					ФЮРА.318422.001ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		98

Размах условных упругих напряжений на наружной и внутренней поверхностях конической втулки приварного встык фланца в сечении S1 в условиях затяжки вычисляют по формулам:

меридиональное напряжение:

$$\sigma_{m11} := \sigma_{m1} = 0.854 \quad \text{МПа} \quad [4]$$

$$\sigma_{m12} := -\sigma_{m1} = -0.854 \quad \text{МПа} \quad [4]$$

окружное напряжение:

$$\sigma_{m14} := \sigma_{m\Gamma} = 142.743 \quad \text{МПа} \quad [4]$$

$$\sigma_{m13} := \sigma_{m14} = 142.743 \quad \text{МПа}$$

радиальное напряжение:

$$\sigma_{m16} := \sigma_{mR} = 0.662 \quad \text{МПа} \quad [4]$$

$$\sigma_{m15} := \sigma_{m16} = 0.662 \quad \text{МПа}$$

Размах условных упругих напряжений в меридиональном направлении на наружной и внутренней поверхностях конической втулки приварного встык фланца в сечении S0

в условиях затяжки вычисляют по формулам:

$$\sigma_{m01} := \sigma_{m0} = 0.854 \quad \text{МПа} \quad [4]$$

$$\sigma_{m02} := -\sigma_{m0} = -0.854 \quad \text{МПа} \quad [4]$$

Размах условных упругих напряжений на наружной и внутренней поверхностях конической втулки приварного встык фланца в сечении S1 в рабочих условиях вычисляют по формулам:

меридиональное напряжение:

$$\sigma_{p11} := \sigma_{p1} + \sigma_{p1mm} = 14.869 \quad \text{МПа} \quad [4]$$

$$\sigma_{p12} := -\sigma_{p1} + \sigma_{p1mm} = 12.603 \quad \text{МПа} \quad [4]$$

окружное напряжение:

$$\sigma_{p13} := \sigma_{p\Gamma} = 189.393 \quad \text{МПа} \quad [4]$$

$$\sigma_{p14} := \sigma_{p13} = 189.393 \quad \text{МПа}$$

радиальное напряжение:

$$\sigma_{p15} := \sigma_{pR} = 0.878 \quad \text{МПа} \quad [4]$$

$$\sigma_{p16} := \sigma_{p15} = 0.878 \quad \text{МПа}$$

					ФЮРА.318422.001ПЗ	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		99

Размах условных упругих напряжений на наружной и внутренней поверхностях конической втулки приварного встык фланца в сечении S0 в рабочих условиях вычисляют по формулам:

меридиональное напряжение:

$$\sigma_{p01} := \sigma_{p0} + \sigma_{p0mm} = 30.931 \quad \text{МПа} \quad [4]$$

$$\sigma_{p02} := -\sigma_{p0} + \sigma_{p0mm} = 28.665 \quad \text{МПа} \quad [4]$$

окружное напряжение:

$$\sigma_{p03} := \sigma_{p0mo} + 0.3\sigma_{p0} = 64.09 \quad \text{МПа} \quad [4]$$

$$\sigma_{p04} := \sigma_{p0mo} - 0.3\sigma_{p0} = 63.41 \quad \text{МПа} \quad [4]$$

Расчетные амплитуды приведенных условных упругих напряжений:

Для приварных встык фланцев с конической втулкой амплитуду приведенных условных упругих напряжений при затяжке вычисляют по формуле:

$r := 2.4$ мм радиус скругления в основании втулки

$$\frac{r}{S1} = 0.014$$

$\alpha\sigma := 5$ коэффициент концентрации напряжений, определяется графически Рисунок №4 [4]

$$\sigma_a := \frac{\max[(\alpha\sigma \cdot |\sigma_{m11}|), (|\sigma_{m12} - \sigma_{m14}|), (|\sigma_{m12} - \sigma_{m16}|), (|\sigma_{m01}|)]}{2} = 71.798 \quad \text{МПа}$$

для шпилек:

$$\sigma_a := \frac{1.8 \cdot \sigma_{b1}}{2} = 86.124 \quad \text{МПа}$$

					ФЮРА.318422.001ПЗ	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		100

7.5 Расчет опор для горизонтального теплообменного аппарата

Для горизонтального аппарата в качестве опор принимаем две седловые опоры.

Расчет опор и нагрузки будем проводить по ГОСТ 34233.5-2017.

Условия применимости формул:

$$\frac{s - c}{D} \leq 0.05 \quad [5]$$

Параметры аппарата:

$$s := 14 \text{ мм} \quad c := 3 \text{ мм} \quad D := 1200 \text{ мм}$$

$$H := 396.0 \text{ мм} \quad L := 5645 \text{ мм} \quad p := 2.5 \text{ МПа}$$

$$Us1 := \begin{cases} \text{"Условие применимости формул выполняется"} & \text{if } \frac{s - c}{D} \leq 0.05 \\ \text{"Условие применимости формул НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$
$$Us1 = \text{"Условие применимости формул выполняется"}$$

Вес порожнего аппарата равен 30250 кг. Вместимость трубного пространства 5,2 м³, вместимость межтрубного пространства 4,8 м³. При гидроиспытаниях аппарат наполним водой, поэтому полная масса аппарата при гидроиспытаниях будет равна:

$$V := 10 \text{ м}^3 \quad \rho := 1000 \text{ кг / м}^3$$

$$M_{ап} := 30250 + \frac{V \cdot \rho}{1000} = 3.026 \times 10^4 \text{ кг}$$

$$G := M_{ап} \cdot 9.807 = 2.968 \times 10^5 \text{ Н}$$

Опоры установим симметрично, как показано на рисунке:

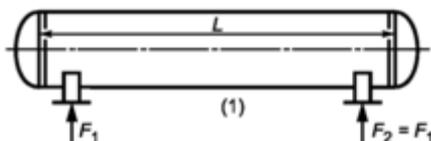


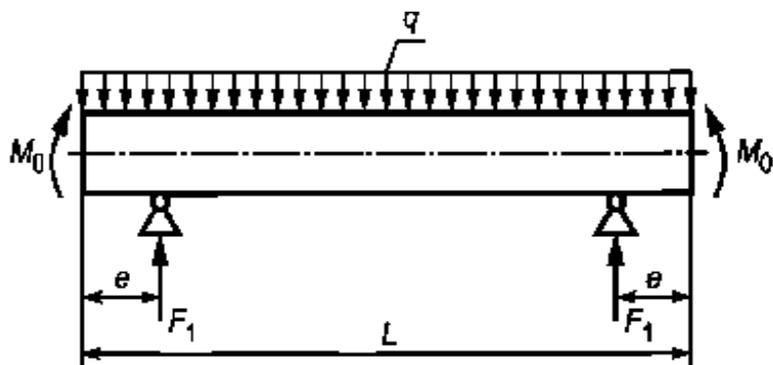
Рисунок №20 Сосуд, симметрично опирающийся на две седловые опоры

Опорное вертикальное усилие F1 в общем случае определяется методами механики и учитывает суммарную массу сосуда и его содержимого.

Для схемы балки, приведенной на рисунке №19, опорное усилие вычисляется по формуле:

$$F1 := \frac{G}{2} = 1.484 \times 10^5 \text{ Н} \quad [5]$$

					ФЮРА.318422.001ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		101



a — однопролетная балка

Рисунок №21 Расчетная схема однопролетной балки

Весовые нагрузки для балки определяем по формулам:

Распределенная весовая нагрузка:

$$q := \frac{G}{L + \frac{4}{3}H} = 48.074 \quad \text{Н/мм} \quad [5]$$

Расчетный изгибающий момент, действующий на консольную часть обечайки:

$$M_0 := q \cdot \frac{D^2}{16} = 4.327 \times 10^6 \quad \text{Н*мм} \quad [5]$$

Длина свободно выступающей части эквивалентного сосуда, мм

$$e := 396 + 762 + 370 + 152 = 1.68 \times 10^3 \quad \text{мм}$$

Изгибающий момент над опорами:

$$M1 := \frac{q \cdot e^2}{2} - M_0 = 6.352 \times 10^7 \quad \text{Н*мм} \quad [5]$$

Длина выступающей части сосуда, включая отбортовку днища:

$$a := 152 + 370 + 762 = 1.284 \times 10^3 \quad \text{мм}$$

Максимальный изгибающий момент между опорами:

$$M12 := M_0 + F1 \cdot \left(\frac{L}{2} - a \right) - \frac{q}{2} \cdot \left(\frac{L}{2} + \frac{2}{3} \cdot H \right) = 2.325 \times 10^8 \quad \text{Н*мм} \quad [5]$$

Поперечное усилие в сечении оболочки над опорой:

$$Q1 := \frac{L - 2a}{L + \frac{4}{3} \cdot H} = 0.498 \quad \text{Н} \quad [5]$$

Проверка несущей способности обечайки в сечении между опорами:

Условие прочности для сосудов работающих под внутренним избыточным давлением:

$$\frac{p \cdot D}{4 \cdot (s - c)} + \frac{4 \cdot M_{12} \cdot K_g}{\pi \cdot D^2 \cdot (s - c)} \leq \sigma_{доп} \cdot \varphi \quad [5]$$

$$y := \frac{D}{s - c} \quad x := \frac{L}{D} \quad [5]$$

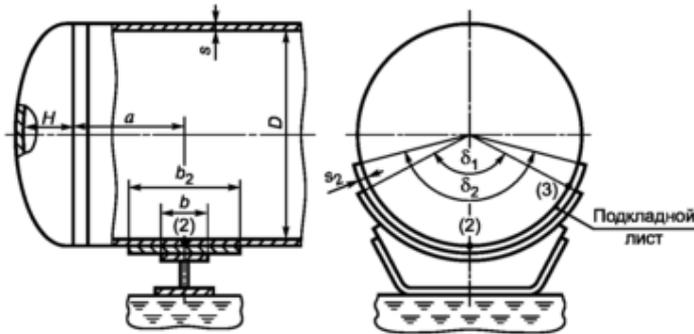


Рисунок №22 Расчетная схема для седловой опоры

Коэффициент, учитывающий частичное заполнение жидкостью:

$K_9 := 1$ рассчитан по формуле 42 ГОСТ 34233.5-2017

$\sigma_{доп} := 165 \text{ МПа}$ допускаемое напряжение материала кожуха (09Г2С) по ГОСТ 34233.1-2017 при расчетной температуре кожуха 200С

$\varphi := 1$ коэффициент прочности сварных швов, расположенных в области опорного узла

$p := 2.5 \text{ МПа}$ расчетное внутреннее избыточное давление

$$\frac{p \cdot D}{4 \cdot (s - c)} + \frac{4 \cdot M_{12} \cdot K_9}{\pi \cdot D^2 \cdot (s - c)} = 86.873 \text{ МПа} \text{ меньше чем } \sigma_{доп} \cdot \varphi = 165 \text{ МПа}$$

Вывод: условие прочности для данного аппарата выполняется.

Проверка несущей способности обечайки в сечении между опорами осуществляется при условии:

$M_{12} > M_1$

$Us1 := \begin{cases} \text{"Условие выполняется"} & \text{if } M_{12} > M_1 \\ \text{"Условие НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$
 $Us1 = \text{"Условие выполняется"}$

Проверка несущей способности обечайки, не укрепленной кольцами жесткости в области опорного узла:

Несущую способность обечайки следует проверять у краев опорного узла, где возникают наибольшие местные напряжения.

Общее мембранное меридиональное напряжение изгиба от весовых нагрузок, действующее в области опорного узла, вычисляются по формуле:

$$\sigma_{\text{мх}} := \frac{4M1}{\pi \cdot D^2 \cdot (s - c)} = 5.105 \quad \text{МПа} \quad [5]$$

Коэффициенты:

$$\nu_1 := \frac{(-0.23) \cdot K13 \cdot K15}{K12 \cdot K10} = -0.023 \quad [5]$$

Для цилиндрической обечайки:

$$D_p := D \quad K2 := 1.25 \quad \text{для рабочих условий}$$

$$\nu_2 := \min \left[-(\sigma_{\text{мх}}) \cdot \frac{1}{K2 \cdot \sigma_{\text{доп}}}, \left[\frac{p \cdot D}{4 \cdot (s - c)} - \sigma_{\text{мх}} \right] \cdot \frac{1}{(K2 \cdot \sigma_{\text{доп}})} \right] = -0.025 \quad [5]$$

$$K1 := \frac{1 - \nu_2^2}{\left(\frac{1}{3 + \nu_1 \cdot \nu_2} \right) + \sqrt{\left(\frac{1}{3 + \nu_1 \cdot \nu_2} \right)^2 + (1 - \nu_2^2) \cdot \nu_1^2}} = 1.498 \quad [5]$$

Предельное напряжение изгиба в месте крепления опор:

$$\sigma_{i2} := \sigma_{\text{доп}} \cdot K1 \cdot K2 = 308.871 \quad \text{МПа}$$

$$\nu_3 := - \left(\frac{0.53 \cdot K11}{K14 \cdot K16 \cdot K17 \cdot \sin(0.5 \cdot \delta 1)} \right) = -3.21 \quad [5]$$

$$K1 := \frac{1 - \nu_2^2}{\left(\frac{1}{3 + \nu_3 \cdot \nu_2} \right) + \sqrt{\left(\frac{1}{3 + \nu_3 \cdot \nu_2} \right)^2 + (1 - \nu_2^2) \cdot \nu_3^2}} = 0.282 \quad [5]$$

$$\sigma_{i3} := \sigma_{\text{доп}} \cdot K1 \cdot K2 = 58.067 \quad \text{МПа} \quad [5]$$

$$F2 := \frac{0.7 \cdot \sigma_{i2} \cdot (s - c) \cdot \sqrt{D \cdot (s - c)}}{K10 \cdot K12} = 2.902 \times 10^5 \quad \text{Н} \quad [5]$$

$$F3 := \frac{0.9 \cdot \sigma_{i3} \cdot (s - c) \cdot \sqrt{D \cdot (s - c)}}{K14 \cdot K16 \cdot K17} = 3.466 \times 10^5 \quad \text{Н} \quad [5]$$

Цилиндрическая обечайка без подкладных листов в месте опоры

					ФЮРА.318422.001ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		105

Условие прочности:

$$F1 \leq \min(F2, F3)$$

$$Usl := \begin{cases} \text{"Условие выполняется"} & \text{if } F1 \leq \min(F2, F3) \\ \text{"Условие НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$Usl = \text{"Условие выполняется"}$$

Согласно ОСТ 26-2091-93 подбираем опоры седловые по следующим данным: нагрузка на одну опору должна быть не менее 150 кН, диаметр аппарата внутренний 1200 мм. Одна опора подвижная, вторая неподвижная.

					ФЮРА.318422.001ПЗ	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		106

8. РЕЗУЛЬТАТЫ ПРОВЕДЕННОГО ИССЛЕДОВАНИЯ

Согласно рекомендаций и результатов исследований, отраженных в учебно-справочном пособии [А.Г. Лаптева, Н.А. Николаева, М.М. Башарова] изготовим и установим в трубы теплообменника ленточные завихрители диаметром $D = 20$ мм с шагом закрутки $S=200$ мм (соотношение $S/D=10$), из стали 20 толщиной 1 мм.

На входе в трубное пространство установим ленточную вставку длиной 1,5 м. Закрепим ленточные вставки сваркой к пластине из стали 20 толщиной 3мм. Пластины прикрепим к трубной решетке болтами на входе в трубное пространство.

Принимая во внимание результаты экспериментальных исследований и расчетов, проведенными Щукиным В.К., Дрейцером Г.А., Будовым В.М. и др., принимаем среднее увеличение теплоотдачи по сравнению с гладкой трубой без ленточных завихрителей в 1,5 раза. Учитывая данные о том, что гидравлическое сопротивление потока жидкости в теплообменнике после установки ленточных завихрителей увеличивается пропорционально увеличению теплопередачи, то принимаем увеличение гидравлического сопротивления теплообменника так же в 1,5 раза.

По результатам расчетов, после установки в теплообменные трубы ленточных завихрителей, поверхность теплообмена при сохранении мощности можно уменьшить на 30%, а потери давления в теплообменнике вырастут в 1,5 раза, следовательно, вырастут энергозатраты на прокачку теплоносителей.

В результате установки ленточных завихрителей увеличивается скорость пристенного слоя нефти, что способствует смыванию отложений со стенок труб и увеличивает теплопередачу, а также избавляет от необходимости чистки внутренней поверхности труб.

Проведем экономический расчет на эффективность модернизации теплообменника.

					ФЮРА.318422.001ПЗ							
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>	<i>Результаты проведенного исследования</i>			<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>		
<i>Разраб.</i>	<i>Калаганов В.Ф.</i>									107	6	
<i>Руковод.</i>	<i>Беляев В.М.</i>							ТПУ гр. 3-2К41				
<i>Консульт.</i>	<i>Подопригора И.В.</i>											
<i>Рук-ль ООП</i>												

**ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА
«ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ,
РЕСУРСОЭФФЕКТИВНОСТЬ И РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ»**

Студенту:

Группа	ФИО
3-2К41	Калаганову Вячеславу Федоровичу

Инженерная школа	Инженерная школа новых производственных технологий	Отделение	Машины и аппараты химических производств
Уровень образования	бакалавр	Направление/специальность	18.03.02 Энерго- и ресурсосберегающие процессы в химической технологии, нефтехимии и биотехнологии

Исходные данные к разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»:

<i>1. Стоимость ресурсов научного исследования (НИ): материально-технических, энергетических, финансовых, информационных и человеческих</i>	Стоимости приобретения и монтажа дополнительных деталей теплообменника
<i>2. Нормы и нормативы расходования ресурсов</i>	Нормы потребления электроэнергии на предприятии
<i>3. Используемая система налогообложения, ставки налогов, отчислений, дисконтирования и кредитования</i>	При расчете экономического эффекта руководствоваться РД 39-01/06-0001-89 «Методические рекомендации по комплексной оценке эффективности мероприятий, направленных на ускорение научно-технического прогресса в нефтяной промышленности»

Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:

<i>1. Оценка коммерческого потенциала, перспективности и альтернатив проведения НИ с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения</i>	Оценить экономическую эффективность с точки зрения энергоэффективности.
<i>2. Планирование и формирование бюджета научных исследований</i>	-

<i>3. Определение ресурсной (ресурсосберегающей), финансовой, бюджетной, социальной и</i>	Оценка годового экономического эффекта от внедрения системы повышения теплоотдачи гладкостенных
---	---

<i>экономической эффективности исследования</i>	теплообменных элементов с винтовыми ленточными вставками
---	--

Перечень графического материала:

--

Дата выдачи задания для раздела по линейному графику

--

Задание выдал консультант:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Подопригора И. В.	к.э.н., доцент		

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
3-2К41	Калаганов Вячеслав Федорович		

9. ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ, РЕСУРСОЭФФЕКТИВНОСТЬ И РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ

Повышение энергоэффективности – одна из передовых целей, заявленных в Энергетической стратегии на период до 2035 г. [32]. Достичь желаемый уровень энергоэффективности можно не только заменой морально и физически устаревшего оборудования, но и модернизацией существующего основного фонда. Интенсивность вышеуказанных мероприятий, в первую очередь, зависит от финансовых возможностей организаций. Очевидно, что решение о проведении модернизации или переоборудования принимается на основании проведенного технико-экономического обоснования.

В рамках данной выпускной работы предложено модернизировать теплообменник нефть / ТЭГ-вода (сдвоенный) с винтовыми перегородками производства ОАО «Пензхиммаш» по средствам включения в трубное пространство винтовых ленточных вставок. Как было заявлено ранее, осуществление частичной модернизации оборудования позволит эффективно, а главное с небольшими затратами:

- повысить производительность;
- сократить количество часов, необходимых на обслуживание оборудования (турбулентный поток будет препятствовать появлению отложений на стенках труб);
- сокращение межремонтных сроков службы рассматриваемого объекта, а следовательно и сокращение времени простоя технологической линии;
- сократить затраты на подогрев углеводородного сырья.

Проведем расчет экономической эффективности дополнения гладкостенных теплообменных элементов винтовыми ленточными вставками. Исходными данными для расчета являются:

В кожухотрубчатом теплообменнике подогревается нефть, массовым расходом 400,3 кг/с;

- температура нефти меняется с 30 до 45 °С;
- нагреваемая нефть протекает внутри теплообменных элементов диаметром внутренним 20 мм
- протяженность завихрителей 1,5 м;
- число теплообменных элементов по 476 трубок в каждом из двух блоков
- стоимость одного ленточного завихрителя (ст. 20, ширина ленты 20 мм, толщина 1 мм) 47 руб.;

					ФЮРА.318422.001ПЗ			
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>	<i>Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение</i>	<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Разраб.</i>		<i>Калаганов В.Ф.</i>					<i>110</i>	<i>6</i>
<i>Руковод.</i>		<i>Беляев В.М.</i>						
<i>Консульт.</i>		<i>Подпригора И.В.</i>						
<i>Рук-ль ООП</i>								
						ТПУ гр. 3-2К41		

- увеличение теплопередачи в 1,5 раза;
- расход водного раствора этиленгликоля остается прежним;
- срок эксплуатации теплообменников 30 лет.

Расчет экономического эффекта за весь срок эксплуатации теплообменника выполняется по формуле:

$$\mathcal{E}_m = \frac{P_2 - \mathcal{Z}_2}{k_n + E_n} \quad [33]$$

где: P_2 – стоимостная оценка результатов использования усовершенствованного теплообменника;

\mathcal{Z}_2 – затраты на реализацию, ч;

k_n – норма реновации основных фондов, определяемая с учетом фактора времени, $k_n = 0,0061$ [33];

E_n – норматив эффективности капитальных вложений, $E_n = 0,1$ [33].

Затраты на реализацию проекта состоят из капитальных вложений и эксплуатационных затрат.

Вычислим сумму капитальных вложений:

$$K = C_{\text{трубы}} \cdot L \cdot N \quad [33]$$

$$\mathcal{Z}_p = 47 \cdot 1,5 \cdot 476 \cdot 2 = 67 \text{ тыс. руб}$$

где: $C_{\text{трубы}}$ – стоимость погонного метра ленты, 47 руб/м.

L – длина ленты, м;

N – количество теплообменных элементов (476 труб в каждом из 2 блоков).

Затраты на вспомогательные материалы (болты, смазки и пр.) заложим 10% от суммы капитальных вложений, 7 тыс. руб.

Рассчитаем заработную плату сотрудников, привлеченных к реализации предложения по повышению производительности теплообменников [37]:

$$\mathcal{Z}_{\text{зн}} = \mathcal{Z}_{\text{осн}} + \mathcal{Z}_{\text{доп}} \quad [33]$$

$$\mathcal{Z}_{\text{зн}} = 20500 + 4100 = 24600 \text{ руб}$$

где: $\mathcal{Z}_{\text{осн}}$ – основная заработная плата;

$\mathcal{Z}_{\text{доп}}$ – дополнительная заработная плата.

Премия (дополнительная) часть заработной платы составляет 20 % от оклада. В расчете принимаем 4100 руб.

Таблица №8 – Расчет основной заработной платы

Операция	Персонал	Время, смена	Оклад за смену, руб/смену	Сумма, руб
Разбор теплообменника				
Снятие верхней крышки, осмотр текущего состояния	1 мастер, 2 рабочих	1/2 смена	3000	3500
			2000	
Монтаж ленточных завихрителей				
Приварка завихрителей к вставке, прикручивание к трубной решетке накладки с завихрителями.	5 рабочих	1 смена	2000	10000
Сбор оборудования				
Сбор оборудования, испытания	1 мастер, 2 рабочих	1 смена	3000	7000
			2000	
Итого:				20500

В соответствии с ст. 146, 148 и 316 Трудового Кодекса РФ, зарплата работников, занятых в регионах с особыми климатическими условиями (к коим относится наш объект исследования, должна индексироваться посредством повышающего районного коэффициента. В нашем случае, 1,6.

Таким образом, затраты на заработную плату сотрудников составят 39360 руб.

Законодательство РФ также предусматривает обязательные отчисления во внебюджетные фонды:

$$Z_{внеб} = K_{внеб} \cdot (Z_{осн} + Z_{доп}) \quad [33]$$

$$Z_{зп} = 0,31 \cdot (20500 + 4100) = 7626 \text{ руб}$$

где: $K_{внеб}$ – коэффициент отчислений на уплату во внебюджетные фонды (пенсионный фонд, фонд ОМС и пр.), 30,2-38,5% [38].

Таким образом, фонд заработной платы по данному проекту составляет 46986 руб.

Соответственно, при расчете экономического эффекта от внедрения предложения затраты на проведение тех. обслуживания и ремонта не будут учтены по причине того, что периодичность ремонта и обслуживания теплообменников не изменится в результате модернизации и будет составлять примерно раз в каждые 500 – 2000 ч, согласно инструкции завода – изготовителя.

В представленном расчете отсутствует также сравнение амортизационных отчислений до и после модернизации теплообменника по причине того, что стоимость самого оборудования не изменилось.

Для того, чтобы сравнить затраты на электроэнергию до и после модернизации, определим эффективное время работы оборудования за расчетный период (табл. №9).

Таблица №9 – Эффективное время работы

Показатели	Количество дней (часов)
Календарный фонд времени	365 (8760)
Режимные потери рабочего времени –выходные –праздники	0 (0)
Номинальный фонд рабочего времени	365 (8760)
Простой оборудования в ремонтах	15 (360)
Эффективное время оборудования в год	350(8400)

При расчете эффективного времени работы, необходимо учитывать график плановых остановок для ремонта линейной части нефтепровода и сопутствующего оборудования[5]. Таким образом, время работы установки до модернизации принимаем 350 дней (8400 часов).

Дополнительные расходы на электроэнергию за год (табл. №10).

Таблица №10 Данные по мощности насоса и теплообменника

Наименование оборудования	Мощность, кВт	Эффективный фонд времени обрудования, ч
Теплообменник (до модернизации)	11890	8400
Теплообменник (после модернизации)	8321	8400
Насос (до модернизации)	271	8400
Насос (после модернизации)	350	8400

Расчет затрат на годовую потребность в электроэнергии

$$C_{эл} = P \cdot t \cdot T \quad [33]$$

$$(350 - 281) \cdot 350 \cdot 24 \cdot 5 = 2.898 \times 10^6 \text{ рублей}$$

где: P – мощность установки, кВт;

t – среднее время работы установки в месяц, ч;

T – тариф за электроэнергию, кВт*ч/руб.

Обслуживание одного теплообменного аппарата с учетом наполнения и перекачки этиленгликоля через теплообменник обходится предприятию в 4 млн. руб. в год.

Отсюда, экономическая выгода предприятия, не учитывая стоимости теплообменного аппарата, 1,1 млн. рублей в год.

За оставшийся срок эксплуатации 24 года экономический эффект составит [33]:

$$k_{\Pi} := \frac{0.1}{(1 + 0.1)^{24-1}} = 0.011$$

$$\frac{1100000 - (67000 + 7000 + 46986)}{0.011 + 0.1} = 8.82 \times 10^6 \text{ рублей}$$

Согласно [34], модернизацию теплообменного оборудования целесообразно проводить при существенном экономическом эффекте, повышении производительности оборудования не менее чем на 20-30 % и планируемом дальнейшем сроке эксплуатации оборудования более 5 лет. Учитывая, что на настоящий момент срок эксплуатации оборудования – 6 лет, в результате проведения модернизации теплообменников производительность вырастет приблизительно в 1,5 раза, рассчитанный экономический эффект составит 8,82 млн.руб., считаем рассматриваемый метод совершенствования теплообменных аппаратов экономически обоснованным.

В рамках анализа сильных и слабых сторон способа повышения производительности теплообменника проведен SWOT- анализ.

Таблица №11 – SWOT- анализ

<p style="text-align: center;">Strength</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Интенсификация процесса теплообмена 2. Уменьшение массогабаритных параметров теплообменника 3. Экономия электроэнергии 4. Снижение скорости отложения парафинов на стенках теплообменных элементов 5. Не требует значительных изменений конструкции 	<p style="text-align: center;">Weakness</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Рост гидравлического сопротивления 2. Рост затрат на перекачивание нефти через теплообменник 3. Завихрители подвержены коррозии 4. Отсутствие возможности почистить трубное пространство
<p style="text-align: center;">Opportunities</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Опыт эксплуатации позволит подобрать шаг винта и длину завихрителя с целью достижения максимально высокого коэффициента теплообмена 2. Включение в процесс теплообмена поверхность завихрителей 3. Использование коррозионно-стойких материалов 	<p style="text-align: center;">Threat</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Снятие с гарантийного обслуживания 2. Повышение скорости коррозионного износа трубок и завихрителей. Отсутствие активной противокоррозионной защиты 3. Большие гидравлические сопротивления, как следствие снижение напора, увеличение энергозатрат на перекачку.

ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА «СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ»

Студенту:

Группа	ФИО
3-2К41	Калаганову Вячеславу Федоровичу

Школа	<i>ИИИТ</i>	Отделение (НОЦ)	<i>НОЦ Н.М.Кижнера</i>
Уровень образования	<i>бакалавр</i>	Направление/специальность	<i>18.03.02 Энерго- и ресурсосберегающие процессы в химической технологии, нефтехимии и биотехнологии</i>

Исходные данные к разделу «Социальная ответственность»:	
1. Характеристика объекта исследования (вещество, материал, прибор, алгоритм, методика, рабочая зона) и области его применения	Кожухотрубчатый теплообменный аппарат для подогрева нефти
Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:	
<p>1. Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности:</p> <ul style="list-style-type: none"> – специальные (характерные при эксплуатации объекта исследования, проектируемой рабочей зоны) правовые нормы трудового законодательства; – организационные мероприятия при компоновке рабочей зоны. 	<ol style="list-style-type: none"> 1. Федеральный закон «О промышленной безопасности опасных производственных объектов»; 2. Федеральный закон «Технический регламент о требованиях пожарной безопасности»; 3. Трудовой кодекс Российской Федерации; 4. ГОСТ 30852.0-2002 Электрооборудование взрывозащищенное; 5. ГОСТ 12.0.003-2015 Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Опасные и вредные производственные факторы. Классификация; 6. ФНП «Правила безопасности в нефтяной и газовой промышленности»; 7. Приказ Министерства труда и социальной защиты РФ от 24 июля 2013 года N 328н Об утверждении Правил по охране труда при эксплуатации электроустановок; 8. Приказ Министерства труда и социальной защиты РФ от 28 марта 2014 года N 155н Об утверждении Правил по охране труда при работе на высоте; 9. Правила устройства электроустановок изд.№7; 10. СП 52.13330.2011 Естественное и искусственное освещение; 11. СП 155.13130.2014 Склады нефти и нефтепродуктов. Требования пожарной безопасности.
<p>2. Производственная безопасность:</p> <p>2.1. Анализ выявленных вредных и опасных</p>	<ol style="list-style-type: none"> 1. Загазованность воздуха рабочей зоны парами углеводородов, этиленгликоля;

факторов 2.2. Обоснование мероприятий по снижению воздействия	2. Недостаточная освещенность рабочей зоны; 3. Повышенная температура поверхности оборудования, среды; 4. Действие силы тяжести в тех случаях, когда оно может вызвать падение твердых, сыпучих, жидких объектов на работающего; 5. Повышенное значение напряжения в электрической цепи, замыкание которой может произойти через тело человека; 6. Действие силы тяжести в тех случаях, когда оно может вызвать падение работающего с высоты; 7. Острые кромки, заусенцы и шероховатость на поверхностях заготовок, инструментов и оборудования; 8. Разрушающиеся конструкции; 9. Повышенное образование электростатических зарядов;
3. Экологическая безопасность:	Влияние модернизации теплообменника на экологическую безопасность
4. Безопасность в чрезвычайных ситуациях:	<ul style="list-style-type: none"> – прямой удар молнии; – взрыв с последующим пожаром; – возгорание разлившейся нефти.

Дата выдачи задания для раздела по линейному графику	
---	--

Задание выдал консультант:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
ассистент	Немцова О.А.			

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
3-2К41	Калаганов Вячеслав Федорович		

10. Социальная ответственность

Введение

Темой работы является интенсификация теплообмена путем модернизации кожухотрубчатого теплообменника установкой ленточных завихрителей в трубном пространстве.

Интенсификация теплопередачи представляет собой одну из важнейших технических задач в современном машиностроении, так как увеличение коэффициента теплопередачи позволяет при заданной тепловой производительности и температурах теплоносителей уменьшить поверхность теплообмена, а значит, снизить массу, размеры и стоимость теплообменного аппарата, либо позволяет увеличить их тепловую производительность.

Исследуемый теплообменный аппарат находится в здании технологического оборудования (ЗТО). Здание технологического оборудования, входящее в состав головной нефтеперекачивающей станции (ГНПС), находится на территории Туруханского района Красноярского края, практически на границе полярного круга.

Климат на данной территории резко-континентальный с холодной продолжительной зимой и коротким теплым летом, поздними весенними и ранними осенними заморозками. Для указанного участка характерны резкие перепады температуры воздуха, особенно в переходные сезоны, а также порывы ветра со скоростью более 15м/с.

10.1 Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности.

Каждый гражданин РФ в соответствии с Конституцией имеет право на труд, а также создание условий занятости, отвечающих и технике безопасности и санитарно-гигиеническим нормативам.

В ФЗ №426 установлены 4 класса условий труда, в частности: оптимальные; допустимые; вредные; опасные.

Оптимальные условия считаются нормой и каких-либо мероприятий, кроме осуществления контроля не требуют. А вот 2 класс, считается уже допустимым, что предполагает наличие некоторых факторов, способных привести к возникновению расстройства функций здоровья на кратковременной основе и которые купируются за счет предоставления средств защиты и отдыха.

Условия, соответствующие 4 классу, встречаются достаточно редко, учитывая, что работа с химическими элементами и излучениями присутствует только в компаниях с определенной спецификой.

3 класс вредности является более распространенным в виду того, что в нем учтены множество факторов, присутствующих в большинстве компаний, от запыленности и вибрации, до занятости в условиях повышенной температуры, не говоря уже о работе с газосваркой или испарениями.

					ФЮРА.318422.001ПЗ			
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>	<i>Социальная ответственность</i>	<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Разраб.</i>		<i>Калаганов В.Ф.</i>						
<i>Руковод.</i>		<i>Беляев В.М.</i>					118	10
<i>Консульт.</i>		<i>Немцова О.А.</i>						
<i>Рук-ль ООП</i>						<i>ТПУ гр. 3-2К41</i>		

Данный класс разбит на подклассы, позволяющие учесть степень воздействия и предусмотреть льготы, позволяющие компенсировать причиненный вред. В частности, на законодательном уровне установлены следующие льготы: дополнительный отпуск; сокращенная норма часов труда в неделю; доплата в процентном соотношении к окладу либо часовой ставке; проведение медицинских обследований; досрочный выход на пенсию; выдача специального питания; страхование от несчастных случаев; запрет на совместительство должностей.

Работающим в районах Крайнего Севера вахтовым методом положен ряд определенных льгот. Особенности регулирования труда лиц, работающих в районах Крайнего Севера и приравненных к ним местностях, определены в гл. 50 ТК РФ.

Одной из основных льгот, предоставляемых данной категории работников, является районный коэффициент. Согласно ст. 315 ТК РФ оплата труда в районах Крайнего Севера и приравненных к ним местностях осуществляется с применением районных коэффициентов и процентных надбавок к заработной плате. Работникам также должна выплачиваться процентная «северная» надбавка к заработной плате. В отличие от районного коэффициента при выплате надбавок необходимо учитывать стаж работы в данных районах или местностях. Размер процентной надбавки и порядок ее выплаты (как и районный коэффициент) устанавливаются Правительством РФ (ст. 317 ТК РФ, ст. 11 Закона N 4520-1).

В соответствии со ст. 321 ТК РФ для работников Крайнего Севера предоставляется дополнительный отпуск, который составляет 24 календарных дня, а для лиц, работающих в местностях, приравненных к районам Крайнего Севера, — 16 календарных дней. Получить дополнительный отпуск работник имеет право на общих основаниях, то есть по истечении шести месяцев стажа у данного работодателя.

Сокращенная рабочая неделя (Ст. 320 ТК РФ). Женщинам, работающим в районах севера, коллективным или трудовым договором устанавливается 36-часовая рабочая неделя, если меньшая продолжительность рабочей недели не предусмотрена для них федеральными законами.

Гарантии и компенсации лицам, работающим вахтовым методом (Ст. 302 ТК РФ). Работники, выезжающие для выполнения работ вахтовым методом в северные районы из других районов, имеют право на установление районного коэффициента, надбавки к заработной плате и дополнительный оплачиваемый отпуск, предусмотренный для лиц, постоянно работающих в районах Крайнего Севера и приравненных к ним местностях.

Вахтовый метод работы по Трудовому кодексу регулируется главой 47. Работодатель согласно ТК РФ обеспечивает работников жильем, когда они находятся на месте проведения работ (ст. 297).

В целом Трудовой кодекс РФ вахтовый метод понимает как сумму времени производства работ и интервала отдыха между сменами.

С учетом ст. ст. 300 и 301 гл. 47, общих норм ТК (сконцентрированных главным образом в разделах IV и V) и соответствующих норм Основных положений при установлении режимов рабочего времени и времени отдыха при работе вахтовым методом необходимо руководствоваться, в частности, нижеследующим:

- общая продолжительность рабочего времени за учетный период, предусматриваемая графиком работы на вахте, не должна превышать нормального числа рабочих часов, установленного ТК (об их расчете см. ст. 300 ТК);
- продолжительность ежедневной работы (смены) не должна превышать 12 часов (п. 4.2 Основных положений);
- работа в течение двух смен подряд запрещается (ч. 5 ст. 103 ТК);

					ФЮРА.318422.001ПЗ	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		119

- продолжительность ежедневного (междусменного) отдыха с учетом перерывов для отдыха и питания может быть уменьшена до 12 часов (п. 4.3 Основных положений); о междусменном отдыхе см. также ст. 299 ТК;
- число выходных дней в текущем месяце должно быть не менее числа полных недель этого месяца (ч. 1 ст. 111 и п. 4.3 Основных положений), на основании чего выходные дни должны предоставляться лишь в среднем за каждую рабочую неделю, а не обязательно в течение каждой календарной недели;
- выходные дни могут приходиться на любые дни недели (п. 4.3 Основных положений).

Оплата работы вахтовым методом ТК РФ отмечена в ст. 302. Любой календарный день пребывания на работе в вахтовый период, а также фактические дни пути от места, где находится работодатель (пункта сбора), до места выполнения трудовых задач и обратно оплачивается надбавкой, которая заменяет суточные. Ее величина и порядок выплаты зависит от того, какой организацией является работодатель.

Требования к оснащенности и безопасности рабочих мест на нефтеперекачивающей станции устанавливают ФНП в области промышленной безопасности "Правила безопасности в нефтяной и газовой промышленности"

10.2 Производственная безопасность.

В таблице №1 приведены опасные и вредные производственные факторы, которые могут возникнуть при эксплуатации и модернизации исследуемого теплообменного аппарата.

Табл.№ 12. Возможные опасные и вредные факторы

Факторы (ГОСТ 12.0.003-2015)	Этапы работ			Нормативные документы	
	Разработка	Изготовление	Эксплуатация		
1. Загазованность воздуха рабочей зоны парами углеводородов, этиленгликоля			+	ФНП «Правила безопасности в нефтяной и газовой промышленности» п. 219,954,876, [44]	
2. Недостаточная освещенность рабочей зоны	+	+	+	СП 52.13330.2011 Естественное и искусственное освещение, таблица №1, [48]	
3. Повышенная температура поверхности оборудования, среды		+	+	ФНП «Правила безопасности в нефтяной и газовой промышленности» п. 59, 893, 915, [44]	
4. Действие силы тяжести в тех случаях, когда оно может вызвать падение твердых, сыпучих, жидких объектов на работающего		+	+	ФНП «Правила безопасности в нефтяной и газовой промышленности», [44]	
5. Повышенное значение напряжения в электрической цепи,		+	+	«Правила по охране труда при эксплуатации электроустановок» приказ от 24 июля 2013 года N 328н,	
				ФЮРА.318422.001ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	120

замыкание которой может произойти через тело человека				ПУЭ изд.№7, [45], [47]
6. Действие силы тяжести в тех случаях, когда оно может вызвать падение работающего с высоты;		+	+	«Правила по охране труда при работе на высоте», приказ от 28 марта 2014 года N 155н, [46]
7. Острые кромки, заусенцы и шероховатость на поверхностях заготовок, инструментов и оборудования		+	+	ФНП «Правила безопасности в нефтяной и газовой промышленности», [44]
8. Разрушающиеся конструкции			+	ФНП «Правила безопасности в нефтяной и газовой промышленности», ФЗ №123, СП 155.13130.2014, [44], [49]
9. Повышенное образование электростатических зарядов			+	«Правила по охране труда при эксплуатации электроустановок» приказ от 24 июля 2013 года N 328н, ПУЭ изд.№7, [45], [47]

10.2.1 Анализ опасных и вредных производственных факторов

Вредные факторы:

Вредный производственный фактор - фактор среды и трудового процесса, воздействие которого на работающего в определенных условиях приводит к заболеванию или снижению работоспособности. Определенные условия - это интенсивность, длительность, тяжесть, напряженность и другие неблагоприятные условия труда, которые могут вызвать профессиональное заболевание, временное или стойкое снижение работоспособности, повысить частоту инфекционных заболеваний, привести к нарушению здоровья потомства.

1. Загазованность воздуха рабочей зоны парами углеводородов, этиленгликоля:

В процессе работы оборудования загазованность рабочей зоны может возникнуть по причине негерметичности соединений трубопроводов, аппаратов, фланцевых, резьбовых и других соединений, а также по причине разгерметизации оборудования при аварии или проведении ремонтных работ.

Вследствие воздействия на работающего данного вредного фактора может произойти отравление организма, головокружение, тошнота, рвота, ухудшение состояния организма, потеря сознания. Предельно допустимая концентрация паров углеводородов в воздухе рабочей зоны 300мг/м³.

В целях недопущения разгерметизации и нарушения целостности теплоизоляции проводятся следующие мероприятия:

персонал, обслуживающий данное оборудование, обеспечивается специальной одеждой, СИЗ, индивидуальными газосигнализаторами, проходит обучение безопасным приемам и методам работ и проверку знаний согласно ГОСТ 12.0.004-90;

					ФЮРА.318422.001ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		121

осуществляется периодический осмотр оборудования оперативным персоналом и руководством объекта, а также ведется непрерывный дистанционный контроль технологических параметров оборудования с помощью датчиков и АРМ оператора;

производится диагностика оборудования и периодическая поверка средств измерений;

установка систем приточно-вытяжной вентиляции, сблокированной с датчиками загазованности.

2. Недостаточная освещенность рабочей зоны

Недостаточная освещенность рабочей зоны может возникнуть при проведении работ в темное время суток, при нарушении работы искусственного освещения.

Вследствие воздействия на работающего данного вредного фактора может произойти ухудшение зрения работника, а также случится опасный производственный фактор.

В целях недопущения возникновения данного вредного производственного фактора проводятся следующие мероприятия:

в помещениях и на территории производственного объекта устанавливаются светильники, матчи освещения с прожекторами,

персонал объекта обеспечивается переносными светильниками во взрывобезопасном исполнении напряжением не более 12 В,

работы в темное время суток не проводятся, за исключением аварийных случаев, при проведении которых зона проведения работ освещается прожекторами согласно плана производства работ.

Нормы освещенности на ОПО устанавливаются ФНП «Правила безопасности в нефтяной и газовой промышленности».

Опасные факторы:

Опасный производственный фактор - это фактор среды и трудового процесса, воздействие которого на работающего при определенных условиях приводит к травме или другому внезапному резкому ухудшению здоровья. Опасный производственный фактор может быть причиной острого заболевания или внезапного резкого ухудшения здоровья и смерти.

3. Повышенная температура поверхности оборудования, среды является следствием нагрева поверхности теплообменника за счет передачи тепла от горячего теплоносителя. В рассматриваемом теплообменнике в качестве горячего теплоносителя используется водный раствор этиленгликоля с температурой до 150°С. При внезапной разгерметизации оборудования или нарушении целостности теплоизоляции возникает вероятность ожога персонала объекта. Так же повышенная температура поверхностей может возникнуть в результате возгорания нефти или использованных обтирочных материалов, которые способны самовозгораться.

В целях недопущения разгерметизации и нарушения целостности теплоизоляции проводятся следующие мероприятия:

персонал, обслуживающий данное оборудование, обеспечивается специальной одеждой в соответствии с приказом 290н «Межотраслевые правила обеспечения работников специальной одеждой, специальной обувью и другими средствами индивидуальной

					ФЮРА.318422.001ПЗ	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		122

защиты», СИЗ, проходит обучение безопасным приемам и методам работ и проверку знаний согласно ГОСТ 12.0.004-90, осуществляется периодический осмотр оборудования оперативным персоналом и руководством объекта, а также ведется непрерывный дистанционный контроль технологических параметров оборудования с помощью датчиков и АРМ оператора.

В целях недопущения возгорания нефти или обтирочных материалов следует соблюдать требования пожарной безопасности, которые регламентированы ФЗ №123, СП 155.13130.2014 Склады нефти и нефтепродуктов. Требования пожарной безопасности (с Изменением N 1).

4. Действие силы тяжести в тех случаях, когда оно может вызвать падение твердых, сыпучих, жидких объектов на работающего;

Падение на работающего твердых тел возможно при проведении работ по обслуживанию и ремонту теплообменного аппарата по причине несоблюдения техники безопасности и правил проведения работ, разрушении конструкций трубопроводов и другого оборудования при нарушении технологического режима работы оборудования, обрушении здания.

В целях недопущения воздействия на работающих данного опасного фактора проводятся следующие мероприятия:

персонал, обслуживающий данное оборудование, обеспечивается специальными СИЗ (касками), контроль со стороны руководителей за соблюдением техники безопасности при проведении работ, обучение безопасным приемам и методам работ,

бортики на площадках обслуживания, ящики для инструмента;

осуществляется периодический осмотр оборудования оперативным персоналом и руководством объекта, а также ведется непрерывный дистанционный контроль технологических параметров оборудования с помощью датчиков и АРМ оператора; производится диагностика оборудования и периодическая поверка средств измерений.

5. Повышенное значение напряжения в электрической цепи, замыкание которой может произойти через тело человека;

Источником поражения током является: электрические провода, вспомогательное оборудование работающие от электричества.

Электрический удар – это возбуждение живых тканей током, сопровождающееся сокращением мышц. Электрический ток, проходя через организм человека, оказывает на него сложное действие, включая термическое, электролитическое и биологическое.

Безопасность при работе обеспечивается применением различных технических и организационных мер:

– установка оградительных устройств;

– изоляция токопроводящих частей и её непрерывный контроль; согласно ПУЭ сопротивление изоляции должно быть не менее 0,5 - 10 Ом*м;

– защитное заземление, использование знаков безопасности и предупреждающих плакатов.

К работе с электрооборудованием допускаются лица, прошедшие специальное обучение и имеющие соответствующую группу допуска по электробезопасности согласно “Перечню профессий и должностей работников службы ЛЭС, которые должны иметь соответствующую группу допуска по электробезопасности”. Весь состав проходит инструктаж по электробезопасности.

					ФЮРА.318422.001ПЗ	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		123

Для защиты от поражения электрическим током персонала необходимо использовать следующие средства индивидуальной защиты: диэлектрические перчатки и галоши (дежурные), резиновые коврики, изолирующие подставки.

Для защиты от электрической дуги и металлических искр при сварке необходимо использовать: защитные костюмы, защитные каски или очки и т.п.

6. Действие силы тяжести в тех случаях, когда оно может вызвать падение работающего с высоты;

Возможными причинами падения работника с высоты являются:

а) технические - отсутствие ограждений, предохранительных поясов; недостаточная прочность и устойчивость лестниц;

б) технологические - неправильная технология ведения работ;

в) человеческие - нарушение координации движений, потеря равновесия, неосторожное или небрежное выполнение работ, резкое ухудшение состояния здоровья;

г) метеорологические - сильный порывистый ветер, низкая и высокая температуры воздуха, дождь, снег, туман, гололед.

В целях недопущения воздействия на работающих данного опасного фактора проводятся следующие мероприятия:

обустройство ограждений, установка знаков безопасности; применение СИЗ, обучение безопасным приемам и методам работ, производится своевременная диагностика оборудования и СИЗ.

7. Острые кромки, заусенцы и шероховатость на поверхностях заготовок, инструментов и оборудования;

Вследствие данного опасного производственного фактора работник может получить царапины и порезы.

В целях недопущения воздействия на работающих данного опасного фактора проводятся следующие мероприятия:

дополнительная обработка деталей, применение СИЗ, соблюдение правил безопасного проведения работ, контроль за проведением работ со стороны руководства.

8. Разрушающиеся конструкции;

Разрушающиеся конструкции могут возникнуть по причине взрыва газовой смеси взрывоопасных веществ, превышения допустимого давления внутри сосуда или трубопровода, химической реакции.

Вследствие данного опасного производственного фактора работник может получить травмы различной степени тяжести.

В целях недопущения воздействия на работающих данного опасного фактора проводятся следующие мероприятия:

заземление всех металлических конструкций, производится своевременная диагностика оборудования,

осуществляется периодический осмотр оборудования оперативным персоналом и руководством объекта, а также ведется непрерывный дистанционный контроль технологических параметров оборудования с помощью датчиков и АРМ оператора;

производится диагностика оборудования и периодическая поверка средств измерений, соблюдать требования пожарной безопасности, которые регламентированы

					ФЮРА.318422.001ПЗ	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		124

ФЗ №123, СП 155.13130.2014 Склады нефти и нефтепродуктов. Требования пожарной безопасности (с Изменением N 1);

использование взрывозащищенного оборудования соответствующего классу взрывоопасной смеси, регламентируется ПУЭ, ГОСТ 30852.0-2002 (МЭК 60079-0:1998) Электрооборудование взрывозащищенное.

9. Статическое электричество

По физическим свойствам нефть является диэлектриком. При перекачке нефти возникает трение между слоями и частицами, а также их трение со стенками трубопроводов и резервуаров, в результате чего образуются электрические заряды величиной до нескольких тысяч вольт. Такое электричество называется статическим. Искровой разряд статического электричества на землю может вызвать воспламенение или взрыв смеси паров нефтепродуктов с воздухом. Чтобы не допустить аварии и несчастных случаев, резервуары, трубопроводы, технологическое оборудование заземляются.

К средствам защиты от статического электричества относятся:

- заземляющие устройства;
- экранирующие устройства.

В целях предотвращения образования заряда статического электричества все металлические и электрические части оборудования должны быть заземлены независимо от того, применяются ли другие меры защиты от статического электричества.

Сопротивление заземляющего устройства, предназначенного исключительно для защиты от статического электричества, должно быть не выше 100 Ом.

Во избежание опасности искровых разрядов наличие на поверхности нефтепродуктов незаземлённых электропроводных плавающих предметов не допускается. На применяемых поплавковых или буйковых уровнемерах поплавки должны быть изготовлены из электропроводного материала и надёжно заземлены.

Служба Главного энергетика на всех уровнях управления несёт ответственность за периодическую проверку заземляющих устройств, ведение паспортов на заземляющие устройства, за техническое состояние молниеотводов, проверку переходных сопротивлений контактных соединений, заземление плавающих крыш и понтонов, устройств защиты от статического электричества. Ответственные лица за эксплуатацию и ремонт устройства защиты обязаны обеспечить в соответствии с действующими нормативными документами правильную эксплуатацию устройств защиты от статического электричества.

10.2.2 Обоснование мероприятий по снижению уровней воздействия опасных и вредных факторов на исследователя (работающего)

Согласно пункта №6 ФНП «Правила безопасности в нефтяной и газовой промышленности» производство работ повышенной опасности должны проводиться по разработанным инструкциям, устанавливающим требования к организации и безопасному проведению таких работ, утвержденными техническим руководителем организации.

Согласно пункта № 938 работающие в местах, где возможно образование концентрации вредных газов, паров и пыли в воздухе выше допустимых санитарных норм, обеспечиваются соответствующими СИЗОД.

Согласно пункта № 47 Применение технических устройств должно осуществляться в соответствии с инструкциями по безопасной эксплуатации и обслуживанию, составленными заводами-изготовителями или эксплуатирующей

					ФЮРА.318422.001ПЗ	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		125

организацией, техническими паспортами (формулярами). Инструкции по эксплуатации технических устройств и инструмента иностранного производства должны быть представлены на русском языке.

Согласно пункта № 1024 все технические устройства, используемые во взрывоопасных зонах, должны применяться во взрывозащищенном исполнении, оснащаться аварийной световой и звуковой сигнализацией и системой освещения.

10.3 Экологическая безопасность

Трубопроводный транспорт является самым экологически чистым транспортом нефти. Исследуемый теплообменный аппарат является частью системы трубопроводного транспорта и герметичным сосудом, утечки нефти из которого возможны только в случае аварии. Дренажная система выполнена закрытой. Нефть по дренажному трубопроводу поступает в подземную емкость, из которой откачка нефти погружным насосом производится в магистральный нефтепровод. В случае аварии и разлива нефти в полу здания выполнены углубления с датчиками затопления пола, которые заблокированы с насосной станцией, и в случае срабатывания автоматически останавливают насосы, перекачивающие нефть. В случае разгерметизации подводящих трубопроводов или фланцевых соединений аппарата резко падает давление на выходе насосной станции. Датчики давления, установленные на выходе насосной станции, просигнализируют о падении давления, и система автоматики немедленно остановит перекачку нефти.

Полы в помещении ЗТО выполнены из масло-бензостойкого искробезопасного материала. В случае разлива, нефть вытирается хлопчато-бумажной ветошью, которая собирается в специальные ящики из негорючего материала с крышкой, и утилизируются специализированной организацией.

Запланированная модернизация теплообменника не повлияет на экологическую безопасность аппарата, так как технологический процесс перекачки нефти не изменится.

10.4 Безопасность в чрезвычайных ситуациях.

Чрезвычайные ситуации (ЧС) – обстановка на определенной территории сложившаяся в результате аварии, опасного природного явления, катастрофы, стихийного или иного бедствия, которые могут повлечь за собой человеческие жертвы, ущерб здоровью людей или окружающей природной среде, значительные материальные потери и нарушение условий жизнедеятельности людей.

Чрезвычайные ситуации подразделяются на следующие виды:

- природные (наводнение, снег, ветер, низкие температуры);
- техногенные (аварии, пожары);
- военные.

На нефтеперекачивающей станции возможны следующие чрезвычайные ситуации природного характера:

- прямой удар молнии;
- взрыв с последующим пожаром;
- возгорание разлившейся нефти.

Наиболее типичной ЧС может быть взрыв с последующим пожаром. При возникновении чрезвычайной ситуации на станции были разработаны следующие действия:

					ФЮРА.318422.001ПЗ	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		126

–в случае ЧС персонал, незадействованный на работах по ликвидации чрезвычайной ситуации, а также лица, оказавшиеся на месте аварии, эвакуируются из зоны действия поражающих факторов.

–по периметру опасной зоны выставляется оцепление.

–персонал, участвующий в проведении работ по ликвидации аварийного разлива нефти и работающий в загазованной парами нефти обеспечивается средствами защиты органов дыхания.

– персонал, участвующий в ликвидации разлива и работающий в условиях непосредственного соприкосновения нефтепродуктами обеспечивается средствами защиты кожи.

–медицинское обеспечение организуется в целях своевременного оказания первой помощи рабочим и служащим, а также эвакуации их в лечебные учреждения.

–для оказания первой помощи пострадавшим из числа обслуживающего персонала силами дежурного медицинского персонала развертывается санитарный пост, оснащенный всеми необходимыми медикаментами для оказания экстренной помощи. Здесь осуществляется первая доврачебная помощь пострадавшим. При этом важно своевременно и правильно оказать пострадавшему первую помощь (до оказания помощи медицинским работником).

–с прибытием к месту аварии профессиональных бригад скорой помощи оказание медицинской помощи осуществляется в тесном взаимодействии медицинских работников и членов санитарной дружины. При необходимости пострадавшие доставляются в ближайшее медучреждение автомобильным транспортом. Меры по ликвидации последствий ЧС: Для ликвидации последствий ЧС на нефтеперекачивающей станции были предприняты следующие действия:

–оповещение населения и последующая их эвакуация;

–привлечение сил и средств для ликвидации разлива нефти.

На производстве действия персонала при авариях регламентируют План ликвидации аварий и План ликвидации аварийных разливов нефти.

Заключение.

На опасном производственном объекте, где применяются, транспортируются, производятся легковоспламеняющиеся, горючие жидкости и газы во избежание аварий, инцидентов и несчастных случаев, необходимо соблюдать установленные законодательством и производственными инструкциями требования безопасности, эксплуатацию технических устройств производить согласно инструкций заводов-изготовителей. Работодатель должен обеспечить персонал объекта необходимыми средствами защиты от опасных и вредных производственных факторов, а также организовать отдых работников после рабочей смены.

Также необходимо помнить о том, что добыча, транспортировка и переработка нефти оказывает негативное воздействие на экологию, поэтому необходимо максимально снизить наносимый вред окружающей среде. Каждый работник предприятия несет ответственность за экологическую безопасность.

					ФЮРА.318422.001ПЗ	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		127

11. Заключение

На основании проведенного исследования можно сделать выводы о том, что интенсификация теплообмена в химической промышленности закруткой потока привлекает к себе все большее внимание своей эффективностью.

В каждом случае интенсификации теплообмена необходимо экспериментально показать обоснованность ее применения, так как много факторов влияет на ее интенсивность, например, режим течения жидкости, вязкость жидкости и т.д.

Установка ленточных завихрителей технически не сложное и эффективное решение интенсификации теплообмена, которое можно применить практически на любом предприятии где используются трубные теплообменники или охладители.

В процессе исследования интенсификации теплообмена мной было рассмотрено несколько методов интенсификации, такие как оребрение наружной поверхности труб, установка проволочного спирального завихрителя, кольцевая и винтовая накатка труб, витые трубы, но наиболее выгодна для модернизации данного теплообменника установка ленточных завихрителей.

					ФЮРА.318422.001ПЗ			
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата				
Разраб.		Калаганов В.Ф.			<i>Заключение</i>	Лит.	Лист	Листов
Руковод.		Беляев В.М.					128	1
Консульт.								
Рук-ль ООП								
					<i>ТПУ гр. 3-2К41</i>			

12. Список использованных источников

- [1] ГОСТ 34233.1-2017 Сосуды и аппараты Нормы и методы расчета на прочность. Общие требования.
- [2] ГОСТ 34233.2-2017 Сосуды и аппараты Нормы и методы расчета на прочность Расчет цилиндрических и конических обечаек, выпуклых и плоских днищ и крышек.
- [3] ГОСТ 34233.3-2017 Сосуды и аппараты Нормы и методы расчета на прочность Укрепление отверстий в обечайках и днищах при внутреннем и наружном давлениях Расчет на прочность обечаек и днищ при внешних статических нагрузках на штуцер.
- [4] ГОСТ 34233.4-2017 Сосуды и аппараты Нормы и методы расчета на прочность Расчет на прочность и герметичность фланцевых соединений.
- [5] ГОСТ 34233.5-2017 Сосуды и аппараты Нормы и методы расчета на прочность Расчет обечаек и п днищ от воздействия опорных нагрузок.
- [6] ГОСТ 34233.6-2017 Сосуды и аппараты Нормы и методы расчета на прочность Расчет на прочность при малоцикловых нагрузках.
- [7] ГОСТ 34233.7-2017 Сосуды и аппараты Нормы и методы расчета на прочность Теплообменные аппараты.
- [8] ГОСТ Р 55601-2013 Аппараты теплообменные и аппараты воздушного охлаждения. Крепление труб в трубных решетках.
- [9] ГОСТ Р 53677-2009 (ИСО 16812:2007) Нефтяная и газовая промышленность. Кожухотрубчатые теплообменники Технические требования.
- [10] ГОСТ Р 52630-2012 Сосуды и аппараты стальные сварные Общие технические условия.
- [11] ГОСТ 12815-80 Фланцы арматуры, соединительных частей и трубопроводов. Издание (июль 2003 года) с Изменениями №1,2,3,4,5.
- [12] ГОСТ 12821-80 Фланцы стальные приварные встык на Ру от 0,1 до 20,0 МПа (от 1 до 200 кгс/см²). Конструкция и размеры.
- [13] ГОСТ 9066-75 Шпильки для фланцевых соединений с температурой среды от 0 до 650 °С. Типы и основные размеры. Издание (ноябрь 2003г) с Изменениями №1,2 утвержденными в июне 1980 г, декабре 1985 г.
- [14] ГОСТ 11371-78 Шайбы. Технические условия (с Изменениями №1,2,3)
- [15] ГОСТ 5915-70 (СТ СЭВ 3683-82) Гайки шестигранные класса точности В. Конструкция и размеры (с Изменениями N 2-7) ИЗДАНИЕ (февраль 2010 г.) с Изменениями N 2, 3, 4, 5, 6, 7
- [16] ГОСТ 15180-86 Прокладки плоские эластичные. Основные параметры и размеры. Переиздание. Август 1993 г.
- [17] ГОСТ 481 Паронит и прокладки из него. Технические условия (с Изменениями N 1-5, с Поправкой)
- [18] ГОСТ 4543-71 Прокат из легированной конструкционной стали. Технические условия. Измененная редакция, Изм. №2,5.
- [19] ГОСТ 19281-2014 Прокат повышенной прочности. Общие технические условия

					ФЮРА.318422.001ПЗ			
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>				
<i>Разраб.</i>	<i>Калаганов В.Ф.</i>				<i>Список использованных источников</i>	<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Руковод.</i>	<i>Беляев В.М.</i>						129	3
<i>Консульт.</i>								
<i>Рук-ль ООП</i>						<i>ТПУ гр. 3-2К41</i>		

- [20] ГОСТ 29759.4-90 Фланцы сосудов и аппаратов стальные приварные встык под прокладку восьмиугольного сечения. Конструкция и размеры
- [21] ГОСТ 29759.8-90 Прокладки металлические восьмиугольного сечения. Конструкция и размеры. Технические требования
- [22] ГОСТ 5520-79 Прокат листовой из углеродистой, низколегированной и легированной стали для котлов и сосудов, работающих под давлением Технические условия.
- [23] Федеральные нормы и правила в области промышленной безопасности "Правила промышленной безопасности опасных производственных объектов, на которых используется оборудование, работающее под избыточным давлением"
- [24] ОСТ ОСТ 26-2091-93 Опоры сосудов и аппаратов. Конструкция.
- [25] Тонкостенные сосуды и аппараты химических производств: учебное пособие / сост. В.М. Беляев, В.М. Миронов; Томский политехнический университет. - 3-е изд., доп. и испр. - Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2016. -314с.
- [26] Машины и аппараты химических, нефтеперерабатывающих и нефтехимических производств: учебное пособие/ О.К. Семакина; Томский политехнический университет. - Томск: Издательство Томского политехнического университета, 2015. - 164 с.
- [27] Теплообменные аппараты и методы их расчета: учебное пособие/ Л.В. Таранова - 2-е изд., перераб. и доп. - Тюмень: ТюмГНГУ, 2012.-198с.
- [28] Основные процессы и аппараты химической технологии: Пособие по проектированию/ Г.С. Борисов, В.П. Брыков, Ю.И. Дытнерский и др. Под ред. Ю.И. Дытнерского, 2-е издание., перераб. и дополн. М.: Химия, 1991.-496 с. ISBN 5-7245-0133-3
- [29] Хакимьянов М.И., Гузеев Б.В., Рябишина Л.А. Методические основы расчета потребления электроэнергии электроприводами дожимных и кустовых насосных станций.
- [30] Байков И. Р., Костарева С. Н., Смородова О. В. Энергосбережение при эксплуатации насосов.
- [31] Технологический регламент ЗАО "Ванкорнефть" Эксплуатация магистрального нефтепровода Ванкорское месторождение - НПС "Пурпе"
- [32] Министерство энергетики Российской Федерации [Электронный ресурс]: энергетическая стратегия России на период до 2035 года. URL: <http://ac.gov.ru/files/content/1578/11-02-14-energostrategy-2035-pdf.pdf> (дата обращения: 27.04.2019).
- [33] РД 39-01/06-0001-89 «Методические рекомендации по комплексной оценке эффективности мероприятий, направленных на ускорение научно-технического прогресса в нефтяной промышленности»
- [34] Князева И.А., Золотоносов Я.Д. Экономическая эффективность модернизации теплообменного оборудования за счет замены гладкостенных теплообменных элементов на пружинно-витые каналы // Известия КазГАСУ. 2014. №4 (30). URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/ekonomicheskaya-effektivnost-modernizatsii-teploobmennogo-oborudovaniya-za-schet-zameny-gladkostennyh-teploobmennyyh-elementov-na> (дата обращения: 17.04.2019).
- [35] Экономика и управление производством. Расчет экономической части дипломного проекта: метод. указ. для студентов хим. спец. ИДО / сост. Т.Г. Рыжакина. – Томский политехнический университет. Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2007. – 22 с.

					ФЮРА.318422.001ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		130

- [36] РД 153-39.4-056-00 Правила технической эксплуатации магистральных нефтепроводов
- [37] Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение: учебно-методическое пособие / И.Г. Видяев, Г.Н. Серикова, Н.А. Гаврикова, Н.В. Шаповалова, Л.Р. Тухватулина З.В. Криницына; Томский политехнический университет. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2014. – 36 с.
- [38] Налоговый кодекс РФ ч. 2 ст. 425
- [39] Федеральный закон «О промышленной безопасности опасных производственных объектов»;
- [40] Федеральный закон «Технический регламент о требованиях пожарной безопасности»;
- [41] Трудовой кодекс Российской Федерации;
- [42] ГОСТ 30852.0-2002 Электрооборудование взрывозащищенное;
- [43] ГОСТ 12.0.003-2015 Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Опасные и вредные производственные факторы. Классификация;
- [44] ГОСТ 12.0.004-90 Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Организация обучения безопасности труда. Общие положения
- [45] ФНП «Правила безопасности в нефтяной и газовой промышленности»;
- [46] Приказ Министерства труда и социальной защиты РФ от 24 июля 2013 года N 328н Об утверждении Правил по охране труда при эксплуатации электроустановок;
- [47] Приказ Министерства труда и социальной защиты РФ от 28 марта 2014 года N 155н Об утверждении Правил по охране труда при работе на высоте;
- [48] Правила устройства электроустановок изд.№7;
- [49] СП 52.13330.2011 Естественное и искусственное освещение;
- [50] СП 155.13130.2014 Склады нефти и нефтепродуктов. Требования пожарной безопасности.

					ФЮРА.318422.001ПЗ	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		131

13. Приложения

«Приложение А» – Технологическая схема ГНПС (формат А0).

«Приложение Б» – Теплообменник. Общий вид. Чертеж (формат А0).

«Приложение В» – Теплообменник. Сборочный чертеж (формат А0).

					ФЮРА.318422.001ПЗ			
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>	<i>Приложения</i>	<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Разраб.</i>		<i>Калаганов В.Ф.</i>						
<i>Руковод.</i>		<i>Беляев В.М.</i>					<i>132</i>	<i>1</i>
<i>Консульт.</i>						ТПУ гр. 3-2К41		
<i>Рук-ль ООП</i>								