

Инженерная школа новых производственных технологий
Отделение школы (НОЦ) 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
Узел охлаждения компрессора с разработкой масляного холодильника

УДК 621.565.9:621.51:66.045.5

Студент

Группа	ФИО	Подпись	Дата
3-2К41	Минаев Павел Александрович		

Руководитель ВКР

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Семакина О. К.	к.т.н.		

КОНСУЛЬТАНТЫ ПО РАЗДЕЛАМ:

По разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»

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

По разделу «Социальная ответственность»

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

По разделу «Механический расчет оборудования»

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

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ:

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

Запланированные результаты обучения по ООП 18.03.02 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 международных стандартов <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)

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

УТВЕРЖДАЮ:
Руководитель ООП

(Подпись) _____ (Дата) Беляев В.М.
(Ф.И.О.)

ЗАДАНИЕ
на выполнение выпускной квалификационной работы

В форме:

Бакалаврской работы

(бакалаврской работы, дипломного проекта/работы, магистерской диссертации)

Студенту:

Группа	ФИО
3-2К41	Минаеву Павлу Александровичу

Тема работы:

Узел охлаждения компрессора с разработкой масляного холодильника	
Утверждена приказом директора (дата, номер)	1.04.2019 г., 2477/с
Срок сдачи студентом выполненной работы:	27.05.2019 г.

ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ:

Исходные данные к работе	Расчёт маслохолодильника
<i>(наименование объекта исследования или проектирования; производительность или нагрузка; режим работы (непрерывный, периодический, циклический и т. д.); вид сырья или материал изделия; требования к продукту, изделию или процессу; особые требования к особенностям функционирования (эксплуатации) объекта или изделия в плане безопасности эксплуатации, влияния на окружающую среду, энергозатратам; экономический анализ и т. д.).</i>	Давление рабочее трубное пространство: 0.63 МПа Давление рабочее межтрубное пространство: 0.63 МПа Горячий теплоноситель: масло промышленное. Холодный теплоноситель: вода захлажденная. Начальная температура горячего теплоносителя 60С°. На выходе температура горячего теплоносителя 30С°. Расход масла 0,7 кг/с. Начальная температура холодного теплоносителя 20С°. На выходе температура холодного теплоносителя 37С°. Исполнение по материалу: Корпус, трубы, штуцера: Сталь 20; Крышки, фланцев корпуса и камеры: Ст3сп3; Трубная решетка: Сталь 09Г2С.

<p>Перечень подлежащих исследованию, проектированию и разработке вопросов</p> <p><i>(аналитический обзор по литературным источникам с целью выяснения достижений мировой науки техники в рассматриваемой области; постановка задачи исследования, проектирования, конструирования; содержание процедуры исследования, проектирования, конструирования; обсуждение результатов выполненной работы; наименование дополнительных разделов, подлежащих разработке; заключение по работе).</i></p>	<p>Расчёт характеристик аппарата, необходимых для осуществления требуемого технологического процесса; Расчёт оптимальной поверхности теплообмена; Подбор насоса.</p>
--	--

<p>Перечень графического материала</p> <p><i>(с точным указанием обязательных чертежей)</i></p>	<p>Лист 1 - Технологическая схема А1; Лист 2 - Общий вид теплообменника А1; Лист 3 - Выносные элементы теплообменника А1; Лист 4 - Техничко-экономические показатели А1.</p>
--	--

Консультанты по разделам выпускной квалификационной работы

Раздел	Консультант
Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение	Подопригора Игнат Валерьевич
Социальная ответственность	Немцова Ольга Александровна
Механический расчёт оборудования	Беляев Василий Михайлович

Названия разделов, которые должны быть написаны на русском и иностранном языках:

--

<p>Дата выдачи задания на выполнение выпускной квалификационной работы по линейному графику</p>	
--	--

Задание выдал руководитель:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Семакина Ольга Константиновна	К.Т.Н.		

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
3-2К41	Минаев Павел Александрович		

**ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА
«ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ, РЕСУРСОЭФФЕКТИВНОСТЬ И
РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ»**

Студенту:

Группа	ФИО
3-2К41	Минаеву Павлу Александровичу

Школа	ИШНПТ	Отделение школы (НОЦ)	Н. М. Кижнера
Уровень образования	Бакалавр	Направление/специальность	МАХП

Исходные данные к разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»:

1. <i>Стоимость ресурсов научного исследования (НИ): материально-технических, энергетических, финансовых, информационных и человеческих</i>	<i>Работа с информацией, представленной в российских и иностранных научных публикациях, аналитических материалах, статистических бюллетенях и изданиях, нормативно-правовых документах; анкетирование; опрос</i>
2. <i>Нормы и нормативы расходования ресурсов</i>	
3. <i>Используемая система налогообложения, ставки налогов, отчислений, дисконтирования и кредитования</i>	

Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:

1. <i>Оценка конкурентоспособности кожухотрубчатого и пластинчатого теплообменников</i>	<i>Привести конкурентный анализ по техническим и технологическим параметрам для кожухотрубчатого и пластинчатого теплообменников</i>
2. <i>Оценка расходов на наладку и монтаж кожухотрубчатого теплообменника и пластинчатого</i>	<i>Рассчитать затраты на приобретение, наладку, монтаж и обслуживание кожухотрубчатого теплообменника Рассчитать затраты на приобретение, наладку, монтаж и обслуживание пластинчатого теплообменника</i>
3. <i>Сравнение экономических и технических характеристик кожухотрубчатого и пластинчатого теплообменников</i>	<i>Провести сравнительный анализ экономических и технических характеристик для кожухотрубчатого и пластинчатого теплообменников</i>

Перечень графического материала (с точным указанием обязательных чертежей):

1. <i>Оценка конкурентоспособности кожухотрубчатого теплообменника</i>
2. <i>Затраты на приобретение, наладку и монтаж кожухотрубчатого теплообменника</i>
3. <i>Затраты на приобретение, наладку и монтаж пластинчатого теплообменника</i>
4. <i>Сравнительная характеристика кожухотрубчатого и пластинчатого</i>
5. <i>Затраты на пластинчатый теплообменник в год</i>
6. <i>Затраты на кожухотрубчатый теплообменник в год</i>

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.		

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
3-2К41	Минаев Павел Александрович		

ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА «СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ»

Студенту:

Группа	ФИО
3-2К41	Минаеву Павлу Александровичу

Школа	ИШНПТ	Отделение (НОЦ)	Н. М. Кижнера
Уровень образования	Бакалавр	Направление/специальность	МАХП

Исходные данные к разделу «Социальная ответственность»:

1. Характеристика объекта исследования (вещество, материал, прибор, алгоритм, методика, рабочая зона) и области его применения	<i>Промышленное нефтехимическое предприятие ООО "Томскнефтехим" маслохолодильник, для охлаждения индустриального масла. Расположен в помещении цеха. Пульт управления находится в отдельной операторской и непосредственно по месту.</i>
--	--

Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:

1. Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности: <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 №426-ФЗ от 28 декабря 2013 года «О специальной оценке условий труда» 2. Федеральный закон №184-ФЗ от 27 декабря 2002 года «О техническом регулировании» 3. Федеральный закон №123-ФЗ от 22 июля 2018 года (в редакции 2012 года) «Технический регламент о требованиях пожарной безопасности» 4. Федеральный закон №116-ФЗ от 21 июля 1997 года (в редакции 29.07.2018) «О промышленной безопасности опасных производственных объектов»
2. Производственная безопасность: 2.1. Анализ выявленных вредных и опасных факторов 2.2. Обоснование мероприятий по снижению воздействия	<i>При ведении технологического процесса возможно возникновение следующих вредных и опасных факторов производственной среды</i> <ol style="list-style-type: none"> 1. Поражение электрическим током 2. Получение термических ожогов 3. Воздействие повышенного уровня шума и повышенного уровня вибрации 4. Возможность возникновения пожара и взрыва 5. Отклонение параметров микроклимата производственных помещений
3. Экологическая безопасность:	<i>Мероприятия по устранению выброса в окружающую среду отходов и вредных веществ не требуются – поскольку среды в исследуемой установке оборотная захоложенная вода и водяной пар. Но проектированием установки мы:</i> <ol style="list-style-type: none"> 1. Совершенствуем технологический процесс 2. Снижаем потребляемое количество электроэнергии
4. Безопасность в чрезвычайных ситуациях:	<i>При эксплуатации установки возможно возникновение пожара и взрыва, при несоблюдении норм взрыво- и пожаро безопасности.</i> <i>Взрывобезопасность должна обеспечиваться мерами взрыво предупреждения и взрывозащиты, осуществлением специальных организационных и организационнотехнических мероприятий в объёме, установленном действующими нормами</i>

Дата выдачи задания для раздела по линейному графику

Задание выдал консультант:

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

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
3-2К41	Минаев Павел Александрович		

Реферат

Выпускная квалификационная работа состоит из пояснительной записки, содержащей 85 с., 18 рисунков, 14 таблиц, 35 источников литературы, и 4 листов графического материала формата А1.

Ключевые слова: кожухотрубчатый теплообменник, маслохолодильник, фланец, крышка плоская, опорные лапы, обечайка, трубная решётка.

Объектом исследования является кожухотрубчатый маслохолодильник

Цель работы – расчёт и выбор аппарата для охлаждения индустриального масла захлаждённой водой.

В процессе работы проводились тепловые, конструктивные и механические расчёты оборудования.

В результате работы был выбран требуемый маслохолодильник для узла охлаждения компрессора.

Область применения: химическая и нефтехимическая промышленность.

В финансовом менеджменте произведена сравнительная экономическая выгода при замене пластинчатого теплообменника на кожухотрубчатый.

В социальной ответственности были рассмотрены всевозможные опасные и вредные факторы, связанные с эксплуатацией аппарата.

Abstract

The final qualifying work consists of an explanatory note containing 85 p., 18 figures, 14 tables, 35 sources of literature, and 4 sheets of A1 graphic material.

Keywords: shell-and-tube heat exchanger, oil cooler, flange, flat lid, support legs, shell, tube sheet.

The object of the study is shell-and-tube oil cooler.

The purpose of the work is the calculation and selection of the apparatus for cooling industrial oil with cooled water.

In the process of work, thermal, structural and mechanical calculations of the equipment were carried out.

As a result, the required oil cooler for the compressor cooling unit was selected.

Scope: chemical and petrochemical industry.

In financial management, a comparative economic benefit is produced when replacing a plate heat exchanger with a shell-and-tube one.

In the social responsibility were considered all kinds of dangerous and harmful factors associated with the operation of the device.

Введение

Производство полиэтилена низкой плотности, отвечающего современным требованиям ведущих производителей для всех отраслей народного хозяйства, основано на ООО «Томскнефтехим». Ежегодно производится до 22 разновидностей полиэтилена, а высокий объём производства более 245 тыс. тонн позволяет в большом количестве продавать продукцию в России. С учетом импортозамещения это делает нашу страну независимой от других государств, сохраняя внутри страны налоги на добавленную стоимость, уменьшая себестоимость продукта, влияющую на ценообразование других товаров, и создавая рабочие места.

На компрессорном участке в производстве полиэтилена постоянно требуется охлаждённое минеральное масло для сохранения работоспособности оборудования, в частности для смазывания и охлаждения коренных подшипников компрессора КШМ. В данном случае для охлаждения индустриального масла оборотной захоленной водой необходимо использовать кожухотрубчатый маслоохладитель. Главные особенности теплообменника в том, чтобы он выполнял поставленные технологические задачи и в тоже время был компактный, так как располагается в помещении непосредственно под компрессором.

Целью данного дипломного проекта является проектирование кожухотрубчатого масляного теплообменного аппарата по заданным технологическими параметрам.

Расчёт выполнялся с применением программного обеспечения Mathcad 15. Оформление дипломной работы с применением программного обеспечения Microsoft Word 2019. Чертежи с применением программного обеспечения КОМПАС-3D v17.1 Учебная версия.

Оглавление

Введение	9
1 Описание технологической схемы	11
2 Расчёт кожухотрубчатого теплообменника	12
2.1 Технологический расчёт теплообменника	12
2.2 Конструктивный расчёт теплообменника	16
2.2.1 Расчёт диаметра корпуса	16
2.2.2 Расчёт диаметров патрубков	16
2.3 Механический расчёт теплообменника	17
2.3.1 Выбор конструкционных материалов	17
2.3.2 Расчёт толщины стенки цилиндрической обечайки кожуха	19
2.3.3 Расчёт толщины плоской крышки	22
2.3.4 Расчёт температурных напряжений в трубах и корпусе	25
2.3.5 Проверка необходимости укрепления отверстия в обечайке	28
2.3.6 Расчёт трубной решётки	33
2.3.7 Расчёт стандартного фланцевого соединения	46
2.3.8 Расчёт стандартной опоры аппарата	55
2.4 Гидравлический расчёт	61
2.5 Расчёт тепловой изоляции	64
2.6 Расчёт срока службы	66
3 Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение	67
3.1 Сравнение экономических и технических характеристик кожухотрубчатого и пластинчатого теплообменников	67
3.2 Оценка конкурентоспособности кожухотрубчатого и пластинчатого теплообменников	69
3.3 Оценка расходов на наладку и монтаж кожухотрубчатого теплообменника и пластинчатого	71
3.4 Экономическая выгода в эксплуатации кожухотрубчатого теплообменника	73
3.5 Экономия при использовании кожухотрубчатого теплообменника, период окупаемости.	74
4 Социальная ответственность	75
4.1 Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности	75
4.2 Производственная безопасность	75
4.2.1 Анализ опасных и вредных производственных факторов	75
4.3 Экологическая безопасность	79
4.4 Безопасность в аварийных и чрезвычайных ситуациях	79
4.4.1 Безопасность в аварийных ситуациях	79
4.4.2 Безопасность в чрезвычайных ситуациях	80
Заключение	81
Список использованных источников	82

1. Описание технологической схемы

Технологическая схема охлаждения индустриального масла захлажденной водой представлена на рис. 1.1.

В маслобак поз. А-140 с периодичностью раз в 2 месяца подаётся индустриальное масло через насос поз. А(В)-125 с маслохранилища. С маслобака в непрерывном режиме масло проходит через два параллельно установленные фильтра поз. А-144/1-2 для очистки от механических примесей (один фильтр – основной, второй – резервный). Переключение фильтров происходит через трёхходовой кран. Затем с маслобака насосом Г11-25 поз. А-142/1 индустриальное масло с давлением 0,4–0,63 МПа и температурой 60 °С подается в межтрубное пространство маслохолодильника типа ТН, поз. А-143. В тоже время захлажденная вода с температурой 20 °С и давлением 0,4–0,63 МПа, поступает с цеха ВИК в межтрубное пространство маслохолодильника, вода циркулирует в трубном пространстве и обратно поступает в цех ВИК с температурой 37 °С через патрубок в крышке. Индустриальное масло, охлажденное до температуры 30 °С, выходит через верхний патрубок корпуса и поступает в коллектор смазки КШМ компрессора поз. А-124, с контролем температуры масла на выходе с маслохолодильника термопарами и непосредственно на коренных подшипниках компрессора А-124. Далее масло стекает по дренажам картера самотёком обратно в бак поз А-140.

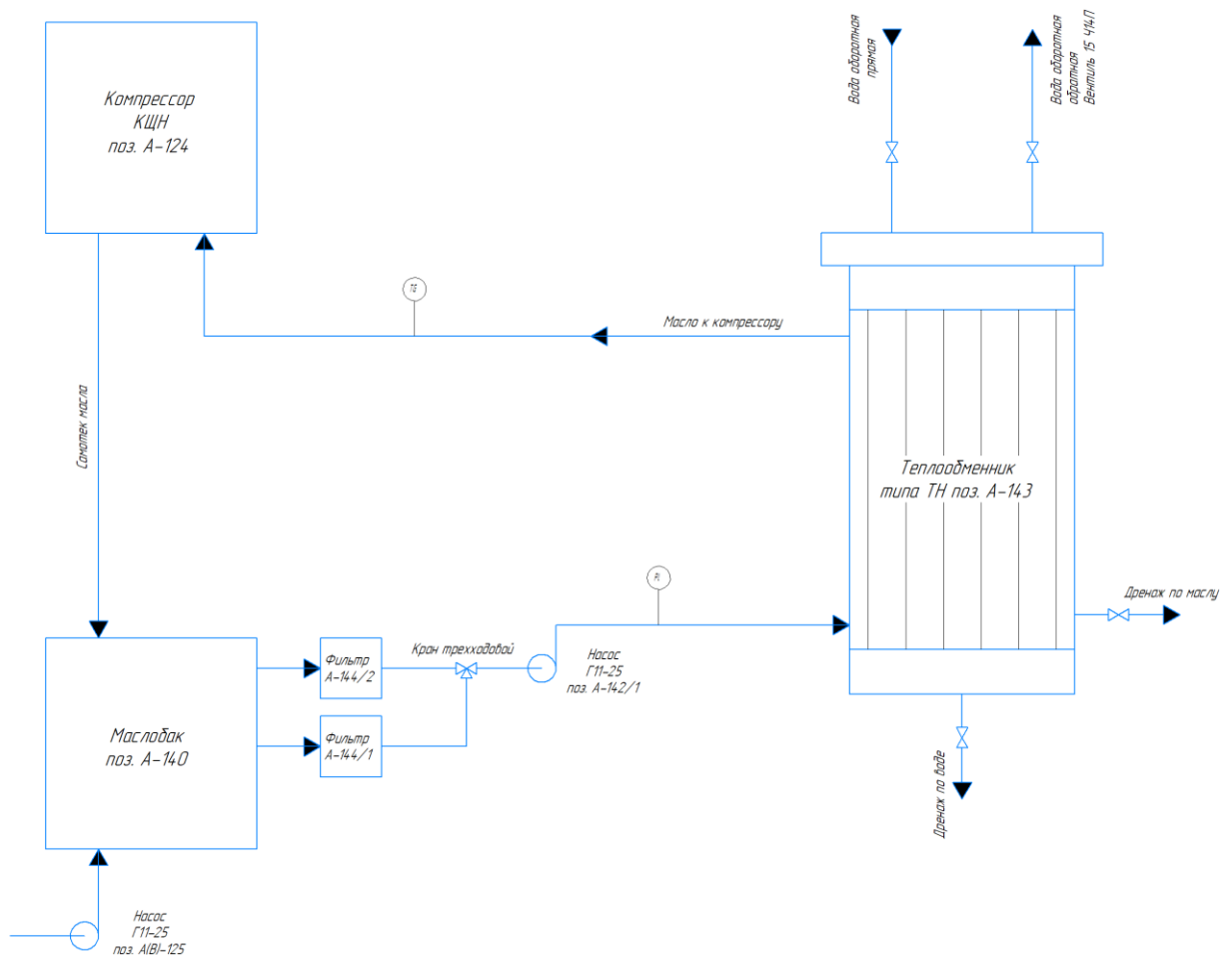


Рисунок 1.1 Технологическая схема

2. Расчёт кожухотрубчатого теплообменника

2.1 Технологический расчёт теплообменника

Технологический расчет заключается в тепловом расчете, и выбор из ряда стандартных теплообменников с дальнейших расчетов. Расчёт выполняется по [1].

Таблица 2.1 Исходные данные

Межтрубное пространство	Горячий теплоноситель – Масло промышленное	Трубное пространство	Холодный теплоноситель – вода захлажденная
Начальная температура горячего теплоносителя	$t_1' = 60\text{ C}^\circ$	Начальная температура холодного теплоносителя	$t_2'' = 20\text{ C}^\circ$
На выходе температура горячего теплоносителя	$t_1'' = 30\text{ C}^\circ$	На выходе температура холодного теплоносителя	$t_2' = 37\text{ C}^\circ$
Расход масла	$G_1 = 0,7\text{ кг/с}$		

Составим температурную схему процесса.

$$\begin{array}{ccc} t_1' = 60\text{ C}^\circ & \text{-----} > & t_1'' = 30\text{ C}^\circ \\ t_2' = 37\text{ C}^\circ & < \text{-----} & t_2'' = 20\text{ C}^\circ \end{array}$$

$$\Delta t_b = t_1' - t_2' = 60 - 37 = 23\text{ C}^\circ$$

$$\Delta t_m = t_1'' - t_2'' = 30 - 20 = 10\text{ C}^\circ$$

Так как $\Delta t_b / \Delta t_m = 2,3 > 2$ то Δt_{cp} рассчитываем по формуле:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_b - \Delta t_m}{2,3 * \lg(\frac{\Delta t_b}{\Delta t_m})} = 15,7\text{ C}^\circ$$

Средние температуры холодного и горячего теплоносителей вычисляем по формуле:

$$t_{cp2} = \frac{t_2' + t_2''}{2} = \frac{37 + 20}{2} = 28,5\text{ C}^\circ \text{ (холодный теплоноситель)}$$

$$t_{cp1} = \Delta t_{cp} + t_{cp2} = 15,7 + 28,5 = 44,2\text{ C}^\circ \text{ (горячий теплоноситель)}$$

Таблица 2.1.1 Выбор значений теплофизических свойств теплоносителя

В межтрубном пространстве масло индустриальное:		В трубном пространстве (вода захоленная):	
Средняя температура	$t_{cp1} = 44,2 \text{ } ^\circ\text{C}$	Средняя температура	$t_{cp2} = 28,5 \text{ } ^\circ\text{C}$
Плотность	$\rho_1 = 892,6 \text{ кг/м}^3$	Плотность	$\rho_2 = 996,2 \text{ кг/м}^3$
Динамический коэффициент вязкости	$\mu_1 = 6 \times 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$	Динамический коэффициент вязкости	$\mu_2 = 0,8348 \times 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$
Кинематический коэффициент вязкости	$\nu_1 = 8 \times 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$	Кинематический коэффициент вязкости	$\nu_2 = 0,838 \times 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$
Теплопроводность	$\lambda_1 = 0,128 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$	Теплопроводность	$\lambda_2 = 0,618 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$
Средняя удельная теплоёмкость	$C_{уд1} = 1,93 \times 10^3 \text{ Дж/кг} \cdot \text{К}$	Средняя удельная теплоёмкость	$C_{уд2} = 4,19 \times 10^3 \text{ Дж/кг} \cdot \text{К}$
Расход масла	$G_1 = 0,7 \text{ кг/с}$		

Расчёт расчет теплоты на нагрев воды

$$Q_2 = G_1 \times C_{уд1} \times (t_1' - t_1'') = 4.053 \times 10^4 \text{ Вт}$$

Тепло отдаваемое более нагретым маслом индустриальным, ориентировочно можно рассчитать из формулы теплового баланса, приняв теплопотери 5%:

$$Q_1 = Q_2 \times 1,05 = 4,256 \times 10^4 \text{ Вт}$$

Находим расход воды

$$G_2 = \frac{1,05 \times Q_2}{C_{уд2} \times (t_2' - t_2'')} = 0,597 \text{ кг/с}$$

Предварительный расчёт ориентировочного поверхности теплообмена при максимальных и минимальных коэффициентах теплопередачи. Коэффициенты принимаем для вынужденного движения от жидкости к жидкости.

$$K_{op\min} = 800 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

$$K_{op\max} = 1700 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Тогда ориентировочную поверхность теплообмена вычислим по основному уравнению теплопередачи.

$$F_{op\min} = \frac{Q_1}{K_{op\max} \times \Delta t_{cp}} = 1,594 \text{ м}^2$$

$$F_{op\max} = \frac{Q_1}{K_{op\min} \times \Delta t_{cp}} = 3,38 \text{ м}^2$$

Принимаем приближенное значение ориентировочное поверхность теплообмена

$$F_{\min} = 1,59 \text{ м}^2$$

$$F_{\max} = 3,38 \text{ м}^2$$

Для дальнейшего расчёта необходимо задаться значением критерия Рейнольдса в трубном пространстве. Принимаем значение критерия Рейнольдса равным 10000, которое является значением: развитого переходный течения. А также зададимся параметрами стандартных труб диаметром 14×2мм.

$$Re = 10000$$

$$d_1 = d_{\text{вн}} = 0,01 \text{ м}$$

$$d_2 = d_{\text{нар}} = 0,014 \text{ м}$$

Тогда скорость теплоносителя в межтрубном пространстве найдём из формулы критерия Рейнольдса будет равна:

$$\omega_2 = \frac{Re \times \mu_2}{d_1 \times p_2} = 0,838 \text{ м/с}$$

Число параллельно работающих труб находим по формуле:

$$n = \frac{G_2}{0,785 \times \omega_2 \times d_1^2 \times p_2} = 10 \text{ труб}$$

Принимаем диаметр $D = 0,273 \text{ м}$ число труб $n = 37$

Тогда Рейнольдса для получаем:

$$Re_2 = Re \times \left(\frac{10}{37}\right) = 2.703 \times 10^3$$

Определяем критерий Прандтля для межтрубного пространства:

$$Pr_2 = \frac{\mu_2 \times C_{уд2}}{\lambda_2} = 5,66$$

Определяем Нуссельта в межтрубном пространстве, при переходном режиме:

$$Nu_2 = 19,5 \times Pr_2^{0,43} \times \left(\frac{\mu_2}{\mu_{ст}}\right)^{0,25} = 41,595$$

Коэффициент теплоотдачи для межтрубного пространства:

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \times \lambda_2}{d_1} = 2,571 \times 10^3 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Определить эквивалентный диаметр теплообменника гладкими трубами:

$$d_3 = \frac{4 \times \left(\frac{\pi \times D^2}{4} - n \times \frac{\pi \times d_2^2}{4}\right)}{n \times (\pi \times d_2)} = 0,13 \text{ м}$$

Определяем S_M проходного сечения трубного пространства:

$$S_M = \left(\frac{\pi \times D^2}{4}\right) - n \times \left(\frac{\pi \times d_2^2}{4}\right) = 0,053 \text{ м}$$

Определяем скорость течение воды в трубном пространстве:

$$\omega_1 = \frac{G_1}{p_1 \times S_M} = 15 \times 10^{-3} \text{ м/с}$$

Тогда Рейнольдса для трубного пространства:

$$Re_1 = \frac{\omega_1 \times d_3 \times p_1}{\mu_1} = 286,766$$

Определяем критерий Прандтля для трубного пространства:

$$Pr_1 = \frac{\mu_1 \times C_{уд1}}{\lambda_1} = 90,469$$

Определяем число Грасгофа:

Ускорение свободного падения $g = 9,81$; $L = 1 \text{ м}$ длинна труб; коэффициент объёмного расширения теплоносителя $\beta = 7 \times 10^{-4}$

$$Gr = \frac{g \times L \times \beta \times 10}{\mu_1^2} = 1,072 \times 10^9$$

Находим значение Грасгофа на Прандтля:

$$Gr \times Pr_1 = 9,697 \times 10^{10}$$

Так $Gr \times Pr_1 > 12 \times 10^6$ число Нуссельта на ходим по формуле:

$$Nu_1 = 0,37 \times Re_1^{0,75} \times Pr_1^{0,4} \times \left(\frac{\mu_1}{\mu_{ст}}\right)^{0,25} = 15,63$$

Определяем коэффициент теплоотдачи для трубного пространства.

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \times \lambda_1}{d_2} = 689,933 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Расчет коэффициента теплоотдачи

Тепло передается через стенки труб 14×2, поэтому необходимо учитывать тепловую проводимость стенок и загрязнений. Материал стенки – сталь 20

$\delta_{ст} = 2 \times 10^{-3}$ толщина стенки

$\lambda_{ст} = 46,5 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$ коэффициент теплопроводности стали 20

Масло индустриально = $2900 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$

Вода захлажденная хорошего качества $5000 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$

$$\Sigma r_{загр} = \frac{1}{2900} + \frac{1}{5000} = 5,4 \times 10^{-4}$$

$$\Sigma R = \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \Sigma r_{загр} = 5,76 \times 10^{-4}$$

Находим коэффициент теплопередачи с поправкой на коэффициент теплоотдачи и с учётом загрязнения стенки:

$$K_{расч} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \Sigma R} = 420,444 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Расчёт площади поверхности теплопередачи. Действительная площадь поверхности теплопередачи определяется по уравнению теплопередачи:

$$F_{расч} = \frac{Q_2}{K_{расч} \times \Delta t_{cp}} = 6,14 \text{ м}^2$$

Заданием прибавку 10% в запас поверхности теплообмена, который не должен превышать 30%

$$F = F_{расч} \times 1,1 = 6,75 \text{ м}^2$$

Принимаем односторонний теплообменник с диаметром 325 мм, длиной труб 1 м, числом труб 160 и поверхностью теплообмена $6,75 \text{ м}^2$

2.2 Конструктивный расчёт теплообменника

2.2.1 Расчёт диаметра корпуса

Расчёт выполняется по [2]

По уравнению расхода определяем площадь проходного сечения трубок одного хода f .

Зададим скорость движение воды в трубах:

$$w = 0,1 \text{ М/с}$$

$$f = \frac{G_2}{p_2 \times w} = 0,006 \text{ м}^2$$

Определяем число трубок одного хода:

$$n_1 = \frac{f}{0,785 \times d_1^2} = 77 \text{ труб}$$

Расчётная длина одной трубки при одном ходе:

$$L = \frac{F_{\text{расч}}}{\pi \times d_1 \times n} = 2,53 \text{ м}$$

Задаём длину труб $l = 1 \text{ м}$, число ходов трубного пространства:

$$z = \frac{L}{l} = 2,53$$

Принимаем $z = 2$ Определяем общее количество труб:

$$n = n_1 \times z = 154$$

Общие число трубок, размещаемое в трубной решётке $n = 154$

Шаг трубы для труб 14×2

$$t = 1,2 \times d_1 + 2 = 0,018 \text{ м}$$

Принимаем шаг трубы: $t_p = 17 \text{ мм}$

Определяем диаметр для двухходового теплообменника

$\eta = 0,8$ – коэффициент заполнения трубной решётки.

$$D_{\text{вн}} = 1,1 \times t \sqrt{\frac{n}{\eta}} = 0,273 \text{ м}$$

Принимаем двухходовый теплообменник типа ТН, наружным $\emptyset 325 \text{ мм}$, количество труб 160, длиной труб 1 м, с поверхностью теплообмена $6,78 \text{ м}^2$

2.2.2 Расчёт диаметров патрубков

Расчёт выполняется по [2]

Определяем диаметр патрубков для входа и выхода масла, приняв скоростью масла $w = 0,015 \text{ м/с}$

$$d'_1 = \sqrt{\frac{4 \times G_1}{\pi \times p_1 \times w}} = 0,039 \text{ м}$$

Принимаем диаметр равный $0,05 \text{ м}$

Определяем диаметр патрубков для входа и выхода воды, приняв скоростью воды $w = 0,015 \text{ м/с}$

$$d''_2 = \sqrt{\frac{4 \times G_2}{\pi \times p_2 \times w}} = 0,032 \text{ м}$$

Принимаем диаметр равный $0,05 \text{ м}$

2.3 Механический расчёт теплообменника

Целью механического расчёта является обеспечение механической надёжности работы проектируемого оборудования.

2.3.1 Выбор конструкционных материалов

Материалы, применяемые для изготовления сборочных единиц теплообменника по [3]

Корпус, трубы, штуцера: Сталь 20;

Крышки, фланцев корпуса и камеры: Ст3сп3;

Трубная решетка: Сталь 09Г2С.

Рассматривая особенности стали марки 20 и ее области применения, отметим следующие моменты, при применении метода горячей деформации получают бесшовные трубы, которые обладают высокими эксплуатационными характеристиками Устойчивость к данной среде, низкая коррозионная стойкость и низкая стоимость определяет то, что выбрали именно сталь 20.

Сталь Ст3сп3 обусловлена тем, что сталь по своим качествам считается универсальной. Не подвержена хрупкости после отпуска, не образует флокенов, характеризуется отличной свариваемостью по любым технологиям. Свойства стали дают возможность применять дуговую сварку – автоматическую и ручную, сварку по контактно-точечной и электрошлаковой технологии. Важно для проведения всех сварочных работ, что сталь данной марки легко сваривается без подготовительных мероприятий – специальной подготовки, и изделия не требуют обработки после сварки. Хотя это касается только сварки изделий с толщиной менее 3,6 см. Стальные изделия с большей толщиной рекомендовано предварительно разогреть (100 °С) и выполнить термообработку после сварки.

Сталь 09Г2С обладает высокой механической прочностью, что позволяет использовать более тонкие элементы чем при использовании других сталей. Устойчивость свойств в широком температурном диапазоне позволяет применять детали из этой марки в диапазоне температур от -70 до +450 С. Также легкая свариваемость позволяет изготавливать из листового проката этой марки сложные конструкции для химической, нефтяной, строительной, судостроительной и других отраслей.

Таблица 2.3.1 – механические характеристики материалов [4]

Деталь Материал	Допускаемое напряжение при 150°С, МПа	Допускаемое напряжение при 20°С, МПа	Предел текучести и при 20°С , МПа	Предел текучести при t_R , МПа	Коэффициент запаса прочности, η	Коэффициент прочности и сварных швов, φ_p
Корпус, трубы, штуцера: Сталь 20.	139	147	220	209	1	1
Крышки, фланцев корпуса и камеры: Ст3сп3	145	154	224	250	1	1
Трубная решетка: Сталь 09Г2С	171	196	256,5	300	1	1

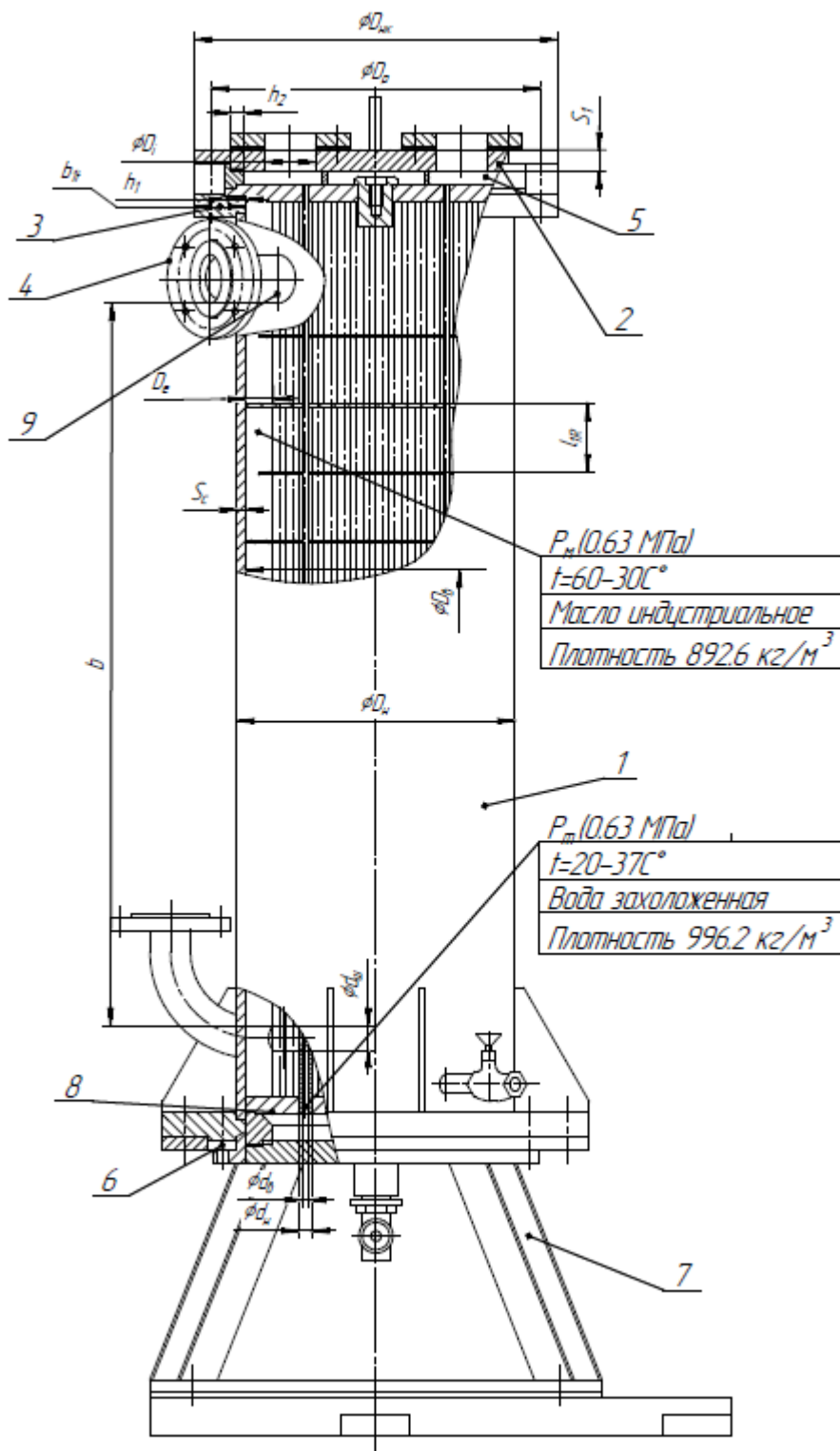


Рисунок 2.3.1 – Расчётная модель кожухотрубчатого теплообменника:

1-кожух аппарата; 2-крышка распределительной камеры; 3-фланец кожуха; 4-фланец плоский; 5-распределительная камера; 6-подкладное кольцо; 7-опоры; 8-трубная решётка; 9-патрубок

2.3.2 Расчёт толщины стенки цилиндрической обечайки кожуха (поз. 1)

Целью расчёта толщины цилиндрической обечайки кожуха является обеспечение механической прочности теплообменника в рабочих условиях и в условиях испытания.

Критерием механической надёжности, является прочность и устойчивость. Исходя из того, что трубы нагреты меньше чем корпус, то относительно труб корпус сжимается.

Расчёт выполняется по [4; 5]:

Кожух аппарата на рисунке 2.3.1 отмечен под позицией номер 1. Расчётная схема цилиндрической обечайки кожуха изображена на рисунке 2.3.2

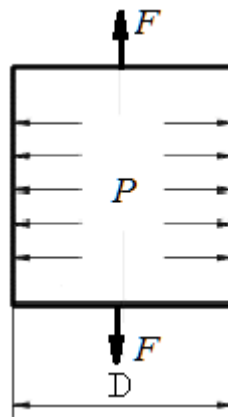


Рисунок 2.3.2 - расчётная схема кожуха

Рабочие давление в межтрубном пространстве: $P_M := 0.63 \text{ MPa}$

Внутренний диаметр аппарата: $D_B := 0.307 \text{ m}$

Расчётная температура: $t_p := 150 \text{ }^\circ\text{C}$

Плотность масла индустриального: $\rho_M := 892.6 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ [35]

Расчётное давление в межтрубном пространстве:

$$P_{p2} := \text{Ceil}(P_M + \rho_M \cdot g \cdot D_B, 0.01 \text{ MPa}) = 6.4 \times 10^5 \text{ Pa}$$

Температура межтрубном пространстве: $t_k := 45 \text{ }^\circ\text{C}$

Скорость коррозии: $c_{\text{кор}} := 0.08 \frac{\text{mm}}{\text{yr}}$

Срок эксплуатации: $t_э := 25 \text{ yr}$

Прибавка к расчётной толщине стенки для компенсации коррозии и эрозии:

$$c_1 := c_{\text{кор}} \cdot t_э = 2 \times 10^{-3} \text{ m}$$

Прибавка для компенсации минусового допуска: $c_2 := 0.8 \text{ mm}$

Прибавка для компенсации утонения стенки при технологических операциях:

$$c_3 := 0$$

$$\text{Суммарная прибавка: } \underline{c} := c_1 + c_2 + c_3 = 2.8 \times 10^{-3} \text{ m}$$

Определяем толщину стенки кожуха теплообменника:

Находим допускаемое напряжение для стали 20, при расчётной температуре 150 °С:

$$\text{Допускаемое напряжение: } \sigma_K := 139 \text{ МПа}$$

$$\eta := 1 \quad \sigma_{\text{кд}} := \eta \cdot \sigma_K = 1.39 \times 10^8 \text{ Па}$$

Допускаемое напряжение при пневматических и гидравлических испытаниях определяется по пределу текучести для стали 20:

$$R_{e20} := 245 \text{ МПа}$$

Коэффициенты запаса прочности при гидравлических испытаниях

$$n_{\text{tg}} := 1.1$$

$$\sigma_{\text{и}} := \min \left(\frac{R_{e20}}{n_{\text{tg}}} \cdot \eta \right) = 2.227 \times 10^8 \text{ Па}$$

Пробное давление, при испытании:

$$\sigma_{20} := 147 \text{ МПа} \quad P_{\text{и}} := 1.25 \cdot P_{\text{р2}} \cdot \frac{\sigma_{20}}{\sigma_{\text{кд}}} = 8.46 \times 10^5 \text{ Па}$$

Согласно [5] коэффициент прочности сварных и паяных швов для бесшовных элементов сосудов равен:

$$\varphi := 1$$

Определяем толщину стенки:

$$s_c := \text{Ceil} \left(\max \left(\frac{P_{\text{р2}} \cdot D_{\text{в}}}{2 \cdot \varphi \cdot \sigma_{\text{кд}} - P_{\text{м}}}, \frac{P_{\text{и}} \cdot D_{\text{в}}}{2 \cdot \varphi \cdot \sigma_{\text{и}} - P_{\text{и}}} \right) + c, 1 \text{ mm} \right) = 4 \times 10^{-3} \text{ m}$$

Примем толщину стенки кожуха согласно [6]

$$s_c := 9 \text{ mm}$$

Допускаемое внутреннее избыточное давление корпуса:

$$P_{\text{дк}} := \frac{2 \cdot \sigma_{\text{кд}} \cdot \varphi \cdot (s_c - c_1)}{D_{\text{в}} + (s_c - c_1)} = 6.197 \times 10^6 \text{ Па}$$

Проверка условия прочности:

$$\text{Prov}_0 := \begin{cases} \text{"Условие выполняется"} & \text{if } P_{p2} \leq p_{\text{дк}} \\ \text{"Условие НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\text{Prov}_0 = \text{"Условие выполняется"}$$

Проверка условия применения формул:

$$\text{Prov}_1 := \begin{cases} \text{"Условие выполняется"} & \text{if } \frac{(s_c - c_1)}{D_B} \leq 0.1 \\ \text{"Условие НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\text{Prov}_1 = \text{"Условие выполняется"}$$

Расчёт на прочность корпуса для условий гидроиспытаний не проводим, так как при $P_{\text{и}} = 0.846 \text{ МПа}$ выполняется условие, согласно [4]:

$$\text{Prov}_2 := \begin{cases} \text{"Условие выполняется"} & \text{if } 0.846 \leq 1.35 \cdot \frac{\sigma_{20}}{\sigma_{\text{кд}}} \\ \text{"Условие НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\text{Prov}_2 = \text{"Условие выполняется"}$$

Условия прочности и применимости формул выполняются, значит окончательно принимаем толщину стенки цилиндрической обечайки 9 мм. Обечайка будет изготавливаться из трубного проката.

Расчёт распределительной камеры не делаем, так как давление в распределительной камере такое же, как и обечайке. Принимаем толщину распределительной камере такую же, как и толщину обечайки = 9 мм

2.3.3 Расчёт толщины плоской крышки (поз. 2)

Цель расчёта толщины крышки такая же, как и у расчёта кожуха, определение минимальной толщины, которое выдержит днище в рабочих условиях и испытаниях.

Критерием надёжности, является прочность. Выражается через допускаемое давление: $[p_d]$ МПа.

Расчёт выполняется по [5]:

Плоская крышка изображено на рисунке 2.3.1 под номером 2. Расчётная схема крышки изображена на рисунке 2.3.3

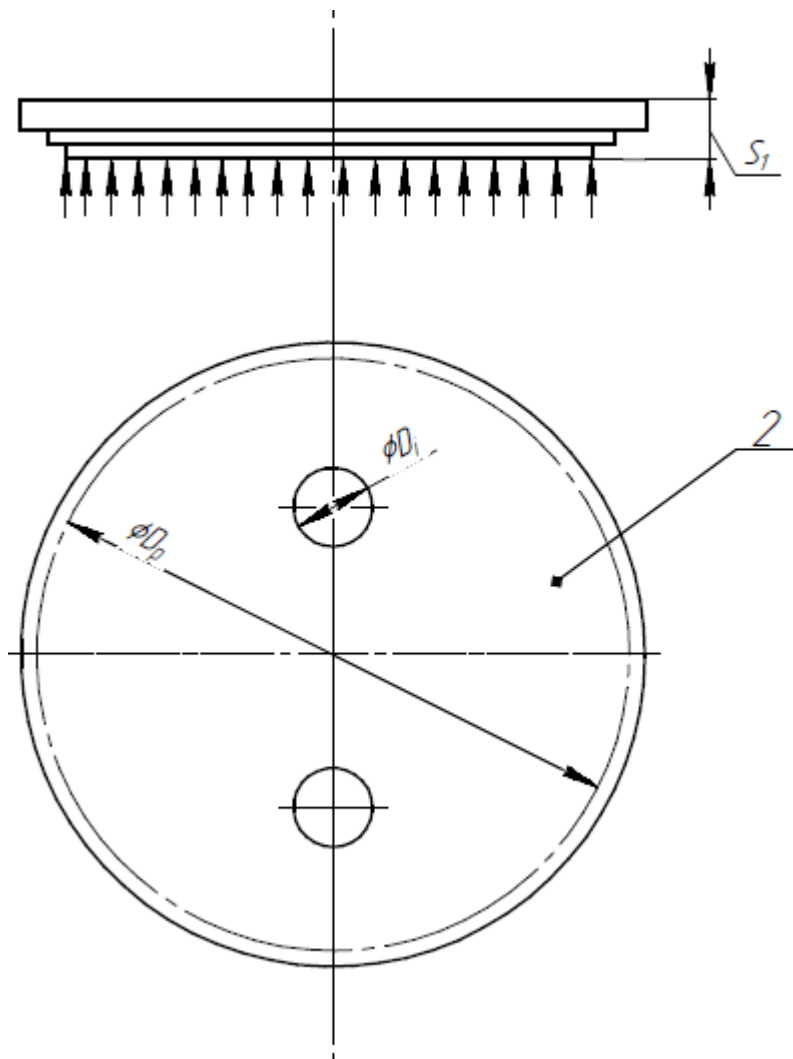


Рисунок 2.3.3 - расчётная схема плоской крышки

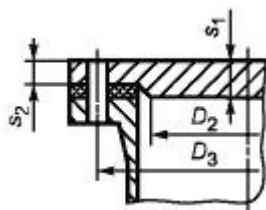


Рисунок 2.3.3.1 - условия закрепления крышки

Диаметр крышки $D_p = D_3$ $D_p := 385\text{mm}$

Согласно [5] коэффициент $K := 0.4$

Диаметры отверстий в плоских крышках $d_i := 50\text{mm}$ кол-во: 2 шт.

Плотность воды: $\rho_T := 996.2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Рабочие давление в трубном пространстве: $P_T := 0.63\text{MPa}$

Температура в трубном пространстве: $t_T := 28.5 \text{ }^\circ\text{C}$

Расчётное давление в трубном пространстве:

$$P_{p1} := \text{Ceil}(P_T + \rho_T \cdot g \cdot D_B, 0.01 \text{ MPa}) = 6.4 \times 10^5 \text{ Pa}$$

K_0 для крышек, имеющих несколько отверстий, вычисляют по формуле:

$$K_0 := \sqrt{\frac{1 - \left[\frac{(d_i + d_i)}{D_\rho} \right]^3}{1 - \frac{(d_i + d_i)}{D_\rho}}} = 1.152$$

Находим расчётную толщину крышки:

$$S_{1p} := K \cdot K_0 \cdot D_\rho \cdot \sqrt{\frac{P_{p1}}{\varphi \cdot \sigma_{кд}}} = 0.012 \text{ m}$$

Толщину плоской крышек, работающей под внутренним избыточным или наружным давлением, вычисляем по формуле: $S_1 \geq S_{1p} + C$

$$S_1 := S_{1p} + c = 0.015 \text{ m}$$

Принимаем $S_{1p} := 25 \text{ mm}$

Допускаемое давление на плоской крышки вычисляем по формуле:

$$P_d := \left(\frac{S_1 - c}{K \cdot K_0 \cdot D_\rho} \right)^2 \cdot \sigma_{кд} \cdot \varphi = 2.176 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Проверка условия прочности:

$$\text{Prov}_3 := \begin{cases} \text{"Условие выполняется"} & \text{if } P_d \geq P_T \\ \text{"Условие НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$\text{Prov}_3 = \text{"Условие выполняется"}$

Расчёт на прочность крышки плоской для условий гидроиспытаний не проводим, так как при $P_{и} = 0.846 \text{ MPa}$ выполняется условие, согласно [4]:

$$\text{Prov}_4 := \begin{cases} \text{"Условие выполняется"} & \text{if } 0.846 \leq 1.35 \cdot \frac{\sigma_{20}}{\sigma_{\text{кд}}} \\ \text{"Условие НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$\text{Prov}_4 = \text{"Условие выполняется"}$

2.3.4 Расчёт температурных напряжений в трубах и корпусе

Цель расчёта заключается в определении удлинения корпуса и труб, температурных деформаций и проверка пригодности теплообменника с неподвижными трубными решётками.

Критерием применимости является прочность. Допускаемы температурные напряжения корпуса и труб при их расчётной температуре:

$$\sigma_T := 139 \text{ МПа}$$

$$\sigma_K := 139 \text{ МПа}$$

где σ_T , σ_K – допускаемы напряжения стали 20 при температуре стенок, МПа.

Расчётная схема температурных деформаций труб и корпуса теплообменника представлена на рисунке 2.3.4

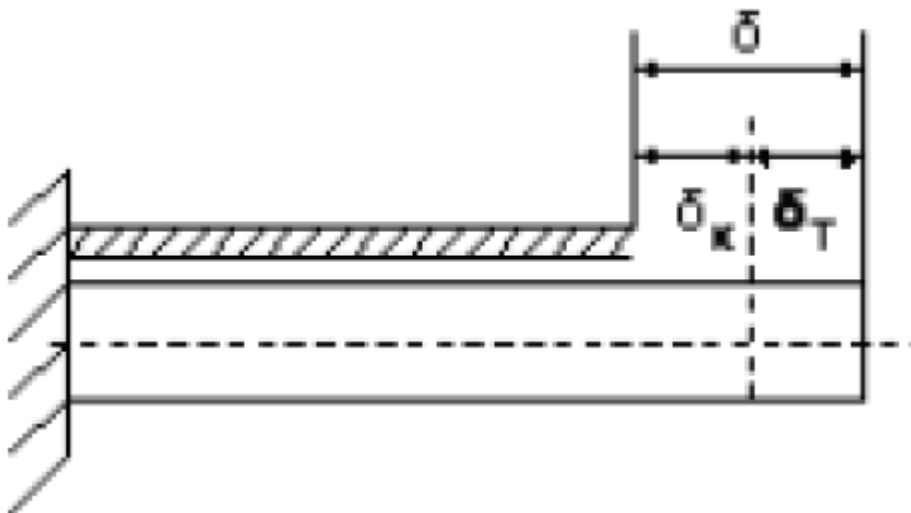


Рисунок 2.3.4 – схема температурных деформаций труб и корпуса

Расчёт выполняется по [2]:

Коэффициент линейного расширения стали (обечайка): $a_K := 13.3 \cdot 10^{-6} \frac{1}{\Delta^\circ\text{C}}$

Коэффициент линейного расширения стали (трубы): $a_T := 13.3 \cdot 10^{-6} \frac{1}{\Delta^\circ\text{C}}$

Количество труб: $n := 160$

Наружный диаметр кожуха: $D_H := D_B + (2 \cdot s_c) = 0.325 \text{ m}$

Внутренний диаметр труб: $d_B := 0.01 \text{ m}$

Наружный диаметр труб: $d_H := 0.014 \text{ m}$

Модуль упругости труб: $E_T := 206 \cdot 10^3 \text{ МПа}$

Модуль упругости кожуха: $E_K := 206 \cdot 10^3 \text{ МПа}$

Площадь сечения труб:

$$F_T := n \cdot \pi \cdot \frac{(d_H^2 - d_B^2)}{4} = 0.012 \text{ m}^2$$

Площадь сечения кожуха:

$$F_K := \frac{\pi \cdot (D_H^2 - D_B^2)}{4} = 8.935 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Усилие, обусловленное температурными деформациями:

$$Q_T := \frac{(a_K \cdot t_K - a_T \cdot t_T) \cdot E_T \cdot F_T \cdot E_K \cdot F_K}{E_T \cdot F_T + E_K \cdot F_K} = 2.32 \times 10^5 \text{ N}$$

$$Q_K := Q_T \quad Q_K = 2.32 \times 10^5 \text{ N}$$

Суммарное растягивающие усилие:

$$Q_2 := \frac{\pi}{4} \cdot (D_B^2 - n \cdot d_H^2) \cdot P_{p2} + \frac{\pi}{4} \cdot n \cdot d_B^2 \cdot P_{p1} = 3.965 \times 10^4 \text{ N}$$

Усилия, растягивающие трубки и кожух теплообменника, обусловленные давлениями в аппарате:

$$Q_{T2} := \frac{Q_2}{1 + \frac{F_K \cdot E_K}{F_T \cdot E_T}} = 2.278 \times 10^4 \text{ N}$$

$$Q_{K2} := \frac{Q_2}{1 + \frac{F_T \cdot E_T}{F_K \cdot E_K}} = 1.687 \times 10^4 \text{ N}$$

Напряжения, возникающие в трубах и кожухе:

$$\sigma_{T1} := \frac{|Q_T| + Q_{T2}}{F_T} = 2.112 \times 10^7 \text{ Pa}$$

$$\sigma_{K1} := \frac{|Q_K| + Q_{K2}}{F_K} = 2.786 \times 10^7 \text{ Pa}$$

Проверка условия применения выбора теплообменника типа ТН при заданном выборе материала:

$$\text{Prov}_5 := \begin{cases} \text{"Условия выполняются"} & \text{if } \sigma_K \geq \sigma_{K1} \\ \text{"Условия выполняются"} & \text{if } \sigma_T \geq \sigma_{T1} \\ \text{"Условия не выполняются"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\text{Prov}_5 = \text{"Условия выполняются"}$$

Так как допустимое значение для стали 20, $\sigma_K = \sigma_T = 139 \text{ МПа}$ больше допустимых напряжений в трубах и кожухе, принимаем теплообменник типа ТН вертикального расположения с заданными параметрами.

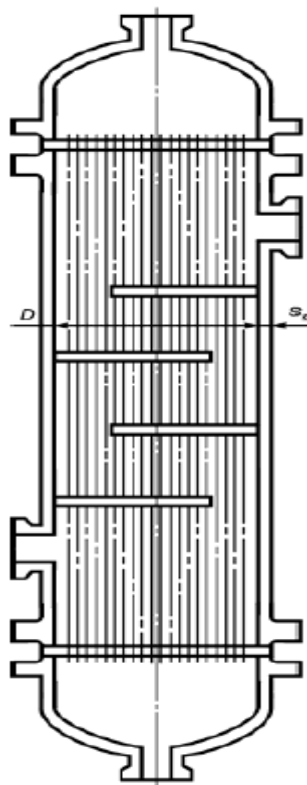


Рисунок 2.3.4.1 - аппарат с неподвижными трубными решётками

2.3.5 Проверка необходимости укрепления отверстия в обечайке

Целью расчёта укрепления отверстий заключается в определение предельного диаметра неукрепленного отверстия и сравнения его с расчётным диаметром отверстия, если расчётный диаметр превышает предельный диаметр, то данное отверстие подлежит укреплению в целях компенсации возникающий напряжений в зоне отверстия.

Расчёт выполняется по [7]:

Внутренний диаметр оболочки: $D := 307\text{mm}$

Внутреннее давление на цилиндрическую обечайку: $P := 0.63\text{MPa}$

Расчётная температура: $t_p := 150\text{ }^\circ\text{C}$

Исполнительная толщина стенки: $s_2 := 9\text{mm}$ Расчётная толщина: $s_c := 4\text{mm}$

Внутренний диаметр патрубка: $d_1 := 50\text{mm}$

Толщина стенки (внешней) штуцера: $s_1 := s_2$

Толщина стенки (внутренней) штуцера: $s_2 := 0\text{mm}$

Длина внешней части штуцера: $l_1 := 100\text{mm}$

Длина внутренней части штуцера: $l_2 := 0\text{mm}$

Толщина накладного кольца: $s_3 := 0\text{mm}$

Прибавка расчётной толщины стенки: $c := 2.2\text{mm}$

Коэффициент прочности сварных швов: $\varphi := 1$

Исполнительная ширина накладного кольца: $l_3 := 0\text{mm}$

Допускаемое напряжение для стали при $20\text{ }^\circ\text{C}$: $\sigma_{20} := 147\text{MPa}$

Минимальное значение предела текучести стали при $20\text{ }^\circ\text{C}$: $R_e := 220\text{MPa}$

Поправочный коэффициент для допускаемых напряжений сталей $\eta := 1$

Коэффициент запаса прочности при гидравлических испытаниях: $n_T := 1.1$

Коэффициент для цилиндрической обечайки: $K_1 := 1$

Допускаемое напряжение для материала при расчётной температуре:

Для стали 20 при $150\text{ }^\circ\text{C}$: $\sigma_p := 139\text{MPa}$

Допускаемое напряжение для материала накладного кольца при расчётной температуре:

$\sigma_{p1} := 0\text{MPa}$

Допускаемое напряжение для материала внешней части штуцера при расчётной температуре:

$$\sigma_{p2} := \sigma_p$$

Допускаемое напряжение для материала внутренней части штуцера при расчётной температуре:

$$\sigma_{p3} := 0 \text{ МПа}$$

Допускаемое напряжение для стали 20, при нормальных условиях:

$$\sigma_{20} := \text{Floor}(\eta \cdot \sigma_{20}, 0.5 \text{ МПа}) = 1.47 \times 10^8 \text{ Па}$$

Давление при испытании на прочность:

$$P_{\text{исп}} := 1.25 \cdot P \cdot \frac{\sigma_{20}}{\sigma_p} = 8.328 \times 10^5 \text{ Па}$$

Допускаемое напряжение для стали 20 при гидравлических испытаниях:

$$\sigma_{\text{и}} := \text{Floor}\left(\frac{R_e}{n_T}, 0.5 \text{ МПа}\right) = 1.995 \times 10^8 \text{ Па}$$

Расчётная толщина стенки оболочки:

$$s_{\text{рцо}} := \max\left[\frac{P \cdot D}{2 \cdot \varphi \cdot \sigma_p - P}, \frac{P_{\text{исп}} \cdot D}{(2 \cdot \varphi \cdot \sigma_{\text{и}} - P_{\text{исп}})}\right] = 6.973 \times 10^{-4} \text{ м}$$

$$s_{\text{экцо}} := s_{\text{рцо}} + c = 2.897 \times 10^{-3} \text{ м}$$

Принимаем исполнительную толщину патурбка: $s_{\text{ицо}} := 3.5 \text{ мм}$

Расчётный диаметр: $D_p := D = 0.307 \text{ м}$

Расчётный диаметр отверстия: $d_p := d_1 + 2 \cdot c = 54.4 \cdot \text{мм}$

Так как второе отверстие имеет такой же размер, то:

$$d_{p2} := d_p$$

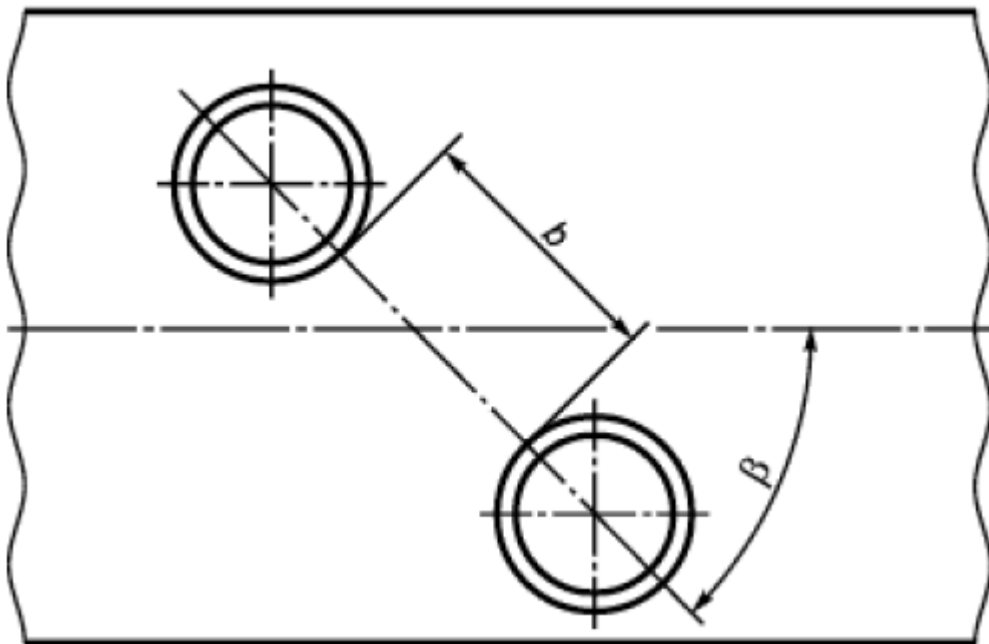


Рисунок 2.3.5 - расположение патрубков

Одиночные отверстия в цилиндрической оболочке:

Отверстие считается одиночным, если ближайшее к нему отверстие не оказывает на него влияния, что имеет место, когда расстояние между наружными поверхностями соответствующих штуцеров удовлетворяет условию:

$$b := \left[\frac{(D + 2 \cdot c) \cdot \pi}{2} \right] - d_p = 0.435 \text{ m}$$

Проверка условий:

Print := "Не требуется расчёт взаимодействующих отверстий"

$$\text{Prov}_6 := \begin{cases} \text{Print if } b \geq \sqrt{d_p \cdot (s_1 - c)} + \sqrt{d_{p2} \cdot (s_1 - c)} \\ \text{"Требуется расчёт взаимодействующих отверстий"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Prov₆ = "Не требуется расчёт взаимодействующих отверстий"

Проверка условий применения формул для расчёта укрепления отверстий:

$$\text{Prov}_{6.1} := \begin{cases} \text{"Отношение диаметров не выполняется"} & \text{if } \frac{d_p - (2 \cdot c)}{D} \geq 0.6 \\ \text{"Отношение толщины к диаметру не выполняется"} & \text{if } \frac{s_2 - c}{D} \geq 0.1 \\ \text{"Условия применения формул выполняются"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Prov_{6.1} = "Условия применения формул выполняются"

Расчётный диаметр одиночного отверстия не требующего укрепления:

$$d_0 := 2 \cdot \left(\frac{s_2 - c}{s_c} - 0.8 \right) \cdot \sqrt{D_p \cdot (s_1 - c)} = 0.082 \text{ m}$$

Проверка условий необходимости дальнейшего расчёта укреплений отверстий:

$$\text{Prov}_7 := \begin{cases} \text{"Не требуется укрепление отверстий"} & \text{if } d_0 \geq d_p \\ \text{"требуется укрепление отверстий"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Prov₇ = "Не требуется укрепление отверстий"

Допускаемое давление для патрубка штуцера:

$$P_{\text{дц}} := \frac{2 \cdot \sigma_p \cdot \varphi \cdot (s_{\text{иц}} - c)}{d_1 + s_{\text{иц}} + c} = 6.488 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Проверка на условие прочности:

$$\text{Prov}_8 := \begin{cases} \text{"Условие прочности и устойчивости выполняется"} & \text{if } P \leq P_{\text{дц}} \\ \text{"Условие прочности не выполняются"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Prov₈ = "Условие прочности и устойчивости выполняется"

Отношения допускаемых напряжений:

$$\chi_1 := \min \left(1, \frac{\sigma_{p2}}{\sigma_p} \right) = 1 \quad \text{для внешней части штуцера}$$

$$\chi_2 := \min \left(1, \frac{\sigma_{p3}}{\sigma_p} \right) = 0 \quad \text{для внутренней части штуцера}$$

$$\chi_3 := \min \left(1, \frac{\sigma_{p1}}{\sigma_p} \right) = 0 \quad \text{для накладного кольца}$$

Расчётные длины штуцера:

$$l_{1p} := \min \left[l_1, 1.25 \sqrt{(d_1 + 2 \cdot c) \cdot (s_1 - c)} \right] = 0.024 \text{ m} \quad \text{для внешней части штуцера}$$

$$l_{2p} := \min \left[l_2, \sqrt{D_p \cdot (s_2 + s_2 - c)} \right] = 0 \text{ m} \quad \text{расчётная длина накладного кольца}$$

$$l_{3p} := \min \left[l_3, 0.5 \cdot \sqrt{(d_1 + 2 \cdot c) \cdot (s_3 - 2 \cdot c)} \right] = 7.7361 \times 10^{-3} \text{ m} \quad \text{для внутренней части штуцера}$$

Расчётная ширина зоны укрепления в обечайках и днищах при отсутствии торообразной вставки или вварного кольца:

$$l_p := \sqrt{D_p \cdot (s_1 - c)} = 0.046 \text{ m}$$

Расчёт диаметра отверстия не требующего дополнительного укрепления:

$$d_{op} := 0.4 \cdot \sqrt{D_p \cdot (s_1 - c)} = 0.018 \text{ m}$$

Допускаемое внутреннее избыточное давление:

$$V := \min \left[1, \frac{1 + \frac{l_{1p} \cdot [(s_1 - c) \cdot \chi_1 + l_{2p} \cdot s_2 \cdot \chi_2 + l_{3p} \cdot (s_3 - c - c) \cdot \chi_3]}{l_{1p} \cdot (s_1 - c)}}{1 + 0.5 \cdot \frac{d_p - d_{op}}{l_{1p}} + K_1 + \frac{d_1 + 2 \cdot c}{D_p} \cdot \frac{\varphi \cdot l_{1p}}{\varphi \cdot l_{1p}}} \right] = 0.683$$

$$P_{ди} := \frac{2 \cdot K_1 \cdot (s_1 - c) \cdot \varphi \cdot \sigma_p \cdot V}{D_p + (s_1 - c) \cdot V} = 4.143 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Площадь необходимая для укрепления отверстия:

$$A_{r1} := 0.5 \cdot (d_p - d_{op}) \cdot s_{рцо} = 1.259 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

Располагаемая прощадь укрепления отверстия:

$$q := l_{1p} \cdot (s_1 - s_{рцо} - c)$$

$$q_1 := l_p \cdot (s_1 - s_{рцо} - c)$$

$$A_{p1} := q \cdot \chi_1 + l_{2p} \cdot s_2 \cdot \chi_2 + l_{3p} \cdot (s_3 - c - c) \cdot \chi_3 + q_1 = 4.256 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$Prov_{8.1} := \begin{cases} \text{"Условие прочности выполняется"} & \text{if } A_{r1} \leq A_{p1} \\ \text{"Условие прочности не выполняются"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$Prov_{8.1} = \text{"Условие прочности выполняется"}$$

2.3.6 Расчёт трубной решётки (поз. 8)

Расчёт выполняется по [8]:

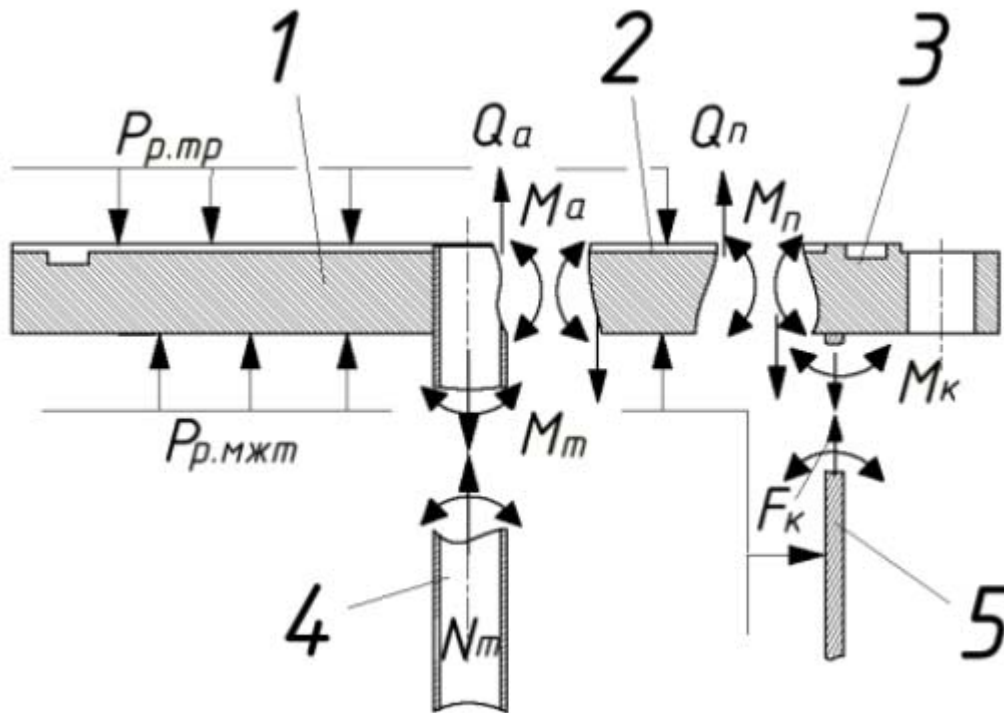


Рисунок 2.3.6 – расчётная схема трубной решётки с нагрузками

1 – центральная перфорированная часть; 2 – кольцевая неперфорированная часть;
3 – фланец; 4 – трубы; 5 – корпус.

Согласно параметрам выбранного теплообменника, подбираем параметры трубной решётки. Трубки располагаются по равностороннему треугольнику (Рис. 2.3.6.1)

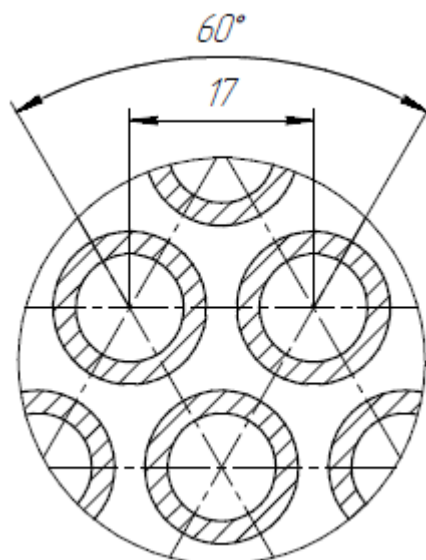


Рисунок 2.3.6.1 - схема расположение трубок в трубной решётке

Наружный диаметр тарелки фланца корпуса и камеры: $D_{HK} := 425\text{mm}$

Диаметр окружности, вписанный в максимально беструбную площадь:

$$D_e := 40\text{mm}$$

Допускаемое напряжение материала при расчётной температуре:

Трубной решётки: $\sigma_p := 154\text{MPa}$

Модуль продольной упругости трубной решётки: $E_p := 204 \cdot 10^3\text{MPa}$

Модуль продольной упругости крышки, фланцев корпуса и камеры:

$$E_1 := 190 \cdot 10^3\text{MPa} \quad E_2 := E_1$$

Толщина тарелки фланца корпуса: $h_1 := 25\text{mm}$

Толщина тарелки фланца камеры: $h_2 := 16\text{mm}$

Ширина тарелки фланца корпуса и камеры: $b_{1t} := 60\text{mm} \quad b_{2t} := b_{1t}$

Максимальный пролёт трубы между решёткой и перегородкой:

$$l_{1R} := 78\text{mm} \quad l_{2R} := l_{1R}$$

Внутренний радиус обечайки: $a := \frac{D_B}{2} = 153.5\text{mm}$

Расстояние от оси обечайки до оси наиболее удалённой: $a_1 := 119\text{mm}$

Толщина стенки труб: $s_T := \frac{(d_H - d_B)}{2} = 2 \times 10^{-3}\text{m}$

Диаметр отверстий в решётке: $d_o := 14.2\text{mm}$

Шаг расположения отверстий в решётке: $t_p := 17\text{mm}$

Половина длины, трубы: $l_{II} := 500\text{mm}$

Высота сварного шва в месте приварки трубы к решётке: $\delta_0 := 2\text{mm}$

Зазор между трубами: $Y_1 := 3\text{mm}$

Сумма прибавок к расчётной толщине:

$$c_c := 2 \cdot c_1 + c_2 + c_3 = 4.8 \times 10^{-3}\text{m}$$

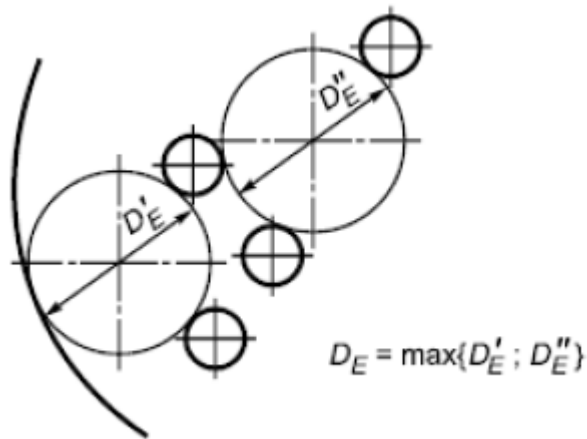


Рисунок 2.3.6.2 - диаметр окружности, вписанной в максимальную беструбную площадь

Толщина трубной решетки:

$$s_{\text{расч}} := 0.5 \cdot D_e \cdot \sqrt{\frac{P_{p2}}{\sigma_p}} + c_c = 6.089 \times 10^{-3} \text{ m}$$

Принимаем толщину трубной решётки: $s_p := 20 \text{ mm}$

Проверка дополнительных условий:

$$\text{Prov}_9 := \begin{cases} \text{"Условие выполняется"} & \text{if } s_p \geq s_{\text{расч}} \\ \text{"Условие НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$\text{Prov}_9 = \text{"Условие выполняется"}$

Относительная характеристика беструбного края:

$$m_n := \frac{a}{a_1} = 1.29$$

Коэффициент влияния давления на трубную решётку со стороны межтрубного пространства:

$$\eta_M := 1 - \frac{n \cdot d_H^2}{4 \cdot a^2} = 0.667$$

Коэффициент влияния давления на трубную решётку со стороны трубного пространства:

$$\eta_T := 1 - \frac{n \cdot (d_H - 2 \cdot s_T)^2}{4 \cdot a_1^2} = 0.718$$

Коэффициент ослабления трубной решётки:

$$\varphi_p := 1 - \frac{d_o}{t_p} = 0.165$$

Коэффициент жесткости перфорированной плиты:

$$\Psi_0 := 0.47$$

Модуль упругости основания:

$$K_y := \frac{E_T \cdot (\eta_T - \eta_M)}{l_{II}} = 2.071 \times 10^4 \frac{1}{m} \cdot \text{МПа}$$

Приведенное отношение жесткости труб к жесткости корпуса:

$$p_p := \frac{K_y \cdot a_1 \cdot l_{II}}{E_K \cdot s_c} = 0.665$$

Поправочный коэффициент для аппаратов с неподвижными трубными решётками:

$$K_{q0} := 0 \quad K_{p0} := 0$$

Коэффициент изменения жесткости:

$$K_q := 1 + K_{q0} = 1$$

$$K_p := 1 + K_{p0} = 1$$

Коэффициент влияния давления на продольную деформацию труб:

$$m_{cp} := 0.15 \cdot \frac{n \cdot (d_H - s_T)^2}{a_1^2} = 0.244$$

Приведённое давление:

$$S1 := [a_K \cdot (t_K - 20^\circ\text{C}) - a_T \cdot (t_T - 20^\circ\text{C})] \cdot K_y \cdot l_{II}$$

$$S2 := [\eta_T - 1 + m_{cp} + m_n \cdot (m_n + 0.5 + p_p \cdot K_q)] \cdot P_{p1}$$

$$P_o := S1 + S2 - [\eta_M - 1 + m_{cp} + m_n \cdot (m_n + 0.3 \cdot p_p \cdot K_p)] \cdot P_{p2} = 3.102 \times 10^6 \text{ Па}$$

Коэффициент системы решётка - труба:

$$\beta := \frac{1.82}{s_p} \cdot \sqrt[4]{\frac{K_y \cdot s_p}{\Psi_0 \cdot E_p}} = 23.33 \frac{1}{m}$$

Коэффициенты системы корпус-решётка и обечайка-фланец камеры:

$$\beta_1 := \frac{1.3}{\sqrt{a \cdot s_c}} = 34.976 \frac{1}{m} \quad \beta_2 := \frac{1.3}{\sqrt{a \cdot s_p}} = 23.462 \frac{1}{m}$$

Радиус центров тяжести тарелок фланцев корпуса и камеры:

$$R_1 := \frac{D_B + D_{HK}}{4} = 0.183 \text{ m}$$

Коэффициенты:

$$K_1 := \frac{\beta_1 \cdot a \cdot E_K \cdot s_c^3}{5.5 \cdot R_1} = 8.01 \times 10^8 \frac{1}{m} \cdot \text{N} \cdot \text{mm}$$

$$K_2 := \frac{\beta_2 \cdot a \cdot E_K \cdot s_p^3}{5.5 \cdot R_1} = 5.897 \times 10^9 \frac{1}{m} \cdot \text{N} \cdot \text{mm}$$

Жесткость фланцевого соединения при изгибе:

$$K_{\phi 1} := \frac{E_1 \cdot h_1^3 \cdot b_{1t}}{12 \cdot R_1^2} + K_1 \cdot \left(1 + \frac{\beta_1 \cdot h_1}{2} \right) = 1.595 \times 10^9 \frac{1}{m} \cdot \text{N} \cdot \text{mm}$$

$$K_{\phi 2} := \frac{E_2 \cdot h_2^3 \cdot b_{2t}}{12 \cdot R_1^2} + K_2 \cdot \left(1 + \frac{\beta_2 \cdot h_2}{2} \right) = 7.12 \times 10^9 \frac{1}{m} \cdot \text{N} \cdot \text{mm}$$

$$K_{\phi} := K_{\phi 1} + K_{\phi 2} = 8.714 \times 10^9 \frac{1}{m} \cdot \text{N} \cdot \text{mm}$$

Коэффициент влияния давления на изгиб фланцев:

$$m_1 := \frac{1 + \beta_1 \cdot h_1}{2 \cdot \beta_1^2} = 7.661 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$m_2 := \frac{1 + \beta_2 \cdot h_2}{2 \cdot \beta_2^2} = 1.249 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Приведенное отношение жесткости труб к жесткости фланцевого соединения:

$$\rho_1 := \frac{K_y \cdot a \cdot a_1}{\beta_2^2 \cdot K_{\phi} \cdot R_1} = 0.431$$

Безразмерный параметр системы решётка - труба:

$$\omega := \beta \cdot a_1 = 2.776$$

Коэффициенты, учитывающие влияние беструбного края решётки и поддерживающие влияние труб:

$$\Phi_x := \left[\begin{array}{l} f1 \leftarrow \frac{0.7}{\omega} \cdot \left(\frac{d}{d\omega} \text{ber}(0, \omega) \right) + \text{bei}(0, \omega) \\ f2 \leftarrow \frac{0.7}{\omega} \cdot \frac{d}{d\omega} \text{bei}(0, \omega) - \text{ber}(0, \omega) \\ x1 \leftarrow \frac{0.7}{\omega} \cdot \left(\frac{d}{d\omega} \text{ber}(0, \omega) \cdot \text{bei}(0, \omega) - \frac{d}{d\omega} \text{bei}(0, \omega) \cdot \text{ber}(0, \omega) \right) \\ T_{\Phi} \leftarrow -f2 \cdot \frac{d}{d\omega} \text{bei}(0, \omega) - f1 \cdot \frac{d}{d\omega} \text{ber}(0, \omega) \\ \left[\begin{array}{l} \frac{\omega}{T_{\Phi}} \cdot \left(\text{ber}(0, \omega)^2 + \text{bei}(0, \omega)^2 + x1 \right) \\ \frac{\omega}{T_{\Phi}} \cdot \left(\text{ber}(0, \omega) \cdot \frac{d}{d\omega} \text{ber}(0, \omega) + \frac{d}{d\omega} \text{bei}(0, \omega) \cdot \text{bei}(0, \omega) \right) \\ \frac{\omega}{T_{\Phi}} \cdot \left[\left(\frac{d}{d\omega} \text{ber}(0, \omega) \right)^2 + \left(\frac{d}{d\omega} \text{bei}(0, \omega) \right)^2 \right] \end{array} \right] \text{ if } \omega < 10 \\ \left(\begin{array}{l} \sqrt{2 \cdot \omega} \\ \omega \\ \sqrt{2 \cdot \omega} \end{array} \right) \text{ if } \omega \geq 10 \end{array} \right]$$

$$\Phi_x = \begin{pmatrix} 4.089 \\ 2.611 \\ 4.286 \end{pmatrix}$$

Соответственно присваиваем коэффициенты:

$$\Phi_1 := 4.089 \quad \Phi_2 := 2.611 \quad \Phi_3 := 4.286$$

Коэффициенты для определения сил и моментов в элементах кожухотрубчатых теплообменных аппаратов значение T1, T2, T3 определяем по формулам:

$$t := 1 + 1.4 \cdot \omega \cdot (m_n - 1) = 2.127$$

$$T_1 := \Phi_1 \cdot [m_n + 0.5 \cdot (1 + m_n \cdot t) \cdot (t - 1)] = 13.899$$

$$T_2 := \Phi_2 \cdot t = 5.553$$

$$T_3 := \Phi_3 \cdot m_n = 5.529$$

Приведённое давление на фланцы:

$$P_1 := \frac{K_y}{\beta \cdot K_\phi} \cdot (m_1 \cdot P_{p2} - m_2 \cdot P_{p1}) = -3.15 \times 10^4 \text{ Pa}$$

Изгибающий момент, распределенный по краю трубной решётки:

$$M := \frac{a_1}{\beta} \cdot \frac{P_1 \cdot (T_1 + p_p \cdot K_q) - P_o \cdot T_2}{(T_1 + p_p \cdot K_q) \cdot (T_3 + \rho_1) - T_2^2} = -1.612 \times 10^6 \frac{1}{\text{m}} \cdot \text{N} \cdot \text{mm}$$

Перерезывающая сила, распределённая по краю трубной решётки:

$$Q := a_1 \cdot \frac{P_o \cdot (T_3 + \rho_1) - (P_1 \cdot T_2)}{(T_1 + p_p \cdot K_q) \cdot (T_3 + \rho_1) - T_2^2} = 3.968 \times 10^7 \frac{1}{\text{m}^2} \cdot \text{N} \cdot \text{mm}$$

Изгибающий момент, распределённый по периметру перфорированной зоны решётки:

$$M_a := M + (a - a_1) \cdot Q = -2.429 \times 10^5 \frac{1}{\text{m}} \cdot \text{N} \cdot \text{mm}$$

Перерезывающая сила, распределённая по периметру перфорированной зоны решётки:

$$Q_a := m_n \cdot Q = 5.119 \times 10^7 \frac{1}{\text{m}^2} \cdot \text{N} \cdot \text{mm}$$

Осевая сила, действующая на трубу:

$$N_T := \frac{\pi \cdot a_1}{n} \cdot [(\eta_M \cdot P_{p2} - \eta_T \cdot P_{p1}) \cdot a_1 + \Phi_1 \cdot Q_a + \Phi_2 \cdot \beta \cdot M_a] = 445.548 \cdot \text{N}$$

Максимальный пролёт трубы между решёткой и перегородкой:

$$l_{\text{пр}} := \frac{l_{1R}}{3} = 0.026 \text{ m}$$

Момент инерции поперечного сечения трубы 14*2.0 :

$$J_T := \frac{\pi}{64} \cdot (d_H^4 - d_B^4) = 1.395 \times 10^{-9} \text{ m}^4$$

Изгибающий момент действующий на трубу:

$$M_T := \frac{E_T \cdot J_T \cdot \beta}{K_y \cdot a_1 \cdot l_{\text{пр}}} \cdot (\Phi_2 \cdot Q_a + \Phi_3 \cdot \beta \cdot M_a) = 1.144 \times 10^4 \cdot \text{N} \cdot \text{mm}$$

Усилия в корпусе:

- усилие, распределенное по периметру кожуха

$$Q_{k1} := \frac{a}{2} \cdot P_{p1} - Q = 9.437 \times 10^6 \frac{1}{m^2} \cdot N \cdot mm$$

- изгибающий момент, распределенный по периметру кожуха:

$$M_k := \frac{K_1}{\rho_1 \cdot K_\phi \cdot \beta} \cdot (T_2 \cdot Q + T_3 \cdot \beta \cdot M) - \frac{P_{p2}}{2 \cdot \beta_1^2} = -1.477 \times 10^5 \frac{1}{m} \cdot N \cdot mm$$

- суммарная осевая сила, действующая на кожух:

$$F_1 := \pi \cdot D_B \cdot Q_{k1} = 9.102 \times 10^3 N$$

Изгибные напряжения в трубной решётке в месте соединения с корпусом:

$$\sigma_{p1} := \frac{6 \cdot |M|}{(s_p - c_c)^2} = 4.186 \times 10^7 Pa$$

Касательные напряжения в трубной решётке в месте соединения с корпусом:

$$\tau_{p1} := \frac{|Q|}{(s_p - c_c)} = 2.611 \times 10^6 Pa$$

Напряжения в перфорированной части трубной решетки вычисляются:

$$m_A := \frac{\beta \cdot M_a}{Q_a} \quad n_B := \frac{Q_a}{\beta \cdot M_a}$$

$$m_A = -0.111 \quad n_B = -9.034$$

Тогда согласно таблицы Г.2 и Г.3, принимаем коэффициенты:

$$A := 0.408$$

Так как коэффициент В нет в таблице для значения -9.023, то вычисляем значение по формуле:

$$B := 0.813 + (0.009 \cdot 80) = 1.533$$

Максимальный расчётный изгибающий момент в перфорированной части трубной решётки:

$$M_{max} := \begin{cases} A \cdot \frac{|Q_a|}{\beta} & \text{if } -1 \leq \frac{\beta \cdot M_a}{Q_a} \leq 1 \\ B \cdot |M_a| & \text{otherwise} \end{cases} = 8.952 \times 10^5 \cdot N \cdot mm$$

Изгибные напряжения в перфорированной части трубной решётки:

$$\sigma_{p2} := \frac{6 \cdot M_{\max}}{\varphi_p \cdot (s_p - c_c)^2} = 1.411 \times 10^8 \text{ Pa}$$

Касательные напряжения в перфорированной части трубной решётки:

$$\tau_{p2} := \frac{|Q_a|}{\varphi_p \cdot (s_p - c_c)} = 2.045 \times 10^7 \text{ Pa}$$

Расчётное напряжение в корпусе в месте присоединения к решётке в меридиональном направлении:

$$\sigma_{\text{мх}} := \frac{|Q_{k1}|}{(s_c - c_c)} = 2.247 \times 10^6 \text{ Pa} \quad \text{— мембранные}$$

$$\sigma_{\text{их}} := \frac{6 \cdot |M_k|}{(s_c - c_c)^2} = 5.023 \times 10^7 \text{ Pa} \quad \text{— изгибные}$$

Расчётное напряжение в корпусе в месте присоединения к решётке в окружном направлении:

$$\sigma_{\text{мф}} := \frac{|P_{p2}| \cdot a}{(s_c - c_c)} = 2.339 \times 10^7 \text{ Pa} \quad \text{— мембранные}$$

$$\sigma_{\text{иф}} := 0.3 \cdot \sigma_{\text{их}} = 1.507 \times 10^7 \text{ Pa} \quad \text{— изгибные}$$

Расчётные напряжения в трубах в осевом направлении:

$$\sigma_{1T} := \frac{|N_T|}{\pi \cdot (d_H - s_T) \cdot s_T} = 5.909 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$\sigma_1 := \sigma_{1T} + \frac{d_H \cdot |M_T|}{2 \cdot J_T} = 6.333 \times 10^7 \text{ Pa}$$

Расчётные напряжения в трубах в окружном направлении:

$$\sigma_{2T} := \frac{(d_H + s_T) \cdot \max(|P_{p1}|, |P_{p2}|, |P_{p1} - P_{p2}|)}{2 \cdot s_T} = 2.56 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Условие статической прочности трубной решётки:

$$\text{Prov}_{10} := \begin{cases} \text{"Условие прочности выполняется"} & \text{if } \max(\tau_{p1}, \tau_{p2}) \leq 0.8 \cdot \sigma_p \\ \text{"Условие НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Prov₁₀ = "Условие прочности выполняется"

Условие статической прочности корпуса в месте присоединения к решётке:

Prov₁₁ := $\begin{cases} \text{"Условие прочности выполняется"} & \text{if } \sigma_{\text{MX}} \leq 1.3 \cdot \sigma_{\text{K}} \\ \text{"Условие НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$

Prov₁₁ = "Условие прочности выполняется"

Условие статической прочности труб:

Prov₁₂ := $\begin{cases} \text{"Условие прочности выполняется"} & \text{if } \max(\sigma_{1\text{T}}, \sigma_{2\text{T}}) \leq \sigma_{\text{T}} \\ \text{"Условие НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$

Prov₁₂ = "Условие прочности выполняется"

Расчётная длина труб при продольном изгибе:

$$l_{\text{R}} := \max[l_{2\text{R}}, (0.7 \cdot l_{1\text{R}})] = 0.078 \text{ m}$$

Коэффициент:

$$\lambda := 1.3 \sqrt{\frac{\sigma_{\text{T}}}{E_{\text{T}}}} \cdot \frac{l_{\text{R}}}{(d_{\text{H}} - s_{\text{T}})} = 0.219$$

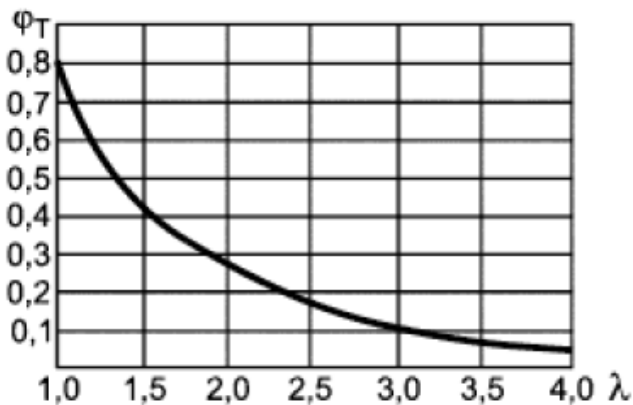


Рисунок 2.3.6.3 - коэффициент уменьшения допускаемого напряжения при продольном изгибе

Коэффициент уменьшения допускаемого напряжения при продольном изгибе:

$$\varphi_{\text{T}} := 0.8$$

Условие устойчивости труб:

$$\text{Prov}_{13} := \begin{cases} \text{"Условие устойчивости выполняется"} & \text{if } \sigma_{1T} \leq \varphi_T \cdot \sigma_T \\ \text{"Условие НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$\text{Prov}_{13} = \text{"Условие устойчивости выполняется"}$

Коэффициент:

$$\lambda_y := \frac{|N_T| \cdot l_{\text{пр}}^2}{E_T \cdot J_T} = 1.048 \times 10^{-3}$$

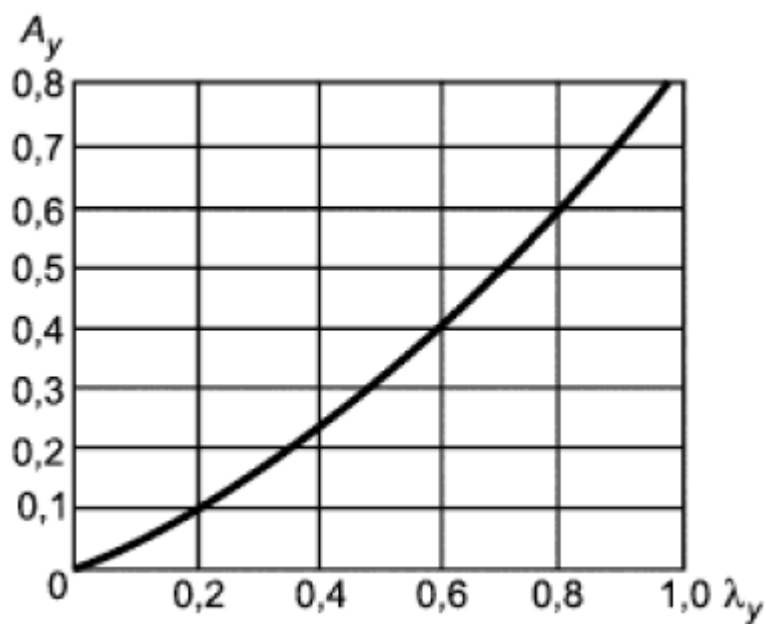


Рисунок 2.3.6.4 - коэффициент для определения максимального прогиба трубы

Тогда коэффициент:

$$A_y := 0.001$$

Прогиб трубы:

$$Y := A_y \cdot \frac{|M_T|}{|N_T|} = 2.568 \times 10^{-5} \text{ m}$$

Условие прочности:

$$\text{Prov}_{14} := \begin{cases} \text{"Условие прочности выполняется"} & \text{if } Y \leq Y_1 \\ \text{"Условие НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$\text{Prov}_{14} = \text{"Условие прочности выполняется"}$

Размах напряжений в месте соединения трубной решётки с корпусом:

$$\Delta\sigma_{1x} := \sigma_{p1} \quad \Delta\sigma_{2x} := 0 \quad \Delta\sigma_{3x} := \Delta\sigma_{2x}$$

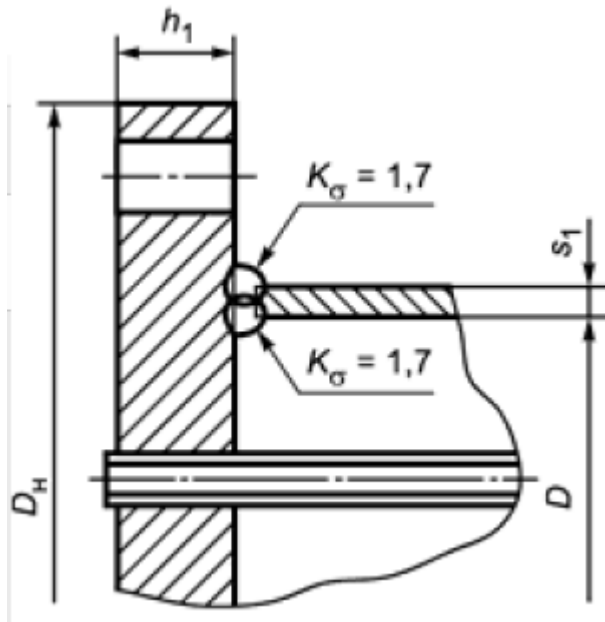


Рисунок 2.3.6.5 - решётка, приваренная втавр к обечайке кожуха

Эффективный коэффициент концентрации напряжений:

$$K_{\sigma} := 1.7$$

Амплитуда упругих напряжений в месте соединения трубной решётки с кожухом:

$$\sigma_{ax} := \frac{K_{\sigma}}{2} \cdot \max \left(\begin{array}{l} \left(\Delta\sigma_{1x} - \Delta\sigma_{2x} \right) \\ \left(\Delta\sigma_{2x} - \Delta\sigma_{3x} \right) \\ \left(\Delta\sigma_{3x} - \Delta\sigma_{1x} \right) \end{array} \right) = 3.558 \times 10^7 \text{ Pa}$$

Допускаемая амплитуда условных упругих напряжений при работе материала в условиях ползучести:

$$\sigma_{ap} := 0.65 \cdot \sigma_p = 1.001 \times 10^8 \text{ Pa}$$

Условие малоциклового прочностности в месте соединения трубной решётки с кожухом:

$$\text{Prov}_{15} := \begin{cases} \text{"Условие прочностности выполняется"} & \text{if } \sigma_{ax} \leq \sigma_{ap} \\ \text{"Условие НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\text{Prov}_{15} = \text{"Условие прочностности выполняется"}$$

Размах напряжений в перфорированной части трубной решётки:

$$\Delta\sigma_1 := \sigma_{p2} \quad \Delta\sigma_2 := 0 \quad \Delta\sigma_3 := \Delta\sigma_2$$

Эффективный коэффициент концентрации напряжений:

$$K_{\sigma 1} := 1$$

Амплитуда упругих напряжений в перфорированной части трубной решётки с кожухом:

$$\sigma_a := \frac{K_{\sigma 1}}{2} \cdot \max \left(\begin{array}{l} (\Delta\sigma_1 - \Delta\sigma_2) \\ (\Delta\sigma_2 - \Delta\sigma_3) \\ (\Delta\sigma_3 - \Delta\sigma_1) \end{array} \right) = 7.057 \times 10^7 \text{ Pa}$$

Условие малоциклового прочност в перфорированной части трубной решётки:

$$\text{Prov}_{16} := \begin{cases} \text{"Условие прочност выполняется"} & \text{if } \sigma_a \leq \sigma_{ap} \\ \text{"Условие НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\text{Prov}_{16} = \text{"Условие прочност выполняется"}$$

Коэффициент:

$$\tau := \frac{|N_T| \cdot d_H + 4 \cdot |M_T|}{\pi \cdot d_H^2 \cdot \delta_0} = 4.223 \times 10^7 \text{ Pa}$$

Коэффициент:

Принимаем число циклов нагружения: $N := 1 \cdot 10^3$

$$\varphi_c := \min(0.5, 0.95 - 0.2 \cdot \log(N)) = 0.35$$

Условие прочност крепления труб в трубной решётке:

$$\text{Prov}_{17} := \begin{cases} \text{"Условие прочност выполняется"} & \text{if } \tau \leq \varphi_c \cdot \min(|\sigma_T|, |\sigma_p|) \\ \text{"Условие НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\text{Prov}_{17} = \text{"Условие прочност выполняется"}$$

Величина прогиба трубной решётки:

$$Y := \frac{1.2}{K_y \cdot a_1} \cdot |T_1 \cdot Q + T_2 \cdot \beta \cdot M| = 1.669 \times 10^{-4} \text{ m}$$

Допускаемое значение жёсткости трубной решётки:

$$Y_{\text{д}} := 0.7\text{mm}$$

Условие жёсткости трубной решётки:

$$\text{Prov}_{18} := \begin{cases} \text{"Условие жёсткости выполняется"} & \text{if } Y \leq Y_{\text{д}} \\ \text{"Условие НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\text{Prov}_{18} = \text{"Условие жёсткости выполняется"}$$

2.3.7 Расчёт стандартного фланцевого соединения (поз. 4)

Целью расчёта фланцевого соединения является подбор необходимых для выполнения условий герметичности и прочности элементов.

Расчёт на прочность и герметичность фланцевых соединений, выполняем по [9] принимая фланец плоский [12] ст.20:

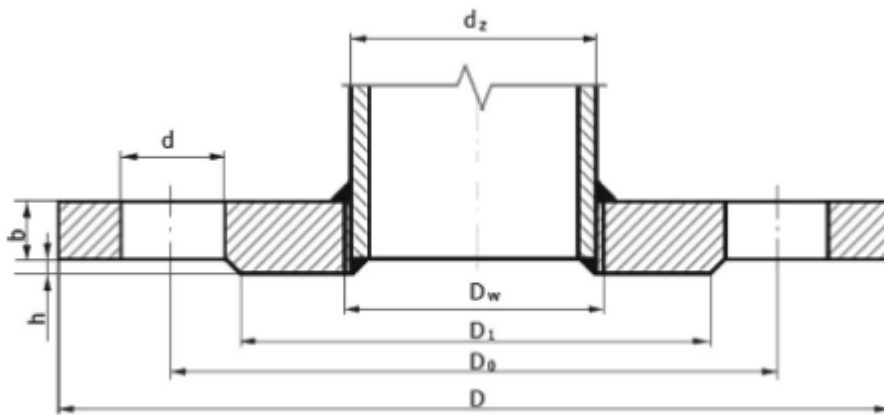


Рисунок 2.3.7 - фланец ГОСТ 12821-80 1-50-10
ст.20

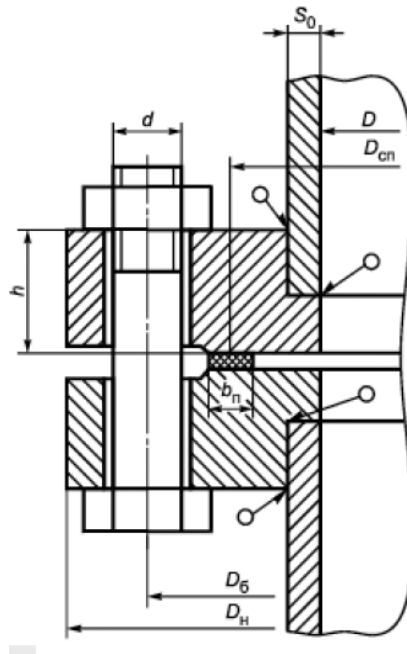


Рисунок 2.3.7.1 - схема расчёта

- Внутренний диаметр фланца: $D := 59\text{mm}$
- Наружный диаметр фланца: $D_{\text{нп}} := 160\text{mm}$
- Диаметр окружности расположения болтов: $D_{\text{б}} := 125\text{mm}$
- Наружный диаметр прокладки: $D_{\text{нп}} := 106\text{mm}$
- Толщина трубы плоского фланца: $S_0 := 3.5\text{mm}$
- Прибавка на коррозию: $c_0 := 0.3\text{mm}$
- Эффективная ширина прокладки:
- $$b_{\text{п}} := 24.5$$
- $$b_0 := \begin{cases} b_0 \leftarrow b_{\text{п}} & \text{if } b_{\text{п}} \leq 15 \\ b_0 \leftarrow \text{Ceil}(3.8\sqrt{b_{\text{п}}}, 0.1) & \text{otherwise} \end{cases}$$
- $b_0 = 18.9$ $b_0 := 18.9\text{mm}$
- Ширина прокладки: $b_{\text{п}} := 24.5\text{mm}$
- Расчетный диаметр прокладки: $D_{\text{сп}} := D_{\text{нп}} - b_0 = 0.087\text{m}$
- Толщина тарелки фланца: $h := 15\text{mm}$
- Толщина выступа без учета толщины фланца: $h_{\text{п}} := 3\text{mm}$
- Наружный диаметр болта: $d := 16\text{mm}$

Количество болтов: $n := 4$

Внешний изгибающий момент: $M := 0 \text{ N}\cdot\text{m}$

Расчетное давление в межтрубном пространстве: $p := 0.64 \text{ MPa}$

Расчетная температура стенки корпуса (штуцера) в месте расположения фланцевого соединения:

$$t := 150 \text{ }^\circ\text{C}$$

Материал обечаек и фланцев - сталь 20

Материал болтов - сталь 35Х (М16х45.56 согласно [13])

Материал прокладки - ПМБ согласно [14]

Усилие, необходимое для смятия прокладки при затяжке:

$q_{\text{обж}} := 20 \text{ MPa}$ - удельное давление обжатия прокладки

$$P_{\text{обж}} := 0.5 \cdot \pi \cdot D_{\text{сп}} \cdot b_0 \cdot q_{\text{обж}} = 5.172 \times 10^4 \text{ N}$$

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

$m := 2.5$ - прокладочный коэффициент

$q_d := 130 \text{ MPa}$ - допускаемое удельное давление

$$R_{\text{II}} := \begin{cases} \pi \cdot D_{\text{сп}} \cdot b_0 \cdot m \cdot |p| & \text{if } p \geq 0 \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$R_{\text{II}} = 8.275 \times 10^3 \text{ N}$$

Суммарная площадь сечения болтов по внутреннему диаметру резьбы или наружному сечению наименьшего диаметра:

$f_{\text{б}} := 144 \text{ mm}^2$ - площадь поперечных сечений болтов

$$A_{\text{б}} := n \cdot f_{\text{б}} = 5.76 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Равнодействующая нагрузка от давления:

$$Q_{\text{д}} := \frac{\pi}{4} \cdot D_{\text{сп}}^2 \cdot p = 3.813 \times 10^3 \text{ N}$$

Осевое сжимающие усилие:

$$F_{\text{сж}} := - \left[0.6 \cdot \left[\frac{\pi \cdot \left(\frac{D}{1000} \right)^2}{4} \right] \cdot 10^6 \right] \cdot \text{Pa} = -1.64 \times 10^{-3} \text{ N}$$

Приведённая нагрузка, вызванная воздействием внешней силы и изгибающего момента:

$$Q_{FM} := \max\left(\left|F + \frac{4 \cdot |M|}{D_{сп}}\right|, \left|F - \frac{4 \cdot |M|}{D_{сп}}\right|\right) = 1.64 \times 10^{-3} \text{ N}$$

Расчётная температура неизолированных плоских фланцев

$$t_{\phi} := 0.96 \cdot t = 133.074 \cdot ^\circ\text{C}$$

Расчётная температура болтов:

$$t_{\sigma} := 0.95 \cdot t = 128.842 \cdot ^\circ\text{C}$$

Коэффициент линейного расширения для стали 35Х при температуре 20-150:

$$\alpha_{\phi} := 13.3 \cdot 10^{-6} \frac{1}{\Delta^{\circ}\text{C}}$$

Коэффициент линейного расширения для стали 20 при температуре 20-150:

$$\alpha_{\sigma} := 11.9 \cdot 10^{-6} \frac{1}{\Delta^{\circ}\text{C}}$$

Коэффициент обжатия:

$$K_{\text{обж}} := 0.9$$

Условный модуль сжатия прокладки:

$$E_n := 0.02 \cdot 10^5 \text{ МПа}$$

Модуль упругости для болтов при температуре испытания:

$$E_{20\sigma} := 2.18 \cdot 10^5 \text{ МПа}$$

Модуль упругости для болтов при расчётной температуре:

$$E_{\sigma} := 2.08 \cdot 10^5 \text{ МПа}$$

Допускаемое напряжение для болтов при температуре испытания:

$$\sigma_{20\sigma} := 230 \text{ МПа}$$

Допускаемые напряжения для болтов из стали Ст.35Х при расчётной температуре:

$$t := \begin{pmatrix} 20 \text{ } ^\circ\text{C} \\ 150 \text{ } ^\circ\text{C} \end{pmatrix} \quad \sigma := \begin{pmatrix} 183.3 \\ 170.0 \end{pmatrix}$$

$$\sigma_{\text{д.}\sigma} := \text{Floor}\left(\text{linterp}(t, \sigma, t_{\sigma}), 0.5\right) = 172 \quad \sigma_{\text{д.}\sigma} := 172 \text{ МПа}$$

Плечо действия усилий в болтах для приварных встык и плоских фланцев:

$$b := 0.5 \cdot (D_{\sigma} - D_{сп}) = 0.019 \text{ m}$$

Плечо усилия от действия давления на фланец для всех типов фланцев:

$$\varepsilon := 0.5 \cdot (D_{\text{сп}} - D - S_0) = 0.012 \text{ m}$$

Эквивалентная толщина втулки плоских фланцев:

$$S_3 := S_0$$

Расстояние между опорными поверхностями гайки и головки болта или опорными поверхностями гаек:

$$l_{\text{б0}} := 50 \text{ mm}$$

Эффективная длина болта при определении податливости:

$$l_{\text{б}} := l_{\text{б0}} + (0.28 \cdot d) = 0.054 \text{ m}$$

Податливость болтов:

$$y_{\text{б}} := \frac{l_{\text{б}}}{E_{20\text{б}} \cdot A_{\text{б}}} = 4.339 \times 10^{-10} \frac{\text{s}^2}{\text{kg}}$$

Податливость прокладки:

$$y_{\text{п}} := \frac{h_{\text{п}} \cdot K_{\text{обж}}}{E_{\text{п}} \cdot \pi \cdot D_{\text{сп}} \cdot b_{\text{п}}} = 2.014 \times 10^{-10} \frac{\text{s}^2}{\text{kg}}$$

Расчётные параметры фланцев:

$$l_0 := \sqrt{D \cdot S_0} = 0.014 \text{ m} \quad \text{-параметр длины обечайки}$$

$$K := \frac{D_{\text{н}}}{D} = 2.712 \quad \text{-отношение наружного диаметра тарелки фланца к внутреннему диаметру}$$

Коэффициенты, зависящие от соотношения размеров тарелки фланца:

$$\beta_{\text{T}} := \frac{K^2 \cdot (1 + 8.55 \cdot \log(K)) - 1}{(1.05 + 1.945 \cdot K^2) \cdot (K - 1)} = 1.278$$

$$\beta_{\text{U}} := \frac{K^2 \cdot (1 + 8.55 \cdot \log(K)) - 1}{1.36 \cdot (K^2 - 1) \cdot (K - 1)} = 2.271$$

$$\beta_{\text{Y}} := \frac{1}{(K - 1)} \cdot \left[0.69 + 5.72 \cdot \frac{K^2 \cdot \log(K)}{(K^2 - 1)} \right] = 2.079$$

$$\beta_{\text{Z}} := \frac{K^2 + 1}{K^2 - 1} = 1.315$$

Коэффициенты для фланцевых соединений, зависящие от соотношения размеров втулки фланца, для фланцевых соединений с приварными встык фланцами с конической втулкой определяем по графикам.

$$\beta_F := 0.908 \quad \beta_V := 0.55 \quad f := 1$$

Коэффициент λ :

$$\lambda := \frac{\beta_F \cdot h + l_0}{\beta_T \cdot l_0} + \frac{\beta_V \cdot h^3}{\beta_U \cdot l_0 \cdot (S_0)^2} = 6.167$$

Модуль упругости для стали Ст.20 при температуре испытания:

$$E_{20} := 2.13 \cdot 10^5 \text{ МПа}$$

Модуль упругости для стали Ст.20 при расчётной температуре:

$$E := 1.98 \cdot 10^5 \text{ МПа}$$

Допускаемое напряжение для Ст.20 при температуре испытания:

$$\sigma_{20} := 147 \text{ МПа}$$

Допускаемые напряжения для фланцев стали Ст.20:

$$t := \begin{pmatrix} 20 \text{ °C} \\ 150 \text{ °C} \end{pmatrix} \quad \sigma := \begin{pmatrix} 147 \\ 139 \end{pmatrix}$$

$$\sigma := \text{Floor}(\text{linterp}(t, \sigma, t_{\phi}), 0.5) = 140$$

Так как фланцы изготавливаются из листового проката: $\eta := 1$

$$\sigma_{\text{д.ф}} := \eta \cdot \sigma = 140 \quad \sigma_{\text{д.ф.н}} := 140 \text{ МПа}$$

Допускаемое напряжение для стали Ст.20 при температуре испытания:

$$\sigma_{\text{д20}} := \eta \cdot \sigma_{20} = 147 \cdot \text{МПа}$$

Угловая податливость фланца при затяжке:

$$y_{\phi} := \frac{0.91 \cdot \beta_V}{E_{20} \cdot \lambda \cdot l_0 \cdot (S_0)^2} = 2.165 \times 10^{-6} \frac{1}{\text{J}}$$

Угловая податливость фланца, нагруженного внешним изгибающим моментом:

$$y_{\phi\text{н}} := \left(\frac{\pi}{4}\right)^3 \cdot \frac{D_{\phi}}{E_{20} \cdot h^3 \cdot D_{\text{н}}} = 5.265 \times 10^{-7} \frac{1}{\text{J}}$$

Коэффициент, учитывающий изгиб тарелки фланца между болтами:

$$C_F := \max \left[1, \sqrt{\frac{\pi \cdot D_{\phi}}{n \cdot \left(2 \cdot d + \frac{6 \cdot h}{m + 0.5} \right)}} \right] = 1.258$$

Приведенный диаметр плоского фланца $D_{пр} := D$

Коэффициент жесткости фланцевого соединения для приварных встык и плоских фланцев:

$$\gamma := \frac{1}{y_{\Pi} + y_{\sigma} \cdot \frac{E_{20\sigma}}{E_{\sigma}} + 2 \cdot \left(y_{\Phi} \cdot \frac{E_{20}}{E} \right) \cdot b^2} = 4.295 \times 10^8 \frac{\text{kg}}{\text{s}^2}$$

Коэффициент жесткости фланцевого соединения, нагруженного внутренним давлением или внешней осевой силой для приварных встык и плоских фланцев с плоскими прокладками:

$$\alpha := 1 - \frac{y_{\Pi} - 2 \cdot e \cdot y_{\Phi} \cdot b}{y_{\Pi} + y_{\sigma} + 2 \cdot b^2 \cdot y_{\Phi}} = 1.369$$

Коэффициент жесткости фланцевого соединения, нагруженного внешним изгибающим моментом:

$$\alpha_M := \frac{y_{\sigma} + 2 \cdot y_{\Phi H} \cdot b \cdot \left(b + e - \frac{e^2}{D_{сп}} \right)}{y_{\sigma} + y_{\Pi} \cdot \left(\frac{D_{\sigma}}{D_{сп}} \right)^2 + 2 \cdot y_{\Phi H} \cdot b^2} = 0.834$$

Нагрузка, вызванную стесненностью температурных деформаций:

$$Q_t := \gamma \cdot \left[2\alpha_{\Phi} \cdot h \cdot (t_{\Phi} - 20^{\circ}\text{C}) - 2\alpha_{\sigma} \cdot h \cdot (t_{\sigma} - 20^{\circ}\text{C}) \right] = 2.688 \times 10^3 \text{ N}$$

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

$$P_{\sigma 1} := \max \left[\left[\alpha \cdot (Q_d + F) + R_{\Pi} + \frac{4 \cdot \alpha_M \cdot |M|}{D_{сп}} \right] \left[\alpha \cdot (Q_d + F) + R_{\Pi} + \frac{4 \cdot \alpha_M \cdot |M|}{D_{сп}} - Q_t \right] \right] = 1.349 \times 10^4 \text{ N}$$

Расчётная нагрузка на болты при затяжке, необходимая для обеспечения обжатия прокладки и минимального начального натяжения болтов:

$$P_{\sigma 2} := \max(P_{обж}, 0.4 \cdot A_{\sigma} \cdot \sigma_{20\sigma}) = 5.299 \times 10^4 \text{ N}$$

Расчётная нагрузка на болты (шпильки) фланцевых соединений при затяжке фланцевого соединения:

$$P_{\bar{6}M} := \max(P_{\bar{6}1}, P_{\bar{6}2}) = 5.299 \times 10^4 \text{ N}$$

Расчётная нагрузка на болты фланцевых соединений при расчётной температуре:

$$P_{\bar{6}P} := P_{\bar{6}M} + (1 - \alpha) \cdot (Q_d + F) + Q_t + \frac{4 \cdot (1 - \alpha_M) \cdot |M|}{D_{\text{СП}}} = 5.427 \times 10^4 \text{ N}$$

Проверка прочности болтов и прокладки:

Расчётные напряжения в болтах:

$$\sigma_{\bar{6}1} := \frac{P_{\bar{6}M}}{A_{\bar{6}}} = 9.2 \times 10^7 \text{ Pa} \quad \text{-при затяжке}$$

$$\sigma_{\bar{6}2} := \frac{P_{\bar{6}P}}{A_{\bar{6}}} = 9.423 \times 10^7 \text{ Pa} \quad \text{-при расчётной температуре}$$

Проверка условий прочности болтов при затяжке и при расчётной температуре:

Print₁₉ := "Условия прочности в при затяжке НЕ выполняются"

Print_{19.1} := "Условия прочности в рабочих условиях НЕ выполняются"

$$\text{Prov}_{19} := \begin{cases} \text{Print}_{19} & \text{if } \sigma_{\bar{6}1} > \sigma_{206} \\ \text{Print}_{19.1} & \text{if } \sigma_{\bar{6}2} > \sigma_{\text{д.6}} \\ \text{"Условия прочности выполняются"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Prov₁₉ = "Условия прочности выполняются"

Удельное давление на прокладку:

$$q := \frac{\max(P_{\bar{6}M}, P_{\bar{6}P})}{\pi \cdot D_{\text{СП}} \cdot b_{\text{П}}} = 8.096 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Условие прочности прокладки (проверяется для мягких прокладок):

$$\text{Prov}_{20} := \begin{cases} \text{"Условие прочности прокладки НЕ выполняется"} & \text{if } q > q_d \\ \text{"Условие прочности прокладки выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Prov₂₀ = "Условие прочности прокладки выполняется"

Расчёт фланцев на статическую прочность:

Расчётный изгибающий момент, действующий на приварной встык фланец или плоский фланец при затяжке:

$$M_M := C_F \cdot P_{\text{бп}} \cdot b = 1.264 \times 10^3 \text{ J}$$

Расчётный изгибающий момент, действующий на фланец при расчётной температуре:

$$M_p := C_F \cdot \max \left[P_{\text{бп}} \cdot b + (Q_d + Q_{FM}) \cdot e, |Q_d + Q_{FM}| \cdot e \right] = 1.353 \times 10^3 \text{ J}$$

Расчётные напряжения во фланце при затяжке:

Меридиональное изгибное напряжение во втулке приварного встык фланца, обечайке плоского фланца

$$\sigma_{0M} := \frac{M_M}{\lambda \cdot (S_0 - c_0)^2 \cdot D_{\text{пр}}} = 3.392 \times 10^8 \text{ Pa}$$

Напряжения в тарелке приварного встык фланца или плоского фланца в условиях затяжки:

$$\sigma_{RM} := \frac{1.33 \cdot \beta_F \cdot h + l_0}{\lambda \cdot h^2 \cdot l_0 \cdot D} \cdot M_M = 3.489 \times 10^7 \text{ Pa} \quad \text{-радиальное напряжение}$$

$$\sigma_{TM} := \frac{\beta_Y \cdot M_M}{h^2 \cdot D} - \beta_Z \cdot \sigma_{RM} = 1.52 \times 10^8 \text{ Pa} \quad \text{-окружное напряжение}$$

Расчётные напряжения во фланце при расчётной температуре:

Меридиональные изгибные напряжения для приварных встык фланцев с прямой втулкой и плоских фланцев

$$\sigma_{0p} := \frac{f \cdot M_p}{\lambda \cdot (S_0 - c_0)^2 \cdot D_{\text{пр}}} = 3.632 \times 10^8 \text{ Pa}$$

Максимальные меридиональные мембранные напряжения в обечайке плоского фланца:

$$\sigma_{0mp} := \max \left[\frac{Q_d + F + \frac{4|M|}{D_{\text{сп}}}}{\pi \cdot (D + S_0) \cdot (S_0 - c_0)}, \frac{Q_d + F - \frac{4|M|}{D_{\text{сп}}}}{\pi \cdot (D + S_0) \cdot (S_0 - c_0)} \right] = 6.069 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Напряжения в тарелке приварного встык фланца или плоского фланца в рабочих условиях:

$$\sigma_{Rp} := \frac{1.33 \cdot \beta_F \cdot h + l_0}{\lambda \cdot h^2 \cdot l_0 \cdot D} \cdot M_p = 3.737 \times 10^7 \text{ Pa} \quad \text{-радиальное напряжение}$$

$$\sigma_{\text{Тр}} := \frac{\beta_Y \cdot M_p}{h^2 \cdot D} - \beta_Z \cdot \sigma_{\text{Rp}} = 1.628 \times 10^8 \text{ Pa} \quad \text{-окружное напряжение}$$

Проверка углов поворота фланцев:

Угол поворота приварного встык фланца, плоского фланца:

$$\Theta := \left(M_p \cdot y_{\text{ф}} \cdot \frac{E_{20}}{E} \right) = 3.151 \times 10^{-3}$$

Допустимый угол поворота плоского фланца: $\Theta_{\text{д}} := 0.006$

$$\text{Prov}_{21} := \begin{cases} \text{"Условие при испытаниях НЕ выполняется"} & \text{if } \Theta > 1.3 \cdot \Theta_{\text{д}} \\ \text{"Условие в рабочих условиях НЕ выполняется"} & \text{if } \Theta > \Theta_{\text{д}} \\ \text{"Условие поворота плоского фланца выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$\text{Prov}_{21} = \text{"Условие поворота плоского фланца выполняется"}$

2.3.8 Расчёт стандартной опоры аппарата (поз. 7)

Расчёт выполняется по [10; 11]

Для вертикальных аппаратов применяются опорные стойки. Для расчета воздействий опорных нагрузок необходимо рассчитать вес аппарата заполненного водой, так как в условиях гидравлического испытания вес заполненного аппарата водой, превышает вес аппарата в рабочем состоянии. Целью расчета является проверка несущей способности корпуса аппарата от воздействия опорной нагрузки от рабочего веса аппарата. В расчете определяется необходимость подкладного листа.

Критерием проверки несущей способности на устойчивость:

$$F_1 \leq (F_1)_{\text{н}}$$

F_1 – расчетное усилие, действующее на опору, Н.

.

Исходные данные:

$$\text{Плотность ст.20: } \rho_{\text{ст}} := 7859 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad \text{Плотность воды: } \rho_{\text{в}} := 996.2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\text{Наружный и внутренний диаметр аппарата: } D_{\text{нар}} := 0.325\text{m} \quad D_{\text{вн}} := 0.307\text{m}$$

$$\text{Число труб: } N_{\text{тк}} := 160 \quad \text{Длина теплообменной трубы: } L_{\text{тр}} := 1\text{m}$$

$$\text{Длина обечайки кожуха и камеры: } H_{\text{об}} := 0.969\text{m} \quad L_{\text{вх.к}} := 0.016\text{m}$$

Толщина трубной решётки: $S_{т.р} := 0.02m$

Наружный диаметр фланцев и решётки: $D_p := 0.425m$

Внутренний и наружный диаметр трубы: $d_{вн} := 0.01m$ $d_{нар} := 0.014m$

Расчёт веса аппарата:

Вес пустого аппарата. Масса кожуха:

$$m_{об} := \pi \cdot \frac{(D_{нар}^2 - D_{вн}^2)}{4} \cdot H_{об} \cdot \rho_{ст} \cdot g = 667.254 N$$

Масса плоской крышки верхняя: $m_{к.в} := 26.1kg$

Масса плоской крышки низняя: $m_{к.н} := 14.4kg$

Масса болтов М16*45.56 4шт: $m_1 := 0.444kg$

Масса болтов М16*65.56 4шт: $m_2 := 0.571kg$

Масса болтов М20*110.56 12шт: $m_3 := 4kg$

Гайки М12.6 32шт: $g_1 := 0.512kg$

Гайки М16.6 4 шт: $g_2 := 0.152kg$

Гайки М20.6 12 шт: $g_3 := 0.852kg$

Шпилька М12-8gx35.56 32шт: $s_{sh} := 0.768kg$

Масса метизов:

$$m_m := (m_1 + m_2 + m_3 + g_1 + g_2 + g_3 + s_{sh}) \cdot g = 71.579 N$$

Масса труб:

$$m_{труб} := \pi \cdot \left(\frac{d_{нар}^2 - d_{вн}^2}{4} \right) \cdot L_{тр} \cdot \rho_{ст} \cdot g \cdot N_T = 929.756 N$$

Масса патрубков и фланцев:

Фланец 1-50-10 [12], 2 шт $f_1 := 4.12kg$

Фланец 1-50-16 [15], 2 шт $f_2 := 5.16kg$

Патрубок 4 шт:

Наружный и внутренний диаметр патрубков:

$d_{п.нар} := 0.057m$ $d_{п.вн} := 0.051m$

Длина патрубков: $H_{п} := 0.1m$

$$m_{п} := \pi \cdot \frac{(d_{п.нар}^2 - d_{п.вн}^2)}{4} \cdot H_{п} \cdot \rho_{ст} \cdot g = 3.922 N$$

$$m_{\text{шфп}} := (f_1 + f_2) \cdot g + m_{\text{п}} = 94.928 \text{ N}$$

Масса трубной решётки:

$$m_{\text{тр}} := \pi \cdot \left(\frac{D_{\text{р}}^2}{4} \right) \cdot S_{\text{т.р}} \cdot \rho_{\text{ст}} \cdot g = 218.668 \text{ N}$$

Масса камеры:

$$m_{\text{к}} := \pi \cdot \frac{(D_{\text{нар}}^2 - D_{\text{вн}}^2)}{4} \cdot L_{\text{вх.к}} \cdot \rho_{\text{ст}} \cdot g = 11.018 \text{ N}$$

Масса воды при гидроиспытаний:

$$m_{\text{в}} := \left[\pi \cdot \frac{D_{\text{вн}}^2}{4} \cdot (H_{\text{об}} + L_{\text{вх.к}}) \right] \cdot \rho_{\text{в}} \cdot g = 712.312 \text{ N}$$

Общая масса аппарата:

$$m_{\text{а}} := m_{\text{об}} + m_{\text{м}} + m_{\text{труб}} + (m_{\text{шфп}} \cdot 4) + (m_{\text{тр}} \cdot 2) + m_{\text{к}} = 2.497 \times 10^3 \text{ N}$$

Масса аппарата с учётом гидроиспытаний:

$$m_{\text{аг}} := m_{\text{а}} + m_{\text{в}} = 3.209 \times 10^3 \text{ N}$$

Принимаем 4 опоры и находим нагрузку, приходящуюся на 1 опору:

$$F_{\text{оп}} := \frac{m_{\text{аг}}}{4} = 8.022 \times 10^{-4} \cdot \text{MN}$$

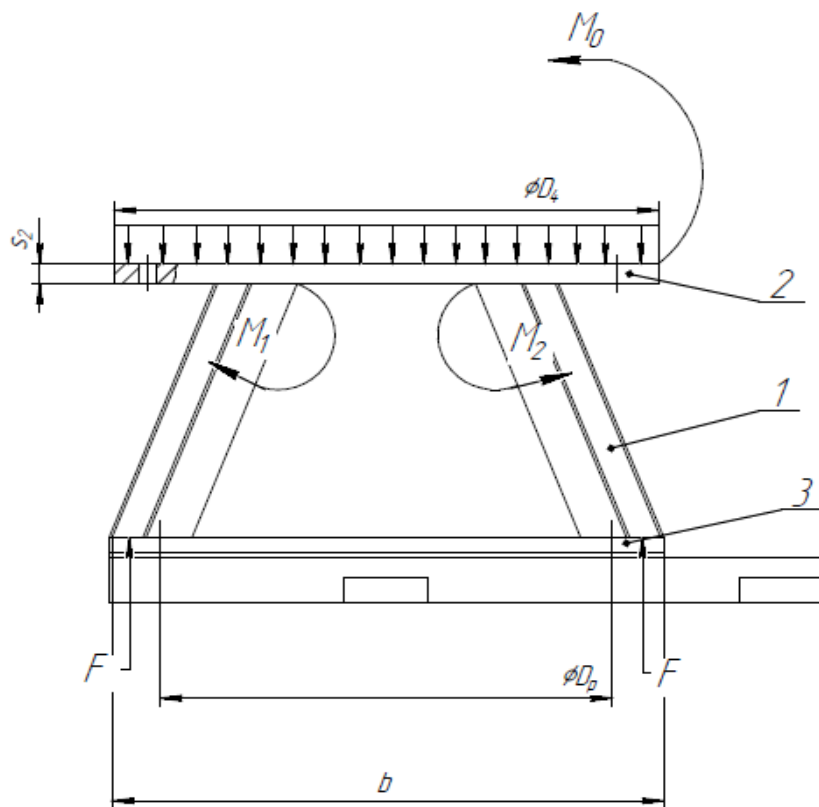


Рисунок 2.3.8 - расчётная модель

1 - Стойка; 2 - подкладное кольцо; 3 - опорный фланец

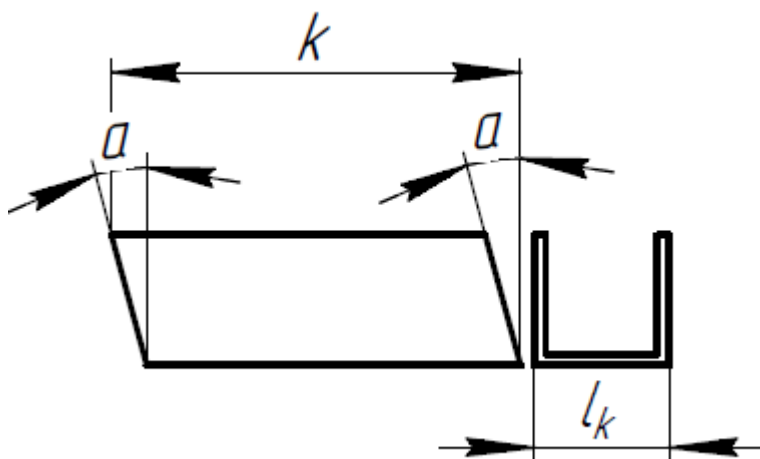


Рисунок 2.3.8.1 - стойка [16]

Скос ребра опорной стойки: $k := 290\text{mm}$

Угол наклона меридиональной касательной у опорной окружности: $\alpha := 15 \cdot \text{deg}$

Ширина несущего ушка в основании: $b_1 := 100\text{mm}$

Исполнительная толщина стенки обечайки: $s := 9\text{mm}$

Исполнительная толщина стенки плоского днища: $s_1 := 16\text{mm}$

Исполнительная толщина подкладного листа: $s_2 := 16\text{mm}$

Сумма всех прибавок к расчетной толщине стенки: $c := 1\text{mm}$

Длина линии контакта опоры с днищем: $l_k := 100\text{mm}$

Изгибающий момент, действующий на обечайку в сечении, где расположены опоры:

$$M := 0\text{mm} \cdot N$$

Наружный диаметр фланцев и решётки: $D_p := 425\text{mm}$

Длина опорной окружности: $d_4 := 525\text{mm}$

Длина плиты основания опорной стойки: $b := 525\text{mm}$

Коэффициент прочности сварных швов: $\varphi := 0.95$

Проверка условия использования полученной длины линии контакта:

Print₂₂ := "Условие использования длины линии контакта выполняется"

Print_{22.1} := "Условие использования длины линии контакта не выполняется"

$$\text{Prov}_{22} := \begin{cases} \text{Print}_{22} & \text{if } 0.1 \leq \frac{l_k}{D_p} \leq 0.35 \\ \text{Print}_{22.1} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Prov₂₂ = "Условие использования длины линии контакта выполняется"

Вертикальное усилие на опорную стойку:

$$F_{\text{w}} := \frac{m_{\text{ag}}}{4} + \frac{M}{d_4} = 802.242\text{N}$$

$$\text{Prov}_{23} := \begin{cases} \text{"Условие применение формулы выполняется"} & \text{if } \frac{m_{\text{ag}}}{4} \geq \frac{M}{d_4} \\ \text{"Условие применение формулы не выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Prov₂₃ = "Условие применение формулы выполняется"

Подкладной лист рассматривают как усиление стенки сосуда, во всех формулах вместо (s - c) следует подставлять, вычисляемую по формуле:

$$s_{\text{ef}} := (s - c) \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{s_2}{s - c}\right)^2} = 0.018\text{m}$$

Изгибающий момент, передаваемый опорой на днище:

$$M_1 := \frac{F_1 \cdot (b_1 - b + k)}{2} = -54.151 \text{ J}$$

Проверка несущей способности плоского днища:

Допускаемое нормальное усилие, действующее по нормали к подкрепленному подкладным листом плоскому днищу:

$$k_{20} := 50$$

$$k_{22} := 1.05$$

Допускаемое напряжение Ст.20 при расчетной температуре:

$$t := \begin{pmatrix} 20 \text{ }^\circ\text{C} \\ 150 \text{ }^\circ\text{C} \end{pmatrix} \quad \sigma_{\text{max}} := \begin{pmatrix} 147 \\ 139 \end{pmatrix} \quad \sigma := \text{Floor}(\text{linterp}(t, \sigma, t_{\text{ф}}), 0.5) = 140 \quad \sigma_{\text{max}} := 140 \text{ МПа}$$

$$F_{1\text{д}} := 0.25 k_{20} \cdot k_{22} \cdot \sigma \cdot s_{\text{ef}}^2 \cdot \left(0.2 + \frac{d_4}{D}\right) = 5.35 \times 10^6 \text{ N}$$

Допускаемый изгибающий момент для подкрепленного подкладным листом с плоским днища:

$$k_{21} := 4 \quad k_{23} := 1.15$$

$$M_{1\text{д}} := 0.25 \cdot k_{21} \cdot k_{23} \cdot \sigma \cdot s_{\text{ef}}^2 \cdot D \cdot \left(0.2 + \frac{d_4}{D}\right) = 2.766 \times 10^4 \text{ J}$$

Допускаемое внутреннее избыточное давление:

$$p_{1\text{д}} := \frac{2 \cdot \sigma \cdot \varphi \cdot s_{\text{ef}}}{D + s_{\text{ef}}} = 6.189 \times 10^7 \text{ Pa}$$

Проверка несущей способности плоского днища:

Print₂₄ := "Условие применение формулы выполняется"

$$\text{Prov}_{24} := \begin{cases} \text{Print}_{24} & \text{if } \frac{F_1 \cdot \cos(\alpha)}{F_{1\text{д}}} + \frac{M_1}{M_{1\text{д}}} + \frac{p}{p_{1\text{д}}} \leq 1 \\ \text{"Условие применение формулы не выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Prov₂₄ = "Условие применение формулы выполняется"

2.4.0 Гидравлический расчёт

Расчёт выполняется по [2]:

Гидравлическое сопротивление трубного пространства:

$$\text{Внутренний диаметр труб: } d_{\text{вн}} := 10\text{mm} \quad \text{Re}_1 := 286.766$$

$$\text{Наружный диаметр труб: } d_{\text{нар}} := 14\text{mm}$$

$$\text{Количество труб: } n := 160$$

$$\text{Длина труб: } l := 1000\text{mm}$$

$$\text{Число ходов: } x_1 := 2$$

$$1 \text{ Ход: } N_x := \frac{n}{x_1} = 80$$

$$\text{Плотность воды: } \rho_1 := 996.2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\text{Динамический коэффициент вязкости: } \mu_1 := 0.8348 \cdot 10^{-3} \text{Pa}\cdot\text{s}$$

Скорость движения оборотной воды в трубах:

$$\omega_1 := \frac{\text{Re}_1 \cdot \mu_1}{d_{\text{вн}} \cdot \rho_1} = 0.024 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

При ламинарном режиме движения потока коэффициент сопротивления трения:

$$\lambda_1 := \frac{64}{\text{Re}_1} = 0.223$$

Скоростное давление в трубах:

$$\Delta p_1 := \frac{\omega_1^2 \cdot \rho_1}{2} = 2.876 \times 10^{-7} \cdot \text{MPa}$$

Коэффициент местных сопротивлений ζ определяют опытным путем. Ниже приведены значения:

- входная и выходная камера (удар и поворот) - 1.5
- поворот на 180 градусов между ходами и секциями - 2.5
- вход в трубы или выход из них - 1
- вход в межтрубное пространство под углом 90 градусов - 1.5
- поворот на 90 градусов в межтрубном пространстве - 1

$$\zeta_1 := 1.5 + 1 + 1 + 2.5 + 1 + 1 + 1.5 = 9.5$$

Общее гидравлическое сопротивление трубного пространства:

$$\Delta p_{\text{гс.тп}} := \lambda_1 \cdot \left(\frac{x_1 \cdot l}{d_{\text{вн}}} + \zeta_1 \right) \cdot \Delta p_1 = 13.449 \text{Pa}$$

Расход воды: $G_1 := 0.597 \frac{\text{kg}}{\text{с}}$

Объемный расход воды:

$$V_1 := \frac{0.597}{996.2} = 5.993 \times 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{с}}$$

Зададим КПД насосов воды:

$$\eta_1 := 0.4$$

$$N_1 := \frac{V_1 \cdot 13.449}{1000 \cdot \eta_1} = 2.015 \times 10^{-5} \text{ кВт}$$

Примим насос [17]:

Рисунок 2.6 характеристики насоса

Название насоса	Номинал. Подача л/мин	Номинал. (макс.) давление на выходе, кгс/см ²	Коэф. ф. подачи, %	КПД, %	Номинал. мощность привода, кВт	Габаритные размеры L*В*Н, мм	Масса Насоса, кг	Диаметр всасывающего патрубка	Диаметр нагнетательного патрубка
АГ 11-11Б	3	5(6)	63	30	0,13	86*105*118	1,8	К1/4'	К1/4''

Гидравлическое сопротивление межтрубного пространства:

$$Re_2 := 2.703 \cdot 10^3$$

Плотность масла индустриального:

$$\rho_2 := 892.6 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad [35]$$

Внутренний диаметр корпуса: $D_{\text{вн}} := 307 \text{ mm}$

Динамический коэффициент вязкости: $\mu_2 := 6 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$

Эквивалентный диаметр:

$$d_э := \frac{4 \cdot \left[\left(\frac{\pi \cdot D_{\text{вн}}^2}{4} \right) - n \cdot \left(\frac{\pi \cdot d_{\text{нар}}^2}{4} \right) \right]}{D_{\text{вн}} + n \cdot (\pi \cdot d_{\text{нар}})} = 0.027 \text{ m}$$

Скорость движения в межтрубном пространстве:

$$\omega_2 := \frac{Re_2 \cdot \mu_2}{d_3 \cdot \rho_2} = 0.675 \frac{m}{s}$$

При переходном режиме движения потока коэффициент сопротивления трения:

$$\lambda_2 := \frac{2.7}{Re_2^{0.53}} = 0.041$$

Скоростное давление:

$$\Delta p_2 := \frac{\omega_2^2 \cdot \rho_2}{2} = 203.584 \cdot Pa$$

Потеря давления на преодоление трения в трубах:

$$x_2 := 10 \quad \text{-количество поперечных перегородок}$$

Коэффициент местных сопротивлений:

$$\zeta_2 := 1.5 + 1 + (x_2 \cdot 2.5) + 1.5 = 29$$

Общее сопротивление межтрубного пространства:

$$\Delta p_{\text{ос.мп}} := \left(\lambda_2 \cdot \frac{1}{d_{\text{нар}}} + \zeta_2 \right) \cdot \Delta p_2 = 6.5 \times 10^3 \cdot Pa$$

$$\text{Расход масла: } G_2 := 0.7 \frac{kg}{c}$$

Объемный расход масла индустриального:

$$V_2 := \frac{0.7}{892.6} = 7.842 \times 10^{-4} \quad \frac{m^3}{c}$$

$$\text{Зададим КПД насосов масла: } \eta_2 := 0.76$$

$$N_2 := \frac{V_2 \cdot (6.5 \times 10^3)}{\eta_2} = 6.707 \quad \text{кВт}$$

Примим насос [17]:

Рисунок 2.6.1 характеристики насоса

Название насоса	Номинал. Подача л/мин	Номинал (макс.) давление на выходе, кгс/см ²	Коэф. ф. подачи, %	КП Д, % не менее	Номинал. мощность привода, кВт	Габаритные размеры L*B*H, мм	Масса Насоса, кг	Диаметр всасывающего патрубка	Диаметр нагнетательного патрубка
Г11-25	133	25(30)	81	76	7,1	205*200*175	16	К1 1/2"	К1 1/4"

2.5 Расчёт тепловой изоляции

Расчёт выполняется по [20]:

Определим толщину изоляционного слоя из листов асбестового картона марки КАОН-1, устанавливаемых на корпусе выбранного теплообменного аппарата, чтобы температура на поверхности изоляции $t_{\text{ИЗЛ}}$ не превышала 30 °С Температуру стенки кожуха теплообменного аппарата $t_{\text{СТ.К}}$ примем равной средней температуре масла 50 °С. Температура окружающего воздуха $t_{\text{ВОЗД}}$ равна 20 °С. По изоляции наносится асбестоцементная штукатурка. По [19] найдем коэффициент теплоотдачи α для перепада температур между поверхностью изоляции $t_{\text{ИЗЛ}}$ и окружающим воздухом $t_{\text{ВОЗД}}$. Итак, для $t_{\text{ИЗЛ}} - t_{\text{ВОЗД}} = 10$ °С коэффициент теплоотдачи α составляет 7,7 Вт/(м²·К). Определим коэффициент теплопроводности листов асбестового картона марки КАОН-1 по формуле [18]:

$$t_{\text{СТ.К}} := 50 \text{ °С}$$

$$t_{\text{ИЗЛ}} := 30 \text{ °С}$$

$$t_{\text{ВОЗД}} := 20 \text{ °С}$$

$$t_{\text{СР}} := 0.5 \cdot (t_{\text{СТ.К}} + t_{\text{ИЗЛ}}) = 40 \text{ °С}$$

$$\lambda_{\text{ИЗ}} := 0.135 + 0.00012 \cdot t_{\text{СР}} = 0.14 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$$

$$\alpha := 7.7 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$$

$$D := 0.325 \text{ м}$$

Определим величину $d_{\text{ИЗЛ}}$ для цилиндрической поверхности:

$$\frac{d_{\text{ИЗЛ}}}{D} \cdot \ln\left(\frac{d_{\text{ИЗЛ}}}{D}\right) = \frac{2 \cdot \lambda_{\text{ИЗ}} \cdot (t_{\text{СТ.К}} - t_{\text{ИЗЛ}})}{\alpha \cdot D \cdot (t_{\text{ИЗЛ}} - t_{\text{ВОЗД}})}$$

■

Выражаем $\frac{d_{\text{изл}}}{D} \cdot \ln\left(\frac{d_{\text{изл}}}{D}\right)$ имеет вид функции $d_{\text{изл}} \ln d_{\text{изл}}$ по формуле для $x \ln x$:

$$\left[\frac{2 \cdot \lambda_{\text{изл}} \cdot (t_{\text{ст.к}} - t_{\text{изл}})}{\alpha \cdot D \cdot (t_{\text{изл}} - t_{\text{возд}})} \right] = 0.223$$

$$d_{\text{изл}} \cdot \ln(d_{\text{изл}}) := 0.223$$

$$d_{\text{изл}} := 1.2037$$

Тогда, ~~$d_{\text{изл}}$~~ $d_{\text{изл}} := d_{\text{изл}} \cdot D = 0.391 \text{ m}$

Толщину изоляционного слоя:

$$\delta_{\text{изл}} := \frac{D}{2} \cdot \left(\frac{d_{\text{изл}}}{D} - 1 \right) = 0.033 \text{ m}$$

Принимаем толщину КАОН-1 равную 33 mm

2.6 Расчёт срока службы

Расчёт выполняется по [21]:

Коэффициент, учитывающий отличие ожидаемого срока службы от гарантированного (с вероятностью $\gamma = 0.7 - 0.95$)

Принимаем коэффициент: $K_{\text{www}} := 0.5$

Исполнительная толщина стенки корпуса:

$$S_{i.k} := 9\text{mm}$$

Расчётная толщина стенки корпуса:

$$S_{k.p} := 4\text{mm}$$

Исполнительная толщина крышки:

$$S_{ik} := 25\text{mm}$$

Расчётная толщина крышки:

$$S_{kp.p} := 15\text{mm}$$

Исполнительная толщина трубной решётки:

$$S_{ip} := 20\text{mm}$$

Расчётная толщина трубной решётки:

$$S_{p.p} := 6.1\text{mm}$$

Скорость коррозии:

$$c_{\text{кор}} := 0.08 \frac{\text{mm}}{\text{yr}}$$

Расчётный срок службы, год:

Корпус:

$$T_{k.p} := \frac{S_{i.k} - S_{k.p}}{c_{\text{кор}}} \cdot K = 31.25 \cdot \text{yr}$$

Крышка:

$$T_{kp.p} := \frac{S_{ik} - S_{kp.p}}{c_{\text{кор}}} \cdot K = 62.5 \cdot \text{yr}$$

Трубная решётка:

$$T_{p.p} := \frac{S_{ip} - S_{p.p}}{c_{\text{кор}}} \cdot K = 86.875 \cdot \text{yr}$$

Принимаем срок службы маслоохладителя 25 лет.

3. Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение

3.1 Сравнение экономических и технических характеристик

кожухотрубчатого и пластинчатого теплообменников

Выполняем по [22]

Задачей дипломной работы является подбор и расчёт кожухотрубчатого теплообменника. Эта работа выполняется для того, чтобы заменить пластинчатый теплообменник, установленного в узле охлаждения компрессора полиэтилена. Необходимость этой деятельности обусловлена тем, что пластинчатый теплообменник не справляется со своей задачей и дорог в обслуживании. В данный момент используется пластинчатый теплообменник «ЭТРА ЭТ-007С».

Для проведения сравнительного анализа экономических и технических характеристик кожухотрубчатого и пластинчатого теплообменников необходимо выделить основные критерии, по которым можно судить.

Производительность теплообменника - массовое количество теплоносителей, прошедших через оборудование в единицу времени, т.е. расход теплоносителей. А важным критерием производительности является **поверхность теплообмена**. По определению это двумерное топологическое многообразие, на котором происходит процесс теплообмена.

Удобство в эксплуатации - наличие условия, возможностей для лёгкого, необременительного использования аппарата. Основными показателями удобства являются: управляемость, обслуживаемость, усвояемость, безопасность.

Помехоустойчивость - понятие, характеризующее способность аппарата противостоять искажающему действию помех. В данном случае помехой для нормального протекания процесса теплообмена являются загрязнения воды и отложения на стенках аппаратов.

Надёжность - свойство изделия выполнять свои функции, сохраняя во времени значения показателей качества неизменными или в заранее установленных пределах. Этот пункт связан с предыдущим.

Уровень шума - уровень звукового давления, в децибелах (дБ). В рамках производства — это важный фактор, влияющий на здоровье персонала.

Безопасность - многозначное понятие, характеризующее в первую очередь защищённость и низкий уровень риска для человека, общества или любых других субъектов, объектов или их систем.

Ремонтопригодность - это свойство объекта, заключающееся в приспособленности к предупреждению и обнаружению причин возникновения его отказов, повреждений и устранению их последствий путем проведения ремонтов и технического обслуживания.

Доступность запасных частей. Этот критерий играет важную роль при обслуживании и ремонте аппаратов. Если запасные части редки или дороги, то это может негативно сказаться на ходе производственного процесса. Удорожить оборудование.

Габариты. Длина, ширина, высота. Необходимые параметры для расположения аппарата на производственной площадке.

Конкурентоспособность товара - способность продукции быть привлекательной по сравнению с другими изделиями аналогичного вида и назначения благодаря лучшему соответствию своих характеристик требованиям данного рынка и потребительским оценкам.

Предполагаемый срок эксплуатации - время, которое будет работать аппарат без серьёзных неисправностей.

Уровень проникновения на рынок - показатель того, насколько распространён данный образец на рынке.

Цена - стоимость готового аппарата с завода изготовителя.

Таблица 3.1. Сравнительная характеристика кожухотрубчатого и пластинчатого теплообменников.

Характеристика	Кожухотрубчатый теплообменник (КТ)	Пластинчатый теплообменник (ПТ)	Предпочтение
Поверхность теплообмена	6.75 м ²	7.0м ²	ПТ
Расход теплоносителей	2.149 т/час	2.149 т/час	Одинаково
Устойчивость к загрязнению	Устойчив. Загрязнения не мешают нормальному функционированию	Не устойчив. Загрязнения затрудняют функционирование	КТ
Удобство в эксплуатации	Управляемость Обслуживаемость Осваимость Безопасность	Управляемость Обслуживаемость Осваимость Безопасность	Одинаково
Уровень шума (без насосов)	43 дБ	30 дБ	ПТ
Надёжность	Конструктивная простота. Средний срок - высокий	Конструктивно сложен. Средний срок - средний	КТ
Безопасность	Безопасен. Находится в тепловой изоляции	Безопасен. Закрыт кожухом	Одинаково
Ремонтопригодность	Прост и неприхотлив	Сложен и трудоёмок	КТ
Доступность запасных частей	Запасные части распространены и унифицированы	Запасные части только с завода изготовителя	КТ
Предполагаемый срок эксплуатации	25 лет	10 лет	КТ
Уровень проникновения на рынок	Распространён	Распространён	Одинаково
Габариты	Длина: 525 мм Ширина: 525 мм Высота: 1468 мм	Длина: 906 мм Ширина: 410 мм Высота: 631 мм	С учётом того что важна ширина и длина, а высота допустима до 2.5 м Приоритет КТ

3.2 Оценка конкурентоспособности кожухотрубчатого и пластинчатого теплообменников

Выполняем по [22]

Анализ конкурентных технических решений с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения позволяет провести оценку сравнительной эффективности научной разработки и определить направления для ее будущего повышения.

Целесообразно проводить данный анализ с помощью оценочной карты табл. 3.2. Критерии для сравнения и оценки ресурсоэффективности и ресурсосбережения будут служить упомянутые выше критерии экономических и технических теплообменников. Но в данном случае необходимо детальней разобрать достоинства и недостатки двух типов теплообменников.

Производительность: Оба представленных аппарата имеют сопоставимый расход горячего и холодного теплоносителей. Порядка 2.149 т/час. Площадь теплообмена для обоих аппаратов также идентична и составляет около 7.0 м²

Удобство в эксплуатации: Основными показателями удобства являются: управляемость, обслуживаемость, осваиваемость, безопасность. Оба аппарата в достаточной мере удовлетворяют приведенным требованиям.

Помехоустойчивость: В пластинчатом теплообменнике может происходить “забивание” из-за низкого качества воды, а это может негативно сказаться на производительности. Когда в кожухотрубчатом теплообменнике эта проблема практически исключена.

Надёжность: Оба аппарата достаточно надёжны, однако кожухотрубчатый теплообменник благодаря своей простоте очень неприхотлив, а как следствие и весьма надёжен.

Уровень шума: Оба аппарата являются шумными, т.к. в цепочке с ними идут мощные насосы, однако кожухотрубчатый теплообменник из-за своих конструктивных особенностей более шумный, по сравнению с пластинчатым.

Безопасность: Оба аппарата снабжены защитными кожухами.

Ремонтопригодность: В данном аспекте пластинчатый теплообменник значительно уступает кожухотрубчатому. Пластинчатый теплообменник - это сложное устройство, состоящее из множества пластин, которые собраны между собой и образуют пакеты. Ремонт таких пакетов это очень трудо- и время затратный процесс. Кожухотрубчатый теплообменник благодаря простоте своей конструкции очень прост и удобен при ремонте, сборке и разборке.

Доступность запасных частей: Запасные детали для пластинчатого теплообменника необходимо заказывать у фирмы производителя и ожидать. А для кожухотрубчатого теплообменника детали широко распространены и дешевы.

Габариты: Каждый из аппаратов имеет внушительные размеры. Однако пластинчатый теплообменник большую длину, что является его несомненным минусом при стеснённости места в помещении.

Предполагаемый срок эксплуатации кожухотрубчатого аппарата более 25 лет, цена от 100 тыс. рублей. Когда у пластинчатого 10 лет. Цена от 46 тыс. рублей.

Таблица 3.2. Оценка конкурентоспособности кожухотрубчатого теплообменника

Критерии оценки	Вес критерия	Баллы		Конкурентоспособность	
		Бкт	Бкп	Бкт	Бкп
1	2	3	4	5	6
Производительность	0.1	4	4.5	0.4	0.45
Удобство в эксплуатации	0.08	5	5	0.4	0.4
Помехоустойчивость	0.09	5	4	0.45	0.36
Надёжность	0.09	5	4	0.45	0.36
Уровень шума	0.06	4	5	0.24	0.3
Безопасность	0.07	5	5	0.35	0.35
Ремонтопригодность	0.08	5	3	0.4	0.24
Доступность запасных частей	0.09	5	3	0.45	0.27
Габариты	0.06	5	4	0.3	0.24
Экономические критерии оценки эффективности					
Конкурентоспособность	0.07	4	5	0.28	0.35
Предполагаемый срок эксплуатации	0.07	5	3	0.35	0.21
Цена	0.07	3	5	0.21	0.35
Уровень проникновения на рынок	0.07	5	5	0.35	0.35
ИТОГО	1	-	-	4.63	4.23

Позиция разработки и конкурентов оценивается по каждому показателю экспертным путем по пятибалльной шкале, где 1 – наиболее слабая позиция, а 5 – наиболее сильная. Веса показателей, определяемые экспертным путем, в сумме должны составлять 1. Анализ конкурентных технических решений определяется по формуле:

$$K = \sum V_i \times B_i$$

где K – конкурентоспособность научной разработки или конкурента;

V_i – вес показателя (в долях единицы);

B_i – балл i-го показателя.

По результатам табл. 3.2 можно выразить ряд преимуществ кожухотрубчатого теплообменника: надёжность, ремонтпригодность, доступность запчастей, простота в эксплуатации, невысокая цена при долгом сроке службы. Эти достоинства помогут завоевать доверие покупателей.

3.3 Оценка расходов на наладку и монтаж кожухотрубчатого теплообменника и пластинчатого

Выполняем по [22]

В данном разделе рассматривается оценка расходов на закупку, монтаж, эксплуатацию и обслуживание двух типов аппаратов.

В качестве единицы времени служит 1 смена = 8 часов. Заработная плата персонала за одну смену принимается 2000 рублей. При монтаже применяются специальные устройства типа талей, тельферов, домкратов, лебедок и такелажной оснастки. Затраты на приобретение, наладку, монтаж и обслуживание пластинчатого и кожухотрубчатого теплообменников представлены в табл. 3.3 и 3.3.1 соответственно.

Таблица 3.3. Затраты на приобретение, наладку, монтаж и обслуживание пластинчатого теплообменника

Операция	Персонал и техника	Время	Цена, расходы (руб.)	Сумма
Приобретение				
Приобретение пластинчатого теплообменника	-	-	46000	46000
Монтаж				
Установка теплообменника	4 человека	2 смены	Работа: $4 \times 2 \times 2000 = 16000$	16000
Установка арматуры и датчиков	3 человека 1 таль	1 смена	Работа: $3 \times 2000 = 6000$ Арматура: 10000 Датчики: $4 \times 8000 = 32000$	48000
Наладка				
Испытания и доработка	3 человека	1/2 смены	Работа: $3 \times (2000/2) = 3000$	3000
Наладка	3 человека	1/2 смены	Работа: $3 \times (2000/2) = 3000$	3000
Обслуживание и ремонт				
Разборка, осмотр	3 человека	1/2 смены	Работа: $3 \times (2000/2) = 3000$	3000
Ремонт и замена частей	3 человека	1 смена	Работа: $3 \times 2000 = 6000$	6000
Сборка и испытание	3 человека	1/2 смены	Работа: $3 \times (2000/2) = 3000$	3000
Наладка	3 человека	1/2 смены	Работа: $3 \times (2000/2) = 3000$	3000
Дополнительные расходы				
Запасные части и датчики	-	-	От 15000 до 40000	20000

Электроэнергия	-	-	1000	1000
ИТОГО:				152000

Таблица 3.3.1. Затраты на приобретение, наладку, монтаж и обслуживание кожухотрубчатого теплообменника

Операция	Персонал и техника	Время	Цена, расходы (руб.)	Сумма
Приобретение				
Приобретение кожухотрубчатого теплообменника	-	-	100000	100000
Монтаж				
Установка бетонных опор	2 человека	1/2 смены	Работа: $2 \times (2000/2) = 2000$ Блоки: 2×1000	4000
Установка теплообменника	3 человека 2 тельферы и такелажная оснастка	1 смены	Работа: $3 \times 2000 = 6000$	6000
Установка арматуры и датчиков	3 человека 1 таль	1 смена	Работа: $3 \times 2000 = 6000$ Арматура: 10000 Датчики: $4 \times 8000 = 32000$	48000
Наладка				
Испытания и доработка	3 человека	1/2 смены	Работа: $3 \times (2000/2) = 3000$	3000
Наладка	3 человека	1/2 смены	Работа: $3 \times (2000/2) = 3000$	3000
Обслуживание и ремонт				
Разборка, осмотр	3 человека	1/2 смены	Работа: $3 \times (2000/2) = 3000$	3000
Ремонт и замена частей	3 человека	1/2 смены	Работа: $3 \times (2000/2) = 3000$	3000
Сборка и испытание	3 человека	1/2 смены	Работа: $3 \times (2000/2) = 3000$	3000
Наладка	3 человека	1/2 смены	Работа: $3 \times (2000/2) = 3000$	3000
Дополнительные расходы				
Запасные части и датчики	-	-	От 5000 до 15000	7500
Электроэнергия	-	-	2000	2000
ИТОГО:				185500

3.4 Экономическая выгода в эксплуатации кожухотрубчатого теплообменника

Прямим, что из-за частого “забивание” (низкое качества воды) пластин в пластинчатом теплообменнике, проведение ремонта и чистки проводиться 4 раза в год.

Кожухотрубчатый теплообменник из-за конструктивных особенностей на проведение ремонта и чистки необходимо 2 раза в год.

Расчёт затрат пластинчатого и кожухотрубчатого теплообменника на весь срок эксплуатации, с учётом таб. 3.3

Определим понятие:

Раз – количество в год операций;

Л – количество лет.

Таблица 3.4 – затраты на пластинчатый теплообменник в год

№ п.п	Операция	Сумма в год, руб.
1.	Приобретение пластинчатого теплообменника	46000/10л=4600
2.	Установка теплообменника	16000/10л=1600
3.	Установка арматуры и датчиков	48000/10л=4800
4.	Наладка	3000*4раз=12000
5.	Разборка, осмотр	3000*4раз=12000
6.	Ремонт и замена частей	6000*4раз=24000
7.	Сборка и испытание	3000*4раз=12000
8.	Запасные части и датчики	20000*4раз=80000
ИТОГО:		151000

Таблица 3.4.1 – затраты на кожухотрубчатый теплообменник в год

№ п.п	Операция	Сумма в год, руб.
1.	Приобретение кожухотрубчатого теплообменника	10000/25л=4000
2.	Установка бетонных опор	4000/25л=160
3.	Установка теплообменника	6000/25л=240
4.	Установка арматуры и датчиков	48000/25л=1920
5.	Разборка, осмотр	3000*2раз=6000
6.	Ремонт и замена частей	3000*2раз=6000
7.	Сборка и испытание	3000*2раз=6000
8.	Наладка	3000*2раз=6000
9.	Запасные части и датчики	7500*2раз=15000
ИТОГО:		45320

По итогам видим, что, пластинчатый теплообменник содержание 151000р в год, затраты на весь период эксплуатации составят $151000 \cdot 10л = 1510000$ р. Тогда как у кожухотрубчатого теплообменника затраты на весь период эксплуатации составят $45320 \cdot 25л = 1133000$ р

Соответственно кожухотрубчатый теплообменник выгоден $1510000 / 1133000 = 1,33$ раза.

3.5 Экономия при использовании кожухотрубчатого теплообменника, период окупаемости

Экономия при использовании кожухотрубчатого теплообменника, определим приняв что пластинчатый теплообменник потребуется 25 лет (2,5 замены его на новый), умножим итог таблицы 3.4, на 25 лет. А кожухотрубчатый так как он рассчитан на 25 лет итоговую сумму сравним, и определим экономию:

Т. п – пластинчатый теплообменник

Т. к – кожухотрубчатый теплообменник

В соответствие таб. 3.4, годовые затраты на эксплуатацию Т. п = 151000, при эксплуатации 25 лет, расходы составят, 3775 тыс.руб

При использовании Т. к затраты на эксплуатацию из таб. 3.4.1 составят 45320 в год, при использовании 25 лет расходы составят 1133 тыс.руб

Соответственно экономия составит: $3775-1133=2642$ тыс.руб

Период окупаемости:

Проектная мощность производства полиэтилена 240 тыс.тонн в год;

Производство полиэтилена с учетом ремонтных работ: 184800 тонн год;

Стоимость продукции полиэтилена за 1 тону составляет: 93 тыс.руб;

Фонд заработной платы производства полиэтилена: 33480 тыс.руб в месяц

Затраты строений в год: 16000 тыс.руб;

Затраты оборудование в год 90000 тыс.руб;

Затраты на электроэнергию в месяц 2000 тыс.руб;

Затраты на сырье: $(184800*0.8)*60000=8870400$ тыс.руб в год;

- 0.8 – количество этилена необходимого на 1 тонн продукции;

- 60000 – цена 1 тонны этилена;

$184800/12=15400$ тонн – выработка в месяц продукции;

$15400*93=1432200$ тыс.руб – выработка в месяц;

$16000/12=1340$ тыс.руб – месяц затраты;

$90000/12=7500$ тыс.руб - затраты содержание оборудование;

$8870400/12=739200$ тыс.руб - затраты на сырьё в месяц;

Чистая прибыль в месяц: $1432200-(739200+7500+1340+33480+2000) = 648680*$ тыс.руб

* - без учета затрат на (разработку, модернизацию, налоги на выбросы, подрядные организации и др.)

При стоимости теплообменника 100 тыс руб.

$648680/30=21622$ - чистая прибыль в день.

Окупаемость аппарата составит менее чем за 1 сутки.

4. Социальная ответственность

Выполняем по [23]

4.1 Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности

Выполняем по [24]

Для работников, занятых на работах с вредными и (или) опасными условиями труда, где установлена сокращенная продолжительность рабочего времени, максимально допустимая продолжительность ежедневной работы (смены) не может превышать:

- при 36-часовой рабочей неделе - до 8 часов;
- при 30-часовой рабочей неделе и менее - до 6 часов.

Отраслевым (межотраслевым) соглашением и коллективным договором, а также при наличии письменного согласия работника, оформленного путем заключения отдельного соглашения к трудовому договору, может быть предусмотрено увеличение максимально допустимой продолжительности ежедневной работы (смены) по сравнению с продолжительностью ежедневной работы (смены), установленной частью второй настоящей статьи для работников, занятых на работах с вредными и (или) опасными условиями труда, при условии соблюдения предельной еженедельной продолжительности рабочего времени, установленной в соответствии [25]:

- при 36-часовой рабочей неделе - до 12 часов;
- при 30-часовой рабочей неделе и менее - до 8 часов.

Также работнику предоставляется ежегодный дополнительный оплачиваемый отпуск работникам, занятым на работах с вредными и (или) опасными условиями труда [26]. Минимальная продолжительность ежегодного дополнительного оплачиваемого отпуска работникам, указанным в части первой настоящей статьи, составляет 7 календарных дней.

4.2 Производственная безопасность

4.2.1 Анализ опасных и вредных производственных факторов

Выполняем по [27]

К опасным физическим производственным факторам относятся движущиеся машины и механизмы; различные подъемно-транспортные устройства и перемещаемые грузы; незащищенные подвижные элементы производственного оборудования (приводные и передаточные механизмы, режущие инструменты, вращающиеся и перемещающиеся приспособления и др.); отлетающие частицы обрабатываемого материала и инструмента, электрический ток, повышенная температура поверхностей оборудования и обрабатываемых материалов и др.

Вредными физическими производственными факторами являются повышенная или пониженная температура воздуха рабочей зоны; высокие влажность и скорость движения воздуха; повышенные уровни шума, вибрации, ультразвука и различных излучений — тепловых, ионизирующих, электромагнитных, инфракрасных и др. К вредным физическим факторам относятся также запыленность и загазованность воздуха рабочей зоны; недостаточная освещенность рабочих мест, проходов и проездов; повышенная яркость света и пульсация светового потока.

Химические опасные и вредные производственные факторы по характеру действия на организм человека подразделяются на общетоксические, раздражающие,

сенсibiliзирующие (вызывающие аллергические заболевания), канцерогенные (вызывающие развитие опухолей), мутагенные (действующие на половые клетки организма). В эту группу входят многочисленные пары и газы — бензола и толуола, окись углерода, сернистый ангидрид, окислы азота, аэрозоли свинца, токсичные пыли, образующиеся, например, при обработке резанием бериллия, свинцовистых бронз и латуней, и некоторых пластмасс с вредными наполнителями. К этой группе относятся также агрессивные жидкости (кислоты, щелочи), которые могут причинить химические ожоги кожного покрова при соприкосновении с ними.

К психофизиологическим опасным и вредным производственным факторам относятся физические (статические и динамические) и нервно-психические перегрузки (умственное перенапряжение, перенапряжение анализаторов слуха, зрения и др.).

Между вредными и опасными производственными факторами наблюдается определенная взаимосвязь. Во многих случаях наличие вредных факторов способствует проявлению опасных факторов — например, чрезмерная влажность в производственном помещении и наличие токопроводящей пыли (вредные факторы) повышают опасность поражения человека электрическим током (опасный фактор).

Уровни воздействия на работающих вредных производственных факторов нормированы предельно-допустимыми уровнями, значения которых указаны в соответствующих стандартах системы стандартов безопасности труда и санитарно-гигиенических правилах.

Предельно допустимое значение вредного производственного фактора [28] - это предельное значение величины вредного производственного фактора, воздействие которого при ежедневной регламентированной продолжительности в течение всего трудового стажа не приводит к снижению работоспособности и заболеванию как в период трудовой деятельности, так и к заболеванию в последующий период жизни, а также не оказывает неблагоприятного влияния на здоровье потомства.

В производстве полиэтилена в компрессорном цехе на ООО «Томскнефтехим» присутствуют следующие опасные производственные факторы:

- повышенный уровень шума в рабочей зоне;
- повышенная температура воздуха рабочей зоны;
- повышенный уровень вибрации;
- движущиеся машины и механизмы;
- различные подъемно-транспортные устройства и перемещаемые грузы;
- электрический ток.

Повышенный уровень шума в рабочей зоне. Согласно [29] не должен превышать 75 дБ.

Снижения шума можно добиться следующими методами:

- изоляция источников шума, использовать шумоизолирующие материалы;
- применение средств защиты органов слуха: наушники, беруши;
- конструктивное изменение материалов оборудования, заменой на с инновационные.

Повышенная температура воздуха рабочей зоны. Согласно [30]:

Таблица – 4.2.1 - оптимальные показатели микроклимата в производственном помещении

Период	Относительная влажность, %	Температура, °С	Скорость воздуха, м/с
--------	----------------------------	-----------------	-----------------------

Холодный	40-60	21-23	0,1
Тёплый	40-60	22-24	0,1

Разработанный маслохолодильник имеет температуру стенки 50 °С.

Снижения повышенной температуры воздуха в рабочей зоне можно, следующими методами:

- использование теплоизоляции;
- установка приточной вентиляции;
- использование инновационной спецодежды.

Повышенный уровень вибрации. Согласно [31]: при превышении нормы более 12 дБ (в 4 раза) проводить работы запрещается.

Снижения повышенной вибрации в рабочей зоне можно, следующими методами:

- применять правило;

Таблица 4.2.1.1 - допустимое суммарное время воздействия вибрации за смену

Класс условий труда по Р 2.2.2006-05	Превышение ПДУ		Допустимое суммарное время воздействия за смену, мин
	дБ	раз	
2	0	1	480
3.1	3	1.4	240
3.2	6	2	120
3.3	9	2.8	60
3.4	12	4	30
4	>12	>4	Проводить работы или применять машины, генерирующие такую вибрацию, запрещается

- использовать спецодежду поглощающее воздействие вибрации на человека;
- использование конструктивных материалы поглощающее вибрацию и амортизирующих устройства;
- контроль и подтяжка опор, анкерных болтов;

Движущиеся машины и механизмы.

- применение СИЗ и спецодежды;
- следовать правилам охраны труда и внутренними положениями при проведении работ;
- использовать защитные устройства на оборудование исключая попадание потусторонних предметов.

Различные подъемно-транспортные устройства и перемещаемые грузы.

- применение СИЗ и спецодежды;
- следовать правилам охраны труда и внутренними положениями при проведении работ;

Электрический ток. Согласно [32]:

Опасное и вредное воздействия на людей электрического тока, электрической дуги и электромагнитных полей проявляются в виде электротравм и заболеваний, включая профессиональные производственно-обусловленные заболевания.

Степень опасного воздействия на человека электрического тока и электрической дуги зависят от:

- величины напряжения прикосновения, электрического сопротивления тела человека, сила тока, протекающей через него, а также величина падающей энергии электрической дуги;
- рода (постоянный, переменный, выпрямленный) тока и частоты переменного электрического тока;
- пути протекания тока через тело человека и площади контакта электрической дуги с поверхностью тела человека;
- продолжительности воздействия электрического тока и электрической дуги на организм человека;
- индивидуальных особенностей организма человека;
- условий внешней среды.

Степень опасного и вредного воздействий на человека электрических и магнитных полей зависит от:

- напряженности электрического и магнитного полей;
- частоты электромагнитного поля;
- продолжительности воздействия электромагнитного поля на организм человека;
- режимы воздействия (постоянное, периодическое, импульсное воздействие);
- размеров поверхности тела человека, подверженной воздействию (общее или локальное воздействие);
- индивидуальных особенностей организма человека;
- одновременно воздействующих сопутствующих вредных факторов различной природы.

Электробезопасность должна обеспечиваться:

- конструкцией электроустановок и архитектурно-планировочными решениями;
- организацией технологических процессов;
- техническими способами и средствами защиты;
- организационными и техническими мероприятиями при производстве работ;
- электротехническими средствами, средствами защиты от электрических и магнитных полей и другими средствами индивидуальной защиты;
- организацией технического обслуживания электроустановок.

В производстве полиэтилена в компрессорном цехе на ООО «Томскнефтехим» присутствуют следующие вредные производственные факторы:

- этилен газ возможное по подаяние в рабочую зону;
- разновидность нефтехимических масле.

Способы предотвращения вредных производственных факторов – попадания этилена в рабочую зону:

- использование газоанализаторов;
- автоматизированный контроль выхода и входа этилена проходящий через трубы;
- разработка ПЛАС с постоянным проведением учений;
- использование СИЗ и средства индивидуальной защиты ПДУ-3;
- использование все возможные отсечные клапаны, арматуры, и заглушки;
- использование приточная и вытяжная вентиляция;
- использование сбросных устройств.

Способы предотвращения вредных производственных факторов – попадания масле в рабочую зону:

- работу осуществляться по наряду-допуску с проведенными мероприятиями подготовительных работ;
- использование СИЗ;
- использование отсечного оборудования;
- визуальный контроль подтёков, с последующими мероприятиями по ремонту.

4.3 Экологическая безопасность

Выполняем по [33]

В процессе эксплуатации маслохолодильника не используются и не выделяются газообразные продукты (выбросы). Также не происходит воздействие на гидросферу, поскольку в процессе теплообмена в качестве теплоносителей используется масло и обратная захлаженная вода. Масло в закрытом состоянии храниться и эксплуатируется. А вода уходит в цех ВИК для очистки и охлаждения. При образовании накипи в аппарате, производить чистку специальными устройствами (аппаратом со струей воды под давлением), слив воды уходит в цех ВИК для очистки. При эксплуатации аппарата не появляются отходы – соответственно не загрязняется литосфера.

4.4 Безопасность в аварийных и чрезвычайных ситуациях

4.4.1 Безопасность в аварийных ситуациях

Таблица 4.4.1 - перечень аварийных ситуаций и причин их вызывающих

№ п.п	Аварийная ситуация	Причины
1	Прекращение подачи обратной захлаженной воды	- Прорыв трубопровода; - Остановка насоса.
2	Прекращение поступления индустриального масла	- Остановка насоса; - Закончилось масло в маслобаке; - Прорыв трубопровода; - Забились фильтра.

Для обеспечения безаварийной работы установки и достижения минимального уровня взрыво-пожароопасности процесса предусмотрены следующие мероприятия:

- все стадии технологического процесса непрерывны и склонны к устойчивому протеканию;

- при соблюдении правил эксплуатации процесс не обладает возможностью взрыва внутри технологической аппаратуры;
- применяемые, обращающиеся и получаемые вещества не обладают способностью быстро и спонтанно полимеризоваться, реагировать с водой, саморазогреваться и самовоспламеняться, не склонны к произвольному термическому разложению при высоких температурах и давлениях;
- на установке отсутствуют открытые поверхности аппаратов и трубопроводов с температурой выше температуры самовоспламенения обрабатываемых веществ;
- контроль и управление процессом осуществляется автоматически и дистанционно из операторной с использованием электронной системы приборов;
- предусмотрены система аварийного освобождения аппаратов от продуктов в аварийную емкость и аварийный сброс на факел;
- на наружной установке, где расположено оборудование, в котором обращаются взрывопожароопасные вещества, предусмотрены датчики загазованности, сигналы от которых поступают в операторную [34].

Способы и средства пожаротушения. В соответствии с требованием норм по пожаротушению на установке должны быть предусмотрены первичные и стационарные средства пожаротушения, а также пожарная сигнализация.

Согласно на цехе предусмотрены следующие средства пожаротушения:

- первичные средства пожаротушения (огнетушители углекислотные ОУ-5, ОУ-8; ящики с песком, лопаты и т.д.);
- стационарная система пенотушения;
- водяная оросительная система;
- пожарные краны.

4.4.2 Безопасность в чрезвычайных ситуациях

К чрезвычайным ситуациям относятся производственные аварии, стихийные бедствия и военные конфликты. При возникновении одной из таких ситуаций на предприятии должна включиться тревога, оповещающая персонал и дающая первичные инструкции. Каждый работник, всегда имеющий с собой индивидуальные средства защиты ПДУ-3, должен немедленно его использовать. Производится остановка подачи сырья на оборудование. Сырье, уже прошедшее некоторые стадии обработки, автоматически сбрасывается на факел или в специальное хранилище, предусмотренное технологической схемой. Затем производится отключение электричества ответственным персоналом или автоматически, во избежание еще большей аварии. Персонал немедленно эвакуируется из опасной зоны, либо направляется в бомбоубежище

Заключение

При выполнении дипломного проекта был спроектирован кожухотрубчатый теплообменник для охлаждения индустриального масла

Произведен тепловой расчет, где определили требуемую поверхность теплообмена. В конструктивном разделе найдены габариты холодильника: диаметр и высота аппарата и диаметры патрубков. Подобраны стандартные штуцера.

В механическом разделе определены толщины стенок обечайки, распределительных камер и плоских крышек. Теплообменник проверен на прочность, проверена прочность фланцевых соединений, укрепление отверстий патрубков, расчет трубной решетки, расчет трубы на прочность, устойчивость и жесткость.

Рассчитаны и подобраны опорные стойки для холодильника.

В разделе «Социальная ответственность» рассмотрены опасные и вредные факторы при работе установки и предусмотрены меры по их устранению.

В разделе «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение» провели сравнительный анализ кожухотрубчатого и пластинчатого теплообменника.

Список использованных источников

1. Павлов К.Ф. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии: учебное пособие для вузов / К. Ф. Павлов, П. Е. Романков, А. А. Носков; под ред. П. Е. Романкова. - 10-е изд., перераб. и доп., репринт, изд. - М.: Альянс, 2013. - 576 с..
2. Семакина О.К. Машины и аппараты химических производств. Учебное пособие. Часть 1 /Томский политехнический университет. – Томск, 2003. – 118 с..
3. ГОСТ 5520-2017. Прокат толстолистовой из нелегированной и легированной стали для котлов и сосудов, работающих под давлением. Технические условия. – Изд. Официальное. – М.: Стандартинформ, 2018. – 24 с..
4. ГОСТ 34233.1-2017. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Общие требования. - Изд. Официальное. – М.: Стандартинформ, 2018. – 31 с..
5. ГОСТ 34233.2-2017. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет цилиндрических и конических обечаек, выпуклых и плоских днищ и крышек. - Изд. Официальное. – М.: Стандартинформ, 2018. – 60 с..
6. ГОСТ 31842-2012. Нефтяная и газовая промышленность. Теплообменники кожухотрубчатые. Технические требования. - Изд. Официальное. – М.: Стандартинформ, 2013. – 34 с..
7. ГОСТ 34233.3-2017. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчёта на прочность. Укрепление отверстий в обечайках и днищах при внутреннем и наружном давлениях. Расчёт на прочность обечаек и днищ при внешних статических нагрузках на штуцер. - Изд. Официальное. – М.: Стандартинформ, 2018. – 41 с..
8. ГОСТ 34233.7-2017. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчёта на прочность. Теплообменные аппараты. - Изд. Официальное. – М.: Стандартинформ, 2018. – 53 с..
9. ГОСТ 34233.4-2017. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчёта на прочность. Расчёт на прочность и герметичность фланцевых соединений. - Изд. Официальное. – М.: Стандартинформ, 2018. – 41 с..
10. ГОСТ 34233.5-2017. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчёта на прочность. Расчёт обечаек и днищ от воздействия опорных нагрузок. - Изд. Официальное. – М.: Стандартинформ, 2018. – 35 с..
11. Лашинский А.А., Толчинский А.Р. Основы конструирования и расчёта химической аппаратуры. Справочник. 3-е изд., стереотипное. – М.: ООО ИД «Альянс», 2008. – 752 с..
12. ГОСТ 12821-80. Фланцы стальные приварные встык на Ру от 0,1 до 20 МПа (от 1 до 200 кгс/см кв.). Конструкция и размеры. – Изд. Официальное – М.: Государственный стандарт союза ССР, 2003 с изменениями №1,2,3,4, утверждёнными в 1983 г., 1987 г., 1989 г., 1992 г. – 59 с..
13. ГОСТ 7798-70. Болты с шестигранной головкой и шестигранные гайки диаметром до 48 мм. Конструкция и размеры. – Изд. Официальное – М.: Стандартинформ, 2010. – 13 с..
14. ГОСТ 481-80. Паронит и прокладки из него. Технические условия. - Изд. Официальное. – М.: ИПК Издательство стандартов, 2002. – 14 с..
15. ГОСТ 12815-80. Фланцы арматуры, соединительных частей и трубопроводов на Ру от 0,1 до 20,0 МПа (от 1 до 200 кгс/см кв.). Типы. Присоединительные размеры и размеры уплотнительных поверхностей. - Изд. Официальное. – М.: ИПК Издательство стандартов, 2003. – 17 с..

16. ГОСТ 8240-97. Швеллеры стальные горячекатаные. Сортамент. - Изд. Официальное. – М.: Стандартинформ, 2008. – 8 с..
17. Каталог продукции [Электронный ресурс] / Таблицы. URL: <http://www.esbk.ru/>, свободный, - Загл. с экрана. - Яз. рус., англ. Дата обращения: 12.05.2018 г..
18. Тимонин А.С., Борщев В.Л., Балдин Б.Г. и др. Машины и аппараты химических производств. Учебное пособие для вузов. Под общей редакцией А.С.Тимонина.- Калуга, Изд. Н.Бочкаревой, 2008. - 872 с..
19. Касаткин А.Г. Основные процессы и аппараты химической технологии. 10-е изд. стереотип., доработ. — М.: ООО ТИД "Альянс", 2004. - 753 с..
20. Тимонин А.С., Моисеев В.Б., Таранцева К.Р. Основы конструирования и расчета химико-технологического и природоохранного оборудования; под общ. ред. Тимонина А.С.; - Изд. 4-е, перераб., доп. и испр. - Калуга : Ноосфера, Т.3.- 2015. - 1036 с..
21. РД 26.260.004-91. Методические указания. Прогнозирование остаточного ресурса оборудования по изменению параметров его технического состояния при эксплуатации. – Разработан НИИХиммаш, Утверждён: Концерн Химнефтемаш. – 1991..
22. Видяев И.Г., Серикова Г.Н., Гаврикова Н.А. Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение. Учебно-методическое пособие /Томский политехнический университет. – Томск, 2014. – 36 с..
23. Е.Н. Пашков., И.Л. Мезенцева. Социальная ответственность. Методические указания по разработке раздела "Социальная ответственность" выпускной квалификационной работы магистра, специалиста и бакалавра всех направлений (специальностей) и форм обучения ТПУ. Издательство. Томского политехнического университета. 2019. – 24 с..
24. Статья 94 ТК РФ. Продолжительность ежедневной работы (смены)..
25. Статья 92 ТК РФ. Сокращенная продолжительность рабочего времени..
26. Статья 117 ТК РФ. Ежегодный дополнительный оплачиваемый отпуск работникам, занятым на работах с вредными и (или) опасными условиями труда..
27. ГОСТ 12.0.003-2015. Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Опасные и вредные производственные факторы. Классификация. - Изд. Официальное. – М.: Стандартинформ, 2016. – 10 с..
28. ГОСТ 12.0.002-2014. Система стандартов безопасности труда. Термины и определения. - Изд. Официальное. – М.: Стандартинформ, 2016. – 28 с..
29. Санитарные нормы. СН 2.2.4/2.1.8.562-96. Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки.
30. ГОСТ 12.1.005-88. Система стандартов безопасности труда. Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны. Изд. Официальное. – М.: Стандартинформ, 2008. – 48 с..
31. Санитарные нормы. СН 2.2.4/2.1.8.566-96. Производственная вибрация. Вибрация в помещениях жилых и общественных зданий.
32. ГОСТ 12.1.019-2017. Система стандартов безопасности труда. Электробезопасность. Общие требования и номенклатура видов защиты. Изд. Официальное. – М.: Стандартинформ, 2019. – 20 с..
33. ГОСТ Р 54906-2012. Системы безопасности комплексные. Экологически ориентированное проектирование. Общие технические требования. Изд. Официальное. – М.: Стандартинформ, 2012. – 54 с..
34. ГОСТ Р 22.0.02-2016. Безопасность в чрезвычайных ситуациях. Термины и определения. Изд. Официальное. – М.: Стандартинформ, 2016. – 12 с..

35. ГОСТ 20799-88. Масла индустриальные. Технические условия. Изд. Официальное.
– М.: Стандартинформ, 2005. – 6 с..

КОМАС-ЭД v171 Учебная версия © 2017 ООО "АКОН-Системы проектирования", Россия Все права защищены

Формат		Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
					<u>Документация</u>		
				ФЮРА.УОК.001.000.В0	Вид общий		
				ФЮРА.УОК.001.000.СБ	Сборочный чертеж		
					<u>Сборочные единицы</u>		
			1	ФЮРА.УОК.001.000.00	Кожух	1	
			2	ФЮРА.УОК.001.000.01	Подставка	1	
			3	ФЮРА.УОК.001.000.02	Крышка нижняя	1	
			4	ФЮРА.УОК.001.000.03	Крышка верхняя	1	
			5	ФЮРА.УОК.001.000.04	Трубочатка	1	
					<u>Детали</u>		
			6	ФЮРА.УОК.001.000.05	Прокладка	2	
			7	ФЮРА.УОК.001.000.06	Прокладка	1	
			8	ФЮРА.УОК.001.000.07	Прокладка	1	
			9	ФЮРА.УОК.001.000.08	Прокладка	1	
			10	ФЮРА.УОК.001.000.09	Прокладка	1	
			11	ФЮРА.УОК.001.000.10	Опора	1	
			12	ФЮРА.УОК.001.000.11	Опора	1	
			13	ФЮРА.УОК.001.000.12	Фланец	1	
			14	ФЮРА.УОК.001.000.13	Штуцер	1	
			15	ФЮРА.УОК.001.000.14	Кольцо	1	
			16	ФЮРА.УОК.001.000.15	Прокладка	1	
				ФЮРА.УОК.001.000			
Изм. Лист		№ докум.		Подп.		Дата	
Разраб. Минаев П.А.							
Проб. Семакина О.К.							
Н.контр.							
Утв.							
				Холодильник масляный			Лит. Лист Листов 1 2
				ТПУ ИШНПТ НОЦ Н.М.Кижнера, группа 3-2К41			

КОМАС-ЭД v1714.pdf версия © 2017 ООО "АКОН-Системы проектирования", Россия Все права защищены

Изм. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инд. № докл.	Подп. и дата

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
				<i>Стандартные изделия</i>		
		17	ФЮРА.УОК.001.000.16	Болт М16х45 ГОСТ 7798-70	4	
		18	ФЮРА.УОК.001.000.17	Болт М16х65 ГОСТ 7798-70	4	
		19	ФЮРА.УОК.001.000.18	Болт М20х110 ГОСТ 7798-70	12	
		20	ФЮРА.УОК.001.000.19	Гайка М12 ГОСТ 5915-70	32	
		21	ФЮРА.УОК.001.000.20	Гайка М16 ГОСТ 5915-70	4	
		22	ФЮРА.УОК.001.000.21	Гайка М20 ГОСТ 5915-70	12	
		23	ФЮРА.УОК.001.000.22	Шпилька М12х35 ГОСТ 22032-76	32	
		24	ФЮРА.УОК.001.000.23	Контргайка 15 ГОСТ 8968-80	1	
		25	ФЮРА.УОК.001.000.24	Фланец 1-50-10 ГОСТ 12820-80	2	
		26	ФЮРА.УОК.001.000.25	Прокладка 1-5-88-а ОСТ 26-02-399	4	
		27	ФЮРА.УОК.001.000.26	Шайба 16 ГОСТ 6402-70	4	
		28	ФЮРА.УОК.001.000.27	Клапан муфтовый 15-16 КА22034 (15ч8п2) ГОСТ 18722-73	2	
				<i>Материалы</i>		
		29	ФЮРА.УОК.001.000.28	Клей 88НП ТУ28. 105540-85		0,01кг

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	ФЮРА.УОК.001.000	Лист
						2