

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

Инженерная школа новых производственных технологий

Научно-образовательный центр Н. М. Кижнера

Направление подготовки 18.03.02 Энерго- и ресурсосберегающие процессы в химической технологии, нефтехимии и биотехнологии

Профиль Машины и аппараты химических производств

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

Тема работы
Проект конденсатора холодильника бинарной смеси бензол-толуол
УДК <u>621.565.044:547.532/.533</u>

Студент

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4К41	Червинский Александр Сергеевич		

Руководитель

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
доцент	Тихонов Н. В.	к.т.н.		

КОНСУЛЬТАНТЫ:

По разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Верховская М. В.	к.э.н.		

По разделу «Социальная ответственность»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Штейнле А. В.	к.м.н.		

По разделу «Механический расчет оборудования»

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

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ:

Руководитель НОЦ Н.М. Кижнера	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Профессор	Краснокутская Е.А.	д.х.н., проф.		

Томск – 2018 г.

Запланированные результаты обучения по ООП 18.03.01 в 2018 г.

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

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

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

УТВЕРЖДАЮ:
Руководитель ООП
_____ Краснокутская Е.А.
(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
4К41	Червинский Александр Сергеевич

Тема работы:

Проект конденсатора холодильника бинарной смеси бензол-толуол

Утверждена приказом директора (дата, номер)

Срок сдачи студентом выполненной работы:

ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ:

Исходные данные к работе

(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.).

Расчет конденсатора-холодильника бинарной смеси бензол-толуол

Производительность – 165 тонн/сутки
Содержание низкокипящего компонента в смеси (% массовые) – 92 %.

Пары поступают в аппарат при температуре конденсации и $P = 0,1$ МПа конденсат отводится при температуре 18°C .

Вода поступает в трубное пространство при $P = 0,28$ МПа

Температура охлаждающей воды:

- на входе – 12°C ;

- на выходе – 24°C .

Исполнение по материалу М10: Кожух – 12X18Н10Т; Распределительная камера – 16ГС; Теплообменная труба – 12X18Н10Т; Трубная решетка – 12X18Н10Т;

<p>Перечень подлежащих исследованию, проектированию и разработке вопросов</p> <p><i>(аналитический обзор по литературным источникам с целью выяснения достижений мировой науки техники в рассматриваемой области; постановка задачи исследования, проектирования, конструирования; содержание процедуры исследования, проектирования, конструирования; обсуждение результатов выполненной работы; наименование дополнительных разделов, подлежащих разработке; заключение по работе).</i></p>	<ol style="list-style-type: none"> 1. Обзор литературы 2. Описание технологической схемы 3. Расчет кожухотрубчатого конденсатора-холодильника <ol style="list-style-type: none"> 3.1. Технологический расчет 3.2. Конструктивный расчет 3.3. Гидравлический расчет конденсатора 3.4. Механический расчет конденсатора 4. Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение <ol style="list-style-type: none"> 4.1. Предпроектный анализ. анализ рынка. основные потребители и конкуренты 4.2. Анализ конкурентных технических решений 4.3. SWOT-анализ 4.4. Экономическая часть 4.5. Определение ресурсосберегающей, финансовой, бюджетной, социальной и экономической эффективности проект 5. Социальная ответственность <ol style="list-style-type: none"> 5.1. Производственная безопасность 5.2. Экологическая безопасность 5.3. Безопасность в чрезвычайных ситуациях 5.4. Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности
<p>Перечень графического материала</p> <p><i>(с точным указанием обязательных чертежей)</i></p>	<p>Лист 1 – Технологическая схема установки А1. Лист 2 – Общий вид конденсатора-холодильника А0</p>

<p>Консультанты по разделам выпускной квалификационной работы</p> <p><i>(с указанием разделов)</i></p>	
<p style="text-align: center;">Раздел</p>	<p style="text-align: center;">Консультант</p>
<p style="text-align: center;">Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение</p>	<p style="text-align: center;">Верховская Марина Витальевна</p>
<p style="text-align: center;">Социальная ответственность</p>	<p style="text-align: center;">Штейнле Александр Владимирович</p>
<p style="text-align: center;">Механический расчет оборудования</p>	<p style="text-align: center;">Беляев Василий Михайлович</p>

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

Задание выдал руководитель:

<p style="text-align: center;">Должность</p>	<p style="text-align: center;">ФИО</p>	<p style="text-align: center;">Ученая степень, звание</p>	<p style="text-align: center;">Подпись</p>	<p style="text-align: center;">Дата</p>
<p style="text-align: center;">Доцент</p>	<p style="text-align: center;">Тихонов Николай Викторович</p>	<p style="text-align: center;">к.т.н.</p>		

Задание принял к исполнению студент:

<p style="text-align: center;">Группа</p>	<p style="text-align: center;">ФИО</p>	<p style="text-align: center;">Подпись</p>	<p style="text-align: center;">Дата</p>
<p style="text-align: center;">4К41</p>	<p style="text-align: center;">Червинский Александр Сергеевич</p>		

**ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА
«ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ, РЕСУРСОЭФФЕКТИВНОСТЬ И РЕСУРСОСБЕ-
РЕЖЕНИЕ»**

Студенту:

Группа	ФИО
4К41	Червинский Александр Сергеевич

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

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

<ol style="list-style-type: none"> 1. Стоимость ресурсов научного исследования (НИ): материально-технических, энергетических, финансовых, информационных и человеческих 2. Нормы и нормативы расходования ресурсов 3. Используемая система налогообложения, ставки налогов, отчислений, дисконтирования и кредитования 	<p>Использование информации, представленной в российских и иностранных научных публикациях, аналитических материалах и изданиях, нормативно-правовых документах.</p>
---	--

Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:

<ol style="list-style-type: none"> 1. Оценка коммерческого потенциала, перспективности и альтернатив проведения НИ с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения 2. Планирование и формирование бюджета научных исследований 3. Определение ресурсной (ресурсосберегающей), финансовой, бюджетной, социальной и экономической эффективности исследования 	<p>Проведение предпроектного анализа. Определение целевого рынка и проведение его сегментирования. Выполнение SWOT-анализа проекта.</p> <p>Составление календарного плана проекта. Определение бюджета НИИ</p> <p>Проведение оценки экономической эффективности исследования.</p>
--	---

Перечень графического материала (с точным указанием обязательных чертежей):

1. Оценка конкурентоспособности технических решений
2. Матрица SWOT
3. Альтернативы проведения НИ
4. График проведения и бюджет НИ
5. Оценка ресурсной, финансовой и экономической эффективности НИ

Дата выдачи задания для раздела по линейному графику

Задание выдал консультант:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Верховская Марина Витальевна	К.Э.Н		

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4К41	Червинский Александр Сергеевич		

ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА «СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ»

Студенту:

Группа	ФИО
4К41	Червинский Александр Сергеевич

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

Исходные данные к разделу «Социальная ответственность»:

<p>1. Характеристика объекта исследования (вещество, материал, прибор, алгоритм, методика, рабочая зона) и области его применения</p>	<p><i>Объект исследования – кожухотрубчатый конденсатор-холодильник бинарной смеси бензол-толуол.</i></p> <p><i>Рабочая зона – рабочее место.</i></p> <p><i>Область применения – нефтеперерабатывающая промышленность</i></p>
---	---

Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:

<p>1. Производственная безопасность</p> <p>1.1. Анализ выявленных вредных факторов при разработке и эксплуатации проектируемого решения в следующей последовательности:</p> <ul style="list-style-type: none"> – физико-химическая природа вредности, её связь с разрабатываемой темой; – действие фактора на организм человека; – приведение допустимых норм с необходимой размерностью (со ссылкой на соответствующий нормативно-технический документ); – предлагаемые средства защиты; – (сначала коллективной защиты, затем – индивидуальные защитные средства). <p>1.2. Анализ выявленных опасных факторов при разработке и эксплуатации проектируемого решения в следующей последовательности:</p> <ul style="list-style-type: none"> – механические опасности (источники, средства защиты); – термические опасности (источники, средства защиты); – опасность поражения электрическим током (источники, средства защиты) 	<p><i>1.1 Выявление вредных факторов в рабочей зоне при эксплуатации оборудования:</i></p> <ul style="list-style-type: none"> - повышенный уровень вибрации; - повышенный уровень шума на рабочем месте; - вредные вещества(бензин, бензол, толуол, ксилол); <p><i>1.2 Выявление опасных факторов в рабочей зоне при эксплуатации оборудования:</i></p> <ul style="list-style-type: none"> - подвижные части оборудования (насосы); - электробезопасность (вероятность поражения электрическим током, токоотводящие части электрооборудования). - повышенная температура поверхности оборудования.
<p>2. Экологическая безопасность:</p> <ul style="list-style-type: none"> – анализ воздействия объекта на атмосферу (выбросы); – анализ воздействия объекта на гидросферу (сбросы); – анализ воздействия объекта на литосферу (отходы); – разработать решения по обеспечению экологической безопасности со ссылками на НТД по охране окружающей среды. 	<ul style="list-style-type: none"> - вредные вещества (бензол, толуол, ксилол, бензин), которые выделяются и используются во время производства в качестве сырья или продукта; - выброс вредных и пожароопасных веществ в атмосферу, в результате выравнивания давления в аппарате с атмосферным давлением, при спуске паров вредных веществ с помощью специальных патрубков для соединения с атмосферой; - выброс вредных веществ при правильной эксплуатации оборудования не осуществляется - химическое загрязнение водотоков в результате удаления вредных веществ в канализацию - разработаны решения по обеспечению экологической безопасности.

<p>3. Безопасность в чрезвычайных ситуациях:</p> <ul style="list-style-type: none"> – перечень возможных ЧС при разработке и эксплуатации проектируемого решения; – выбор наиболее типичной ЧС; – разработка превентивных мер по предупреждению ЧС; – разработка действий в результате возникшей ЧС и мер по ликвидации её последствий. 	<p><i>перечень возможных ЧС при эксплуатации оборудования, с выявлением основных ЧС:</i></p> <p><i>- пожар, взрыв в результате накопления взрывоопасных веществ в воздухе.</i></p> <p><i>Взрывобезопасность должна обеспечиваться мерами взрывопреупреждения и взрывозащиты, осуществлением специальных организационных и организационно технических мероприятий в объеме требований, установленных действующими нормами взрывобезопасности.</i></p>
<p>4. Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности:</p> <ul style="list-style-type: none"> – специальные (характерные при эксплуатации объекта исследования, проектируемой рабочей зоны) правовые нормы трудового законодательства; – организационные мероприятия при компоновке рабочей зоны. 	<p><i>"Трудовой кодекс Российской Федерации"</i></p> <p><i>-организационные мероприятия при компоновке рабочей зоны: технический перерыв, проветривание, полная изоляция от производственных источников шума и вибрации.</i></p>

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

Задание выдал консультант:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Штейнле Александр Владимирович	К.М.Н.		

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4К41	Червинский Александр Сергеевич		

РЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа содержит 153 с., 39 рисунков, 43 таблицы, 58 источников, 2 приложения.

Ключевые слова: КОЖУХОТРУБЧАТЫЙ КОНДЕНСАТОР, ТРУБНАЯ РЕШЕТКА, ФЛАНЕЦ, ПЕРЕГОРОДКА, ОПОРНАЯ ЛАПА, ОБЕЧАЙКА.

Объектом исследования является кожухотрубчатый конденсатор-холодильник бинарной смеси бензол-толуол.

Цель работы – расчет и выбор аппарата для конденсации паров бинарной смеси бензол-толуол.

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

В результате работы был выбран подходящий конденсатор-холодильник для ректификационной установки

Область применения: нефтеперерабатывающий завод.

В финансовом менеджменте произведен экономический расчет выбранной технологии, ректификационной установки.

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

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	12
1 ОБЗОР ЛИТЕРАТУРЫ.....	14
2 ОПИСАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СХЕМЫ.....	20
3 РАСЧЕТ КОЖУХОТРУБЧАТОГО КОНДЕНСАТОРА-ХОЛОДИЛЬНИКА.....	23
3.1 ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ.....	23
3.1.1 Тепловой расчет.....	23
3.1.2 Ориентировочный расчет и подбор конденсатора.....	27
3.1.3 Уточненный расчет и выбор кожухотрубчатого конденсатора.....	31
3.1.3.1 Коэффициент теплоотдачи от стенки к смеси (I зона).....	31
3.1.3.2 Коэффициент теплоотдачи от смеси к стенки (II зона)	34
3.1.3.3 Суммарное термическое сопротивление стенки и загрязнений.....	38
3.1.3.4 Коэффициенты теплопроводности теплообмена.....	38
3.2 КОНСТРУКТИВНЫЙ РАСЧЕТ.....	41
3.2.1 Подбор и расчет штуцеров	41
3.2.2 Подбор фланцев на штуцера	44
3.2.3 Выбор конструкционных материалов конденсатора	45
3.2.4 Подбор продольных и поперечных перегородок	48
3.2.5 Расчет тепловой изоляции	50
3.3 ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ КОНДЕНСАТОРА	51
3.3.1 Расчет потерь давления в трубопроводе	52
3.3.2 Расчет потерь давления в трубном пространстве конденсатора.....	53
3.3.3 Подбор насоса по рассчитанным данным.....	55
3.4 МЕХАНИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ КОНДЕНСАТОРА.....	56
3.4.1 Расчет толщины стенки кожуха	59
3.4.2 Расчет толщины стенки эллиптического днища	62
3.4.3 Расчет толщины распределительной камеры	65
3.4.4 Фланцевые соединения	66
3.4.4.1 Подбор фланцев и прокладок для обечаек и днищ.....	66
3.4.4.2 Расчет на прочность и герметичность фланцевых соединений	67
3.4.5 Расчет толщины плоской крышки	79
3.4.6 Расчет температурных деформаций	85
3.4.7 Проверка необходимости укрепления отверстий.....	87

3.4.8	Поверочный расчет конденсатора на прочность	93
3.4.8.1	Вспомогательные величины	94
3.4.8.2	Расчет толщины трубной решетки.....	100
3.4.8.3	Расчет прочности трубной решетки.....	101
3.4.8.4	Проверка прочности и жесткости трубных решеток.....	104
3.4.8.5	Расчет прочности и устойчивости кожуха	107
3.4.8.6	Расчет труб на прочность. Расчет крепления труб в решетке	108
3.4.8.7	Расчет развальцовочного соединения.....	110
3.4.8.8	Проверка толщины перегородок трубного пространства.....	112
3.4.9	Расчет конденсатора от воздействия опорных нагрузок	113
3.4.9.1	Расчет веса аппарата.....	114
3.4.9.2	Подбор и расчет опорных лап	116
4	ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ, РЕСУРСОЭФФЕКТИВНОСТЬ И	
	РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ	120
4.1	Предпроектный анализ. Анализ рынка. Основные потребители и конкуренты	120
4.2	Анализ конкурентных технических решений	120
4.3	SWOT-анализ	122
4.4	Экономическая часть.....	126
4.4.1	Планирование работ	126
4.4.2	Трудоемкость выполнения работ.....	127
4.4.3	График проведения работ	127
4.4.4	Расчет затрат	130
4.4.4.1	Материальные затраты	130
4.4.4.2	Сумма амортизационных отчислений	131
4.4.4.3	Расчет основной заработной платы.....	132
4.4.4.4	Дополнительная заработная плата	133
4.4.4.5	Отчисления во внебюджетные фонды	133
4.4.4.6	Накладные расходы	134
4.4.4.7	Формирование бюджета затрат проекта.....	134
4.5	Определение ресурсосберегающей, финансовой, бюджетной, социальной и экономической эффективности проекта.....	135
5	СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ	137
5.1	Производственная безопасность	137

5.1.1 Анализ вредных факторов при эксплуатации кожухотрубчатого конденсатора .	138
5.1.2 Анализ опасных факторов при эксплуатации кожухотрубчатого конденсатора .	140
5.2 Экологическая безопасность	141
5.3 Безопасность в чрезвычайных ситуациях	143
5.4 Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности.....	143
5.4.1 Специальные правовые нормы трудового законодательства	143
5.4.2 Организационные мероприятия при компоновке рабочей зоны	144
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	146
СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ	147
ПРИЛОЖЕНИЕ А.1	152
ПРИЛОЖЕНИЕ А.2	153

ВВЕДЕНИЕ

Цель данной работы состоит в том, что необходимо модернизировать теплообменное оборудование, тем самым оптимизировать процесс теплообмена в нефтеперерабатывающей промышленности. Технологический расчет позволяет определить минимальное количество энергии, требуемое для реализации технологии. На практике для обеспечения дополнительными объемами тепловой энергии можно осуществить это путем увеличения мощности местных котельных, использовать подходящие для этого паровые, водоподогревательные котлы. Потоки, образующиеся в процессе переработки нефти, температура которых высоки, можно пропускать через теплообменное оборудования, тем самым, исключая потребность в дополнительном оборудовании, что экономически не целесообразно. Проектируя новое теплообменное оборудования для сбережения энергии необходимо увеличить поверхность теплообменников, это позволит увеличить степень рекуперации тепла на технологических установках и уменьшить расход топлива. Увеличить поверхность можно путем увеличения скорости потока, для создания турбулентности потока. Подобрать подходящие материалы, между которыми протекает теплообмен. Предусмотреть перегородки в межтрубном пространстве, для того чтобы эффективно задействовать поверхность соприкосновения теплоносителя и стенки теплообменной трубы. Оребрение труб.

Данная область модернизации относится к Омскому нефтеперерабатывающему заводу. Данное предприятие осуществляет масштабную модернизацию оборудования, технологии уже с 2008 года. АО «Газпромнефть-ОНПЗ» один из самых современных нефтеперерабатывающих заводов России и одним из крупных в мире. В таблице основные характеристики завода [1].

Таблица 1 – Основные характеристики Омского НПЗ

Наименование характеристики	Показатель
Объем переработки	20,5 млн. тонн нефти в год
Глубина переработки	90,6%
Выход светлых нефтепродуктов	70,92%
Ассортимент продукции	50 наименований
Производство топлива «Евро -5»	100%
Общая численность сотрудников	3000 человек

Задачи в дипломной работе по проектированию кожухотрубчатого конденсатора следующие:

- По исходным данным сделать технологический расчет оборудования, цель которого состоит в расчете поверхности теплообмена, согласно которому необходимо подобрать из ряда стандартных теплообменников наиболее подходящий;
- После выяснения основных геометрических величин оборудования, выбрать его исполнения по материалам, которое можно применить исходя из того что в оборудовании протекает теплообмен между водой и паром бинарной смесью бензол-толуол;
- Рассчитать гидравлическое сопротивление трубопровода с оборотной водой, и сопротивление в трубном пространстве теплообменника. По расчетам подобрать насос, для перекачивания воды;
- Для обеспечения надежности оборудования во время эксплуатации, или во время монтажных работ, гидроиспытаний, необходимо сделать механический расчет элементов, узлов оборудования, и проверить надежность оборудования в целом;
- Рассчитать экономическую целесообразность проектируемого оборудования и выбранной технологической схемы;
- Рассмотреть вопросы выполнения требований безопасности и гигиены труда к промышленной безопасности, по охране окружающей среды. Выяснить всевозможные опасности при эксплуатации проектируемого оборудования, описать опасные и вредные факторы. Предложить мероприятия по организации безопасности согласно стандартам.

Задачи, касающиеся расчета оборудования, решаются при использовании программного обеспечения Mathcad.

По результатам расчета ожидается подбор эффективного оборудования для реализации теплообмена между паром бинарной смеси и водой, обладающего экономической эффективностью и имеющего экономически целесообразную технологию по получению продуктов бензола и толуола.

Конечной задачей является разработка чертежа модернизированного теплообменного оборудования.

1 ОБЗОР ЛИТЕРАТУРЫ

Основным производством ароматических углеводородов является каталитический риформинг. Для производства ароматических углеводородов, таких как бензол, толуол, ксилол, используют узкие бензиновые фракции. В зависимости от температуры кипения индивидуальных углеводородов, прямогонные фракции, используемые для получения бензола и толуола, является фракция 62 – 105°С. Такая фракция состоит только из углеводородов C₆ и C₇ [2]. В свою же очередь получение индивидуальных ароматических углеводородов делятся на фракционные составы сырья по температуре. В таблице 2 представлены углеводород, из которого получается при риформинге ароматический углеводород и температура кипения [2].

Таблица 2 – Углеводороды, подвергающиеся ароматизации и их температура кипения

Наименование углеводорода	Температура кипения, °С	Образующийся ароматический углеводород	Применяемый фракционный состав сырья, °С
Циклогексан	80,8	Бензол	62 – 85
Метилциклопентан	71,8	($t_{\text{кип}} = 80,1^{\circ}\text{C}$)	
<i>n</i> – Гексан	68,7	62-85	
Метилциклогексан	100,9	Толуол	85 – 105
Диметилциклопентаны	90,8 – 91,9	($t_{\text{кип}} = 110,6^{\circ}\text{C}$)	
<i>n</i> – Гептан			
Этилциклогексан	131,8	Ксилолы	105 – 140
Диметилциклогексаны	119,3 – 129,7	и этилбензол	
<i>n</i> – Октан	125,7	($t_{\text{кип}} = 136,2 – 144,4^{\circ}\text{C}$)	

Ежегодно повышается рост автомобилей и тем самым возрастает потребление бензинов. В связи с этим ужесточаются требования к качеству бензинов, а чтобы добиться высокого качества (высокооктанового) бензина, необходимо усовершенствовать технологии процессов получения бензинов, а также компонентов бензина. Очистить бензин от примесей, это значит удалить из него примеси токсичных вещества бензол, толуол, ксилол. Хотя примеси и токсичны, но они в свое же время широко применяются в производстве.

					ФЮРА.065121.001 ПЗ		
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			
Студент		Червинский А.С.			Лит.	Лист	Листов
Руковод.		Тихонов Н.В.			Д	14	6
Конс.					ТПУ ИШНПТ Группа 4К41		
Н.контр.							
Руков. ОПП		Краснокутская Е.А.					
Обзор литературы							

Бензол как ароматический углеводород очень значим на сегодняшний день. Из него получают лекарства, пластмасс, синтетические резины, красители.

Толуол нефтяной широко применяется как растворитель для многих полимеров в химическом синтезе. Так же он входит в состав растворителей для лаков и красок.

Но так как в последнее время спрос на бензол опережает спрос на толуол. То на предприятии ОНПЗ в основном получают бензол такими методами в добавок к каталитическому риформингу, как термодекларирование толуола, диспропорционирования и трансалкилирования толуола. Технологический процесс диспропорционирования толуола происходит восстановления бензола, это означает, что у толуола теряется метильная группа. Но так же происходит переалкилирование – метильная группа присоединяется к другой молекуле толуола [3].

В данной дипломной работе рассматривается процесс ректификации ректификационной установки. Поэтому технологическую схему стоит выбирать для данного блока установки.

Ректификация – процесс тепло и массопереноса, посредством которого происходит разделение бинарных или многокомпонентных смесей на составляющие [4]. Так как производство непрерывно работает, то технология по получению бензола и толуола заключается в непрерывной ректификации. Схема ректификационной установки непрерывного действия для двухкомпонентной смеси изображена на рисунке 1.

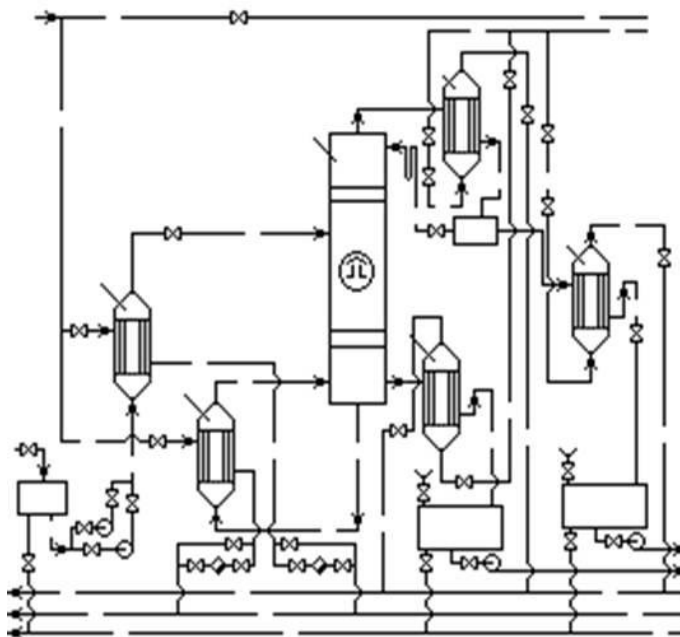


Рисунок 1 – Схема непрерывно действующей ректификационной установки

Для того чтобы осуществить разделение компонентов бинарной смеси бензол-толуол необходимо использовать такие аппараты как:

- ректификационная колонна;
- дефлегматор;
- кипятильник;
- подогреватель;
- холодильник;
- емкости;
- насосы.

Ректификационная колонна представляет собой вертикальный сосуд с внутренними тепло - и массообменными устройствами для разделения смесей на фракции. Кипятильник, подогреватель, холодильник, все они выполнены одной конструкции, и это кожухотрубчатые аппараты, но отличаются внутренними конструкциями, так как предназначены для разных процессов.

В нефтехимической промышленности без теплообменных аппаратов не обойтись, их значительный объем объясняется тем, что почти все основные процессы химической технологии связаны с подводом или отводом тепла [5]. Существует множество конструкций теплообменного аппарата, но самым основным в нефтеперерабатывающем комплексе является кожухотрубчатый теплообменник, он способен работать с очень загрязненными средами, выдерживать высокие давления, работать при больших разностях температуры. Для сохранения таких показателей жертвуют таким параметром как габариты, и это на сегодняшний день является основной проблемой, которая может возникнуть при производстве теплообменника.

В настоящее время кожухотрубчатые теплообменники применяются со спиральными перегородками в межтрубном пространстве или с витыми трубками. Использование витых трубок ведет к турбулентности потока трубного пространства, внедряя такой трубный пучок, позволяет увеличить количество труб на 40 % [6]. Но в основном такие теплообменники применяют в криогенной области для получения жидкого азота [5]. Использование спиральных перегородок ведет к закручиванию потока, как жидкости, так и пара, все это ведет к турбулентности потока в межтрубном пространстве. За счет этого исключается вибрация, повышается тепловая мощность оборудования. Если увеличивается скорость потока, значит увеличивается и давления, поэтому теплообменник такого исполнения способен работать под высокими давлениями [6].

Кроме того, кожухотрубчатые теплообменники ремонтпригодны, и заменить трубный пучок на пучок с такими перегородками, не составляет сложности.

					<i>Обзор литературы</i>	<i>Лист</i>
						16
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

Именно такое исполнение кожухотрубчатых теплообменников разрабатывает российская инжиниринговая компания ЛОТОС.

В трубном пространстве теплообменника Lotus организуется высокая скорость потока с образованием макровихрей, то есть достигается высокие значения Рейнольдса. Поток завихряясь ударяется об стенки и создает эффект самоочищения поверхности труб. На рисунке 2 изображена схема движения среды в трубах [7].

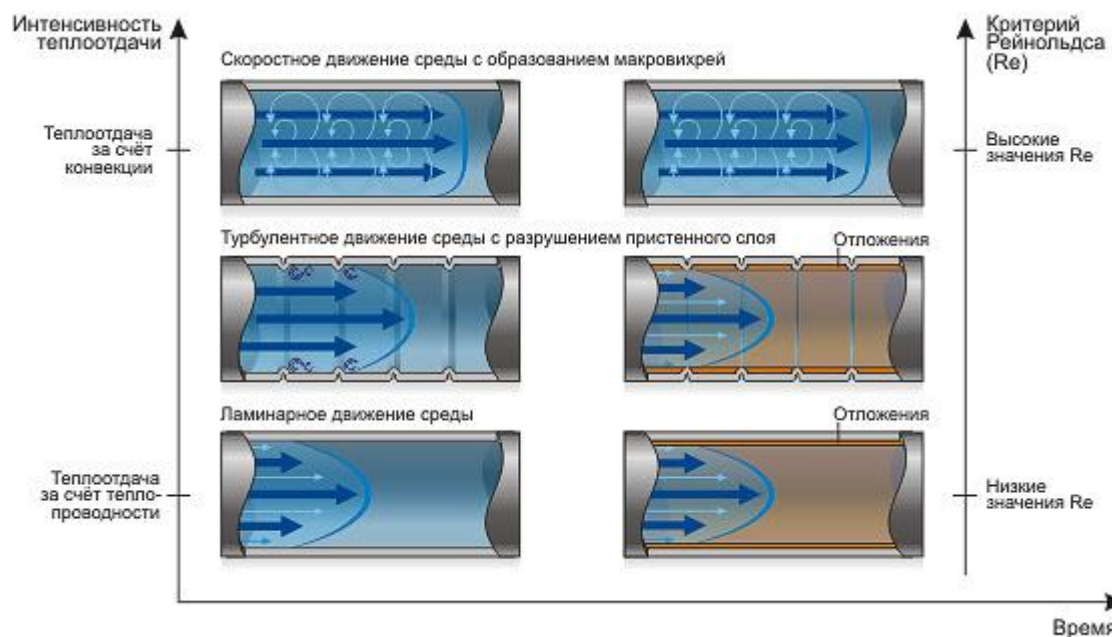


Рисунок 2 – Схема движения потока

Из схемы видно, что при ламинарном движении среды, достигаются низкие значения критерия Рейнольдса, теплоотдача осуществляется только за счет теплопроводности. Коэффициент теплоотдачи низкий. В трубе с кольцевыми канавками происходит разрушение пристеночного слоя, поток становится частично турбулентным, и коэффициент теплоотдачи по сравнению с гладкими трубами повышается в 2 раза. При скоростных турбулентных движениях среды, среда перемешивается, образуя макровихри, коэффициент теплоотдачи по сравнению с ламинарным движением возрастает в 5 раз за счет конвекции.

Для того чтобы поток среды в межтрубном пространстве протекал не вдоль труб, а поперек, применяют сегментные, диск-кольцо и спиральные перегородки [8]. Но советские ученые шагнули дальше, объединив разработки 50 – 70-х годов и создали новую конструкцию – винтовые перегородки, они так же как и в трубном пространстве создают макровихривое движение среды, тем самым интенсифицировать в 3 – 5 раз теплоотдачу среды к стенке [8]. Данная конструкция обеспечивает теплообмен при малых поверхностях теплообмена и

это означает, что габариты аппарата уменьшаются. На рисунке 3 показана схема интенсификации теплообмена [8].

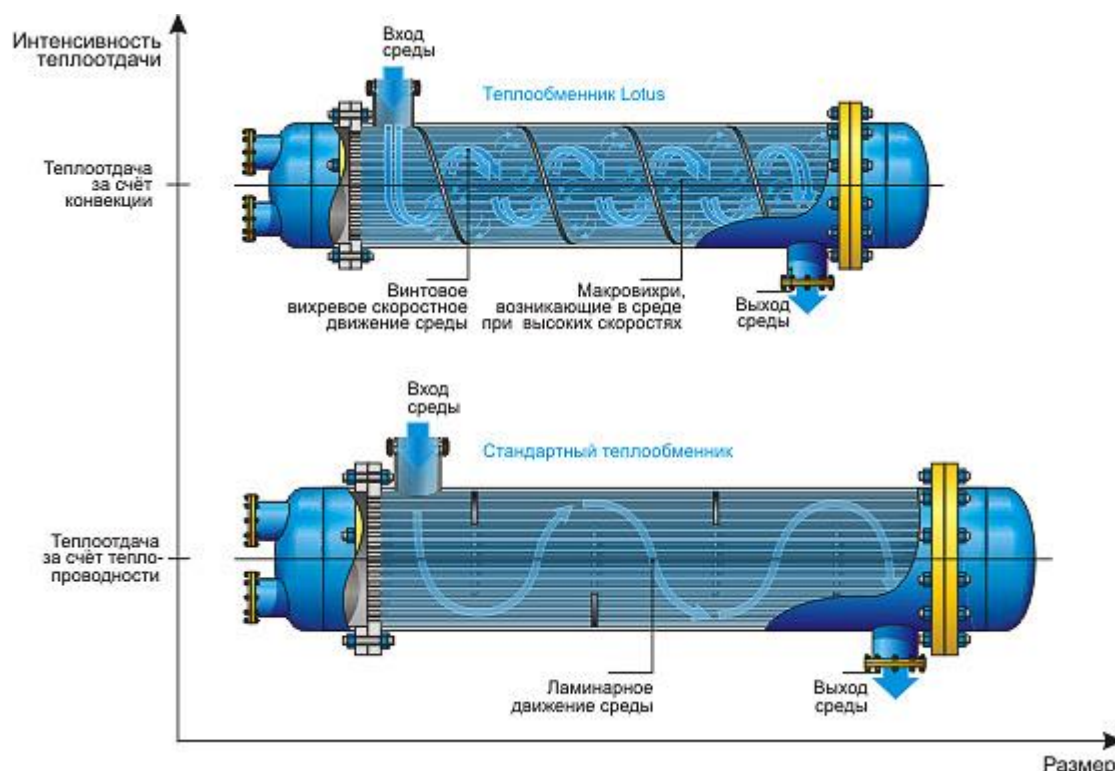


Рисунок 3 – Интенсификация теплообмена винтовыми перегородками

Такие перегородки эффективно себя показывают при теплообмене сред, в межтрубном пространстве которых протекает среда с гидровзвесями и смолистые. Теплообменник с винтовыми перегородками остается с чистой теплообменной поверхностью на протяжении всего срока эксплуатации.

С.С. Кутателадзе в своих работах подчеркивал, что капельная конденсация, когда пар конденсируется на поверхности в виде капель, позволяет на порядок поднять коэффициент теплоотдачи [9]. Капельная конденсация до не давних времен осуществлялась только естественным путем при наличии несмачиваемых поверхностях. Но так как в конденсаторе в межтрубном пространстве протекает пар, то он очень хорошо смачивает трубы, изготовленные из стали, меди, латуни. Но если создать гидродинамический режим с высокой скоростью пара, то это позволит разрушить конденсатную пленку и разбрызгивать конденсат, уменьшая термическое сопротивление и увеличивая теплоотдачу в десятки раз [9]. Опыты А.П. Саликова, убедительно продемонстрировали то, что если пар подать в виде струи с большой скоростью, то это позволит снизить термическое сопротивление, тем самым создается искусственная капельная конденсация пара [9]. В теплообменниках Lotus механизм искусственной капельной конденсации организован очень просто, с помощью струйной насадки струя пара

					<i>Обзор литературы</i>	<i>Лист</i>
						18
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

ударом попадая на трубу, снимая пленку попадает на другую и в конце теплообмена в виде «жгута», толщина которой превышает толщину пленки, тем самым поверхностное натяжение, которое формирует пленку, перестает оказывать свое влияние и течение становится турбулентным.

В теплообменниках lotus предусмотрена особая конструкция винта с переменным шагом. Более широкий шаг там, где среда парообразная, а более узкая там, где пар конденсируется. Тем самым создается скоростной поток среды. Схема такого теплообменника представлена на рисунке 4.

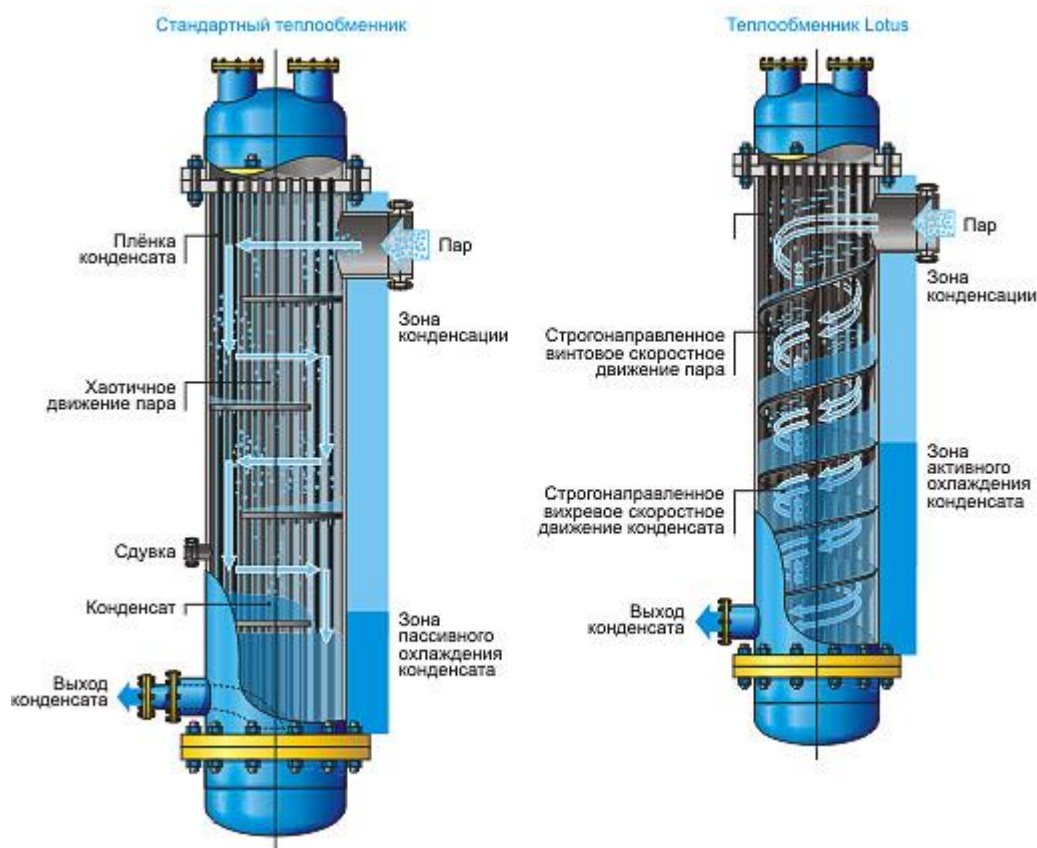


Рисунок 4 – Схема вертикального аппарата с винтовой перегородкой

Исходя из того что в проектируемом конденсаторе протекает теплообмен между паром бензол-толуол и водой, которые не имеют такой черты как загрязнение поверхности аппарата, то можно использовать стандартные перегородки, но со струйным впрыскиванием пара. В дальнейшем рассчитываем вертикальный конденсатор. Из-за недоступности к стандарту, который включает в себя каталог теплообменников lotus, основные конструкции рассчитанного аппарата в дальнейшем выбираем согласно техническим условиям ОАО «ВИ-НИнефтемаш».

2 ОПИСАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СХЕМЫ

Технологическая схема ректификационной установки изображена на рисунке А.1 в приложении А.1. Также технологическая схема изображена на выносном листе формата А1.

Все элементы технологической схемы были выполнены в соответствии с ГОСТ 2.793-79. Выбранное основное оборудование и обоснованное в литературном обзоре отображено в таблице 3.

Таблица 3 – Оборудование, изображенное на технологической схеме

Обозначение на схеме	Наименование	Количество
КР	Колонна ректификационная	1
Д	Дефлегматор (конденсатор-холодильник)	1
П1-2	Подогреватель	1
Е 1-2	Емкость	2
Н 1-4	Насос	4
ВЗ 1-18	Вентиль запорный	18
ВР 1-10	Вентиль регулирующий	10
ВП	Вентиль (клапан) предохранительный	1

Ректификационная установка – непрерывного действия. Все аппараты работают в непрерывном действии и останавливаются только в случае ремонта или в случае аварийной ситуации. В таких случаях предусмотрены дополнительные дублирующие линии. На каждой линии предусмотрены запасные насосы в случае отказа работающего. В данном случае рассматривается только блок установки переработки нефти, каталитического риформинга бензина.

Для точек контроля и автоматизации процесса были выбраны следующие приборы, которые будут описаны в химизме процесса получения продуктов бензола и толуола.

Исходная смесь бензол-толуол через запорный вентиль ВЗ1 поступает из предыдущей установки в емкость Е1. Для контроля уровня исходной смеси применяется уровнемер ЛА который сигнализирует о повышении уровня жидкости или ее понижении с вывод показания уровня ом на щит в операторной.

Далее смесь откачивается центробежным насосом Н1, который продублирован в случае отказа насосом Н2.

					<i>ФЮРА.065121.001 ПЗ</i>		
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>			
<i>Студент</i>	<i>Червинский А.С.</i>				<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Руковод.</i>	<i>Тихонов Н.В.</i>				<i>Д</i>	<i>20</i>	<i>3</i>
<i>Конс.</i>					<i>ТПУ ИШНПТ Группа 4К41</i>		
<i>Н.контр.</i>							
<i>Руков. ОПП</i>	<i>Краснокутская Е.А.</i>						

*Технологическая схема
установки*

Предусмотрена байпасная линия в обход насосов в случае остановки их на ремонтные работы, для этого должно хватить давления для того, чтобы самотеком проходила смесь к подогревателю П1, здесь же регистрируется и выводится на монитор концентрация исходной смеси. В трубное пространство можно пропустить пар из местной котельной, тем самым пар конденсируется и отдает тепло исходной смеси и нагревая ее до температуры кипения. Температура кипения регулируется вентилем расхода пара ВР 5 соединенного с прибором TIRC 9, который показывает и регистрирует температуру смеси, расход нагретой смеси регулируется вентилем ВР 6 и прибором FICA 11, который также показывает расход и состав смеси бензол-толуол.

Нагретая до температуры кипения смесь поступает в колонну КР на питающую тарелку с колпачковым исполнением. Так как в укрепляющей и исчерпывающей части колонны разное давления, для этого предусмотрен прибор PDIC 12, который показывает перепад давления и соединен с регулирующим вентилем ВР 4 расхода пара, подающего в межтрубное пространство кипятильника. Жидкость насыщенная высококипящим компонентом, толуолом, с низа колонны частично поступает в трубное пространство кипятильника К через регулирующийся вентиль ВР 7, который нагревает остаток до кипения и полностью испаряет его. Уровень кубового остатка в колонне регулируется вентилем ВР 7, который связан с уровнемером LC 3. В межтрубном пространстве кипятильника греющийся пар полностью конденсируется. Другая часть кубового остатка (толуола) идет на охлаждение в холодильник (не показан на схеме), охлаждается и поступает на склад для дальнейшего использования.

Пар, который поступил в колонну из кипятильника, соединяется с парами исходной смеси, тем самым больше обогащается низкокипящим компонентом, бензолом. Из укрепляющей части колонны пар бензола с низким содержанием толуола поступает в дефлегматор Д, он же конденсатор-холодильник, в межтрубное пространство. Пар конденсируется и охлаждается за счет охлаждающей воды, которая поступает в трубное пространство через регулирующийся вентиль ВР 9. Варьирование расходом оборотной воды можно менять давления пара в укрепляющей части колонны. В случае повышения давления в магистрали оборотной воды предусмотрен предохранительный клапан ВП для сбрасывания давления до рабочего. Пройдя трубное пространство, вода, охлаждаясь, вновь поступает в конденсатор, тем самым обеспечивается замкнутый цикл потока оборотной воды.

Далее дистиллят (бензол) поступает в емкость Е2 через запорный вентиль 7. Здесь он делится на два потока, на флегму и готовый продукт в виде бензола. Уровень дистиллята в емкости регулируется вентилем ВР 10 прибором LC 4. Для контроля количества, расхода флегмы предусмотрены прибор FC 6, регулирующийся расход флегмы, FIC 7, регулирующийся и показывающий расход дистиллята, а также QRC 8 для регистрации и регулирования кон-

					<i>Технологическая схема установки</i>	<i>Лист</i>
						21
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

центрации дистиллята. Все эти приборы необходимы для измерения соотношения расходов дистиллята и флегмы прибором FFIC, установленного на щите в операторной. Данный прибор соединен с исполнительным механизмом регулирующего вентиля ВР8. Для благополучной ректификации необходимо соизмерять расходы флегмы на орошение и дистиллята в качестве продукта. Охлажденная флегма через насос Н3 или дублирующий его Н4 поступает в трубное пространство подогревателя П2, подогревается греющим паром и поступает на орошение, смешивается с исходной смесью и стекает по тарелкам в куб колонны.

Оставшаяся часть охлажденного дистиллята при повышении уровня в емкости Е2 через регулирующийся вентиль, который связан с уровнемером LCA 4, который в свою очередь сигнализирует о превышении или понижении уровня дистиллята, удаляется на потребление в качестве готового продукта (бензола).

При остановке ректификационной установки на ремонт спускают остатки жидкости из труб, при этом открывают все байпасные линии, в емкости, а из них жидкость сливают в дренаж.

					<i>Технологическая схема установки</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		22

3 РАСЧЕТ КОЖУХОТРУБЧАТОГО КОНДЕНСАТОРА-ХОЛОДИЛЬНИКА

3.1 ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ

Технологический расчет заключается в тепловом расчете конденсатора, и выбор из ряда стандартных теплообменников для дальнейших расчетов.

Исходные данные:

Производительность – $\Pi = 165$ тонн/сутки

Содержание низкокипящего компонента в смеси (% массовые) – $x_{б\%} = 92\%$.

Давление в межтрубном пространстве: $P = 0.1$ МПа;

Температура конденсации: $T_k = 18^\circ\text{C}$;

Температура охлаждающей воды:

- на входе – $t_H = 12^\circ\text{C}$;

- на выходе – $t_K = 24^\circ\text{C}$.

3.1.1 Тепловой расчет

Для начала переведем производительность по смеси в кг/с:

$$G_{см} = \Pi \cdot \frac{1000}{24 \cdot 3600} = 165 \cdot \frac{1 \times 10^3}{24 \cdot 3.6 \times 10^3} = 1.9 \frac{\text{кг}}{\text{с}}, \quad (1)$$

где $G_{см}$ – расход смеси, кг/с;

Π – производительность по смеси, тонн/сутки;

Так как состав смеси дан в процентах, то переведем их в массовые доли:

$$X_б = \frac{x_{б\%}}{100} = \frac{92}{100} = 0.92 \text{ масс. доля}, \quad (2)$$

$$X_T = \frac{x_{T\%}}{100} = \frac{8}{100} = 0.08 \text{ масс. доля}, \quad (3)$$

где $X_б$ – массовая доля бензола;

X_T – массовая доля толуола;

$x_{б\%}$ – процентная доля бензола в смеси, %;

$x_{T\%}$ – процентная доля толуола в смеси, %;

					ФЮРА.065121.001 ПЗ			
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата				
Студент		Червинский А.С.			Технологический расчет	Лит.	Лист	Листов
Руковод.		Тихонов Н.В.				Д	23	18
Конс.						ТПУ ИШНПТ		
Н. Контр.						Группа 4К41		
Руков. ОПП		Краснокутская Е.А.						

Для построения диаграммы t-x-y необходимо массовую долю низкокипящего компонента бензола перевести в мольные доли [10, с. 238, табл. 6.2]:

$$x_6 = \frac{\frac{x_6\%}{M_6}}{\frac{x_6\%}{M_6} + \frac{x_7\%}{M_7}} = \frac{\frac{92}{78.11}}{\frac{92}{78.11} + \frac{8}{92.13}} = 0.931 \text{ мол. доля,} \quad (4)$$

где x_6 – мольная доля низкокипящего компонента;

M_6 – молярная масса бензола, г/моль;

M_7 – молярная масса толуола, г/моль;

Построим диаграмму t-x-y на основании табличных значений, изложенных в [10, с. 327, табл.7.1]:

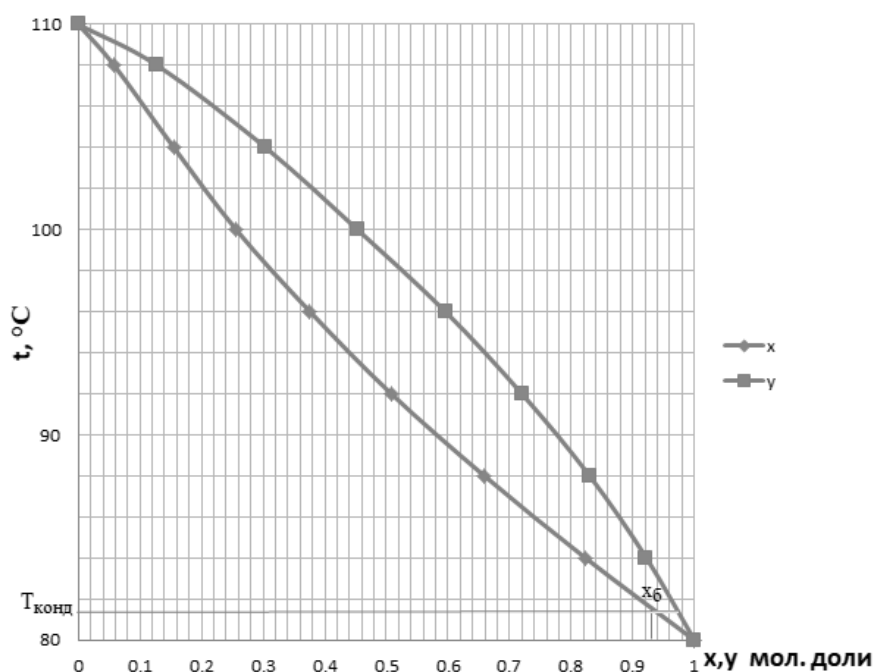


Рисунок 5 – Диаграмма t-x-y

Из графика определяем температуру кипения смеси, при $x_6 = 0,931$ моль:

$$T_{\text{конд}} = 81.5^\circ\text{C}.$$

Для дальнейшего расчета построим температурную схему процесса. Температурная схема процесса представлена на рисунке 6.

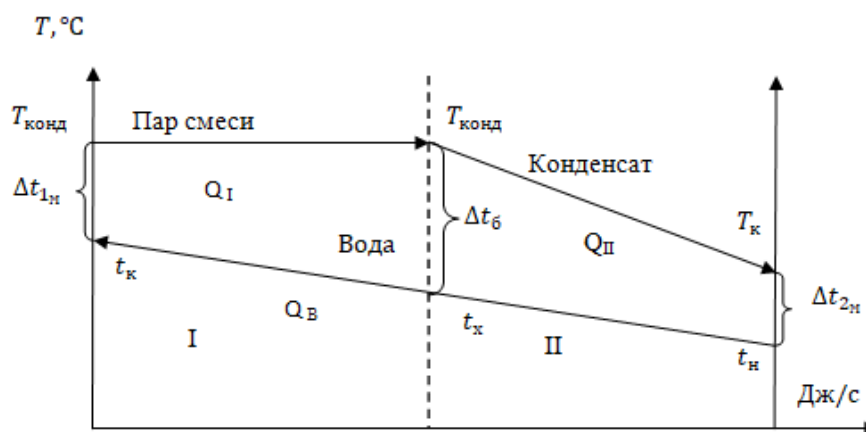


Рисунок 6 – Температурная схема процесса

Составим уравнение теплового баланса:

$$Q_I + Q_{II} = \cdot Q_B, \quad (5)$$

$$G_{см} \cdot r_{см} + G_{см} \cdot C_{pсм} \cdot (T_{конд} - T_к) = \cdot G_B \cdot C_{pB} \cdot (t_к - t_н), \quad (6)$$

где Q_I – тепло, отданное смесью бензол-толуол при конденсации в первой зоне, Дж/с;

Q_{II} – тепло, отданное смесью бензол-толуол при охлаждении во второй зоне, Дж/с;

Q_B – тепло принимаемое водой, Дж/с;

$G_{см}$ – массовый расход потока смеси, кг/с;

G_B – массовый расход воды, кг/с;

$r_{см}$ – удельная теплота конденсации пара смеси, Дж/кг;

$C_{pсм}$ – теплоемкость смеси при средней температуре, Дж/(кг·К);

C_{pB} – теплоемкость воды при средней температуре, Дж/(кг·К).

На рисунке 7 схематично изображен теплообменник с направлением теплоносителей, а также их тепловые показатели:

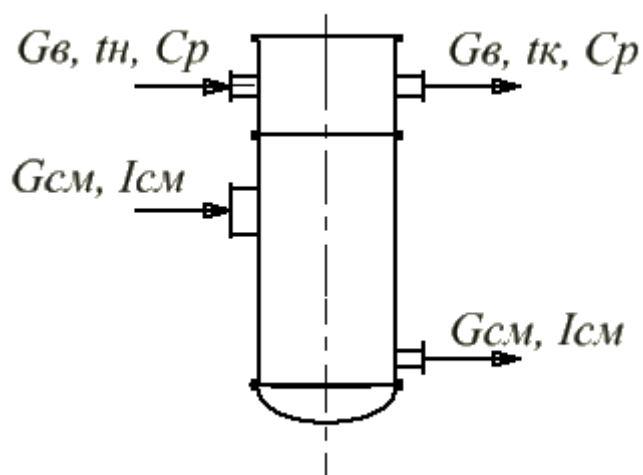


Рисунок 7 – Схема направлений теплоносителей

									Лист
									25
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Технологический расчет				

Найдем удельную теплоту конденсации смеси при температуре кипения (конденсации). Для этого необходимо знать удельные теплоты конденсации бензола и толуола [10, с. 541, табл. XLV], Дж/кг:

$$r_{\text{б}} = 393 \cdot 10^3,$$

$$r_{\text{т}} = 378.2 \cdot 10^3,$$

$$r_{\text{см}} = r_{\text{б}} \cdot X_{\text{б}} + r_{\text{т}} \cdot X_{\text{т}}, \quad (7)$$

где $r_{\text{б}}$ – удельная теплота конденсации бензола, Дж/кг;

$r_{\text{т}}$ – удельная теплота конденсации толуола, Дж/кг;

$$r_{\text{см}} = 393 \cdot 10^3 \cdot 0.92 + 378.2 \cdot 10^3 \cdot 0.08 = 3.918 \times 10^5,$$

Далее рассчитываем теплоту горячего теплоносителя исходя из теплового баланса:

$$Q_{\text{I}} = G_{\text{см.}} \cdot r_{\text{см}} = 1.91 \cdot 3.918 \times 10^5 = 7.484 \times 10^5, \quad (8)$$

Найдем теплоемкость по правилу аддитивности при средней температуре. Теплоемкость и есть функция от температуры:

$$C_{p_{\text{см}}} = f\left(\frac{T_{\text{конд}} + T_{\text{к}}}{2}\right), \quad (9)$$

$$\frac{T_{\text{конд}} + T_{\text{к}}}{2} = \frac{81.5 + 18}{2} = 49.75 \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (10)$$

где $T_{\text{конд}}$ – температура конденсации, $^\circ\text{C}$;

$T_{\text{к}}$ – температура отвода конденсата, $^\circ\text{C}$.

Теплоемкости бензола и толуола соответственно [10, с. 562, рис. XI] Дж/(кг·с):

$$C_{p_{\text{б}}} = 1840,$$

$$C_{p_{\text{т}}} = 1760,$$

Теплоемкость смеси, Дж/(кг·с):

$$C_{p_{\text{см}}} = C_{p_{\text{б}}} \cdot X_{\text{б}} + C_{p_{\text{т}}} \cdot X_{\text{т}} = 1840 \cdot 0.92 + 1760 \cdot 0.08 = 1.8336 \times 10^3, \quad (11)$$

Тепло отданное смесью во второй зоне, Дж/(кг·с):

$$Q_{\text{II}} = G_{\text{см.}} \cdot C_{p_{\text{см.}}} \cdot (T_{\text{конд}} - T_{\text{к}}) = 1.91 \cdot 1833.6 \cdot (81.5 - 18) = 222388.0, \quad (12)$$

Тепло принятое водой Дж/с:

$$Q_{\text{В}} = Q_{\text{I}} + Q_{\text{II}} = 748368.0 + 222388.0 = 970756.0, \quad (13)$$

Найдем теплоемкость воды при средней температуре:

$$t_{\text{ср}} = \frac{t_{\text{н}} + t_{\text{к}}}{2} = \frac{12 + 24}{2} = 18 \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (14)$$

					<i>Технологический расчет</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		26

где t_{cp} – средняя температура воды, °С;
 t_H – начальная температура воды, °С;
 t_K – конечная температура воды, °С.

Теплоемкость воды, Дж/(кг·с):

$$C_{pB} = f\left(\frac{t_H + t_K}{2}\right), \quad (15)$$

$$C_{pB} = 4190.$$

Зная теплоту воды и ее теплоемкость, найдем массовый расход воды с учетом потери теплоты на 5 %, кг/с:

$$G_B = Q_B \cdot \frac{1.05}{C_{pB} \cdot (t_K - t_H)} = 970756.0 \cdot \frac{1.05}{4190 \cdot (24 - 12)} = 20.272, \quad (16)$$

Определяем температуру воды по окончанию конденсации (I зоны):

$$t_x = \frac{Q_{II}}{G_B \cdot C_{pB}} + t_H = \frac{222388.0}{20.272 \cdot 4190} + 12 = 14.618 \text{ °С}, \quad (17)$$

где t_x – температура воды по окончанию конденсации смеси, °С ;

3.1.2 Ориентировочный расчет и подбор конденсатора

Расчет первой зоны, зоны конденсации. Рассчитаем большую (Δt_6) и малую (Δt_5) разности температур для первой зоны. Схема первой хоны представлена на рисунке 8.

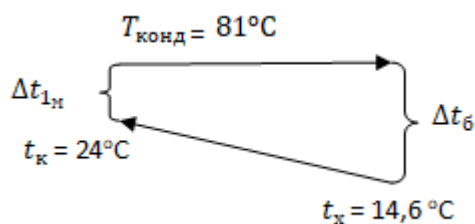


Рисунок 8 – Температурная схема зоны конденсации

Разности температур рассчитываем следующим образом:

$$\Delta t_{1M} = T_{конд} - t_K = 81.5 - 24 = 57.5 \text{ °С}, \quad (18)$$

$$\Delta t_{16} = T_{конд} - t_x = 81.5 - 14.618 = 66.9 \text{ °С}, \quad (19)$$

где Δt_{16} – наибольшая разность температур, °С;

Δt_{1M} – наименьшая разность температур, °С;

					<i>Технологический расчет</i>	Лист
						27
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Среднюю разность температур в первой зоне определяем по уравнению 4.78 [1, с. 169]:

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{(\Delta t_{16} - \Delta t_{1M})}{\ln\left(\frac{\Delta t_{16}}{\Delta t_{1M}}\right)} = \frac{66.882 - 57.5}{\ln\left(\frac{66.882}{57.5}\right)} = 62.073 \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (20)$$

где $\Delta t_{\text{ср}}$ – средняя разность температур зоны конденсации, $^\circ\text{C}$;

Зададимся ориентировочным значением коэффициентов теплопередачи [10, с. 172, табл. 4.8]. От конденсирующегося пара органических веществ к воде, минимальное и максимальное значение соответственно $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$:

$$K_{\text{Imin}} = 300,$$

$$K_{\text{Imax}} = 800,$$

где K_{Imin} – минимальный коэффициент теплопередачи первой зоны, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

K_{Imax} – максимальный коэффициент теплопередачи первой зоны, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Определим ориентировочную поверхность теплообмена зоны конденсации:

$$F_{\text{Imin}} = \frac{Q_{\text{I}}}{K_{\text{Imax}} \cdot \Delta t_{\text{ср}}} = \frac{748368.0}{800 \cdot 62.07} = 15.071 \text{ м}^2 \quad (21)$$

$$F_{\text{Imax}} = \frac{Q_{\text{I}}}{K_{\text{Imin}} \cdot \Delta t_{\text{ср}}} = \frac{748368.0}{300 \cdot 62.07} = 40.189 \text{ м}^2, \quad (22)$$

где F_{Imin} – минимальная поверхность первой зоны, м^2 ;

F_{Imax} – максимальная поверхность первой зоны, м^2 ;

Принимаем приближенное значение ориентировочных поверхностей теплообмена:

$$F_{\text{Imin.}} = 15 \text{ м}^2,$$

$$F_{\text{Imax.}} = 40 \text{ м}^2,$$

Расчет второй зоны, зоны охлаждения. Большая разность температур для второй зоны равна большей разности температур первой зоны:

$$\Delta t_{26} = \Delta t_{16}, \quad (23)$$

где Δt_{26} – наибольшая разность температур зоны охлаждения $^\circ\text{C}$;

Рассчитаем малую (Δt_{2M}) разность температур для второй зоны:

$$\Delta t_{2M} = T_{\text{к}} - t_{\text{н}} = 18 - 12 = 6 \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (24)$$

					<i>Технологический расчет</i>	<i>Лист</i>
						28
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

Средняя разность температур во второй зоне определяем по уравнению [1, с. 169]:

$$\Delta t_{II\text{cp}} = \frac{(\Delta t_{26} - \Delta t_{2M})}{\ln\left(\frac{\Delta t_{26}}{\Delta t_{2M}}\right)} = \frac{66.882 - 6}{\ln\left(\frac{66.882}{6}\right)} = 25.25 \text{ }^{\circ}\text{C}, \quad (25)$$

где $\Delta t_{II\text{cp}}$ – средняя разность температур зоны охлаждения, $^{\circ}\text{C}$;

Зададимся ориентировочными значениями коэффициентов теплопередачи [10, с. 172, табл. 4.8]. От жидкости к жидкости (углеводороды, масла), $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$:

$$K_{II\text{min}} = 120,$$

$$K_{II\text{max}} = 270,$$

где $K_{II\text{min}}$ – минимальный коэффициент теплопередачи первой зоны, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

$K_{II\text{max}}$ – максимальный коэффициент теплопередачи первой зоны, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

Определяем ориентировочную поверхность теплообмена во второй зоне:

$$F_{II\text{min}} = \frac{Q_{II}}{K_{II\text{max}} \cdot \Delta t_{II\text{cp}}} = \frac{222388.0}{270 \cdot 25.25} = 32.6 \text{ м}^2, \quad (26)$$

$$F_{II\text{max}} = \frac{Q_{II}}{K_{II\text{min}} \cdot \Delta t_{II\text{cp}}} = \frac{222388.0}{120 \cdot 25.25} = 73.4 \text{ м}^2, \quad (27)$$

где $F_{II\text{min}}$ – минимальная поверхность при максимальном коэффициенте теплопередачи второй зоны, м^2 ;

$F_{II\text{max}}$ – максимальная поверхность при минимальном коэффициенте теплопередачи второй зоны, м^2 ;

Принимаем приближенное значение ориентировочных поверхностей теплообмена:

$$F_{II\text{min.}} = 33 \text{ м}^2,$$

$$F_{II\text{max.}} = 74 \text{ м}^2,$$

Суммируем ориентировочные поверхности теплообмена двух зон соответственно:

$$F_{\text{min}} = F_{I\text{min.}} + F_{II\text{min.}} = 15 + 33 = 48 \text{ м}^2, \quad (28)$$

$$F_{\text{max}} = F_{I\text{max.}} + F_{II\text{max.}} = 40 + 74 = 114 \text{ м}^2, \quad (29)$$

Принимаем, что вода движется по трубному пространству с трубами 25x2 мм:

Наружный диаметр труб:

$$d_{\text{нар}} = 25 \text{ мм},$$

Толщина стенки трубы:

$$\delta = 2 \text{ мм},$$

					<i>Технологический расчет</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		29

Внутренний диаметр он же эквивалентный диаметр:

$$d_{\text{вн}} = d_{\text{экв}} = d_{\text{нар}} - 2 \cdot \delta, \quad (30)$$

$$d_{\text{экв}} = d_{\text{нар}} - 2 \cdot \delta = 25 - 2 \cdot 2 = 21 \text{ мм}, \quad (31)$$

В первом приближении принимаем характер движения потока в трубном пространстве турбулентным:

$$Re_{\text{ор}} = 12000,$$

где $Re_{\text{ор}}$ – ориентировочный критерий Рейнольдса;

Определяем вязкость компонентов смеси при средней температуре смеси [10, с. 556, рис. V]:

$$\mu_{\text{б}} = 0.48 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с},$$

$$\mu_{\text{т}} = 0.43 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с},$$

где $\mu_{\text{б}}$ – вязкость бензола, Па · с;

$\mu_{\text{т}}$ – вязкость толуола, Па · с;

Вязкость смеси определяем по формуле 1.14а [10, с. 15]:

$$\mu_{\text{см}} = \mu_{\text{б}} \cdot X_{\text{б}} + \mu_{\text{т}} \cdot X_{\text{т}}, \quad (32)$$

где $\mu_{\text{см}}$ – вязкость смеси, Па · с;

$$\mu_{\text{см}} = \mu_{\text{б}} \cdot X_{\text{б}} + \mu_{\text{т}} \cdot X_{\text{т}} = 0.48 \cdot 10^{-3} \cdot 0.92 + 0.43 \cdot 10^{-3} \cdot 0.08 = 4.76 \times 10^{-4},$$

Рассчитываем ориентировочное число труб на один ход:

$$n_{\text{ор}} = \text{ceil} \left(\frac{G_{\text{в}}}{0.785 \cdot Re_{\text{ор}} \cdot \frac{d_{\text{экв}}}{1000} \cdot \mu_{\text{см}}} \right) = \text{ceil} \left(\frac{20.272}{0.785 \cdot 15000 \cdot \frac{21}{1000} \cdot 0.000476} \right) = 173, \quad (33)$$

где $n_{\text{ор}}$ – ориентировочное число труб одного хода.

Опираясь на рассчитанные данные, выбираем конденсатор с параметрами [11, табл. 7].

Параметры конденсатора представлены в таблицы 4.

Таблица 4 – Параметры ориентировочного кожухотрубчатого конденсатора

Внутренний диаметр кожуха, мм	Наружный диаметр труб, мм	Толщина стенки труб, мм	Давление в кожухе $P_{\text{у}}$, МПа, не более	Число ходов по трубам	Общее число труб	Поверхность теплообмена, м^2 при длине труб, мм
						3000
800	25	2	1	2	437	102,91

3.1.3 Уточненный расчет и выбор кожухотрубчатого конденсатора

Уточняем критерий Рейнольдса (Re):

$$Re = \frac{n_{ор.}}{n_A} \cdot Re_{ор} = \frac{216}{231} \cdot 12000 = 1.122 \times 10^4, \quad (34)$$

где n_A – число труб одного хода, сектора А;

Число ходов сектора В:

$$n_B = 230.$$

Так как наибольшее число труб в секторе А, то мы в критерий подставляем количество труб в этом секторе.

$Re > 10000$ – режим течения смеси турбулентный.

Рассчитаем действительную поверхность теплообмена, выражая ее из основного уравнения теплопередачи 4.72 [10, с. 168]:

$$F_{дейст} = \frac{Q_i}{K_{дейст} \cdot \Delta t_{ср}}, \quad (35)$$

где $F_{дейст}$ – действительная поверхность теплообмена, m^2 ;

Q_i – количества тепла зоны конденсации и зоны охлаждения, Дж;

$K_{дейст}$ – коэффициент теплопередачи зоны конденсации и охлаждения, $Вт/(m^2 \cdot K)$;

$\Delta t_{ср}$ – средняя разность температур двух зон, $^{\circ}C$.

Коэффициент теплопередачи рассчитываем по следующей формуле:

$$K_{действ} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{см1}} + \frac{1}{\alpha_{воды}} + \Sigma R}, \quad (36)$$

где $\alpha_{см1}$ – коэффициент теплоотдачи смеси в двух зонах соответственно, $Вт/(m^2 \cdot K)$;

$\alpha_{воды}$ – коэффициент теплоотдачи воды, для двух зон можно принят их одинаковыми

$\alpha_{воды} \approx \alpha_{пводы}$, $Вт/(m^2 \cdot K)$;

ΣR – сумма термических сопротивлений стенки и загрязнений, $(m^2 \cdot K)/Вт$.

3.1.3.1 Коэффициент теплоотдачи от стенки к смеси (I зона)

Коэффициент теплопередачи от стенки к смеси определяется по [10, 169]:

$$\alpha_{см} = 3.78 \cdot \varepsilon_t \cdot \lambda_{см} \cdot \sqrt[3]{\frac{\rho_{см}^2 \cdot N \cdot d_H}{\mu_{см} \cdot G_{см}}}, \quad (37)$$

где $\alpha_{см}$ – коэффициент теплоотдачи от стенки к смеси, $Вт/(m^2 \cdot K)$;

					<i>Технологический расчет</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		31

ε_t – поправочная функция;

$\rho_{см}$ – плотность конденсата смеси, кг/м³;

$\mu_{см}$ – вязкость конденсата смеси, Па · с;

N – общее число труб, шт.;

$\lambda_{см}$ – коэффициент теплопроводности конденсата смеси, Вт/(м² · К).

Для того чтобы найти теплофизические величины, необходимо рассчитать температуру стенки, а затем температуру пленки у стенки. Температура стенки вычисляется по формуле:

$$t_{ст} = T_{конд} - 0.1 \cdot \Delta t_{иср.} = 81.5 - 0.1 \cdot 62.07 = 75.293 \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (38)$$

где $t_{ст}$ – температура стенки, °С.

Температура пленки:

$$t_{пл} = \frac{(T_{конд} + t_{ст})}{2} = \frac{81.5 + 75.293}{2} = 78.397 \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (39)$$

где $t_{пл}$ – температура пленки, °С.

Теперь найдем теплофизические величины при температуре пленки [10, с. 512, табл. IV], кг/м³:

$$\rho_б = 817.2,$$

$$\rho_т = 810.1,$$

где $\rho_б$ – плотность бензола, кг/м³;

$\rho_т$ – плотность толуола, кг/м³.

Найдем плотность смеси по правилу аддитивности:

$$\rho_{см.} = \rho_б \cdot X_б. + \rho_т \cdot X_т. = 817.2 \cdot 0.92 + 810.1 \cdot 0.08 = 816.632 \text{ кг/м}^3. \quad (40)$$

Поэтому же принципу находим вязкость смеси:

$$\mu_б. = 0.32 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с},$$

$$\mu_т. = 0.33 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с},$$

где $\mu_б.$ – вязкость бензола, Па · с;

$\mu_т.$ – вязкость толуола, Па · с;

$$\mu_{см} = \mu_б. \cdot X_б. + \mu_т. \cdot X_т. \text{ Па} \cdot \text{с}, \quad (41)$$

$$\mu_{см} = 0.32 \cdot 10^{-3} \cdot 0.92 + 0.33 \cdot 10^{-3} \cdot 0.08 = 3.208 \times 10^{-4} \text{ Па} \cdot \text{с}. \quad (42)$$

Коэффициент теплопроводности смеси, Вт/(м² · К):

$$\lambda_б = 0.134,$$

$$\lambda_т = 0.122,$$

					<i>Технологический расчет</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		32

где $\lambda_{\text{б}}$ – коэффициент теплопроводности бензола, Вт/(м² · К);

$\lambda_{\text{т}}$ – коэффициент теплопроводности толуола, Вт/(м² · К);

$$\lambda_{\text{см}} = \lambda_{\text{б}} \cdot X_{\text{б}} + \lambda_{\text{т}} \cdot X_{\text{т}} = 0.134 \cdot 0.92 + 0.122 \cdot 0.08 = 0.133 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}. \quad (43)$$

Коэффициент теплоотдачи I зоны равен:

$$\alpha_{\text{I см}} = 3.78 \cdot 0.133 \cdot \sqrt[3]{\frac{816.632^2 \cdot 437 \cdot \frac{25}{1000}}{0.0003288 \cdot 1.91}} \text{ float, 1} = 1138.0 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Коэффициент теплоотдачи воды рассчитываем по формуле [1, с. 150]:

$$\alpha_{\text{вода}} = \frac{\text{Nu} \cdot \lambda_{\text{в}}}{d_{\text{вн}}} \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}, \quad (44)$$

где Nu – критерий Нуссельта;

$\lambda_{\text{в}}$ – коэффициент теплопроводности воды при средней температуре воды, равной 18 °С.

Для турбулентной области критерий Нуссельта рассчитывается по формуле:

$$\text{Nu} = 0.021 \cdot \text{Re}^{0.8} \cdot \text{Pr}^{0.49} \cdot \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_{\text{ст.}}} \right)^{0.25}, \quad (45)$$

где Pr – критерий Прандтля при средней температуре воды;

$\text{Pr}_{\text{ст.}}$ – критерий Прандтля при средней температуре стенки.

Теплопроводность воды при температуре 18 °С, Вт/(м² · К):

$$\lambda_{\text{в}} = 59.42 \cdot 10^{-2}.$$

Температура стенки:

$$t_{\text{ст.}} = t_{\text{ср}} + 0.8 \cdot \Delta t_{\text{I ср.}} = 18 + 0.8 \cdot 62.07 = 67.656 \text{ } ^\circ\text{С}. \quad (46)$$

Критерий Прандтля берем из таблицы XXXIX [10, с 537]:

Для средней температуры воды:

$$\text{Pr} = 7.52,$$

Для температуры стенки:

$$\text{Pr}_{\text{ст.}} = 2.67.$$

Подставляем все известные величины и находим критерий Нуссельта и коэффициент теплоотдачи воды для двух зон, так как приняли их равным:

$$\text{Nu} = 0.021 \cdot 11220.8^{0.8} \cdot 7.52^{0.49} \cdot \left(\frac{7.52}{2.67} \right)^{0.25} = 127.061,$$

$$\alpha_{\text{вода}} = \frac{\text{Nu} \cdot \lambda_{\text{в}}}{d_{\text{вн.}}} = \frac{127.061 \cdot 59.42 \cdot 10^{-2}}{0.021} = 3.595 \times 10^3 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

					<i>Технологический расчет</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		33

3.1.3.2 Коэффициент теплоотдачи от смеси к стенке (II зона)

Рассчитаем площадь межтрубного пространства по следующей формуле:

$$S_{\text{м.т.п}} = \pi \cdot \frac{(D_{\text{вн.}})^2}{4} - N \cdot \pi \cdot \frac{(d_{\text{нар.}})^2}{4} \text{ м}^2, \quad (47)$$

где $S_{\text{м.т.п}}$ - площадь межтрубного пространства, м^2 ;

$D_{\text{вн.}}$ - внутренний диаметр кожуха, м;

$$S_{\text{м.т.п}} = \pi \cdot \frac{0.8^2}{4} - 437 \cdot \pi \cdot \frac{0.025^2}{4} = 0.288 \text{ м}^2.$$

Смоченный периметр:

$$P_{\text{смоченный}} = \pi \cdot D_{\text{вн.}} + N \cdot \pi \cdot d_{\text{нар.}} \text{ м}, \quad (48)$$

$$P_{\text{смоченный}} = \pi \cdot 0.8 + 437 \cdot \pi \cdot 0.025 = 36.835,$$

где $P_{\text{смоченный}}$ - смоченный периметр, м.

Эквивалентный диаметр рассчитываем по формуле 4.18 [10, с. 153]:

$$d_3 = 4 \cdot \frac{S_{\text{м.т.п}}}{P_{\text{смоченный}}} = 4 \cdot \frac{0.288}{\pi \cdot 0.8 + 437 \cdot \pi \cdot 0.025} = 0.031 \text{ м}, \quad (49)$$

где d_3 - эквивалентный диаметр, м.

Для того чтобы найти теплофизические величины, необходимо рассчитать температуру стенки, а затем температуру пленки. При средней температуре смеси $T_{\text{ср}} = 49,75^\circ\text{C}$:

$$t_{\text{ист}} = T_{\text{ср}} - 0.1 \cdot \Delta t_{\text{ср}} = 49.75 - 0.1 \cdot 25.25 = 47.225^\circ\text{C}, \quad (50)$$

где $t_{\text{ист}}$ - температура стенки во второй зоне, зоне охлаждения, $^\circ\text{C}$.

Температура пленки:

$$T_{\text{пл}} = \frac{(T_{\text{ср}} + t_{\text{ист}})}{2} = \frac{49.75 + 47.225}{2} = 48.487^\circ\text{C}, \quad (51)$$

где $T_{\text{пл}}$ - температура пленки зоны охлаждения, $^\circ\text{C}$.

Теперь найдем теплофизические величины смеси при температуре пленки [10, с. 512, табл. IV], $\text{кг}/\text{м}^3$:

$$\rho_{\text{б.}} = 842.2,$$

$$\rho_{\text{т.}} = 839.2,$$

где $\rho_{\text{б.}}$ - плотность бензола, $\text{кг}/\text{м}^3$;

$\rho_{\text{т.}}$ - плотность толуола, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Найдем плотность смеси по правилу аддитивности:

$$\rho_{\text{см.}} = \rho_{\text{б.}} \cdot X_{\text{б.}} + \rho_{\text{т.}} \cdot X_{\text{т.}} = 842.2 \cdot 0.92 + 839.2 \cdot 0.08 = 841.96 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \quad (52)$$

					<i>Технологический расчет</i>	Лист
						34
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Вязкость смеси:

$$\mu_{\text{б.}} = 0.45 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с},$$

$$\mu_{\text{т.}} = 0.43 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с},$$

где $\mu_{\text{б}}$ – вязкость бензола, Па · с;

$\mu_{\text{т}}$ – вязкость толуола, Па · с;

$$\mu_{\text{см}} = \mu_{\text{б.}} \cdot X_{\text{б.}} + \mu_{\text{т.}} \cdot X_{\text{т.}} \text{ Па} \cdot \text{с}, \quad (53)$$

$$\mu_{\text{см.}} = 0.45 \cdot 10^{-3} \cdot 0.92 + 0.43 \cdot 10^{-3} \cdot 0.08 = 4.484 \times 10^{-4} \text{ Па} \cdot \text{с}.$$

Найдем скорость движения пара смеси:

$$\omega = \frac{G_{\text{см.}}}{\rho_{\text{см.}} \cdot S_{\text{м.т.п}}} = \frac{1.91}{841.96 \cdot 0.288} = 7.877 \times 10^{-3} \frac{\text{м}}{\text{с}}, \quad (54)$$

где ω – скорость движения пара, м/с.

Находим критерий Рейнольдса:

$$\text{Re} = \frac{(\omega \cdot d_{\text{э.}} \cdot \rho_{\text{см.}})}{\mu_{\text{см.}}} = \frac{0.007877 \cdot 0.031 \cdot 841.96}{0.0004484} = 458.51. \quad (55)$$

Режим течения ламинарный $\text{Re} < 2320$.

Далее необходимо рассчитать критерий Грасгофа (Gr), но для этого необходимо рассчитать теплофизические величины при средней температуре пара ($T_{\text{ср}}$) равной $49,75^{\circ}\text{C}$.

Коэффициент объемного расширения в зависимости от средней температуры рассчитывается также по правилу аддитивности [1, с. 532, табл. XXXIII], 1/К:

$$\beta_{\text{б}} = 1.28 \cdot 10^{-3},$$

$$\beta_{\text{т}} = 1.14 \cdot 10^{-3},$$

где $\beta_{\text{б}}$ – коэффициент объемного расширения бензола, 1/К;

$\beta_{\text{т}}$ – коэффициент объемного расширения толуола, 1/К;

$$\beta_{\text{см}} = \beta_{\text{б}} \cdot X_{\text{б.}} + \beta_{\text{т.}} \cdot X_{\text{т.}} \text{ 1/К}, \quad (56)$$

где $\beta_{\text{см}}$ – коэффициент объемного расширения смеси, 1/К;

$$\beta_{\text{см}} = 1.28 \cdot 10^{-3} \cdot 0.92 + 1.14 \cdot 10^{-3} \cdot 0.08 = 1.269 \times 10^{-3} \text{ 1/К}.$$

Плотность смеси при $T_{\text{ср}}$, кг/м³:

$$\rho_{\text{б.}} = 847.55,$$

$$\rho_{\text{т.}} = 837.98,$$

$$\rho_{\text{см.}} = 847.55 \cdot 0.92 + 837.98 \cdot 0.08 = 846.784 \text{ кг/м}^3, \quad (57)$$

					<i>Технологический расчет</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		35

где ρ_b – плотность бензола, кг/м³;

ρ_T – плотность толуола, кг/м³;

$\rho_{см}$ – плотность смеси, кг/м³.

Вязкость смеси при этой же температуре:

$$\mu_{см} = 0.45 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}.$$

Теплоемкость смеси при средней температуре [10, с. 562, рис. XI], Дж/(кг·К):

$$C_{p_b} = 0.43 \cdot 4.19 \cdot 10^3 = 1.802 \times 10^3 ,$$

$$C_{p_T} = 0.41 \cdot 4.19 \cdot 10^3 = 1.718 \times 10^3 ,$$

где C_{p_b} – теплоемкость бензола, Дж/(кг · К);

C_{p_T} – теплоемкость толуола, Дж/(кг · К).

В данных значениях величины 0,43 и 0,41 это величины в 1 ккал/(кг · °С), но так как их необходимо перевести в систему СИ, то их домножаем на величину 4190 Дж.

$$C_{p_{см}} = 1801.7 \cdot 0.92 + 1717.9 \cdot 0.08 = 1.795 \times 10^3 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}, \quad (58)$$

где $C_{p_{см}}$ – теплоемкость смеси, Дж/(кг · К).

Находим ту же теплоемкость смеси, но уже при температуре стенки во второй зоне, Дж/(кг·К):

$$C_{p_{б..}} = 0.42 \cdot 4.19 \cdot 10^3 = 1.76 \times 10^3 ,$$

$$C_{p_{T..}} = 0.40 \cdot 4.19 \cdot 10^3 = 1.676 \times 10^3 ,$$

$$C_{p_{см.ст}} = 1759.8 \cdot 0.92 + 1676.0 \cdot 0.08 = 1.753 \times 10^3 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}, \quad (59)$$

где $C_{p_{см.ст}}$ – теплоемкость смеси при температуре стенки, Дж/(кг · К).

Коэффициент теплопроводности смеси при T_{cp} [10, с. 561, рис. X]:

$$\lambda_b = 0.2 \cdot 1.163 = 0.233 ,$$

$$\lambda_T = 0.16 \cdot 1.163 = 0.186 ,$$

Данные значения также были даны в таблице в 1/ ккал. Поэтому их также домножаем на 1,163 Вт/(м · К).

$$\lambda_{см} = \lambda_{б..} \cdot X_b + \lambda_{T..} \cdot X_T = 0.233 \cdot 0.92 + 0.186 \cdot 0.08 = 0.229 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}, \quad (60)$$

где $\lambda_{см}$ – коэффициент теплопроводности смеси при средней температуре, Вт/(м · К).

Коэффициент теплопроводности смеси при $t_{псм}$ примем равным $\lambda_{см}$ при T_{cp} :

$$\lambda_{см.ст} = \lambda_{см} = 0.229 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}, \quad (61)$$

где $\lambda_{см.ст}$ – коэффициент теплопроводности смеси при температуре стенки, Вт/(м · К).

					<i>Технологический расчет</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		36

Критерий Грасгофа вычисляем по формуле:

$$Gr = \frac{(d_{\text{э.}}^3 \cdot \rho_{\text{см.}}^2 \cdot \beta_{\text{см.}} \cdot \Delta t \cdot g)}{\mu_{\text{см.}}^2}, \quad (62)$$

где Gr – критерий Грасгофа;

Δt – разность между средней температурой и температурой стенки, °C ;

g – ускорение свободного падения, м/с².

Разность температуры:

$$\Delta t = T_{\text{ср}} - t_{\text{ст.}} = 49.75 - 47.225 = 2.525 \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (63)$$

Критерий Грасгофа:

$$Gr = \frac{0.031^3 \cdot 846.7844^2 \cdot 0.001269 \cdot 2.525 \cdot 9.8}{(0.45 \cdot 10^{-3})^2} = 3.312 \times 10^6 .$$

Коэффициент теплоотдачи от смеси к стенке [1, с. 150]:

$$\alpha_{\text{псм}} = \frac{Nu \cdot \lambda_{\text{см}}}{d_{\text{э.}}} \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), \quad (64)$$

где $\alpha_{\text{псм}}$ – коэффициент теплоотдачи зоны охлаждения, Вт/(м² · К).

Для ламинарной области критерий Нуссельта рассчитывается по формуле [10, с. 152]:

$$Nu = 0.15 \cdot Re^{0.33} \cdot Pr^{0.43} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_{\text{ст.}}} \right)^{0.25} \cdot Gr^{0.1}. \quad (65)$$

Критерий Прандтля находим по формуле для средней температуре и температуре стенки:

$$Pr = \frac{(C_{p\text{см.}} \cdot \mu_{\text{см.}})}{\lambda_{\text{см.}}} = \frac{1794.996 \cdot 0.45 \cdot 10^{-3}}{0.229} = 3.527 , \quad (66)$$

$$Pr_{\text{ст.}} = \frac{(C_{p\text{см.ст.}} \cdot \mu_{\text{см.ст.}})}{\lambda_{\text{см.ст.}}} = \frac{1753.096 \cdot 0.45 \cdot 10^{-3}}{0.229} = 3.445 . \quad (67)$$

Критерий Нуссельта:

$$Nu = 0.15 \cdot 458.51^{0.33} \cdot 3.527^{0.43} \cdot (3.312 \cdot 10^6)^{0.1} \cdot \left(\frac{3.527}{3.445} \right)^{0.25} = 8.796 .$$

Находим коэффициент теплоотдачи зоны охлаждения, зная все величины:

$$\alpha_{\text{псм.}} = \frac{Nu \cdot \lambda_{\text{см.}}}{d_{\text{э.}}} = \frac{8.7963 \cdot 0.229}{0.031} = 64.979 . \quad (68)$$

					<i>Технологический расчет</i>	Лист
						37
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

3.1.3.3 Суммарное термическое сопротивление стенки и загрязнений

Рассчитаем сумму термических сопротивлений стенки и загрязнений по формуле [10, с. 195]:

$$\Sigma R = \frac{1}{r_{31}} + \frac{1}{r_{32}} + \frac{\delta}{\lambda_{ст}} \frac{m^2 \cdot K}{Вт}, \quad (69)$$

где ΣR – термическое сопротивление, $(m^2 \cdot K)/Вт$;

r_{31} – тепловое сопротивление загрязнения со стороны пара смеси,
 $Вт/(m^2 \cdot K)$;

r_{32} – тепловое сопротивление загрязнения стенки со стороны воды,
 $Вт/(m^2 \cdot K)$;

δ – толщина стенки трубы, м;

$\lambda_{ст}$ – коэффициент теплопроводности стенки, $Вт/(м \cdot K)$.

Из таблицы XXXI [1, с. 531] выберем тепловые проводимости загрязнений:
со стороны пара:

$$r_{31} = 2800 \cdot 1.163 = 3.256 \times 10^3 \text{ Вт}/(m^2 \cdot K),$$

со стороны воды:

$$r_{32} = 5800 \text{ Вт}/(m^2 \cdot K).$$

Из таблицы XXVIII [2, с. 529] теплопроводность стали:

$$\lambda_{ст} = 46.5 \text{ Вт}/(м \cdot K).$$

Имея все значения, найдем термическое сопротивление:

$$\Sigma R = \frac{1}{r_{31}} + \frac{1}{r_{32}} + \frac{\delta}{\lambda_{ст}} = \frac{1}{3256.0} + \frac{1}{5800} + \frac{0.002}{46.5} = 5.225 \times 10^{-4}. \quad (70)$$

3.1.3.4 Коэффициенты теплопроводности теплообмена

Рассчитаем действительные коэффициент теплопередачи зоны конденсации по ранее сказанном уравнении (36):

$$K_{\text{действ}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{см}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{вода}}} + \Sigma R} = \frac{1}{\frac{1}{1138.0} + \frac{1}{3595.0} + 0.0005225} = 595.451 \frac{Вт}{m^2 \cdot K}, \quad (71)$$

где $K_{\text{действ}}$ – действительный коэффициент теплопередачи 1 зоны, $Вт/(m^2 \cdot K)$.

Действительная площадь теплопередачи по выше упомянутому уравнению (35) составляет:

					<i>Технологический расчет</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		38

$$F_{\text{Идейст}} = \frac{Q_1}{K_{\text{Идейст}} \cdot \Delta t_{\text{Иср.}}} = \frac{748368.0}{595.451 \cdot 62.07} = 20.248 \text{ м}^2, \quad (72)$$

где $F_{\text{Идейст}}$ – действительная поверхность теплообмена 1 зоны, м^2 .

Высота труб в зоне конденсации:

$$H_{\text{к}} = \frac{F_{\text{Идейст.}}}{\pi \cdot d_{\text{вн.}} \cdot N} = \frac{20.25}{\pi \cdot 0.021 \cdot 437} = 0.702 \text{ м}, \quad (73)$$

где $H_{\text{к}}$ – высота зоны конденсации, м.

Высота труб в зоне охлаждения:

$$H_{\text{охл}} = H_{\text{общ}} - H_{\text{к}} = 3 - 0.7024 = 2.298 \text{ м}. \quad (74)$$

Коэффициент теплопередачи зоны охлаждения:

$$K_{\text{Идейс}} = \frac{1}{\frac{1}{64.979} + \frac{1}{3595.0} + 0.0005225} = 61.766 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}},$$

где $K_{\text{Идейс}}$ – действительный коэффициент теплопередачи 2 зоны, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Действительная поверхность теплообмена зоны охлаждения:

$$F_{\text{Идейст}} = \frac{Q_{\text{п.}}}{K_{\text{Идейст.}} \cdot \Delta t_{\text{Иср.}}} = \frac{222388.0}{61.766 \cdot 25.25} = 142.594 \text{ м}^2, \quad (75)$$

где $F_{\text{Идейст}}$ – действительная поверхность теплообмена 2 зоны, м^2 .

Суммарная поверхность теплообмена:

$$F_{\text{общ}} = F_{\text{Идейст.}} + F_{\text{Идейс.}} = 20.25 + 142.594 = 162.844 \text{ м}^2, \quad (76)$$

где $F_{\text{общ}}$ – расчетная суммарная поверхность теплообмена конденсатора, м^2 .

Самый подходящий конденсатор с близкой поверхностью теплообмена имеет поверхность 187 м^2 по [11, табл. 7].

Его данные сведем в таблицу 5.

Таблица 5 – Параметры кожухотрубчатого конденсатора

Внутренний диаметр кожуха, мм	Наружный диаметр труб, мм	Толщина стенки труб, мм	Давление в кожухе P_y , МПа, не более	Число ходов по трубам	Общее число труб	Поверхность теплообмена, м^2 при длине труб 6 м
800	25	2	1	4	397	187

Рассчитаем запас поверхности теплообмена, который не должен превышать 30%:

$$\Delta = \frac{F_{\text{ГОСТ}} - F_{\text{общ.}}}{F_{\text{общ.}}} \cdot 100 = \frac{187 - 162.84}{162.84} \cdot 100 = 15 \%, \quad (77)$$

где Δ – запас поверхности теплообмена, %;

$F_{\text{ГОСТ}}$ – поверхность теплообмена, м^2 .

Отсюда следует, что применимым теплообменником для конденсации пара бинарной смеси бензол-толуол является четырёхходовый кожухотрубный конденсатор с поверхностью теплообмена 187 м^2 .

					<i>Технологический расчет</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		40

3.2 КОНСТРУКТИВНЫЙ РАСЧЕТ

3.2.1 Подбор и расчет штуцеров

Для дальнейших расчетов схематично изобразим теплообменник с позициями штуцеров. Номер позиции означает, под каким номером рассчитывается штуцер. Схема расположения патрубков изображена на рисунке 9.

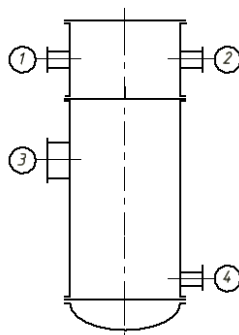


Рисунок 9 – Схема расположения штуцеров

Расчет штуцеров сводится к определению диаметра штуцера из уравнения объемного расхода:

$$V = \omega \cdot S \text{ м}^3/\text{с}, \quad (78)$$

где ω – скорость жидкости или пара, м/с;

S – площадь поперечного сечения штуцера.

Площадь поперечного сечения равна:

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \text{ м}^2, \quad (79)$$

где d – внутренний диаметр штуцера, м.

Подставляем формулу (79) в (78) и выражаем диаметр:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot V}{\pi \cdot \omega}} \text{ м}. \quad (80)$$

Уравнение объемного расхода можно записать через массовый расход потока:

$$V = \frac{G}{\rho} \text{ м}^3/\text{с}, \quad (81)$$

где G – массовый расход потока проходящего через штуцер, кг/с;

					ФЮРА.065121.001 ПЗ		
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			
Студент		Червинский А.С.			Лит.	Лист	Листов
Руковод.		Тихонов Н.В.			Д	41	9
Конс.					ТПУ ИШНПТ Группа 4К41		
Н. Контр.							
Руков. ОПП		Краснокутская Е.А.					
Конструктивный расчет							

ρ – плотность потока, кг/м³.

Подставляем уравнение (81) в (80) и получаем расчетную формулу диаметра:

$$d = \sqrt{\frac{(4 \cdot G)}{\pi \cdot \rho \cdot \omega}} \text{ м.} \quad (82)$$

Скорости принимаем следующим образом:

Для воды принимаем 1 м/с из диапазона 1 – 2 м/с:

$$\omega_{\text{в}} = 1,$$

где $\omega_{\text{в}}$ – скорость воды, м/с.

Для пара примем 20 м/с из диапазона 10 - 30 м/с:

$$\omega_{\text{п}} = 20,$$

где $\omega_{\text{п}}$ – скорость пара, м/с.

Рассчитаем 1 и 2 штуцер. Внутри труб протекает вода, поэтому плотность воды при средней температуре равна, кг/м³:

$$\rho_{\text{в}} = 998 ,$$

где $\rho_{\text{в}}$ – плотность воды, кг/м³.

Диаметр 1 и 2 штуцера:

$$d_{1,2} = \sqrt{\frac{(4 \cdot G_{\text{в}})}{\pi \cdot \rho_{\text{в}} \cdot \omega_{\text{в}}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 20 \cdot 272}{\pi \cdot 998}} = 0.161 \text{ м,}$$

где $d_{1,2}$ – внутренний диаметр 1 и 2 штуцера, м.

По рекомендации [11, табл.4] необходимый условный диаметр штуцера трубного пространства равен 200 мм. Поэтому мы принимаем по [12] штуцер 219х5 мм. Наружный диаметр:

$$d_{1,2} = 219 \text{ мм.}$$

Внутренний диаметр:

$$d_{\text{вн}1,2} = 219 - 2 \cdot 5 = 209 \text{ мм,}$$

где $d_{\text{вн}1,2}$ – внутренний диаметр 1 и 2 штуцера, мм.

Рассчитаем диаметр 3 штуцера. Данный штуцер предназначен для подачи пара в межтрубное пространство конденсатора. Плотность пара при средней температуре 49,75°C рассчитываем по формуле 1.5 [10, с. 13]:

$$\rho_{\text{п}} = \frac{M}{22.4} \cdot \frac{273 \cdot P_{\text{р}}}{T \cdot p} \text{ кг/м}^3, \quad (83)$$

где $\rho_{\text{п}}$ – плотность пара смеси, кг/м³;

M – молекулярная масса смеси, г/моль;

					<i>Конструктивный расчет</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		42

T – температура конденсации пара, °C;

p – давление в межтрубном пространстве, МПа;

P_p – гидростатическое давление, МПа.

Молекулярную массу смеси определяется по правилу аддитивности, г/моль:

$$M = M_G \cdot X_G + M_T \cdot X_T = 78.11 \cdot 0.92 + 92.13 \cdot 0.08 = 79.232 \quad (84)$$

Расчетное гидростатическое давление:

$$P_p = P_{изб} + \rho_{см.} \cdot g \cdot H = 0 + 846.7844 \cdot 9.8 \cdot 5.298 = 4.397 \times 10^4 \text{ Па}, \quad (85)$$

где $P_{изб}$ – избыточное давление равное нулю, так как аппарат рассчитан на атмосферное давление, и давление определяется только столбом жидкости, МПа;

H – высота столба жидкости, в данном случае равна разности высоты трубного пространства и зоны конденсации, м;

$\rho_{см}$ – плотность смеси, кг/м³;

g – ускорение свободного падения, м/с².

Высота столба жидкости:

$$H = 6 - H_k = 6 - 0.7024 = 5.298 \text{ м}, \quad (86)$$

где H – высота столба жидкости, м;

H_k – высота зоны конденсации, м.

Примем расчетное давление в МПа:

$$P_p = 0.044 \text{ МПа.}$$

Плотность пара, кг/м³:

$$\rho_{п} = \frac{M}{22.4} \cdot \frac{273 \cdot P_p}{(273 + T) \cdot p} = \frac{79.2}{22.4} \cdot \frac{273 \cdot 0.044}{(273 + 81.5) \cdot 0.1} = 1.198 \text{ кг/м}^3.$$

Диаметр третьего штуцера:

$$d_3 = \sqrt{\frac{(4 \cdot G_{см.})}{\pi \cdot \rho_{п.} \cdot \omega_{п}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1.91}{\pi \cdot 1.198 \cdot 20}} = 0.319 \text{ м.}$$

По рекомендации [11, табл. 4] необходимый условный диаметр штуцера межтрубного пространства равен 400 мм. Поэтому мы принимаем по [12] штуцер 426x6 мм:

Наружный диаметр:

$$d_3 = 426 \text{ мм.}$$

Внутренний диаметр:

$$d_{вн3} = 426 - 2 \cdot 6 = 414 \text{ мм,}$$

где $d_{вн3}$ – внутренний диаметр 3 штуцера, мм.

					<i>Конструктивный расчет</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		43

Расчет 4 штуцера. Штуцер предназначен для отвода конденсата. Плотность смеси конденсата при температуре конденсации 18°C рассчитывается по уравнению аддитивности:

$$\rho_{б.Тк} = 888.1,$$

$$\rho_{т.Тк} = 867.8,$$

где $\rho_{б.Тк}$ – плотность бензола при температуре конденсации, кг/м³;

$\rho_{т.Тк}$ – плотность толуола при температуре конденсации, кг/м³.

$$\rho_{см.к} = \rho_{б.Тк} \cdot X_б + \rho_{т.Тк} \cdot X_т = 888.1 \cdot 0.92 + 867.8 \cdot 0.08 = 886.476 \text{ кг/м}^3, \quad (87)$$

где $\rho_{см.к}$ – плотность смеси при температуре конденсации, кг/м³.

Скорость вывода конденсата принимаем, как и скорость воды, м/с:

$$\omega_k = 1,$$

где ω_k – скорость конденсата, м/с.

Диаметр 4 штуцера:

$$d_4 = \sqrt{\frac{(4 \cdot G_{см.к})}{\pi \cdot \rho_{см.к} \cdot \omega_k}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1.91}{\pi \cdot 886.476}} = 0.052 \text{ м.}$$

По рекомендации [11, табл. 4] необходимый условный диаметр штуцера межтрубного пространства равен 150 мм. Поэтому мы принимаем по [12] штуцер 158x4 мм:

Наружный диаметр:

$$d_4 = 158 \text{ мм.}$$

Внутренний диаметр:

$$d_{вн4} = 158 - 2 \cdot 4 = 150 \text{ мм,}$$

где $d_{вн4}$ – внутренний диаметр 4 штуцера, мм.

Таблица 6 – Технологические штуцера

Наименование штуцера	Параметр, мм
Штуцер ввода/вывода воды	219x5
Штуцер ввода пара	426x6
Штуцер вывода конденсата	158x4

3.2.2 Подбор фланцев на штуцера

Штуцера подбираем по [12]. Конструкция штуцера представлена на рисунке 10. Фланцы на штуцера подбираем шип паз для взрывоопасного пара бензола, для ввода и вывода воды берем плоские фланцы.

					<i>Конструктивный расчет</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		44

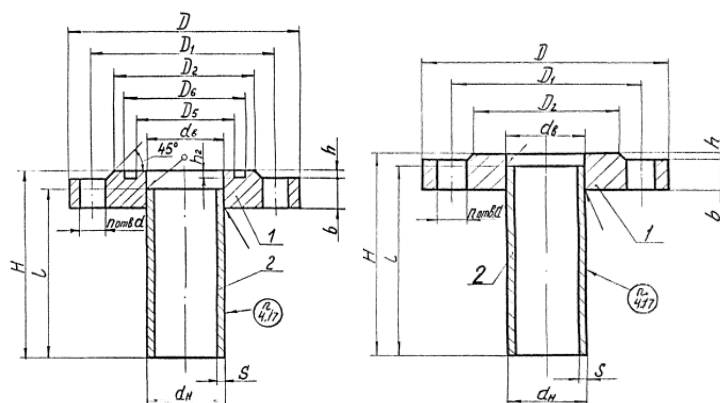


Рисунок 10 – Конструкция штуцера 2 с фланцем 1 шип-паз (справа) и плоский (слева)

Таблица 7 – Основные размеры штуцера

Наименование фланца	Проход условный, D_y , мм	Давление не более, P_y , МПа						
		0,6						
		b	D	D_1	D_2	D_6	D_5	d_n
Фланец под пар	400	24	535	495	465	457	435	426
Фланец под воду	200	19	315	280	258	-	-	219
Фланец под конденсат	150	17	260	225	202	192	170	159

3.2.3 Выбор конструкционных материалов конденсатора

Исходя из того, что в конденсаторе происходит теплообмен между бинарной органической смеси пара и водой, материал следует выбрать таким, чтобы он был устойчив к данной среде. Представим в виде таблицы среды и те элементы аппаратов, которые они омывают.

Таблица 8 – Среда и омываемые ими элементы аппарата

Среда	Элемент аппарата
Бензол-толуол	Кожух, трубная решетка, теплообменные трубы, перегородки в межтрубном пространстве, патрубки и фланцы, отбойник и конденсатосборник. прокладки
Вода	Распределительная камера, теплообменные трубы, перегородки в межтрубном пространстве, крышка, днище, прокладки, фланцы и патрубки

Исходя из этого, необходимо проанализировать какой материал необходимо использовать для данных элементов. Выбор материалов так же зависит от типа аппарата и его принадлежности, так конденсаторы могут изготавливаться следующих исполнений: М1, М3, М10, М11, М12, М19, М20. Все материалы данных исполнений прописаны в [11, табл. 9].

Далее руководствуясь [13], выбираем подходящие материалы для изготовления конденсатора. При конструировании химической аппаратуры необходимо учитывать все возможные виды коррозионного разрушения, в зависимости от агрессивной среды и рабочих условий. Но в первую очередь при выполнении прочностных расчетов важно оценить общую поверхность коррозии, характеризующуюся проникаемостью Π мм/год. Приемлемые сроки эксплуатации теплообменника с атмосферным давлением равна 10 годам.

По [13, стр. 282] перечень стойких материалов, которые могут быть использованы для конструирования конденсатора, при взаимодействии их с бензолом, толуолом, водой, таковы:

Таблица 9 – перечень материалов при взаимодействии с бензолом

Среда		Рекомендуемые материалы
Концентрация, %	Температура среды, °С	
Бензол		
Любая	$20 - t_{\text{кип}}$	Стали 0X21Н6М2Т, 08Х18Н10Т, 12Х18Н10Т, латунь всех марок, 10Х17Н13М2Т, паронит, картон асбестовый
Вода		
-	-	16ГС, Ст3сп, сталь 10, сталь 20,
Толуол		
любая	$20 - t_{\text{кип}}$	Стали 0X21Н6М2Т, 08Х18Н10Т, 12Х18Н10Т, 10Х17Н13М2Т, паронит, картон асбестовый

Теплообменные трубы из латуни можно было бы использовать, так как она устойчива к окислительным процессам в холодной и горячей воде, к парам органических веществ, но нержавеющая сталь при одинаковых прочностных характеристиках сравнительно низкой стоимостью. Еще не маловажным критерием выбора является то, что в сопряжении латуни и стальной трубной решеткой может протекать контактная коррозия в водной среде.

Исходя из вариантов исполнения, остаются только М10, М11, М19, М20. Теперь сравним материалы по эксплуатационной характеристике и экономическим соображениям. Элементы в взаимодействии с водой:

					<i>Конструктивный расчет</i>	Лист
						46
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

- если сравнивать стали 16ГС и СтЗсп, то первая обладает повышенной прочностью и ударной вязкостью, сталь 16ГС хладостойкая, и по стоимости она не значительно превышает СтЗсп, но так как данный аппарат эксплуатируется в области умеренного пояса, где температуры бывают в зимнее время отрицательны, то используем сталь 16ГС.

Элементы соприкасающиеся со органической смесью:

- чем больше в аустенитной стали присутствуют хром и никель, тем дороже она стоит, данный аппарат эксплуатируется при невысокой температуре и атмосферным давлением, поэтому выбираем сталь 12Х18Н10Т.

Исходя из перечня материалов, выбираем тип исполнения аппарата М10. Исполнение кожухотрубчатого конденсатора по материалу представлено в приложении А.2 в таблице А.2.

Для защиты от коррозии применяют лакокрасочные покрытия. Согласно [14, с. 205] для теплообменника рекомендуется наносить серебристо-алюминиевый цвет наружной поверхности аппарата, так как данный аппарат подвергается нагреванию не выше 200°С.

Внутреннюю часть аппарата покрывают бесцветным лаком. В зависимости от того, что аппарат эксплуатируется в умеренном климате при воздействии с агрессивными парами, класс покрытия IV для химической аппаратуры внутрироссийских поставок, группа покрытия – химически стойкие, обозначение группы – Х, выбираем лак ХС-724 (ГОСТ 23494-79) [14] для покрытия внутренней части кожуха, наружной части труб, перегородки, и поверхность трубной решетки. Так же данный лак водостойкий, поэтому все остальные части аппарата покрываем им же.

Вычислим прибавку к расчетным толщинам стенки. Прибавка складывается из двух величин. Прибавка на коррозию и эрозию.

Прибавка на коррозию рассчитывается по формуле 9.1 [13, с. 272]:

$$c_k = П \cdot \tau_a = 1 \text{ мм}, \quad (88)$$

где c_k – прибавка на коррозию, мм;

$П$ – проницаемость материала, мм/год;

τ_a – срок службы аппарат, лет.

Проницаемость принимаем по [13, с. 409]:

$$П = 0.1 \text{ мм/год.}$$

Срок службы аппарата:

$$\tau_a = 10 \text{ лет.}$$

Прибавку на эрозию берется только в том случае, если есть ударное действие среды на деталь, скорость жидкости больше 20 м/с, а скорость пара больше 100 м/с. Так как в кон-

					<i>Конструктивный расчет</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		47

денсаторе все элементы расположены близко друг к другу, то принимаем прибавку на эрозию:

$$c_3 = 1 \text{ мм},$$

где c_3 – прибавка на эрозию, мм.

Компенсацию на утонение стенки принимается в зависимости от технологических операций:

$$c_3 = 0.2 \text{ мм}.$$

Прибавка для компенсации минусового допуска в зависимости от проката [15]:

$$c_2 = 0.45 \text{ мм}.$$

Общая прибавка к расчетной толщине стенки:

$$c = c_k + c_3 + c_2 + c_3 = 1 + 1 + 0.45 + 0.2 = 2.65 \text{ мм}. \quad (89)$$

3.2.4 Подбор продольных и поперечных перегородок

Согласно [11], минимальная толщина всех перегородок должна быть не менее 10 мм. Число поперечных перегородок в межтрубном пространстве в зависимости от длины трубок равно 5, расстояние между перегородками равно 1000 мм, расстояние между трубной решеткой и первой перегородкой от нее равно 967 мм. На рисунке 11 представлен эскиз распределительной камеры и основные размеры продольных перегородок.

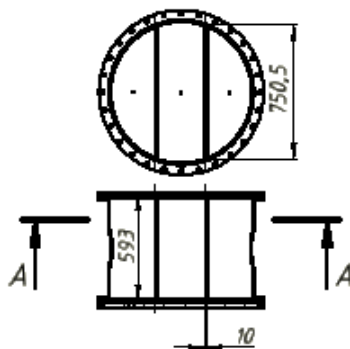


Рисунок 11 – Эскиз распределительной камеры

На рисунке 12 представлен эскиз конденсатора в двух проекциях и основные размеры поперечных перегородок.

					<i>Конструктивный расчет</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		48

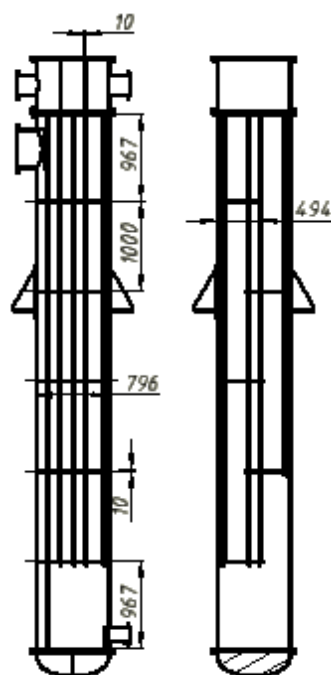


Рисунок 12 – Эскиз конденсатора

Таблица 10 – Основные параметры перегородок

Поперечные перегородки					
Минимальная толщина, мм	Расстояние между перегородкой и трубной решёткой, мм	Расстояние между перегородками, мм	Количество перегородок, шт.	Диаметр перегородок, мм	Ширина перегородки, мм
$s_{II} = 10$	$l_{1R} = 967$	$l_{II} = 1000$	$n_{II} = 5$	$D_{II} = 796$	$B_{II} = 496$
Продольные перегородки, мм					
Ширина перегородки		Минимальная толщина перегородки		Длина перегородки	
$B_{пер} = 593$		$s_{II} = 10$		$L_{пер} = 750.5$	

Согласно [11, табл. 35] предусмотрены стяжки поперечных перегородок, а также диаметры стяжек. Выбирается в зависимости от диаметра кожуха. Диаметр стяжек принимаем 16 мм, минимальное число стяжек 8 шт.

3.2.5 Расчет тепловой изоляции

Так как высота конденсатора-холодильника приемлема для того, чтобы установить его в крытом помещении, то поэтому температуру окружающего воздуха в помещении примем равной 20°C. В качестве теплоизоляции примем совелит. Определим суммарный коэффициент теплоотдачи в окружающую среду лучеиспусканием и конвекцией по уравнению [10, с.168]:

$$\alpha = 9.74 + 0.07 \cdot \Delta t, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), \quad (90)$$

где α – коэффициент теплоотдачи в окружающую среду, Вт/(м²·К);

Δt – разность температур поверхности аппарата и окружающего воздуха.

Температура поверхности изоляции не должна превышать 60°C [4.30 10, с. 201].

Разность температур:

$$\Delta t_{\text{н}} = 60 - 20 = 40 \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (91)$$

Тогда коэффициент теплоотдачи:

$$\alpha = 9.74 + 0.07 \cdot \Delta t_{\text{н}} = 9.74 + 0.07 \cdot 40 = 12.54 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Удельный тепловой поток:

$$q = \alpha \cdot \Delta t_{\text{н}} = 12.54 \cdot 40 = 501.6 \text{ Вт}/\text{м}^2, \quad (92)$$

где q – удельный тепловой поток, Вт/м².

Принимаем приближенно, что все термические сопротивления сосредоточено в слое изоляции:

$$q = \frac{\lambda_{\text{и}}}{\delta} \cdot (T_{\text{конд}} - 20) \text{ Вт}/\text{м}^2, \quad (93)$$

откуда толщина изоляции:

$$\delta_{\text{и}} = \frac{\lambda_{\text{и}}}{q} \cdot (T_{\text{конд}} - 20) = \frac{0.098}{501.6} \cdot (81 - 20) = 0.0119 \text{ м}, \quad (94)$$

где λ – коэффициент теплопроводности совелита [табл. XXXVII, 10, с. 529]

$T_{\text{конд}}$ – рабочая температура в кожухе аппарата, °C;

$\delta_{\text{и}}$ – толщина теплоизоляции, м.

Принимаем толщину изоляции 12 мм.

					<i>Конструктивный расчет</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		50

3.3 ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ КОНДЕНСАТОРА

Целью гидравлического расчета является расчет потерь давления в трубопроводе и в трубном пространстве теплообменника с дальнейшим выбором насоса для того, чтобы нагреваемая вода поступала в теплообменник из резервуара. Длину всего трубопровода, включая местные сопротивления, примем равным 20 м. Эскиз трубопровода приведен на рисунке 13.

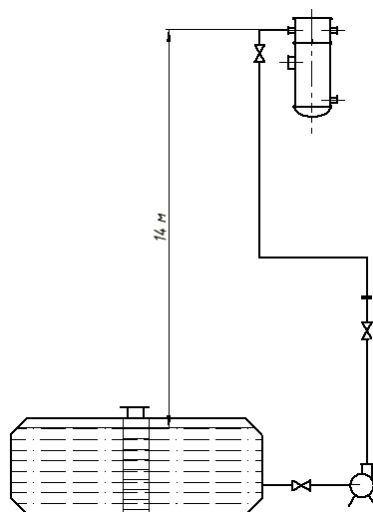


Рисунок 13 – Эскиз трубопровода

Рассчитаем мощность, потребляемую двигателем насоса для перемещения воды из резервуара в теплообменник (трубчатку) по формуле [10, с. 20]:

$$N = \frac{V \cdot \Delta P_{\text{общ}}}{1000 \cdot \eta} \text{ Вт}, \quad (95)$$

где N – мощность насоса, Вт;

V – объемный расход воды, м³/с;

$\Delta P_{\text{общ}}$ – повышение давления, сообщаемое насосом перекачиваемому потоку и равное полному гидравлическому сопротивлению сети, Па;

η – КПД насоса.

Повышение давления складывается из двух значений:

$$\Delta P_{\text{общ}} = \Delta P_{\text{до.тепл}} + \Delta P_{\text{тепл}} \text{ Па}, \quad (96)$$

где $\Delta P_{\text{до.тепл}}$ – потери давления до теплообменника, Па;

$\Delta P_{\text{тепл}}$ – потери давления в теплообменнике, Па.

					ФЮРА.065121.001 ПЗ		
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			
Студент	Червинский А.С.				Лит.	Лист	Листов
Руковод.	Тихонов Н.В.				Д	51	5
Конс.					Гидравлический расчет ТПУ ИШНПТ Группа 4К41		
Н. Контр.							
Руков. ОПП	Краснокутская Е.А.						

3.3.1 Расчет потерь давления в трубопроводе

Потери давления в трубопроводе найдем по формуле [10, с. 25]:

$$\Delta P_{\text{до.тепл}} = \frac{\rho_{\text{в}} \cdot \omega_{\text{в}}^2}{2} \cdot \left(1 + \frac{\lambda \cdot L}{d_{\text{вн1.2}}} + \Sigma \zeta \right) + \rho_{\text{в}} \cdot g \cdot h_{\text{под}} + \Delta p_{\text{доп}} \text{ Па}, \quad (97)$$

где $\rho_{\text{в}}$ – плотность воды при средней температуре 18°C, кг/м³;

$\omega_{\text{в}}$ – скорость воды в трубопроводе, м/с;

λ – коэффициент трения;

L – длина трубопровода до теплообменника, м;

$d_{\text{вн1.2}}$ – внутренний диаметр штуцера ввода/вывода воды, м;

$\Sigma \zeta$ – сумма коэффициентов сопротивлений;

$h_{\text{под}}$ – высота подъема жидкости по трубопроводу, м;

$\Delta p_{\text{доп}}$ – дополнительные потери, Па.

Объемный расход воды рассчитаем через массовый расход по формуле:

$$V_{\text{в}} = \frac{G_{\text{в}}}{\rho_{\text{в}}} = \frac{20.272}{998} = 0.02 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}, \quad (98)$$

где $G_{\text{в}}$ – массовый расход воды, м³/с.

Скорость воды в трубопроводе находим из уравнения расхода:

$$\omega_{\text{в}} = \frac{V_{\text{в}}}{0.785 \cdot d_{\text{вн1.2}}^2} = \frac{0.02}{0.785 \cdot 0.209^2} = 0.583 \frac{\text{м}}{\text{с}}. \quad (99)$$

Внутренний диаметр трубопровода принимаем такой же, как и диаметр штуцера для ввода и вывода воды:

$$d_{\text{тр}} = d_{\text{вн1.2}} = 0.209 \text{ м}, \quad (100)$$

где $d_{\text{тр}}$ – внутренний диаметр трубопровода, м.

Для того чтобы найти коэффициент трения, необходимо рассчитать вязкость жидкости и критерий Рейнольдса.

Вязкость воды при 18°C принимаем по таблице XXXIX [10, с. 537]:

$$\mu_{\text{в}} = 1062 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с},$$

где $\mu_{\text{в}}$ – вязкость воды, Па·с.

Критерий Рейнольдса:

$$Re_{\dots} = \frac{\omega_{\text{в}} \cdot d_{\text{вн1.2}} \cdot \rho_{\text{в}}}{\mu_{\text{в}}} = \frac{0.5833 \cdot 0.209 \cdot 998}{1062 \cdot 10^{-6}} = 114562.0. \quad (101)$$

					<i>Гидравлический расчет</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		52

Определяем коэффициент трения. По таблице XII [10, с. 519] шероховатость стальных труб равна:

$$e = 0.0001 \text{ мм},$$

где e – шероховатость новых стальных труб, мм.

По рисунку 1.5 [1, с. 22] для:

$$\frac{d_{\text{тр}}}{e} = \frac{0.209}{0.0001} = 2089.0, \quad (102)$$

$$\text{и } Re = 114562,$$

находим коэффициент трения (λ):

$$\lambda = 0.04.$$

Определим все коэффициенты местных сопротивлений по таблице XIII [10, с. 520] и сведем их в таблицу 11.

Таблица 11 – Коэффициенты местных сопротивлений

Вид сопротивления	$\Sigma \zeta$
Вход жидкости из бака в трубопровод	$\zeta_1 = 0.5$
Диафрагма:	$\zeta_2 = 4.00$
Отводы (3 шт.):	$\zeta_3 = 0.72$
Задвижки (3 шт.) при условном проходе 175 – 200 мм	$\zeta_4 = 0.75$

Сумма коэффициентов местных сопротивлений:

$$\Sigma \zeta = \zeta_1 + \zeta_2 + \zeta_3 + \zeta_4 = 0.5 + 4.00 + 0.72 + 0.75 = 5.97 . \quad (103)$$

Дополнительные потери давления:

$$\Delta p_{\text{доп}} = 0.1 \cdot 9.81 \cdot 10^4 = 9.81 \times 10^3 \text{ Па}. \quad (104)$$

Потери давления до теплообменника, Па:

$$\Delta P_{\text{до.тепл}} = \frac{998 \cdot 1^2}{2} \cdot \left(1 + \frac{0.04 \cdot 30}{209} + 5.97 \right) + 998 \cdot 9.8 \cdot 14 + 9810.0 = 1.502 \times 10^5 \text{ Па}.$$

3.3.2 Расчет потерь давления в трубном пространстве конденсатора

Потери давления будем находить согласно примеру 1.35 [10, с. 55]:

$$\Delta P_{\text{тепл}} = \Delta P_{\text{ск}} + \Delta P_{\text{м.с}} \text{ Па}, \quad (105)$$

где $\Delta P_{\text{ск}}$ – скоростное давление в трубах, Па;

$\Delta P_{\text{м.с}}$ – потери давления на преодоление местных сопротивлений теплообменника, Па.

Скоростное давление рассчитывается по формуле:

$$\Delta P_{\text{ск}} = \frac{\rho_{\text{в}} \cdot \omega_{\text{в.тр}}^2}{2} \text{ Па}, \quad (106)$$

					<i>Гидравлический расчет</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		53

где $\omega_{в.тр}$ – скорость потока в трубках, м/с.

Для того чтобы найти скорость, необходимо выразить ее из критерия Рейнольдса:

$$\omega_{в.тр} = \frac{(Re \cdot \mu_{в})}{d_{вн.} \cdot \rho_{в}} = \frac{11283.0 \cdot 1062 \cdot 10^{-6}}{0.021 \cdot 998} = 0.572 \frac{м}{с}, \quad (107)$$

где $\mu_{в}$ – вязкость воды при температуре 18°C, Па·с;

$d_{вн.}$ – внутренний диаметр трубок, м.

Найдем также коэффициент трения трубок. При соотношении:

$$\frac{d_{вн.}}{e} = \frac{21}{0.1} = 210, \quad (108)$$

и $Re = 11283$.

По рисунку 1.5 [10, с. 22]:

$$\lambda = 0.044.$$

Скоростные потери давления:

$$\Delta P_{ск} = \frac{\rho_{в} \cdot \omega_{в.тр.}^2}{2} = \frac{998 \cdot 0.572^2}{2} = 163.265 \text{ Па}. \quad (109)$$

Потери давления на преодоление трения в трубах:

$$\Delta P_{тр} = \lambda \cdot \frac{Z \cdot L_{тр}}{d_{вн.}} \Delta P_{ск.} = 0.044 \cdot \frac{4 \cdot 6}{0.021} \cdot 163.265 = 8209.9 \text{ Па}, \quad (110)$$

где $\Delta P_{тр}$ – потери давления на преодоление трения, Па;

Z – число ходов в трубном пространстве.

Определяем потери давления на преодоление местных сопротивлений теплообменника по следующим коэффициентам местного сопротивления.

Таблица 12 – Местные сопротивления конденсатора

Вид сопротивления	ζ	$\Sigma \zeta$
Входная и выходная камера	1.5	$1.5 \cdot 2 = 3$
Вход в трубы и выход из них	1	$1 \cdot 8 = 8$
Поворот на 180° из одной секции в другую	2.5	$2.5 \cdot 3 = 7.5$
Итого		$\Sigma \zeta_{Т} = 3 + 8 + 7.5 = 18.5$

$$\Delta P_{м.с} = \zeta_{вх.вых} \cdot \Delta P_{ск.} + (8 + 7.5) \cdot \Delta P_{тр} \text{ Па}, \quad (111)$$

где $\zeta_{вх.вых}$ – сопротивления входной и выходной камеры.

$$\Delta P_{м.с} = 3 \cdot 163.265 + (8 + 7.5) \cdot 8209.9 = 127743.0 \text{ Па}.$$

Теперь, когда все известно, находим общее гидравлическое сопротивление трубного пространства теплообменника:

					<i>Гидравлический расчет</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		54

$$\Delta P_{\text{тепл}} = \Delta P_{\text{ск.}} + \Delta P_{\text{м.с}} = 163.265 + 127743.0 = 127906.0 \text{ Па.} \quad (112)$$

3.3.3 Подбор насоса по рассчитанным данным

Находим общее повышение давления:

$$\Delta P_{\text{общ}} = \Delta P_{\text{до.тепл.}} + \Delta P_{\text{тепл.}} = 150216.0 + 127906.0 = 278122.0 \text{ Па.} \quad (113)$$

Рассчитаем мощность насоса. Примем КПД насоса:

$$\eta = 0.70,$$

где η – КПД насоса.

Мощность насоса:

$$N_{\text{н}} = \frac{V_{\text{в.}} \cdot \Delta P_{\text{общ}}}{1000 \cdot \eta} = \frac{0.02 \cdot 278122.0}{1000 \cdot 0.70} = 7.946 \text{ кВт.} \quad (114)$$

Определяем высоту всасывания насосом:

$$H_{\text{вс}} = \frac{\Delta P_{\text{общ.}}}{\rho_{\text{в}} \cdot g} = \frac{278122.0}{998 \cdot 9.8} = 28.437 \text{ м,} \quad (115)$$

где $H_{\text{вс}}$ – высота всасывания, м.

По рассчитанным данным подбираем насос по таблице 2.5 [10, с. 92]. Характеристики насоса и электродвигателя представлены в таблице 12.

Таблица 13 – Характеристики насоса и электродвигателя

Марка насоса	Производительность, $Q, \text{ м}^3/\text{с}$	столб жидкости $H, \text{ м}$	$n, \text{ об/с}$	КПД насоса $\eta_{\text{н}}$	Электродвигатель		
					тип	$N_{\text{н}}, \text{ кВт}$	$\eta_{\text{д}}$
X90/33	$2,5 \cdot 10^{-2}$	29,2	48,3	0,70	АО2-72-2	22	0,90

Исходя из расчета давления, которое может развить насос, примем, что давление в магистрали 0.28 МПа, это означает, что рабочее давление в трубном пространстве такое же. Есть риск повышения давления, если перекрыть трубопровод после теплообменника, поэтому предусмотрены предохранительные клапана для сброса давления. Установка таких предохранителей целесообразней и экономичней, чем изготавливать цилиндрическую обечайку распределительной камеры большей толщины стенки.

3.4 МЕХАНИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ КОНДЕНСАТОРА

Целью механического расчета является обеспечение механической надежности работы проектируемого оборудования. На рисунке 14 изображена расчетная модель кожухотрубчатого конденсатора.

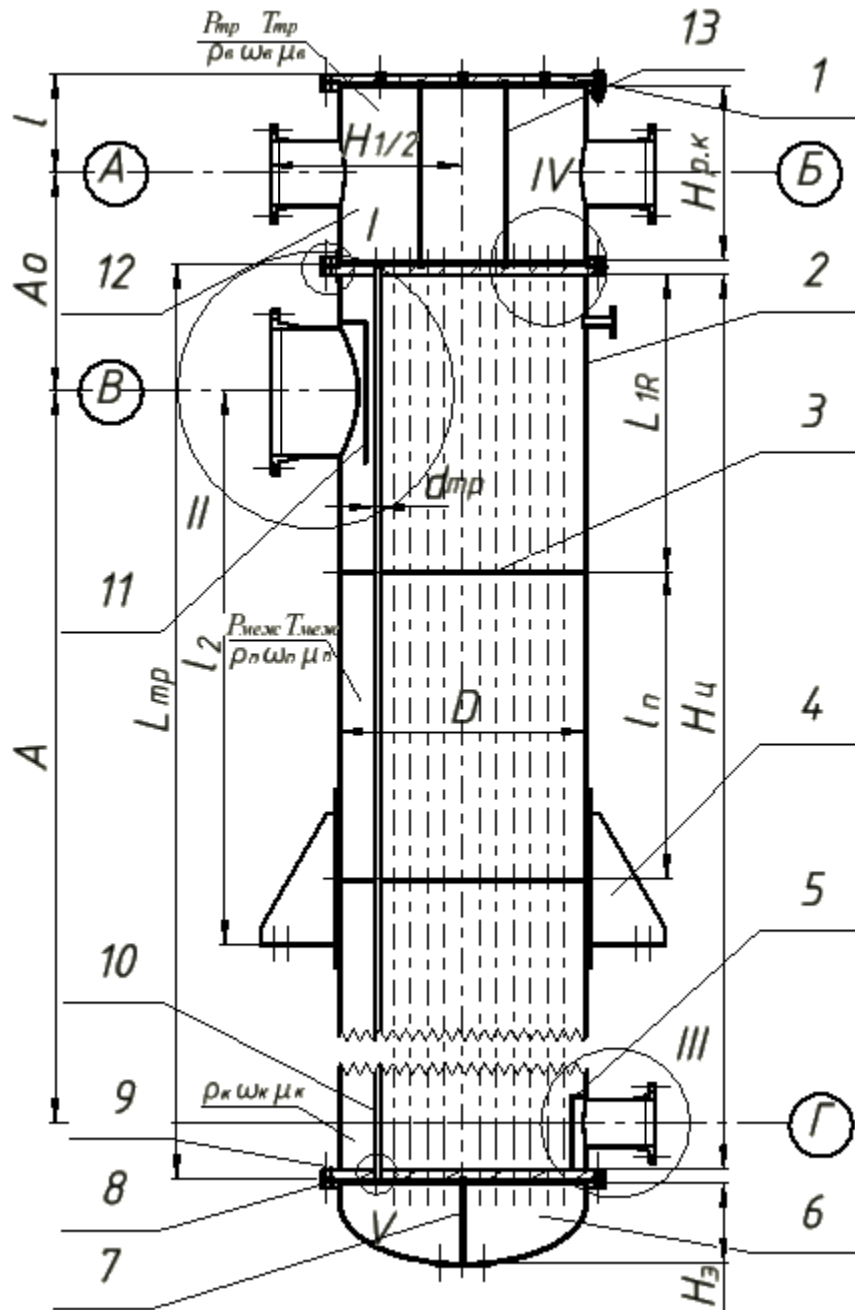


Рисунок 14 – Расчетная модель кожухотрубчатого конденсатора

					ФЮРА.065121.001 ПЗ		
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			
Студент	Червинский А.С.				Лит.	Лист	Листов
Руковод.	Тихонов Н.В.				Д	56	64
Конс.	Беляев В.М.				ТПУ ИШНПТ Группа 4К41		
Н. Контр.							
Руков. ОПП	Краснокутская Е.А.						
Механический расчет							

Запишем все элементы кожухотрубчатого конденсатора, которые отображены по позициям на рисунке 14.

Таблица 14 – Номера позиций и названия элементов

Номер позиции	Название элемента	Количество
1	Крышка распределительной камеры	1
2	Кожух аппарата	1
3	Поперечные перегородки	5 [11]
4	Опорная лапа	4 [11]
5	Конденсатосборник	1
6	Отбортованное эллиптическое днище	1
7	Продольная перегородка днища	1
8	Фланец	3
9	Трубная решетка	2
10	Теплообменная труба 25x2	397 [11]
11	Отбойник пара	1
12	Распределительная камера	1
13	Продольные перегородки камеры	2

Запишем известные данные в соответствии с рисунком 14 необходимые для дальнейших расчетов, а также данные согласно [11].

Таблица 15 – Известные геометрические величины, нагрузки, характеристики среды

Название величины	Размерность	Обозначения и значение
Внутренний диаметр аппарата	мм	$D = 800$
Высота кожуха	мм	$H_{ц} = 5934$
Наружный диаметр трубы	мм	$d_{тр} = 25$
Высота обечайки распределительной камеры [2]	мм	$H_{р.к} = 570$
Высота положения опоры [2]	мм	$l_2 = 1800$
Высота расположения штуцера воды [2]	мм	$l = 320$
Высота расположения штуцера пара [2]	мм	$A_0 = 720$
Высота расположения штуцера конденсата [2]	мм	$A = 5400$
Расстояние между поперечными перегородками [2]	мм	$l_{п} = 1000$
Вылет штуцера от оси аппарата [2]	мм	$H_{1,2} = 627$
Высота эллиптического днища	мм	$H_3 = 260$

Продолжение таблицы 15

Расстояние между поперечной перегородкой и решеткой	мм	$L_{1R} = 967$
Длина теплообменной трубы	мм	$L_{тр} = 6000$
Рабочее давление в межтрубном пространстве	МПа	$P_{меж} = 0.1$
Рабочее давление в трубном пространстве	МПа	$P_{тр} = 0.28$
Рабочая температура в межтрубном пространстве	°С	$T_{меж} = 81$
Рабочая температура в трубном пространстве	°С	$T_{тр} = 18$
Вода		
Плотность	кг/м ³	$\rho_B = 998$
Вязкость	Па·с	$\mu_B = 0.001$
Скорость потока	м/с	$\omega_B = 1$
Пар		
Плотность	кг/м ³	$\rho_{п} = 1.198$
Скорость потока	м/с	$\omega_{п} = 20$
Конденсат		
Плотность	кг/м ³	$\rho_K = 886.47$
Вязкость	Па·с	$\mu_K = 0.000476$
Скорость потока	м/с	$\omega_K = 1$

Таблица 16 – Штуцера

Обозначение	Наименование	Количество	Условный диаметр [2], мм
А	Вход воды	1	$D_y = 200$
Б	Выход воды	1	$D_y = 200$
В	Вход паров смеси	1	$D_{y1} = 400$
Г	Выход конденсата	1	$D_{y2} = 150$

3.4.1 Расчет толщины стенки кожуха

Кожух аппарата на рисунке 14 отмечен под позицией номер 2. Расчетная схема цилиндрической обечайки кожуха изображена на рисунке 15.

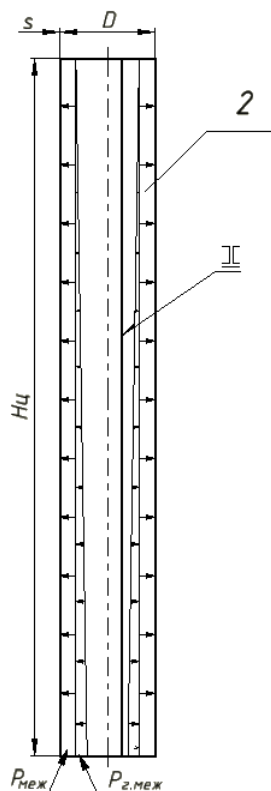


Рисунок 15 – Расчетная схема кожуха

Все исходные данные для расчета толщины кожуха даны в таблице 15.

Целью расчета толщины цилиндрической обечайки кожуха является обеспечение механической прочности конденсатора в рабочих условиях и в условиях испытания.

Критерием механической надежности, является прочность и устойчивость. Исходя из того, что трубы нагреты меньше чем корпус, то относительно труб корпус сжимается, это означает, что необходимо проверить на устойчивость кожух. Рассчитанное значение осевой сжимающей силы берется из раздела 3.4.8.5:

$$F = -166881.0 \text{ Н.}$$

Расчет толщины цилиндрической обечайки ведется согласно методике [16]:

- Расчетное давление;
- Допускаемые напряжения материала обечайки;
- Пробное давление гидравлического испытания;
- Определения сварного шва;

					<i>Механический расчет</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		59

- Расчет толщины стенки;
- Проверка условия прочности;
- Условие применимости расчетных формул.

Определим расчетные параметры. Рассчитаем расчетное давление, действующее на обечайку, которое учитывает внутренне давление и гидростатическое давление конденсата:

$$P_{Г.МЖТ} = \frac{\rho_B \cdot g \cdot H_{Ц}}{10^9} = \frac{998 \cdot 9.81 \cdot 5934}{10^9} = 0.058 \text{ МПа}, \quad (116)$$

$$P_{р.МЖТ} = P_{МЕЖ} + P_{Г.МЖТ} = 0.1 + 0.058 = 0.158 \text{ МПа}, \quad (117)$$

где $P_{р.МЖТ}$ – расчетное давление в межтрубном пространстве, МПа;

$H_{Ц}$ – высота кожуха, мм;

$P_{Г.МЖТ}$ – гидравлическое давление в кожухе, МПа.

Для определения пробного давления необходимо знать допускаемые напряжения для материала обечайки. Для кожуха сталь 12Х18Н10Т, допускаемое напряжение определяется по [17, табл. А.1] при максимальной рабочей температуре равной 81°C и при температуре испытания, равно 20°C.

Для обечайки, изготовленной из листового проката:

$$[\sigma_1^p] = \eta \cdot \min\left(\frac{R_{p1.0t}}{n_{тр}}, \frac{R_{1mt}}{n_B}\right) = \min\left(\frac{264.5}{1.5}, \frac{509.2}{2.4}\right) = 176.0 \text{ МПа}, \quad (118)$$

$$[\sigma_1^и] = \eta \cdot \min\left(\frac{R_{p1.0t}}{n_{ти}}\right) = \min\left(\frac{264.5}{1.1}\right) = 240.0 \text{ МПа}, \quad (119)$$

где $[\sigma_1^p]$ – допускаемое напряжение материала кожуха при рабочей температуре, МПа;

$[\sigma_1^и]$ – допускаемое напряжение при температуре испытания, МПа;

$R_{p1.0t}$, R_{1mt} – предел текучести и предел выносливости соответственно, МПа;

η – коэффициент уменьшения номинального допускаемого напряжения;

n_B и $n_{тр}$, $n_{ти}$ – коэффициенты запаса прочности.

При гидравлическом испытании стенки кожуха будут испытывать пробное давление в межтрубном пространстве:

$$P_{и.МЖТ} = 1.25 P_{р.МЖТ} \cdot \frac{[\sigma_1^и]}{[\sigma_1^p]} = 1.25 \cdot 0.158 \cdot \frac{240.0}{176.0} = 0.269 \text{ МПа}, \quad (120)$$

где $P_{и.МЖТ}$ – пробное давление гидравлического испытания в кожухе, МПа.

Вид сварного шва и способ сварки выбираем согласно с [17, табл. Д.1], выбираем вид шва: стыковой с двухсторонним проваром, выполняемый автоматической сваркой под слоем

					<i>Механический расчет</i>	Лист
						60
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

флюса. Длина контролируемых швов от общей длины 50%. Тип шва без скоса кромок, двусторонний. Вид сварного соединения – прямолинейное стыковое (обечаек) [13, табл. 10.12]

Коэффициент прочности сварных швов принимаем равным:

$$\varphi_p = 0.9.$$

где Φ_p – коэффициент прочности сварного шва.

Сварной шов выполняется и обозначается на расчетной схеме по [18].

Расчетная толщина стенки кожуха от давления:

$$s_p = \max \left(\frac{P_{p.мжт} \cdot D}{2[\sigma_1^p] \cdot \varphi_p - P_{p.мжт}}, \frac{P_{и.мжт} \cdot D}{2[\sigma_1^и] \cdot \varphi_p - P_{и.мжт}} \right) \text{ мм}, \quad (121)$$

$$s_p = \max \left(\frac{0.158 \cdot 800}{2 \cdot 176.0 \cdot 0.9 - 0.158}, \frac{0.269 \cdot 800}{2 \cdot 240.0 \cdot 0.9 - 0.269} \right) = 0.498 \text{ мм},$$

где s_p – расчетная толщина стенки кожуха, мм.

От действия осевой сжимающей силы:

$$s_p = \max \left(\frac{|F|}{\pi \cdot D \cdot [\sigma_1^p] \cdot \varphi_p}, \frac{|F|}{\pi \cdot D \cdot [\sigma_1^и] \cdot \varphi_p} \right) = \max \left(\frac{|-166881.0|}{\pi \cdot 800 \cdot 176 \cdot 0.9}, \frac{|-166881.0|}{\pi \cdot 800 \cdot 240 \cdot 0.9} \right), \quad (122)$$

$$s_p = 0.419 \text{ мм}.$$

Исполнительная толщина стенки с учетом добавок:

$$s_{ц} = \text{ceil}(s_p + c) = \text{ceil}(0.498 + 2.65) = 4 \text{ мм}, \quad (123)$$

где $s_{ц}$ – исполнительная толщина цилиндрической обечайки, мм.

Согласно рекомендации [19], минимальная толщина цилиндрической обечайки при внутреннем диаметре кожуха 800 мм равна 6 мм, поэтому принимаем исполнительную толщину стенки цилиндрической обечайки равной:

$$S_{ц} := 6 \text{ мм}.$$

Проверка на условие прочности. Допускаемое избыточное давление:

$$[p] = \frac{2 \cdot [\sigma_1^p] \cdot \varphi_p \cdot (S_{ц} - c)}{D + (S_{ц} - c)} = \frac{2 \cdot 176.0 \cdot 0.9 \cdot (6 - 2.65)}{800 + (6 - 2.65)} = 1.321 \text{ МПа}, \quad (124)$$

$$[p] = \frac{2 \cdot [\sigma_1^и] \cdot \varphi_p \cdot (S_{ц} - c)}{D + (S_{ц} - c)} = \frac{2 \cdot 240.0 \cdot 0.9 \cdot (6 - 2.65)}{800 + (6 - 2.65)} = 1.801 \text{ МПа}, \quad (125)$$

где $[p]$ – допускаемое внутреннее избыточное давление в рабочих условиях и при гидравлическом испытании, МПа.

$$0.158 \leq 1.321, \text{ МПа}, \quad 0.269 \leq 1.801 \text{ МПа}. \quad (126)$$

					<i>Механический расчет</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		61

Проверка устойчивости кожуха от действия давления и сжимающей силы:

$$\frac{P_{p.мжт}}{[p]} + \frac{|F|}{F_{д.р}} \leq 1 = \frac{0.158}{1.321} + \frac{|-166881.0|}{892818.0} \leq 1, \quad (127)$$

$$0.218 \leq 1$$

$$\frac{P_{p.мжт}}{[p]} + \frac{|F|}{F_{д}} \leq 1 = \frac{0.158}{1.801} + \frac{|-166881.0|}{1279000} \leq 1, \quad (128)$$

$$0.25 \leq 1,$$

где $F_{д.р}$ и $F_{д}$ – допускаемое осевое сжимающие усилие в рабочих условиях и в условиях испытания определенное в разделе 3.4.8.5, Н.

Проверка на условие применимости расчетных формул:

$$\frac{S_{ц - с}}{D} \leq 0.1, \quad \frac{6 - 2.65}{800} \leq 0.1, \quad 0.004 \leq 0.1 \quad (129)$$

Из условия отношения толщины стенки к диаметру следует, что расчетные формулы верны. При толщине стенки 6 мм обеспечивается прочность и устойчивость кожуха, как в рабочем состоянии, так и при гидравлических испытаниях.

3.4.2 Расчет толщины стенки эллиптического днища

Эллиптическое днище изображено на рисунке 14 под номером 6. Расчетная схема днища изображена на рисунке 16.

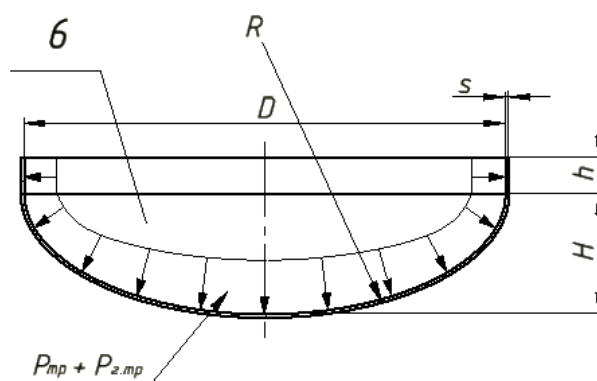


Рисунок 16 – Расчетная схема эллиптического отбортованного днища

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

Критерием надежности, является прочность. Выражается через допускаемое давление:

[p] МПа.

					<i>Механический расчет</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		62

Рассчитывается толщина по той же методике, что и для цилиндрической обечайки.

Определим расчетные значения, которые необходимы для определения толщины стенки днища. Расчетное давление берем из предыдущего раздела 3.3:

$$P_{p.тр} = P_{тр} + P_{г.мжт} = 0.28 + 0.058 = 0.338 \text{ МПа}, \quad (130)$$

где $P_{p.тр}$ – расчетное давление трубного пространства, МПа

$P_{тр}$ – внутренне избыточное давление, МПа;

$P_{г.тр}$ – гидравлическое давление, МПа.

Так как днище изготовлено из стали 16ГС, и температура рабочая в трубном пространстве меньше 20°C, то допускаемое напряжение в условиях испытания и в условиях работы равны [17]:

$$[\sigma_2^p] = \eta \cdot \min\left(\frac{R_{et}}{n_{тр}}, \frac{R_{2mt}}{n_B}\right) = \min\left(\frac{300}{1.5}, \frac{470}{2.4}\right) = 195.0 \text{ МПа}, \quad (131)$$

$$[\sigma_2^и] = \eta \cdot \min\left(\frac{R_{et}}{n_{ти}}\right) = \min\left(\frac{300}{1.1}\right) = 272.0 \text{ МПа}, \quad (132)$$

где $[\sigma_2^p]$ – допускаемое напряжение материала днища при рабочей температуре, МПа;

$[\sigma_2^и]$ - допускаемое напряжение при температуре испытания, МПа;

R_{et}, R_{2mt} – предел текучести и предел выносливости соответственно, МПа.

Пробное давление, которое испытывает днище, рассчитывается исходя из наименьшего отношения допускаемых напряжений, так как трубное пространство содержит элементы аппарата разного материала, трубы сталь 12X18H10T, а все остальное сталь 16ГС:

$$P_{и.тр} = 1.25 P_{p.тр} \cdot \frac{[\sigma_1^и]}{[\sigma_1^p]} = 1.25 \cdot 0.338 \cdot \frac{240.0}{176.0} = 0.576 \text{ МПа}, \quad (133)$$

где $P_{и.тр}$ – пробное давление гидравлического испытания днища, МПа.

Для отбортованного днища, которое изготовлено из одной заготовки, коэффициент ϕ равен:

$$\phi = 1,$$

где ϕ – коэффициент прочности сварного шва для днищ изготовлены из одной заготовки (штамповкой).

При внутреннем диаметре аппарата 800 мм высота днища равна:

$$H = 0.25 \cdot D = 0.25 \cdot 800 = 200 \text{ мм}, \quad (134)$$

где H – высота неотбортованной части днища, мм.

Найдем радиус кривизны по формуле:

					<i>Механический расчет</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		63

$$R = \frac{D^2}{4 \cdot H} = \frac{800^2}{4 \cdot 200} = 800.0 \text{ мм}, \quad (135)$$

где R – радиус кривизны, мм.

Рассчитаем толщину днища:

$$s_1 = \max \left(\frac{P_{p.тр} \cdot R}{2[\sigma_2^p] \cdot \varphi - 0.5P_{p.тр}}, \frac{P_{и.тр} \cdot R}{2[\sigma_2^и] \cdot \varphi - 0.5P_{и.тр}} \right) \text{ мм}, \quad (136)$$

$$s_1 = \max \left(\frac{0.338 \cdot 800.0}{2 \cdot 195.0 - 0.5 \cdot 0.338}, \frac{0.576 \cdot 800.0}{2 \cdot 272.0 - 0.5 \cdot 0.576} \right) = 0.848 \text{ мм},$$

где s_1 – расчетная толщина эллиптического днища, мм.

Исполнительная толщина с учетом прибавок:

$$s_3 = \text{ceil}(s_1 + c) = \text{ceil}(0.848 + 2.65) = 4 \text{ мм}, \quad (137)$$

где s_3 – исполнительная толщина эллиптического днища, мм.

Согласно рекомендации [19], минимальная толщина эллиптического днища при внутреннем диаметре кожуха 800 мм равна 6 мм, поэтому принимаем исполнительную толщину стенки днища равной:

$$S_3 = 6 \text{ мм}.$$

Толщину отбортовки принимаем также 6 мм. Высоту отбортованной части рассчитываем по уравнению:

$$h_1 = \text{ceil} \left[0.8 \cdot \sqrt{D \cdot (S_3 - c)} \right] = \text{ceil} \left[0.8 \cdot \sqrt{800 \cdot (6 - 2.65)} \right] = 42.0 \text{ мм}, \quad (138)$$

где h_1 – высота цилиндрической части, мм.

Согласно [20, табл. 2] основные размеры эллиптического днища представлены в таблице 17.

Таблица 17 – Эллиптическое днище

Высота отбортовки, мм	$h_1 = 60$
Высота днища, мм	$H = 200$
Объем днища, м ³	$V = 96.9$
Масса днища, кг	$m = 36.3$

Допускаемо внутреннее избыточное давление:

$$[p] = \frac{2 \cdot [\sigma_2^p] \cdot \varphi \cdot (S_3 - c)}{R + 0.5 \cdot (S_3 - c)} = \frac{2 \cdot 195.0 \cdot (6 - 2.65)}{800.0 + 0.5 \cdot (6 - 2.65)} = 1.63 \text{ МПа}, \quad (139)$$

					<i>Механический расчет</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		64

$$[p] = \frac{2 \cdot [\sigma_2^{\text{и}}] \cdot \varphi \cdot (S_3 - c)}{R + 0.5 \cdot (S_3 - c)} = \frac{2 \cdot 272.0 \cdot (6 - 2.65)}{800.0 + 0.5 \cdot (6 - 2.65)} = 2.273 \text{ МПа}, \quad (140)$$

$$0.338 \leq 1.63, 0.576 \leq 2.273 \text{ МПа},$$

где $[p]$ – допускаемое внутреннее избыточное давление в рабочих условиях и в условиях испытания, МПа.

Проверка условия применимости расчетных формул:

$$0.002 \leq \frac{s_1 - c}{D} \leq 0.100, 0.002 \leq 0.004 \leq 0.100 \quad (141)$$

$$0.2 \leq \frac{H}{D} \leq 0.5, 0.2 \leq 0.25 \leq 0.5. \quad (142)$$

Из условия отношения толщины стенки к диаметру и высоты днища к диаметру следует, что расчетные формулы верны. При толщине стенки 6 мм обеспечивается прочность днища, как в рабочем состоянии, так и при гидравлических испытаниях.

3.4.3 Расчет толщины распределительной камеры

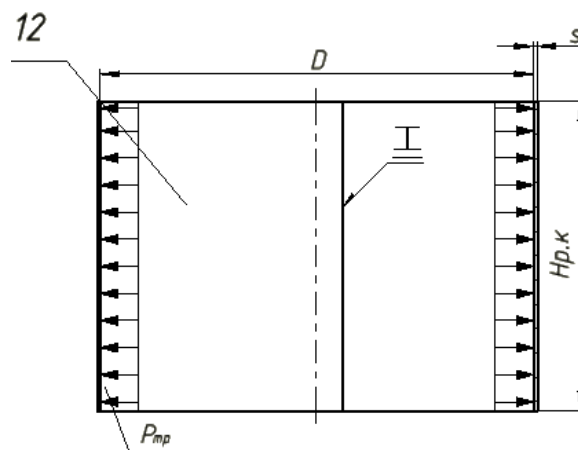


Рисунок 17 – Расчетная схема распределительной камеры

Распределительная камера, как и кожух – цилиндрическая обечайка, поэтому методика расчета, остается прежним, но за исключением того, что распределительная камера изготовлена из стали 16ГС. Допускаемые напряжение такие же, как и у днища, расчетное давление будет только создаваться трубным давлением, так как высота воды при испытании в камере мала, и давление в ней будет создаваться от столба воды малое:

$$P_{\text{и.р.к}} = 1.25 P_{\text{тр}} \cdot \frac{[\sigma_1^{\text{и}}]}{[\sigma_1^{\text{р}}]} = 1.25 \cdot 0.28 \cdot \frac{240.0}{176.0} = 0.477 \text{ МПа}, \quad (143)$$

					<i>Механический расчет</i>	Лист
						65
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Обечайка камеры изготавливается так же из листового проката. Так как распределительная камера представляет собой цилиндрическую обечайку, то расчет ее толщины стенки ведем аналогично по формулам, как и для кожуха. Расчетная толщина по формуле (121):

$$s_{p.k} = \max\left(\frac{0.28 \cdot 800}{2 \cdot 195.0 \cdot 0.9 - 0.338}, \frac{0.477 \cdot 800}{2 \cdot 272.0 - 0.544}\right) = 0.702 \text{ мм}, \quad (144)$$

где $s_{p.k}$ – расчетная толщина камеры, мм.

Исполнительная толщина:

$$s_{\text{кам}} = \text{ceil}(s_{p.k} + c) = \text{ceil}(0.702 + 2.65) = 4 \text{ мм}, \quad (145)$$

где $s_{\text{кам}}$ – исполнительная толщина стенки камеры, мм.

Принимаем толщину распределительной камеры равной 6 мм по рекомендации [19]:

$$S_{\text{кам}} = 6 \text{ мм}.$$

Допускаемое давление:

$$[p] = \frac{2 \cdot [\sigma_2^p] \cdot \varphi_p \cdot (S_{\text{кам}} - c)}{D + (S_{\text{кам}} - c)} = \frac{2 \cdot 195.0 \cdot 0.9 \cdot (6 - 2.65)}{800 + (6 - 2.65)} = 1.464 \text{ МПа}, \quad (146)$$

$$0.28 \leq 1.464$$

$$[p] = \frac{2 \cdot [\sigma_2^H] \cdot \varphi_p \cdot (S_{\text{кам}} - c)}{D + (S_{\text{кам}} - c)} = \frac{2 \cdot 272.0 \cdot 0.9 \cdot (6 - 2.65)}{800 + (6 - 2.65)} = 2.042 \text{ МПа}, \quad (147)$$

$$0.576 \leq 2.042.$$

Условие применимости формул по формуле 120:

$$\frac{6 - 2.65}{800} \leq 0.1, \quad 0.004 \leq 0.1. \quad (148)$$

При толщине стенки 6 мм обеспечивается прочность камеры, как в рабочем состоянии, так и при гидравлических испытаниях.

3.4.4 Фланцевые соединения

Расчёт на прочность и герметичность фланцевых соединений ведётся согласно [21].

3.4.4.1 Подбор фланцев и прокладок для обечаек и днищ

Для того чтобы соединить отдельные узлы теплообменника применяются фланцы. Основные параметры, которые влияют на подбор фланцев, это внутренний диаметр аппарата, рабочее давление в нем, температура. Так как конденсатор работает с взрывоопасной средой то согласно [21] можно применить фланцевое соединение с уплотнительной поверхностью типа шип-паз

					<i>Механический расчет</i>	<i>Лист</i>
						66
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

Выбираем такой фланец согласно [22]. Данный фланец изображен на рисунке 18.

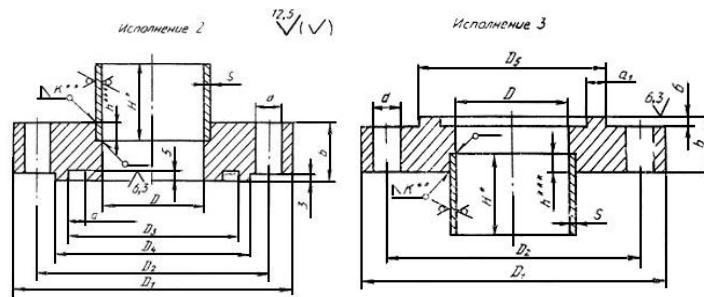


Рисунок 18 – Плоский фланец

В качестве прокладок применяется паронит [23]. Основные размеры прокладки выбираются согласно [13, табл. 20.7]. На рисунке 19 представлена конструкция прокладки

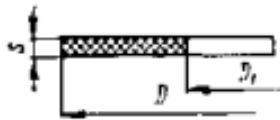


Рисунок 19 – Паронитовая прокладка

Таблица 18 – Параметры прокладки

D_1	D	s
816	840	2

3.4.4.2 Расчет на прочность и герметичность фланцевых соединений

На рисунке показан выносной элемент под номером I. На выносном элементе показана расчетная схема фланцевого соединения.

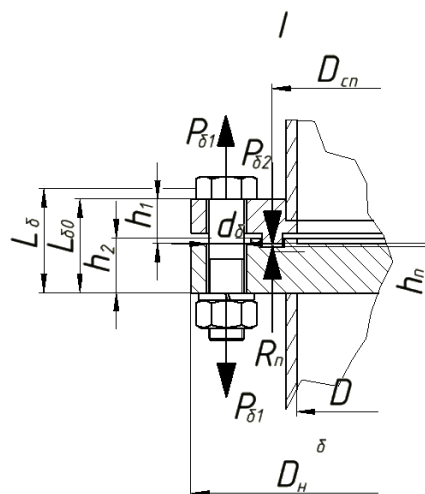


Рисунок 20 – Расчетная схема фланцевого соединения

Исходные данные для расчета, взятые из [22, 13], даны в таблице 17.

					<i>Механический расчет</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		67

Таблица 17 – Исходные данные для расчета фланцевого соединения

Название величины	Размерность	Введенное на схеме обозначение и его значение
Внутренний диаметр	мм	$D = 800$
Диаметр болтовой окружности	мм	$D_{\text{б}} = 880$
Наружный диаметр фланца	мм	$D_{\text{н}} = 920$
Диаметр середины прокладки	мм	$D_{\text{сп}} = 828$
Толщина тарелки фланца	мм	$h_1 = 25$
Толщина края трубной решетки	мм	$h_2 = 31$
Ширина прокладки	мм	$b_{\text{п}} = 12$
Толщина прокладки	мм	$h_{\text{п}} = 2$
Расстояния между поверхностями фланцев	мм	$L_{\text{б0}} = 54$
Диаметр болта по резьбе	мм	$d_{\text{б}} = 20$
Количество болтов	шт.	$n = 28$

Целью расчета фланцевого соединения является подбором такого типа фланца и прокладки, при которых выполняются условия герметизации фланцевого соединения и прочность в рабочих условиях и в условиях испытания. В качестве критериев надежности выступают прочность и герметичность:

- Допускаемое напряжения в болтах при затяжке и в рабочих условия, МПа:

$$\sigma_{20\text{б.д}}; \sigma_{\text{б.д}}$$

- Допускаема нагрузка, действующая на прокладку при затяжке, МПа:

$$[q];$$

- Допускаемая статическая прочность в рабочих условиях и при затяжке, МПа:

$$K_T \cdot \sigma_{\text{ф.л}}; K_T \cdot \sigma_{20}$$

- Допускаемый угол поворота фланцев, рад:

$$[\Theta].$$

Весь расчет фланцевого соединения ведется по методике согласно [21] в следующем порядке:

- Усилие, необходимое для смятия прокладки и обеспечения герметичности фланцевого соединения;
- Усилия в болтах фланцевого соединения;
- Проверка прочности болтов и прокладок;
- Расчет фланцев на статическую прочность;

					<i>Механический расчет</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		68

- Проверка углов поворота фланцев.

Определяем расчетные данные:

Исходя из выбора конструкционных материалов, фланцы изготовлены из стали 16ГС. Определим расчетные температуры фланцев, выполненных из данной стали [21, табл. В.1].

Расчетная температура фланца камеры и днища в зависимости от температуры стенки камеры и днища. Температура стенки распределительной камеры равна средней температуре среды:

$$t_{p.к} = 18^{\circ}\text{C}, \quad (149)$$

где $t_{p.к}$ – температура стенки камеры, $^{\circ}\text{C}$.

Температура фланца:

$$t_{\phi} = 0.96 \cdot t_{p.к} = 0.96 \cdot 18 = 17.3^{\circ}\text{C}, \quad (150)$$

где t_{ϕ} – температура фланца крышки и распределительной камеры и крышки, $^{\circ}\text{C}$.

В качестве ответного фланца принимаем краевую часть трубной решетки, и толщину краевой части решетки (тарелки фланца) принимаем равной толщине выбранного фланца. Температуру трубной решетки:

$$t_p = 49.5^{\circ}\text{C}, \quad (151)$$

где t_p – температура трубной решетки, $^{\circ}\text{C}$.

В качестве крепежного элемента можно использовать болтовое соединение, они применимы до давления 2,5 МПа, а также они дешевле, чем шпильки.

Материал для болтов принимаем сталь 35. Расчетную температуру болта примем от максимальной температуры соединяемых элементов:

$$t_{\phi} = 0.85 \cdot t_p = 0.85 \cdot 49.5 = 42.1^{\circ}\text{C}, \quad (152)$$

где t_{ϕ} – температура болта, $^{\circ}\text{C}$.

Определим допускаемое напряжение и модуль упругости для болтов при затяжке и испытании при температуре 20°C :

$$\left[\sigma_{\text{H}}^{\phi} \right] = \frac{\sigma_{\text{T}20}}{n_{\text{T}}} = \frac{295}{2.8} = 105.4 \quad (153)$$

где $\sigma_{\text{T}20}$ и $\sigma_{\text{B}20}$ предел текучести и предел выносливости болтов, МПа;

n_{T} – коэффициент запаса прочности болтов исходя из соотношения (141);

$[\sigma_{\text{H}}^{\phi}]$ – допускаемое напряжение для болтов при затяжки и испытании, МПа.

Допускаемое напряжение для болтов при затяжке в рабочих условиях и при расчете на условие испытания:

					<i>Механический расчет</i>	<i>Лист</i>
						69
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

$\zeta = 1.2$ - коэффициент увеличения допускаемых напряжений при затяжке;

$K_{у.р.р} = 1$ - для рабочих условий;

$K_{у.р.и} = 1.35$ - для условий испытания;

$K_{у.з} = 1$ - при обычной неконтролируемой затяжке;

$K_{у.т} = 1.3$ - при расчете фланцев с учетом нагрузки от температурных деформаций;

ций;

$$[\sigma_M^6] = \zeta \cdot K_{у.р.р} \cdot K_{у.з} \cdot K_{у.т} \cdot [\sigma_H^6] = 1.2 \cdot 1.3 \cdot 105.4 = 164.4 \text{ МПа}, \quad (154)$$

$$[\sigma_p^6] = K_{у.р.и} \cdot K_{у.з} \cdot K_{у.т} \cdot [\sigma_H^6] = 1.35 \cdot 1.3 \cdot 105.4 = 185.0 \text{ МПа}, \quad (155)$$

где $[\sigma_M^6]$ – допускаемое напряжение болтов при затяжке, МПа;

$[\sigma_p^6]$ – допускаемое напряжение болтов в рабочих условиях и при расчете на условия испытания, МПа;

$$E_6 = 1.974 \times 10^5 \text{ МПа},$$

где E_6 – модуль упругости болтов, МПа.

При температуре испытания модуль упругости:

$$E_{206} = 1.99 \cdot 10^5 \text{ МПа},$$

где E_{206} – модуль упругости болтов при температуре испытания, МПа.

Коэффициент линейного расширения болтов:

$$\alpha_6 = 11.1 \cdot 10^{-6} \text{ 1/К},$$

где α_6 – коэффициент линейного расширения болтов, 1/К.

Допускаемое напряжение для трубной решетки при температуре 20°C и расчетной температуре:

$$[\sigma_p^{20}] = 184 \text{ МПа}, [\sigma_p^p] = 181 \text{ МПа},$$

где $[\sigma_p^p]$, $[\sigma_p^{20}]$ – допускаемые напряжение решетки, МПа.

Модуль упругости решетки при рабочей температуре и при температуре 20°C:

$$E_p = 2 \times 10^5 \text{ МПа}, E_{p20} = 2 \times 10^5 \text{ МПа}$$

где E_p , E_{p20} – модуль упругости решетки при рабочем условии и испытании, МПа.

Модуль упругости и допускаемое напряжение для фланца, изготовленного из стали 16ГС при работе и испытании:

$$[\sigma_\Phi^p] = 196 \text{ МПа}, [\sigma_\Phi^{20}] = 196 \text{ МПа},$$

					<i>Механический расчет</i>	Лист
						70
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

где $[\sigma^p_\phi]$, $[\sigma^{20}_\phi]$ – допускаемые напряжение фланца, МПа.

$$E_\phi = 1.99 \times 10^5 \text{ МПа}, E_{\phi 20} = 1.99 \times 10^5 \text{ МПа},$$

где E_ϕ – модуль упругости фланца при рабочем условии, МПа;

$E_{\phi 20}$ – модуль упругости фланца при гидравлическом испытании, МПа;

Рассчитываем прокладку. Согласно [21, табл. И.1] характеристики для паронита представлены в таблице 19.

Таблица 19– характеристики прокладки

Прокладочный коэффициент	$m = 2.5$
Удельное давление обжатия прокладки, МПа	$q_{\text{обж}} = 20$
Допускаемое удельное давление, МПа	$[q] = 130$
Коэффициент обжатия	$K_{\text{обж}} = 0.9$
Условный модуль сжатия прокладки, МПа	$E_{\text{II}} = 0.02 \cdot 10^5$

Рассчитаем эффективную ширину плоской прокладки исходя из условия:

$$b_0 = \begin{cases} b_0 \leftarrow b_{\text{II}} & \text{if } b_{\text{II}} \leq 15 \\ b_0 \leftarrow \text{Ceil}(3.8 \sqrt{b_{\text{II}}}, 1) & \text{otherwise} \end{cases} \quad (156)$$

$$b_0 = 12 \text{ мм},$$

где b_0 – эффективная ширина прокладки, мм.

Для обеспечения герметичности фланцевого соединения в рабочих условиях необходимое усилие рассчитывается из следующего условия:

$$R_{\text{II}} = \begin{cases} (\pi \cdot D_{\text{СП}} \cdot b_0 \cdot m \cdot P_{\text{р.мжт}}) & \text{if } P_{\text{р.мжт}} \geq 0 \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases} \quad (157)$$

$$R_{\text{II}} = 1.186 \times 10^4 \text{ Н},$$

где R_{II} – усилие на прокладке в рабочих условиях

При сжатии фланцев, прокладка испытывает усилие смятия:

$$P_{\text{обж}} = 0.5 \cdot \pi \cdot D_{\text{СП}} \cdot b_0 \cdot q_{\text{обж}} = 0.5 \cdot \pi \cdot 828 \cdot 12 \cdot 20 = 312148.646 \text{ Н}, \quad (158)$$

где $P_{\text{обж}}$ – усилие смятия, Н.

Усилие в болтах фланцевого соединения при затяжке и в рабочих условиях. Рассчитаем площадь поперечного сечения болта. Всего отверстий во фланцах и трубной решетки под болты 28:

$$f_b = 201 \text{ мм}^2, \quad (159)$$

где f_b – площадь поперечного сечения болта, мм²;

					<i>Механический расчет</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		71

d_6 – диаметр болта по резьбе, мм.

Площадь всех болтов:

$$A_6 = n \cdot f_6 = 28 \cdot 201 = 5628.0 \text{ мм}^2, \quad (160)$$

где A_6 – суммарная поперечная сечения болтов, мм².

Равнодействующая нагрузка на прокладку от давления:

$$Q = \frac{\pi}{4} \cdot D_{\text{СП}}^2 \cdot P_{\text{р.мжт}} = \frac{\pi}{4} \cdot 828^2 \cdot 0.152 = 81845.375 \text{ Н}, \quad (161)$$

где Q – равнодействующая нагрузка от давления, Н.

Так как внешняя сила и изгибающий момент неизвестен, принимаем их равными нулю, то приведенная нагрузка, которая вызвана этими силами, равна нулю:

$$Q_{\text{FM}} = \max\left(\left|F + \frac{4 \cdot |M|}{D_{\text{СП}}}\right|, \left|F - \frac{4 \cdot |M|}{D_{\text{СП}}}\right|\right) = \max\left(\left|0 + \frac{4 \cdot |0|}{828}\right|, \left|0 - \frac{4 \cdot |0|}{828}\right|\right) = 0 \text{ Н}, \quad (162)$$

где Q_{FM} – приведенная нагрузка, Н.

Рассчитаем податливость прокладки:

$$y_{\text{п}} = \frac{h_{\text{п}} \cdot K_{\text{обж}}}{E_{\text{п}} \cdot \pi \cdot D_{\text{СП}} \cdot b_{\text{п}}} = \frac{2 \cdot 0.9}{0.02 \cdot 10^5 \cdot \pi \cdot 828 \cdot 12} = 2.883 \times 10^{-8} \text{ мм/Н}, \quad (163)$$

где $y_{\text{п}}$ – податливость прокладки, мм/Н.

Для болта эффективная длина рассчитывается по следующей формуле:

$$L_6 = L_{60} + 0.28 \cdot d = 53 + 0.28 \cdot 22 = 59.16 = 59.16 \text{ мм}, \quad (164)$$

где L_6 – эффективная длина болта, мм.

Рассчитаем податливость болтов:

$$y_6 = \frac{L_6}{E_{206} \cdot A_6} = \frac{59.16}{1.99 \cdot 10^5 \cdot 5628.0} = 5.282 \times 10^{-8} \text{ мм/Н}, \quad (165)$$

где y_6 – податливость болтов, мм/Н.

Расчетные параметры фланца. Длина втулки фланца:

$$l_0 = \sqrt{D \cdot s_0} = \sqrt{800 \cdot 6} = 69.28 = 69.28 \text{ мм}, \quad (166)$$

где l_0 – длина втулки фланца, мм.

Для расчета коэффициентов ($\beta_T, \beta_U, \beta_Y, \beta_Z$) необходимо рассчитать коэффициент соотношения тарелки фланца:

$$K = \frac{D_{\text{н}}}{D} = \frac{920}{800} = 1.15, \quad (167)$$

где K – отношение наружного диаметра фланца к внутреннему,

					<i>Механический расчет</i>	Лист
						72
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Расчетные коэффициенты, которые зависят от соотношения размеров тарелки фланца и от соотношения размеров втулки для плоского фланца:

$$\beta_T = 1.856, \beta_U = 15.334, \beta_Y = 14.092, \beta_Z = 7.202, \beta_F = 0.91, \beta_V = 0.55,$$

где $\beta_T, \beta_U, \beta_Y, \beta_Z$ - расчетные коэффициенты, зависящие от соотношения размеров тарелки фланца.

β_F, β_V - расчетные коэффициенты, зависящие от соотношения размеров втулки фланца;

Коэффициент увеличения изгибных напряжений приваренного встык фланца:

$$f = 1,$$

где f - коэффициент увеличения изгибных напряжений приваренного встык фланца;

Коэффициент (λ):

$$\lambda = \frac{\beta_F \cdot h + l_0}{\beta_T \cdot l_0} + \frac{\beta_V \cdot h^3}{\beta_U \cdot l_0 \cdot s_0^2} = \frac{0.91 \cdot 25 + 69.28}{1.8561 \cdot 69.28} + \frac{0.55 \cdot 25^3}{15.334 \cdot 69.28 \cdot 6^2} = 0.94, \quad (168)$$

Рассчитаем угловую податливость фланцев:

При затяжке:

$$y_\phi = \frac{0.91 \cdot \beta_V}{E_{20} \cdot \lambda \cdot l_0 \cdot s_0^2} = \frac{0.91 \cdot 0.55}{2 \cdot 10^5 \cdot 0.94 \cdot 69.28 \cdot 6^2} = 1.067 \times 10^{-9} \text{ мм/Н}, \quad (169)$$

где y_ϕ - угловая податливость фланцев при затяжке, мм/Н.

Угловая податливость фланца, нагруженного внешним изгибающим моментом:

$$y_{\phi H} = \left(\frac{\pi}{4} \right)^3 \cdot \frac{D_\phi}{E_{20} \cdot h^3 \cdot D_H} = \left(\frac{\pi}{4} \right)^3 \cdot \frac{880}{2 \cdot 10^5 \cdot 25^3 \cdot 920} = 1.483 \times 10^{-10} \text{ мм/Н} \quad (170)$$

где $y_{\phi H}$ - угловая податливость фланцев нагруженных внешним изгибающим моментом, мм/Н.

Изгиб тарелки фланца между болтами характеризуется коэффициентом (C_F):

$$C_F = \max \left[1, \sqrt{\frac{\pi \cdot D_\phi}{n \cdot \left(2 \cdot d + \frac{6 \cdot h}{m + 0.5} \right)}} \right] = \max \left[1, \sqrt{\frac{\pi \cdot 880}{28 \cdot \left(2 \cdot 22 + \frac{6 \cdot 25}{2.5 + 0.5} \right)}} \right] = 1.025, \quad (171)$$

где C_F - коэффициент изгиба тарелки фланца, между болтами.

Для плоского фланца приведенный диаметр равен внутреннему:

$$D_{пр} = D = 800 \text{ мм}, \quad (172)$$

где $D_{пр}$ - приведенный диаметр плоского фланца, мм.

					<i>Механический расчет</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		73

Для плоских фланцев плечо действия усилия в болтах рассчитывается по формуле:

$$b = 0.5 \cdot (D_{\text{б}} - D_{\text{сп}}) = 0.5 \cdot (880 - 828) = 26 \text{ мм}, \quad (173)$$

где b – плечо усилий действующих в болтах, мм.

От давления, действующего на фланец всех типов, плечо усилия равно:

$$e = 0.5 \cdot (D_{\text{сп}} - D - s_0) = 0.5 \cdot (828 - 800 - 6) = 11 \text{ мм}, \quad (174)$$

где e – плечо усилий, действующее от давления, мм.

Эквивалентную толщину втулки фланца для плоского фланца приравниваем к толщине корпуса:

$$s_3 = s_0 = 6 \text{ мм}, \quad (175)$$

где s_3 – эквивалентная толщина плоского фланца, мм.

Для плоского фланца коэффициент жесткости фланцевого соединения, которое нагружено внутренним давлением:

$$\alpha = 1 - \frac{y_{\text{п}} - 2 \cdot e \cdot y_{\text{ф}} \cdot b}{y_{\text{п}} + y_{\text{б}} + 2 \cdot b^2 \cdot y_{\text{ф}}} = 1 - \frac{2.883 \cdot 10^{-8} - 2 \cdot 11 \cdot 1.067 \cdot 10^{-9} \cdot 26}{2.883 \cdot 10^{-8} + 5.282 \cdot 10^{-8} + 2 \cdot 26^2 \cdot 1.067 \cdot 10^{-9}}, \quad (176)$$

$$\alpha = 1.381,$$

где α – коэффициент жесткости фланцевого соединения.

Жесткость фланцевого соединения для плоского фланца:

$$\gamma = \frac{1}{y_{\text{п}} + y_{\text{б}} \cdot \frac{E_{206}}{E_{\text{б}}} + 2 \cdot b^2 \cdot y_{\text{ф}} \cdot \frac{E_{20}}{E}} = 6.558 \times 10^5, \quad (177)$$

где γ – жесткость фланцевого соединения.

Под внешним изгибающим моментом коэффициент жесткости фланцевого соединения равен:

$$\alpha_{\text{м}} = \frac{y_{\text{б}} + 2 \cdot y_{\text{фн}} \cdot b \cdot \left(b + e + \frac{e^2}{D_{\text{сп}}} \right)}{y_{\text{б}} + y_{\text{п}} \cdot \left(\frac{D_{\text{б}}}{D_{\text{сп}}} \right)^2 + 2 \cdot y_{\text{фн}} \cdot b^2} = 1.19, \quad (178)$$

где $\alpha_{\text{м}}$ – коэффициент жесткости фланцевого соединения, нагруженного внешним изгибающим моментом.

Коэффициенты линейного расширения фланца и решетки:

$$\alpha_{\text{р}} = 16.6 \cdot 10^{-6} \text{ 1/К},$$

					<i>Механический расчет</i>	<i>Лист</i>
						74
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

$$\alpha_{\text{ф.}} = 11.6 \cdot 10^{-6} \text{ 1/К,}$$

где $\alpha_{\text{р,ф}}$ – коэффициент линейного расширения решетки и фланца, 1/К.

Нагрузка, которая вызвана стесненностью температурных деформаций для соединения фланца с трубной решеткой:

$$Q_t = \gamma \cdot \left[\alpha_{\text{ф.}} \cdot h_1 \cdot (t_{\text{ф}} - 20) + \alpha_{\text{р}} \cdot h_2 \cdot (t_{\text{р}} - 20) - \alpha_{\text{б}} \cdot (h_1 + h_2) \cdot (t_{\text{б}} - 20) \right] = 433.1 \text{ Н} \quad (179)$$

где Q_t – нагрузка, вызванная стесненностью температурных деформаций.

Расчетная нагрузка на болты при затяжке:

$$P_{\text{б1}} = \max \left[\begin{array}{l} \alpha \cdot (Q + F) + R_{\text{п}} + \frac{4 \cdot \alpha_{\text{м}} \cdot |M|}{D_{\text{сп}}} - Q_t \\ \alpha \cdot (Q + F) + R_{\text{п}} + \frac{4 \cdot \alpha_{\text{м}} \cdot |M|}{D_{\text{сп}}} \end{array} \right] \text{ Н,} \quad (180)$$

$$P_{\text{б1}} = \max \left[\begin{array}{l} 1.381 \cdot (81845.375 + 0) + \pi \cdot 828 \cdot 12 \cdot 2.5 \cdot 0.152 + \frac{4 \cdot 1.19 \cdot |0|}{828} - 433.1 \\ 1.381 \cdot (81845.375 + 0) + \pi \cdot 828 \cdot 12 \cdot 2.5 \cdot 0.152 + \frac{4 \cdot 1.19 \cdot |0|}{828} \end{array} \right] \text{ Н,}$$

$$P_{\text{б1}} = 124890.1 \text{ Н}$$

где $P_{\text{б1}}$ – расчетная нагрузка на болты при затяжке, Н.

Для обеспечения обжатия прокладки и минимального нажатия болтов, расчетная нагрузка на болты по формуле:

$$P_{\text{б2}} = \max \left(P_{\text{обж}}, 0.4 \cdot A_{\text{б}} \cdot \left[\sigma_{\text{р}}^{20} \right] \right) = \max(312148.646, 0.4 \cdot 5628 \cdot 0.184) = 414220.0 \text{ Н,} \quad (181)$$

где $P_{\text{б2}}$ – расчетная нагрузка на болты для обжатия прокладки и минимального нажатия болтов, Н.

При затяжке фланцевого соединения необходимо выбрать максимальное усилия из двух рассчитанных:

$$P_{\text{бм}} = \max(P_{\text{б1}}, P_{\text{б2}}) = \max(124890.1, 414220.0) = 414220.0 \text{ Н,} \quad (182)$$

где $P_{\text{бм}}$ – расчетная нагрузка при затяжке фланцев, Н.

В рабочих условиях расчетная нагрузка на болты:

$$P_{\text{бр}} = P_{\text{бм}} + (1 - \alpha) \cdot (Q + F) + Q_t \cdot \frac{4 \cdot (1 - \alpha_{\text{м}}) \cdot |M|}{D_{\text{сп}}} = 383036.0 \text{ Н,} \quad (183)$$

где $P_{\text{бр}}$ – расчетная нагрузка на болты в рабочих условиях, Н.

Проверим прочность болтов и прокладки. Расчетные напряжения в болтах при рабочих условиях и при затяжке:

					<i>Механический расчет</i>	<i>Лист</i>
						75
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

$$\sigma_{\sigma 1} = \frac{P_{\sigma M}}{A_{\sigma}} = \frac{414220.0}{5628.0} = 73.6, \text{ МПа} \quad (184)$$

$$\sigma_{\sigma 2} = \frac{P_{\sigma p}}{A_{\sigma}} = \frac{383036.0}{5628.0} = 68.06, \text{ МПа} \quad (185)$$

где $\sigma_{\sigma 1}$ – напряжение в болтах при затяжке, МПа;

$\sigma_{\sigma 2}$ – напряжение в болтах при рабочих условиях, МПа;

Условие прочности:

$$\sigma_{\sigma 1} \leq [\sigma_M] = 73.6 \leq 164.4 \text{ МПа}, \quad \sigma_{\sigma 1} \leq [\sigma_p] = 73.6 \leq 185.0 \text{ МПа}, \quad (186)$$

$$\sigma_{\sigma 2} \leq [\sigma_M] = 68.06 \leq 164.4 \text{ МПа}, \quad \sigma_{\sigma 2} \leq [\sigma_p] = 68.06 \leq 185.0 \text{ МПа}, \quad (187)$$

Условия прочности при затяжке и в рабочих условиях выполняются.

Рассчитаем удельную нагрузку, действующую на прокладку:

$$q = \frac{\max(P_{\sigma M}, P_{\sigma p})}{\pi \cdot D_{\text{СП}} \cdot b_{\text{П}}} = \frac{\max(414220.0, 383036.0)}{\pi \cdot 828 \cdot 12} = 13.3 \text{ МПа}, \quad (188)$$

где q – нагрузка, действующая на прокладку, МПа.

Проверим условие прочности прокладки:

$$q \leq [q] = 13.3 \leq 130 \text{ МПа}, \quad (189)$$

Рассчитаем плоские фланцы на статическую прочность. На плоский фланец действует изгибающий момент, рассчитанный по формуле:

$$M_M = C_F \cdot P_{\sigma M} \cdot b = 1.025 \cdot 414220.0 \cdot 26 = 1.104 \times 10^7 \text{ Н·м}, \quad (190)$$

где M_M – расчетный изгибающий момент, Н·м.

При рабочих условиях расчетный момент:

$$M_p = C_F \cdot \max[P_{\sigma p} \cdot b + (Q + Q_{FM}) \cdot e, |Q + Q_{FM}| \cdot e] = 1.113 \times 10^7 \text{ Н·м}, \quad (191)$$

где M_p – расчетный изгибающий момент при рабочих условиях, Н·м.

Втулка, приваренная встык к фланцу, испытывает меридиональное изгибное напряжение:

$$\sigma_{0M} = \frac{M_M}{\lambda \cdot (s_0 - c)^2 \cdot D_{\text{ПР}}} = \frac{1.104 \cdot 10^7}{4.07 \cdot (6 - 2.65)^2 \cdot 800} = 302.131 \text{ МПа}, \quad (192)$$

Рассчитаем напряжение в тарелке плоского фланца в условиях затяжки:

$$\sigma_{RМ} = \frac{1.33 \cdot \beta_F \cdot h + l_0}{\lambda \cdot h^2 \cdot l_0 \cdot D} \cdot M_M = \frac{1.33 \cdot 0.91 \cdot 25 + 69.28}{4.07 \cdot 25^2 \cdot 69.28 \cdot 800} \cdot 1.104 \cdot 10^7 = 7.79 \text{ МПа}, \quad (193)$$

					<i>Механический расчет</i>	<i>Лист</i>
						76
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

$$\sigma_{ТМ} = \frac{\beta Y \cdot M_M}{h^2 \cdot D} - \beta Z \cdot \sigma_{RМ} = \frac{14.092 \cdot 1.104 \cdot 10^7}{25^2 \cdot 800} - 7.2016 \cdot 7.79 = 255.0 \text{ МПа}, \quad (194)$$

где $\sigma_{RМ}$ – радиальное напряжение, МПа;

$\sigma_{ТМ}$ – окружное напряжение, МПа;

Напряжения в рабочих условия:

меридиональное изгибное во втулке:

$$\sigma_{0p} = \frac{M_p}{\lambda \cdot (s_0 - c)^2 \cdot D_{пр}} = \frac{1.113 \cdot 10^7}{4.07 \cdot (6 - 2.65)^2 \cdot 800} = 304.594 \text{ МПа}, \quad (195)$$

меридиональное мембранное напряжение во втулке:

$$\sigma_{0mp} = \max \left[\frac{Q + F + \frac{4 \cdot |M|}{D_{сп}}}{\pi \cdot (D + s_0) \cdot (s_0 - c)}, \frac{Q + F - \frac{4 \cdot |M|}{D_{сп}}}{\pi \cdot (D + s_0) \cdot (s_0 - c)} \right] = 9.649 \text{ МПа}, \quad (196)$$

Окружное мембранное напряжение во втулке от давления:

$$\sigma_{0mo} = \frac{P_{р.мжт} \cdot D}{2(s_0 - c)} = \frac{0.152 \cdot 800}{2 \cdot (6 - 2.65)} = 18.149 \text{ МПа}, \quad (197)$$

где σ_{0p} – меридиональное изгибное напряжение в втулке, МПа;

σ_{0mp} – меридиональное мембранное напряжение во втулке, МПа;

σ_{0mo} – меридиональное окружное мембранное напряжение во втулке, МПа.

Напряжения в тарелке плоского фланца при рабочих условиях:

$$\sigma_{Rp} = \frac{1.33 \cdot \beta F \cdot h + l_0}{\lambda \cdot h^2 \cdot l_0 \cdot D} \cdot M_p = \frac{1.33 \cdot 0.91 \cdot 25 + 69.28}{4.07 \cdot 25^2 \cdot 69.28 \cdot 800} \cdot 1.113 \cdot 10^7 = 7.858 \text{ МПа}, \quad (198)$$

$$\sigma_{Tp} = \frac{\beta Y \cdot M_p}{h^2 \cdot D} - \beta Z \cdot \sigma_{Rp} = \frac{14.092 \cdot 1.113 \cdot 10^7}{25^2 \cdot 800} - 7.2016 \cdot 7.858 = 257.1 \text{ МПа}, \quad (199)$$

где σ_{Rp} – радиальное напряжение в тарелке плоского фланца, МПа;

σ_{0mp} – окружное напряжение в тарелке плоского фланца, МПа;

Проверим условие статической прочности плоских фланцев. Зададимся условиями прочности.

Для плоского фланца условия статической прочности выполняются при следующем критерии, так как диаметр больше 400 мм, то:

Для решетки:

при затяжке:

					<i>Механический расчет</i>	Лист
						77
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$[\sigma_R] = 3 \cdot [\sigma_p^{20}] = 3 \cdot 184 = 552.0 \text{ МПа}, \quad (200)$$

$$[\sigma_{020}^p] = \frac{1.3}{K_T} \cdot [\sigma_R] = \frac{1.3}{1.3} \cdot 552.0 = 552.0 \text{ МПа}, \quad (201)$$

где $[\sigma_R]$ – допускаемое напряжение, определяемое по [9, пункт 8.10], МПа

$[\sigma_{020}^p]$ – допускаемое напряжение решетки при затяжке, МПа;

K_T – коэффициент учитывающий температурные деформации.

при рабочих условиях:

$$[\sigma_R] = 3 \cdot [\sigma_p^p] = 3 \cdot 181 = 543.0 \text{ МПа}, \quad (202)$$

$$[\sigma_{0p}^p] = \frac{1.3}{K_T} \cdot [\sigma_R] = \frac{1.3}{1.3} \cdot 543.0 = 543.0 \text{ МПа}, \quad (203)$$

$[\sigma_{0p}^p]$ – допускаемое напряжение решетки в рабочих условиях, МПа;

Для фланца при затяжке и в рабочих условиях:

$$[\sigma_{020}^\phi] = \frac{1.3}{K_T} \cdot [\sigma_R] = \frac{1.3}{1.3} \cdot 543.0 = 543.0 \text{ МПа}, \quad (204)$$

$$[\sigma_R] = 3 \cdot [\sigma_\Phi^{20}] = 3 \cdot 196 = 588.0 \text{ МПа}, \quad (205)$$

$$[\sigma_{0p}^\phi] = \frac{1.3}{K_T} \cdot [\sigma_R] = \frac{1.3}{1.3} \cdot 588.0 = 588.0 \text{ МПа}, \quad (206)$$

$$[\sigma_R] = 3 \cdot [\sigma_\Phi^p] = 3 \cdot 196 = 588.0, \text{ МПа}, \quad (207)$$

где $[\sigma_{020}^\phi]$ – допускаемое напряжение фланца при затяжке, МПа;

$[\sigma_{0p}^\phi]$ – допускаемое напряжение фланца в рабочих условиях, МПа;

Условие при затяжке для решетки:

$$\max(|\sigma_{0M} + \sigma_{RM}|, |\sigma_{0M} + \sigma_{TM}|) \leq K_T \cdot [\sigma_{020}^p], \quad (208)$$

$$K_T \cdot [\sigma_{020}^p] = 717.6 \text{ МПа}, \quad (209)$$

$$557.131 \leq 717.6 \text{ МПа}$$

При рабочих условиях, так же выбирается максимальное значение из предлагаемых:

$$\max(|\sigma_{0p} - \sigma_{0mp} + \sigma_{Tp}|, |\sigma_{0p} - \sigma_{0mp} + \sigma_{Rp}|, |\sigma_{0p} + \sigma_{0mp}|) \leq K_T \cdot [\sigma_{0p}^p], \quad (210)$$

$$K_T \cdot [\sigma_{0p}^p] = 702 \text{ МПа}, \quad (211)$$

$$552.045 \leq 702 \text{ МПа}$$

Для фланца проверим условия статической прочности:

					<i>Механический расчет</i>	<i>Лист</i>
						78
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

$$\max(|\sigma_{0M} + \sigma_{RM}|, |\sigma_{0M} + \sigma_{TM}|) \geq K_T \cdot [\sigma_{020}^\Phi], \quad (212)$$

$$K_T \cdot [\sigma_{020}^\Phi] = 705.9$$

$$557.131 \leq 705.9$$

Рассчитаем угол поворота фланца и сравним его с допустимым углом:

$$\Theta = M_p \cdot y_\Phi \cdot \frac{E_{\Phi 20}}{E_\Phi} = 1.115 \cdot 10^7 \cdot 1.067 \cdot 10^{-9} \cdot \frac{1.99 \cdot 10^5}{199000} = 0.0119 \text{ рад}, \quad (213)$$

где Θ – рассчитанный угол поворота фланца.

Допустимый угол зависит от внутреннего диаметра аппарата и для плоского фланца равен:

$$[\Theta] = 0.013 \text{ рад},$$

где $[\Theta]$ – допускаемый угол поворота

Условие герметичности

$$\Theta \leq K_{\Theta p} \cdot [\Theta] = 0.0119 \leq 0.013, \quad (214)$$

$$\Theta \leq K_{\Theta и} \cdot [\Theta] = 0.0119 \leq 1.3 \cdot 0.013, \quad (215)$$

где $K_{\Theta p}$ – коэффициент в рабочих условиях;

$K_{\Theta и}$ – коэффициент в условиях испытания.

Исходя из проверки статической прочности и угла поворота фланцев, можно сделать вывод, что выбранные фланцы обеспечивают статическую прочность и герметичность в рабочих условиях, в условиях испытания и затяжке.

3.4.5 Расчет толщины плоской крышки

Толщину плоской крышки аппарата работающего под внутренним давлением, вычисляют согласно [16]. Распределительная камера конденсатора и расчетная схема плоской крышки изображена на рисунке 20.

					<i>Механический расчет</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		79

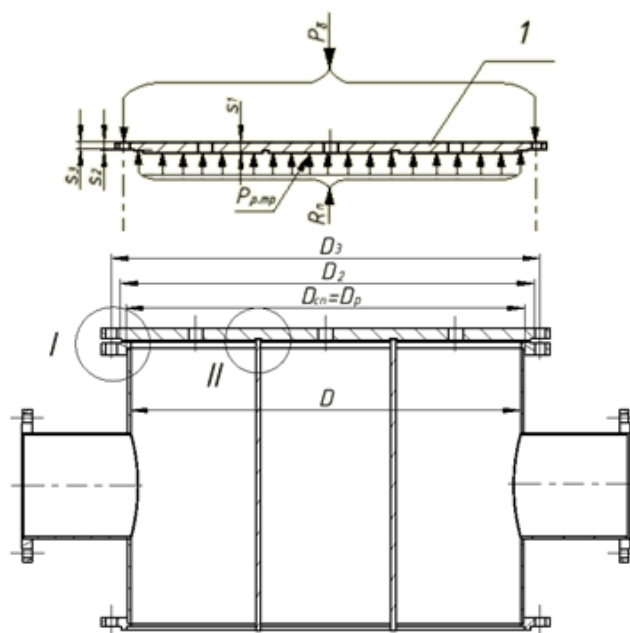


Рисунок 21 – Распределительная камера и расчетная схема крышки

Выносные виды изображены на рисунке 22 и 23 соответственно.

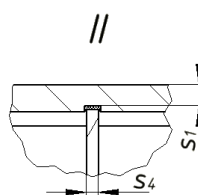


Рисунок 22 – Для определения толщины в зоне паза под перегородку

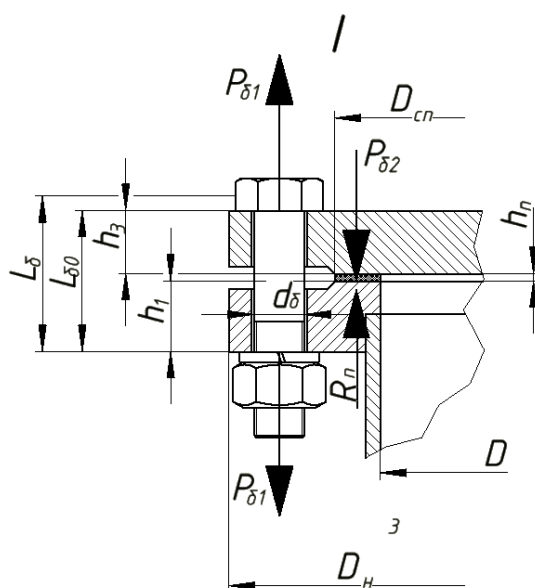


Рисунок 23 – Расчетная схема фланцевого соединения с крышкой

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Согласно рекомендации [11] у вертикальных аппаратов с трубной решеткой, которая приваривается непосредственно к кожуху, для спуска воздуха и дренажа необходимо предусмотреть отверстия диаметром не менее 10 мм. Из этого следует, что необходимо сделать 3 отверстия в крышке, так как конденсатор четырёхходовой, и в распределительной камере 2 перегородки, которые разделяют камеру на 3 секции, Отверстия делаются под бобышки [24].

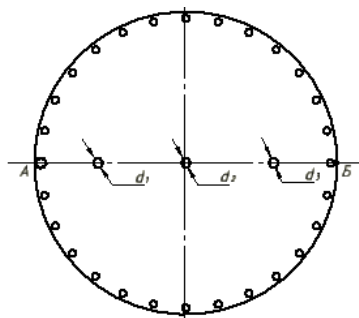


Рисунок 24 – Расчетная схема для определения наибольшего ослабления сечения

Некоторые значения для расчета берутся из пункта 3.4.4

Таблица 20 – Исходные данные для расчета плоской крышки

Название величины	Размерность	Введенное обозначение и его значение
Диаметр болтовой окружности	мм	$D_3 = 880$
Расчетный диаметр	мм	$D_p = D_{сп} = 818$
Температура крышки	°C	$t_{кр} = t_{р.к} = 19$
Коэффициент линейного расширения крышки	1/К	$\alpha_{кр} = 11.6 \cdot 10^{-6}$
Диаметр болта	мм	$d_б = 20$
Наружный диаметр крышки/фланца	мм	$D_H = 920$
Модуль упругости крышки при рабочей температуре	МПа	$E_{кр} = E_{ф} = 1.992 \times 10^5$
Модуль упругости крышки при температуре испытания	МПа	$E_{20кр} = E_{20ф} = 1.99 \times 10^5$
Диаметр D_2	мм	$D_2 = 842$
Диаметры отверстий соединения с атмосферой	мм	$d_{1.2.3} = 30$
Толщина перегородки	мм	$s_4 = 10$

Цель расчета плоской крышки определение толщины крышки, которая может выдерживать возможное давление.

Весь расчет крышки в соединения с фланцем ведется по методике согласно [16,21] в следующем порядке:

					<i>Механический расчет</i>	Лист
						81
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

- Определение расчетной нагрузки на болты при затяжке и при работе соединения фланца и крышки [21];
- Определения необходимых коэффициентов для расчета;
- Расчет допустимого давления. Проверка прочности

Рассчитаем расчетные нагрузки на болты при затяжке и в рабочих условиях. Для этого необходимо рассчитать по [21] следующие величины:

Отношение наружного диаметра плоской крышки к среднему диаметру прокладки:

$$K_{кр} = \frac{D_H}{D_{СП}} = \frac{920}{818} = 1.12, \quad (216)$$

Параметр плоской крышки $X_{кр}$:

$$X_{кр} = \frac{0.67 \cdot \left[K_{кр}^2 \cdot (1 + 8.55 \cdot \log(K_{кр}) - 1) \right]}{(K_{кр} - 1) \cdot \left[K_{кр}^2 - 1 + (1.857 \cdot K_{кр}^2 + 1) \cdot \frac{h_{кр}^3}{\delta_{кр}^3} \right]} = 0.822, \quad (217)$$

Угловая податливость фланца с плоской крышкой:

$$y_{кр} = \frac{X_{кр}}{E_{20кр} \cdot \delta_{кр}^3} = \frac{0.822}{199000 \cdot 25^3} = 2.644 \times 10^{-10}, \quad (218)$$

где $y_{кр}$ – угловая податливость крышки;

$\delta_{кр}$ – толщина фланцевой части, мм.

Жесткость фланцевого соединения с крышкой:

$$\gamma = \frac{1}{y_{II} + y_{\sigma} \cdot \frac{E_{20\sigma}}{E_{\sigma}} + \left(y_{ф} \cdot \frac{E_{20ф}}{E_{ф}} + y_{кр} \cdot \frac{E_{20кр}}{E_{кр}} \right) \cdot b^2} = 1.047 \times 10^5, \quad (219)$$

где γ – жесткость фланцевого соединения с крышкой.

Нагрузка, вызванная стесненностью температурных деформаций:

$$Q_t = \gamma \cdot \left[\alpha_{ф} \cdot h \cdot (t_{ф} - 20) + \alpha_{кр} \cdot h_{кр} \cdot (t_{кр} - 20) - \alpha_{\sigma} \cdot (h + h_{кр}) \cdot (t_{\sigma} - 20) \right] = 136.0 \text{ Н}, \quad (220)$$

где Q_t – температурная деформация соединения фланца с крышкой, Н.

Расчетная нагрузка на болты при затяжке, необходимая для обеспечения в рабочих условиях давления на прокладку, достаточного для герметизации фланцевого соединения по уравнению 175:

$$P_{\sigma 1} = 237505.8 \text{ Н},$$

Расчетная нагрузка на болты при затяжке, необходимая для обеспечения обжатия

					<i>Механический расчет</i>	Лист
						82
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

прокладки и минимального начального натяжения болтов шпилек по уравнению 180:

$$P_{\text{б}2} = \max\left(P_{\text{обж}}, 0.4 \cdot A_{\text{б}} \cdot \left[\sigma_2^P\right]\right) = \max(308378.735, 0.4 \cdot 5852.0 \cdot 195.0) = 456456.0 \text{ Н}, \quad (221)$$

Определяем расчетные нагрузки на болты при затяжке и при работе соединения фланца и крышки:

$$P_{\text{б}M} = \max(P_{\text{б}1}, P_{\text{б}2}) = \max(237505.8, 456456.0) = 456456.0 \text{ Н}, \quad (222)$$

$$P_{\text{б}p} = P_{\text{б}M} + (1 - \alpha) \cdot (Q_{\text{д}} + F) + Q_{\text{т}} \cdot \frac{4 \cdot (1 - \alpha_M) \cdot |M|}{D_{\text{сп}}} = 422546.0 \text{ Н}, \quad (223)$$

где $P_{\text{б}M}$ – расчетная нагрузка на болты при затяжке фланцевого соединения, Н;

$P_{\text{б}p}$ – расчетная нагрузка на болты (шпильки) фланцевых соединений в рабочих условиях, Н.

Значение ψ :

$$\psi = \frac{P_{\text{б}p}}{Q_{\text{д}}} = \frac{422546.0}{177538.0} = 2.38, \quad (224)$$

Так как крышка с пазами то K_6 :

$$K_6 = 0.41 \cdot \sqrt{\frac{1 + 3 \cdot \psi \cdot \left(\frac{D_3}{D_{\text{сп}}} - 1\right) + 9.6 \cdot \frac{D_3}{D_{\text{сп}}} \cdot \frac{s_4}{D_{\text{сп}}}}{\frac{D_3}{D_{\text{сп}}}}} = 0.51, \quad (225)$$

Коэффициент ослабления плоской крышки:

$$K_0 = \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{\sum d_i}{D_p}\right)^3}{1 - \left(\frac{\sum d_i}{D_p}\right)}} = \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{90}{818}\right)^3}{1 - \frac{90}{818}}} = 1.06, \quad (226)$$

где $\sum d_i$ – максимальная сумма длин хорд отверстий в крышке, мм

Рассчитаем максимальную сумму хорд в сечении. Так как все отверстия одинакового диаметра, и расположены они на оси крышки, то:

$$\sum d_i = 3 \cdot d_{1.2.3} = 3 \cdot 30 = 90 \text{ мм}, \quad (227)$$

Коэффициент K_7 :

$$K_7 = 0.8 \cdot \sqrt{\frac{D_3}{D_{\text{сп}}} - 1} = 0.8 \cdot \sqrt{\frac{880}{818} - 1} = 0.22, \quad (228)$$

					<i>Механический расчет</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		83

Из условия прочности следует, что рассчитанная крышка выдержит давление при испытании и в рабочих условиях.

3.4.6 Расчет температурных деформаций

Температурные деформации кожухотрубчатого конденсатора определяем согласно пункту [5]. Расчетная схема температурных деформаций труб и корпуса теплообменника представлена на рисунке 24.

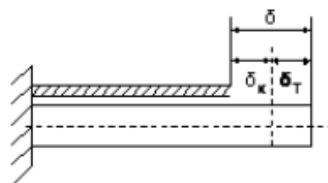


Рисунок 25 – Схема температурных деформаций труб и корпуса

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

Методика расчета такова:

- Определение температурного усилия;
- Определение удлинения труб и кожуха;
- Определение температурных деформаций;
- Проверка применимости теплообменника.

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

$$[\sigma_k] = 176.0 \text{ МПа},$$

$$[\sigma_t] = 176.0 \text{ МПа},$$

где $[\sigma_k]$, $[\sigma_t]$ – допускаемы напряжения при температуре стенок, МПа.

Для дальнейших расчетов необходимо рассчитать площадь поперечного сечения труб и корпуса;

$$F_T = n \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (d_{\text{нар}}^2 - d_{\text{вн}}^2) = 397 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (0.025^2 - 0.021^2) = 0.0574 \text{ м}^2, \quad (235)$$

$$F_K = \frac{\pi}{4} \cdot (D_H^2 - D^2) = \frac{\pi}{4} \cdot (0.812^2 - 0.8^2) = 0.0152 \text{ м}^2, \quad (236)$$

					<i>Механический расчет</i>	Лист
						85
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

где F_T – площадь поперечного сечения труб, м^2 ;

F_K – площадь поперечного корпуса труб, м^2 ;

Далее определяем температурное усилие по формуле:

$$Q_t = \frac{(\alpha_K \cdot t_K - \alpha_T \cdot t_T) \cdot E_T \cdot E_K \cdot F_T \cdot F_K}{E_T \cdot F_T + E_K \cdot F_K} \text{ МН}, \quad (237)$$

$$Q_t = \frac{(16.6 \cdot 10^{-6} \cdot 49.5 - 16.6 \cdot 10^{-6} \cdot 18) \cdot 2.0 \cdot 10^5 \cdot 2.0 \cdot 10^5 \cdot 0.0574 \cdot 0.0152}{2.0 \cdot 10^5 \cdot 0.0574 + 2.0 \cdot 10^5 \cdot 0.0152} = 1.257 \text{ Н}$$

где Q_t – температурное усилие конструкции, МН.

Определим удлинения труб и корпуса по закону Гука:

$$\delta_T = \frac{Q_t \cdot l}{E_T \cdot F_T} = \frac{1.257 \cdot 6}{2.0 \cdot 10^5 \cdot 0.0574} = 0.000657 \text{ м}, \quad (238)$$

$$\delta_K = \frac{Q_t \cdot l}{E_K \cdot F_K} = \frac{1.257 \cdot 6}{2.0 \cdot 10^5 \cdot 0.0152} = 0.00248 \text{ м}, \quad (239)$$

где δ_T – удлинение труб, м;

δ_K – удлинение корпуса, м;

Теперь определим разность температур между корпусом и трубами:

$$\Delta t = t_K - t_T = 49.5 - 18 = 31.5 \text{ }^\circ\text{C}, \quad (240)$$

где Δt – разность температур между корпусом и трубами, $^\circ\text{C}$.

Определим температурные напряжения, которые испытывают корпус и трубы, затем сверим их с допускаемыми напряжениями:

$$\sigma_T = \frac{Q_t}{F_T} = \frac{1.257}{0.0574} = 21.9 \text{ МПа}, \quad (241)$$

$$\sigma_K = \frac{Q_t}{F_K} = \frac{1.257}{0.0152} = 82.697 \text{ МПа}, \quad (242)$$

где σ_T – температурное напряжение трубы, МПа

σ_K – температурное напряжение корпуса, МПа

Проверим применимость конденсатора с неподвижными трубными решетками:

$$\sigma_T \leq [\sigma_T] = 21.9 \leq 176.0 \text{ МПа}, \quad (243)$$

$$\sigma_K \leq [\sigma_K] = 82.697 \leq 176.0 \text{ МПа}, \quad (244)$$

Из проверки условия прочности следует, что температурные напряжения в трубах и корпусе не превышают допускаемые. Это говорит о том, что можно использовать конденса-

					<i>Механический расчет</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		86

тор с неподвижными трубными решётками. В дальнейшем будет проводиться поверочный расчет аппарата, где будет проверяться конструкция аппарата на прочность, жесткость, устойчивость из расчетов, которых будет ясна окончательная конструкция аппарата.

3.4.7 Проверка необходимости укрепления отверстий

В соответствии с [25,26] проверим необходимость укрепления отверстий. В кожухотрубном конденсаторе имеются четыре отверстия под технологические штуцера. Расчет укрепления производится по принципу компенсации изъятого отверстием металла.

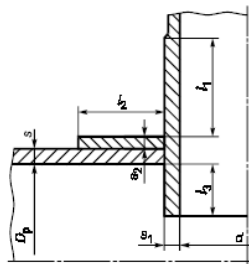


Рисунок 26 – Проходящий штуцер

Таблица 21 – Исходные данные для укрепления отверстий

Название величины	Размерность	Обозначение и значение
Внутренний диаметр укрепляемой оболочки	мм	$D = 800$
Исполнительная (избыточная) толщина стенки оболочки	мм	$s = 6$
Расчетная толщина кожуха	мм	$s_k = 0.498$
Расчетная толщина камеры	мм	$s_{p.k} = 0.702$
Расчетное давление в камере и кожухе	МПа	$P_{p.мжт} = 0.158; P_{p.тр} = 0.28$
Штуцера для воды		
Внутренний диаметр штуцера	мм	$d_{1.2} = 209$
Исполнительные (избыточные) толщины:	мм	$s_{11.2} = 5; s_{31.2} = 5; s_{21.2} = 0$
Длины частей штуцера	мм	$l_{11.2} = 220; l_{21.2} = 0; l_{31.2} = 0$
Штуцер для пара		
Внутренний диаметр штуцера	мм	$d_3 = 414$
Исполнительные (избыточные) толщины:	мм	$s_{13} = 6; s_{33} = 6; s_{23} = 0$
Длины частей штуцера	мм	$l_{13} = 218; l_{33} = 0; l_{23} = 0$
Штуцер для конденсата		
Внутренний диаметр штуцера	мм	$d_4 = 150;$
Исполнительные (избыточные) толщины:	мм	$s_{14} = 4.5; s_{34} = 4.5; s_{24} = 0$
Длины частей штуцера	мм	$l_{14} = 218; l_{34} = 0; l_{24} = 0$

					<i>Механический расчет</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		87

Все величины под индексом 1 примем внешней частью штуцера, под индексом 2 – накладное кольцо, а под 3 – внутреннюю часть штуцера.

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

Методика расчета следующая:

- Определение расчетного диаметра оболочки;
- Определение расчетного диаметра отверстия в стене обечайки;
- Расчет толщин стенок штуцеров;
- Расчет длин штуцеров;
- Расчет ширины зоны укрепления;
- Определение диаметра, не требующего дополнительного укрепления;
- Проверка взаимовлияющих отверстий;
- Расчет диаметра одиночного отверстия, не требующего укреплению при наличие избыточной толщины;
- Проверка дальнейшей необходимости расчета;
- Проверка условия укрепления
- Определение и проверка допускаемого внутреннего избыточного давления.

Определим расчетные параметры:

Допускаемые напряжения штуцеров, максимальное значение:

$$[\sigma_{1.2}] = \max([\sigma_2^p], [\sigma_1^и]) = 240 \text{ МПа}, \quad (245)$$

$$[\sigma_3] = \max([\sigma_2^p], [\sigma_2^и]) = 270 \text{ МПа}, \quad (246)$$

$$[\sigma_4] = [\sigma_3] = 270 \text{ МПа}, \quad (247)$$

где $[\sigma_{1.2}]$ – допускаемые напряжения штуцеров для воды из рабочих условий и условий испытания, МПа.

$[\sigma_3]$, $[\sigma_4]$ – допускаемое напряжение штуцера пара и конденсата соответственно, МПа.

Проверим необходимость укрепления штуцера воды. Расчетная схема изображена на рисунке 26

					<i>Механический расчет</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		88

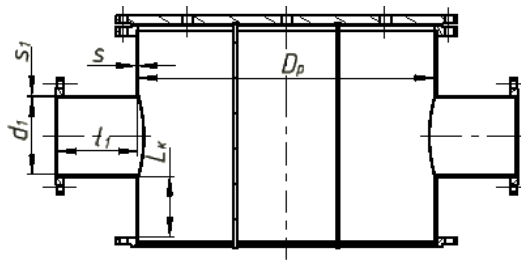


Рисунок 27 – Проверка необходимости укрепления штуцеров для ввода/вывода воды

Для отверстия, ось которого нормальна к оси укрепляемого элемента, расчетный диаметр рассчитывается по формуле:

$$d_{p1.2} = d_{1.2} + 2 \cdot c = 209 + 2 \cdot 2.65 = 214.0 \text{ мм}, \quad (248)$$

где $d_{p1.2}$ – расчетный диаметр круглого отверстия штуцера воды, мм.

Расчетная толщина штуцера рассчитывается согласно следующей формуле:

$$s_{1p} = \max \left(\frac{P_{и.тр} \cdot d_{p1.2}}{2 \cdot [\sigma_{1.2}] \cdot \phi_p - P_{р.тр}}, \frac{P_{и.тр} \cdot d_{p1.2}}{2 \cdot [\sigma_{1.2}] \cdot \phi_p - P_{и.тр}} \right) \text{ мм}, \quad (249)$$

$$s_{1p} = \max \left(\frac{0.576 \cdot 214.0}{2 \cdot 240 - 0.28}, \frac{0.576 \cdot 214.0}{2 \cdot 240 - 0.576} \right) = 0.257 \text{ мм}$$

где $s_{1.2p}$ – расчетные толщины штуцера, мм.

Рассчитаем длину внешней части штуцера и внутренней:

$$l_{1p1.2} = \min \left[l_{11.2}, 1.25 \cdot \sqrt{d_{p1.2} \cdot (s_{11.2} - c)} \right] = \min \left[220, 1.25 \cdot \sqrt{214.0 \cdot (5 - 2.65)} \right] \text{ мм}, \quad (250)$$

$$l_{1p1.2} = 28.032$$

$$l_{3p1.2} = \min \left[l_{31.2}, 0.5 \cdot \sqrt{d_{p1.2} \cdot (s_{31.2} - c)} \right] = \min \left[0, 0.5 \cdot \sqrt{214.0 \cdot (5 - 2.65)} \right] = 0 \text{ мм}, \quad (251)$$

где $l_{1p1.2}$ – длина внешней части штуцера, мм;

$l_{3p1.2}$ – длина внутренней части штуцера, мм.

Ширина зоны укрепления в обечайках рассчитывается по формуле:

$$L_o = \sqrt{D_p \cdot (s - c)} = \sqrt{800 \cdot (6 - 2.65)} = 51.769 \text{ мм}, \quad (252)$$

где L_o – ширина образующей оболочки в зоне укрепления, мм.

Данная ширина рассчитывается, чтобы узнать близко ли расположен штуцер к трубной решетке. Исходя из рисунка 23, штуцера не считаются близко расположенными к трубной решетке, так как:

$$L_k = 160.5 \text{ мм},$$

где L_k – расстояния от стенки штуцера до фланца, мм

Рассчитаем ширину накладного листа:

					<i>Механический расчет</i>	Лист
						89
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$l_{2p1.2} = \min[l_{21.2}, \sqrt{D_p \cdot (s_{21.2} + s - c)}] = \min[0, \sqrt{800 \cdot (0 + 6 - 2.65)}] = 0.0 \text{ мм}, \quad (253)$$

где $l_{2p1.2}$ – расчетные длины накладного кольца, мм.

Так как штуцера изготовлены из той же стали что и соответствующая обечайка, то отношения напряжений равны единицы:

$$\chi_1 = 1, \chi_2 = 1, \chi_3 = 1,$$

где $\chi_{1,2,3}$ – отношения напряжений.

При отсутствие избыточной толщины стенки укрепляемого элемента, расчетный диаметр отверстия:

$$d_{op} = 0.4 \cdot \sqrt{D_p \cdot (s - c)} = 0.4 \cdot \sqrt{800 \cdot (6 - 2.65)} = 20.707 \text{ мм}, \quad (254)$$

$$D_p = D = 800 \text{ мм}$$

где d_{op} – расчетный диаметр отверстия, не требующий укрепления, мм;

D_p – расчетный диаметр цилиндрической обечайки, мм.

Проверим, влияют ли оба отверстия, находящиеся на распределительной камере, друг другу. Для начала рассчитаем расстояние от штуцера к штуцеру как дугу окружности по следующему уравнению:

$$b_{1.2} = \frac{\pi \cdot r \cdot \alpha}{180} = \frac{\pi \cdot 400 \cdot 148.71}{180} = 1038.0 \text{ мм}, \quad (255)$$

где α – угол, который находится исходя из эскиза, изображенного на рисунке 28;

$b_{1.2}$ – расстояние между штуцерами, мм.

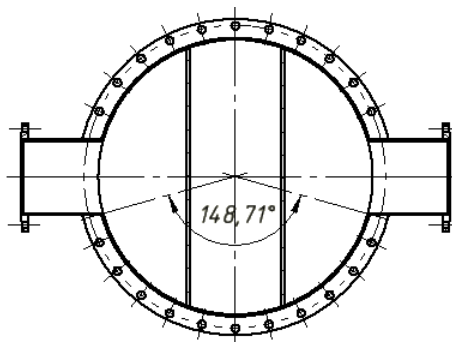


Рисунок 28 – Для определения взаимного влияния отверстий

Условие взаимовлияющих отверстий:

$$b_{1.2} \geq \sqrt{D_p \cdot (s - c)} + \sqrt{D_p \cdot (s - c)} = 1038.0 \geq \sqrt{800 \cdot (6 - 2.65)} + \sqrt{800 \cdot (6 - 2.65)}, \quad (256)$$

$$1038.0 \geq 103.537 \text{ мм},$$

Из данного неравенства видно, что нет необходимости в расчете взаимовлияющих от-

					<i>Механический расчет</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		90

верстий. Рассчитаем наибольший диаметр одиночного отверстия, который не требует дополнительного укрепления отверстий при наличие избыточной толщины:

$$d_{o.1.2} = 2 \cdot \left(\frac{s - c}{s_{p.k}} - 0.8 \right) \cdot \sqrt{D_p \cdot (s - c)} = 2 \cdot \left(\frac{6 - 2.65}{0.702} - 0.8 \right) \cdot \sqrt{800 \cdot (6 - 2.65)} = 411.26 \text{ мм}, \quad (257)$$

где $d_{o.1.2}$ – наибольший диаметр одиночного отверстия, не требующего дополнительного укрепления, мм.

Проверим требование дальнейших расчетов:

$$d_{1.2} < d_{o.1.2} = 209 < 411.26$$

Как видно из условия, нет необходимости укреплять отверстия оно укреплено за счет избыточной толщины штуцера и оболочки.

Проверим необходимость укрепления штуцера пара.

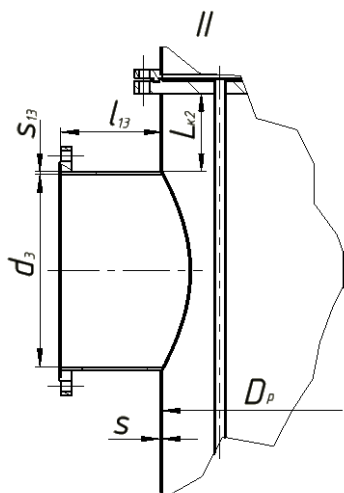


Рисунок 29 – Расчетная схема штуцера пара

Расчетный диаметр:

$$d_{p3} = d_3 + 2 \cdot c = 414 + 2 \cdot 2.65 = 419.0 \text{ мм}, \quad (258)$$

где d_{p3} – расчетный диаметр круглого отверстия штуцера воды, мм.

Расчетная толщина штуцера:

$$s_{3p} = \max \left(\frac{P_{p.мжт} \cdot d_{p1.2}}{2 \cdot [\sigma_{1.2}] \cdot \phi_p - P_{p.мжт}}, \frac{P_{и.мжт} \cdot d_{p1.2}}{2 \cdot [\sigma_{1.2}] \cdot \phi_p - P_{и.мжт}} \right) \text{ мм}, \quad (259)$$

$$s_{3p} = \max \left(\frac{0.158 \cdot 214.0}{2 \cdot 240 - 0.158}, \frac{0.269 \cdot 214.0}{2 \cdot 240 - 0.269} \right) = 0.12 \text{ мм}$$

где s_{3p} – расчетные толщины штуцера, мм.

Расчетные длины частей штуцера:

					<i>Механический расчет</i>	Лист
						91
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$l_{1p3} = \min[l_{13}, 1.25 \cdot \sqrt{d_{p3} \cdot (s_{13} - c)}] = \min[218, 1.25 \cdot \sqrt{419.0 \cdot (8 - 2.65)}] = 59.183 \text{ мм} \quad (260)$$

$$l_{3p3} = \min[l_{33}, 0.5 \cdot \sqrt{d_{p3} \cdot (s_{33} - c)}] = \min[0, 0.5 \cdot \sqrt{419.0 \cdot (6 - 2.65)}] = 0 \text{ мм}, \quad (261)$$

$$l_{2p3} = \min[l_{23}, \sqrt{D_p \cdot (s_{23} + s - c)}] = \min[0, \sqrt{800 \cdot (0 + 6 - 2.65)}] = 0.0 \text{ мм}, \quad (262)$$

где l_{1p3} – длина внешней части штуцера, мм;

l_{3p3} – длина внутренней части штуцера, мм.

l_{2p3} – расчетные длины накладного кольца, мм.

Отверстия под штуцера пара и конденсата находятся далеко друг от друга, и взаимного влияния между ними нет.

Диаметр одиночного отверстия при избыточной толщине:

$$d_{o.3.4} = 2 \cdot \left(\frac{s - c}{s_k} - 0.8 \right) \cdot \sqrt{D_p \cdot (s - c)} = 2 \cdot \left(\frac{6 - 2.65}{0.498} - 0.8 \right) \cdot \sqrt{800 \cdot (6 - 2.65)} = 613.66 \text{ мм}, \quad (263)$$

Проверим требование дальнейших расчетов:

$$d_3 < d_{o.3.4} = 414 < 613.66 \text{ мм}, \quad (264)$$

Как видно из условия, нет необходимости укреплять данное отверстие. Оно укреплено за счет избыточной толщины штуцера и обечайки

Расчетная схема штуцера конденсата изображена на рисунке

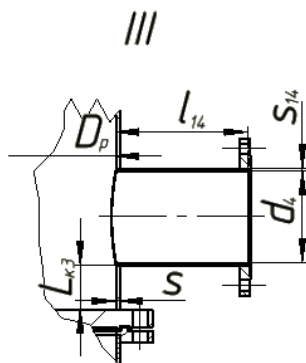


Рисунок 30 – Расчет необходимости укрепления отверстия под вывод конденсата

Расчетный диаметр и толщина штуцера:

$$d_{p4} = d_4 + 2 \cdot c = 150 + 2 \cdot 2.65 = 155.0 \text{ мм}, \quad (265)$$

$$s_{4p} = \max \left(\frac{P_{p.мжт} \cdot d_{p4}}{2 \cdot [\sigma 1.2] \cdot \phi_p - P_{p.мжт}}, \frac{P_{и.мжт} \cdot d_{p4}}{2 \cdot [\sigma 1.2] \cdot \phi_p - P_{и.мжт}} \right) \text{ мм}, \quad (266)$$

$$s_{4p} = \max \left(\frac{0.158 \cdot 155.0}{2 \cdot 240 - 0.158}, \frac{0.269 \cdot 155.0}{2 \cdot 240 - 0.269} \right) = 0.0869 \text{ мм}$$

где d_{p4} – расчетный диаметр круглого отверстия штуцера конденсата, мм.

									Лист
									92
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Механический расчет				

s_{4p} – расчетные толщина штуцера, мм

Расчетная длина внешней части штуцера, остальные равны нулю:

$$l_{1p4} = \min \left[l_{14}, 1.25 \cdot \sqrt{d_{p4} \cdot (s_{14} - c)} \right] = \min \left[218, 1.25 \cdot \sqrt{155.0 \cdot (4.5 - 2.65)} \right] = 21.167 \text{ мм}, \quad (267)$$

где l_{1p3} – длина внешней части штуцера, мм;

Проверка необходимости дальнейших расчетов:

$$d_{o.3.4} < d_4 = 613.66 < 150 \text{ мм}$$

Из условия видно, что нет необходимости рассчитывать дальше.

Из всех расчетов ясно, что исполнительных толщин штуцера и укрепляемой оболочки вполне хватает, чтобы компенсировать возникшие напряжения в зоне отверстия. Нет необходимости укреплять отверстия.

3.4.8 Поверочный расчет конденсатора на прочность

В данном разделе ведется механический расчет на прочность, жесткость и устойчивость элементов кожухотрубчатого конденсатора по методике, изложенной в [27,28].

На рисунке 31 представлен основной тип кожухотрубчатого теплообменника с неподвижными трубными решетками.

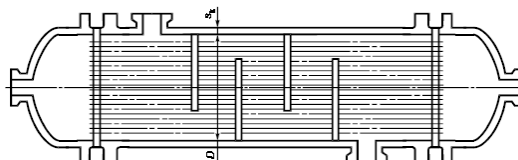


Рисунок 31 – Аппарат с неподвижными трубными решетками

Наиболее важными исходными данными для расчета на прочность являются следующие величины.

Таблица 22 – Исходные данные

Название величины	Размерность	Обозначение и значение
Внешний диаметр аппарата	мм	$D = 812$
Внутренний радиус кожуха	мм	$a = 400$
Средний диаметр прокладки и наружный диаметр фланца	мм	$D_{сп} = 828; D_H = 920$
Толщина стенки кожуха, труб, камеры	мм	$s_K = 6; s = 2; s_{p.к} = 6$
Расчетные давления в трубном и межтрубном пространстве	МПа	$P_{p.мжт} = 0.158$ $P_{p.тр} = 0.318$
Число труб	шт.	$i = 397$

Длина труб и средняя длина	мм	$L_{\text{Тр}} = 6000, l = 3000$
Шаг расположения отверстий в решетке	мм	$t_{\text{Шр}} = 32$
Диаметры отверстий в решетке		$d_0 = 25.5$
Температуры среды в пространствах	°С	$T_{\text{Тр}} = 18; T_{\text{Меж}} = 81$
Температуры стенок труб, кожуха изготовления теплообменника	°С	$t_{\text{к}} = 49.5 ; t_{\text{Т}} = 18; t_0 = 20$

3.4.8.1 Вспомогательные величины

Рассчитаем вспомогательные величины для механического расчета на прочность.

Основные параметры трубной решетки. Относительная характеристика беструбного края трубной решетки рассчитывается по формуле:

$$m_n = \frac{a}{a_1} = \frac{400}{390} = 1.026, \quad (268)$$

где m_n – относительная характеристика беструбного края;

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

Расстояние до удаленной трубы выбирается по [11, табл.26].

Рассчитаем коэффициенты влияния давления на трубную решетку:

$$\eta_M = 1 - \frac{i \cdot d_T^2}{4 \cdot a_1^2} = 1 - \frac{397 \cdot 25^2}{4 \cdot 390^2} = 0.592, \quad (269)$$

$$\eta_T = 1 - \frac{i \cdot (d_T - 2 \cdot s_T)^2}{4 a_1^2} = 1 - \frac{397 \cdot (25 - 2 \cdot 2)^2}{4 \cdot 390^2} = 0.712, \quad (270)$$

где η_M – коэффициент влияния со стороны межтрубного пространства;

η_T – коэффициент влияния со стороны трубного пространства;

Коэффициент ослабления трубной решетки:

$$\phi_p = 1 - \frac{d_0}{t_{\text{Шр}}} = 1 - \frac{25.5}{32} = 0.203, \quad (271)$$

где ϕ_p – коэффициент ослабления;

d_0 – диаметр отверстия в решетки, мм.

Диаметр отверстия выбирается согласно [11, табл.29] при классе точности соединения труб с трубной решеткой.

По [27, прил. Б], рассчитаем эффективный коэффициент ослабления трубной решетки. Для этого необходимо узнать эффективный диаметр. Так как трубы закреплены на всей

					<i>Механический расчет</i>	Лист
						94
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

толщине трубной решетки, то эффективный диаметр:

$$d_E = d_0 - 2 \cdot s_T = 25.5 - 2 \cdot 2 = 21.5 \text{ мм}, \quad (272)$$

где d_E – эффективный диаметр, мм.

Коэффициент ослабления:

$$\phi_E = 1 - \frac{d_E}{t_{\text{шр}}} = 1 - \frac{25.5 - 2 \cdot 2}{32} = 0.328, \quad (273)$$

где ϕ_E – эффективный коэффициент ослабления решетки.

По [27, табл. Б.1] выбираем коэффициент жесткости перфорированной плиты в зависимости от коэффициента влияния давления (η_T):

$$\psi_0 = 0.457,$$

где ψ_0 – коэффициент жесткости плиты.

Рассчитаем основные характеристики жесткости элементов кожухотрубчатого конденсатора. Модуль упругости системы труб вычисляем по формуле:

$$K_y = \frac{E_T \cdot (\eta_T - \eta_M)}{l} = \frac{2 \cdot 10^5 \cdot (0.712 - 0.592)}{3000} = 8.0 \text{ Н/мм}^3, \quad (274)$$

где K_y – модуль упругости основания, Н/мм³

l – половина длины трубы, мм.

Рассчитаем приведенное отношение жесткости труб к жесткости кожуха:

$$\rho = \frac{K_y \cdot a_1 \cdot l}{E_K \cdot s_K} = \frac{8.0 \cdot 390 \cdot 3000}{2 \cdot 10^5 \cdot 6} = 7.8, \quad (275)$$

где ρ – приведенное отношение жесткости.

При проведении расчетов по ГОСТ 52857.7-2007 выяснилось, что необходимо ставить температурный компенсатор на кожух, так как максимальный прогиб трубной решетки превышает допустимый. Увеличивая толщину трубной решетки, жесткость решетки не обеспечивается. При расчете с коэффициентами изменения жесткости равными $K_q = 1$, $K_p = 1$, условие жесткости исходя из диаметра аппарата следующее:

$$W \leq W_d = 1.09 \leq 0.9 \text{ мм},$$

Как видно условие жесткости не выполняется, трубная решетка прогибается от действия изгибающего момента, распределенного по периметру решетки $M_{\text{п}}$ и перерезывающей силы, распределенной по краю решетки $Q_{\text{п}}$, на величину больше допускаемой.

Отношение внутреннего диаметра компенсатора к наружному:

					<i>Механический расчет</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		95

$$\beta_{\text{КОМ}} = \frac{d_{\text{КОМ}}}{D_{\text{КОМ}}} = \frac{800}{962} = 0.832, \quad (276)$$

где $d_{\text{КОМ}}$ – внутренний диаметр компенсатора, равный внутреннему диаметру аппарата, мм;

$D_{\text{КОМ}}$ – наружный диаметр компенсатора по [11], мм.

Выбираем по [29] компенсатор однолинзовый, на рисунке изображена конструкция однолинзового компенсатора.



Рисунок 32 – Однолинзовый компенсатор

Радиус гiba при вершине волны компенсатора по [29]:

$$r_{\text{КОМ}} = 18 \text{ мм},$$

Параметры формы волны компенсатора:

$$X_{\text{КОМ}} = \frac{4 \cdot r_{\text{КОМ}} \cdot \beta_{\text{КОМ}}}{d_{\text{КОМ}} \cdot (1 - \beta_{\text{КОМ}})} = \frac{4 \cdot 18 \cdot 0.832}{800 \cdot (1 - 0.832)} = 0.44571, \quad (277)$$

$$Y_{\text{КОМ}} = \frac{2.57 \cdot r_{\text{КОМ}}}{\sqrt{d_{\text{КОМ}} \cdot \delta_{\text{КОМ}} \cdot \left(1 + \frac{1}{\beta_{\text{КОМ}}}\right)}} = \frac{2.57 \cdot 18}{\sqrt{800 \cdot 6 \cdot \left(1 + \frac{1}{0.832}\right)}} = 0.45, \quad (278)$$

где $X_{\text{КОМ}}$, $Y_{\text{КОМ}}$ – безразмерные параметры формы волны компенсатора.

Определяем параметр жесткости компенсатора:

$$C_f = 1.6,$$

$$A_{\text{КОМ}} = \frac{6.8 \cdot \beta_{\text{КОМ}} \cdot (1 + \beta_{\text{КОМ}})}{C_f \cdot (1 - \beta_{\text{КОМ}})^3} = \frac{6.8 \cdot 0.832 \cdot (1 + 0.832)}{1.6 \cdot (1 - 0.832)^3} = 1.366 \times 10^3, \quad (279)$$

$$K_{\text{КОМ}} = \frac{E_{\text{КОМ}} \cdot \delta_{\text{КОМ}}^3}{n_{\text{КОМ}} \cdot d_{\text{КОМ}}^2} \cdot A_{\text{КОМ}} = \frac{200000 \cdot 6^3}{800^2} \cdot 1.366 \cdot 10^3 = 9.22 \times 10^4 \text{ Н/мм}, \quad (280)$$

где $A_{\text{КОМ}}$ – коэффициент формы компенсатора;

$K_{\text{КОМ}}$ – жесткость компенсатора, Н/мм.

Исходя из этого, рассчитаем отношения осевых перемещений компенсатора при дей-

									Лист
									96
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Механический расчет				

ствии сжимающей силы к осевому перемещению краев корпуса межтрубного пространства без компенсатора от действия той же силы – K_{q1} :

$$K_{q1} = \frac{\pi \cdot a \cdot E_K \cdot s_K}{1 \cdot K_{\text{ком}}} = \frac{\pi \cdot 400 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 6}{3000 \cdot 9.22 \cdot 10^4} = 5.45, \quad (281)$$

$$K_q = 1 + K_{q1} = 1 + 5.45 = 6.45, \quad (282)$$

Отношение осевого перемещения компенсатора при действии давления к осевому перемещению краев корпуса межтрубного пространства без компенсатора от действия того же давления:

$$K_{p1} = \frac{\pi \cdot (D_{\text{ком}}^2 - d_{\text{ком}}^2) \cdot E_K \cdot s_K}{4.8 \cdot l \cdot a \cdot K_{\text{ком}}} = \frac{\pi \cdot (962^2 - 800^2) \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 6}{4.8 \cdot 3000 \cdot 400 \cdot 9.22 \cdot 10^4} = 2.03, \quad (283)$$

$$K_p = 1 + K_{p1} = 1 + 2.03 = 3.03, \quad (284)$$

где K_q, K_p – коэффициенты изменения жесткости.

Рассчитаем приведенное давление. Необходимо рассчитать коэффициент влияния давления на продольную деформацию труб:

$$m_{cp} = 0.15 \cdot \frac{i \cdot (d_T - s_T)^2}{a_1^2} = 0.15 \cdot \frac{397 \cdot (25 - 2)^2}{390^2} = 0.207, \quad (285)$$

где m_{cp} – коэффициент влияния давления на продольную деформацию труб.

Приведенное давление:

$$p_0 = [\alpha_K \cdot (t_K - t_0) - \alpha_T \cdot (t_T - t_0)] \cdot K_y \cdot 1 + \\ + [\eta_T - 1 + m_{cp} + m_n \cdot (m_n + 0.5 \cdot \rho \cdot K_q)] \cdot p_T - \\ - [\eta_M - 1 + m_{cp} + m_n \cdot (m_n + 0.3 \cdot \rho \cdot K_p)] \cdot p_M, \quad (286)$$

$$p_0 = 20.32 \text{ МПа},$$

где p_0 – приведенное давление, МПа.

Так как материалы труб и трубной решетки одинаковые, то коэффициент системы решетка – трубы рассчитывается по следующей формуле:

$$\beta = \frac{1.82}{s_p} \cdot \sqrt[4]{\frac{K_y \cdot s_p}{\psi_0 \cdot E_p}} = \frac{1.82}{28} \cdot \sqrt[4]{\frac{8.0 \cdot 28}{0.457 \cdot 2 \cdot 10^5}} = 0.014, \quad (287)$$

где β – коэффициент системы решетка – трубы.

s_p – толщина трубной решетки, принимаем равной 28 мм [30].

Безразмерный параметр той же системы равен:

					<i>Механический расчет</i>	<i>Лист</i>
						97
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

Ширину тарелки фланца и тарелки трубной решетки принимаем равными и рассчитываем по формуле:

$$b_1 = \frac{D_H - D_{ВН}}{2} = \frac{920 - 800}{2} = 60 \text{ мм}, \quad (294)$$

$$b_2 = b_1 = 60 \text{ мм}, \quad (295)$$

где b_1 и b_2 – ширина края трубной решетки и тарелки фланца, мм.

Рассчитаем коэффициенты жесткости фланца трубной решетки и фланца распределительной камеры:

$$K_{\phi 1} = \frac{E_K \cdot h_1^3 \cdot b_1}{12 \cdot R_1^2} + K_1 \cdot \left(1 + \frac{\beta_1 \cdot h_1}{2}\right) = 434273.0, \quad (296)$$

$$K_{\phi 2} = \frac{E_{p.k} \cdot h_2^3 \cdot b_2}{12 \cdot R_1^2} + K_2 \cdot \left(1 + \frac{\beta_2 \cdot h_2}{2}\right) = 340897.0, \quad (297)$$

где $K_{\phi 1}$ и $K_{\phi 2}$ – коэффициенты жесткости фланца трубной решетки и фланца распределительной камеры при изгибе, Н·мм.

Рассчитаем коэффициент жесткости в соединении фланца и трубной решетки, при изгибе:

$$K_{\phi} = K_{\phi 1} + K_{\phi 2} = 434273.0 + 340897.0 = 775170.0 \text{ Н·мм}, \quad (298)$$

где K_{ϕ} – коэффициент жесткости фланцевого соединения, Н·мм.

Коэффициенты влияния давления на изгибы фланца трубной решетки и фланца распределительной камеры:

$$m_1 = \frac{1 + \beta_1 \cdot h_1}{2 \cdot \beta_1^2} = \frac{1 + 0.0265 \cdot 31}{2 \cdot 0.0265^2} = 1296.9 \text{ мм}^2, \quad (299)$$

$$m_2 = \frac{1 + \beta_2 \cdot h_2}{2 \cdot \beta_2^2} = \frac{1 + 0.0265 \cdot 25}{2 \cdot 0.0265^2} = 1183.7 \text{ мм}^2, \quad (300)$$

где m_1 и m_2 – коэффициенты влияния давления на изгибы трубной решетки и фланца соответственно, мм².

Приведенное отношение жесткости труб у фланцевому соединению:

$$\rho_1 = \frac{K_y \cdot a \cdot a_1}{\beta^2 \cdot K_{\phi} \cdot R_1} = \frac{8.0 \cdot 400 \cdot 390}{0.014^2 \cdot 775170.0 \cdot 430.0} = 19.103, \quad (301)$$

где ρ_1 – приведенная отношение жесткости.

					<i>Механический расчет</i>	<i>Лист</i>
						99
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

В зависимости от (ω) и (m_n) определяем коэффициенты, учитывающие влияния беструбного края решетки и коэффициенты, которые используются в формулах для расчета сил и моментов в элементах кожухотрубчатого конденсатора.

Согласно [28, табл. 9.2] находим коэффициенты Φ_1, Φ_2, Φ_3

При $\omega = 5.46$:

$$\Phi_1 = 8.306, \Phi_2 = 5.595, \Phi_3 = 8.036$$

где Φ_1, Φ_2, Φ_3 – коэффициенты, учитывающие влияние беструбного края решетки.

Согласно [28, табл. 9.3] находим коэффициенты T_1, T_2, T_3 ,

При $m_n = 1.026$ и $\omega = 5.46$:

$$T_1 = 10.66, T_2 = 6.72, T_3 = 8.25,$$

где T_1, T_2, T_3 – коэффициенты, участвующие в формуле для расчета сил и моментов.

3.4.8.2 Расчет толщины трубной решетки

Расчетные схемы трубной решетки изображены на рисунках 32 и 33 согласно [31]

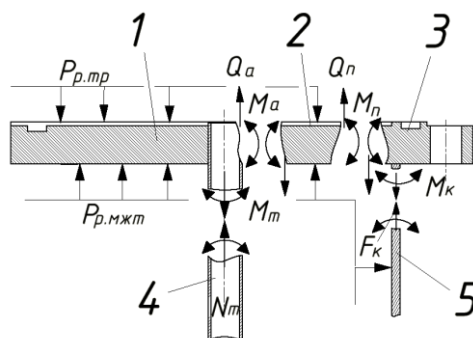


Рисунок 34 – Расчетная схема трубной решетки с нагрузками:

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

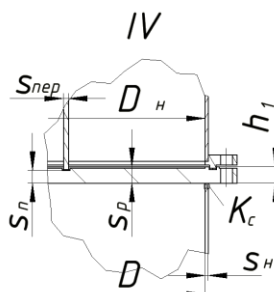


Рисунок 35 – Расчетная схема трубной решетки с геометрическими величинами

Принятая толщина трубной решетки должна быть не менее рассчитанной для многоходовых аппаратов:

$$s_{\Pi.} = (s_p - c) \max \left[\left[1 - \sqrt{\frac{d_0}{B_{\Pi}} \cdot \left(\frac{t_{\Pi}}{t_p} - 1 \right)} \right], \sqrt{\phi_p} \right] = 11.42 \text{ мм}, \quad (302)$$

$$s_p \geq s_{\Pi.} = 28 \geq 11.42 \text{ мм}, \quad (303)$$

где s_{Π} – толщина трубной решетки в сечении канавки, мм.

t_{Π} – шаг расположения отверстий в зоне паза под прокладку, мм;

B_{Π} – ширина паза под прокладку равная 14 мм.

3.4.8.3 Расчет прочности трубной решетки

Рассчитаем изгибающие моменты и перерезывающие силы **на краю трубной решетки**. Для начала рассчитаем приведенное давление, действующее на трубную решетку, МПа:

$$p_1 = \frac{K_y}{\beta \cdot K_{\phi}} \cdot (m_1 \cdot P_{p.мжт} - m_2 \cdot P_{p.тр}) = \frac{8.0}{0.014 \cdot 775170.0} \cdot (1296.9 \cdot 0.158 - 1183.7 \cdot 0.338), \quad (304)$$

$$p_1 = -0.144 \text{ МПа},$$

где p_1 – приведенное давление, МПа.

Изгибающий момент:

$$M_{\Pi} = \left(\frac{a_1}{\beta} \right) \cdot \frac{p_1 \cdot (T_1 + \rho \cdot K_q) - p_0 \cdot T_2}{(T_1 + \rho \cdot K_q) \cdot (T_3 + \rho_1) - T_2^2} = -2497.51 \text{ Н·мм/мм}, \quad (305)$$

где M_{Π} – изгибающий момент на краю решетки, Н·мм/мм.

Перерезывающая сила:

$$Q_{\Pi} = a_1 \cdot \frac{p_0 \cdot (T_3 + \rho_1) - p_1 \cdot T_2}{(T_1 + \rho \cdot K_q) \cdot (T_3 + \rho_1) - T_2^2} = 134.0 \text{ Н/мм}, \quad (306)$$

где Q_{Π} – перерезывающая сила на краю решетки, Н/мм.

Для перфорированной зоны решетки, изгибающий момент и перерезывающая сила равны:

$$M_a = M_{\Pi} + (a - a_1) \cdot Q_{\Pi} = -2497.51 + (400 - 390) \cdot 134.0 = -1157.0 \text{ Н·мм/мм}, \quad (307)$$

$$Q_a = m_n \cdot Q_{\Pi} = 1.026 \cdot 134.0 = 137.5, \text{ Н/мм}, \quad (308)$$

где M_a – изгибающий момент перфорированной части решетки, Н·мм/мм;

Q_a – перерезывающая сила перфорированной части решетки, Н/мм.

Для того чтобы понять в какую сторону растягиваются трубы и кожух относительно друг друга, необходимо рассчитать осевые силы.

					<i>Механический расчет</i>	Лист
						101
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Осевая сила, действующая на трубу:

$$N_T = \frac{\pi \cdot a_1}{i} \cdot \left[(\eta_M \cdot P_{p.мжт} - \eta_T \cdot P_{p.тр}) \cdot a_1 + \Phi_1 \cdot Q_a + \Phi_2 \cdot \beta \cdot M_a \right] = 3067.0 \text{ Н}, \quad (309)$$

Момент инерции:

$$J_T = \frac{\pi \cdot 25^4}{64} \cdot \left[1 - \left(\frac{25 - 2 \cdot 2}{25} \right)^4 \right] = 9628.196 \text{ мм}^4, \quad (310)$$

где N_T – осевая сила, Н;

J_T – момент инерции поперечного сечения трубы, мм⁴.

В том случае, когда есть перегородки в межтрубном пространстве, приведенная длина для расчета прогиба труб и изгибающего момента рассчитывается следующим образом:

$$l_{пр} = \frac{l_1 R}{3} = \frac{967}{3} = 322.3 \text{ мм}, \quad (311)$$

где $l_{пр}$ – приведенная длина трубы, мм.

Изгибающий момент:

$$M_T = \frac{E_T \cdot J_T \cdot \beta}{K_y \cdot a_1 \cdot l_{пр}} \cdot (\Phi_2 \cdot Q_a + \Phi_3 \cdot \beta \cdot M_a) = 17135.0 \text{ Н} \cdot \text{мм/мм}, \quad (312)$$

где M_T – изгибающий момент, действующий на трубу, Н·мм/мм.

Усилия в кожухе. По периметру кожуха действует усилие:

$$Q_k = \frac{a}{2} \cdot P_{p.тр} - Q_{п} = \frac{400}{2} \cdot 0.338 - 134.0 = -66.4 \text{ Н/мм}, \quad (313)$$

Изгибающий момент по периметру кожуха:

$$M_k = \frac{K_1}{\rho \cdot K_{ф} \cdot \beta} \cdot (T_2 \cdot Q_{п} + T_3 \cdot \beta \cdot M_{п}) - \frac{P_{p.мжт}}{2 \cdot \beta_1^2} = 1287.0 \text{ Н} \cdot \text{мм/мм}, \quad (314)$$

Осевая сила, действующая на кожух:

$$F = \pi \cdot D \cdot Q_k = \pi \cdot 800 \cdot -66.4 = -166881.0 \text{ Н}, \quad (315)$$

где Q_k – усилие по периметру кожуха, Н/мм;

M_k – изгибающий момент по периметру кожуха, Н·мм/мм;

F – осевая сила, действующая на кожух, Н.

Рассчитаем напряжения в трубных решетках в местах соединения ее с кожухом.

Изгибные напряжения:

$$\sigma_{p1} = \frac{6 \cdot |M_{п}|}{(s_k - c)^2} = \frac{6 \cdot |-2497.51|}{(6 - 2.65)^2} = 1335.0 \text{ МПа}, \quad (316)$$

					<i>Механический расчет</i>	Лист
						102
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Касательные:

$$\tau_{p1} = \frac{|Q_{II}|}{s_{Ip} - c} = \frac{|134.0|}{31 - 2.65} = 5.0 \text{ МПа}, \quad (317)$$

где σ_{p1} и τ_{p1} – изгибные и касательные напряжения в месте соединения кожуха с решеткой.

Напряжения в перфорированной части.

Изгибные. Для этого необходимо рассчитать максимальный расчетный изгибающий момент. Коэффициент для расчета:

$$m_A = \frac{\beta \cdot M_a}{Q_a} = \frac{0.014 \cdot 1157.0}{137.5} = -0.118, \quad (318)$$

Так как:

$$-1 \leq -0.118 \leq 1,$$

то максимальный расчетный изгибающий момент рассчитывается по формуле:

$$M_{\max} = A \cdot \frac{|Q_a|}{\beta} = 0.330 \cdot \frac{|137.5|}{0.014} = 3241.071 \text{ Н·мм/мм}, \quad (319)$$

$$\sigma_{p2} = \frac{6 \cdot M_{\max}}{[\phi_p \cdot (s_p - c)^2]} = \frac{6 \cdot 3241.071}{0.203 \cdot (28 - 2.65)^2} = 149.0 \text{ МПа}, \quad (320)$$

где M_{\max} – максимальный расчетный изгибающий момент, Н·мм/мм;

A – коэффициент, определяемый по [28, табл. 9.4]

Касательные напряжения:

$$\tau_{p2} = \frac{|Q_a|}{\phi_p \cdot (s_p - c)} = \frac{|137.5|}{0.203 \cdot (28 - 2.65)} = 27.0 \text{ МПа}, \quad (321)$$

где σ_{p2} и τ_{p2} – изгибные и касательные напряжения в перфорированной части решетки.

Теперь рассчитаем **напряжения в кожухе** в месте присоединения его к решетки. **В меридиональном направлении:**

Мембранные:

$$\sigma_{Mx} = \frac{|Q_K|}{(s_K - c)} = \frac{|-66.4|}{6 - 2.65} = 19.0 \text{ МПа}, \quad (322)$$

Изгибные:

$$\sigma_{ux} = \frac{6 \cdot |M_K|}{(s_K - c)^2} = \frac{6 \cdot |1287.0|}{(6 - 2.65)^2} = 688.0 \text{ МПа}, \quad (323)$$

					<i>Механический расчет</i>	<i>Лист</i>
						103
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

В окружном направлении:

Мембранные:

$$\sigma_{M\phi} = \frac{|P_{p.мжт}| \cdot a}{s_1 - c} = \frac{|0.158| \cdot 400}{6 - 2.65} = 18.0 \text{ МПа}, \quad (324)$$

Изгибные:

$$\sigma_{\phi\tau} = 0.3 \cdot \sigma_{\text{ух}} = 0.3 \cdot 688.0 = 206.0 \text{ МПа}, \quad (325)$$

где σ_{Mx} и $\tau_{\text{ух}}$ – мембранные и изгибные напряжения в меридиональном направлении в кожухе;

$\sigma_{M\phi}$ и $\tau_{\phi\tau}$ – мембранные и изгибные напряжения в окружном направлении в кожухе.

Далее переходим к расчету напряжений в трубах. В осевом направлении действуют силы:

Мембранные:

$$\sigma_{1T} = \frac{|N_T|}{\pi (d_T - s_T) \cdot s_T} = \frac{|2914.0|}{\pi \cdot (25 - 2) \cdot 2} = 20.0 \text{ МПа}, \quad (326)$$

Суммарные:

$$\sigma_1 = \sigma_{1T} + \frac{d_T \cdot |M_T|}{2J_T} = 20.0 + \frac{25 \cdot |15505.0|}{2 \cdot 9628.196} = 40.0 \text{ МПа}, \quad (327)$$

В окружном направлении:

$$\sigma_{2T} = \frac{(d_T - s_T) \cdot \max(|P_{p.тр}|, |P_{p.мжт}|, |P_{p.тр} - P_{p.мжт}|)}{2 \cdot s_T} = 2.0 \text{ МПа}, \quad (328)$$

где σ_{1T} и σ_1 – мембранные и суммарные напряжения в осевом направлении в трубах;

σ_{2T} – напряжения в окружном направлении в трубах.

3.4.8.4 Проверка прочности и жесткости трубных решеток

В данном подразделе трубная решетка проверяется на статическую прочность и малоцикловую прочность, расчеты которой приведены в [32], и проверка условия жесткости, так как конденсатор многоходовый по трубному пространству и имеет перегородки.

Проверим трубную решетку на статическую прочность:

$$\max(\tau_{p1}, \tau_{p2}) \leq 0.8 \cdot [\sigma_1^P] = \max(5.0, 27.0) \leq 0.8 \cdot 176 \text{ МПа}, \quad (329)$$
$$27 \leq 141,$$

Из данного неравенства видно, что условие статической прочности выполняется.

Проверка трубной решетки на малоцикловую прочность. Для этого необходимо при-

					<i>Механический расчет</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		104

нять значения напряжений:

В месте соединения с кожухом:

$$\Delta\sigma_1 = \sigma_{p1} = 1335.0 \text{ МПа}, \quad (330)$$

$$\Delta\sigma_2 = 0 \text{ МПа},$$

$$\Delta\sigma_3 = \Delta\sigma_2 \text{ МПа}, \quad (331)$$

$$K_\sigma = 1.7,$$

В перфорированной части:

$$\Delta\sigma_{1\Pi} = \sigma_{p2} = 149.0 \text{ МПа}, \quad (332)$$

$$\Delta\sigma_{2\Pi} = 0 \text{ МПа}$$

$$\Delta\sigma_{3\Pi} = \Delta\sigma_2 \text{ МПа}, \quad (333)$$

$$K_{\sigma,\Pi} = 1$$

где K_σ – для соединения с кожухом равна 1.2, для перфорированной части 1.

Амплитуду напряжений вычислим по формуле В месте соединения кожуха с решеткой:

$$\sigma_a = \frac{K_\sigma}{2} \cdot \max(|\Delta\sigma_1 - \Delta\sigma_2|, |\Delta\sigma_2 - \Delta\sigma_3|, |\Delta\sigma_1 - \Delta\sigma_3|) = 1134.0 \text{ МПа}, \quad (334)$$

В перфорированной части:

$$\sigma_{a,\Pi} = \frac{K_{\sigma,\Pi}}{2} \cdot \max(|\Delta\sigma_{1\Pi} - \Delta\sigma_{2\Pi}|, |\Delta\sigma_{2\Pi} - \Delta\sigma_{3\Pi}|, |\Delta\sigma_{1\Pi} - \Delta\sigma_{3\Pi}|) = 667.0 \text{ МПа}, \quad (335)$$

где σ_a и $\sigma_{a,\Pi}$ – амплитуда напряжений, в соответствующем месте, МПа.

Для вычисления допускаемой амплитуды напряжений необходимо вычислить допускаемое число циклов. Для этого по [32, табл.3] определим коэффициенты, которые входят в расчет циклов.

Исходя из характеристики материала:

$$A_m = 0.6 \cdot 10^5 \text{ МПа}$$

$$R_{mt} = 509.5 \text{ МПа}$$

$$B_m = 0.4 \cdot R_{mt} = 0.4 \cdot 509.5 = 203.8 \text{ МПа}, \quad (336)$$

$$n_N = 10, n_\sigma = 2$$

где A_m, B_m – характеристики материала, МПа;

n_N и n_σ – коэффициенты запаса прочности для стали;

					<i>Механический расчет</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		105

R_{mt} – временное сопротивление материала при расчетной температуре, МПа.

Поправочный коэффициент, зависящий от температуры:

$$C_t = \frac{2300 - T_{\text{меж}}}{2300} = \frac{2300 - 81}{2300} = 0.96 \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (337)$$

где C_t – коэффициент температурный, $^\circ\text{C}$.

Вычисляем допускаемое число циклов:

$$[N] = \frac{1}{n_N} \cdot \left(\frac{A_m}{\sigma_a - \frac{B_m}{n_\sigma}} \cdot C_t \right)^2 = \frac{1}{10} \cdot \left(\frac{0.6 \cdot 10^5}{1134.0 - \frac{203.8}{2}} \cdot 0.96 \right)^2 = 311.0, \quad (338)$$

где $[N]$ – допускаемое число циклов нагружения.

Теперь рассчитаем допускаемое амплитудное напряжение:

$$\sigma_{da} = C_t \cdot \frac{A_m}{\sqrt{n_N \cdot N}} + \frac{B_m}{n_\sigma} = 0.96 \cdot \frac{0.6 \cdot 10^5}{\sqrt{10 \cdot 100}} + \frac{203.8}{2} = 1923.0 \text{ МПа}, \quad (339)$$

Проверяем условие малоциклового прочностии:

В месте соединения кожуха с решеткой:

$$\sigma_a \leq \sigma_{da} = 1134.0 \leq 1923.0 \text{ МПа},$$

В перфорированной части:

$$\sigma_{a.п} \leq \sigma_{da} = 667.0 \leq 1923.0 \text{ МПа},$$

Из данных не равенств видно, что трубная решетка прочна при малоцикловых нагружениях.

В зоне паза под перегородку, трубная решетка должна быть не менее рассчитанной по формуле:

$$s_{pp} = (s_p - c) \cdot \frac{\sigma_{p2}}{2 \cdot \sigma_{da}} = (28 - 2.65) \cdot \frac{149.0}{2 \cdot 1923.0} = 0.982 \text{ мм}, \quad (340)$$

где s_{pp} – минимальная толщина трубной решетки в зоне паза под перегородку, мм.

Проверим жесткость трубной решетки, условием жесткости является прогиб трубной решетки, мм:

$$W = \frac{1.2}{K_y \cdot a_1} \cdot |T_1 \cdot Q_{II} + T_2 \cdot \beta \cdot M_{II}| = \frac{1.2}{8.0 \cdot 390} \cdot |10.60 \cdot 134.0 + 6.72 \cdot 0.014 \cdot -2497.51| = 0.456, \quad (341)$$

где W – рассчитанный прогиб трубной решетки, мм.

По [27, табл. 2] допускаемый прогиб при внутреннем диаметре аппарата равен:

$$W_d = 0.9 \text{ мм},$$

									Лист
									106
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

где W_d – максимальный прогиб, мм.

$$W \leq W_d = 0.456 \leq 0.9 \text{ мм}, \quad (342)$$

Исходя из условия жесткости видно, что с компенсатором на кожухе, трубная решетка прогибается в пределах допустимого прогиба.

3.4.8.5 Расчет прочности и устойчивости кожуха

Расчет прочности и устойчивости кожуха также как и для трубной решетки заключается в проверке кожуха на статическую и малоцикловую прочность.

Проверка статической прочности:

$$\sigma_{Mx} \leq 1.3 \cdot [\sigma_1^P] = 19.0 \leq 1.3 \cdot 176 \text{ МПа}, \quad (343)$$
$$19.0 \leq 228.8$$

где σ_{Mx} – мембранные напряжения в кожухе в месте присоединения к решетки в меридиональном направлении, МПа;

$[\sigma_1^P]$ – допустимое напряжение для корпуса, МПа.

Условие статической прочности из неравенства выполняются.

Проверку на малоцикловую прочность проводим так же как и для трубной решетки. Для расчета необходимо принять следующие значения:

$$\Delta\sigma_{1K} = \sigma_{Mx} + \sigma_{ux} = 19.0 + 688.0 = 707.0 \text{ МПа}, \quad (344)$$

$$\Delta\sigma_{2K} = \sigma_{M\phi} + \sigma_{u\phi} = 18.0 + 206.0 = 224.0 \text{ МПа}, \quad (345)$$

$$\Delta\sigma_{3K} = 0 \text{ МПа}$$

Амплитудное напряжение в корпусе, МПа:

$$\sigma_{ак} = \frac{K_\sigma}{2} \cdot \max(|\Delta\sigma_{1K} - \Delta\sigma_{2K}|, |\Delta\sigma_{2K} - \Delta\sigma_{3K}|, |\Delta\sigma_{1K} - \Delta\sigma_{3K}|) = 600.0 \text{ МПа}, \quad (346)$$

$$\sigma_{ак} \leq \sigma_{da} = 600.0 \leq 1923.0 \text{ МПа},$$

где $\sigma_{ак}$ – амплитудное напряжение в корпусе, МПа.

Условие малоциклового устойчивости выполняется.

Так как осевая сила получилась меньше нуля, она является сжимающей силой, действующая на корпус, значит, необходимо проверить кожух на местную устойчивость от действия сжимающей силы:

Допускаемое осевое усилие из условия прочности:

$$F_{ДП} = \pi (D_{вн} + s_K - c) \cdot (s_K - c) \cdot [\sigma_1^P] = \pi \cdot (800 + 6 - 2.65) \cdot (6 - 2.65) \cdot 176 = 1.488 \times 10^6 \text{ Н}, \quad (347)$$

					<i>Механический расчет</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		107

допускаемое осевое сжимающее усилие вычисляют из условия местной устойчивости в пределах упругости по формуле:

$$F_{E1} = \frac{31 \cdot 10^{-5} \cdot E_K}{n_y} \cdot D_{BH}^2 \cdot \left[\frac{100 \cdot (s_K - c)}{D_{BH}} \right]^{2.5} = 2.501 \times 10^6 \text{ Н}, \quad (348)$$

где $F_{доп}$ – допускаемое осевое усилие из условия прочности, Н;

F_{E1} – допускаемое осевое усилие из условия упругости, Н.

Допускаемая сжимающая сила в условиях испытания:

$$F_D = \frac{F_{ДП}}{\sqrt{1 + \left(\frac{F_{ДП}}{F_{E1}} \right)^2}} = \frac{1.488 \cdot 10^6}{\sqrt{1 + \left(\frac{1.488 \cdot 10^6}{2.501 \cdot 10^6} \right)^2}} = 1.279 \times 10^6 \text{ Н}, \quad (349)$$

В рабочих условия:

$$F_{D.p} = \pi (D_{BH} + s_K - c) \cdot (s_K - c) \cdot [\sigma_1^P] \cdot \min(\varphi_1, \varphi_2) \text{ Н}, \quad (350)$$

$$F_{D.p} = \pi \cdot (800 + 6 - 2.65) \cdot (6 - 2.65) \cdot 176 \cdot \min(0.6, 1) = 892818.0 \text{ Н},$$

где F_D и $F_{D.p}$ – допускаемое осевое сжимающие усилие в условиях испытания и в рабочих условиях, Н.

Проверка условия устойчивости:

$$|F| \leq F_{D.p} = |-166881.0| \leq 892818.0 \text{ Н}, \quad (351)$$

$$|F| \leq F_D = |-166881.0| \leq 1279000 \text{ Н}, \quad (352)$$

Кожух устойчив от осевого сжимающего усилия.

3.4.8.6 Расчет труб на прочность. Расчет крепления труб в решетке

Расчет труб на устойчивость и жесткость исключается, так как не выполняется следующее условие:

$$N_T < 0 = 3067.0 < 0, \quad (353)$$

В условии статической прочности труб участвуют мембранные напряжения в осевом и окружном направлении:

$$\max(\sigma_{1T}, \sigma_{2T}) \leq [\sigma_1^P] = \max(21.0, 2.0) \leq 176 \text{ МПа}, \quad (354)$$

$$21 \leq 176 \text{ МПа},$$

где σ_{2T} , σ_{1T} – мембранные напряжения в трубах в осевом и окружном направлении, МПа;

$[\sigma_1^P]$ – допускаемое напряжение для труб, МПа.

					<i>Механический расчет</i>	Лист
						108
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Как и для кожуха проверка малоциклового прочностии труб заключается в определении амплитудного напряжения в трубах. Приме следующие значения:

$$\Delta\sigma_{1T} = \sigma_1 = 43.0 \text{ МПа}, \quad (355)$$

$$\Delta\sigma_{2T} = 0 \text{ МПа}, \Delta\sigma_{3T} = 0 \text{ МПа}, K_\sigma = 1$$

Амплитудное напряжение, МПа:

$$\sigma_{aT} = \frac{K_\sigma}{2} \cdot \max\left(|\Delta\sigma_{1T} - \Delta\sigma_{2T}|, |\Delta\sigma_{2T} - \Delta\sigma_{3T}|, |\Delta\sigma_{1T} - \Delta\sigma_{3T}|\right) = 36.0, \quad (356)$$

$$\sigma_{aT} \leq \sigma_{da} = 36.0 \leq 1923.0 \text{ МПа},$$

где σ_{aT} – амплитудное напряжение в трубах, МПа.

Условие малоциклового прочностии труб выполняется.

Для проверки прочностии крепления труб в решетке необходимо знать допускаемую нагрузку на соединение труб с решеткой, так как она не известна, определяем ее согласно [27, прил. Е]. Исходя из того, что осевые усилия корпуса и труб таковы:

$$N_T = 3.067 \times 10^3 \text{ Н},$$

$$F = -1.669 \times 10^5 \text{ Н},$$

то это означает, что трубы работают на растяжение, а корпус на сжатие. Рассчитаем допускаемую нагрузку на соединение труб с решеткой

Для гладкой развальцовки, принимая высоту развальцовки 26 мм[30], Н:

$$N_{dTp} = 0.5 \cdot \pi \cdot s_T \cdot (d_T - s_T) \cdot \min\left(\frac{l_B}{d_T}, 1.6\right) \cdot [\sigma_p^p] = 0.5 \cdot \pi \cdot 2 \cdot (25 - 2) \cdot \min\left(\frac{26}{25}, 1.6\right) \cdot 176 = 13225.0$$

Для труб развальцованных в одном пазу:

$$N_{dTp} = 0.6 \cdot \pi \cdot s_T \cdot (d_T - s_T) \cdot [\sigma_p^p] = 0.6 \cdot \pi \cdot 2 \cdot (25 - 2) \cdot 176 = 15260.0 \text{ Н}, \quad (357)$$

где N_{dTp} – допускаемая нагрузка на соединение труб с решеткой, Н;

$[\sigma_p^p]$ – допускаемое напряжение материала трубной решетки, МПа.;

l_B – высота развальцовки, мм.

Проверяем прочностии крепления труб:

$$N_T \leq N_{dTp} = 3067.0 \leq 13225.0$$

$$N_T \leq N_{dTp} = 3067.0 \leq 15260.0$$

Из условия прочностии видно, что гладкой развальцовке, вполне достаточно, для того, чтобы выдержать осевое растягивающее усилие, для герметичностии и плотности выберем комбинированное соединение гладкой развальцовки и отбортовки.

					<i>Механический расчет</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		109

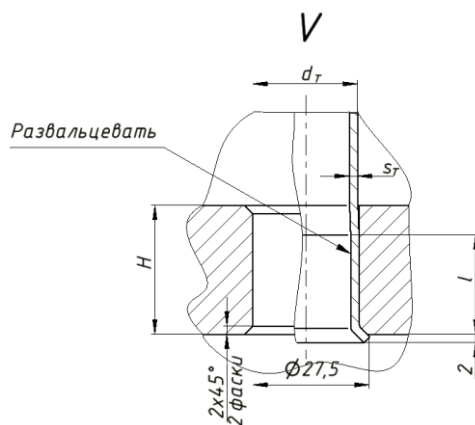


Рисунок 36 – Развальцовка с отбортовкой

3.4.8.7 Расчет развальцовочного соединения

Расчет развальцовочного соединения необходим для проверки вырывания труб. Все необходимые расчеты проводим согласно [5]. Схема к расчету развальцовочного соединения представлена на рисунке 37.

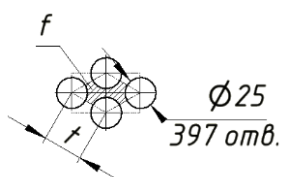


Рисунок 37 – Схема расчета развальцовочного соединения

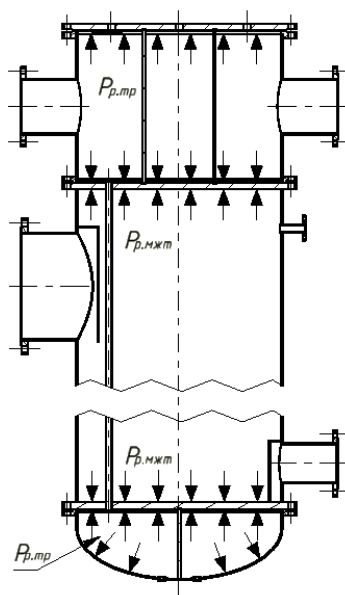


Рисунок 38– Схема к расчету усилия от давления

Расчет ведем в следующем порядке:

					Механический расчет	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		110

- Усилие от давления в трубном и межтрубном пространстве;
- Площадь трубной решетки заключенной между четырьмя трубами;
- Температурное усилие;
- Суммарное усилие;
- Удельная нагрузка на развальцовку при учете давления и температуры

Критерием выполнения условий является прочность, выраженная через допускаемую нагрузку на развальцовку:

При развальцовке в отверстиях без канавок:

$$[\sigma_{01}] = 0.08, \text{ МПа}$$

При развальцовке с канавками:

$$[\sigma_{02}] = 0.14, \text{ МПа}$$

Определяем усилие от давления по уравнению:

$$Q = P_{p.мжт} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - n \cdot d_H^2) + P_{p.тр} \cdot n \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_B^2 \text{ float}, 2 = 0.092 \text{ МН}, \quad (359)$$

Площадь трубной решетки при расположении труб по вершинам правильного треугольника вычисляется по формуле:

$$f = 0.866 \cdot t^2 - \frac{\pi \cdot d_H^2}{4} = 0.866 \cdot 0.32^2 - \frac{\pi \cdot 0.025^2}{4} = 0.0882 \text{ м}^2, \quad (360)$$

где f – площадь трубной решетки, заключенной между четырьмя трубами, м^2 ;

t – шаг расположения труб, м.

Определяем усилие, действующее на одну трубу:

$$q = \frac{Q}{n} = \frac{0.092}{397} = 0.000232 \text{ МН}, \quad (361)$$

где q – усилие действующее на трубу, МН;

Q – усилие, которое действует как со стороны трубного пространства, так и межтрубного, МН;

n – общее число труб, шт.

Рассчитаем температурное усилие, которое испытывает одна труба. Для этого сначала рассчитаем площадь поперечного сечения трубы:

$$f_T = \frac{\pi}{4} \cdot (d_H^2 - d_B^2) = \frac{\pi}{4} \cdot (0.025^2 - 0.021^2) = 0.000145 \text{ м}^2, \quad (362)$$

где f_T – площадь поперечного сечения трубы, м^2 .

Температурное усилие:

					<i>Механический расчет</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		111

$$q_T = \sigma_T \cdot f_T = 21.95 \cdot 0.000145 = 0.00318 \text{ МН}, \quad (363)$$

где q_T – температурное усилие, приходящее на одну трубу, МН;

σ_T – температурное напряжение трубы из раздела 3.4.6, МПа;

Суммарное усилие, действующее от усилия равномерного распределения нагрузки и температурного усилия на одну трубу. Так как корпус нагрет больше чем трубы, то данные усилия складываются:

$$q_c = q + q_T = 0.000232 + 0.00318 = 0.00341 \text{ МН}, \quad (364)$$

где q_c – суммарное усилие, МПа.

Найдем удельную нагрузку от давления на единицу длины окружности развальцовки:

$$\sigma_o = \frac{q}{\pi \cdot d_H} = \frac{0.000232}{\pi \cdot 0.025} = 0.00295 \text{ МН/м}, \quad (365)$$

где σ_o – удельная нагрузка от давления;

Суммарная нагрузка от давления и температурных напряжений:

$$\sigma_c = \frac{q_c}{\pi \cdot d_H} = \frac{0.00341}{\pi \cdot 0.025} = 0.0434 \text{ МН/м}, \quad (366)$$

Сравним суммарную нагрузку, с допускаемой нагрузкой развальцовки труб в отверстиях без канавки:

$$\sigma_c \leq [\sigma_{o1}] = 0.0434 \leq 0.08 \text{ МН/м}, \quad (367)$$

Из условия стоит отметить, что применение гладкой развальцовки обеспечивает прочность и герметичность соединения.

3.4.8.8 Проверка толщины перегородок трубного пространства

Расчетная схема для определения толщины перегородки приведена на рисунке раздела 3.4.8.2. Целью расчета является проверка принятой толщины перегородки трубного пространства по [11]

$$s_{\text{пер}} = 10 \text{ мм},$$

где $s_{\text{пер}}$ – толщина перегородки в трубном пространстве, мм.

Из раздела 3.2.5 и таблицы 9 берем длину и ширину перегородки:

$$B_{\text{пер}} = 593 \text{ мм}, \quad L_{\text{пер}} = 750.5 \text{ мм},$$

где $B_{\text{пер}}$, $L_{\text{пер}}$ – ширина и длина перегородки, мм.

Допускаемое напряжение для материала перегородки такое же, как и для распределительной камеры:

					<i>Механический расчет</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		112

$$[\sigma_2^p] = 195 \text{ МПа},$$

где $[\sigma_2^p]$ – допускаемое напряжение для перегородок, МПа.

Рассчитаем коэффициент, зависящий от соотношения сторон перегородки:

$$f_{II} = \frac{1}{1 + \frac{B_{пер}}{L_{пер}} + \left(\frac{B_{пер}}{L_{пер}}\right)^2} = \frac{1}{1 + \frac{593}{750.5} + \left(\frac{593}{750.5}\right)^2} = 0.4142, \quad (368)$$

Толщина перегородки должна быть не больше рассчитанной:

$$0.71 \cdot B_{пер} \cdot \sqrt{\frac{(P_{р.тр} - P_{тр}) \cdot f_{II}}{[\sigma_2^p]}} + c = 8.069 \quad (369)$$

$$10 \geq 8.069$$

где f_{II} – коэффициент, зависящий от соотношения сторон перегородки;

$P_{тр}$ – давление в трубном пространстве, МПа;

$P_{р.тр}$ – расчетное давление, МПа.

3.4.9 Расчет конденсатора от воздействия опорных нагрузок

Для вертикальных аппаратов применяются опорные лапы. Для расчета воздействий опорных нагрузок необходимо рассчитать вес аппарата заполненного водой, так как в условиях гидравлического испытания вес заполненного аппарата водой, превышает вес аппарата в рабочем состоянии.

Целью расчета, является проверка несущей способности корпуса аппарата от воздействия опорной нагрузки от рабочего веса аппарата. В расчете определяется необходимость подкладного листа.

Критерием проверки несущей способности устойчивость:

$$F_1 \leq [F_1] \text{ Н}, \quad (370)$$

где F_1 – расчетное усилие, действующее на опору, Н.

Расчет выполняем по следующей методике согласно [33,34]:

- Расчет веса аппарата (заполненного);
- Выбор конструкции и приведение расчетной схемы;
- Проверка условия применимости расчетных формул;
- Расчет усилия;
- Проверка несущей способности обечайки с подкладным листом и без него.

					<i>Механический расчет</i>	<i>Лист</i>
						113
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

Таблица 23 – Исходные данные для расчета веса аппарата

Название величины	Размерность	Обозначение и значение
Плотность стали	кг/м ³	$\rho_{ст} = 7800$
Наружный и внутренний диаметры аппарата	м	$D_{вн.} = 0.8 ; D_{нар} = 0.812$
Число труб	шт.	$N_T = 397$
Плотность воды	кг/м ³	$\rho_{в} = 998$
Длина теплообменной трубы	м	$L_{тр} = 6$
Диаметр отверстий в решетки	м	$d_{отв} = 0.0255$
Длины обечаек кожуха и камеры	м	$H_{об} = 5.934; L_{вх.к} = 0.570$
Толщина трубной решетки	м	$S_{т.р} = 0.031$
Наружный диаметр фланцев и решетки	м	$D_p = 0.920$
Внутренний и внешний диаметры труб	м	$d_{нар.} = 0.025 ; d_{вн.} = 0.021$

3.4.9.1 Расчет веса аппарата

Перейдем к расчету веса пустого аппарата. Рассчитаем массу кожуха, кг:

$$m_{об} = 0.785(D_{нар}^2 - D_{вн.}^2) \cdot H_{об} \cdot \rho_{ст} = 0.785 \cdot (0.812^2 - 0.8^2) \cdot 5.934 \cdot 7800 = 702.8, \quad (371)$$

где $m_{об}$ – масса кожуха, кг.

Масса днища исходя из таблицы 14: $m_{дл} = 36.2$ кг,

где m – масса днища, кг.

Масса крышки согласно [16]: $m_{кр} = 69.9$ кг,

где m_k – масса крышки, кг.

Масса трубных решеток. Для начала рассчитаем объем решетки:

$$V_p = 0.785 \cdot D_{вн.}^2 \cdot S_{т.р} - N \cdot 0.785 \cdot d_{отв}^2 \cdot S_{т.р} \text{ float}, 2 = 0.0093 \text{ м}^3, \quad (372)$$

где V_p – объем решетки, м³.

$$m_{тр.р} = 2 \cdot V_p \cdot \rho_{ст} = 2 \cdot 0.0093 \cdot 7800 = 145.1 \text{ кг}, \quad (373)$$

где $m_{тр.р}$ – масса трубных решеток, кг.

Масса входной камеры, кг:

$$m_{вх} = 0.785 \cdot (D_{нар}^2 - D_{вн.}^2) \cdot L_{вх.к} \cdot \rho_{ст} = 0.785 \cdot (0.812^2 - 0.8^2) \cdot 0.570 \cdot 7800 = 67.5, \quad (374)$$

где $m_{вх}$ – масса входной камеры, кг.

Масса перегородок. Масса межтрубных перегородок:

$$m_{пер} = 25.5 \cdot 5 = 127.5 \text{ кг.}$$

Масса перегородок трубного пространства:

					<i>Механический расчет</i>	Лист
						114
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$m_{\text{прод.пер}} = 38 \cdot 2 + 47 = 123 \text{ кг.}$$

где $m_{\text{пер}}$ и $m_{\text{прод.пер}}$ – масса поперечных и продольных перегородок, кг.

Масса труб:

$$m_{\text{тр}} = 0.785 \cdot (d_{\text{нар.}}^2 - d_{\text{вн.}}^2) \cdot L_{\text{тр}} \cdot N \cdot \rho_{\text{ст}} = 2683.6 \text{ кг,} \quad (375)$$

где $m_{\text{тр}}$ – масса труб, кг.

Рассчитаем массу аппарата с учетом фланцев, штуцеров, болтов, которые составляют 20% от основной массы аппарата, кг:

$$m_{\text{ап}} = (m_{\text{об.}} + m_{\text{тр}} + m_{\text{тр.р}} + m_{\text{дн}} + m_{\text{кр}} + m_{\text{вх}} + m_{\text{пер}} + m_{\text{прод.пер}}) \cdot 1.2 = 4746.0 \text{ кг,} \quad (376)$$

где $m_{\text{ап}}$ – масса пустого аппарата, кг.

Вес пустого аппарата:

$$G_{\text{ап}} = m_{\text{ап}} \cdot g = 4.756 \cdot 10^3 \cdot 9.8 = 46608.8 \text{ Н,} \quad (377)$$

где $G_{\text{ап}}$ – вес пустого аппарата, Н.

Так как необходимо будет проводить гидравлическое испытание, то рассчитаем вес аппарата заполненного водой.

Полная длина аппарата без учета днища составляет:

$$L = 0.593 + 5.934 = 6.527 \text{ м,}$$

Объем эллиптического днища из таблицы:

$$V = 96.9 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3,$$

Рассчитаем объем аппарата:

$$V_{\text{ап}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{вн.}}^2}{4} \cdot L + V = \frac{\pi \cdot 0.8^2}{4} \cdot 6.527 + 96.9 \cdot 10^{-3} = 3.38 \text{ м}^3, \quad (378)$$

Масса воды:

$$M_{\text{воды}} = V_{\text{ап}} \cdot \rho_{\text{в}} = 3.38 \cdot 998 = 3.373 \times 10^3 \text{ кг,} \quad (379)$$

где L – длина аппарата без учета днища, м;

$V_{\text{ап}}$ – объем аппарата без днища, м^3 ;

$M_{\text{воды}}$ – масса воды в аппарате, кг.

Общий вес аппарата с водой:

$$G_{\text{общ}} = (m_{\text{ап}} + M_{\text{воды}}) \cdot g = (4.756 \cdot 10^3 + 3373.0) \cdot 9.8 = 79664.2 \text{ Н,} \quad (380)$$

Примем вес аппарата заполненного водой равным:

$$G = 80000 \text{ Н,}$$

					<i>Механический расчет</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		115

3.4.9.2 Подбор и расчет опорных лап

Согласно рекомендации [11, табл. 21], количество опор, при длине труб больше 2000 мм, должно быть не менее 4, поэтому обеспечивается равномерное распределение нагрузки. Усилие, действующее на одну опорную лапу, исходя из того, что на лапу действует только вес, изгибающий момент равен нулю:

$$F_1 = \frac{G}{4} = \frac{80000}{4} = 20000.0 \text{ МН}, \quad (381)$$

где F_1 – усилие, действующее на одну опорную лапу, МН.

Расчет аппарата от воздействия опорных нагрузок рассчитываем согласно пособию [33] и ГОСТ Р 52857.5-2007 [34]. Согласно [35] выбираем опорные лапы сварные с увеличенным вылетом для изоляции. На рисунке представлена схема опорной лапы типа 3 по [34,35].

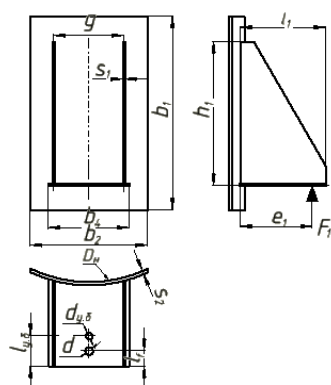


Рисунок 39 – Схема к расчету опорной лапы

По [35, табл. 3] допускаемая нагрузка на одну лапу, исходя из рассчитанной нагрузки, равна:

$$[G] = 25000 \text{ МН},$$

где $[G]$ – допускаемая нагрузка на одну опору, МН.

Выпишем основные параметры опоры в таблицу.

Таблица 24 – Основные размеры опорной лапы

мм													Масса опорной лапы G, кг
g	b	b ₄	K	b ₂	h	b ₃	h ₁	l ₁	l _F	S ₁	d	катет сварного шва t	
212	215	240	40	350	425	580	433	260	45	6	24	3	10,50

Для дальнейших расчетов необходимо проверить условие применимости формул:

$$g \geq 0.2 \cdot h_1 = 212 \geq 0.2 \cdot 433, \quad (382)$$

$$b_3 \leq 1.5 \cdot h_1 = 580 \leq 1.5 \cdot 433, \quad (383)$$

$$\frac{s - c}{D_p} \leq 0.05 = \frac{6 - 2.5}{800} \leq 0.05, \quad (384)$$

$$0.04 \leq \frac{b_4}{D_p} \leq 0.5, \quad 0.04 \leq 0.3 \leq 0.5 \quad (385)$$

$$S_2 \geq s = 10 \geq 6, \quad (386)$$

$$0.04 \leq \frac{b_3}{D_p} \leq 0.8, \quad 0.04 \leq 0.725 \leq 0.8 \quad (387)$$

$$b_2 \geq 0.6 \cdot b_3 = 350 \geq 0.6 \cdot 580, \quad (388)$$

где S_2 – исполнительная толщина подкладного листа, мм.

Вычислим предельные напряжения изгиба. Для этого вычисляем общее окружное мембранное напряжение в обечайке:

$$\sigma_{т.у} = \frac{P_{р.мжт} \cdot D_p}{2 \cdot (s - c)} = \frac{0.152 \cdot 800}{2 \cdot (6 - 2.5)} = 17.0 \text{ МПа}, \quad (389)$$

где $\sigma_{т.у}$ – окружное мембранное напряжение, МПа;

Для определение предельного напряжения изгиба, необходимо рассчитать коэффициенты, участвующие в расчете:

$$K_2 = 1.25 \text{ – рабочие условия,}$$

$$K_2 = 1.05 \text{ – условие испытания и монтажа,}$$

$$[\sigma] = 176 \text{ МПа – рабочие условия,}$$

$$[\sigma] = 240 \text{ МПа – условия испытания и монтажа,}$$

где $[\sigma]$ – допускаемое напряжения для обечайки кожуха при рабочих условиях и в условиях испытания, МПа.

Рассчитаем коэффициент, представляющий отношения местных мембранных напряжений и коэффициент, учитывающий степень нагрузки мембранными напряжениями:

$$\theta_1 = 0.4 \text{ – с подкладным листом,}$$

$$\theta_1 = 0.3 \text{ – без подкладного листа,}$$

$$\sigma_T = \sigma_{т.у} = 17 \text{ МПа,} \quad (390)$$

					<i>Механический расчет</i>	<i>Лист</i>
						117
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

В рабочих условиях

$$\theta_2 = \frac{\sigma_T}{K_2 \cdot [\sigma] \cdot \varphi} = 0.077 \quad , \quad (391)$$

В условиях испытания:

$$\theta_2 = \frac{\sigma_T}{K_2 \cdot [\sigma] \cdot \varphi} = 0.067 \quad , \quad (392)$$

где σ_T – общее мембранное напряжение, МПа;

θ_1 – коэффициент, представляющий отношения местных мембранных напряжений;

θ_2 – коэффициент, учитывающий степень нагрузки мембранными напряжениями;

φ – коэффициент прочности сварного шва опорного узла принимаем 1.

Коэффициент (K_1) вычисляем по формуле:

$$K_1 = \frac{1 - \theta_2^2}{\left(\frac{1}{3} + \theta_1 \cdot \theta_2\right) + \sqrt{\left(\frac{1}{3} + \theta_1 \cdot \theta_2\right)^2 + (1 - \theta_2^2) \cdot \theta_1}} \quad , \quad (393)$$

В рабочих условиях с подкладным листом: $K_1 = 0.91$

В условиях испытания с подкладным листом: $K_1 = 0.916$

В рабочих условиях без подкладного листа: $K_1 = 0.985$

В условиях испытания без подкладного листа: $K_1 = 0.991$

Предельное напряжение изгиба:

$$[\sigma_i] = K_1 \cdot K_2 \cdot [\sigma] \text{ МПа}, \quad (394)$$

Рабочие условия. С подкладным листом: $[\sigma_i] = 200.18$ МПа;

Без подкладного листа: $[\sigma_i] = 216.806$ МПа;

Условия испытания и монтажа. С подкладным листом: $[\sigma_i] = 230.784$ МПа;

Без подкладного листа: $[\sigma_i] = 249.741$ МПа,.

Проверка несущей способности обечайки в месте приварки опорной лапы так же рассчитывается и проверяется с подкладным листом и без него.

Так как выбрана конструкция по [33] типа А, то для нее рассчитываем коэффициенты:

$$x = 4.74 \quad , z = -1.2 \quad , y = -0.61 \quad , y_1 = -0.32 \quad , A = -76.369 \quad , B = 8.625 \quad ,$$

					<i>Механический расчет</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		118

$$K_7 = \exp\left[(A + B) \cdot 10^{-2}\right] = e^{(-76.369 + 8.625) \cdot 10^{-2}} = 0.508, \quad (395)$$

$$A_1 = -210.5, B_1 = 15.1,$$

$$C = \exp\left[(A_1 + B_1) \cdot 10^{-2}\right] = e^{(-210.5 + 15.1) \cdot 10^{-2}} = 0.142, \quad (396)$$

$$K_8 = \min(C, K_7) = \min(0.142, 0.508) = 0.142, \quad (397)$$

Расчетное значение (e_1):

$$e_1 = \frac{5}{6} \cdot l_1 = \frac{5}{6} \cdot 260 = 216.7 \text{ мм}, \quad (398)$$

Проверка несущей способности.

С подкладным листом:

$$[F_1] = \frac{[\sigma_i] \cdot b_3 \cdot (s - c)^2}{K_8 \cdot (e_1 + S_2)} H, \quad (399)$$

Без подкладного листа:

$$[F_1] = \frac{[\sigma_i] \cdot h_1 \cdot (s - c)^2}{K_7 \cdot e_1} \cdot \left(0.5 + \frac{g}{h_1}\right) H, \quad (400)$$

Проверяем условие выполнения.

В рабочих условиях. С подкладным листом:

$$F_1 \leq [F_1] = 20000.0 \leq 44142.2 \text{ Н}, \quad (401)$$

Без него:

$$F_1 \leq [F_1] = 20000.0 \leq 10299.5 \text{ Н}, \quad (402)$$

При условиях испытания и монтажа. С подкладным листом:

$$F_1 \leq [F_1] = 20000.0 \leq 50763.6 \text{ Н}, \quad (403)$$

Без подкладного листа:

$$F_1 \leq [F_1] = 20000.0 \leq 11873.1 \text{ Н}, \quad (404)$$

Как видно из неравенств, что в рабочих условиях и в условиях испытания, необходимо под опоры иметь подкладной лист толщиной не менее толщины ребра, то есть не менее 6 мм для устойчивости аппарата. Толщину подкладного листа оставляем такую же 10 мм.

4 ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ, РЕСУРСОЭФФЕКТИВНОСТЬ И РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ

Задачей дипломной работы является проектирование, и расчет кожухотрубчатого конденсатора-холодильника бинарной смеси бензол-толуол, и далее подбор стандартного аппарата, которые производят российские производители, так как есть необходимость модернизации, замены импортного конденсатора. Расчет финансового менеджмента ведется согласно [36].

4.1 Предпроектный анализ. Анализ рынка. Основные потребители и конкуренты

В данной работе продуктом и целевым рынком являются:

Продукт: кожухотрубчатый конденсатор, он относится к наиболее распространенным аппаратам. Его применяют для конденсации паров, газов. В данном случае, конденсатор необходим для того, чтобы сконденсировать пар бензол-толуол;

Целевой рынок: ПАО «Омский каучук», АО «СДС Азот», ПАО «Куйбашевазот», ПАО «Нижекамскнефтехим», ООО «Самараоргсинтез», ОАО «Салаватнефтеоргсинтез».

Ближайшими конкурентами по концентрации производства бензола в России является такие предприятия как ПАО «Нижекамскнефтехим», ОАО «Салаватнефтеоргсинтез».

4.2 Анализ конкурентных технических решений

Анализ конкурентных технических заключений с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения позволяет выполнить оценку сравнительной эффективности проекта и определить направления для ее будущего повышения.

Целесообразно проводить данный анализ с помощью оценочной карты представленной в таблице.

Для начала представим наглядную характеристику теплообменников для их сравнения. В таблице 25 представлены сравнительные характеристики импортного и рассчитанного конденсатора-холодильника. В данной таблице будет охарактеризован конкурент.

					ФЮРА.065121.001 ПЗ			
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата				
Студент		Червинский А.С.			Финансовый менеджмент	Лит.	Лист	Листов
Руковод.		Тихонов Н.В.				Д	120	17
Конс.		Верховская М.В.				ТПУ ИШНПТ Группа 4К41		
Н. Контр.								
Руков. ООП		Краснокутская Е.А.						

Таблица 25 – Характеристики конденсаторов-холодильников

Характеристика	Расчитанный кожухотрубчатый конденсатор (РКК)	Импортный кожухотрубчатый конденсатор (ИКК)	Предпочтительный вариант
Поверхность теплообмена, м ²	187	110	РКК
Производительность по сырью, т/сутки	165	155	РКК
Склонность к загрязнению	Устойчив к загрязнению	Устойчив к загрязнению	РКК, ИКК
Уровень шума, дБ	60	55	ИКК
Минимальный срок эксплуатации, лет	15	10	РКК
Доступность запасных частей	распространенные запчасти	распространенные запчасти	РКК, ИКК
Рыночная ситуация	Распространен только на российском рынке	Распространен на рынке	ИКК

В следующей таблице представим оценку конкурентоспособности обоих конденсаторов.

Таблица 26 – Оценка конкурентоспособности кожухотрубчатого теплообменника

Критерий оценки	Вес критерия	Баллы		Конкурентоспособность	
		Б _Ф	Б _{К1}	Б _Ф	Б _{К1}
1	2	3	4	5	6
Технические критерии оценки ресурсоэффективности					
1.Производительность	0,1	5	4	0,50	0,40
2.Удобство в эксплуатации	0,08	5	5	0,40	0,40
3.Помехоустойчивость	0,09	5	4	0,45	0,36
4.Надежность	0,09	5	4	0,45	0,36
.Уровень шума	0,06	5	5	0,30	0,30
6. Безопасность	0,07	5	5	0,35	0,35
7. Ремонтпригодность	0,08	5	5	0,40	0,40

Продолжение таблицы 26

8. Доступность запасных частей	0,09	4	4	0,36	0,36
9. Габариты	0,06	5	4	0,30	0,24
Экономические критерии оценки эффективности					
1. Конкурентоспособность	0,07	5	4	0,35	0,28
2. Предлагаемый срок эксплуатации	0,07	5	5	0,35	0,35
3. Цена	0,07	5	4	0,35	0,28
4. Уровень проникновения на рынок	0,07	4	5	0,30	0,35
Итого	1			4,86	4,43

По данным таблицы 26 можно сказать то, что рассчитанный и подобранный конденсатор по [11] превосходит импортный по таким показателям как производительность, которая выражается в значении площади поверхности. Поверхность теплообмена рассчитанного теплообменника составляет 187 м², а импортного с момента основания завода 110 м². Помехоустойчивость выбранного конденсатора, так же превосходит импортный, так как трубы изготовлены из стали марки 12Х18Н10Т, которая исключает проблему загрязнения из за низкого качества воды. Подобранный теплообменник надежнее, так как импортный довольно долгое время находится в эксплуатации, что не могло сказаться на его надежности. По габаритам рассчитанный конденсатор меньше за счет интенсификации теплообмена капельной конденсации пара и использование перегородок в межтрубном пространстве. Такой аппарат конкурентоспособен не только своим характеристикам, но и по цене за счет низкой металлоёмкости.

4.3 SWOT-анализ

Итогом SWOT-анализа считается описание сильных и слабых сторон рассчитанного аппарата, выявление возможностей и опасностей для его реализации, которые проявились или же имеют все шансы возникнуть в его внешней среде. Табличная конфигурация SWOT-анализ представлена в таблице 27.

Таблица 27 – SWOT-анализ

	<p><i>Сильные стороны проекта</i></p> <p>С1. Заявленная экономичность и энергоэффективность технологии.</p> <p>С2. Более низкая стоимость аппарата по сравнению с импортными производителями.</p> <p>С3. Возможность работы с агрессивными средами</p> <p>С4. Простое удобство в эксплуатации</p>	<p><i>Слабые стороны проекта</i></p> <p>Сл1. Уровень проникновения только на российском рынке.</p> <p>Сл2. Большое количество конкурентных производителей данного аппарата.</p> <p>Сл3. Нет возможности механической очистки межтрубного пространства</p>
<p><i>Возможности</i></p> <p>В1. Возможность увеличения поверхности теплопередачи.</p> <p>В2. Развитие потребительской способности рынка на выпускаемый продукт.</p> <p>В3. Нет разницы в каком положении будет находиться аппарат, в вертикальном или горизонтальном.</p>		
<p><i>Угрозы</i></p> <p>У1. Угроза нарушения герметичности при неправильной эксплуатации</p> <p>У2. Угроза вырывания труб трубного пучка из трубной решетки, при не соблюдении нагрузок (давление)</p> <p>У3. Высокая конкуренция рынка.</p>		

	иностранных производителей. 3. Нет разницы, в каком положении будет находиться аппарат. В вертикальном или горизонтальном положении.	межтрубного пространства.
<i>Угрозы</i> У1. Угроза нарушения герметичности при неправильной эксплуатации У2. Угроза вырывания труб трубного пучка из трубной решетки, при не соблюдении нагрузок (давление) У3. Высокая конкуренция рынка.	<i>Сильные стороны и угрозы</i> 1. Использование подходящего рода фланцев, например «шип-паз», или использование подходящих прокладок. 2. Использование подходящего рода крепления труб в трубной решетки, например крепление труб в канавки или крепление развальцовкой с обваркой. Или использование линзовых компенсаторов. 2. Продвижение товара на мировой рынок за счет новизны технологии и дешевой стоимости.	<i>Слабые стороны и угрозы</i> 1.Появление иностранных конкурентов с товарами низкой стоимости. 2. Повышение цен на выпускаемую продукцию. 3. Использование других конструкций аппарата, которые позволили бы очищать межтрубное пространство механическим путем, или замена труб. Например использование У – образного теплообменника, или теплообменника с плавающей головкой.

Исходя из SWOT – анализа можно сказать, что для поддержания конкуренции необходимо создать следующие мероприятия:

- Полностью перейти на отечественное оборудование, разработанное по новейшим технологиям;
- Создание новой технологии, которая бы обеспечила заинтересованность иностранных потребителей;

4.4 Экономическая часть

4.4.1 Планирование работ

В данном разделе необходимо привести перечень этапов разработки проекта. В состав рабочей группы входят:

- Инженер (Червинский Александр Сергеевич);
- Руководитель темы (Тихонов Николай Викторович).

Перечень этапов, работ и распределение исполнителей в таблице 30.

Таблица 30 – Перечень этапов, работ и распределение исполнителей

Основные этапы	№ работы	Содержание работы	Должность исполнителя
Разработка технического задания	1	Формирование и утверждение технического задания	Руководитель темы
Выбор направленности исследований	2	Подбор и изучение материалов по теме кожухотрубчатый конденсатор	Инженер
	3	Выбор направленности исследований	Руководитель и инженер
	4	Календарное планирование дел по теме кожухотрубчатый конденсатор	Инженер
Теоретические и экспериментальные исследования	5	Проведение теоретических расчетов и обоснований	Инженер
	6	Проверка расчетов	Руководитель
Обобщение и оценка результатов	7	Оценка эффективности полученных результатов	Руководитель и инженер
	8	Определение необходимости проведения ОКР	Инженер
Проведение ОКР			
Разработка технической документации и проектирование	9	На основе расчетов, выбор конструкции и построение модели аппарата в Autodesk Inventor, на основе модели построение чертежа в этой же программе	Инженер

Продолжение таблицы 30

	10	Проверка чертежей	Руководитель
Оформление документации и чертежей по ОКР	11	Составление пояснительной записки, оформление чертежей	Инженер

4.4.2 Трудоемкость выполнения работ

Показателем трудоемкости выполняемых работ служит ожидаемая трудоемкость $t_{ожі}$ [36]:

$$t_{ожі} = \frac{3 \cdot t_{\min} + 2 \cdot t_{\max}}{5}, \quad (405)$$

где $t_{ожі}$ – ожидаемая трудоемкость выполнения каждой из 11 работ в чел.-дн.;

t_{\min} – минимальная трудоемкость выполнения работы, чел-дн. .;

t_{\max} – максимальная трудоемкость выполнения работы, чел-дн. .;

Данная работа выполняется 4 месяца (февраль - май) количество рабочих дней при шестидневной рабочей неделе составляет 98 дней [37]. Поэтому 98 дней необходимо распределить на 11 работ это будет максимально возможная трудоемкость. Кратчайший срок на дипломную работу составляет в сумме 63 дня.

Определяем продолжительность каждой работы по формуле [36]:

$$T_{рі} = \frac{t_{ожі}}{Ч_i}, \quad (406)$$

где $T_{рі}$ – продолжительность одной работы, раб.дн.;

$Ч_i$ – количество исполнителей, выполняющих в одно и тоже время одну и ту же работу на данном этапе, чел.

Значение времени ожидаемой трудоемкости и продолжительности работ сведены в таблицу.

4.4.3 График проведения работ

Наиболее наглядным и удобным графиком является линейный график проведения работ – диаграмма Ганта. Для ее построения необходимо вычислить продолжительность выполнения каждой работы в календарных днях [36]:

$$T_{кі} = T_{рі} \cdot k_{\text{кал}}, \quad (407)$$

где $T_{кі}$ – продолжительность выполнения каждой работы в календарных днях;

$k_{\text{кал}}$ – коэффициент календарности.

					Финансовый менеджмент	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		127

Определяем коэффициент календарности по формуле [35]:

$$k_{\text{кал}} = \frac{T_{\text{кал}}}{T_{\text{кал}} - T_{\text{вых.празд}}} = \frac{365}{365 - 66} = 1.221, \quad (408)$$

где $T_{\text{кал}}$ – количество календарных дней за 2017 годовой фонд;

$T_{\text{вых.празд}}$ – количество выходных и праздничных дней в 2017 году;

Подставляем значения T_{pi} и $k_{\text{кал}}$ в формулу (407) и получаем следующие значения продолжительности работ представленные в таблице

Таблица 31 – Временные показатели проведения работы

№ работы	Трудоемкость работы			Исполнители	Длительность работ в рабочих днях T_{pi}	Длительность в календарных днях T_{ki}
	t_{min} , чел-дни	t_{max} , чел-дни	$t_{\text{ож}}$, чел-дни			
1	1	1	1	Руководитель	1	1
2	7	9	8	Инженер	8	10
3	1	2	1	Руков., инженер	1	1
4	1	3	2	Инженер	2	2
5	10	14	12	Инженер	12	14
6	1	2	1	Руководитель	1	2
7	1	2	1	Руков., инженер	1	1
8	1	2	2	Инженер	1	2
9	22	25	23	Инженер	23	28
10	1	1	1	Руководитель	1	1
11	17	21	19	Инженер	19	23
Итого	63	98	71		71	85

На основании таблицы 31 построим календарный план-график, который наглядно показывает продолжительность работы исполнителей. План-график изображен в таблице 32.

Таблица 32 – План-график проведения работы по теме «Проектирование и расчет конденсатора-холодильника бинарной смеси бензол-толуол»

№ работы	Вид работы	Исполнители	Т _{кi} , кал. дн.	Продолжительность выполнения работ													
				февраль			март			апрель			май				
				1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3		
1	Составление технического задания	Руководитель	1	1													
2	изучение материалов	Инженер	10	1	2												
3	Выбор направления исследования	Руководитель, инженер	1	1													
4	Планирование работ	Инженер	2		1	2											
5	Проведение расчетов	Инженер	14			1	2	3									
6	Проверка расчетов	Руководитель	2				1	2									
7	Оценка результатов	Руководитель, инженер	1				1										
8	Целесообразность ОКР	Инженер	2				1	2									
9	Построение чертежей	Инженер	28					1	2	3							
10	Проверка чертежей	Руководитель	1								1						
11	Составление ПЗ и оформление чертежей	Инженер	23									1	2	3			



– руководитель



– инженер

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

4.4.4 Расчет затрат

При планировании бюджета проектной работы необходимо отразить все виды расходов. Бюджет формируется из следующих видов затрат:

- материальные затраты;
- затраты на оборудования для проведения работ;
- основная заработная плата;
- отчисление во внебюджетные фонды;
- накладные расходы

4.4.4.1 Материальные затраты

Все используемые материалы и цены на них приведем в таблице. Затраты на материалы рассчитываем по формуле [36]:

$$Z_M = (1 + k_T) \cdot \sum_{i=1}^m (C_i \cdot N_{расхi}), \quad (409)$$

где m – количество видов материальных ресурсов, равная 1;

$N_{расхi}$ – количество материальных ресурсов данного вида;

C_i – цена приобретения каждого вида материального ресурса;

k_T – коэффициент, учитывающий транспортно-заготовительные расходы равный 15% от цены материалов;

В таблице 33 приведены все материальные затраты.

Таблица 33 – Материальные затраты с учетом коэффициента k_T

Наименование основных материалов и сырья	Единица измерения	Количество			Цена за ед., тыс. руб.			Затраты на материалы, Z_M , руб.		
		Исп.1	Исп.2	Исп.3	Исп.1	Исп.2	Исп.3	Исп.1	Исп.2	Исп.3
Фракция 70-140°C с ЭЛОУ-АВТ-11	т	1	2	1,5	15	15	15	17250	34500	22500
Катализатор риформинга	т	0,03	0,05	0,03	25	25	25	1125	1437,5	1125

Продолжение таблицы 33

Итого, руб.	Исполнение 1	Исполнение 2	Исполнение 3
	18375	35938	23625

4.4.4.2 Сумма амортизационных отчислений

Для расчета суммы амортизационных отчислений необходимо учесть время, которое используется оборудование его полную стоимость и норму амортизационных отчислений.

Расчет амортизационных отчислений будем вести по следующей формуле:

$$A_o = \frac{C_{п} \cdot H_o}{100 \cdot T_{раб.дн.год}} \cdot T_{раб.} \quad (410)$$

где A_o – амортизационные отчисления, руб;

$C_{п}$ – стоимость оборудования, руб;

H_o – норма амортизационных отчислений, для каждого оборудования, %

$T_{раб.дн.год}$ – рабочие дни в 2017 году, 247 дней;

$T_{раб}$ – дни эксплуатации в проекте;

Норму амортизационных отчисления (H_o) высчитываем по формуле:

$$H_o = \frac{1}{n} \cdot 100, \quad (411)$$

где n – срок эксплуатации оборудования на производстве, лет.

. Время использования оборудования ($T_{раб}$) 5 дней в соответствии с экспериментальным исследованием

Таблица 34 – Расчет амортизационных отчислений

Наименование основных средств	Количество основных средств, шт.		Срок эксплуатации n, лет	Норма амортизации $H_o, \%$	$C_{п},$ тыс. руб.	A _o , руб.	
	исп.1	исп.2				исп.1	исп.2
Колона	1		20	5	4000	4049	
Конденсатор-холодильник / дефлегматор	1	1	10	10	800	1619	
Подогреватель	2	1	10	10	800	3238	1619
Насос	8	8	6	16,67	100	2699	
Емкость	3	4	20	5	466	1415	1887

Кипятильник	1		10	10	812	1644	
Холодильник	1	2	10	10	800	1619	3238
Итого						16283	16755

4.4.4.3 Расчет основной заработной платы

В данную статью входит основная заработная плата руководителя и исполнителя, именно участвующих в выполнении работы по предоставленной теме. Основная заработная плата ($Z_{\text{осн}}$) инженера и руководителя рассчитывается по надлежащей формуле [36]:

$$Z_{\text{осн}} = Z_{\text{дн}} \cdot T_p, \quad (412)$$

где $Z_{\text{осн}}$ – основная заработная плата каждого работника в отдельности;

T_p – продолжительность работ, выполняемых руководителем и инженером, раб. дн. из табл;

$Z_{\text{дн}}$ – среднедневная заработная плата работника, руб.

Среднедневную заработную плату вычисляем по формуле [36]:

$$Z_{\text{дн}} = \frac{Z_m \cdot M}{F_d}, \quad (413)$$

где Z_m – месячный должностной оклад работника, руб.;

M – количество месяцев работы без отпуска в течении года:

при 6-ти дневной рабочей недели $M=10,4$ месяца при отпуске 48 раб. дней, при 5-ти дневной рабочей недели $M=11,2$ месяца при отпуске 24 раб. дней;

F_d – действительный годовой фонд рабочего времени руководителя и инженера, раб. дн. представлен в таблице 35.

Таблица 35 – Баланс рабочего времени

Показатели рабочего времени	Руководитель	Инженер
календарное количество дней	365	365
Количество не рабочих дней:		
- выходные дни	66	118
- праздничные дни		
Издержки рабочего времени:		
- отпуск	48	24
- невыходы по болезни		
Действительный фонд рабочего времени	251	223

Месячный должностной оклад исполнителя данной работы [36]:

$$Z_{\text{м.}} = Z_{\text{ок}} \cdot k_{\text{р}}, \quad (414)$$

где $Z_{\text{ок}}$ – оклад, руб.;

$k_{\text{р}}$ – районный коэффициент города Томска, равный 1,3.

Основная заработная плата руководителя (преподавателя ТПУ) с учетом должности доцента и степени кандидата технических наук, и заработная плата инженера в роли студента без районного коэффициента, руб.:

Основная заработная плата рабочих:

- при 5 рабочих днях руководителя: 9066,5 руб.;

- при 65 рабочих днях инженера: 40274 руб.

Таблица 36 – Расчет основной заработной платы

Исполнители	$Z_{\text{ок}}$, руб.	$k_{\text{р}}$	$Z_{\text{м}}$, руб.	$Z_{\text{дн}}$, руб.	$T_{\text{р}}$, раб.дн.	$Z_{\text{осн}}$, руб.
Руководитель	33664	1,3	43763,2	1813,5	5	9066,5
Инженер	9489		12335,7	619,6	65	40274
Итого						49340,5

4.4.4.4 Дополнительная заработная плата

Расчет дополнительной заработной платы проводится по надлежащей формуле [36]:

$$Z_{\text{доп}} = Z_{\text{осн}} \cdot k_{\text{доп}}, \quad (415)$$

где $k_{\text{доп}}$ – коэффициент дополнительной заработной платы принимаем 0,12 из диапазона 0,12 – 0,15;

$Z_{\text{доп}}$ руководителя: 1088 руб.;

$Z_{\text{доп}}$ инженера: 4833 руб. В сумме $Z_{\text{доп}} = 5921$ руб.

В итоге заработная плата работников рассчитывается по формуле [36]:

$$Z_{\text{зп}} = Z_{\text{осн}} + Z_{\text{доп}}, \quad (416)$$

для руководителя: 10154,5 руб.; для инженера: 45107 руб.

4.4.4.5 Отчисления во внебюджетные фонды

В данной статье расходов отразим обязательные отчисления установленные законодательством Российской Федерации. Размер отчислений во внебюджетные фонды определяется по надлежащей формуле [36]:

$$Z_{\text{внеб}} = k_{\text{внеб}} \cdot Z_{\text{зп}}, \quad (417)$$

где $k_{\text{внеб}}$ – коэффициент отчислений на уплату во внебюджетные фонды принимается рав-

					Финансовый менеджмент	Лист
						133
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

ным 27,1%

Отчисления во внебюджетные фонды представлены в таблице 37.

Таблица 37 – Отчисления во внебюджетные фонды

Участник	Основная заработная плата, руб.	Дополнительная заработная плата, руб.
Руководитель проекта	9066,5	1088
Инженер-дипломник	40274	4833
Коэффициент отчислений во внебюджетные фонды	27,1%	
Итого, руб.	руководитель: 2752; дипломник: 12224	
В сумме	14976 руб.	

4.4.4.6 Накладные расходы

В данную статью входят затраты на электроэнергию [36]:

$$Z_3 = T_3 \cdot M \cdot T_{\text{раб}} = 5.8 \cdot 176 \cdot 5 \cdot 24 = 122496.0 \text{ руб.}, \quad (418)$$

где Z_3 – затраты на электроэнергию, руб;

T_3 – тариф электроэнергии 1кВт/ч, руб/(кВт/ч);

M – мощность потребляемая двигателями насосов, кВт;

$T_{\text{раб}}$ – число рабочих часов оборудования для исследования, ч.

4.4.4.7 Формирование бюджета затрат проекта

Определение бюджета затрат на проект по каждому варианту исполнения приведен в таблице 38.

Таблица 38 – Расчет бюджета затрат проекта

Наименование статьи	Сумма, руб.			Примечание
	Исп.1	Исп.2	Исп.3	
1. Материальные затраты	18375	35937,5	23625	Пункт 4.4.4.1
2. Амортизация оборудо- вания	16283	16755		Пункт 4.4.4.2
3. Затраты по основной заработной плате	49340,5	49340,5	49340,5	Пункт 4.4.4.3
4. Затраты по дополни- тельной заработной плате	5921	5921	5921	Пункт 4.4.4.4
5. Отчисления во внебюд-	14976	14976	14976	Пункт 4.4.4.5

				Финансовый менеджмент		Лист
						134
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

жетные фонды				
6. Накладные расходы	122496	122496	122496	Пункт 4.4.4.6
7. Бюджет затрат проекта	227391,5	245426	233113,5	Пункт 4.4.4.7

Исходя из таблицы 38 можно сказать, что 1 исполнение наиболее выгодное по затратам, по сравнению с другими исполнениями.

4.5 Определение ресурсосберегающей, финансовой, бюджетной, социальной и экономической эффективности проекта

Определение эффективности происходит на базе расчета интегрального показателя эффективности проекта. Его нахождение связано с определением двух средневзвешенных величин: финансовой эффективности и ресурсоэффективности.

Интегральный финансовый показатель разработки определяется как [36]:

$$I_{\text{фин.исп.1}} = \frac{227391.5}{245426} = 0.927, \quad (419)$$

$$I_{\text{фин.исп.2}} = \frac{245426}{245426} = 1.0, \quad (420)$$

$$I_{\text{фин.исп.3}} = \frac{233113.5}{245426} = 0.95, \quad (421)$$

где $I_{\text{фин.исп}}$ – интегральный финансовый показатель разработки;

Φ_{ri} – стоимость каждого варианта исполнения;

Φ_{max} – максимальная стоимость исполнения проекта.

Расчет интегрального показателя ресурсоэффективности проводим в форме таблицы.

Таблица 39 – Сравнительная оценка характеристик данных разновидностей исполнения проекта

Объект исследования	Весовой коэффициент параметра	Исп. 1	Исп. 2	Исп. 3
Критерии				
Производительность	0,20	4	5	4
Доступность запасных частей	0,15	5	3	4
Помехоустойчивость	0,15	5	3	4
Конкурентоспособность	0,1	5	4	3
Надежность	0,25	4	4	3
Цена	0,15	5	3	3
Итого	1			

Интегральный показатель ресурсоэффективности для каждого исполнения:

$$I_{р.исп1} = 0.20 \cdot 4 + 0.15 \cdot 5 + 0.15 \cdot 5 + 0.1 \cdot 5 + 0.25 \cdot 4 + 0.15 \cdot 5 = 4.55, \quad (422)$$

$$I_{р.исп2} = 0.20 \cdot 5 + 0.15 \cdot 3 + 0.15 \cdot 3 + 0.1 \cdot 4 + 0.25 \cdot 4 + 0.15 \cdot 3 = 3.7, \quad (423)$$

$$I_{р.исп3} = 0.20 \cdot 4 + 0.15 \cdot 4 + 0.15 \cdot 4 + 0.1 \cdot 3 + 0.25 \cdot 3 + 0.15 \cdot 3 = 3.5. \quad (424)$$

Определяем интегральный показатель эффективности вариантов исполнения на основании выше рассчитанных показателей [36]:

$$I_{исп.1} = \frac{I_{р.исп1}}{I_{фин.исп.1}} = \frac{4.55}{0.927} = 4.908, \quad (425)$$

$$I_{исп.2} = \frac{I_{р.исп2}}{I_{фин.исп.2}} = \frac{3.7}{1.0} = 3.7, \quad (426)$$

$$I_{исп.3} = \frac{I_{р.исп3}}{I_{фин.исп.3}} = \frac{3.5}{0.95} = 3.684, \quad (427)$$

Сопоставление интегрального показателя эффективности разновидностей выполнения разработки позволит определить сравнительную эффективность проекта и выбрать более подходящий вариант из предложенных. Сравнительная эффективность проекта ($\mathcal{E}_{ср}$):

$$\mathcal{E}_{ср} = \frac{I_{исп.i}}{I_{исп.1}}, \quad (428)$$

Таблица 40 – Сравнительная эффективность разработки

№ п/п	Показатели	Исп.1	Исп.2	Исп.3
1	Интегральный финансовый показатель разработки	0.927	1	0,950
2	Интегральный показатель ресурсоэффективности	4.55	3.7	3.5
3	Интегральный показатель эффективности	4.908	3.7	3,684
4	Сравнительная эффективность разновидностей исполнения	1	0.754	0.751

Исходя из расчетов, представленных в данном разделе, следует заметить, что наилучшим исполнением считается 1 исполнения. В данном варианте решения поставленной задачи в работе сравнительная эффективность более чем в последних двух исполнениях это свидетельствует тому, что в данном варианте наблюдается оптимальное обеспечение материалами и специальным оборудованием, необходимым для решения и оформления данной работы. Следовательно, достигается наилучшая эффективность проделанного проекта. Данный проект конкурентоспособный в области ресурсоэффективности и ресурсосбережения.

5 СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ

Задачей дипломной работы является проект, и расчет кожухотрубчатого конденсатора-холодильника бинарной смеси бензол-толуол. Далее подбор стандартного аппарата, российских производителей. Сущность данной проделанной работы заключается в модернизации теплообменного оборудования с целью оптимизации теплообмена на предприятии АО «Газпромнефть-ОНПЗ». Данное предприятие относится к нефтеперерабатывающей промышленности. В разделе социальной ответственности будут затронуты производственная, экологическая безопасность, безопасность в чрезвычайных ситуациях, а так же правовые и организационные вопросы по обеспечению безопасности не производства в целом, а в области каталитического риформинга.

Каталитический риформинг – процесс нефтепереработки, который предназначен для производства низкооктановой бензиновой фракции и высокоароматизированных дистиллятов, из которых собственно и выделяются индивидуальные арены, такие как бензол, толуол, ксилол, именно для данного процесса и проектируется кожухотрубчатый конденсатор.

К таким компонентам как бензол, толуол и ксилол предъявляются особые требования безопасности, так это летучие органические соединения и пагубно влияют на окружающую среду. Бензол попадает в окружающую среду со сточными водами и газообразными выбросами нефтехимического производства. Толуол – яд, который вызывает особые хронические отравления. Ксилолы нарушают процессы репродукции.

5.1 Производственная безопасность

В данном пункте проанализируем вредные и опасные факторы. Опасные и вредные факторы выбираем согласно [38]. Перечень опасных и вредных факторов, характерных для работ связанных с кожухотрубчатым конденсатором представлены в таблице 41.

Таблица 41 – Опасные и вредные факторы при монтаже и эксплуатации кожухотрубчатого конденсатора

Источник фактора, наименование видов работ	Производственные факторы по [38]		Нормативные документы
	Вредные	Опасные	

					ФЮРА.065121.001 ПЗ			
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата				
Студент		Червинский А.С.			Социальная ответственность	Лит.	Лист	Листов
Руковод.		Тихонов Н.В.				Д	137	9
Конс.		Штейнле А.В.				ТПУ ИШНПТ Группа 4К41		
Н. Контр.								
Руков. ООП		Краснокутская Е.А.						

Продолжение таблицы 41

1. Монтаж поставщиков, для установки аппарата;	1. Повышенный уровень вибрации;	1. Подвижные части производственного оборудования;	1. Уровень вибрации устанавливается
2. Монтаж аппарата;	2. Повышенный уровень шума на рабочем месте;	2. Электрически ток;	ГОСТ 12.1.012-2004 1. [39]
3. Монтаж арматуры и трубопроводов;	3. Контакт с парами бензола и толуола.	3. Повышенная температура поверхности оборудования.	2. Уровень шума устанавливается ГОСТ 12.1.003-2014 [40]
4. Наладка аппарата;			3. Температура воздуха и поверхности оборудования устанавливаются СанПиН 2.2.4.548-96 [41]
5. Эксплуатация.			4. Требования по эксплуатации оборудования устанавливаются ГОСТ 12.2.003-91 [42]
			5. Электробезопасность устанавливается ГОСТ 12.1.038-82 [43]
			6. Вредные вещества устанавливаются ГОСТ 12.1.007-76 [44]

Подробно изучим выявленные вредные и опасные факторы.

5.1.1 Анализ вредных факторов при эксплуатации кожухотрубчатого конденсатора

Согласно [42] на производственных предприятиях, где используется оборудование, должна быть эксплуатационная документация, в которой предусматриваются правила безопасности работающих при монтаже или демонтаже, вводе в эксплуатацию и эксплуатацию в составе технологических комплексов.

Вибрация оборудования возникает за счет того, что в аппарат поступают газы, пары, жидкости. В трубное пространство конденсатора поступает вода со скоростью до 1 м/с. Ударяясь об перегородки и стенки аппарата она вызывает вибрацию, а так же за счет того, что пар попадая в межтрубное пространство со скоростью 20 м/с и многократно изменяя свое направления пересекая перегородки и омывая трубный пучок. Но в основном вибрация возникает за счет работы насосов и передается по трубопроводу к аппарату. Возникновение предельной вибрации может привести к выходу из строя насоса, а так же повлечь за собой возникновение аварийных ситуаций, что пагубно может сказаться человеке. Так же воздействие вибрации на человека ведет к снижению производительности труда.

					<i>Социальная ответственность</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		138

Режим труда должен устанавливаться при показателе повышения вибрационной нагрузки на рабочего не менее 1 дБ, но не больше 12 дБ. Необходимо рационально организовывать труд. Рабочая смена не более 8 ч с установленными перерывами. Проектировать рабочие места с учетом максимального снижения вибрации, использовать оборудования с меньшей вибрацией. Допускать рабочих, которые не имеют медицинских противопоказаний, обучать рабочих к правильной эксплуатации оборудования [39,45] Создание вибробезопасных машин, снижающих вибрацию в источнике возбуждения согласно [45].

Производственный шум также как и вибрация возникает при протекании потоков сырья или продукта по трубопроводу к аппаратам и в самих аппаратах, вследствие соударения их об стенки арматуры, отводов, оборудования. Основной шум также создают насосы, которые перекачивают потоки жидкости. Согласно [46] уровень звука в производственных помещениях не должен превышать 85 дБА. Повышенный шум на рабочем месте оказывает вредное влияние на организм работника, длительное воздействие такого шума может привести к потере слуха, болезни сердечно-сосудистой, нервной системы.

Согласно [47] необходимо использовать средства индивидуальной защиты от шума. В зависимости от конструктивного исполнения используются: противозумные наушники, вкладыши, шлемы и каски, костюмы. Снизить шумы можно следующими методами [40]:

- изолировать источники шумы от окружающей среды средствами звуко- и виброизоляции, звуко- и вибропоглощения;
- использование малошумного оборудования;
- оптимальное размещения шумного оборудования, позволяющее минимизировать воздействия шума на рабочем месте;
- использование материалов и конструкция, препятствующих распространению шума и вибрации, которая может быть переизлучена в виде шума и т.д.

Пары бензола и толуола токсичны, обладают канцерогенными и наркотическими свойствами. Для предотвращения разбрызгивания используются герметичное оборудование, трубопроводы, а также емкости для хранения бензола и ксилола как продукта. Мероприятия по обеспечению безопасности труда при контакте с вредными веществами согласно [44] должны предусматривать:

- применения прогрессивной технологии производства, например замкнутый цикл производства;
- выбор соответствующего оборудования, не допускающих выделению вредных веществ в воздух, для переработки и хранения таких веществ как бензол, толуол, ксилол.

5.1.2 Анализ опасных факторов при эксплуатации кожухотрубчатого конденсатора

Подвижные части оборудования используются в центробежных насосах, перекрыты должны быть места муфтового соединения валов насоса и электродвигателя, так же подвижные части присутствуют в компрессорах и т.д. Согласно [42] движущиеся части являются возможными источниками травмоопасности, они должны быть ограждены или расположены так, чтобы исключить возможность прикасания к ним во время работы оборудования, может быть использовано двуручное управление, предотвращающее травмирование. Запорную арматуру, как задвижки, необходимо располагать вдали от движущих частей аппаратов, либо использовать электрозадвижки, которые могут управляться из помещения операторной. В непосредственной близости от движущихся частей, находящихся вне поля видимости оператора, должны быть установлены органы управления аварийным остановом (торможением), если в опасной зоне, создаваемой движущимися частями, могут находиться работающие [42]. Элементы оборудования не должны иметь острых углов, кромок и заусенцев, которые представляют опасность травмирования работающих [42].

При монтаже, ремонте, настройке, подключении и эксплуатации кожухотрубчатого конденсатора возможно поражения *электрическим током*, так как при этом используются электротали, различные электрические гайковерты, в том числе и пневматические гайковерты, сварочные аппараты. Для того чтобы минимизировать опасность удара электрическим током разработаны требования безопасности к электротехническим приборам, установленный [43]. Согласно [49] устанавливаются требования для изоляции, защитного заземления:

- защитное заземление следует выполнять преднамеренным электрическим соединением металлических частей электроустановок с «землей» или ее эквивалентом;
- защитному заземлению или занулению подлежат металлические части электроустановок, доступные для прикосновения человека и не имеющие других видов защиты, обеспечивающих электробезопасность.

Согласно [43] конструкция производственного оборудования, приводимого в действие электрической энергией, должна включать средства для обеспечения электробезопасности; производственное оборудование должно быть выполнено так, чтобы исключить накопление зарядов статического электричества в количестве, представляющем опасность для работающего, и исключить возможность пожара и взрыва.

Повышенная температура поверхности оборудования. Теплообменное оборудование, температура наружных поверхностей которого в процессе эксплуатации может превышать 45°C, должен быть теплоизолирован. В проектируемом конденсаторе была рассчитана и

					<i>Социальная ответственность</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		140

применена теплоизоляция из совелита, толщиной 12 мм. Так же необходимо ограждение теплообменника и изготавливается ограждающая конструкция по документации эксплуатирующей организации [50]. Для предотвращения попадания легковоспламеняющихся, горючих и взрывоопасных веществ, все горячие участки конденсатора должны быть покрыты металлической обшивкой для предохранения изоляции, так как она может пропитаться этими веществами. Все подводящие трубопроводы с агрессивными средами должны быть защищены кожухом, или сливными устройствами для того, чтобы слить продукты в безопасное место [50]. Согласно [51] для распознавания трубопроводов и то что протекает по ним должна быть нанесена краска. Так же должны быть установлены предупреждающие знаки дополнительно к цветным предупреждениям трубопроводов. Поверх окраски трубопроводов должна быть нанесена надпись того, что в них протекает, например (пар, вода).

5.2 Экологическая безопасность

Эксплуатация ректификационной установки, в состав которой входит конденсатор выброс веществ в гидросферу и литосферу может возникнуть, когда необходимо сбросить давление, сравнять давление в аппарате с атмосферным давлением при ремонтных работах. Для этого предусмотрены патрубки для соединения с атмосферой. Для спуска жидкостей в аппаратах предусмотрены сливные патрубки. Так как слив производится в дренажные емкости, то контакт вредных веществ с литосферой не осуществляется.

Рассмотрим ПДК токсичных веществ в воздухе рабочей зоны [51].

Таблица 42 – ПДК токсичных веществ рабочей зоны

Наименование сырья, готового продукта	Класс опасности	Агрегатное состояние при нормальных условиях	Температура, °С			ПДК в воздухе рабочей зоны, мг/м ³	Воздействие на организм человека
			Кипения	Плавления	Самовосп-я		
Бензин топливный	4	жидкость	33	-	257	300/100	Ядовитость бензина определяется суммарным действием входящих в его состав углеводородов.
Бензол нефтяной	2	жидкость	80	5,5	562	15/5	Пары действуют наркотически, вредно влияют на нервную систему,

Продолжение таблицы 42

							оказывают раздражающее действие на кожу и слизистые оболочки глаз.
Толуол	3	жидкость	110	-95	320	50	Пары толуола могут проникать через неповрежденную кожу и органы дыхания, вызывать поражение нервной системы
Ксилол	3	жидкость	144	-25	-	10	Неблагоприятное и неоправданное воздействие на нервную систему, он вызывает раздражение
							кожного покрова человека, и слизистой оболочки здорового глаза

Средством защиты от попадания на кожу вредных химических веществ, служат резиновые перчатки, специальная форма одежды. Для защиты дыхательных путей у каждого рабочего имеется респираторы, противогазы. Для защиты слизистой оболочки глаз имеются специальные очки, они также могут быть вместе с каской. Для того чтобы вредные вещества не попали в ту или иную область человека, необходимо соблюдения безопасности.

Защита литосферы на предприятии ОНПЗ обеспечивается системой управления производственными отходами, которая позволяет оптимизировать потоки движения отходов, это позволяет снизить экологические последствия и экономические издержки их образования.

Защита гидросферы обеспечивается строительством многоступенчатой системой биологической очистки сточных вод до 99%. За счет данной очистки снижается потребность водопотребления завода, вся используемая вода поступает обратно в производственный цикл. В таблице 43 представлены ПДК токсичных веществ в воде [52].

Таблица 43 – ПДК токсичных веществ в воде водных объектах

Наименования вещества	Величина ПДК, мг/л	Класс опасности
Бензин	0,1	3
Бензол	0,01	1

Продолжение таблицы 43

Толуол	0,5	2
Ксилол	0,02	1

5.3 Безопасность в чрезвычайных ситуациях

В основном на производстве могут возникнуть такие чрезвычайные ситуации как пожар с сопровождающимся взрывом, разгерметизация оборудования. Предприятия омского НПЗ находится в не сейсмоопасном районе. Поэтому не возникают землетрясения, но есть возможность опрокидывания высокого оборудования, такие как колонные аппарата, в связи с этим они рассчитываются на ветровую нагрузку. Согласно [53], который устанавливает основные положения национальных стандартов и ликвидаций чрезвычайных ситуаций, необходимо провести мероприятия в следующей последовательности:

- эвакуация персонала из зоны поражения;
- локализация источника аварии;
- ремонтные работы;
- устранения причин аварии.

В основном чрезвычайные ситуации возникают по вине самого же рабочего, для этого на предприятии проводятся просветительные мероприятия по производственной безопасности, внедряются памятки по безопасности, а также по безопасности дорожного движения. Проводятся масштабные учения по ГО и ЧС совместно с МЧС РФ по Омской области [54]. Мероприятия, проводимые для обеспечения пожаробезопасности:

- оповещение персонала о возникновении пожара;
- предотвращения возгорания за пределы очага пожара;
- эвакуацию людей.

На производственных площадках вблизи с предполагаемым местом возникновения очага пожара должны быть пенные, порошковые и водные огнетушители в зависимости от того что горит. При возгорании электроустановок используются углекислые огнетушители, при возгорании одежды использовать воду. Порошковые огнетушители применяются при горении нефтепродуктов.

5.4 Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности

5.4.1 Специальные правовые нормы трудового законодательства

Омский нефтеперерабатывающий завод, как и другие предприятия подобного типа, наносит вред здоровью работников. Поэтому для того чтобы предотвратить большой вред

					<i>Социальная ответственность</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		143

здоровью, работникам ОНПЗ полагаются компенсации при работе во вредных условиях труда.

Управление охраной труда осуществляет блок федеральных органов исполнительной власти, руководимый Министерством здравоохранения и социального развития Российской Федерации (Минздравсоцразвития). Оно осуществляет функции государственной политики и нормативно-правовому регулированию в сфере здравоохранения и социального развития, социального страхования, условий и охраны труда и т. д.

При эксплуатации аппаратов ректификационной установки, согласно Трудовому кодексу РФ [55], ограничивается применение труда женщины при работах с вредными и (или) опасными условиями труда, за исключением нефизических работ или работ по санитарному и бытовому обслуживанию. Запрещается применение труда лиц в возрасте до восемнадцати лет на работах с вредными и (или) опасными условиями труд.

Так как предприятие работает круглы сутки, то для организации рабочего времени предусмотрены две смены по двенадцать часов с часовым обеденным перерывом после четырех часов работы.

Работники предприятий должны регулярно в запланированное время проходить периодические медицинские осмотры с выявлением ограничений [56].

5.4.2 Организационные мероприятия при компоновке рабочей зоны

В рабочее время работники могут выполнять сидячие работы как в операторных помещениях и стоячие работы у оборудования.

Согласно [57] Рабочее место для выполнения работ сидя организуют при легкой работе, не требующей свободного передвижения работающего, а также при работе средней тяжести в случаях, обусловленных особенностями технологического процесса. Конструкцией рабочего места должно быть обеспечено выполнение трудовых операций в пределах зоны досягаемости моторного поля. Конструкция рабочего места и взаимное расположение всех его элементов (сиденье, органы управления, средства отображения информации и т.д.) должны соответствовать антропометрическим, физиологическим и психологическим требованиям, а также характеру работы с целью сохранения здоровья человека, а также для достижения высокой эффективности труда.

При проектировании, эксплуатации оборудования и организации рабочего места следует учитывать антропометрические показатели рабочего. Так, например оборудование может находиться в крытых помещениях, это означает, что дверные проемы, потолки должны соответствовать как высоте рабочего, так и габаритам оборудования. [58]

					<i>Социальная ответственность</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		144

Аварийные органы управления следует располагать в пределах зоны досягаемости моторного поля, при этом следует предусмотреть специальные средства опознавания и предотвращения их непроизвольного и самопроизвольного включения в соответствии с [42]

При выборе положения работающего возле оборудования необходимо учитывать физическую тяжесть работ, размеры рабочей зоны.

На предприятии предусмотрены лестницы с перилами, для того чтобы был доступ к оборудованию, которое располагается на высоте в соответствии с [42]. Полы из перфорированного стального листа, для того чтобы рабочий не поскользнулся.

					<i>Социальная ответственность</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		145

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В ходе проделанного проекта был рассчитан конденсатор-холодильник для осуществления теплообмена между бинарной смесью бензол-толуол и охлаждаемой водой. В литературном обзоре были рассмотрены передовые конструкции теплообменников. Была обоснована технологическая схема. В технологической схеме были учтены не только аппараты, соединенные между собой трубопроводом, но и способы автоматизации, контролирования и регулирования процессов с помощью приборов.

В технологическом расчете был составлен тепловой баланс теплообменника. Рассчитаны коэффициенты теплоотдачи, коэффициенты теплопередачи. После чего была рассчитана требуемая поверхность теплообмена.

На основании поверхности был выбран нормализованный конденсатор-холодильник со всеми его конструктивными параметрами.

Исходя из свойства сред, которые протекают в аппарате, и параметров теплообмена было подобрано оптимальное исполнение по материалам теплообменника.

При гидравлическом расчете было получено значение давления в магистрали с водой и в трубном пространстве теплообменника. В случае повышения давления в магистрали было предложено установить предохранительный клапан, для сбрасывания давления.

Исходя из выбора данных материалов и геометрических данных о конденсаторе, был произведен расчет механической прочности, жесткости и устойчивости, как в целом аппарата, так и отдельных элементов, узлов фланцевого соединения с распределительной камерой, днищем и крышкой. Было выяснено, что рассчитанная позже выбранная толщина стенок сосуда, толщина штуцеров обеспечивает укрепление отверстий. В результате расчета трубной решетки, кожуха, труб на прочность и жесткость, была выбрана толщина трубной решетки 28 мм и гладкая развальцовка. А также было подтверждено расчетами необходимость компенсатора на корпусе.

В финансовом менеджменте произведен экономический расчет выбранной технологии, ректификационной установки.

В социальной ответственности были рассмотрены всевозможные опасные и вредные факторы. Были рассмотрены мероприятия по обеспечению минимального воздействия производственных факторов на рабочего, а также на окружающую среду.

СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

1 АО «Газпромнефть – ОНПЗ» – омский нефтеперерабатывающий завод: [Электронный ресурс] / О предприятии - Режим доступа к ст.: <http://onpz.gazpromneft.ru/about/company/> (Дата обращения 20.05.2018).

2 Кондрашева Н.К. Технологические расчеты и теория каталитического риформинга бензина: учеб. пособие / Н.К. Кондрашева, Д. О. Кондрашев, К.Г. Абдульминев; под ред. Н.К. Кондрашевой. – Уфа: ООО «Монография», 2008. – 160 с.

3 Новые химические технологии – аналитический портал химической промышленности: [Электронный ресурс] / Бензол: технологии производства – Режим доступа к ст.: http://newchemistry.ru/letter.php?n_id=663 (Дата обращения 20.05.2018).

4 Касаткин А.Г. Основные процессы и аппараты химической технологии: Учебник для вузов. – 10 – е изд., стереотипное, доработанное. Перепеч. с изд. 1973 г. – М.: ООО ТИД «Альянс», 2004. – 753 с.

5 Семкина О.К. Машины и аппараты химических производств. Учеб. Пособие. Часть 1 /Том. политехн. ун-т. – Томск, 2003. – 118 с.

6 Акционерное общество «Теплохимм» : [Электронный ресурс] / производство теплообменников кожухотрубных – Режим доступа к ст.: <http://teplohimvrn.ru/proizvodstvo-teploobmennikov-kozhuh-3/> (Дата обращения 21.05.2018).

7 LOTUS – Теплообменники. Инжиниринговая компания ЛОТОС: [Электронный ресурс] / Трубное пространство теплообменных аппаратов lotus – Режим доступа к ст.: <http://www.lotus1.ru/teploobmenniki-zakazchikam/pochemu-lotus-intensiven/51> (Дата обращения 21.05.2018).

8 LOTUS – Теплообменники. Инжиниринговая компания ЛОТОС: [Электронный ресурс] / Межтрубное пространство теплообменных аппаратов Lotus – Режим доступа к ст.: <http://www.lotus1.ru/teploobmenniki-zakazchikam/pochemu-lotus-intensiven/115> (Дата обращения 21.05.2018).

9 LOTUS – Теплообменники. Инжиниринговая компания ЛОТОС: [Электронный ресурс] / Капельная конденсация в аппаратах Lotus – Режим доступа к ст.: <http://www.lotus1.ru/teploobmenniki-zakazchikam/pochemu-lotus-intensiven/53> (Дата обращения 21.05.2018).

10 Павлов К.Ф., Романков П.Г., Носков А.А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии: Учебное пособие для вузов под ред. чл.-корр. АН СССР П.Г. Романкова. – 10-е изд., перераб. и доп. / Репринтное воспроизведение издания 1987 г. – М.: Альянс, 2013. – 576 с.

11 ТУ 3612-024-00220302-02. Аппараты теплообменные кожухотрубчатые с неподвижными трубными решетками и кожухотрубчатые с температурным компенсатором на кожухе.

12 АТК 24.218.06-90. Штуцера для сосудов и аппаратов стальных сварных. Типы, основные параметры, размеры и общие технические требования.

13 Лацинский А.А., Толчинский А.Р. Основы конструирования и расчета химической аппаратуры: Справочник. 3-е изд., стереотипное. – М.: ООО ИД «Альянс», 2008. – 752 с.

14 ГОСТ 23494-79 Грунтовка ХС-059, эмали ХС-759, лак ХС-724. Технические условия (с Изменениями N 1, 2).

15 ГОСТ 19903-2015. Прокат листовой горячекатаный. Сортамент.

16 ГОСТ Р 52857.2-2007. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет цилиндрических и конических обечаек, выпуклых и плоских днищ и крышек. М.: Изд-во стандартов, 2008.— 44 с.

17 ГОСТ Р 52857.1-2007. Нормы и методы расчета на прочность. Общие требования. М.: Изд-во стандартов, 2007. — 26 с.

18 ГОСТ 8713-79. Сварка под флюсом. Соединения сварные. Основные типы, конструктивные элементы и размеры (с Изменениями N 1, 2, 3, с Поправкой).

19 ГОСТ 31842-2012 (ИСО 16812:2007). Нефтяная и газовая промышленность. Теплообменники кожухотрубчатые. Технические требования.

20 ГОСТ 6533-78. Днища эллиптические отбортованные стальные для сосудов, аппаратов и котлов. Основные размеры (с Изменениями N 1, 2).

21 ГОСТ Р 52857.4-2007. Расчет фланцевых соединений. - Введ. 2009-15.12. – М.: Стандартинформ, 2011-40с.

22 ГОСТ 28759.2-90. Фланцы сосудов и аппаратов стальные плоские приварные. Конструкция и размеры.

23 ГОСТ 481-80. Паронит и прокладки из него. Технические условия (с Изменениями N 1-5, с Поправкой).

24 АТК 24.218.01-90. Альбом типовых конструкций. Бобышки, пробки и прокладки. Конструкция, размеры и общие технические требования.

25 ГОСТ Р 52857.3-2007. Укрепление отверстий. - Введ. 2009-15.12. – М.: Стандартинформ, 2011-29 с.

26 Михалев М.Ф. Расчет и конструирование машин и аппаратов химических производств / Ленинград "Машиностроение". - Ленинград : Изд-во: Ленинградское отделение, 1984. - 302 с.

- 27 ГОСТ Р 52857.7 – 2007. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Теплообменные аппараты. М.: Изд-во стандартов, 2008.— 50 с.
- 28 Расчет и конструирование основного оборудования отрасли: учебное пособие / В.М. Беляев, В.М. Миронов. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2009. – 288 с.
- 29 ОСТ 34-10-569-93. Компенсатор осевой однолинзовый. Конструкция и размеры.
- 30 ГОСТ Р 55601-2013. Аппараты теплообменные и аппараты воздушного охлаждения. Крепление труб в трубных решетках. Общие технические требования.
- 31 Вихман Г. Л., Круглов С. А. Основы конструирования аппаратов и машин нефтеперерабатывающих заводов. Учебник для студентов вузов. Изд. 2-е, перераб. и доп. М., «Машиностроение», 1978 г. 328 с. с ил.
- 32 ГОСТ Р 52857.6-2007. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет на прочность при малоцикловых нагрузках.
- 33 Конструирование и расчет элементов оборудования отрасли. Ч. II. Толстостенные сосуды и вращающиеся детали / сост. В. М. Беляев; Томский политехнический университет. – 2-е изд., испр. и доп. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2016. – 196 с.
- 34 ГОСТ Р 52857.5-2007. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет обечаек и днищ от воздействия опорных нагрузок.
- 35 ГОСТ 26296-84. Лапы опорные подвесных вертикальных сосудов и аппаратов. Основные размеры (с Изменением N 1).
- 36 Видяев И.Г., Серикова Г.Н., Гаврикова Н.А. Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение: учебно-методическое пособие / И.Г. Видяев, Г.Н. Серикова, Н.А. Гаврикова, Н.В. Шаповалова, Л.Р. Тухватулина З.В. Криницына; Томский политехнический университет. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2014. – 36 с.
- 37 КонсультантПлюс – надежная правовая поддержка: [Электронный ресурс] / Производственный календарь на 2017 год для шестидневной рабочей недели – Режим доступа к ст.: http://www.consultant.ru/document/cons_doc_LAW_199757/b28a1c56f1155714e53833ed8eb4f1c1f058f152/ (Дата обращения 08.05.18).
- 38 ГОСТ 12.0.003-2015. Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Опасные и вредные производственные факторы. Классификация.
- 39 ГОСТ 12.1.012-2004. Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Вибрационная безопасность. Общие требования.

40 ГОСТ 12.1.003-2014. Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Шум. Общие требования безопасности.

41 СанПиН 2.2.4.548-96. Гигиенические требования к микроклимату производственных помещений.

42 ГОСТ 12.2.003-91. Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Оборудование производственное. Общие требования безопасности

43 ГОСТ 12.1.038-82. Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Электробезопасность. Предельно допустимые значения напряжений прикосновения и токов (с Изменением N 1).

44 ГОСТ 12.1.007-76. Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Вредные вещества. Классификация и общие требования безопасности (с Изменениями N 1, 2).

45 ГОСТ 31192.1-2004. (ИСО 5349-1:2001) Вибрация. Измерение локальной вибрации и оценка ее воздействия на человека. Часть 1. Общие требования.

46 ГОСТ 26568-85. Вибрация. Методы и средства защиты. Классификация (с Изменением N 1).

47 СН 2.2.4/2.1.8.562-96. Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки. Санитарные нормы.

48 ГОСТ 12.1.029-80. Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Средства и методы защиты от шума. Классификация.

49 ГОСТ 12.1.030-81. Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Электробезопасность. Защитное заземление. Зануление (с Изменением N 1).

50 РД 34.03.201-97. Правила техники безопасности при эксплуатации тепломеханического оборудования электростанций и тепловых сетей.

51 ГН 2.2.5.3532-18. "Предельно допустимые концентрации (ПДК) вредных веществ в воздухе рабочей зоны".

52 ГН 2.1.5.1315-03. Предельно допустимые концентрации (ПДК) химических веществ в воде водных объектов хозяйственно-питьевого и культурно-бытового водопользования.

53 ГОСТ Р 22.0.01-2016. Безопасность в чрезвычайных ситуациях. Основные положения.

54 Газпромнефть – омский нефтеперерабатывающий завод: [Электронный ресурс] / политика в области производственной безопасности – Режим доступа к ст.: <http://onpz.gazprom-neft.ru/development/occupational-safety-and-health/occupational-safety-course/> (Дата обращения 20.05.18).

55 Российская Федерация. Законы. Трудовой кодекс Российской Федерации [Текст]: от 30.12. 2001 г. № 197-ФЗ, ввод в действие с 01.02.2002 / Российская Федерация. Законы. — Волгоград ; М. : Изд-во ВолГУ : Либрис, 2002. — 225 с.

56 Приказ от 12.04.2011 №302н «Об утверждении перечней вредных и (или) опасных производственных факторов и работ, при выполнении которых проводятся обязательные предварительные и периодические медицинские осмотры (обследования), и порядка проведения».

57 ГОСТ 12.2.032-78. Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Рабочее место при выполнении работ сидя. Общие эргономические требования

58 ГОСТ 12.2.033-78. Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Рабочее место при выполнении работ стоя. Общие эргономические требования.

ПРИЛОЖЕНИЕ А.1

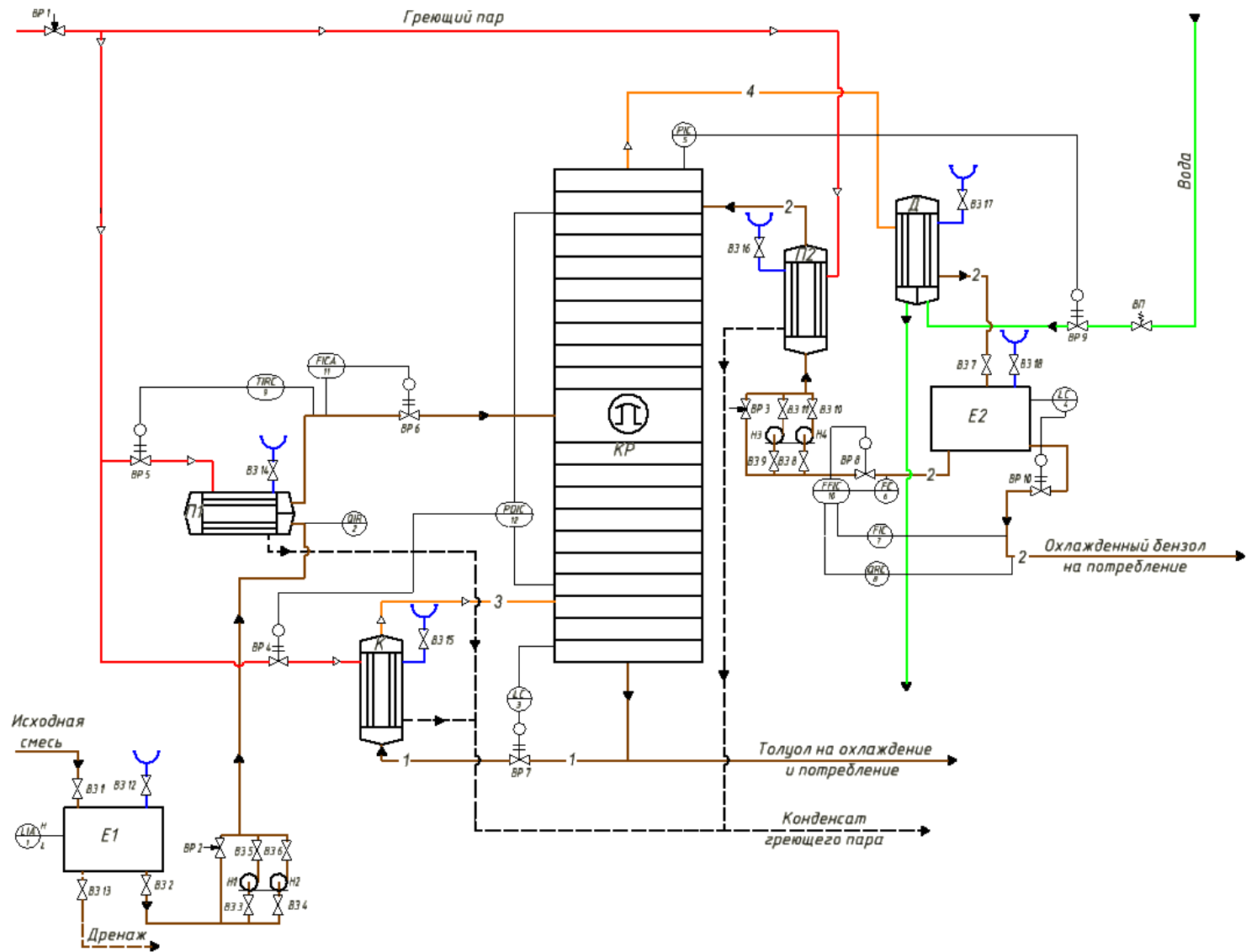


Рисунок А.1 – Технологическая схема ректификационной установки

ПРИЛОЖЕНИЕ А.2

Таблица А.2 – Исполнение кожухотрубчатого конденсатора по материалу

Тип аппарата	Исполнение аппарата по материалу	Материал						
		кожуха	распределительной камеры и крышки	теплообменных ируб	трубной решетки	перегородки	прокладок кожуха	прокладок распр. камеры
КНВ	М10	Сталь марки 12Х18Н10Т по ГОСТ 5632	Сталь марки 16ГС по ГОСТ 5520	Сталь марки 12Х18Н10Т по ГОСТ 5632	Сталь марки 12Х18Н10Т по ГОСТ 5632	Сталь марки 12Х18Н10Т по ГОСТ 5632	Паронит по ГОСТ 481-80	