



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

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

Тема работы
Проектирование пластинчатого теплообменника для тепловых завес зданий предприятий

УДК 66.045.126:697.921.4

Студент

Группа	ФИО	Подпись	Дата
3-2К51	Масленников Иван Павлович		

Руководитель

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

КОНСУЛЬТАНТЫ:

По разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и
ресурсосбережение»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Криницына Зоя Васильевна	к.т.н., доцент		

По разделу «Социальная ответственность»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Ассистент	Черемискина Мария Сергеевна			

Консультант 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		

Планируемые результаты обучения по ООП 18.03.02 2020г

Код результата	Результат обучения (выпускник должен быть готов)	Требования ФГОС ВПО, критериев и/или заинтересованных сторон
P1	Применять базовые математические, естественнонаучные, социально-экономические и специальные знания в профессиональной деятельности	Требования ФГОС (ОПК-1,2,3; ПК-8,10,11,12; ОК- 1,2,3,4), Критерий 5 АИОР (п.1.1)
P2	Применять знания в области энерго-и ресурсосберегающих процессов химической технологии, нефтехимии и биотехнологии для решения производственных задач	Требования ФГОС (ОПК-1,2; ПК-1,3,,9; 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 (ОПК-2; ПК-2,4,5,16; ОК-5,7), Критерий 5 АИОР (пп.1.2)
P4	Проектировать и использовать энерго-и ресурсосберегающее оборудование химической технологии, нефтехимии и биотехнологии	Требования ФГОС (ОПК – 1; ПК-2,4,5,8,17,18; ОК- 3,4), 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 (ОПК -2,3; ПК-13,14,15; ОК-7), Критерий 5 АИОР (п.1.4)
P6	Осваивать и эксплуатировать современное высокотехнологичное оборудование, обеспечивать его высокую эффективность, соблюдать правила охраны здоровья и безопасности труда на производстве, выполнять требования по защите окружающей среды.	Требования ФГОС (ОПК – 3; ПК-1,4,6,7,9,10,11; ОК-9), Критерий 5 АИОР (п.1.5)
P7	Демонстрировать знания социальных, этических и культурных аспектов профессиональной деятельности.	Требования ФГОС (ОК-1,6), Критерий 5 АИОР (пп.2.4,2.5)
P8	Самостоятельно учиться и непрерывно повышать квалификацию в течение всего периода профессиональной деятельности.	Требования ФГОС (ОК-7), Критерий 5 АИОР (2.6)
P9	Владеть иностранным языком на уровне, позволяющем разрабатывать документацию, презентовать результаты профессиональной деятельности.	Требования ФГОС (ОК-5) , Критерий 5 АИОР (п.2.2)
P10	Эффективно работать индивидуально и в коллективе, демонстрировать ответственность за результаты работы и готовность следовать корпоративной культуре организации.	Требования ФГОС (ОК-4,6,8) , 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»



Школа Инженерная школа новых производственных технологий
Отделение школы (НОЦ) 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
 _____ **Беляев В.М.**
 (Подпись) (Дата) (Ф.И.О.)

ЗАДАНИЕ
на выполнение выпускной квалификационной работы

В форме:

Бакалаврской работы

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

Студенту:

Группа	ФИО
3-2К51	Масленников Иван Павлович

Тема работы:

Проектирование пластинчатого теплообменника для тепловых завес зданий предприятий	
Утверждена приказом директора (дата, номер)	02.03.2020 г., №62-13/С
Срок сдачи студентом выполненной работы:	19.05.2020

ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ:

Исходные данные к работе <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>	Пластинчатый теплообменник для тепловых завес зданий предприятий Рассчитать пластинчатый теплообменник, обеспечивающий нагрев воздуха боковой двусторонней завесы (типа ЗВТ 1.00.000-01, производительностью по воздуху $G = 40800$ кг/ч, по теплу - $Q = 511700$ Вт) двух распашных ворот размером $F_{пр} = 3,6 \times 3,6$ м в одноэтажном производственном здании высотой 8,4 м, имеющем зенитные фонари, закрытые в холодный период года. Населенный пункт – Томск. Ворота установлены с подветренной стороны. Температура воды, подаваемой в калорифер, изменяется с 82 до 40 °С, температура горячей воды на входе в теплообменник - 92 °С Давление в теплообменнике: 1,6 МПа.
---	--

Перечень подлежащих исследованию, проектированию и разработке вопросов <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>	Введение 1 Обзор литературы 2 Технологическая схема 3 Технологические расчеты 4 Конструкционный расчет 5 Механический расчет 6 Гидравлический расчет 7 Поверочный расчет 8 Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение 9 Социальная ответственность Заключение Список использованных источников
Перечень графического материала <i>(с точным указанием обязательных чертежей)</i>	Лист 1 – Технологическая схема установки А1 Лист 2 – Общий вид теплообменника А1 Лист 3 – Выносные элементы теплообменника А1 Лист 4 – Экономические показатели А-1.
Консультанты по разделам выпускной квалификационной работы <i>(с указанием разделов)</i>	
Раздел	Консультант
Механический расчет оборудования	Беляев Василий Михайлович
Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение	Криницына Зоя Васильевна
Социальная ответственность	Черемискина Марина Сергеевна
Названия разделов, которые должны быть написаны на русском и иностранном языках:	

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

Задание выдал руководитель:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Беляев Василий Михайлович	к.т.н. доцент		

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
3-2К51	Масленников Иван Павлович		

Реферат

Дипломный проект состоит из пояснительной записки, содержащей 99 страниц машинописного текста, 16 рисунков, 31 таблиц, 28 источников литературы, 4 листа графического материала формата А1.

Выпускная квалификационная работа «Проектирование пластинчатого теплообменника для тепловых завес зданий предприятий».

Ключевые слова: пластинчатый теплообменник, пластина, тепловая завеса, штуцер, прижимная плита.

Объектом исследования является пластинчатый теплообменник для тепловых завес зданий предприятий.

Цель работы – рассчитать теплообменник для заданных технологических условий.

В процессе выполнения работы были произведены все необходимые расчеты для подбора соответствующего аппарата, его типа и размеров.

Результатом работы является полный расчет теплообменного аппарата, были подобраны соответствующие материалы для изготовления аппарата, рассчитаны толщины плит, фланцевые соединения.

Основные конструктивные, технологические и технико-эксплуатационные характеристики теплообменника: площадь пластин 0.6 м^2 , площадь поверхности теплообмена 160 м^2 , число пластин 270, разборный.

Область применения: химическая промышленность.

В ходе работы было подтверждено, что выбранный теплообменник соответствует всем предъявляемым требованиям технологического процесса.

Abstract

The graduation project consists of an explanatory note having 99 pages of typewritten text, 16 figures, 31 tables, 28 literature sources, 4 sheets of graphic material in A1 format.

Final qualifying work "Design of a plate heat exchanger for thermal curtains of enterprise buildings."

Key words: plate heat exchanger, plate, thermal curtain, fitting, pressure plate.

The object of study is a plate heat exchanger for thermal curtains of buildings of enterprises.

The purpose of the work is to calculate a heat exchanger for given technological conditions.

All necessary calculations for the selection of equipment.

The result of the work is a complete calculation of the heat exchanger, plate thickness calculations, flange connections.

The main structural, technological and technical and operational characteristics of the heat exchanger: plate area 0.6 m^2 , heat exchange surface area 160 m^2 , number of plates 270, collapsible.

Scope: chemical industry.

During the work, it was confirmed that the selected heat exchanger meets all the requirements of the process.

Определения

В данной работе применены следующие термины с соответствующими определениями:

теплообменник: Техническое устройство, в котором осуществляется теплообмен между двумя и более средами, имеющими различные температуры.

пластинчатый теплообменник: Устройство, в котором осуществляется передача теплоты от горячего теплоносителя к холодному через пластины, которые стянуты в пакет.

тепловая завеса: Устройство для создания невидимого воздушного барьера.

расчетное давление: Давление, на которое проводят расчет на прочность.

пробное давление: Давление, при котором проводят испытание сосуда или аппарата.

расчетная температура: Наибольшая температура стенки элемента с учетом температурных условий, ожидаемых в процессе эксплуатации.

Содержание

Введение	10
1 Литературный обзор.....	11
1.1 Классификация теплообменников	11
1.2 Пластинчатые теплообменники	16
2 Технологическая схема	18
3 Технологический расчет теплообменника	19
3.1 Уточненный расчет требуемой поверхности	22
4 Конструктивный расчет теплообменника	27
4.1 Расчет патрубков и подбор фланцев	28
5 Механический расчет теплообменника	32
5.1 Определение расчетных параметров	33
5.2 Расчет прямоугольных боковых плит	35
5.3 Расчет по выбору минимального диаметра крепежных деталей	39
5.4 Расчет прокладок на распор гидростатическим давлением	42
5.5 Прочностной расчет фланцевого соединения.....	43
6 Гидравлический расчет теплообменного аппарата	57
7 Поверочный расчет теплообменного аппарата по РД 26-01-86-88	59
7.1 Расчет на прочность стяжек резьбовых.....	59
7.2 Определение напряжения смятия в месте контакта шайба - гайка и шайба - плита прижимная	64
8 Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение...	68
8.1 Планирование научного исследования	69
8.2 Разработка графика проведения научного исследования	72
8.3 Расчет затрат	74
8.4 Ресурсная эффективность исследования.....	80
9 Социальная ответственность	85
9.1 Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности	85
9.2 Производственная безопасность.....	87

9.3 Экологическая безопасность.....	91
9.4 Безопасность в чрезвычайных ситуациях	94
Заключение	96
Список использованных источников	97

Введение

Компактные теплообменники наиболее широко используются для теплообмена в промышленности. Пластинчатый теплообменник является одним из таких компактных теплообменников, обеспечивающих наибольшую площадь теплообмена. Данная разновидность теплообменников все шире используются в последние десятилетия не только в химической и пищевой промышленности, для которой они были созданы в 30-х годах XIX в., но и в других отраслях. Это связано с их компактностью, эффективностью в передаче тепла, устойчивостью к биологическому загрязнению, легкостью разборки и очистки, а также с легкостью адаптации к изменениям теплового потока.

Пластинчатый теплообменник - это, в основном, серия отдельных пластин, зажатых между двумя торцевыми плитами, сжатых при помощи болтов. Эти пластины уплотняются, свариваются или паяются вместе в зависимости от применения теплообменника. Герметизация пластин достигается с помощью прокладок, установленных на их концах.

Использование пластинчатых теплообменников целесообразно, если нагреваемая и охлаждаемая жидкость обладают сравнительно невысокой вязкостью, высокой чистотой (отсутствием механических примесей), а также при невысоком давлении в трубопроводе.

1 Литературный обзор

Теплообменник — это устройство, используемое для передачи тепла между двумя или более жидкостями [1]. Жидкости могут быть однофазными или двухфазными и, в зависимости от типа теплообменника, могут быть разделены или находятся в непосредственном контакте. Устройства, использующие источники энергии, такие как стержни ядерного топлива или нагреватели, обычно не рассматриваются в качестве теплообменников, хотя многие принципы, используемые в их конструкции, являются одинаковыми.

1.1 Классификация теплообменников

Чтобы сравнить теплообменники, необходимо предусмотреть некоторую форму их классификации. Есть два подхода, которые обычно принимаются. Первый рассматривает конфигурацию потока в теплообменнике, а второй основан на классификации типа оборудования, в основном по конструкции.

Классификация теплообменников по конфигурации потока.

Существует четыре основных конфигурации потока [2]:

- встречный поток;
- прямоточный поток;
- тангенциальная;
- гибриды.

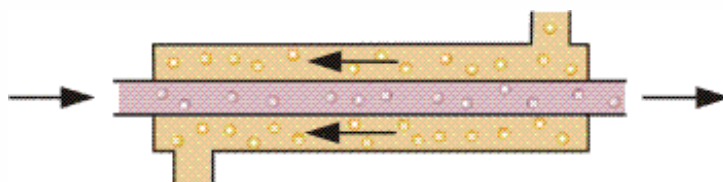


Рисунок 1.1 - Противоток

Рисунок 1.1 иллюстрирует идеализированный противоточный теплообменник, в котором две жидкости текут параллельно друг другу, но в противоположных направлениях. Этот тип организации потока обеспечивает

наибольшее изменение температуры обеих жидкостей и, следовательно, является наиболее эффективным (где эффективность — это количество фактически переданного тепла по сравнению с теоретическим максимальным количеством тепла, которое может быть передано).

В теплообменниках с прямоточным потоком потоки текут параллельно друг другу и в том же направлении, как показано на рисунке 1.2. Это менее эффективно, чем противоточный поток, но обеспечивает более равномерную температуру стенок.

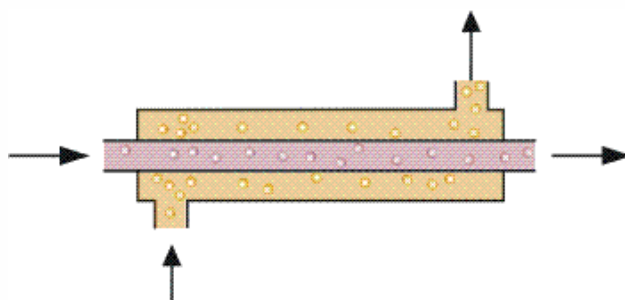


Рисунок 1.2 - Прямоток

Теплообменники с поперечным потоком являются промежуточными по эффективности между противоточными и параллельными теплообменниками. В этих аппаратах потоки текут под прямым углом друг к другу, как показано на рисунке 1.3.

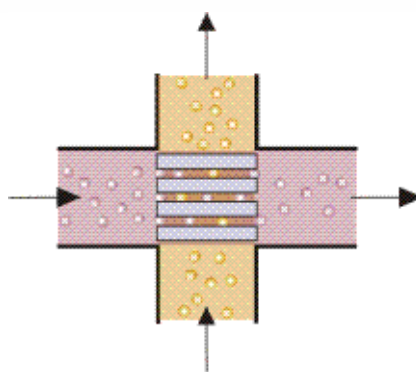


Рисунок 1.3 – Перекрестный ток

В промышленных теплообменниках часто встречаются гибриды вышеуказанных типов потока. Примерами их являются комбинированные теплообменники с противотоком и многопроходные теплообменники (рис. 1.4).

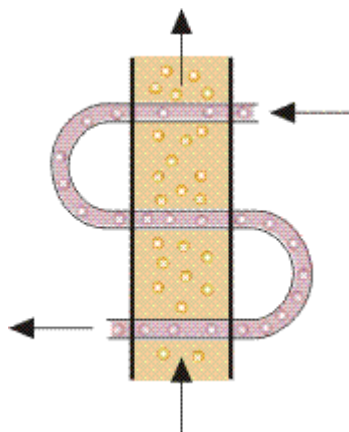


Рисунок 4 – Комбинированный

Классификация теплообменников по конструкции.

Первый уровень классификации заключается в разделении типов теплообменников на рекуперативные или регенеративные. Рекуперативный теплообменник имеет отдельные пути потока для каждой жидкости и жидкости текут одновременно через теплообменник теплообмен через стенку, разделяющую путь потока. Регенеративный теплообменник имеет единственный путь потока, который горячие и холодные жидкости, попеременно проходить через.

В рекуперативном теплообменнике путь потока обычно состоит из матрицы, которая нагревается, когда через нее проходит горячая жидкость. Это тепло затем отдается холодной жидкости, когда она проходит через матрицу. Регенеративные теплообменники иногда называют емкостными теплообменниками.

Регенераторы в основном используются в системах рекуперации тепла газ/газ на электростанциях и в других энергоемких отраслях промышленности. Два основных типа регенератора: статический и динамический. Оба типа регенераторов являются переходными в работе, и, если в их конструкции не уделяется большое внимание, обычно происходит перекрестное загрязнение горячего и холодного потоков. Однако использование регенераторов в будущем, вероятно, возрастет, поскольку предпринимаются попытки повысить энергоэффективность и рекуперировать более низкосортное

тепло. Однако, поскольку регенеративные теплообменники, как правило, используются для специализированных применений, рекуперативные теплообменники встречаются чаще.

Существует много типов рекуперативных теплообменников, которые можно сгруппировать в непрямой контакт, прямой контакт и специальные. Теплообменники с косвенным контактом поддерживают разделение жидкостей, обменивающихся теплом, с помощью труб или пластин и т.д. Теплообменники с прямым контактом не разделяют жидкости, обменивающиеся теплом, и фактически зависят от жидкостей, находящихся в тесном контакте.

Трубчатые теплообменники очень популярны благодаря гибкости, которую конструктор должен учитывать в широком диапазоне давлений и температур. Трубчатые теплообменники можно подразделить на ряд категорий, из которых кожухотрубный теплообменник является наиболее распространенным.

Кожухотрубный теплообменник состоит из трубок, установленных внутри цилиндрической оболочки. Две жидкости могут обмениваться теплом, одна жидкость течет по внешней стороне труб, а вторая жидкость течет по трубам. Жидкости могут быть однофазными или двухфазными и могут протекать параллельно или поперечно/противоточно.

Популярность кожухотрубных теплообменников привела к разработке стандарта для их назначения и использования. Обычно кожухотрубные теплообменники изготавливаются из металла, но для специальных применений (например, с применением сильных кислот фармацевтических препаратов) могут использоваться другие материалы, такие как графит, пластик и стекло. Также нормально, чтобы трубки были прямыми, но в некоторых криогенных применениях используются спиральные трубки. Простая форма трубчатого теплообменника является теплообменник труба в трубе, этот теплообменник состоит из одной или нескольких трубок, содержащихся в большей трубе. В самой сложной форме между теплообменником труба в трубе и кожухотрубным

					ФЮРА.ПТ.000000 ПЗ	Лист
						14
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

теплообменником существует небольшая разница. Однако первые, как правило, имеют модульную конструкцию, поэтому несколько узлов могут быть соединены болтами для достижения требуемой нагрузки.

Пластинчатые теплообменники отделяют жидкости, обменивающиеся теплом, с помощью пластин. Они обычно имеют улучшенные поверхности, такие как ребра или тиснение, и могут быть скреплены болтами, спаяны или сварены. Пластинчатые теплообменники в основном используются в криогенной и пищевой промышленности. Однако из-за их высокого отношения площади поверхности к объему, низкого запаса жидкостей и их способности обрабатывать более двух пар они также начинают использоваться в химической промышленности.

Пластинчатый и каркасный теплообменники состоят из двух прямоугольных концевых элементов, которые скрепляют несколько рельефных прямоугольных пластин с отверстиями в углу для прохода жидкостей. Каждая из пластин отделена прокладкой, которая герметизирует пластины и организует поток жидкости между пластинами. Этот тип теплообменника широко используется в пищевой промышленности, поскольку его легко разобрать для очистки. Если утечка в окружающую среду является проблемой, можно сварить две пластины вместе, чтобы жидкость, протекающая между сварными пластинами, не могла протекать. Однако, поскольку все еще присутствуют некоторые прокладки, все еще возможна утечка. Паяные пластинчатые теплообменники предотвращают утечку, паяя все пластины вместе, а затем приваривая к входному и выходному отверстиям.

Спиральные пластинчатые теплообменники формируются путем намотки двух плоских параллельных пластин вместе для формирования катушки. Затем концы уплотняются прокладками или привариваются. Они в основном используются с вязкими, сильно загрязненными жидкостями или жидкостями, содержащими частицы или волокна.

1.2 Пластинчатые теплообменники

Первый коммерчески успешный пластинчатый теплообменник в мире был представлен в 1923 году доктором Ричардом Селигманом, основателем Алюминиевого завода и компании Vessel Company Ltd., широко известной сегодня как APV. Самый первый пластинчатый теплообменник Paraflow был изготовлен из литых металлических пластин и заключен в рамку, которая задает стандарт для современного тонко металлического пластинчатого теплообменника.

Пластинчатый теплообменник — это устройство, которое непрерывно передает тепло от одного носителя к другому, не добавляя энергии в процесс. Основная концепция такого теплообменника - две жидкости, текущие по обе стороны от тонкой гофрированной металлической пластины, поэтому тепло может легко передаваться между ними. Пластины сжимаются с помощью стяжных болтов между неподвижной частью рамы (называемой головкой) и подвижной частью рамы (называемой толкателем).

Ввиду высокой эффективности пластинчатого теплообменника, он требует меньше места на полу по сравнению с другими типами теплообменного оборудования и имеет меньший вес.

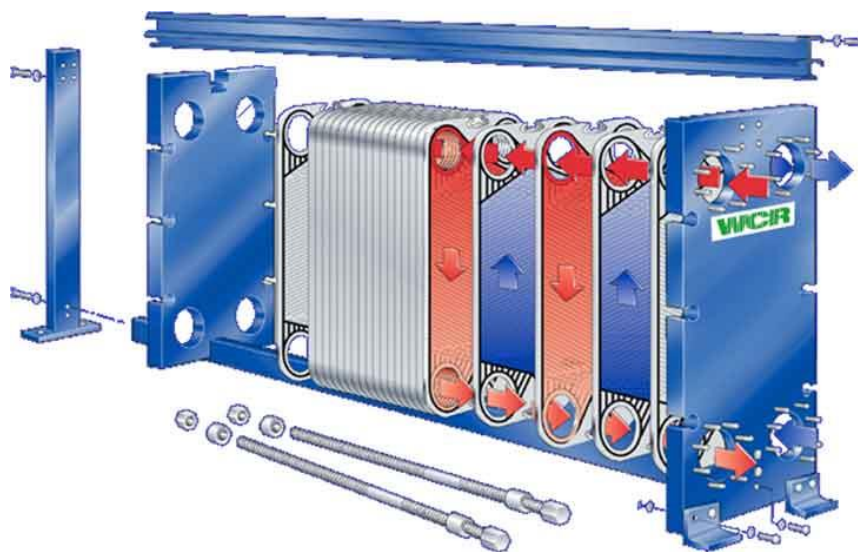


Рисунок 1.5 – Пластинчатый теплообменник в разобранном виде

Пластинчатый теплообменник, бывает двух типов: с однопроводным или многопроводным потоком, в зависимости от режима работы. Для большинства задач однопроводной является подходящим и часто предпочтительным решением, поскольку он сохраняет все соединения на неподвижной части рамы и, следовательно, облегчает разборку. Тем не менее, многоходовые теплообменники требуются при низких скоростях потока или при близких температурах теплоносителей. Другие факторы, такие как высота потолка здания или ограничения пространства для работы с большими плитами, часто приводят к решению использовать многопоточные пластинчатые теплообменники.

					ФЮРА.ПТ.000000 ПЗ	Лист
						17
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

2 Технологическая схема

На рисунке 2.1 представлена технологическая схема тепловой завесы.

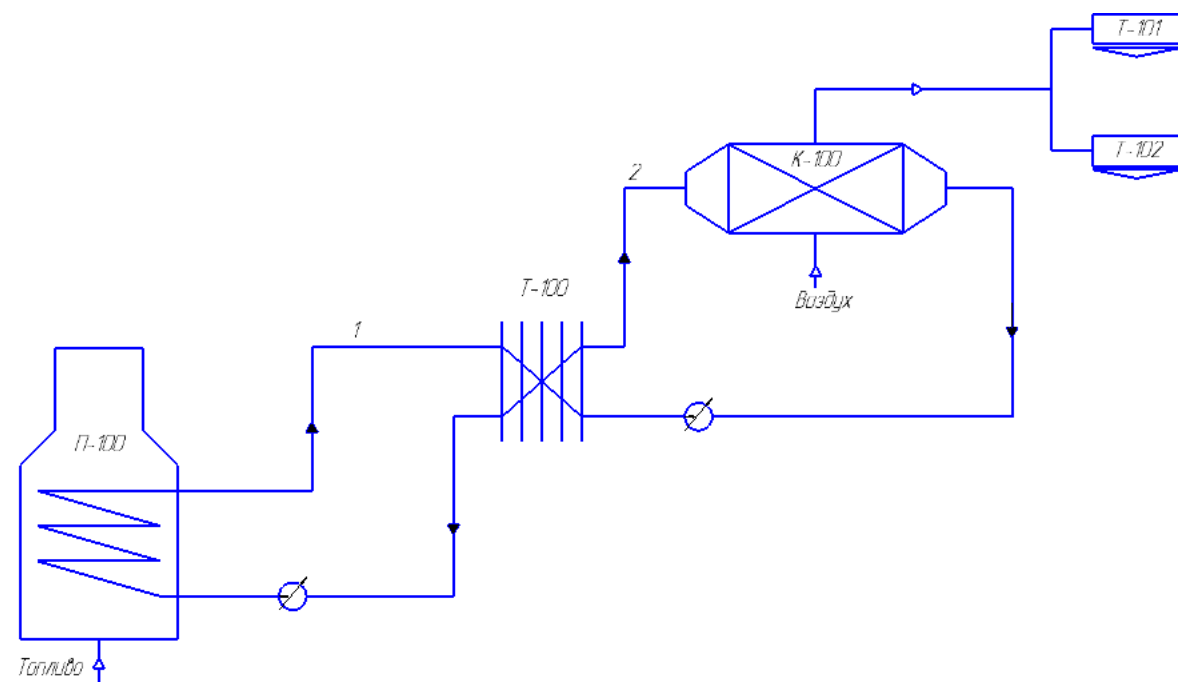


Рисунок 2.1 - Технологическая схема тепловой завесы ворот

Поток 1 из печи подогрева воды П-100 при температуре 92 °С попадает в пластинчатый теплообменник Т-100, где охлаждается до температуры 50 °С, нагревая при этом поток 2 с 40 °С до 82 °С. После прохождения пластинчатого теплообменника Т-100 поток 2 направляется в калорифер К-100, где отдает свое тепло, охлаждаясь с 82 °С до 40 °С, путем теплообмена с воздухом тепловой завесы. После калорифера подогретый воздух разделяется на 2 равных потока, которые в свою очередь направляются на тепловые завесы Т-101 и Т-102. Поток 2 после прохождения калорифера К-100 направляется на подогрев в пластинчатый теплообменник Т-100.

3 Технологический расчет теплообменника

Определим расход воды необходимый для питания калорифера воздушной завесы с учетом ее тепловой нагрузки:

Температура воды до калорифера равна:

$$t_2 := 82 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Температура воды после калорифера равна:

$$t_1 := 40 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Определим среднюю температуру воды в калорифере для определения физико-химических свойств воды:

$$t_{\text{ср}} := \frac{t_2 + t_1}{2} = 61 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Из [2] определим теплоемкость воды при $t_{\text{ср}}$:

$$C_{pB} := 4185 \text{ Дж/кг}\cdot\text{K}$$

Тепловая нагрузка одной воздушной завесы типа ЗВТ 1.00.000-01 равна [18]:

$$Q_3 := 511700 \text{ Вт}$$

Так как на ворота приходятся $n = 2$ тепловые завесы, то их общая тепловая нагрузка равна:

$$Q_{\text{общ}} := n \cdot Q_3 = 1.023 \times 10^6 \text{ Вт}$$

Расход воды для воздушной завесы с учетом 5% тепловых потерь равен:

$$G_B := \frac{1.05 \cdot Q_{\text{общ}}}{C_{pB} \cdot (t_2 - t_1)} = 6.114 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Расход воды в калорифере равен расходу холодной воды в теплообменнике, т.к. это один и тот же поток, то:

					ФЮРА.ПТ.000000 ПЗ	Лист
						19
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$G_2 := G_B$$

Определим тепловую нагрузку для разрабатываемого теплообменника с учетом изменения температуры теплоносителя:

Изменение температуры горячей среды $92 \rightarrow 50 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Начальная температура горячей воды, $t_{1н} := 92 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Конечная температура горячей воды, $t_{1к} := 50 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Изменение температуры холодной среды $82 \leftarrow 40 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Начальная температура холодной воды, $t_{2н} := 40 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Конечная температура холодной воды, $t_{2к} := 82 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Разность температур горячей среды:

$$\Delta t_1 := t_{1н} - t_{1к} = 10 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Разность температур холодной среды:

$$\Delta t_2 := t_{2к} - t_{2н} = 10 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Средняя разность температур вычисляется по формуле:

$$\Delta t_{ср} := \frac{\Delta t_1 + \Delta t_2}{2} = 10 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Средняя температура горячей среды:

$$t_{1ср} := \frac{t_{1н} + t_{1к}}{2} = 71 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Средняя температура холодной среды:

$$t_{2ср} := \frac{t_{2н} + t_{2к}}{2} = 61 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Теплофизические свойства горячей и холодной сред определим по [2, 14] и представлены в таблице 2.1.

					ФЮРА.ПТ.000000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		20

Таблица 3.1 – Теплофизические свойства сред [2]

	Горячей среды при $t_{1cp} = 71^{\circ}\text{C}$	Холодной среды при $t_{2cp} = 61^{\circ}\text{C}$
Плотность, кг/м^3	$\rho_1 = 977.8$	$\rho_2 = 983.2$
Теплопроводность, $\text{Вт/(м}\cdot\text{К)}$	$\lambda_1 = 0,668$	$\lambda_2 = 0,659$
Теплоемкость, $\text{Дж/(кг}\cdot\text{К)}$	$c_1 = 4191$	$c_2 = 4185$
Коэффициент динамической вязкости, $\text{Па}\cdot\text{с}$	$\mu_1 = 0.404 \cdot 10^{-3}$	$\mu_2 = 0.467 \cdot 10^{-3}$

Тепловая нагрузка

$$Q_2 := G_2 \cdot c_2 \cdot (t_{2k} - t_{2n}) = 1.075 \times 10^6 \text{ Вт}$$

Определим расход горячего теплоносителя из уравнения теплового баланса с учетом 5% тепловых потерь:

$$G_1 := \frac{1.05 Q_2}{c_1 \cdot (t_{1n} - t_{1k})} = 6.41 \text{ кг/с}$$

Коэффициент теплопередачи от жидкости к жидкости примем минимальным, соответствующий турбулентному течению, по табл. 2.1 [1]:

$$K_{op} := 1700 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Находим ориентировочную поверхность теплоотдачи:

$$F_{op} := \frac{Q_2}{K_{op} \cdot \Delta t_{cp}} = 63.21 \text{ м}^2$$

Для уточненного расчета по табл. 2.13 [1] выберем стандартный пластинчатый теплообменник со следующими параметрами:

- площадь пластины $f = 0,6 \text{ м}^2$;
- площадь поверхности теплообмена $F = 160 \text{ м}^2$;
- число пластин $N = 270$;

3.1 Уточненный расчет требуемой поверхности

Рассмотрим разборный пластинчатый теплообменник.

Геометрические характеристики пластин [1, 6]:

- длина, м: $a_1 = 1.375$;
- ширина, м: $b_1 = 0.6$;
- толщина, м: $\delta_{ст} = 0.001$;
- эквивалентный диаметр канала, м: $d_3 = 8.3 \cdot 10^{-3}$;
- поперечное сечение канала, м²: $S = 24.5 \cdot 10^{-4}$;
- приведенная длина канала, м: $L_{п} = 1.01$.

Принимаем симметричную трехпакетную компоновку пластин:
Сх: (45+45+45)/(45+45+45). Общее число пластин в аппарате равно 270.

Скорость горячей жидкости в 45 каналах [1]: $m = 45$

$$w_1 := \frac{G_1}{\rho_1 \cdot S \cdot m} = 0.076 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Критерий Прандтля:

$$Pr_1 := \frac{\mu_1 \cdot c_1}{\lambda_1} = 2.822$$

Критерий Рейнольдса:

$$Re_1 := \frac{w_1 \cdot d_3 \cdot \rho_1}{\mu_1} = 1.536 \times 10^3$$

$Re_1 > 50$ следовательно режим течения жидкости турбулентный.

При данном режиме течения жидкости (турбулентный) и заданной площади пластин, коэффициент, а и показатели степени b и c [1]:

$$a = 0.135; b = 0.73; c = 0.33.$$

Т.к. в пластинчатом теплообменнике теплоноситель и хладагент обмениваются теплом через пластину, то среднюю температуру пластины можно определить, как среднее значение средних температур теплоносителя и хладагента [8].

Средняя температура стенки:

$$t_{\text{срст}} := \frac{t_{1\text{ср}} + t_{2\text{ср}}}{2} = 66 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Из [1] подбираем теплофизические критерии стенки аппарата:

$$\mu_{\text{ст}} := 324.95 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}$$

$$c_{\text{ст}} := 4205 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

$$\lambda_{\text{ст}} := 0.68 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$$

$$\text{Pr}_{\text{ст}} := \frac{\mu_{\text{ст}} \cdot c_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} = 2.009$$

Критерий Нуссельта стенки равен:

$$\text{Nu}_1 := a \cdot \text{Re}_1^b \cdot \text{Pr}_1^c \cdot \left(\frac{\text{Pr}_1}{\text{Pr}_{\text{ст}}} \right)^{0.25} = 43.843$$

Коэффициент теплоотдачи от горячей жидкости к стенке при $\text{Re}_1 > 50$:

$$\alpha_1 := \frac{\lambda_1 \cdot \text{Nu}_1}{d_3} = 3.169 \times 10^3 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Скорость холодной жидкости в 45 каналах находим по уравнению расхода с учетом числа каналов [1]:

$$w_2 := \frac{G_2}{\rho_2 \cdot S \cdot m} = 0.073 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

При полученной скорости определяем Критерии Прандтля и Рейнольдса:

- Критерий Прандтля:

$$\text{Pr}_2 := \frac{\mu_2 \cdot c_2}{\lambda_2} = 3.257$$

- Критерий Рейнольдса:

$$Re_2 := \frac{w_2 \cdot d_3 \cdot \rho_2}{\mu_2} = 1.267 \times 10^3$$

$Re_2 > 50$ следовательно режим течения жидкости турбулентный.

При данном режиме течения жидкости (турбулентный) и заданной площади пластин, коэффициент, а и показатели степени b и c [1]:

$$a = 0.135; b = 0.73; c = 0.33.$$

Определяем критерий Прандтля для стенки:

$$Pr_{ст} := \frac{\mu_{ст} \cdot c_{ст}}{\lambda_{ст}} = 2.009$$

Критерий Нуссельта равен:

$$Nu_2 := a \cdot Re_2^b \cdot Pr_2^c \cdot \left(\frac{Pr_2}{Pr_{ст}} \right)^{0.25} = 41.408$$

Коэффициент теплоотдачи от холодной жидкости к стенке при $Re_2 > 50$ определяется по следующему уравнению:

$$\alpha_2 := \frac{\lambda_2 \cdot Nu_2}{d_3} = 2.993 \times 10^3 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Принимаем:

Тепловая проводимость загрязнений по [1,2] равна: $r_1 = r_2 = r$ и равна:

$$r := \frac{1}{4000} \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}$$

В качестве исполнительной стали для теплообменника принимаем сталь 12X18H10T. Теплопроводность данной стали равна [2]:

$$\lambda_{стл} := 26.1 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$$

Сумма термических сопротивлений гофрированной пластины из нержавеющей стали толщиной 0,001 м [1] и загрязнений равна:

					ФЮРА.ПТ.000000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		24

$$R_{\text{ст}} := r + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{стл}}} + r = 5.383 \times 10^{-4} \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}$$

Определим коэффициент теплопередачи [1]:

$$K := \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + R + \frac{1}{\alpha_2}} = 841.812 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Расчетная поверхность теплопередачи составляет [1]:

$$F_p := \frac{Q_2}{K \cdot \Delta t_{\text{ср}}} = 127.65 \text{ м}^2$$

Теплообменник номинальной поверхностью $F = 160 \text{ м}^2$.

Запас поверхности:

$$\Delta := (F - F_p) \frac{100}{F} = 20.219 \%$$

Запас поверхности удовлетворяет требованиям [1, 2], следовательно, принимаем ранее выбранный разборный пластинчатый теплообменник разборный со следующими геометрическими размерами [6, табл. 9]. Основными достоинствами разборного пластинчатого теплообменника являются: возможность очистки пластин и их замена, компактность, малая металлоемкость, все эти достоинства выделяют разборные пластинчатые теплообменники среди теплообменников других классов, а также на фоне других пластинчатых теплообменников.

Основные размеры пластинчатого теплообменника с площадью поверхности теплообмена пластины $0,6 \text{ м}^2$ и площадью поверхности теплообмена теплообменника 160 м^2 , 2-го конструктивного исполнения, коррозионностойкий (Теплообменник Р 0.6-160-2К-10 [6]) приведены в таблице 3.2.

Таблица 3.2 – основные размеры теплообменника Р 0.6-160-2К-10

Наименование величин	Численное значение
Поверхность теплообмена пластины, м ²	$f = 0.6$
Поверхность теплообмена теплообменника, м ²	$F = 160$
Количество пластин, шт	$N = 270$
Расстояние между крайними пластинами, мм	$L_1 = 1200$
Расстояние между анкерными болтами опор, мм	$L_2 = 2205$
Расстояние между центрами штуцеров по горизонтали, мм	$L_3 = 345$
Расстояние между анкерными болтами, мм	$L_4 = 520$
Расстояние между низом опоры и центром штуцера, мм	$H_1 = 355$
Расстояние между центрами штуцеров по вертикали, мм	$H_2 = 1110$
Расстояние между краями опор, мм	$L = 2325$
Ширина неподвижной (прижимной) плиты, мм	$B = 730$
Высота пластинчатого теплообменника, мм	$H = 1790$

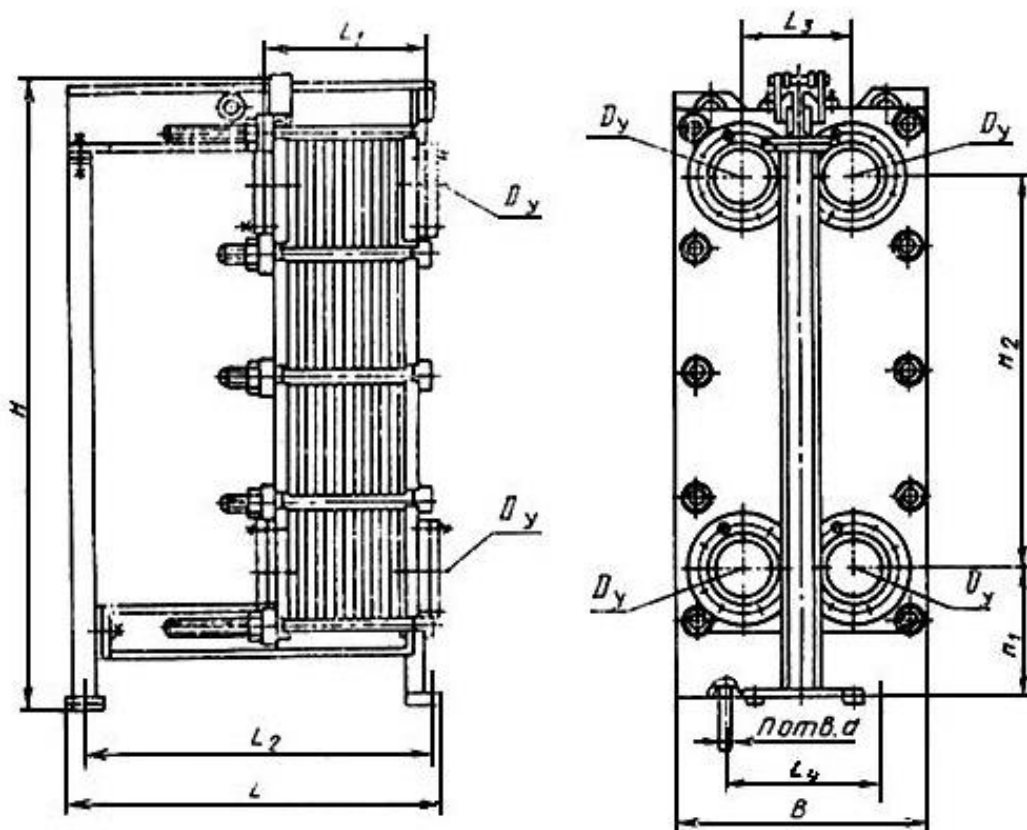


Рисунок 3.1 - Пластинчатый теплообменник Р 0.6-160-2К-10

4 Конструктивный расчет теплообменника

Пластинчатый теплообменник (рис. 4.1) состоит из рамы и пакета теплообменных пластин с прокладками, размещенного внутри рамы. Рама, в свою очередь, состоит из неподвижной плиты 1, в которой выполнены отверстия для подвода и отвода сред (одноходовая компоновка). Неподвижная плита 1 соединена при помощи верхней 2 и нижней 6 направляющих с прижимной плитой 4 и задней стойкой 3. Пакет пластин с прокладками 5 размещен между неподвижной и прижимной плитами и обжат при помощи стяжных шпилек 7. Каждая вторая пластина в пакете повернута по отношению к предыдущей на 180°. Это означает, что каждый второй вход в канал между пластинами имеет двойное уплотнение.

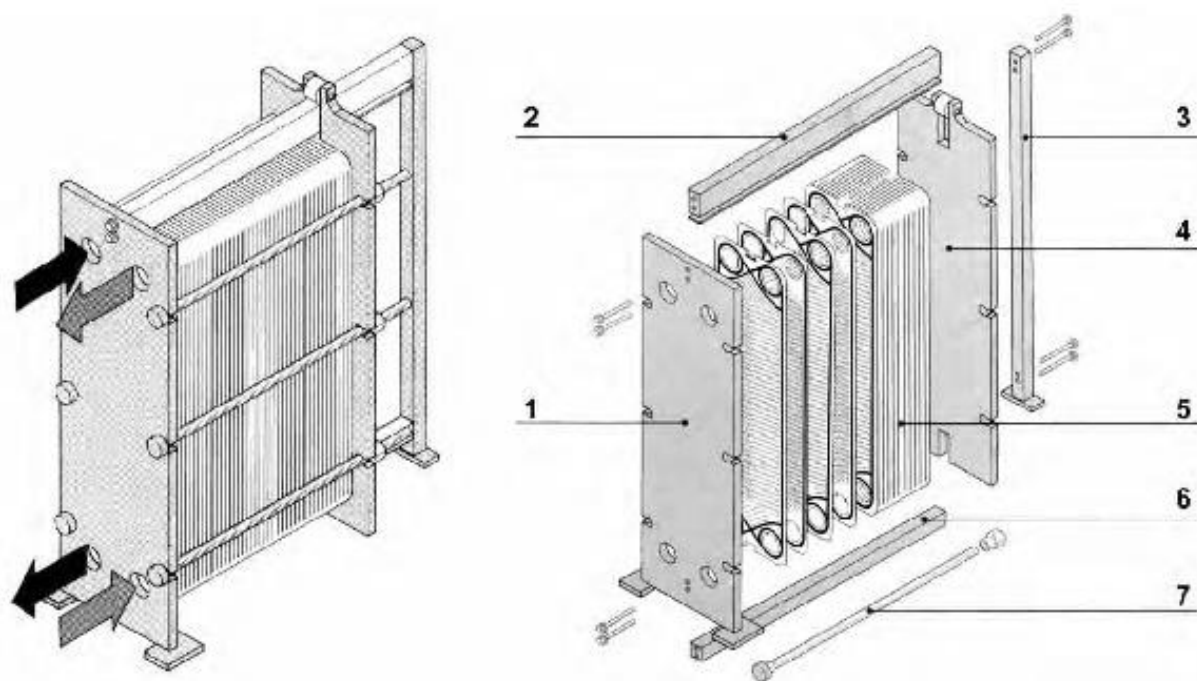


Рисунок 4.1 - Схема рассчитываемого теплообменника в разборе: 1 - плита неподвижная; 2 - направляющая верхняя; 3 - стойка задняя; 4 - плита прижимная; 5 - пакет пластин с прокладками; 6 - направляющая нижняя; 7 - шпильки стяжные.

Принцип действия работы теплообменника заключается (рис 4.2) в том, что вода первого циркуляционного контура нагревается в котле и поступает в

межтрубное пространство теплообменника нагревая трубочки теплообменника. Вода второго циркуляционного контура поступает в трубочки теплообменника и нагревается от них. Вода в теплообменниках идет противотоком, т.е. вход первого циркуляционного контура совпадает с выходом второго и циркуляционного контура и наоборот. На входе и выходе каждого циркуляционного контура до запорной арматуры должны быть установлены термометры и манометры, для измерения температуры и давления. В нижней точке теплообменника должен быть установлен дренажный кран для сброса воды с теплообменника.

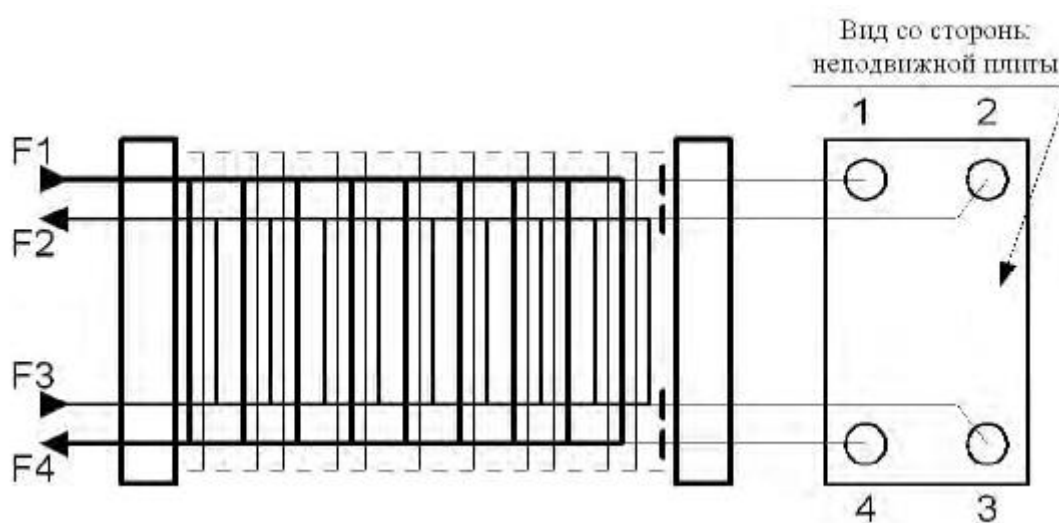


Рисунок 4.2 - Тип каналов

- F1 - вход греющей среды в отверстие № 1;
- F2 - выход нагреваемой среды из отверстия № 2;
- F3 - вход нагреваемой среды в отверстие № 3;
- F4 - выход греющей среды из отверстия № 4.

4.1 Расчет патрубков и подбор фланцев

Тип фланца по привалочной поверхности выбираем шип-паз исходя из высокого рабочего давления в аппарате, а также исходя из опыта эксплуатации и рекомендаций [5, 7, 10]

Исходные данные для расчета представлены в таблице 4.1.

					ФЮРА.ПТ.000000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		28

Таблица 4.1 – Исходные данные для расчета патрубков и подбора фланцев

Наименование	Значение
Плотность горячей воды, кг/м ³ [14]	$\rho_1 = 977.8$
Плотность холодной воды, кг/м ³ [14]	$\rho_2 = 983.2$
Расход горячей воды, кг/с	$G_1 = 6.410$
Расход холодной воды, кг/с	$G_2 = 6.114$

Примем скорость движения горячей воды в патрубке по рекомендациям [3] равной:

$$w_{\Pi} := 1 \text{ м/с}$$

Объемный расход теплоносителя равен:

$$V := \frac{G_1}{\rho_1} = 6.556 \times 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Диаметр штуцера для ввода теплоносителя равен:

$$d_{шт1} := \sqrt{\frac{4 \cdot V}{\pi \cdot w_{\Pi}}} = 0.091 \text{ м}$$

Принимаем внутренний диаметр патрубка: $d_{ум1} = 0.1 \text{ м}$.

Переопределим скорость движения теплоносителя жидкости в штуцере:

Скорость движения теплоносителя жидкости в штуцерах равна:

$$w_{шт1} := \frac{G_1}{\rho_1 \cdot 0.785 \cdot d_{шт1}^2} = 0.835 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Примем скорость движения холодной воды в патрубке по рекомендациям [3] равной:

$$w_{\Pi} := 0.5 \text{ м/с}$$

Объемный расход хладагента равен:

$$V := \frac{G_2}{\rho_2} = 6.218 \times 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Диаметр штуцера для ввода хладагента равен:

$$d_{шт2} := \sqrt{\frac{4 \cdot V}{\pi \cdot w_{шт}}} = 0.126 \text{ м}$$

Принимаем внутренний диаметр патрубка: $d_{шт2} = 0.125 \text{ м}$.

Переопределим скорость движения теплоносителя жидкости в штуцере:

Скорость движения теплоносителя жидкости в штуцерах равна:

$$w_{шт2} := \frac{G_2}{\rho_2 \cdot 0.785 \cdot d_{шт2}^2} = 0.507 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Фланцы для штуцеров выбираем по [10].

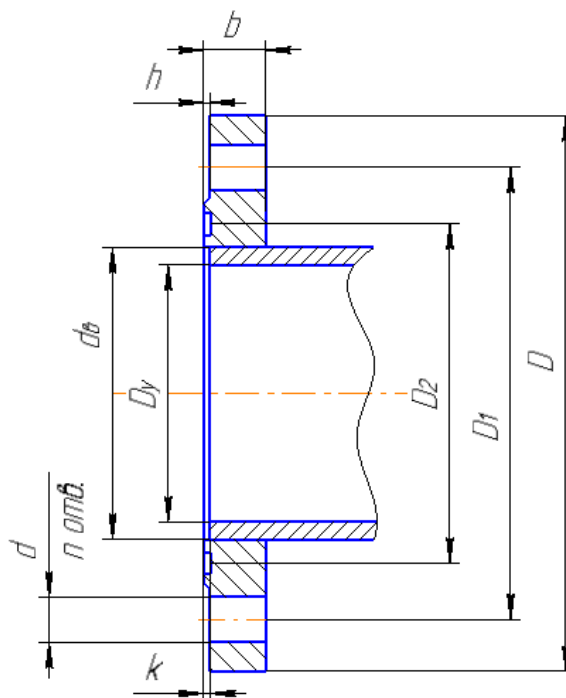


Рисунок 4.3 - Фланец для штуцера

Характеристики фланца $D_y = 100 \text{ мм}$ представлены в таблице 4.2.

Таблица 4.2 – Размеры уплотнительной поверхности $D_y = 100 \text{ мм}$

D_y , мм	d_n , мм	D , мм	D_1 , мм	b , мм	D_2 , мм	h , мм	d , мм	n , мм	k , мм	Номинальный диаметр резьбы болтов
100	116	230	190	28	130	3	22	8	3	M20

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	ФЮРА.ПТ.000000 ПЗ					Лист
										30

Характеристики фланца $D_y = 125$ мм представлены в таблице 4.3.

Таблица 4.3 – Размеры уплотнительной поверхности $D_y = 125$ мм

D_y , мм	d_H , мм	D , мм	D_1 , мм	b , мм	D_2 , мм	h , мм	d , мм	n , мм	k , мм	Номинальный диаметр резьбы болтов
125	142	270	220	30	160	3	22	8	3	M20

5 Механический расчет теплообменника

Главной целью механического расчета теплообменника является обеспечение надежности элементов конструкции аппарата. Проводится проверка их надежности в рабочих условиях и в условиях испытаний. Данные критерии разнятся от элемента к элементу, поэтому будут предварительно описаны в каждом подпункте данного раздела.

На рисунке 5.1 изображена расчетная схема пластинчатого теплообменника с отображением основных рассчитываемых конструкций.

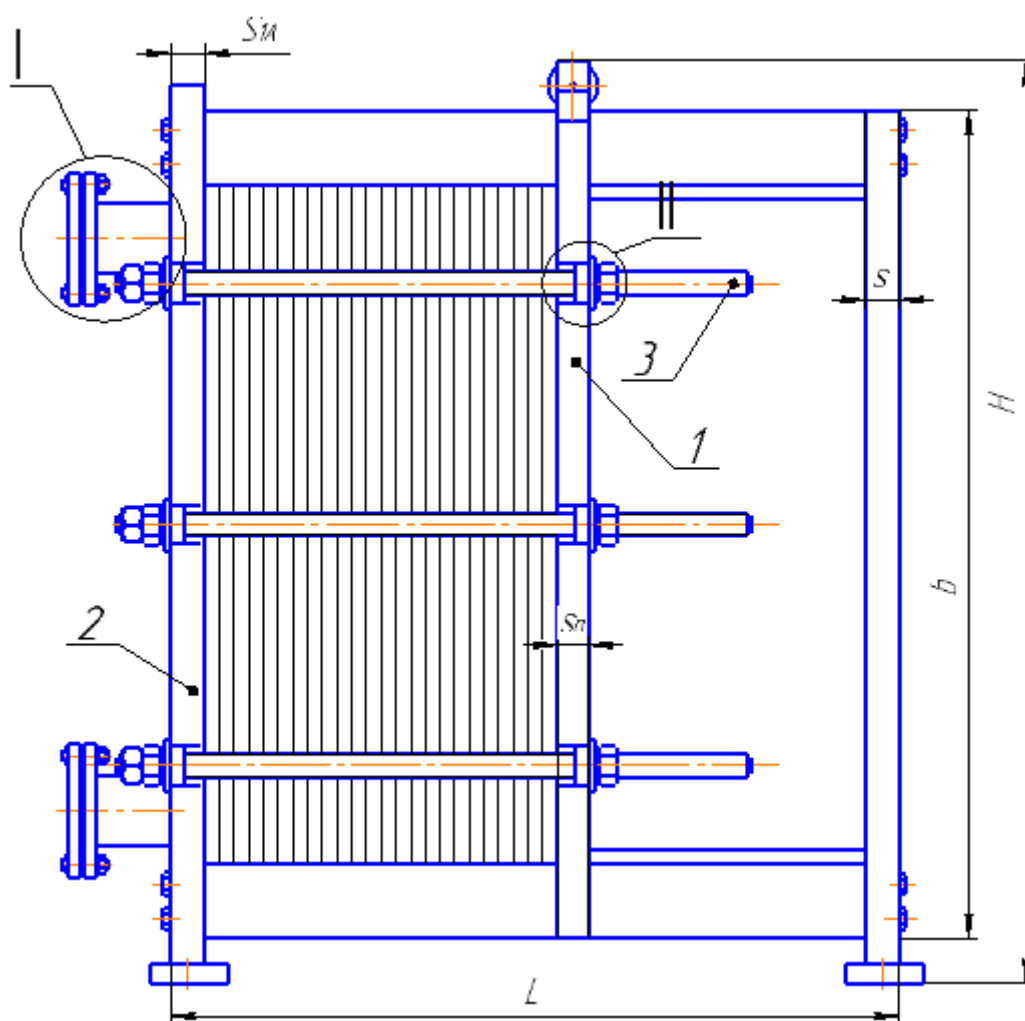


Рисунок 5.1 - Расчетная схема пластинчатого теплообменника:
1 - Прижимная пластина; 2 - Неподвижная плита; 3 - Шпилька стяжная;
I - Фланцевое соединение; II - Контакта шайба - гайка и шайба - плита прижимная.

Так как проектируемый теплообменник установлен на открытой площадке, максимальная температура и давление не превышают 100 °С и 2,0 МПа, соответственно, и теплоносителем является вода, которая обладает высокой электропроводимостью, то выбираем в качестве конструкционного материала сталь 12X18H10T.

Так как теплообменник находится на открытой площадке, то все рассчитываемые узлы пластинчатого теплообменника (шпильки, опоры, фланцы, плиты) следует изготовить из стали 12X18H10T.

Исходные данные представлены в таблице 5.1.

Таблица 5.1 - Исходные данные для механического расчета

Наименование	Значение
Рабочее давление, МПа	$P_1 = 1.6$
Диаметр отверстия под штуцер, мм	$d_1 = 145$
Количество отверстий под штуцера, шт	$N = 4$
Срок эксплуатации, лет	$\tau = 10$
Скорость коррозии [5], мм/год	$K = 0.1$
Ширина прокладки пластины, мм	$i = 13$
Длина плит, мм	$n = 1775$
Ширина плиты, мм	$m = 730$
Приведенный диаметр, мм	$D_b = 1925$

5.1 Определение расчетных параметров

Исходя из опыта эксплуатации разрабатываемого оборудования и опираясь на [4] расчетная температура принимается равной:

$$T = 110 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Расчетное давление принимаем равным:

$$P = P_1 = 1.6 \text{ МПа}$$

Допускаемое напряжение для стали 12X18H10T для рабочих условий по табл. А.1 [4]:

$$t := \begin{pmatrix} 100 \\ 150 \end{pmatrix} \quad \sigma := \begin{pmatrix} 174 \\ 168 \end{pmatrix}$$

$$\sigma_p := \text{linterp}(t, \sigma, T)$$

$$\sigma_p = 172.8 \text{ МПа}$$

Допускаемое напряжение для стали 12Х18Н10Т для условий гидравлических испытаний по табл. А.1 [4]:

$$\sigma_{20} := 184$$

Пробное давление при гидравлическом испытании:

$$P_H := 1.25 \cdot P \cdot \frac{\sigma_{20}}{\sigma_p} = 2.13 \text{ МПа}$$

Прибавку к расчетным толщинам вычисляют согласно [4] по формуле 17:

$$c = c_1 + c_2 + c_3$$

Определим прибавки к расчетной толщине стенки:

- для компенсации коррозии:

$$c_1 := T \cdot K = 1 \text{ мм}$$

- на минусовой допуск:

$$c_2 := 0.05 \text{ мм}$$

- технологическая прибавка:

Поскольку в ходе технологических операций изготовления не происходит утонения стенки, в соответствии с рекомендациями [4] примем:

$$c_3 := 0$$

$$c := c_1 + c_2 + c_3 = 1.05 \text{ мм}$$

5.2 Расчет прямоугольных боковых плит

5.2.1 Расчет прижимной плиты

На рисунке 5.2 представлена расчетная схема прижимной плиты, позиция 1 на рисунке 5.1.

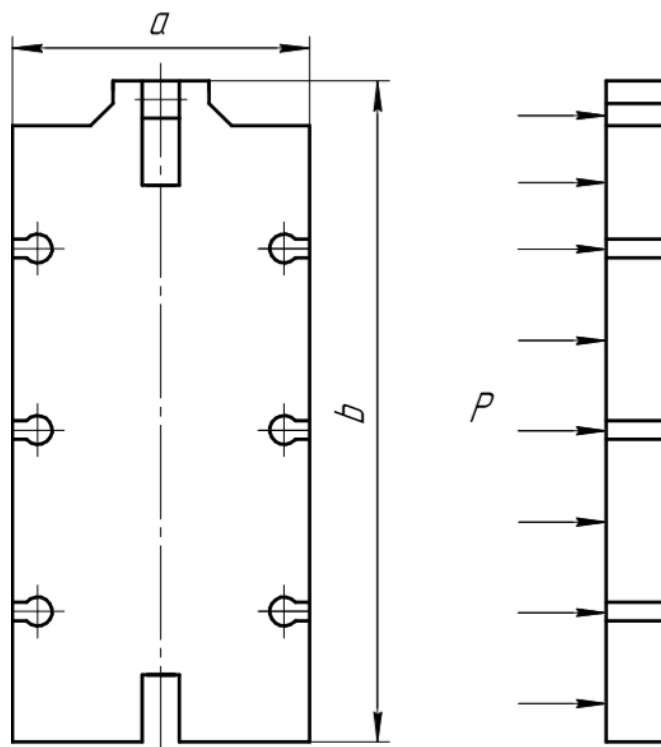


Рисунок 5.2 - Расчетная схема прижимной плиты

Исполнительная толщина прямоугольной крышки в рабочих условиях должна быть не менее определенной по формуле [13]:

$$S_1 = S_{1R} + c$$

Расчетная толщина неподвижной плиты в рабочих условиях [13]:

$$S_{1R} = K_m \cdot Y \cdot m \cdot \sqrt{\frac{P}{\sigma_p}}$$

Коэффициент K_m определяется по формуле [13]:

$$D_{1H} := n + i = 1788 \text{ мм}$$

$$K_m := \frac{0.5 \cdot D_b}{D_{1H}}$$

Коэффициент Y определяется по формуле [13]:

$$Y := \frac{1.41}{\sqrt{1 + \left(\frac{m}{n}\right)^2}} = 1.304$$

Расчетная толщина плиты равна:

$$S_{1R} := \max \left(K_m \cdot Y \cdot m \cdot \sqrt{\frac{P}{\sigma_p}}, K_m \cdot Y \cdot m \cdot \sqrt{\frac{P_{II}}{\sigma_{20}}} \right) = 55.13 \text{ мм}$$

Исполнительная толщина плиты равна:

$$S_1 := S_{1R} + c = 56.18 \text{ мм}$$

Исходя из сортамента листового проката принимаем толщину прижимной плиты равной:

$$S_{II} := 58 \text{ мм}$$

Проверка условий прочности:

- для рабочих условий:

Допустимое давление при рабочих условиях равно:

$$P_d := \sigma_p \cdot \left(\frac{S_{II} - c}{K_m \cdot Y \cdot m} \right)^2 = 2.134 \text{ МПа}$$

Проверка условия прочности при рабочих условиях:

$$\text{Пров}_2 := \begin{cases} \text{"Условие прочности выполняется"} & \text{if } \frac{P}{P_d} \leq 1 \\ \text{"Условие прочности НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\text{Пров}_2 = \text{"Условие прочности выполняется"} \quad \frac{P}{P_d} = 0.75$$

- для гидравлических испытаний:

Допустимое давление при гидравлических испытаниях равно:

$$P_{ди} := \sigma_{20} \cdot \left(\frac{S_{II} - c}{K_m \cdot Y \cdot m} \right)^2 = 2.273 \text{ МПа}$$

Проверка условия прочности при рабочих условиях гидравлических испытаниях:

$$\text{Пров}_2 := \begin{cases} \text{"Условие прочности выполняется"} & \text{if } \frac{P_{\text{и}}}{P_{\text{ди}}} \leq 1 \\ \text{"Условие прочности НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\text{Пров}_2 = \text{"Условие прочности выполняется"} \quad \frac{P_{\text{и}}}{P_{\text{ди}}} = 0.937$$

Как видно из расчетов выше плита толщиной 58 мм отвечает условиям прочности.

5.2.2 Расчет неподвижной плиты

На рисунке 5.3 представлена расчетная схема неподвижной плиты, позиция 2 на рисунке 5.1.

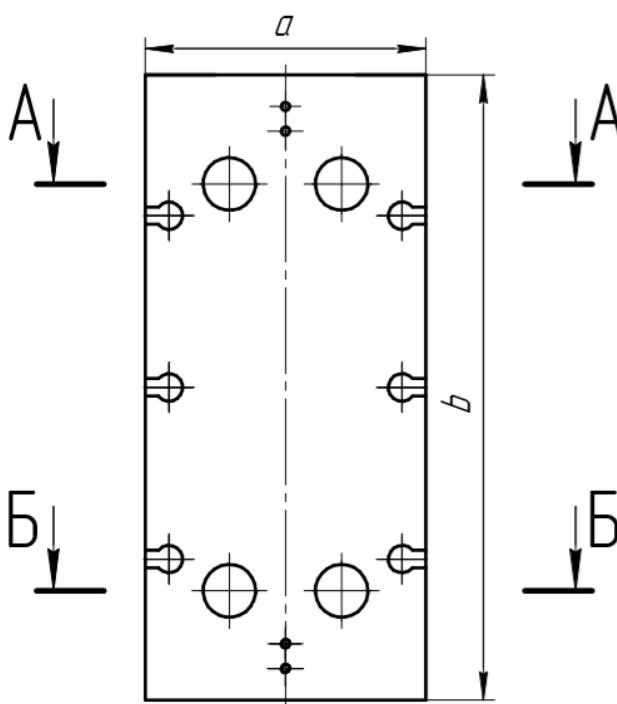


Рисунок 5.3 - Схема неподвижной плиты

Из расчетной схемы видно, что сечений А-А и Б-Б симметричны, неподвижная плита не имеет изменение толщины по своей высоте, а значит оба эти сечение испытывают одинаковые нагрузки, поэтому целесообразно

рассчитать только одно из этих сечений.

Для расчета выберем сечение А-А, которое имеет два отверстия.

Коэффициент ослабления [13]:

$$K_{oA} := \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{d_1 + d_1}{D_b}\right) + \left(\frac{d_1 + d_1}{D_b}\right)^2}} = 0.923$$

Так как при гидроиспытаниях плита испытывает большие нагрузки, что подтверждается расчетом выше, то толщину неподвижной плиты будем находить, используя расчетное значение толщины прижимной плиты.

Расчетная толщина неподвижной плиты в сечении А-А, в рабочих условиях [13]:

$$S_{AR1} := \frac{S_{1R}}{K_{oA}} = 59.717 \text{ мм}$$

Исполнительная толщина неподвижной плиты в сечении А-А.

$$S_{1RA} := S_{AR1} + c = 60.767 \text{ мм}$$

Исходя из сортамента листового проката принимаем толщину неподвижной плиты равной:

$$S_{1A} := 62 \text{ мм}$$

Проверка условия прочности толщины стенки:

$$Usl_P := \begin{cases} \text{"Условие прочности НЕ выполняется"} & \text{if } S_{AR1} > S_{1A} \\ \text{"Условие прочности выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$Usl_P = \text{"Условие прочности выполняется"}$$

Как видно из расчетов выше неподвижная плита толщиной 62 мм отвечает условиям прочности.

5.3 Расчет по выбору минимального диаметра крепежных деталей

5.3.1 Расчет по выбору минимального диаметра для шпильки стяжной

Шпильки стяжные служат для стягивания между собой торцовых плит (плита неподвижная, плита прижимная) с находящимся между ними пакетом пластин и прокладок уплотнительных. Для обеспечения герметичности разъема с резиновой прокладкой достаточно ее относительного сжатия примерно 40% от исходной высоты [15]. При сборе теплообменника прокладку обжимают на 40%.

Исходные данные представлены в таблице 5.2.

Таблица 5.2 – Исходные данные для механического расчета шпильки стяжной

Наименование	Значение
Длина прокладки (по центру прокладки), мм	$A = 1335$
Ширина прокладки (по центру прокладки), мм	$B = 560$
Ширина уплотнительного пояса прокладки, мм	$i = 13$
Высота прокладки до обжатия, мм	$h_{пр} = 4.4$
Относительное сжатие прокладки	$\epsilon = 0.4$
Количество стяжек резьбовых	$z = 6$
Коэффициент, учитывающий трение при стяжке гаек	$\xi = 0.26$
Наружный диаметр резьбы шпильки стяжной, мм	$d_0 = 48$
Коэффициент запаса плотности	$k = 2.5$
Коэффициент трения резина-металл	$f = 0.6$
Величина сжатия прокладки, мм	$\Delta h = 1.76$
Длина прокладки (по внутренней стороне прокладки), мм	$A_1 = 1322$
Ширина прокладки (по внутренней стороне прокладки), мм	$B_1 = 547$
Модуль упругости резины, МПа	$E_{пр} = 16$

5.3.2 Определение расчетных параметров

Допускаемое напряжение для шпильки стяжной из стали 12X18H10T определяем по табл. А.1 [4]:

$$\sigma_w := \sigma_p = 172.8 \text{ МПа}$$

Допускаемое напряжение при гидравлических испытаниях для шпильки стяжной из стали 18X12H10T по табл. А.1 [4]:

$$\sigma_{wh} := \sigma_{20} = 184 \text{ МПа}$$

Принимаем момент на ключе при стяжке гаек равным:

$$M_k := 150000 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

Усилие необходимое для обжатия прокладки на 40% вычисляется по следующей формуле:

$$F_{об} := 2 \cdot (A + B) \cdot i \cdot E_{пр} \cdot \epsilon = 3.117 \times 10^5 \text{ Н}$$

$$F_2 := 2 \cdot (A + B) \cdot i \cdot P = 7.883 \times 10^4 \text{ Н}$$

$$F_p := A \cdot B \cdot P = 1.196 \times 10^6 \text{ Н}$$

$$F_{2h} := 2 \cdot (A + B) \cdot i \cdot P_H = 1.049 \times 10^5 \text{ Н}$$

$$F_h := A \cdot B \cdot P_H = 1.592 \times 10^6 \text{ Н}$$

Определим начальное усилие затяжки гаек:

$$F_0 := \frac{M_k \cdot z}{\zeta \cdot d_0} = 7.212 \times 10^4 \text{ Н}$$

Определим гидростатическое усилие, возникающее от рабочего давления:

$$F_{0wp} := \max \left(\begin{pmatrix} F_{об} \\ F_2 + F_p \\ F_0 \end{pmatrix} \right) = 1.275 \times 10^6 \text{ Н}$$

Определим гидростатическое усилие, возникающее от давления при гидравлических испытаниях:

$$F_{0wh} := \max \left(\begin{pmatrix} F_{об} \\ F_{2h} + F_h \\ F_0 \end{pmatrix} \right) = 1.697 \times 10^6 \text{ Н}$$

Минимальный диаметр стяжной шпильки определяется как максимум из следующих величин:

- минимальный расчетный диаметр стержня стяжной шпильки при расчетном давлении равен:

$$d_{wp} := \sqrt{1.27 \cdot \frac{F_{0wp}}{z \cdot \sigma_w}} = 39.519 \text{ мм}$$

- минимальный расчетный диаметр стержня стяжной шпильки при давлении гидравлического испытания равен:

$$d_{wh} := \sqrt{1.27 \cdot \frac{F_{0wh}}{z \cdot \sigma_{wh}}} = 44.184 \text{ мм}$$

Проверка условия прочности:

$$Usl_P := \begin{cases} \text{"Условие прочности НЕ выполняется"} & \text{if } \max(d_{wp}, d_{wh}) \geq d_0 \\ \text{"Условие прочности выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$Usl_P = \text{"Условие прочности выполняется"} \quad \frac{\max(d_{wp}, d_{wh})}{d_0} = 0.92$$

5.3.3 Расчет по выбору минимального диаметра стержня болтов

Примем момент на ключе при затяжке болтов равным:

$$M_k := 300000 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

Допускаемое напряжение для шпильки стяжной из стали 12X18Н10Т по табл. А.1 [4]:

$$\sigma_w = 172.8 \text{ МПа}$$

					ФЮРА.ПТ.000000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		41

Наружный диаметр резьбы стержня болтов равен:

$$d_0 := 24 \text{ мм}$$

Усилие на болтах от заданного момента на ключ при затяжке болтов равно:

$$F_{0w} := \frac{M_k}{\zeta \cdot d_0} = 4.808 \times 10^4 \text{ Н}$$

Минимальный диаметр стержня болтов принимается из принятого момента на ключе по формуле:

$$d_w := \sqrt{1.27 \cdot \frac{F_{0w}}{\sigma_w}} = 18.797 \text{ мм}$$

Проверка условия прочности:

$$Usl_P := \begin{cases} \text{"Условие прочности НЕ выполняется"} & \text{if } d_w \geq d_0 \\ \text{"Условие прочности выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases} \quad \frac{d_w}{d_0} = 0.783$$

Usl_P = "Условие прочности выполняется"

5.4 Расчет прокладок на распор гидростатическим давлением

Определим сжимающее напряжение в прокладке:

$$q := E_{пр} \cdot \frac{\epsilon}{1 - \epsilon} = 10.545 \text{ МПа}$$

Реакция прокладки, равная по величине силе нормального давления на прокладку равна:

$$U := 2 \cdot (A + B) \cdot i \cdot q = 5.196 \times 10^5 \text{ Н}$$

Максимальное внутреннее давление, при котором еще сохраняется плотность соединения, определяется по следующей формуле [15]:

$$p := \frac{1}{k} \cdot \frac{f \cdot U}{(A_1 + B_1) \cdot h_{пр} \cdot (1 - \epsilon)} = 25.272 \text{ МПа}$$

Условие сохранения плотности соединения:

					ФЮРА.ПТ.000000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		42

$Usl_P := \begin{cases} \text{"Условие прочности НЕ выполняется"} & \text{if } p < P_H \\ \text{"Условие прочности выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$

$Usl_P = \text{"Условие прочности выполняется"}$

Случай гидравлического удара не рассматривается, т.к. исходя из опыта эксплуатации аналогичных пластинчатых теплообменников известно, что при гидравлическом ударе происходит выдавливание прокладок. Однако разрушение остальных элементов конструкции не происходит, что позволяет дальнейшее использование теплообменника после переборки и гидравлических испытаний. К тому же на всех современных производствах стоят защиты от гидроудара.

5.5 Прочностной расчет фланцевого соединения

На рисунке 5.4 представлена расчетная схема прижимной плиты, позиция I на рисунке 5.1.

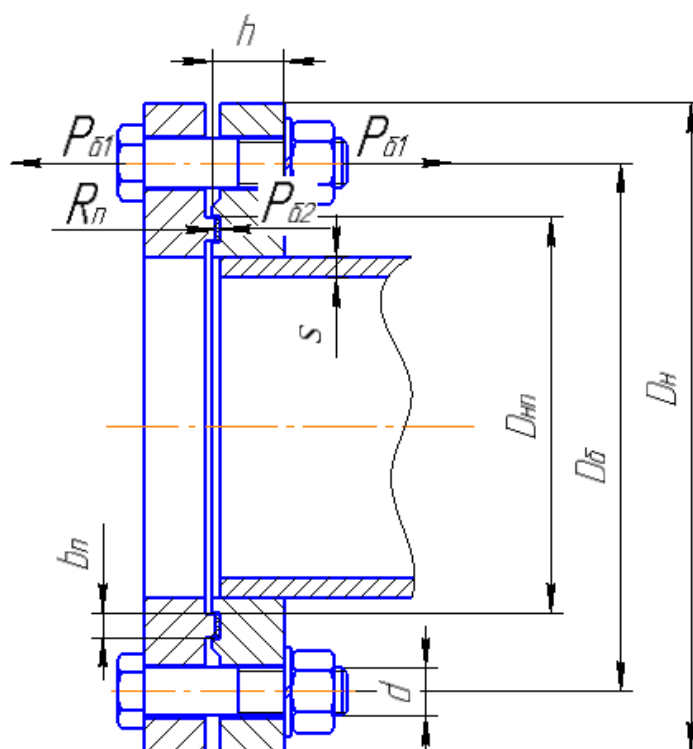


Рисунок 5.4 - Фланцевое соединение

Исходные данные представлены в таблице 5.3.

Таблица 5.3 - Исходные данные для расчета фланцевого соединения

Наименование	Значение
Внутренний диаметр фланца, мм	$D = 125$
Расчетное давление, МПа	$P = 1.6$
Число болтов	$n = 8$
Прибавка на коррозию, мм	$c_1 = 1$
Максимальная температура среды, °C	$t = 110$
Диаметр болтовой окружности, мм	$D_6 = 220$
Наружный диаметр прокладки, мм	$D_{np} = 202$
Наружный диаметр фланца, мм	$D_n = 270$
Ширина прокладки, мм	$b_{п} = 10$
Высота прокладки, мм	$h_{п} = 2$
Толщина тарелки фланца, мм	$h = 27$
Толщина стенки патрубка, мм	$s = 8.5$

Материалы для болтов выбираем, основываясь на пункте 4, материал прокладок - паронит ПОН [11].

Целью расчета в данном подразделе является проверка надежности конструкции выбранного фланцевого соединения. К критериям надежности относятся:

1. прочность болтов при затяжке и в рабочих условиях;
2. статическая прочность соединения в рабочих условиях и при затяжке;
3. прочность прокладки;
4. соответствия угла поворота фланца допускаемому значению.

5.5.1 Определение основных расчетных значений

Определение расчетных температур:

- расчетная температура неизолированных плоских фланцев по таблице В.1 [9] равна:

$$t_{\phi} := 0.96 \cdot t = 105.6 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

- расчетная температура шпилек по таблице В.1 [9] равна:

$$t_6 := 0.85 \cdot t = 93.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Допускаемые напряжения для болтов из стали 12Х18Н10Т определяем по таблице Г.1 [9]:

$$t := \begin{pmatrix} 20 \\ 100 \end{pmatrix} \quad \sigma := \begin{pmatrix} 110 \\ 105 \end{pmatrix}$$

$$\sigma_{д.б} := \text{interp}(t, \sigma, t_6) = 105.406 \text{ МПа}$$

Модуль упругости для болтов из стали 12Х18Н10Т при расчетной температуре определяем по таблице Ж.1 [9]:

$$t := \begin{pmatrix} 20 \\ 100 \end{pmatrix} \quad E_6 := \begin{pmatrix} 2.05 \cdot 10^5 \\ 2.02 \cdot 10^5 \end{pmatrix}$$

$$E_6 := \text{interp}(t, E_6, t_6) = 2.022 \times 10^5 \text{ МПа}$$

Допускаемое напряжение для болтов при $t = 20^\circ\text{C}$ определяем по таблице Г.1 [9]:

$$\sigma_{206} := 110 \text{ МПа}$$

Модуль упругости для болтов при температуре равной 20°C определяем по таблице Ж.1 [9]:

$$E_{206} := 2.05 \cdot 10^5 \text{ МПа}$$

Коэффициент линейного расширения стали 12Х18Н10Т при $t = 20-100^\circ\text{C}$ определяем по таблице Ж.2 [9]:

$$\alpha_6 := 16.6 \cdot 10^{-6} 1/^\circ\text{C}$$

Допускаемые напряжения для фланцев и патрубка из стали 12Х18Н10Т принимаем равным $\sigma_д$:

$$\sigma := \sigma_p = 172.8 \text{ МПа}$$

Так как фланцы изготавливается из листового проката $\eta = 1$.

$$\sigma_{д.ф} := \eta \cdot \sigma = 172.8 \text{ МПа}$$

Модуль упругости для фланцев из стали 12X18H10T при расчетной температуре определяем по таблице В.1 [4]:

$$t := \begin{pmatrix} 100 \\ 150 \end{pmatrix} \quad E := \begin{pmatrix} 2.00 \cdot 10^5 \\ 1.99 \cdot 10^5 \end{pmatrix}$$

$$E := \text{interp}(t, E, t_{\phi}) = 1.999 \times 10^5 \text{ МПа}$$

Допускаемое напряжение для стали 12X18H10T при $t = 20^\circ\text{C}$ принимаем равным σ_{20} :

$$\sigma_{d20} := \eta \cdot \sigma_{20} = 184 \text{ МПа}$$

Модуль упругости для стали 12X18H10T при температуре испытания 20°C определяем по таблице В.1 [4]:

$$E_{20} := 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$$

Коэффициент линейного расширения стали 12X18H10T при $t = 20 - 200^\circ\text{C}$ определяем по таблице Ж.2 [9]:

$$\alpha_{\phi} := 17 \cdot 10^{-6} \text{ } 1/^\circ\text{C}$$

Примем коэффициент увеличения допускаемых напряжений при затяжке по рекомендациям [9]:

$$\xi = 1.2$$

Коэффициент условий работы примем по рекомендациям [9]:

- для рабочих условий: $K_{y.p.p} = 1$;

- для условий испытания: $K_{y.p.и} = 1.35$.

Коэффициент условий затяжки при обычной неконтролируемой затяжке принимаем по рекомендациям [9] равным:

$$K_{y.z} := 1$$

Коэффициент учета нагрузки от температурных деформаций при расчете фланцев с учетом нагрузки от температурных деформаций принимается по рекомендациям [9] равным:

					ФЮРА.ПТ.000000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		46

$$K_{y.T} := 1.3$$

Допускаемые напряжения для болтов из стали 12Х18Н10Т при затяжке в рабочих условиях и при расчете на условия испытания вычисляются по формулам Г3 и Г4 [9] и равны соответственно:

$$\sigma_{дбм} := \xi \cdot K_{y.p.p} \cdot K_{y.z} \cdot K_{y.T} \cdot \sigma_{206} = 171.6 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{дбр} := \xi \cdot K_{y.p.и} \cdot K_{y.z} \cdot K_{y.T} \cdot \sigma_{206} = 231.66 \text{ МПа}$$

5.5.2 Усилия, необходимые для смятия прокладки и обеспечения герметичности фланцевого соединения

Эффективная ширина плоской прокладки определяется по формуле 5 [9]:

$$b_0 := 3.8 \cdot \sqrt{b_{\Pi}} = 12.017 \text{ мм}$$

Расчетный диаметр плоской прокладки определяем по формуле 7 [9]:

$$D_{сп} := D_{нп} - b_0 = 189.983 \text{ мм}$$

Характеристики прокладки определяем по таблице И.1 [9] (табл. 5.4).

Таблица 5.4 – Характеристики прокладки

Наименование	Значение
Прокладочный коэффициент	$m = 2.5$
Удельное давление обжатия прокладки, МПа	$q_{обж} = 20$
Допускаемое удельное давление, МПа	$q_d = 130$
Коэффициент обжатия	$K_{обж} = 0.9$
Условный модуль сжатия прокладки, МПа	$E_{\Pi} = 0.02 \cdot 10^5$

Усилие, необходимое для смятия прокладки при затяжке определяем по формуле 8 [9]:

$$P_{обж} := 0.5\pi \cdot D_{сп} \cdot b_0 \cdot q_{обж} = 7.172 \times 10^4 \text{ Н}$$

Усилие на прокладке в рабочих условиях, необходимое для обеспечения

герметичности фланцевого соединения вычисляется по формуле 9 [9]:

$$R_{\pi} := \pi \cdot D_{\text{сп}} \cdot b_0 \cdot m \cdot P_{\text{и}} = 3.819 \times 10^4 \text{ Н}$$

5.5.3 Усилия в шпильках фланцевого соединения при затяжке и в рабочих условиях

Площадь поперечного сечений болтов для М20 определим по таблице Д.1 [9]:

$$f_b := 225 \text{ мм}^2$$

Наружный диаметр болта равен:

$$d := 20 \text{ мм}$$

Суммарная площадь сечения болтов по внутреннему диаметру резьбы или нагруженному сечению наименьшего диаметра определяется по формуле 10 [9]:

$$A_b := n \cdot f_b = 1.8 \times 10^3 \text{ мм}^2$$

Равнодействующая нагрузка от давления рассчитывается по формуле 11 [9]:

$$Q_d := \frac{\pi}{4} \cdot D_{\text{сп}}^2 \cdot P_{\text{и}} = 6.037 \times 10^4 \text{ Н}$$

5.5.3.1 Податливость прокладки и болтов

Податливость прокладки определяется по формуле К.1 [9]:

$$y_{\pi} := \frac{h_{\pi} \cdot K_{\text{обж}}}{E_{\pi} \cdot \pi \cdot D_{\text{сп}} \cdot b_{\pi}} = 1.508 \times 10^{-7} \text{ мм/Н}$$

Расстояние между опорными поверхностями гайки и болта принимаем равным:

$$L_{60} := 59 \text{ мм}$$

Эффективная длина болта при определении податливости определяется по стр.32 [9]:

					ФЮРА.ПТ.000000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		48

$$L_6 := L_{60} + 0.56 \cdot d = 70.2 \text{ мм}$$

Податливость болтов определяем по формуле К.2 [9]:

$$y_6 := \frac{L_6}{E_{206} \cdot A_6} = 1.902 \times 10^{-7} \text{ мм/Н}$$

5.5.3.2 Расчетные параметры и угловая податливость фланцев

- параметр длины обечайки рассчитывается по формуле К.3 [9]:

$$l_0 := \sqrt{D \cdot s} = 32.596 \text{ мм}$$

- отношение наружного диаметра тарелки фланца к внутреннему диаметру определяется по формуле К.4 [9]:

$$K := \frac{D_H}{D} = 2.16$$

- коэффициенты, зависящие от соотношения размеров тарелки фланца, определяются по формулам К.5 - К.8 [9]:

$$\beta_T := \frac{K^2 \cdot (1 + 8.55 \cdot \log(K)) - 1}{(1.05 + 1.945 \cdot K^2) \cdot (K - 1)} = 1.448$$

$$\beta_U := \frac{K^2 \cdot (1 + 8.55 \cdot \log(K)) - 1}{1.36(K^2 - 1) \cdot (K - 1)} = 2.941$$

$$\beta_Y := \frac{1}{(K - 1)} \cdot \left[0.69 + 5.72 \cdot \frac{K^2 \cdot \log(K)}{(K^2 - 1)} \right] = 2.694$$

$$\beta_Z := \frac{K^2 + 1}{K^2 - 1} = 1.546$$

- коэффициенты для фланцевых соединений с плоскими фланцами определяются по [9]:

$$\beta_F := 0.91$$

					ФЮРА.ПТ.000000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		49

$$\beta_V := 0.55$$

$$f := 1$$

- коэффициент λ определяется по формуле К.11 [9]:

$$\lambda := \frac{\beta_F \cdot h + l_0}{\beta_T \cdot l_0} + \frac{(\beta_V \cdot h^3)}{\beta_U \cdot l_0 \cdot s^2} = 2.774$$

Угловая податливость фланца при затяжке рассчитывается по формуле К.12 [9]:

$$y_\Phi := \frac{0.91 \cdot \beta_V}{E_{20} \cdot \lambda \cdot l_0 \cdot s^2} = 3.83 \times 10^{-10} \frac{1}{\text{Н} \cdot \text{мм}}$$

Коэффициент, учитывающий изгиб тарелки фланца между болтами определяется по формуле К.18 [9]:

$$C_F := \max \left(1, \sqrt{\frac{\frac{\pi \cdot D_6}{n}}{2 \cdot d + \frac{6 \cdot h}{m + 0.5}}} \right) = 1$$

Приведенный диаметр плоского фланца определяется по рекомендации [9] и равен:

$$D_{\text{пр}} := D$$

5.5.3.3 Плечи действия сил и коэффициенты жесткости

Плечо действия усилий в болтах для плоских фланцев определяется по формуле Е.1 [9]:

$$b := 0.5(D_6 - D_{\text{сп}}) = 15.008 \text{ мм}$$

Эквивалентная толщина плоских фланцев рассчитывается по формуле Е.7 [9]:

$$S_3 := s = 8.5 \text{ мм}$$

					ФЮРА.ПТ.000000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		50

Плечо усилия от действия давления на фланец для всех типов фланцев определяется по формуле Е.4 [9]:

$$e := 0.5 \cdot (D_{\text{сп}} - D - S_3) = 28.242 \text{ мм}$$

Коэффициент жесткости фланцевого соединения для плоских фланцев рассчитывается по формуле Е.8 [9]:

$$\gamma := \frac{1}{y_{\text{п}} + y_{\text{б}} \cdot \frac{E_{206}}{E_{\text{б}}} + 2 \cdot b^2 \cdot y_{\text{ф}} \cdot \frac{E_{20}}{E}} = 1.937 \times 10^6 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$$

Коэффициент жесткости фланцевого соединения, нагруженного внутренним давлением или внешней осевой силой для плоских фланцев с плоскими прокладками, определяется по формуле Е.11 [9]:

$$\alpha := 1 - \frac{y_{\text{п}} - 2 \cdot e \cdot y_{\text{ф}} \cdot b}{y_{\text{п}} + y_{\text{б}} + 2 \cdot b^2 \cdot y_{\text{ф}}} = 1.339$$

Нагрузка, вызванная стесненностью температурных деформаций, в соединениях с плоскими фланцами определяется по формуле 13 [9]:

$$Q_t := \gamma \cdot [2\alpha_{\text{ф}} \cdot h \cdot (t_{\text{ф}} - 20) - 2\alpha_{\text{б}} \cdot h \cdot (t_{\text{б}} - 20)] = 2.459 \times 10^4 \text{ Н}$$

Расчетная нагрузка на болты при затяжке, необходимая для обеспечения в рабочих условиях давления на прокладку, достаточного для герметизации фланцевого соединения определяется по [9]:

$$P_{\text{б1}} := \max \left(\left(\frac{\alpha \cdot Q_{\text{д}} + R_{\text{п}}}{\alpha \cdot Q_{\text{д}} + R_{\text{п}} - Q_t} \right) \right) = 1.19 \times 10^5 \text{ Н}$$

Расчетная нагрузка на болты при затяжке, необходимая для обеспечения обжатия прокладки и минимального начального натяжения болтов определяется по [9]:

$$P_{\text{б2}} := \max [(P_{\text{обж}}), 0.4 \cdot A_{\text{б}} \cdot \sigma_{206}] = 7.92 \times 10^4 \text{ Н}$$

Расчетная нагрузка на болты фланцевых соединений при затяжке фланцевого соединения определяется по формуле 17 [9]:

					ФЮРА.ПТ.000000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		51

$$P_{6M} := \max(P_{61}, P_{62}) = 1.19 \times 10^5 \text{ Н}$$

Расчетная нагрузка на болты фланцевых соединений в рабочих условиях рассчитывается формуле 18 [9]:

$$P_{6P} := P_{6M} + (1 - \alpha) \cdot Q_d + Q_t = 1.231 \times 10^5 \text{ Н}$$

5.5.4 Проверка прочности болтов и прокладки

Определим расчетные напряжения в болтах:

- при затяжке по формуле 19 [9]:

$$\sigma_{61} := \frac{P_{6M}}{A_6} = 66.111 \text{ МПа}$$

- в рабочих условиях по формуле 20 [9]:

$$\sigma_{62} := \frac{P_{6P}}{A_6} = 68.414 \text{ МПа}$$

Проверка условий прочности болтов при затяжке рабочих условиях по формулам 21, 22 [9]:

$$Usl_1 := \begin{cases} \text{"Условия при затяжке НЕ выполняются"} & \text{if } \sigma_{61} > \sigma_{д6M} \\ \text{"Условия в рабочих условиях НЕ выполняются"} & \text{if } \sigma_{62} > \sigma_{д6P} \\ \text{"Условия прочности выполняются"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$Usl_1 = \text{"Условия прочности выполняются"}$$

Удельное давление на прокладку определяется по [9]:

$$q := \frac{\max(P_{6M}, P_{6P})}{\pi \cdot D_{сп} \cdot b_{п}} = 20.633 \text{ МПа}$$

Так как прокладка выполняется из паронита, то по рекомендации [9] её необходимо проверить на прочность.

Проверка условия прочности прокладки:

$$Usl_2 := \begin{cases} \text{"Условие прочности прокладки НЕ выполняется"} & \text{if } q > q_d \\ \text{"Условие прочности прокладки выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$Usl_2 = \text{"Условие прочности прокладки выполняется"}$$

5.5.5 Расчет фланцев на статическую прочность

Расчетный изгибающий момент, действующий на плоский фланец при затяжке рассчитывается по формуле 24 [9]:

$$M_M := C_F \cdot P_{6M} \cdot b = 1.786 \times 10^6 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

Расчетный изгибающий момент, действующий на фланец в рабочих условиях определяется по формуле 26 [9]:

$$M_p := C_F \cdot \max[P_{6p} \cdot b + (Q_d) \cdot e, |Q_d| \cdot e] = 3.553 \times 10^6 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

5.5.5.1 Расчетные напряжения во фланце при затяжке

- меридиональное изгибное напряжение в обечайке плоского фланца определяется по формулам 30 [9]:

$$\sigma_{0M} := \frac{M_M}{\lambda \cdot (s - c)^2 \cdot D_{пр}} = 92.797 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{1M} := \sigma_{0M} = 92 \text{ МПа}$$

- напряжения в тарелке плоского фланца в условиях затяжки по рассчитываются формулам 31, 32 [9]:

- радиальное напряжение:

$$\sigma_{RM} := \frac{1.33 \cdot \beta_F \cdot h + l_0}{\lambda \cdot h^2 \cdot l_0 \cdot D} \cdot M_M = 14.148 \text{ МПа}$$

- окружное напряжение:

$$\sigma_{TM} := \frac{\beta_Y \cdot M_M}{h^2 \cdot D} - \beta_Z \cdot \sigma_{RM} = 30.932 \text{ МПа}$$

5.5.5.2 Расчетные напряжения во фланце в рабочих условиях

- меридиональные изгибные напряжения для плоских фланцев рассчитываются по формуле 34 [9]:

					ФЮРА.ПТ.000000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		53

$$\sigma_{1p} := \frac{M_p}{\lambda \cdot (s - c)^2 \cdot D_{пр}} = 184.618 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{0p} := \sigma_{1p} = 184.618 \text{ МПа}$$

- меридиональные мембранные напряжения в обечайке плоского фланца определяется по формуле 38 [9]:

$$\sigma_{p0mm} := \frac{Q_d}{\pi \cdot (D + s) \cdot s - c} = 16.94 \text{ МПа}$$

Окружные мембранные напряжения от действия давления в обечайке плоского фланца вычисляют по формуле 39 [9]:

$$\sigma_{pomo} := \frac{P_n \cdot D}{2 \cdot (s - c)} = 17.866 \text{ МПа}$$

Определим напряжения в тарелке плоского фланца в рабочих условиях:

- радиальное напряжение по формуле 40 [9]:

$$\sigma_{Rp} := \frac{1.33 \cdot \beta_F \cdot h + l_0}{\lambda \cdot h^2 \cdot l_0 \cdot D} \cdot M_p = 28.147 \text{ МПа}$$

- окружное напряжение по формуле 41 [9]:

$$\sigma_{Tp} := \frac{\beta_Y \cdot M_p}{h^2 \cdot D} - \beta_Z \cdot \sigma_{Rp} = 61.538 \text{ МПа}$$

5.5.5.3 Проверка условий статической прочности фланцев

$K_T = 1.3$ при расчете с учетом стесненности температурных деформаций.

Допускаемое значение общих мембранных и изгибных напряжений и допускаемое значение суммарных общих и местных условных упругих мембранных и изгибных напряжений рассчитываем в соответствии с п.8.10 [9]:

$$\sigma_{д.м} := 1.5 \cdot \sigma = 259.2 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{д.Р} := 3 \cdot \sigma = 518.4 \text{ МПа}$$

					ФЮРА.ПТ.000000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		54

Для плоских фланцев условия статической прочности вычисляются по формулам 47, 48 [9]:

- в рабочих условиях:

$$\sigma_{p\max} := \max \left(\begin{pmatrix} |\sigma_{0p} - \sigma_{p0\max} + \sigma_{Rp}| \\ |\sigma_{0p} - \sigma_{p0\max} + \sigma_{Rp}| \\ |\sigma_{0p} + \sigma_{p0\max}| \end{pmatrix} \right)$$

Проверка условий прочности в рабочих условиях:

$$Usl_1 := \begin{cases} \text{"Условия прочности выполняются"} & \text{if } \sigma_{p\max} \leq 1.3 \cdot \sigma_{д.м} \\ \text{"Условия прочности НЕ выполняются"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Usl_1 = "Условия прочности выполняются"

- при затяжке:

$$\sigma_{3\max} := \max(|\sigma_{0м} + \sigma_{Rм}|, |\sigma_{0м} + \sigma_{Tм}|)$$

Проверка условий прочности при затяжке:

$$Usl_1 := \begin{cases} \text{"Условия прочности выполняются"} & \text{if } \sigma_{3\max} \leq K_T \cdot \sigma_{д.м} \\ \text{"Условия прочности НЕ выполняются"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Usl_1 = "Условия прочности выполняются"

Для фланцев всех типов в сечении S_0 должно выполняться условие по формуле 53 [9]:

Проверка условий для фланцев в сечении S_0 :

$$Usl_1 := \begin{cases} \text{"Условия прочности выполняются"} & \text{if } \max(|\sigma_{p0м0}|, |\sigma_{p0мм}|) \leq \sigma \\ \text{"Условия прочности НЕ выполняются"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Usl_1 = "Условия прочности выполняются"

Для тарелок плоских фланцев должны выполняться следующие условия:

- при затяжке по формуле 54 [9]:

Проверка условий для тарелок плоских фланцев при затяжке:

$$Usl_1 := \begin{cases} \text{"Условия прочности выполняются"} & \text{if } \max(|\sigma_{Rм}|, |\sigma_{Tм}|) \leq K_T \cdot \sigma \\ \text{"Условия прочности НЕ выполняются"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Usl_1 = "Условия прочности выполняются"

- в рабочих условиях по формуле 55 [9]:

Проверка условий для тарелок плоских фланцев в рабочих условиях:

$$Usl_1 := \begin{cases} \text{"Условия прочности выполняются"} & \text{if } \max(|\sigma_{Rp}|, |\sigma_{Tp}|) \leq K_T \cdot \sigma \\ \text{"Условия прочности НЕ выполняются"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Usl_1 = "Условия прочности выполняются"

5.5.6 Проверка углов поворота фланцев

Угол поворота приварного встык фланца по формуле 58 [9]:

$$\Theta := M_p \cdot y_\Phi \cdot \frac{E_{20}}{E} = 1.362 \times 10^{-3} \text{ рад}$$

Допустимый угол поворота приварного встык фланца определяем по [9]:

$$\Theta_d := 0.006 \text{ рад}$$

$$Usl_P := \begin{cases} \text{"Условие при испытаниях НЕ выполняется"} & \text{if } \Theta > 1.3 \cdot \Theta_d \\ \text{"Условие в рабочих условиях НЕ выполняется"} & \text{if } \Theta > \Theta_d \\ \text{"Условие поворота фланца выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Usl_P = "Условие поворота фланца выполняется"

5.5.7 Проверка малоциклового прочностии элементов фланцевого соединения

Поскольку имеются положительные результаты эксплуатации аналогичных элементов фланцевого соединения, приведенного в [10], при тех же условиях работы и в течение времени не менее расчетной долговечности, расчет на малоцикловую прочность по [12, 17] не проводится.

Вывод по расчету:

В данном подразделе были произведены расчеты прочности фланцев ($D_y = 125$ мм, с основными размерами, приведенными в таблице 3.3), болтов и прокладок, а также расчет герметичности фланцевого соединения. По произведенным расчетом можно сделать вывод, что конструкция фланцевого соединения отвечает всем критериям надежности.

6 Гидравлический расчет теплообменного аппарата

Гидравлический расчет пластинчатого теплообменника производится в соответствии с [8].

Исходные данные для горячей жидкости представлены в таблице 6.1.

Таблица 6.1 – Исходные данные для горячей жидкости

Наименование	Значение
Плотность, кг/м ³	$\rho_1 = 977.8$
Эквивалентный диаметр канала, м	$d_э = 8.3 \cdot 10^{-3}$
Скорость горячей жидкости в 28 каналах, м/с	$w_1 = 0.076$
Приведенная длина канала, м	$L_{\pi} = 1.01$
Критерий Рейнольдса	$Re_1 = 1536$
Коэффициент, зависящий от площади пластины, при турбулентном режиме	$a = 0.135$

Коэффициент гидравлического сопротивления при турбулентном режиме:

$$\xi_1 := \frac{a}{Re_1^{0.25}} = 0.022$$

Гидравлическое сопротивление теплообменного аппарата для горячей воды:

Число пакетов для данного теплоносителя $x_1 = 1$.

$$\Delta P_1 := x_1 \cdot \xi_1 \cdot \frac{L_{\pi}}{d_э} \cdot \frac{\rho_1 \cdot w_1^2}{2} = 7.498 \text{ Па}$$

Скорость движения горячей жидкости в штуцерах:

$$w_{шт1} := \frac{G_1}{\rho_1 \cdot 0.785 \cdot d_{шт1}^2} = 0.835 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$w_{шт1} < 2.5$ м/с, поэтому гидравлическое сопротивление в штуцерах не учитываем.

Исходные данные для холодной жидкости представлены в таблице 6.2.

					ФЮРА.ПТ.000000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		57

Таблица 6.2 – Исходные данные для холодной жидкости

Наименование	Значение
Плотность, кг/м ³	$\rho_2 = 983.2$
Эквивалентный диаметр канала, м	$d_3 = 8.3 \cdot 10^{-3}$
Скорость горячей жидкости в 28 каналах, м/с	$w_2 = 0.073$
Приведенная длина канала, м	$L_{\pi} = 1.01$
Критерий Рейнольдса	$Re_2 = 1.267 \cdot 10^3$
Коэффициент, зависящий от площади пластины, при турбулентном режиме	$a = 0.135$

Коэффициент гидравлического сопротивления при турбулентном режиме:

$$\xi_2 := \frac{a}{Re_2^{0.25}} = 0.023$$

Гидравлическое сопротивление теплообменного аппарата для холодной воды:

Число пакетов для данного теплоносителя $x_2 = 1$.

$$\Delta P_2 := x_2 \cdot \xi_2 \cdot \frac{L_{\pi}}{d_3} \cdot \frac{\rho_2 \cdot w_2^2}{2} = 7.117 \text{ Па}$$

Скорость движения холодной жидкости в штуцерах:

$$w_{шт2} := \frac{G_2}{\rho_2 \cdot 0.785 \cdot d_{шт2}^2} = 0.507 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$w_{шт2} < 2.5$ м/с, поэтому гидравлическое сопротивление в штуцерах не учитываем.

Находим мощность насоса для перекачки воды:

$$N_1 := \frac{\frac{G_1}{\rho_1} \cdot \Delta P_1}{0.9} = 0.055 \text{ Вт}$$

В результате проведенного гидравлического расчета теплообменного аппарата, были определены гидравлические сопротивления для каждого теплоносителя, и подбираем насос марки НП-10 для перекачки воды мощностью 0.3 кВт.

7 Поверочный расчет теплообменного аппарата по РД 26-01-86-88

7.1 Расчет на прочность стяжек резьбовых

Исходные данные для поверочного расчета теплообменного аппарата представлены в табл. 7.1.

Таблица 7.1 – Исходные данные

Наименование	Значение
Средняя температура стяжек, °С	$\Delta T = 90$
Усилие начальной затяжки гаек, Н	$F_0 = 7.212 \cdot 10^4$
Гидростатическое усилие от рабочего давления, Н	$F_{0wp} = 1.257 \cdot 10^6$
Длина участка пластин, мм	$l_n = 1423$
Свободная длина шпильки стяжной, мм	$l_{ш} = 1795$
Наружный диаметр шпильки стяжной, мм	$d_0 = 48$
Количество стяжек резьбовых	$z = 6$
Минимальный расчетный диаметр стержня шпильки стяжной при давлении гидравлического испытания, мм	$d_{wH} = 44.184$
Гидростатическое усилие от давления гидравлических испытаний, Н	$F_{0wH} = 1.697 \cdot 10^6$
Эффективный коэффициент концентрации напряжения	$K_\sigma = 2$
Коэффициент запаса прочности по напряжениям	$n_N = 2$
Коэффициент запаса прочности по числу циклов	$n_\sigma = 2$

7.1.1 Определение расчетных параметров

Допускаемое напряжение для стали 12X18H10T по табл. А.1 [4]:

$$\sigma_d := \sigma_p = 172.8 \text{ МПа}$$

Коэффициент линейного расширения материала пластин 12X18H10T [4]:

					ФЮРА.ПТ.000000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		59

$$\alpha_1 := 17 \cdot 10^{-6} \text{ 1/}^\circ\text{C}$$

Коэффициент линейного расширения материала стяжек резьбовых 12X18H10T [4]:

$$\alpha_2 := 17 \cdot 10^{-6} \text{ 1/}^\circ\text{C}$$

Принимаем момент на ключе при затяжке гаек:

$$M_k := 1.5 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

Модуль упругости для стали 12X18H10T по табл. В.1 [4]:

$$E_{\text{ш}} := 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$$

Напряжения растяжения в шпильках стяжных должны удовлетворять условию:

$$\sigma_{\text{рш}} \leq \sigma_{\text{ш}}$$

Площадь поперечного сечения стержня шпильки стяжной:

$$A_{\text{ш}} := 0.785 \cdot d_{\text{wh}}^2 = 1.532 \times 10^3 \text{ мм}^2$$

Коэффициент податливости стяжек резьбовых:

$$\lambda_{\text{ш}} := \frac{l_{\text{ш}} + 0.6 \cdot d}{z \cdot E_{\text{ш}} \cdot A_{\text{ш}}} = 7.026 \times 10^{-7} \frac{\text{мм}}{\text{Н}}$$

Усилия в шпильках стяжных, вызванные различием коэффициентов линейного расширения пластин и стяжек резьбовых (шайбы и плиты неподвижная и прижимная не учитываются, так как их коэффициенты линейного расширения равны коэффициенту линейного расширения стяжек резьбовых) [16]:

$$F_T := \frac{(\alpha_2 - \alpha_1) \cdot l_{\text{п}} \cdot \Delta T}{\lambda_{\text{ш}}} = 0$$

Растягивающее усилие в шпильках стяжных при затяжке гаек равно:

$$F_{\text{шг}} := F_0 = 7.212 \times 10^4 \text{ Н}$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ФЮРА.ПТ.000000 ПЗ

Растягивающее усилие в шпильках стяжных от механических воздействий равно:

$$F_{\text{шм}} := F_0 + F_{0\text{wp}} = 1.347 \times 10^6 \text{ Н}$$

Растягивающее усилия от механических и температурных воздействий в рабочих условиях равно:

$$F_{\text{шмт}} := F_0 + F_{0\text{wp}} + F_T = 1.347 \times 10^6 \text{ Н}$$

Растягивающие усилие в шпильках стяжных при гидравлических испытаниях равно:

$$F_{\text{ши}} := F_0 + F_{0\text{wh}} = 1.769 \times 10^6 \text{ Н}$$

Расчетные напряжения растяжения в шпильках стяжных равны:

- при затяжке гаек:

$$\sigma_{\text{ршг}} := \frac{F_{\text{шг}}}{A_{\text{ш}} \cdot z} = 7.843 \text{ МПа}$$

- от механических нагрузок в рабочих условиях:

$$\sigma_{\text{ршм}} := \frac{F_{\text{шм}}}{A_{\text{ш}} \cdot z} = 146.506 \text{ МПа}$$

- от механических и температурных воздействий в рабочих условиях:

$$\sigma_{\text{ршмт}} := \frac{F_{\text{шмт}}}{A_{\text{ш}} \cdot z} = 146.506 \text{ МПа}$$

- при гидравлических испытаниях:

$$\sigma_{\text{рши}} := \frac{F_{\text{ши}}}{A_{\text{ш}} \cdot z} = 192.406 \text{ МПа}$$

Допускаемые напряжения растяжения в шпильках стяжных равны:

- при затяжке гаек и от механически нагрузок в рабочих условиях:

$$\sigma_{\text{шг}} := \sigma_{\text{д}} = 172.8 \text{ МПа}$$

					ФЮРА.ПТ.000000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		61

$$\sigma_{шм} := \sigma_{шг} = 172.8 \text{ МПа}$$

- от механических и температурных воздействий в рабочих условиях:

$$\sigma_{шмт} := 1.3 \cdot \sigma_d = 224.64 \text{ МПа}$$

- при гидроиспытаниях:

$$\sigma_{ши} := 1.6 \cdot \sigma_d = 276.48 \text{ МПа}$$

Приведенное напряжение в шпильке стяжной по суммам составляющих нагрузок должно удовлетворять условию:

$$\sigma_{4рш} < \sigma_{4ш}$$

Напряжение кручения в стержне болта равно:

$$\tau := \frac{M_k}{2 \cdot 0.196 \cdot d_{wh}^3} = 4.436$$

Приведенное расчетное напряжение в шпильке стяжной по суммам составляющих нагрузок:

- при затяге гаек:

$$\sigma_{4ршг} := \sqrt{\sigma_{ршг}^2 + 4 \cdot \tau^2} = 11.842 \text{ МПа}$$

- от механических нагрузок в рабочих условиях:

$$\sigma_{4ршм} := \sqrt{\sigma_{ршм}^2 + 4 \cdot \tau^2} = 146.774 \text{ МПа}$$

- от механических и температурных воздействий в рабочих условиях:

$$\sigma_{4ршмт} := \frac{F_{шмт}}{A_{ш} \cdot z} = 146.506 \text{ МПа}$$

- при гидравлических испытаниях:

$$\sigma_{4рши} := \frac{F_{ши}}{A_{ш} \cdot z} = 192.406 \text{ МПа}$$

Приведенное допускаемое напряжение в шпильке стяжной по суммам составляющих нагрузок:

					ФЮРА.ПТ.000000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		62

- при затяжке гаек:

$$\sigma_{4шг} := \sigma_d = 172.8 \text{ МПа}$$

- от механических нагрузок в рабочих условиях:

$$\sigma_{4шм} := 1.7 \cdot \sigma_d = 293.76 \text{ МПа}$$

- от механических и температурных воздействий в рабочих условиях:

$$\sigma_{4шмт} := 1.7 \cdot \sigma_d = 293.76 \text{ МПа}$$

- при гидроиспытаниях:

$$\sigma_{4ши} := 1.8 \cdot \sigma_d = 311.04 \text{ МПа}$$

Проверка условия прочности стяжек резьбовых при напряжении растяжения [16]:

- при затяжке гаек:

$$Usl_P := \begin{cases} \text{"Условие прочности НЕ выполняется"} & \text{if } \sigma_{ршг} \geq \sigma_{шг} \\ \text{"Условие прочности выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$Usl_P = \text{"Условие прочности выполняется"}$$

- от механических нагрузок в рабочих условиях:

$$Usl_P := \begin{cases} \text{"Условие прочности НЕ выполняется"} & \text{if } \sigma_{ршм} \geq \sigma_{шм} \\ \text{"Условие прочности выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$Usl_P = \text{"Условие прочности выполняется"}$$

- от механических и температурных воздействий в рабочих условиях:

$$Usl_P := \begin{cases} \text{"Условие прочности НЕ выполняется"} & \text{if } \sigma_{ршмт} \geq \sigma_{шмт} \\ \text{"Условие прочности выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$Usl_P = \text{"Условие прочности выполняется"}$$

- при гидроиспытаниях:

$$Usl_P := \begin{cases} \text{"Условие прочности НЕ выполняется"} & \text{if } \sigma_{рши} \geq \sigma_{ши} \\ \text{"Условие прочности выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Usl_P = "Условие прочности выполняется"

Проверка условия прочности стяжек резьбовых при приведенном напряжении [16]:

- при затяге гаек:

$$Usl_P := \begin{cases} \text{"Условие прочности НЕ выполняется"} & \text{if } \sigma_{4ршг} \geq \sigma_{4шг} \\ \text{"Условие прочности выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Usl_P = "Условие прочности выполняется"

- от механических нагрузок в рабочих условиях:

$$Usl_P := \begin{cases} \text{"Условие прочности НЕ выполняется"} & \text{if } \sigma_{4ршм} \geq \sigma_{4шм} \\ \text{"Условие прочности выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Usl_P = "Условие прочности выполняется"

- от механических и температурных воздействий в рабочих условиях:

$$Usl_P := \begin{cases} \text{"Условие прочности НЕ выполняется"} & \text{if } \sigma_{4ршмт} \geq \sigma_{4шмт} \\ \text{"Условие прочности выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Usl_P = "Условие прочности выполняется"

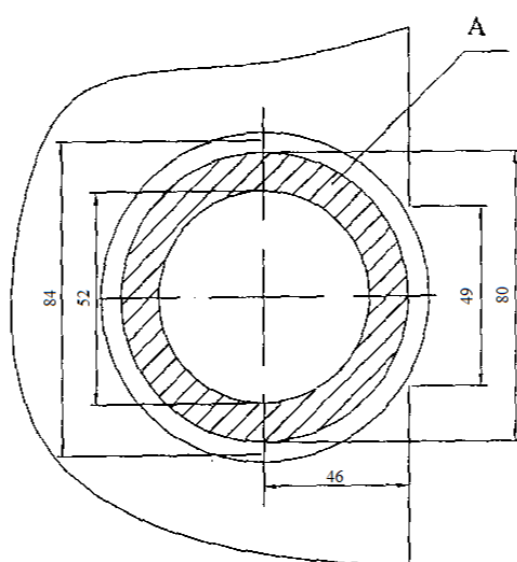
- при гидроиспытаниях:

$$Usl_P := \begin{cases} \text{"Условие прочности НЕ выполняется"} & \text{if } \sigma_{4рши} \geq \sigma_{4ши} \\ \text{"Условие прочности выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

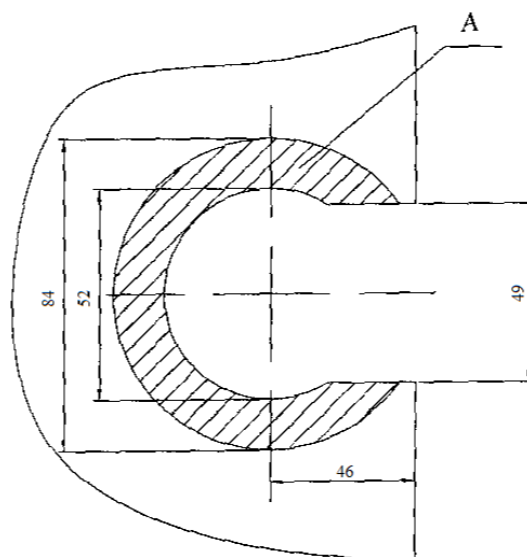
Usl_P = "Условие прочности выполняется"

7.2 Определение напряжения смятия в месте контакта шайба - гайка и шайба - плита прижимная

На рисунке 7.1 представлена расчетная схема контакта шайба-гайка и шайба-плита прижимная, позиция II на рисунке 5.1.



контакт шайба – гайка



контакт шайба – плита прижимная

Рисунок 7.1 - Места контактов

Исходные данные для определения смятия в местах контактов представлены в таблице 7.2.

Таблица 7.2 – Исходные данные

Наименование	Значение
Максимальное усилие на шпильках стяжных, Н	$F_{ш} = 7.263 \cdot 10^5$
Площадь площадки контакта шайба-гайка, мм ²	$S_{шг} = 2901$
Площадь контакта шайба-плита прижимная, мм ²	$S_{шп} = 2632$

Условие прочности:

$$\sigma_{см} \leq \sigma_{дсм}$$

Номинально допускаемые напряжения на смятие:

$$\sigma_{дсм} := 2 \cdot \sigma_d = 345.6 \text{ МПа}$$

Напряжение смятия в месте контакта шайба-гайка определяется по формуле:

$$\sigma_{\text{смг}} := \frac{F_{\text{ш}}}{z \cdot S_{\text{шг}}} = 41.727 \text{ МПа}$$

Напряжение смятия в месте контакта шайба - плита прижимная определяется по [16]:

$$\sigma_{\text{смп}} := \frac{F_{\text{ш}}}{z \cdot S_{\text{шп}}} = 45.992 \text{ МПа}$$

Проверка условия прочности смятия в месте контакта:

Usl_P := $\left\{ \begin{array}{l} \text{"Шайба-гайка НЕ выполняется"} \text{ if } \sigma_{\text{смг}} \geq \sigma_{\text{дсм}} \\ \text{"Шайба-плита прижимная НЕ выполняется"} \text{ if } \sigma_{\text{смп}} > \sigma_{\text{дсм}} \\ \text{"Условие прочности выполняется"} \text{ otherwise} \end{array} \right.$

Usl_P = "Условие прочности выполняется"

ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА «ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ, РЕСУРСОЭФФЕКТИВНОСТЬ И РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ»

Студенту:

Группа	ФИО
3-2К51	Масленников Иван Павлович

Школа	ИШНПТ	Отделение школы (НОЦ)	НОЦ Н.М. Кижнера
Уровень образования	Бакалавр	Направление/специальность	Энерго-ресурсосберегающие процессы в химической технологии, нефтехимии и биотехнологии

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

1. Стоимость ресурсов научного исследования (НИ): материально-технических, энергетических, финансовых, информационных и человеческих	В исследовании задействованы 2 человека: студент-исполнитель и научный руководитель. Работы проводятся на базе Научно-образовательного центра Н.М.Кижнера
2. Нормы и нормативы расходования ресурсов	Расходование ресурсов в соответствии с ГОСТ 14.322-83 «Нормирование расхода материалов» и ГОСТ Р 51541-99 «Энергосбережение. Энергетическая эффективность».
3. Используемая система налогообложения, ставки налогов, отчислений, дисконтирования и кредитования	Отчисления по страховым взносам – 30% от ФОТ (ПФР - 22 %, в ФОМС - 5,1 %, в ФСС - 2,9 %).

Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:

1. Оценка коммерческого потенциала, перспективности и альтернатив проведения НИ с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения	Экспертная оценка эффективности, SWOT-анализ.
2. Планирование и формирование бюджета научных исследований	Определение трудоемкости выполнения работ, разработка графика проведения НИ, расчет бюджета НИ.
3. Определение ресурсной (ресурсосберегающей), финансовой, бюджетной, социальной и экономической эффективности исследования	Оценка сравнительной эффективности исследования.

Перечень графического материала (с точным указанием обязательных чертежей):

1. Затраты на научно-исследовательский проект.
2. Сравнительная оценка характеристик вариантов исполнения проекта.
3. Сравнительная эффективность разработки.

Дата выдачи задания для раздела по линейному графику	
--	--

Задание выдал консультант:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Криницына Зоя Васильевна	К.Т.Н., ДОЦЕНТ		

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
3-2К51	Масленников Иван Павлович		

8 Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение

В настоящей работе представлен расчет пластинчатого теплообменника для тепловых завес зданий предприятий. Основной целью подобных аппаратов является поддержание требуемых метеорологических параметров в помещениях различных типов.

С целью определения сильных и слабых сторон проекта, а также предполагаемых угроз и возможностей, проведен SWOT-анализ (табл. 8.1).

Таблица 8.1 –SWOT-анализ

	<i>Сильные стороны НИР:</i> С1 Опыт участников проекта в разработке теплового оборудования С2 Универсальность разрабатываемого оборудования С3 Экономичность и ресурсоэффективность продукта по сравнению с аналогами С4 Низкая стоимость по сравнению с конкурентами С5 Использование отечественных материалов и комплектующих	<i>Слабые стороны НИР:</i> Сл1 Необходимость больших капиталовложений для выхода на всероссийский и международный рынок Сл2 Высокая конкуренция на рынке
--	---	---

Продолжение таблицы 8.1

Возможности НИР: В1 Возможность выхода на международный рынок В2 Приобретение участниками проекта новых компетенций В3 Актуальность расчетов, проведенных в рамках проекта	Компетенции участников и возможность их повышения становятся гарантом эффективности проекта. В то же время, использование отечественных материалов может стать фактором, осложняющим выход на международный рынок в связи с необходимостью налаживания обширной логистической сети.	Выход на международный рынок повлечет за собой необходимость существенно больших капиталовложений.
Угрозы НИР: У1 Появление новых конкурентов У2 Появление более эффективных и экономичных технологических решений	Опыт участников и их осведомленность о трендах развития технологий в области теплового оборудования являются одной из самых сильных сторон проекта.	Появление новых конкурентов и альтернативных технологий усилит конкуренцию на всероссийском и международном рынках.

Проведенный SWOT-анализ демонстрирует, что основным преимуществом настоящего проекта являются опыт и компетенции его участников. Кроме того, существенным преимуществом является использование отечественных материалов и комплектующих, что делает проект менее зависимым от санкционной политики. В то же время, этот фактор может повлечь дополнительные расходы при выходе на мировой рынок в связи с необходимостью налаживания широкой цепи логистики.

8.1 Планирование научного исследования

Планирование комплекса предполагаемых работ осуществляется в следующем порядке:

- определение структуры работ в рамках научного исследования;
- определение участников каждой работы;

- установление продолжительности работ;
- построение графика проведения научных исследований.

Примерный порядок составления этапов и работ, распределение исполнителей по данным этапам работ представлен в таблице 8.2:

Таблица 8.2 – Перечень этапов, работ и распределение исполнителей

Основные этапы работ	Содержание работ	Исполнитель
Формирование технического задания	1. Формирование технического задания	Научный руководитель (НР)
Выбор направления исследований в рамках проета	2. Подбор и изучение материалов по теме исследования	И
	3. Выбор направления исследования	НР
	4. Календарное планирование работ	НР, И
Теоретические и экспериментальные исследования	5. Проведение теоретических расчетов с использованием ПО MathCAD	И
Оценка полученных результатов	6. Проведение оценки полученных результатов	НР, И
	7. Определение целесообразности выполнения ВКР	НР, И
Разработка чертежей в рамках проекта	8. Разработка чертежей в программе КОМПАС 3D	И
	9. Проверка чертежей	НР
Оформление отчета по НИР	10. Составление пояснительной записки	И

Трудоемкость выполнения работ

Трудоемкость выполнения работ определяется по следующей формуле:

$$t_{ожі} = \frac{3t_{\min i} + 2t_{\max i}}{5}$$

где $t_{ожі}$ – ожидаемая трудоемкость выполнения i -ой работы, человеко-дней;

$t_{\min i}$ – минимально возможная трудоемкость выполнения заданной i -ой работы (оптимистическая оценка: в предположении наиболее благоприятного стечения обстоятельств), человеко-дней;

$t_{\max i}$ – максимально возможная трудоемкость выполнения заданной i -ой работы (пессимистическая оценка: в предположении наиболее неблагоприятного стечения обстоятельств), человеко-дней.

На выполнение работ в рамках проекта дано четыре месяца (февраль-май), что в общем сложности дает 97 дней. В таблице 5 показана минимальная, максимальная и ожидаемая продолжительность работ, согласно которой максимальная продолжительность составила 94 дня, минимальная – 67 дней, ожидаемая – 79 дней.

Таблица 8.3 – Минимальная, максимальная и ожидаемая трудоемкость выполнения работ

											Всего дней
Номер работ	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
Минимальная трудоемкость	2	10	1	2	15	2	1	15	2	17	67
Максимальная трудоемкость	3	14	2	4	20	3	2	21	4	21	94
Ожидаемая трудоемкость	2	12	2	3	17	2	2	17	3	19	79

С учетом ожидаемой продолжительности работ, проведем расчет продолжительности работ в рабочих днях по следующей формуле:

$$T_{pi} = \frac{t_{ожи}}{Ч_i}$$

где T_{pi} – продолжительность одной работы, рабочих дней;

$t_{ожи}$ – ожидаемая трудоемкость выполнения одной работы, человеко-дней;

$Ч_i$ – численность исполнителей, выполняющих одновременно одну и ту же работу на данном этапе, человек.

Таблица 8.4 – Продолжительность работ в рабочих днях.

Номер работ	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Продолжительность работ в рабочих днях	2	12	2	2	17	1	1	17	3	19

8.2 Разработка графика проведения научного исследования

Для построения графика Гантта, переведем рабочие дни в календарные по следующей формуле:

$$T_{ki} = T_{pi} * k_{\text{кал}}$$

где T_{ki} – продолжительность выполнения i -й работы в календарных днях;

T_{pi} – продолжительность выполнения i -й работы в рабочих днях;

$k_{\text{кал}}$ – коэффициент календарности, который рассчитывается по следующей формуле:

$$k_{\text{кал}} = \frac{T_{\text{кал}}}{T_{\text{кал}} - T_{\text{вых}} - T_{\text{пр}}}$$

где $T_{\text{кал}}$ – количество календарных дней в году;

$T_{\text{вых}}$ – количество выходных дней в году;

$T_{\text{пр}}$ – количество праздничных дней в году.

Таким образом:

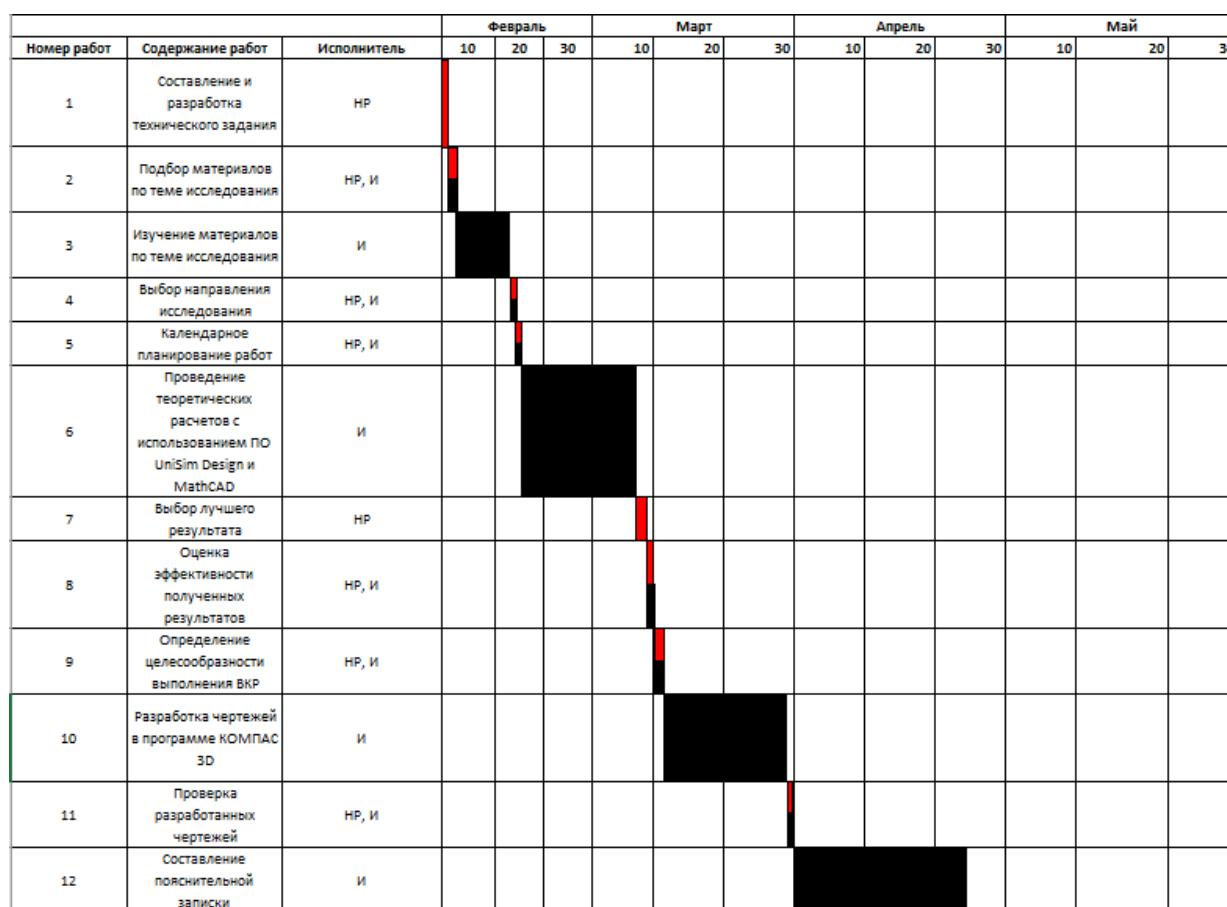
$$k_{\text{кал}} = \frac{T_{\text{кал}}}{T_{\text{кал}} - T_{\text{вых}} - T_{\text{пр}}} = \frac{366}{366 - 52 - 14} = 1,22$$

В таблице 8.5 представлены временные показатели работ с округлением до целых:

Таблица 8.5 – Временные показатели работ

№	Мин. трудо-емкость	Макс. трудо-емкость	Ожидаемая трудо-емкость	Исполнители	Длительность, раб. дн.	Длительность кал. дн.
1	2	3	2	НР	2	2
2	10	14	12	И	12	15
3	1	2	2	НР	2	2
4	2	4	3	НР, И	2	2
5	15	20	17	И	17	21
6	12	3	2	НР, И	1	1
7	1	2	2	НР, И	1	1
8	15	21	17	И	17	21
9	2	4	3	НР	3	4
10	17	21	19	И	19	23
Σ	60	90	72		76	93

С учетом временных показателей работ, проведенных в рамках проекта, построим график Ганта (рис. 8.1):



■ - Научный руководитель

■ - Исполнитель

Рисунок 8.1 - План-график работ

8.3 Расчет затрат

В данном разделе будут рассчитаны основные статьи затрат проекта и сформирован его бюджет.

8.3.1 Материальные затраты

Расчет материальных затрат ведется по следующей формуле:

$$З_m = (1 + k_T) \times \sum_{i=1}^m Ц_i \times N_{расх\ i}$$

где m – количество видов материальных ресурсов, потребляемых в процессе выполнения работ;

$N_{расх\ i}$ – количество материальных ресурсов i -го вида, планируемых к использованию (шт., кг, л, и т.д.)

$Ц_i$ – цена единицы i -го вида материальных ресурсов (руб./шт., руб./кг, руб./л и т.д.);

k_T – коэффициент, учитывающий транспортно-заготовительные расходы (принимается в размере 15% от стоимости материалов).

Ниже приведены материальные расходы различных исполнений проекта (табл. 8.6 – 8.8).

Таблица 8.6 - Материальные затраты в рамках работ (исполнение 1)

Наименование	Единица измерения	Количество	Цена за единицу, руб	Затраты на материалы, руб.
Вода	м ³	100	207,80	23897
Сталь марки 12Х18Н10Т	кг	200	303	69690
Датчики	шт.	5	5000	28750
Итого				122337

Таблица 8.7 - Материальные затраты в рамках работ (исполнение 2)

Наименование	Единица измерения	Количество	Цена за единицу, руб	Затраты на материалы, руб.
Вода	м ³	100	207,80	23897
Сталь марки AISI 321	кг	200	400	92000
Датчики	шт.	5	5000	28750
Итого				144647

Таблица 8.8 - Материальные затраты в рамках работ (исполнение 3)

Наименование	Единица измерения	Количество	Цена за единицу, руб	Затраты на материалы, руб.
Вода	м ³	100	207,80	23897
Сталь марки SS 321	кг	200	450	103500
Датчики	шт.	5	5000	28750
Итого				156147

8.3.2 Расчет амортизационных отчислений

Амортизационные отчисления в рамках проекта рассчитываются по следующей формуле:

$$A_0 = \frac{C_n \times H_0}{100 \times T_{\text{раб.год}}} T_{\text{раб}}$$

где A_0 – амортизационные отчисления, руб.;

C_n – стоимость оборудования, руб.;

$T_{\text{раб.год}}$ – количество рабочих дней;

$T_{\text{раб}}$ – дни эксплуатации в рамках работы.

H_0 – норма амортизации, %, равная:

$$H_0 = \frac{1}{n} \times 100\%$$

где n – срок эксплуатации оборудования, лет.

В рамках экспериментальной части работ, время эксплуатации оборудования составило 20 дней.

В таблице 8 приведены амортизационные отчисления в рамках проекта.

Таблица 8.9 – Амортизационные отчисления

Наименование основных средств	Количество основных средств, шт.	Срок эксплуатации, лет	Норма амортизации, %	Стоимость, тыс. руб.	Амортизационные отчисления, тыс. руб.
Компьютер	1	5	20	30	0,40
Подогреватель	1	16	6,25	8000	33,33
Емкость	4	21	4,7619	4660	14,79
Кипятильник	1	16	6,25	8120	33,83
Итого					82,35

8.3.3 Затраты на электроэнергию

Затраты на электроэнергию в рамках проекта рассчитаны по следующей формуле:

$$З_э = Т_э \times М \times Т_{\text{раб}}$$

где $З_э$ – затраты на электроэнергию;

$Т_э$ – стоимость 1 кВт электроэнергии;

$М$ – потребляемая мощность, кВт;

$Т_{\text{раб}}$ – число рабочих часов оборудования, ч.

Таким образом, затраты на электроэнергию составили:

$$З_э = Т_э \times М \times Т_{\text{раб}} = 2,45 \times 149 \times 20 \times 24 = 175224 \text{ руб.}$$

8.3.4 Основная заработная плата исполнителей

Перед расчетом основной заработной платы исполнителей проекта, необходимо составить баланс рабочего времени (таблица 8.10).

Таблица 8.10 – Баланс рабочего времени

Показатели рабочего времени	Руководитель	Инженер
Календарное число дней	366	366
Количество нерабочих дней		
- выходные дни	48	48
- праздничные дни	14	14
Потери рабочего времени		
- отпуск	56	28
- невыходы по болезни	0	0
Действительный годовой фонд рабочего времени	248	276

Основная заработная плата определяется по следующей формуле:

$$З_{\text{осн}} = З_{\text{дн}} \cdot T_p$$

где $З_{\text{осн}}$ – основная заработная плата одного работника;

T_p – продолжительность работ, выполняемых научно-техническим работником, раб. дн.;

$З_{\text{дн}}$ – среднедневная заработная плата работника, руб., рассчитываемая по следующей формуле:

$$З_{\text{дн}} = \frac{З_{\text{м}} \cdot M}{F_{\text{д}}}$$

где $З_{\text{м}}$ – месячный должностной оклад работника, руб.;

M – количество месяцев работы без отпуска в течение года:

при отпуске в 48 раб.дней $M=10,4$ месяца, 6-дневная неделя;

$F_{\text{д}}$ – действительный годовой фонд рабочего времени научно-технического персонала, раб.дн.

Месячный должностной оклад работника определяется по следующей формуле:

$$З_{\text{м}} = З_{\text{тс}} \times (1 + k_p + k_{\text{д}}) \times k_p$$

где $З_{\text{тс}}$ – заработная плата по тарифной ставке, руб.;

$k_{\text{пр}}$ – премиальный коэффициент, равный 0,3 (т.е. 30% от $З_{\text{тс}}$);

k_d – коэффициент доплат и надбавок составляет примерно 0,2;

k_p – районный коэффициент, равный 1,3 (для Томска).

Расчет фонда заработной платы участников проекта приведен в таблице 8.11:

Таблица 8.11 – Фонд основной заработной платы

Исполнители	$З_{тс},$ руб.	$k_{пр}$	k_d	k_p	$З_m,$ руб	$З_{дн},$ руб.	$T_p,$ раб.дн	$З_{осн},$ руб.
Руководитель	35120	0,3	0,2	1,3	68484	2872	11	31591
Инженер	26300	0,3	0,2	1,3	51285	1932	69	133341

8.3.5 Дополнительная заработная плата исполнителей темы

Расчет дополнительной заработной платы ведется с учетом коэффициента дополнительной заработной платы (равного 0,12) и основной заработной платы исполнителей:

$$З_{доп} = k_{доп} \cdot З_{осн}$$

Результаты расчета заработной платы исполнителей приведены в таблице 8.12.

Таблица 8.12 – Заработная плата исполнителей

Заработная плата	Руководитель	Инженер
Основная зарплата	31591,01	133341,00
Дополнительная зарплата	3790,92	16000,92
Зарплата исполнителя	35381,93	149341,92

8.3.6 Отчисления во внебюджетные фонды

Величина отчислений во внебюджетные фонды определяется из заработной платы исполнителей работ и ставки страховых взносов, равной 0,3:

$$З_{внеб} = 0,3 \cdot (35381,93 + 149341,92) = 55417,16 \text{ руб.}$$

8.3.7 Накладные расходы

Величина накладных расходов определяется, как сумма предварительно рассчитанных статей, умноженная на коэффициент накладных расходов, который можно принять в размере 0,16.

Таблица 8.13 – Расчет накладных расходов проекта

Наименование статьи	Исполнение 1	Исполнение 2	Исполнение 3
1. Материальные затраты НТИ	122337	144647	156147
2. Амортизационные отчисления	82350	82350	82350
3. Затраты по основной заработной плате исполнителей темы	164932,01	164932,01	164932,01
4. Затраты по дополнительной заработной плате исполнителей темы	19791,84	19791,84	19791,84
5. Отчисления во внебюджетные фонды	55417,16	55417,16	55417,16
6. Накладные расходы	62305,736	65875	67715

8.3.8 Формирование бюджета затрат

В таблице 8.14 представлен бюджет исполнений выполненного проекта.

Таблица 8.14 – Бюджет затрат

Наименование статьи	Сумма, руб
1. Материальные затраты НТИ	122337
2. Амортизационные отчисления	82350
3. Затраты по основной заработной плате исполнителей темы	164932,01
4. Затраты по дополнительной заработной плате исполнителей темы	19791,84
5. Отчисления во внебюджетные фонды	55417,16
6. Накладные расходы	62305,74
Бюджет НТИ	451716,75

8.4 Ресурсная эффективность исследования

Ресурсную эффективность исследования проводят на основе интегральных показателей эффективности исполнений исследования. С целью определения данного показателя, необходимо вычислить финансовую эффективность и ресурсоэффективность исполнений.

Интегральный финансовый показатель определяется по следующей формуле:

$$I_{\text{финр}}^{\text{исп}i} = \frac{\Phi_i}{\Phi_{\text{макс}}}$$

где $I_{\text{финр}}^{\text{исп}i}$ – интегральный финансовый показатель разработки;

Φ_{pi} – стоимость i -го варианта исполнения;

$\Phi_{\text{макс}}$ – максимальная стоимость исполнения научно-исследовательского проекта.

Результаты расчета интегральных финансовых показателей исполнений проекта приведены в таблице 8.15:

Таблица 8.15 – Интегральные финансовые показатели исполнений проекта

	Исполнение 1	Исполнение 2	Исполнение 3
Интегральный финансовый показатель	0,92	0,97	1,00

Интегральный показатель ресурсоэффективности рассчитывается по следующей формуле:

$$I_{pi} = \sum a_i \cdot b_i$$

где I_{pi} – интегральный показатель ресурсоэффективности для i -го варианта исполнения разработки;

a_i – весовой коэффициент i -го варианта исполнения разработки;

b_i^a, b_i^p – балльная оценка i -го варианта исполнения разработки, устанавливается экспертным путем по выбранной шкале оценивания;

n – число параметров сравнения.

Результаты расчета интегрального показателя ресурсоэффективности приведены в таблице 8.16:

Таблица 8.16 – Расчет интегрального показателя ресурсоэффективности исполнений проекта

Объект исследования Критерии	Весовой коэффициент параметра	Исп.1	Исп.2	Исп.3
1. Производительность	0,1	5	5	5
2. Удобство в эксплуатации	0,15	5	5	5
3. Энергосбережение	0,15	5	5	5
4. Надежность	0,20	4	5	5
5. Доступность запчастей	0,25	5	3	3
6. Стоимость	0,15	5	4	3
ИТОГО	1	4,8	4,35	4,2

Интегральный показатель эффективности и сравнительная эффективность разработок вычисляются по следующим формулам:

$$I_{\text{исп.}i} = \frac{I_{\text{р-исп}i}}{I_{\text{финр}}^{\text{исп}i}}$$

$$\mathcal{E}_{\text{ср}} = \frac{I_{\text{исп1}}}{I_{\text{исп2}}}$$

Сравнение эффективности вариантов исполнения проекта приведено в таблице 8.17:

Таблица 8.17 – Сравнительная эффективность разработок

№ п/п	Показатель	Исполнение 1	Исполнение 2	Исполнение 3
1	Интегральный финансовый показатель разработки	0,92	0,97	1,00
2	Интегральный показатель ресурсоэффективности разработки	4,8	4,35	4,2
3	Интегральный показатель эффективности	5,22	4,47	4,20
4	Сравнительная эффективность вариантов исполнения	1,00	0,86	0,81

Наиболее эффективным по всем показателям оказалось исполнение 1, предусматривающее использование отечественной стали 12Х18Н10Т.

Вывод:

В данной главе определен коммерческий потенциал проекта. Анализ сильных и слабых сторон работы, а также показателей эффективности возможных исполнений проекта показал, что одним из главных преимуществ проекта является использование отечественных материалов и комплектующих. Разработан план-график проекта, состоящий из 10 пунктов. Бюджет проекта не превышает 500 тысяч рублей.

**ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА
«СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ»**

Студенту:

Группа	ФИО
3-2К51	Масленников Иван Павлович

Школа	ИШНПТ	Отделение (НОЦ)	Н.М. Кижнера
Уровень образования	Бакалавр	Направление/специальность	18.03.02. Энерго - и ресурсосберегающие процессы в химической технологии, нефтехимии и биотехнологии

Тема ВКР:

Проектирование пластинчатого теплообменника для тепловых завес зданий предприятий	
Исходные данные к разделу «Социальная ответственность»:	
1. Характеристика объекта исследования (вещество, материал, прибор, алгоритм, методика, рабочая зона) и области его применения	Объект исследования – Пластинчатый теплообменник Рабочая зона – Открытая площадка Область применения – Химическая промышленность
Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:	
1.Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности: -специальные (характерные при эксплуатации объекта исследования, проектируемой рабочей зоны) правовые нормы трудового законодательства; -организационные мероприятия при компоновке рабочей зоны.	- Федеральный закон «О специальной оценке условий труда»; - Федеральный закон «О промышленной безопасности опасных производственных объектов»; - Федеральный закон «Технический регламент о требованиях пожарной безопасности»; Федеральный закон «Об основах охраны труда в РФ» - Трудовой кодекс РФ.
2.Производственная безопасность: 2.1. Анализ выявленных вредных и опасных факторов 2.2. Обоснование мероприятий по снижению воздействия вредных и опасных факторов	Вредные факторы: 1. Повышенный уровень общей вибрации; 2. Повышенный уровень шума. Опасные факторы: 3. Наличие электромагнитных полей промышленных частот; 4. Высокая температура поверхности оборудования .
3. Экологическая безопасность: -анализ воздействия объекта на атмосферу (выбросы); - анализ воздействия объекта на гидросферу (сбросы); - анализ воздействия объекта на литосферу (отходы)	- Анализ воздействия объекта на атмосферу (тепловые загрязнения); - Анализ воздействия объекта на гидросферу (техническая вода); - Анализ воздействия объекта на литосферу (техническая вода).

4. Безопасность в чрезвычайных ситуациях:	Возможные ЧС: землетрясения, лесные пожары, пожарная и взрывная опасность, ураганы. Наиболее типичная ЧС: пожарная и взрывная опасность.
--	---

Дата выдачи задания для раздела по линейному графику	
---	--

Задание выдал консультант:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Ассистент	Черемискина Мария Сергеевна			

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
3-2К51	Масленников Иван Павлович		

9 Социальная ответственность

В данной дипломной работе производится расчет теплообменного оборудования для подогрева воды. Обеспечение безопасности условий работы достигается путем поддержания оборудования и технических средств в исправном состоянии, своевременным ремонтом, герметизацией аппаратов, поддержанием режима, утвержденного в технологическом регламенте для установки.

Область применения для данного пластинчатого теплообменника – химическая промышленность.

Производственная безопасность представляет собой систему организационных мероприятий и технических средств, уменьшающих вероятность воздействия на персонал опасных производственных факторов, вредных воздействий технологических процессов, энергии, средств, предметов, условий и режимов труда до приемлемого уровня. Необходимо выявить вредные и опасные производственные факторы, которые могут возникать при разработке и эксплуатации данных аппаратов.

9.1 Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности

Каждый гражданин РФ в соответствии с Конституцией имеет право на труд, а также создание условий занятости, отвечающих и технике безопасности и санитарногигиеническим нормативам.

В [19] установлены 4 класса условий труда, в частности: оптимальные; допустимые; вредные; опасные.

Условия труда на предприятии, для которого разрабатывается теплообменник, относятся к третьему классу. Данный класс разбит на подклассы, позволяющие учесть степень воздействия и предусмотреть льготы, позволяющие компенсировать причиненный вред. В частности, на законодательном уровне установлены следующие льготы: дополнительный отпуск; сокращенная норма часов труда в неделю; доплата в процентном

					ФЮРА.ПТ.000000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		85

соотношении к окладу либо часовой ставке; проведение медицинских обследований; досрочный выход на пенсию; выдача специального питания; страхование от несчастных случаев; запрет на совместительство должностей.

Работающим в районах Крайнего Севера вахтовым методом положен ряд определенных льгот. Особенности регулирования труда лиц, работающих в районах Крайнего Севера и приравненных к ним местностях, определены в гл. 50 ТК РФ.

Одной из основных льгот, предоставляемых данной категории работников, является районный коэффициент. Согласно ст. 315 ТК РФ оплата труда в районах Крайнего Севера и приравненных к ним местностях осуществляется с применением районных коэффициентов и процентных надбавок к заработной плате. Работникам также должна выплачиваться процентная «северная» надбавка к заработной плате. В отличие от районного коэффициента при выплате надбавок необходимо учитывать стаж работы в данных районах или местностях. Размер процентной надбавки и порядок ее выплаты (как и районный коэффициент) устанавливаются Правительством РФ (ст. 317 ТК РФ, ст. 11 Закона N 4520-1).

В соответствии со ст. 321 ТК РФ для работников Крайнего Севера предоставляется дополнительный отпуск, который составляет 24 календарных дня, а для лиц, работающих в местностях, приравненных к районам Крайнего Севера, — 16 календарных дней. Получить дополнительный отпуск работник имеет право на общих основаниях, то есть по истечении шести месяцев стажа у данного работодателя.

Гарантии и компенсации лицам, работающим вахтовым методом (Ст. 302 ТК РФ). Работники, выезжающие для выполнения работ вахтовым методом в северные районы из других районов, имеют право на установление районного коэффициента, надбавки к заработной плате и дополнительный оплачиваемый отпуск, предусмотренный для лиц, постоянно работающих в районах Крайнего Севера и приравненных к ним местностях.

					ФЮРА.ПТ.000000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		86

Вахтовый метод работы по Трудовому кодексу регулируется главой 47. Работодатель согласно ТК РФ, обеспечивает работников жильем, когда они находятся на месте проведения работ (ст. 297).

Оплата работы вахтовым методом ТК РФ отмечена в ст. 302. Любой календарный день пребывания на работе в вахтовый период, а также фактические дни пути от места, где находится работодатель (пункта сбора), до места выполнения трудовых задач и обратно оплачивается надбавкой, которая заменяет суточные. Ее величина и порядок выплаты зависит от того, какой организацией является работодатель.

9.2 Производственная безопасность

Производственная безопасность представляет собой систему организационных мероприятий и технических средств, уменьшающих вероятность воздействия на персонал опасных производственных факторов, вредных воздействий технологических процессов, энергии, средств, предметов, условий и режимов труда до приемлемого уровня. Необходимо выявить вредные и опасные производственные факторы, которые могут возникать при изготовлении и эксплуатации данного аппарата. Выбор факторов производится с использованием [20]. Выявленные факторы перечислены в таблице 9.1.

Таблица 9.1 - Опасные и вредные факторы при монтаже и эксплуатации пластинчатого теплообменника

Факторы (ГОСТ 12.0.003-2015)	Этапы работ		Нормативные документы
	Изготовление	Эксплуатация	
1. Повышенный уровень общей вибрации	+	+	ГОСТ 26568-85. Вибрация. Метод и средства защиты. Классификация [21]
2. Повышенный уровень шума	+	+	ГОСТ 12.1.003-2014. Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Шум. Общие требования безопасности. [22]

Продолжение таблицы 9.1

3. Наличие электромагнитных полей промышленных частот	+	+	ГОСТ 12.4.011-89 (ССБТ). Средства защиты работающих. Общие требования и классификация [23]
4. Высокая температура поверхности оборудования	+	+	ГОСТ 12.4.011-89 (ССБТ). Средства защиты работающих. Общие требования и классификация [23]; ГОСТ 14202-69. Трубопроводы промышленных предприятий. Опознавательная окраска, предупреждающие знаки и маркировочные щитки. [25]

Анализ выявленных вредных факторов при изготовлении и эксплуатации проектируемого пластинчатого теплообменника.

Производственное оборудование должно обеспечивать безопасность работающих при монтаже (демонтаже), вводе в эксплуатацию и эксплуатации как в случае автономного использования, так и в составе технологических комплексов при соблюдении требований (условий, правил), предусмотренных эксплуатационной документацией [21, 22].

1. Повышенный уровень общей вибрации

Появление данного вредного фактора вызвано тем, что через пластинчатый теплообменник проходят потоки воды со скоростью около 0.5 м/с. При этом поток многократно меняет своё направление, вследствие этого возникает вибрация. Под воздействием вибрации может возникать усталость, а как следствие низкий уровень производительности труда оператора.

Режим труда должен устанавливаться при показателе превышения вибрационной нагрузки на оператора не менее 1 дБ (в 1,12 раза), но не более 12 дБ (в 4 раза). При показателе превышения более 12 дБ (в 4 раза) запрещается проводить работы и применять машины, генерирующие такую вибрацию [21].

Основным способом обеспечения вибробезопасности должно быть создание и применение вибробезопасных машин. Создание вибробезопасных машин должно обеспечиваться применением методов, снижающих вибрацию в

источнике возбуждения, которые приведены в [22]. Для теплообменников характерно снижение уровня вибрации благодаря добавлению в их конструкцию отбойных устройств, изменение расстояния между перегородками, а также изменение конструкций самих перегородок. Для пластинчатого теплообменника уменьшение уровня вибрации можно добиться только благодаря размещению отбойных устройств непосредственно в патрубках штуцеров.

2. Повышенный уровень шума

Шум непосредственно связан с вибрацией, кроме того, основной шум создают насосы, которые и перекачивают потоки горячей и холодной воды.

Шум и вибрация не только ухудшают самочувствие человека и снижают производительность труда в среднем на 10-15%, но и очень часто приводят к профессиональным заболеваниям. Физиопатологические последствия могут проявляться в форме нарушения слуха и других симптомах.

В большинстве случаев технически трудно снизить шум до очень малых уровней, поэтому при нормировании исходят не из оптимальных, а из терпимых условий, т.е. таких, когда вредное действие шума на человека не проявляется или проявляется незначительно. Нормирование допустимых уровней звукового давления производится в соответствии с [22]. По данному ГОСТу уровень звука в производственных помещениях не должен превышать 85 дБА.

В качестве средств индивидуальной защиты от шума, разрабатываемого аппарат используются [23]:

- противошумные наушники, закрывающие ушную раковину снаружи;
- противошумные шлемы и каски.

3. Наличие электромагнитных полей промышленных частот

При сборке, настройке, подключении и эксплуатации разрабатываемого устройства возможно поражение электрическим током, что является опасным фактором

Согласно требованиям конструкция производственного оборудования, приводимого в действие электрической энергией, должна включать устройства (средства) для обеспечения электробезопасности.

					ФЮРА.ПТ.000000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		89

Технические средства и способы обеспечения электробезопасности (например, ограждение, заземление, зануление и др.) должны устанавливаться в стандартах и технических условиях на производственное оборудование конкретных групп, видов, моделей (марок) с учетом условий эксплуатации и характеристик источников электрической энергии.

Производственное оборудование должно быть выполнено так, чтобы исключить накопление зарядов статического электричества в количестве, представляющем опасность для работника, и исключить возможность пожара и взрыва.

Основные способы и средства электрозащиты [24]:

- изоляция токопроводящих частей и ее непрерывный контроль;
- предупредительная сигнализация и блокировки;
- использование знаков безопасности и предупреждающих плакатов;
- электрическое разделение сетей;
- защитное заземление;
- выравнивание потенциалов;
- зануление;
- защитное отключение;
- средства индивидуальной электрозащиты (прорезиненные перчатки).

4. Высокая температура поверхности оборудования

На теплообменник необходимо установить защитный экран для предотвращения разбрызгивания жидкости в случае выхода из строя прокладок. Защитный экран может быть изготовлен из листа оцинкованной или нержавеющей стали толщиной от 0,5 до 0,8 мм и размещаться между пакетом пластин и шпильками, стягивающими теплообменник.

При необходимости нахождения людей вблизи горячих частей оборудования должны быть приняты меры по их защите ожогов и действия высокой температуры (ограждение действующего оборудования, вентиляция, спецодежда и т.п.) [25].

					ФЮРА.ПТ.000000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		90

Все горячие части оборудования, трубопроводы, баки и другие элементы, прикосновение к которым может вызвать ожоги, должны иметь тепловую изоляцию. Температура на поверхности изоляции при температуре окружающего воздуха 25 °С должна быть не выше 45 °С. Окраска, условные обозначения, размеры букв и расположение надписей должны соответствовать правилам устройства и безопасной эксплуатации трубопроводов пара и горячей воды [26].

Трубопроводы агрессивных, легковоспламеняющихся, горючих, взрывоопасных или вредных веществ должны быть герметичными. В местах возможных утечек (краны, вентили, фланцевые соединения) должны быть установлены защитные кожухи, а при необходимости - специальные устройства со сливом из них продуктов утечек в безопасное место [26].

9.3 Экологическая безопасность

Мероприятия, направленные на сокращение и уменьшение воздействия на окружающую среду, условно подразделяются на профилактические и технологические.

Общие профилактические мероприятия, направленные на сокращение и уменьшение воздействия на окружающую среду:

- устройство и озеленение площадки;
- поддержание в полной технической исправности и герметичности резервуаров и емкостей, технологического оборудования и трубопроводов;
- планово-предупредительные ремонты технологического оборудования, выполняемые по утвержденным планам-графикам специализированными бригадами предприятия;
- контроль сварных стыков физическими методами;
- гидравлическое испытание трубопроводов, резервуаров и оборудования на прочность и герметичность;
- контролируемый и планируемый слив воды после гидроиспытаний;
- высокие требования к качеству металла труб;

					ФЮРА.ПТ.000000 ПЗ	Лист
						91
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

- необходимый запас надежности по толщине стенки труб;

Общие технологические мероприятия, направленные на сокращение и уменьшение воздействия на окружающую среду:

- покрытие оборудования и трубопроводов антикоррозионной изоляцией;
- защита оборудования от атмосферной коррозии;
- система постоянного контроля регламентированных значений технологических параметров.

1. Основные мероприятия по охране атмосферного воздуха:

С целью снижения неорганизованных выбросов вредных веществ, а именно кислой технической воды (вода с повышенным содержанием H^+), которая используется как горячая утилит в разрабатываемом теплообменнике, в атмосферу через неплотности аппаратов, арматуры и фланцевых соединений. Воздействие кислой воды на атмосферу аналогично воздействию кислых газов, а именно непригодность воздуха для вдыхания человеком ввиду раздражения слизистой системы. Для предотвращения утечек кислой воды предусмотрены следующие мероприятия:

- применение герметичных аппаратов и трубопроводов под давлением;
- герметичность трубопроводов за счет максимального соединения элементов трубопроводов сваркой;
- применение технологического оборудования и запорно-регулирующей арматуры в соответствии с рабочими параметрами процесса и коррозионной активностью среды;
- предусмотрена система предохранительных клапанов для защиты аппаратов и трубопроводов от превышения давления;
- сбор утечек от насосов технологического оборудования предусмотрен в емкости закрытой дренажной системы опасных стоков;
- непрерывный контроль загазованности в местах максимально

					ФЮРА.ПТ.000000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		92

возможных выделений углеводородов;

- периодический контроль максимально разовой ПДК не реже 1 раза в квартал (для веществ III, IV классов опасности), не реже 1 раза в месяц (для веществ II класса опасности);

- периодический контроль за среднесменными ПДК не реже 1 раза в месяц.

2. Основные мероприятия по защите поверхностных вод

Для защиты поверхностных вод от кислой воды предусмотрены следующие мероприятия:

- открытая дренажная система поверхностных стоков;
- открытая дренажная система опасных стоков;
- закрытая дренажная система;

Для предупреждения истощения подземных вод предусмотрены следующие мероприятия:

- учёт использования подземных вод на проектируемом объекте;
- строгое соблюдение лимитов на воду;
- проведение гидрогеологического контроля за предотвращением истощения эксплуатационных запасов подземных вод;

3. Основные мероприятия по охране почв от возможного загрязнения за счет утечки кислой воды из-под фланцевых соединений теплообменника или трубопровода.

Для защиты почв предусмотрены следующие мероприятия:

- выполнение строительных работ исключительно в пределах монтажной площадки;
- организация площадок для сбора и хранения отходов производства и потребления;
- сдача отходов производства и потребления осуществляется в специализированную организацию;
- планировка и устройство твердого покрытия на технологических площадках;

					ФЮРА.ПТ.000000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		93

- устройство ограждающих стен вокруг технологических резервуаров;

9.4 Безопасность в чрезвычайных ситуациях

Перечень возможных чрезвычайных ситуаций на объекте:

1. Пожарная и взрывная опасность;
2. Землетрясения;
3. Лесные пожары;
4. Ураганы

Наиболее возможной чрезвычайной ситуацией на производстве, вблизи с разрабатываемым теплообменником, является пожарная и взрывная опасность. Данное ЧС наиболее вероятно т.к. разрабатываемый теплообменник находится рядом с печью, которая обеспечивает его горячей утилитой, вырабатывая при этом тепло за счет сжигания метана.

Производственные помещения, в которых ведутся работы с метаном, должны быть обеспечены приточно-вытяжной вентиляцией, а оборудование - местными отсосами. В помещениях для хранения и применения метана запрещается обращение с открытым огнем, а также использование инструментов, дающих при ударе искру. Электрооборудование и искусственное освещение должно быть выполнено во взрывобезопасном исполнении.

Меры по ликвидации чрезвычайных ситуаций и последствий.

Действия работников при возникновении аварий и аварийных ситуаций определяются по [27].

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;

					ФЮРА.ПТ.000000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		94

- на установке отсутствуют открытые поверхности аппаратов и трубопроводов с температурой выше температуры самовоспламенения обращаемых 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.

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.

На установке предусмотрены следующие средства пожаротушения:

- первичные средства пожаротушения (огнетушители – пенные ОХП-10, корюшковые ОПУ-10, ОПС-10г, углекислотные ОУ-5, ОУ-8; кошмы, ящики с песком, лопаты и т.д.);
- стационарная система пенотушения открытой насосной;
- водяная оросительная система шаровых хранилищ метана;
- пожарные краны в помещении компрессорной [28].

Вывод:

На опасном производственном объекте, где применяются, транспортируются, производятся легковоспламеняющиеся, горючие жидкости и газы во избежание аварий, инцидентов и несчастных случаев, необходимо соблюдать установленные законодательством и производственными инструкциями требования безопасности, эксплуатацию технических устройств производить согласно инструкций заводовизготовителей. Работодатель должен обеспечить персонал объекта необходимыми средствами защиты от опасных и вредных производственных факторов, а также организовать отдых работников после рабочей смены.

					ФЮРА.ПТ.000000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		95

Заключение

Результатом выполнения выпускной квалификационной работы стало разработка пластинчатого теплообменника для обеспечения горячими утилитами тепловых завес зданий предприятий.

Был произведен технологический расчет, результатом которого стало определение поверхности теплообмена, а также подбор стандартного пластинчатого теплообменника; механический расчет, результатом которого стало соответствие элементов аппарата критерием надежности. Разработанный пластинчатый теплообменник соответствует всем ГОСТам, СНИПам и т.д., а также обеспечивает заданную производительность по воде для обеспечения горячей утилитой тепловых завес зданий предприятий.

В разделе «Социальная ответственность» проведен анализ вредных факторов, связанных с эксплуатацией данного пластинчатого теплообменника. Также в данном разделе приведены и обоснованы рекомендации по снижению воздействия вредоносных факторов на организм человека и окружающую среду.

В разделе «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение» был произведен расчет ТЭП, определена точка безубыточности, а также были проанализированы сильные и слабые стороны разрабатываемого пластинчатого теплообменника.

					ФЮРА.ПТ.000000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		96

Список использованных источников

1. Дытнерский Ю. И. Процессы и аппараты химической технологии: Пособие по проектированию/ Ю. И. Дытнерский, Г. С. Борисов, В. П. Брыков - М.: Химия, 1991. 496 с.: ил.
2. Павлов К.Ф., Романков П.Г., Носков А.А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. - Л.: Химия, 1987. - 576 с.
3. Поникаров, Иван Ильич. Расчеты машин и аппаратов химических производств и нефтегазопереработки (примеры и задачи): учебное пособие для вузов / И. И. Поникаров, С. И. Поникаров, С. В. Рачковский. - Москва: АльфаМ, 2011. - 718 с.
4. ГОСТ 34233.1-2017. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Общие требования. Изд. официальное. - М.: Издательство стандартов, 2017. -26 с.
5. Лашинский А.А., Толчинский А.Р. Основы конструирования и расчета химической аппаратуры. Справочник. - Л.:Машиностроение, 1970. - 752с.
6. ГОСТ 15518-87 Аппараты теплообменные пластинчатые. Типы, параметры и основные размеры (с Изменением N 1). М.: ИПК Издательство стандартов, 1999. -20с.
7. В.М.Беляев, В.М.Миронов, В. В. Тихонов. Конструирование и расчёт элементов оборудования отрасли. Часть I. Аппараты с механическими перемешивающими. Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2009. - 95 с.
8. Семакина О.К. Машины и аппараты химических производств. Ч. 1. Учеб. Пособие /Том. Политехн. Ун-т. Томск, 2003. -118с.
9. ГОСТ 34233.4-2017. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет на прочность и герметичность фланцевых соединений.

					ФЮРА.ПТ.000000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		97

10. ГОСТ Р 54432-2011. Фланцы арматуры, соединительных частей и трубопроводов на номинальное давление от PN1 до PN200. Конструкция, размеры и общие технические требования.
11. ГОСТ 481-80 Паронит и прокладки из него. Технические условия (с Изменениями N 1-5, с Поправкой). М.: Издательство стандартов, 1992. -12с.
12. ГОСТ 34233.6-2017. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет на прочность при малоцикловых нагрузках. М.: Стандартиформ, 2019. -50с.
13. ГОСТ 34233.2-2017. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет цилиндрических и конических обечаек, выпуклых и плоских днищ и крышек. М.: Издательство стандартов, 2017. -44 с.
14. ГСССД 2-77 Вода. Плотность при атмосферном давлении и температурах от 0 до 100 °С
15. А.А. Волошин. Расчет фланцевых соединений трубопроводов и сосудов. СУДПРОМГИЗ. Л., 1959.
16. РД 26-01-86-88. Аппараты теплообменные пластинчатые. Метод расчета на прочность и герметичность. Харьков: УкрНИИХиммаш, 1988. -21с.
17. ГОСТ 25859-83 Сосуды и аппараты стальные. Нормы и методы расчета при малоцикловых нагрузках. М.: Издательство стандартов, 1983. -52с.
18. Воздушно-тепловые завесы ЗВТ. Каталог. [Электронный ресурс] - Режим доступа: <https://clck.ru/Mg7ZJ> (Дата обращения: 11.03.2020).
19. Федеральный закон №426-ФЗ от 28 декабря 2013 г.
20. Кожухотрубные теплообменники. Инструкция по эксплуатации и техническому обслуживанию. Режим доступа: <https://clck.ru/Mp6ar> дата обращения - 17.05.18.
21. ГОСТ 26568-85. Вибрация. Метод и средства защиты. Классификация. (с Изменением N 1). - М.: Издательство стандартов, 1987. – 17с.
22. ГОСТ 12.1.003-2014. Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Шум. Общие требования безопасности. - М.: Стандартиформ, 2015. – 27с.

					ФЮРА.ПТ.000000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		98

23. ГОСТ 12.2.003-91. Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Оборудование производственное. Общие требования безопасности. - М.: ИПК Издательство стандартов, 2001.

24. ГОСТ 12.4.011-89 (ССБТ). Средства защиты работающих. Общие требования и классификация //Электронный фонд правовой и нормативно-технической документации. 2018. Режим доступа: <http://docs.cntd.ru/document/1200000277> (дата обращения: 25.04.19.).

25. ГОСТ 14202-69. Трубопроводы промышленных предприятий. Опознавательная окраска, предупреждающие знаки и маркировочные щитки. - М.: ИПК Издательство стандартов, 2004.

26. Назаренко О. Б. Безопасность жизнедеятельности: учебное пособие / О. Б. Назаренко, Ю. А. Амелькович; Томский политехнический университет. – 3-е изд., перераб. и доп. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2013. – 178 с.

27. СНиП 21-01-97*. Пожарная безопасность зданий и сооружений (с Изменениями N 1, 2). - М.: ГУП ЦПП, 2002. – 38с.

28. Рекомендации по устройству и безопасной эксплуатации технологических трубопроводов. Приказ от 27 декабря 2012 года N 784 [Электронный ресурс] – Режим доступа: <http://docs.cntd.ru/document/542627299> (дата обращения 04.04.2020).