

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

---

Институт: Физики высоких технологий

Направление подготовки: Энего и ресурсосберегающие процессы в химической  
технологии, нефтехимии и биотехнологии

Кафедра: Общей химии и химической технологии

**МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ**

Тема работы
«Разработка основного оборудования получения металлического лития»

УДК 661.834

Студент

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4КМ51	Школкин Роман Вячеславович		

Руководитель

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

**КОНСУЛЬТАНТЫ:**

По разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Креницына З.В.	к.т.н.		

По разделу «Социальная ответственность»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Ассистент	Раденков Т.А.			

**ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ:**

Зав. кафедрой	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
ОХХТ	Ан В.В.	к.т.н.		

**Планируемые результаты освоения образовательной программы**

Код результата	Результат освоения (выпускник должен быть готов)	Требования ФГОС ВПО, критериев и/или заинтересованных сторон
<b>Профессиональные компетенции</b>		
Р1	Применять глубокие, математические, естественнонаучные, социально-экономические и профессиональные знания в области энерго-и ресурсосберегающих процессов химической технологии, нефтехимии и биотехнологии в профессиональной деятельности	Требования ФГОС (ПК-1,3,14,17,18,26,27 ОК-1,3), Критерий 5 АИОР (п.1.1)
Р2	Ставить и решать инновационные задачи производственного анализа, связанные с созданием и переработкой материалов с использованием моделирования объектов и процессов химической технологии, нефтехимии и биотехнологии с учетом минимизации антропогенного воздействия на окружающую среду.	Требования ФГОС (ПК-6,12,13 ОК-2), Критерий 5 АИОР (пп.1.2)
Р3	Разрабатывать новые технологические процессы на основе математического моделирования, проектировать и использовать энерго-и ресурсосберегающее оборудование химической технологии, нефтехимии и биотехнологии	Требования ФГОС (ПК-8,11,19-25 ОК-4), Критерий 5 АИОР (п.1.3)
Р4	Проводить теоретические и экспериментальные исследования в области разработки и оптимизации технологических процессов и систем с позиций энерго и ресурсосбережения	Требования ФГОС (4,5,7,8,9 ОК-4 ), Критерий 5 АИОР (п.1.4)

P5	Внедрять и эксплуатировать современное высокотехнологичное оборудование, обеспечивать его высокую эффективность, соблюдать правила охраны здоровья и безопасности труда на производстве, выполнять требования по защите окружающей среды.	Требования ФГОС (ПК-2,9,10,15,16, ОК-4,5), Критерий 5 АИОР (п.1.5)
P6	Демонстрировать глубокие знания социальных, этических и культурных аспектов инновационной профессиональной деятельности.	Требования ФГОС (ОК-1,2,3), Критерий 5 АИОР (пп.2.4,2.5)
P7	Самостоятельно учиться и непрерывно повышать квалификацию в течение всего периода профессиональной деятельности.	Требования ФГОС (ОК-2,4), Критерий 5 АИОР (2.6)
P8	Активно владеть иностранным языком на уровне, позволяющем работать в иноязычной среде, разрабатывать документацию, презентовать результаты профессиональной деятельности.	Требования ФГОС (ОК-3), Критерий 5 АИОР (п.2.2)
P9	Эффективно работать индивидуально и в коллективе, демонстрировать ответственность за результаты работы и готовность следовать корпоративной культуре организации.	Требования ФГОС (ПК-26,27, ОК-4,5), 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»**

---

Институт физики высоких технологий  
Направление подготовки (специальность) Машины и аппараты химических и нефтехимических производств  
Кафедра общей химии и химической технологии

УТВЕРЖДАЮ:  
Зав. кафедрой

\_\_\_\_\_  
(Подпись)      \_\_\_\_\_ (Дата)      Ан В.В.  
(Ф.И.О.)

**ЗАДАНИЕ**  
**на выполнение выпускной квалификационной работы**

В форме:

Магистерской диссертации
--------------------------

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

Студенту:

Группа	ФИО
4KM51	Школкину Роману Вячеславовичу

Тема работы:

Разработка основного оборудования получения металлического лития	
Утверждена приказом директора (дата, номер)	

Срок сдачи студентом выполненной работы:	14.06.17
--	----------

**ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ:**

<b>Исходные данные к работе</b>	
<i>(наименование объекта исследования или проектирования; производительность или нагрузка; режим работы (непрерывный, периодический, циклический и т. д.); вид сырья или материал изделия; требования к продукту, изделию или процессу; особые требования к особенностям функционирования (эксплуатации) объекта или изделия в плане безопасности эксплуатации, влияния на окружающую среду, энергозатратам; экономический анализ и т. д.).</i>	<i>Технологическая схема установки получения металлического лития на Новосибирском заводе химконцентратов. Производительность по растворенному веществу - 0,03 кг/с. Тип аппарата – с естественной циркуляцией и с центральной циркуляционной трубой. Режим работы – непрерывный.</i>

<p><b>Перечень подлежащих исследованию, проектированию и разработке вопросов</b></p> <p><i>(аналитический обзор по литературным источникам с целью выяснения достижений мировой науки техники в рассматриваемой области; постановка задачи исследования, проектирования, конструирования; содержание процедуры исследования, проектирования, конструирования; обсуждение результатов выполненной работы; наименование дополнительных разделов, подлежащих разработке; заключение по работе).</i></p>	<p>Типы выпарных аппаратов;          Применение металлического лития и его солей;          Литий и Литиево-ионные аккумуляторы;          Применение литий-ионных аккумуляторов;          Срок службы литий-ионных аккумуляторов;          Описание аппаратурно-технологической схемы;          Технологический расчет;          Конструктивный расчет выпарного аппарата с центральной циркуляционной трубой и с подвесной греющей камерой;          Механический расчет выпарного аппарата с центральной циркуляционной трубой и с подвесной греющей камерой;          Финансовый менеджмент и ресурсоэффективность          Социальная ответственность;</p>
<p><b>Перечень графического материала</b></p> <p><i>(с точным указанием обязательных чертежей)</i></p>	<p><i>Лист 1 – Технологическая схема (А3).          Лист 2,3 – Выпарной аппарат с ЦЦТ. Чертеж общего вида (А1х2).          Лист 4,5 – Выпарной аппарат с ПГК. Чертеж общего вида (А1х2).</i></p>
<p><b>Консультанты по разделам выпускной квалификационной работы</b>  <i>(с указанием разделов)</i></p>	
<p style="text-align: center;"><b>Раздел</b></p>	<p style="text-align: center;"><b>Консультант</b></p>
<p style="text-align: center;">Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение</p>	<p style="text-align: center;">к.т.н., доцент Криницына З.В.</p>
<p style="text-align: center;">Социальная ответственность</p>	<p style="text-align: center;">Ассистент кафедры ЭБЖ Раденков Т.А.</p>
<p><b>Названия разделов, которые должны быть написаны на русском и иностранном языках:</b></p>	
<p style="text-align: center;">1.2 Применение металлического лития и его солей</p>	

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

**Задание выдал руководитель:**

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

**Задание принял к исполнению студент:**

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4КМ51	Школкин Роман Вячеславович		

## ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА «ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ, РЕСУРСООБЪЕКТИВНОСТЬ И РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ»

Студенту:

<b>Группа</b>	<b>ФИО</b>
4KM51	Школкин Роман Вячеславович

Институт	ИФВТ	Кафедра	ОХХТ
<b>Уровень образования</b>	магистр	<b>Направление/специальность</b>	Энего и ресурсосберегающие процессы в химической технологии, нефтехимии и биотехнологии

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

1. Стоимость ресурсов научного исследования (НИ): материально-технических, энергетических, финансовых, информационных и человеческих	Стоимость ПО 28 627 руб.; Размер оклада руководителя проекта 27 400 руб.; Размер стипендии дипломника 5 000 руб.;
2. Нормы и нормативы расходования ресурсов	Число календарных дней в году – 365; Продолжительность выполнения проекта – 24 месяца; Дополнительная заработная плата – 15 % от основной; Накладные расходы - 10% от суммы всех расходов.
3. Используемая система налогообложения, ставки налогов, отчислений, дисконтирования и кредитования	Отчисления на социальные нужды во внебюджетные фонды – 27,1 %

### Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:

1. Оценка коммерческого и инновационного потенциала НТИ	Построение оценочной карты для сравнения конкурентных разработок
2. Разработка устава научно-технического проекта	Планирование комплекса работ на создание проекта, построение графика выполнения работ
3. Планирование процесса управления НТИ: структура и график проведения, бюджет, риски и организация закупок	Расчет материальных затрат на ПО, заработную плату, дополнительные расходные материалы
4. Определение ресурсной, финансовой, экономической эффективности	Расчет интегрального показателя ресурсоэффективности

### Перечень графического материала (с точным указанием обязательных чертежей):

1. Карта сегментирования рынка услуг
2. Оценка конкурентоспособности технических решений
3. Диаграмма Исикава
4. Оценка степени готовности научного проекта к коммерциализации
5. Перечень заинтересованных сторон проекта
6. Цели и результаты проекта
7. Рабочая группа проекта
8. Ограничения проекта
9. Сырье, материалы, комплектующие изделия и покупные полуфабрикаты

- |     |   |
|-----|---|
| 10. | <i>Затраты на спецоборудование для научных работ</i>                  |
| 11. | <i>Расчет основной заработной платы</i>                               |
| 12. | <i>Баланс рабочего времени</i>  |
| 13. | <i>Схема проектной структуры проекта</i>                              |
| 14. | <i>Матрица ответственности</i>  |
| 15. | <i>Оценка ресурсной, финансовой и экономической эффективности НИИ</i> |

<b>Дата выдачи задания для раздела по линейному графику</b>	13.03.2017
---	------------

**Задание выдал консультант:**

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Креницина З.В.	к.т.н.		

**Задание принял к исполнению студент:**

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4КМ51	Школкин Р.В.		

**ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА  
«СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ»**

Студенту:

<b>Группа</b>	<b>ФИО</b>
4KM51	Школкин Роман Вячеславович

<b>Институт</b>	<b>ИФВТ</b>	<b>Кафедра</b>	<b>ОХХТ</b>
<b>Уровень образования</b>	магистр	<b>Направление/специальность</b>	Энего и ресурсосберегающие процессы в химической технологии, нефтехимии и биотехнологии

**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 – производство получения металлического лития. Метод исследования – мониторинг технологических параметров работы оборудования и анализ показателей. Проектирование и расчет выпарного аппарата. Область применения – химические предприятия, научные институты, проектные организации.</i></p>
---	--

**Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:**

<p><b>1. Техногенная безопасность</b> 1.1 Основные опасности производства 1.2 Влияние хлора на организм человека 1.3 Меры первой помощи</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- основные опасные и вредные производственные факторы;</li> <li>- основные характеристики хлора;</li> <li>- признаки отравления;</li> <li>- потребность организма в хлоре;</li> <li>- оказание первой помощи при отравлении хлором;</li> </ul>
<p><b>2. Региональная безопасность:</b> 2.1 Меры, обеспечивающие надежность охраны водных ресурсов и воздушного бассейна.</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- технологические мероприятия по охране воздушного бассейна;</li> <li>- технологические мероприятия для защиты водных ресурсов;</li> <li>- порядок обращения с отходами;</li> </ul>
<p><b>3. Организационные мероприятия обеспечения безопасности:</b> 3.1 Меры безопасности при ведении технологического процесса.  3.2 Средства защиты работающих 3.2.1 Коллективные средства защиты</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- требования безопасности к технологическому процессу;</li> <li>- технологические решения для выполнения требований безопасности;</li> <li>- средства защиты от воздействия вредных веществ;</li> <li>- средства защиты от шума и вибрации;</li> </ul>

3.2.2 Индивидуальные средства защиты	<p>- защита от статического электричества, электрического тока и поражения молнией;</p> <p>- основные средства индивидуальной защиты;</p>
<p><b>4. Особенности законодательного регулирования проектных решений:</b></p> <p>4.1 Особые требования</p> <p>4.2 Рабочее время и время отдыха</p>	<p>- особые требования, предъявляемые к рабочим;</p> <p>- время начала и окончания работы и перерыва для отдыха и питания;</p>
<b>5. Безопасность в чрезвычайных ситуациях</b>	<p>- причины возникновения чрезвычайных ситуаций;</p> <p>- мероприятия по предупреждению чрезвычайных ситуаций;</p>

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

**Задание выдал консультант:**

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Преподаватель	Раденков Тимофей Александрович			

**Задание принял к исполнению студент:**

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4КМ51	Школкин Роман Вячеславович		

## **Реферат**

Выпускная квалификационная работа содержит 177 страниц, 50 рисунков, 36 источников, 41 таблицу, 5 листов графического материала формата А1.

Ключевые слова: выпарной аппарат, выпаривание, металлический литий, механический расчет, модернизация.

Объектом исследования является выпарной аппарат установки получения металлического лития, находящейся в ОАО "НЗХК" (Новосибирский завод химконцентратов).

Целью работы были проектирование и исследование выпарного аппарата с центральной циркуляционной трубой и подвесной греющей камерой. Преимущества аппарата с подвесной греющей камерой.

Для достижения поставленной цели были решены следующие задачи:

- анализ конструкций аппаратов;
- произведен конструктивный и механический расчеты;
- сравнение полученных расчетов.

## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ .....	14
1. Литературный обзор .....	15
1.1 Типы выпарных аппаратов .....	15
1.2 Применение металлического лития и его солей .....	23
1.2.1 Литий и Литиево-ионные аккумуляторы .....	23
1.2.2 Применение литий-ионных аккумуляторов .....	25
1.2.3 Срок службы литий-ионных аккумуляторов .....	26
2. Описание аппаратурно-технологической схемы .....	26
Постановка задач исследования .....	28
3. Технологический расчет .....	29
4. Конструктивный расчет выпарного аппарата с центральной циркуляционной трубой.. ..	41
5. Механический расчет выпарного аппарата с центральной циркуляционной трубой .....	43
5.1 Расчет толщины стенки элементов аппарата, нагруженных внутренним избыточным давлением .....	46
5.2 Расчет фланцевых соединений .....	50
5.3 Расчет патрубков для штуцеров .....	69
5.4. Расчет укрепления отверстий .....	73
5.5 Подбор стандартных штуцеров для аппарата .....	80
5.6 Расчет трубной решетки .....	82
5.7 Расчет массы аппарата .....	91
5.8 Расчет стандартных опор аппарата .....	94
5.9. Расчет теплоизоляции .....	95
6. Конструктивный расчет выпарного аппарата с подвесной греющей камерой .....	96

7. Механический расчет выпарного аппарата с подвесной греющей камерой .....	98
7.1 Расчет толщины стенки элементов аппарата, нагруженных внутренним избыточным давлением .....	101
7.2 Расчет фланцевых соединений .....	105
7.3 Расчет патрубков для штуцеров .....	115
7.4. Расчет укрепления отверстий .....	119
7.5 Подбор стандартных штуцеров для аппарата .....	125
7.6 Расчет трубной решетки .....	128
7.7 Расчет массы аппарата .....	131
7.8 Расчет стандартных опор аппарата .....	134
7.9. Расчет теплоизоляции .....	135
8. Финансовый менеджмент и ресурсоэффективность .....	137
8.1 Предпроектный анализ .....	138
8.1.1 Потенциальные потребители результатов исследования .....	138
8.1.2 Анализ конкурентных технических решений .....	138
8.1.3 Диаграмма Исикавы .....	139
8.1.4 Оценка готовности проекта к коммерциализации .....	140
8.1.5 Методы коммерциализации результатов исследования .....	142
8.2 Инициация проекта .....	143
8.3 Планирование и управление научно-техническим проектом .....	145
8.3.1 Бюджет научного исследования .....	145
8.3.2 Организационная структура проекта .....	149
8.3.3 Матрица ответственности .....	150
8.3.4 План проекта .....	150

8.4 Определение ресурсной, финансовой, бюджетной, социальной и экономической эффективности исследования .....	150
8.4.1 Оценка сравнительной эффективности исследования .....	150
9. Социальная ответственность .....	153
9.1 Техногенная безопасность .....	154
9.1.1 Основные опасности производства .....	154
9.1.2 Влияние хлора на организм человека .....	155
9.1.3 Меры первой помощи.....	156
9.2. Региональная безопасность .....	157
9.2.1 Меры, обеспечивающие надежность охраны водных ресурсов и воздушного бассейна .....	157
9.3. Организационные мероприятия обеспечения безопасности .....	158
9.3.1 Меры безопасности при ведении технологического процесса .....	158
9.3.2 Средства защиты работающих .....	160
9.4. Особенности законодательного регулирования проектных решений ...	162
9.4.1 Особые требования .....	162
9.4.2 Рабочее время и время отдыха .....	163
9.5. Безопасность в чрезвычайных ситуациях .....	164
ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	166
СПИСОК ПУБЛИКАЦИЙ .....	168
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ .....	169
ПРИЛОЖЕНИЕ А .....	172
ПРИЛОЖЕНИЕ Б .....	176

## **ВВЕДЕНИЕ**

Выпаривание – термический процесс концентрирования растворов нелетучих твердых веществ при кипении и частичном удалении жидкого растворителя в виде пара. В технике процесс выпаривания (упаривания) получил широкое распространение, так как многие вещества (сахар, поваренная соль, соли щелочных металлов, аммиачная селитра и многие другие) получают в виде слабых водных растворов, а в готовом для потребления, хранения или транспорта виде они должны быть полностью или частично обезвожены.

Данная работа посвящена модернизации выпарного аппарата для упаривания раствора хлорида лития.

В настоящее время актуальной задачей является получение высокочистого металлического лития и различных его солей, имеющих широкое использование в металлургической, энергетической, медицинской, химической, стекольной и других областях промышленности. На мировом рынке лития и его соединений существует постоянно растущий спрос на сверхчистые соли лития, такие как карбонат и фторид лития, и на литий металлический.

В последние годы российские предприятия также проявляют интерес к высокочистым солям лития с целью организации производства литий-ионных аккумуляторов, используемых в средствах мобильной связи, в пультах управления и др.

## 1. Литературный обзор

### 1.1 Типы выпарных аппаратов

Выпарной аппарат предназначен для осуществления термического процесса кипения раствора с выделением практически чистого пара растворителя, в результате которого в растворе происходит повышение концентрации растворенного вещества.

Наибольшее распространение в промышленности получили типы выпарных аппаратов, у которых греющий пар направляется в межтрубное пространство греющей камеры, а в трубках кипит выпариваемый раствор:

1. Аппараты с естественной циркуляцией.
2. Аппараты с принудительной циркуляцией.
3. Прямоточные (пленочные) аппараты.

1. Наиболее часто на промышленных предприятиях встречаются аппараты с естественной циркуляцией. К ним относятся аппараты системы Роберта с центральной внутренней циркуляционной трубой (рис.1.1) и аппараты с внешними циркуляционными трубами (рис.1.2), у которых полностью устранен нагрев раствора в опускных каналах.

Для того чтобы снизить потери на трение в циркуляционной трубе, площадь сечения циркуляционной трубы должна быть такой же, как и суммарная площадь сечения кипяtilьных трубок.

Выпарные аппараты с подвесной греющей камерой (рис.1.3) применяются для выпаривания кристаллизующихся, 18 агрессивных и умеренно вязких растворов. В таких аппаратах вследствие большого сечения кольцевого канала между обечайкой и внутренней паровой камерой улучшена циркуляция раствора, а свободная подвеска греющей камеры

исключает нарушение герметичности вальцовочных соединений кипяtilьных труб.

Преимущества аппаратов с естественной циркуляцией:

1. Высокий коэффициент теплопередачи при большой разности температур.
2. Простота механической очистки от накипи.
3. Относительно невысокая стоимость.

Недостатки аппаратов с естественной циркуляцией:

1. Низкий коэффициент теплопередачи при малой разности температур и низкой температуре кипения.
2. Плохая теплопередача при выпаривании вязких жидкостей.
3. Большие производственные площадь и масса.
4. Относительно большое время пребывания продукта в аппарате.

Области применения аппаратов с естественной циркуляцией:

1. Выпаривание чистых растворов.
2. Выпаривание малоагрессивных жидкостей (корпус из химически стойких материалов имеет очень высокую стоимость).
3. Выпаривание растворов, образующих мягкую накипь, допускающую механическую очистку поверхности теплообмена.

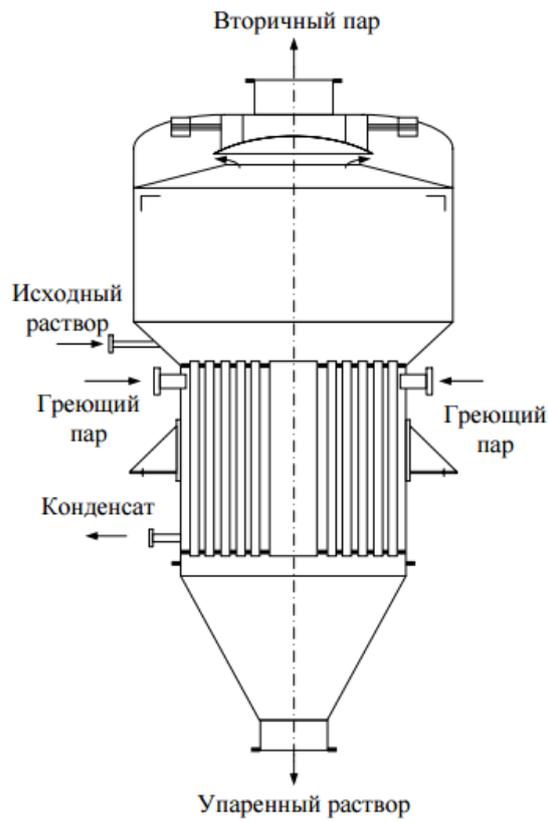


Рисунок 1.1 - Выпарной аппарат с центральной внутренней циркуляционной трубой.

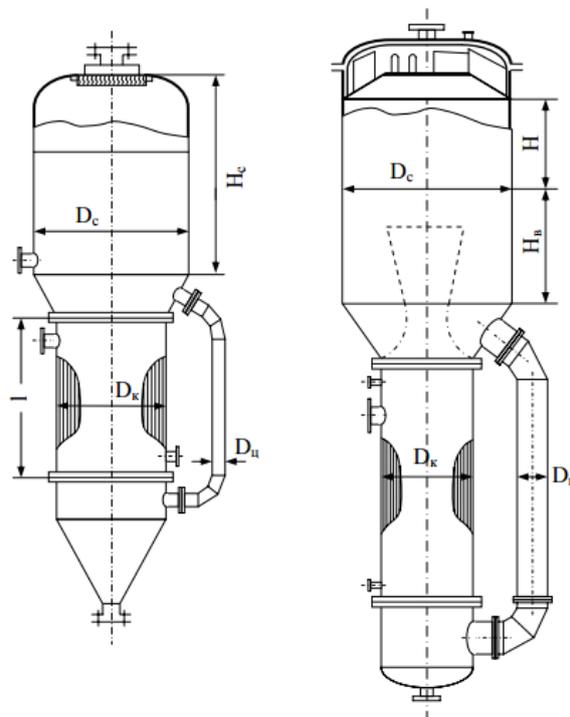


Рисунок 1.2 – Выпарные аппараты с внешними циркуляционными трубами.

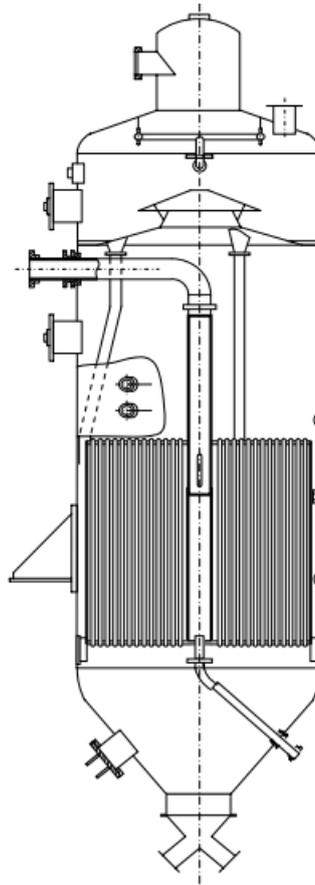


Рисунок 1.3 - Выпарной аппарат с подвесной греющей камерой.

2. Аппараты с принудительной циркуляцией (рис. 1.4) применяются для выпаривания растворов повышенной вязкости, когда  $0,008 \leq \mu \leq 0,1 \text{ Па}\cdot\text{с}$ , а также для устранения инкрустаций на поверхности теплообмена при выпаривании кристаллизирующихся растворов за счет увеличения скорости циркуляции до 2..3 м/с.

В этих аппаратах скорость раствора должна быть не менее 1,2 м/с и не более 3 м/с. Нижний предел устанавливается началом солевых отложений, верхний – превышением расходов на электроэнергию для перекачки над экономией в затратах на поверхность теплообмена за счет повышенной скорости раствора.

Большинство выпарных аппаратов с принудительной циркуляцией составляют аппараты с выносной греющей камерой (рис. 1.5). Часто у

выпарных аппаратов этого типа греющая камера горизонтальная. Это обычно двухходовой кожухотрубный теплообменный аппарат (рис. 1.6).

Преимущества аппаратов с принудительной циркуляцией:

1. Высокий коэффициент теплопередачи.
2. Повышенная скорость циркуляции.
3. Относительно медленное отложение кристаллов, накипи и загрязнение греющей поверхности (со стороны раствора).

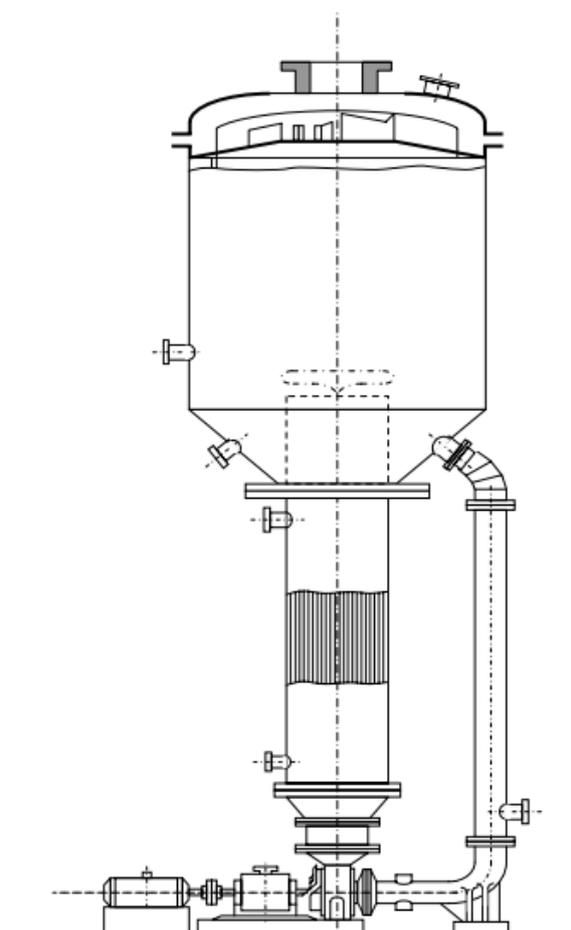


Рисунок 1.4 - Аппарат с принудительной циркуляцией.

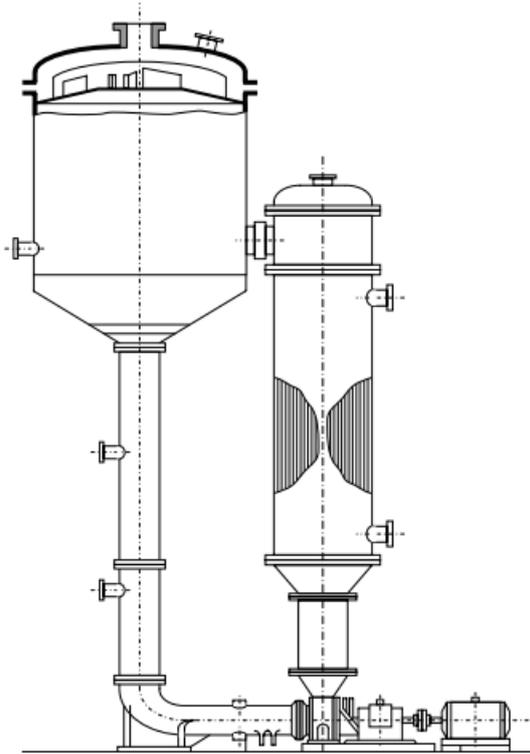


Рисунок 1.5 – Выпарной аппарат с принудительной циркуляцией и выносной греющей камерой.

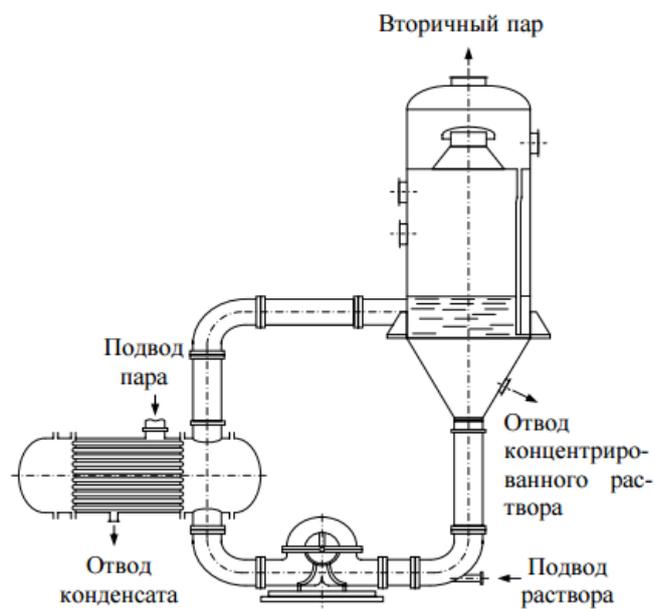


Рисунок 1.6 - Двухходовой кожухотрубный теплообменный аппарат.

Недостатки аппаратов с принудительной циркуляцией:

1. Высокая стоимость.

2. Дополнительный расход электроэнергии на циркуляционный насос.
3. Относительно высокое время пребывания продукта в аппарате.

Области применения аппаратов с принудительной циркуляцией:

1. Получение кристаллических продуктов.
2. Выпаривание агрессивных растворов.
3. Выпаривание вязких растворов.

3. Прямоточные аппараты с восходящей (типа Кестнера) (рис. 1.7а) и падающей (рис. 1.7б) пленками удобно применять для выпаривания термолабильных растворов. Время пребывания раствора в аппарате составляет несколько секунд. Диаметр трубок обычно составляет 25-50 мм, длина трубок лежит в пределах от 6 до 10,5 м. Процесс выпаривания заканчивается в аппарате за один проход раствора и пара по кипятильной трубке: за это время раствор достигает заданной концентрации. Аппараты с восходящей пленкой используют для выпаривания растворов, дающих мягкую накипь, а также для доведения растворов до состояния пересыщения. Аппараты с падающей пленкой не применяются для выпаривания растворов, содержащих твердые вещества – кристаллы.

Преимущества прямоточных аппаратов:

1. Низкая стоимость.
2. Большая поверхность теплообмена в одном корпусе.
3. Малое время пребывания продукта в аппарате.
4. Небольшая производственная площадь.
5. Хороший коэффициент теплопередачи при умеренной разности температур (при восходящей пленке).

6. Хороший коэффициент теплопередачи при любых разностях температур (при падающей пленке).

Недостатки прямоточных аппаратов:

1. Необходимость высокого помещения.
2. Непригодность для кристаллизирующихся или образующих твердую накипь растворов.
3. Низкий коэффициент теплопередачи (при восходящей пленке и низкой разности температур).

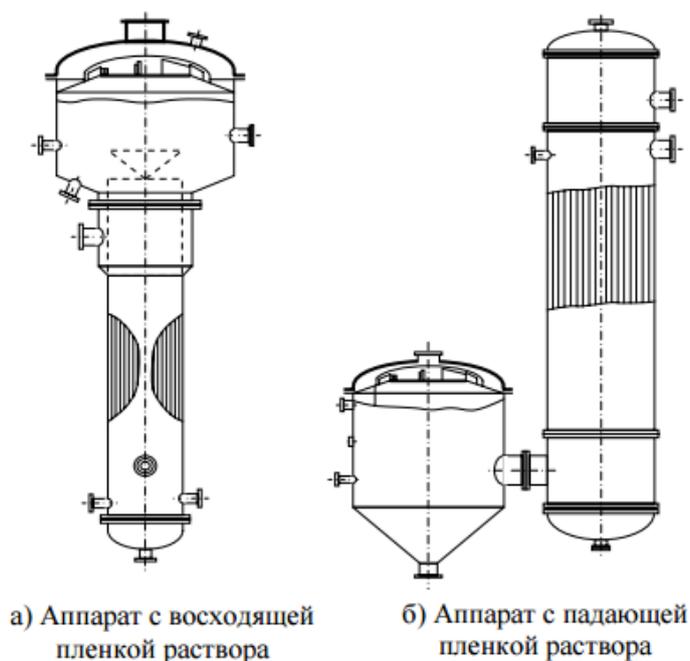


Рисунок 1.7 - Прямоточные аппараты с восходящей (рис. а) и падающей (рис. б) пленками.

Области применения прямоточных аппаратов:

1. Выпаривание чистых жидкостей.
2. Выпаривание пенящихся жидкостей.
3. Выпаривание агрессивных растворов.

4. Высокие разности температур при восходящей пленке и низкие при падающей.

5. Работа при низких температурах кипения при па дающей пленке.

При выборе типа выпарного аппарата, кроме режима теплопередачи, также имеют важное значение физические свойства выпариваемого раствора и конечного продукта. Следует учитывать возможность кристаллизации раствора, необходимость удаления накипи, изменение качества продукта, коррозию и вспенивание.

## **1.2 Применение металлического лития и его солей**

### **1.2.1 Литий и Литиево-ионные аккумуляторы**

Литий является химическим элементом с символом Li и атомным номером 3. Это мягкий серебристо-белый щелочной металл. В стандартных условиях это самый легкий и твердый металл. Как и все щелочные металлы, литий обладает высокой реакционной способностью и легковоспламеняемостью, хранится в минеральном масле. Из-за его растворимости в качестве иона он присутствует в морской воде и обычно получается из рассолов. Металлический литий выделяется электролизом из смеси хлорида лития и хлорида калия.

Литиево-ионный аккумулятор или литий-ионная батарея - это тип перезаряжаемой батареи, в которой ионы лития движутся от отрицательного электрода к положительному электроду во время разряда и обратно при зарядке. Литий-ионные батареи используют интеркалированное соединение лития в качестве одного материала электрода по сравнению с металлическим литием, используемым в неперезаряжаемой литиевой батарее. Электролит, который позволяет осуществлять ионное перемещение, и два электрода являются составными компонентами литиево-ионного аккумулятора.

Литий-ионные батареи распространены в домашней электронике. Они являются одним из самых популярных типов перезаряжаемых батарей для

портативной электроники, с высокой плотностью энергии, небольшим эффектом памяти и низким саморазрядом. Литий-ионные батареи также растут в популярности для военных, аккумуляторных электромобилей и аэрокосмических приложений. Например, литий-ионные батареи становятся обычной заменой свинцово-кислотных аккумуляторов, которые исторически использовались для тележек для гольфа и служебных автомобилей. Вместо тяжелых свинцовых пластин и кислотного электролита, тенденция заключается в использовании легких литиево-ионных аккумуляторных батарей, которые могут обеспечивать такое же напряжение, как свинцово-кислотные батареи, поэтому никаких изменений в системе привода автомобиля не требуется.

Характеристиками, составом, производительностью, стоимостью и безопасностью различаются. В портативной электронике в основном используются на основе оксида лития кобальта ( $\text{LiCoO}_2$ ), который обеспечивает высокую плотность энергии, но представляет угрозу безопасности, особенно при повреждении. Литий-фосфат железа ( $\text{LiFePO}_4$ ), литий-ионный оксид марганца ( $\text{LiMn}_2\text{O}_4$ ,  $\text{Li}_2\text{MnO}_3$  или LMO) и литий-никелевый марганцовый оксид кобальта ( $\text{LiNiMnCoO}_2$  или NMC) обеспечивают более низкую плотность энергии, но более продолжительный срок службы и присущую ей безопасность. Такие батареи широко используются для электрических инструментов, медицинского оборудования и других ролей. Литий-никелевый кобальтовый оксид алюминия ( $\text{LiNiCoAlO}_2$ ) и титаната лития ( $\text{Li}_4\text{Ti}_5\text{O}_{12}$  или LTO) являются специальными проектами, нацеленными на конкретные задачи. Новые литий-серные аккумуляторы обещают самое высокое соотношение производительности и веса.

Литиево-ионные батареи могут создавать серьезные угрозы безопасности, поскольку они содержат легковоспламеняющийся электролит и могут храниться под давлением. Эксперт отмечает: «Если аккумуляторная

батарея заряжена слишком быстро, это может вызвать короткое замыкание, приводящее к взрывам и пожарам». Из-за этого, требования более высокие, чем к кислотно-электролитным батареям, требующие более широкого диапазона условий испытаний и дополнительных тестов, связанных с батареями. Некоторые компании упоминали о батареях, в том числе напоминание о Samsung Galaxy Note 7 2016 для аккумуляторов.

Объектом исследований для литий-ионных батарей являются: продление срока жизни, плотность энергии, безопасность и снижение затрат.

Растущий спрос на батареи побудил вендоров и ученых сосредоточиться на повышении плотности энергии, рабочей температуры, безопасности, долговечности, времени зарядки, выходной мощности и стоимости технологии ионно-литиевой батареи.

### **1.2.2 Применение литий-ионных аккумуляторов**

Литий-ионные аккумуляторы являются источниками энергии высокой плотности для различных устройств. Для питания более крупных устройств, таких как электрические автомобили, подключение нескольких небольших батарей в параллельной схеме более эффективно, чем подключение одной большой батареи. К таким устройствам относятся:

1) Портативные: мобильные телефоны и смартфоны, ноутбуки и планшеты, цифровые камеры и видеокамеры, электронные сигареты, карманные игровые консоли и фонарики.

2) Электроинструменты: Литий-ионные аккумуляторы используются в таких инструментах, как аккумуляторные дрели, шлифовальные машины, пилы и различное садовое оборудование, включая отбойные молотки и триммеры.

3) Электрические транспортные средства: из-за их легкого веса литий-ионные батареи используются для широкого спектра электромобилей и гибридных автомобилей.

### 1.2.3 Срок службы литий-ионных аккумуляторов

Срок службы аккумуляторной батареи обычно определяется количеством полных циклов заряда-разряда до значительной потери мощности. Неактивное хранилище также может уменьшить емкость. Информация изготовителей обычно определяет продолжительность жизни в терминах количества циклов (например, падение мощности линейно до 80% за 500 циклов), без упоминания о хронологическом возрасте. В среднем продолжительность жизни составляет 1000 циклов, хотя производительность батареи редко указана более чем на 500 циклов. Это означает, что батареи мобильных телефонов или других ручных устройств в повседневном использовании не должны превышать трех лет.

## 2. Описание аппаратурно-технологической схемы.

Установка для получения металлического лития состоит из: бункера хранения технического карбоната лития 1; питающих шнеков 2, 19; валковой мельницы 3; реактора 4; баллона с углекислым газом 5; барабанных вакуум-фильтров 6, 13; сорбционных колон 7, 14; аппаратов кипящего слоя 8, 17, 22; насоса 9; промежуточного бункера хранения очищенного карбоната лития 10; реактора хлорирования 11; баллона с хлором 12; теплообменника 15; выпарного аппарата 16; промежуточных бункеров хранения хлорида лития 18; электролизных ванн 20; циклона 21; газодувок 23, 24.

Технический карбонат лития из бункера 1 с помощью шнека питателя 2 подают в валковую мельницу 3, где карбонат лития подвергают механоактивации с целью ускорения процесса его перевода в растворимую соль гидрокарбоната лития. После этого активированный карбонат лития засыпают в реактор 4, наливают дистиллированную воду и подают углекислый газ из баллона 5. При этом протекает следующая реакция:



После фильтрации в барабанном вакуум-фильтре 6 (отделение не растворившегося карбоната лития и примесей), полученный раствор гидрокарбоната лития пропускают через сорбционные колонны 7, в которых происходит очистка от примесей натрия и кальция.

После очистки от примесей раствор гидрокарбоната лития нагревают в аппарате кипящего слоя 8 до 100°C. При этом происходит осаждение очищенного карбоната лития по реакции:



Для улучшения процесса осаждения раствор циркулируют при помощи насоса 9.

Осажденный карбонат лития вместе с водой собирается в промежуточном бункере хранения очищенного карбоната лития 10. В процессе осаждения при помощи газодувки 23 осуществляется отсос углекислого газа из аппарата кипящего слоя 8 в реактор 4.

Далее карбонат лития из бункера 10 подают в реактор хлорирования 11 (при этом наливают дистиллированную воду и подают хлор из баллона 12), где происходит хлорирование карбоната лития. В результате чего получают 10% хлорид лития. Этот процесс протекает по следующей реакции:

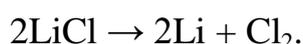


После фильтрации в барабанном вакуум-фильтре 13 полученный раствор хлорида лития пропускают через сорбционные колонны 14, заполненные углерод-углеродным сорбентом НУМС- Sb, в которых происходит очистка от примесей ионов натрия и кальция.

Далее раствор поступает в выпарной аппарат 16, в котором происходит упаривание 10% хлорида лития до 30%, предварительно подогреваемого в теплообменнике с 15°C до 105°C, где для экономичности в качестве горячего тела используется вторичный пар с выпарного аппарата.

После этого 30% раствор хлорида лития вместе с хлором поступает в аппарат кипящего слоя 17, где происходит гранулирование хлорида лития, который собирается в промежуточном бункере 18.

Затем хлорид лития с помощью питающего шнека 19 вместе с хлоридом калия подают в электролизные ванны 20, где происходит электролиз хлористого лития в результате чего получают металлический литий по реакции:



Также в процессе электролиза выделяется хлор, который при помощи газодувки 24 подают на циклон 21, где происходит отчистка от пыли. Далее хлор поступает на сушку в аппарат кипящего слоя 22, заполненный гранулами из фторопласта. После чего хлор подают в аппарат кипящего слоя 17 и в реактор хлорирования 11.

### **Постановка задач исследования**

Результаты литературного обзора позволили установить, что в настоящее время чаще применяются выпарные аппараты с центральной циркуляционной трубой или вынесенной греющей камерой, но данные конструкции имеют ряд недостатков. В данной квалификационной работе рассмотрена модернизированная выпарного аппарата с центральной циркуляционной трубой.

Модернизация выпарного аппарата сводится к тому, что мы заменяем исходный аппарат, для того чтобы обеспечить температурную компенсацию греющей камеры, повысить циркуляцию раствора, обеспечить большую металлоемкость и удобство ремонта и замены греющей камеры.

Все вышесказанные меры позволили оптимизировать аппарат.

Целью работы являются механический и конструктивный расчеты аппаратов с естественной циркуляцией, сравнение их характеристик.

### 3. Технологический расчет

#### Исходные данные

Данные для расчёта и конструирования выпарного аппарата сведены в таблицу 3.1.

Таблица 3.1 «Исходные данные»

Упариваемый раствор	LiCl
Производительность по растворенному веществу, кг/с	0,03
Начальная концентрация, %	10
Конечная концентрация, %	30
Давление греющего пара, МПа	0,45
Давление вторичного пара, МПа	0,1
Начальная концентрация, %(масс.)	0,1
Конечная концентрация, %(масс.)	0,3

Примечание: Режим работы аппарата – непрерывный.

#### Материальный расчёт

Материальный расчёт сводится к составлению материального баланса процесса выпаривания.

Уравнение материального баланса процесса выпаривания по потокам имеет вид:

$$G_H = G_k + W, \quad [1]$$

где  $G_H$  - массовый расход начального (исходного) раствора, кг/с;

$G_k$  - массовый расход конечного (упаренного) раствора, кг/с;

$W$  - массовый расход выпариваемой воды (вторичного пара), кг/с.

Уравнение материального баланса по растворённому веществу:

$$G_H \cdot x_H = G_k \cdot x_k, \quad [1]$$

где  $x_H$  - концентрация растворенного вещества в начальном (исходном) растворе, массовые доли;

$x_k$  - концентрация растворенного вещества в конечном (упаренном) растворе, массовые доли.  
 На основании уравнений материального баланса и исходных данных определяем массовые расходы начального, конечного растворов, выпаренной воды:

$$G_H = \frac{G_{LiCl}}{x_H} \quad \text{или} \quad G_H = V_H \cdot \rho_H = \frac{G_{LiCl}}{x_H} \cdot \rho_H,$$

где  $V_H$  - объёмный расход начального раствора, м<sup>3</sup>/с;

$\rho_H$  - начальная плотность раствора, кг/ м<sup>3</sup>;

$G_{LiCl}$  - производительность по LiCl, кг/ч.

$$G_H = \frac{0,03}{0,1} = 0,3 \text{ кг/с.}$$

Определяем массовый расход конечного раствора:

$$G_K = G_H \cdot \frac{x_H}{x_K},$$

$$G_K = \frac{0,03 \cdot 0,1}{0,30} = 0,1 \text{ кг/с,}$$

Тогда массовый расход упаренной воды будет равен:

$$W = G_H - G_K,$$

$$W = 0,3 - 0,1 = 0,2 \text{ кг/с.}$$

Составим таблицу материального баланса:

Таблица 3.1 «Материальный баланс»

Приход			Расход		
Статьи прихода	кг/с	%	Статьи расхода	кг/с	%
1 Исходный раствор	0,3	100	1 Упаренный раствор	0,1	33,3
			2 Вторичный пар	0,2	66,7
Итого:	0,3	100	Итого:	0,3	100

## Тепловой расчёт

Тепловой расчёт сводится к составлению теплового баланса процесса выпаривания, определению тепловой нагрузки аппарата, расхода греющего пара, истинного значения удельной тепловой нагрузки, истинного значения коэффициента теплопередачи и поверхности теплообмена.

По данным таблицы 7.1 для выпариваемого раствора и греющего пара определяем все необходимые физические величины, используя таблицы и графики.

### Тепловой баланс

Уравнение теплового баланса процесса выпаривания записывается в виде:

$$Q'_H + Q'_{зр.п} = Q'_K + Q'_W + Q'_{конд.} + Q'_{ном.}, [1]$$

где  $Q'_H = G_H \cdot c_H \cdot t_H$  - количество тепла, поступающего в выпарной аппарат с начальным раствором, Вт;

$c_H = 3771$  - удельная теплоёмкость начального раствора, Дж/(кг·К);

$t_H = 105^{\circ}\text{C}$  - температура начального раствора при входе в выпарной аппарат,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$$Q'_H = 0,3 \cdot 3,771 \cdot 105 = 108,12 \text{ кДж/с,}$$

$Q'_{зр.п} = D \cdot i_{зр.п}$  - количество тепла, поступающего в выпарной аппарат с греющим паром, Вт;

где  $D$  – расход греющего пара, кг/с;

$i_{зр.п} = 2754$  - удельная энтальпия греющего пара, кДж/кг;

$Q'_K = G_K \cdot c_K \cdot t_K$  - количество тепла, уходящего из выпарного аппарата с конечным (упаренным) раствором, кДж/с.

$c_K = 3784$  - удельная теплоёмкость конечного (упаренного) раствора, Дж/(кг·К) [14];

$t_K = 119^{\circ}\text{C}$  - температура конечного раствора при выходе из выпарного аппарата, равная температуре кипения конечного раствора,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$$Q'_K = 0,016 \cdot 3,784 \cdot 119 = 45,03 \text{ кДж/с.}$$

$Q'_w = W \cdot i_w$  - количество тепла, уходящего из аппарата с вторичным паром, кДж/с.;

где  $i_w = 2728$  - удельная энтальпия вторичного пара, Дж/кг;

$$Q'_w = 0,2 \cdot 2728 = 545,6 \text{ кДж/с.}$$

$Q'_{\text{конд.}} = D \cdot i_{\text{конд.}}$  - количество тепла, уходящего из выпарного аппарата с конденсатом греющего пара, Вт;

где  $i_{\text{конд.}} = 637,7$  - удельная энтальпия конденсата греющего пара, кДж/кг;

$Q'_{\text{конц}} = G_B \cdot (q_k - q_n)$  - расход тепла на концентрирование (тепловой эффект), Вт;

$q_k = 110$  – удельная интегральная теплота растворения конечного раствора, отнесенная к растворенному веществу, кДж/кг;

$q_n = 75$  – удельная интегральная теплота растворения начального раствора, отнесенная к растворенному веществу, кДж/кг;

$$Q'_{\text{конц}} = G_B \cdot (q_k - q_n) = 0,03 \cdot (110 - 75) = 10,5 \text{ кДж/с.}$$

$Q'_{\text{пот}} = 0,05 \cdot Q' = 0,05 \cdot D \cdot (i_{\text{зр.п.}} - i_{\text{конд.}})$  - расход тепла на компенсацию потерь в окружающую среду, принимаемый 5 % от количества переданного тепла в выпарном аппарате – тепловой нагрузки аппарата, кДж/с.

$Q' = D \cdot (i_{\text{зр.п.}} - i_{\text{конд.}})$  - расход тепла в выпарном аппарате – тепловая нагрузка аппарата, кДж/с.[1]

Из уравнения теплового баланса определяем расход греющего пара:

$$D = \frac{Q'_k - Q'_n + Q'_w + Q'_{\text{конц}}}{(0,95 \div 0,97) \cdot (i_{\text{зр.п.}} - i_{\text{конд.}})}; [1]$$
$$D = \frac{45,03 - 118,76 + 545,6 + 10,5}{0,95 \cdot (2754 - 637,7)} = 0,24 \text{ кг/с.}$$

И вышеперечисленные статьи теплового баланса выпарного аппарата:

$$Q'_{\text{зр.п.}} = D \cdot i_{\text{зр.п.}} = 0,24 \cdot 2754 = 660,96 \text{ кДж/с,}$$

$$Q'_{\text{конд.}} = D \cdot i_{\text{конд.}} = 0,24 \cdot 637,7 = 153,05 \text{ кДж/с,}$$

$$Q' = D \cdot (i_{\text{эп.п}} - i_{\text{конд}}) = 0,24 \cdot (2754 - 637,7) = 507,91 \text{ кДж/с},$$

$$Q'_{\text{ном}} = 0,05 \cdot Q' = 0,05 \cdot 507,91 = 25,4 \text{ кДж/с}.$$

Результаты составления теплового баланса сведены в таблицу теплового баланса.

Таблица 3.1 «Тепловой баланс»

Приход			Расход		
Статьи прихода	кВт	%	Статьи расхода	кВт	% %
1 Начальный раствор	108,12	14,06	1 Упаренный раствор	45,03	5,85
2 Греющий пар	660,96	85,94	2 Вторичный пар	545,6	70,94
			3 Конденсат греющего пара	153,05	19,90
			4 Потеря в окружающую среду	25,4	3,31
Итого:	769,08	100	Итого:	769,08	100

### Определение поверхности теплообмена и коэффициента теплоотдачи

Для осуществления процесса выпаривания к упариваемому раствору необходимо подвести определённое количество тепла, определяемое основным уравнением теплопередачи:

$$Q' = k \cdot \Delta t_{\text{пол}} \cdot F = q \cdot F, \quad [1]$$

где  $Q'$  - расход тепла в выпарном аппарате - тепловая нагрузка аппарата, Вт;

$k$  - коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>К);

$\Delta t_{\text{пол}}$  - полезная разность температур в выпарном аппарате, равная разности между температурой конденсации греющего пара и температурой кипения раствора;

$$\Delta t_{\text{пол}} = t_{\text{эп.п}} - t_{\text{кип.к.р}} = 147 - 119 = 28^\circ \text{C}, \quad [1]$$

где  $F$  - поверхность теплообмена, м<sup>2</sup>;

$q = k \cdot \Delta t_{\text{пол}}$  - удельная тепловая нагрузка, Вт/м<sup>2</sup>.

### Удельная тепловая нагрузка.

Для определения удельной тепловой нагрузки воспользуемся графическим методом, то есть построим зависимость удельной нагрузки от температуры стенки со стороны греющего теплоносителя  $t_{cm1}$ .

Задаемся рядом значений  $t_{cm1}$  от  $t_{кипения\ раствора}$ . До  $t_{зреющего\ пара}$ , то есть от температуры 119 °С до 147 °С:

$$t_{cm1}^I = 146^\circ C; t_{cm1}^{II} = 145^\circ C; t_{cm1}^{III} = 144^\circ C;$$

$$t_{cm1}^{IV} = 143^\circ C; t_{cm1}^V = 142^\circ C; t_{cm1}^{VI} = 141^\circ C .$$

Рассчитываем для каждой  $t_{cm1}$  коэффициент теплоотдачи от конденсирующегося пара к стенке по формуле:

$$\alpha_I = 1,15 \cdot \sqrt[4]{\frac{\lambda^3 \cdot \rho^2 \cdot r \cdot g}{\mu \cdot H \cdot (t_{конд} - t_{cm1})}}, [1]$$

где  $\lambda$  - коэффициент теплопроводности конденсата, Вт/(мК);

$\rho$  - плотность конденсата, кг/м<sup>3</sup>;

$r$  - удельная теплота конденсации, Дж/кг;

$g$  - ускорение свободного падения,  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ ;

$\mu$  - динамический коэффициент вязкости конденсата, Па·с;

$H$  - высота труб принимаем ориентировочно,  $H = 1,5 \text{ м}$ ;

$t_{cm1}$  - температура стенки, °С.

$\lambda, \rho, \mu$  берутся при средней температуре пленки конденсата:

$$t_n = \frac{t_{конд} + t_{cm1}}{2}; [1]$$

$$t_n^I = 146,5^\circ C; t_n^{II} = 146^\circ C;$$

$$t_n^{III} = 145,5^\circ C; t_n^{IV} = 145^\circ C;$$

$$t_n^V = 144,5^\circ C; t_n^{VI} = 144^\circ C .$$

Находим значения  $\lambda, \rho, \mu$  при средней температуре пленки конденсата:

$$\lambda_{\text{конд}}^I = 0,6835 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}); \lambda_{\text{конд}}^{II} = 0,6840 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К});$$

$$\lambda_{\text{конд}}^{III} = 0,6845 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}); \lambda_{\text{конд}}^{IV} = 0,6848 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}); \lambda_{\text{конд}}^V = 0,6855 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К});$$

$$\lambda_{\text{конд}}^{VI} = 0,686 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К});$$

$$\rho_{\text{конд}}^I = 920 \text{ кг}/\text{м}^3; \rho_{\text{конд}}^{II} = 921 \text{ кг}/\text{м}^3;$$

$$\rho_{\text{конд}}^{III} = 922 \text{ кг}/\text{м}^3; \rho_{\text{конд}}^{IV} = 923 \text{ кг}/\text{м}^3;$$

$$\rho_{\text{конд}}^V = 925 \text{ кг}/\text{м}^3; \rho_{\text{конд}}^{VI} = 926 \text{ кг}/\text{м}^3;$$

$$\mu_{\text{конд}}^I = 189 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}; \mu_{\text{конд}}^{II} = 190 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с};$$

$$\mu_{\text{конд}}^{III} = 192 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}; \mu_{\text{конд}}^{IV} = 194 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с};$$

$$\mu_{\text{конд}}^V = 195 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}; \mu_{\text{конд}}^{VI} = 196 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}.$$

Тогда, для разных температур определим:

$$\alpha_I^I = 1,15 \cdot \sqrt[4]{\frac{(68,4 \cdot 10^{-2})^3 \cdot 920^2 \cdot 2129 \cdot 10^3 \cdot 9,81}{189 \cdot 10^{-6} \cdot 1,5 \cdot (147 - 146)}} = 13660,56 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}};$$

$$\alpha_{II}^I = 1,15 \cdot \sqrt[4]{\frac{(68,4 \cdot 10^{-2})^3 \cdot 921^2 \cdot 2129 \cdot 10^3 \cdot 9,81}{190 \cdot 10^{-6} \cdot 1,5 \cdot (147 - 145)}} = 11484,50 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}};$$

$$\alpha_I^{III} = 1,15 \cdot \sqrt[4]{\frac{(68,45 \cdot 10^{-2})^3 \cdot 922^2 \cdot 2129 \cdot 10^3 \cdot 9,81}{192 \cdot 10^{-6} \cdot 1,5 \cdot (147 - 144)}} = 10361,58 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}};$$

$$\alpha_I^{IV} = 1,15 \cdot \sqrt[4]{\frac{(68,48 \cdot 10^{-2})^3 \cdot 923^2 \cdot 2129 \cdot 10^3 \cdot 9,81}{194 \cdot 10^{-6} \cdot 1,5 \cdot (147 - 143)}} = 9632,18 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}};$$

$$\alpha_I^V = 1,15 \cdot \sqrt[4]{\frac{(68,6 \cdot 10^{-2})^3 \cdot 925^2 \cdot 2129 \cdot 10^3 \cdot 9,81}{195 \cdot 10^{-6} \cdot 1,5 \cdot (147 - 142)}} = 9108,81 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}};$$

$$\alpha_I^{VI} = 1,15 \cdot \sqrt[4]{\frac{(68,6 \cdot 10^{-2})^3 \cdot 926^2 \cdot 2129 \cdot 10^3 \cdot 9,81}{196 \cdot 10^{-6} \cdot 1,5 \cdot (147 - 141)}} = 8701,28 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Определим удельный тепловой поток из уравнения теплоотдачи по формуле:

$$q_I = \alpha_I \cdot (t_{\text{конт}} - t_{cm1}), \frac{Bm}{M^2} [1]$$

$$q_I^I = 13660,56 \cdot (147 - 146) = 13660,56 \frac{Bm}{M^2};$$

$$q_I^{II} = 11484,50 \cdot (147 - 145) = 22969,00 \frac{Bm}{M^2};$$

$$q_I^{III} = 10361,58 \cdot (147 - 144) = 31084,75 \frac{Bm}{M^2}$$

$$q_I^{IV} = 9632,18 \cdot (147 - 143) = 38528,72 \frac{Bm}{M^2};$$

$$q_I^V = 9108,81 \cdot (147 - 142) = 45544,03 \frac{Bm}{M^2};$$

$$q_I^{VI} = 8701,28 \cdot (147 - 141) = 52207,66 \frac{Bm}{M^2}.$$

Определим ряд значений температуры стенки со стороны нагреваемой жидкости:

$$t_{cm2} = t_{cm1} - q_I \cdot \left( \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \Sigma r_{загр} \right), [1]$$

где  $\delta_{cm}$  – толщина стенки трубок,  $\delta_{cm} = 0,002m$ ;

$\lambda_{cm}$  – коэффициент теплопроводности материала трубок,

$$\lambda_{cm} = 46,5 \text{ Bm}/(M \cdot K);$$

$\Sigma r_{загр}$  – сумма термических сопротивлений загрязнения поверхности

теплообмена,  $\Sigma r_{загр} = 2,5 \cdot 10^{-4} M^2 K/Bm$ .

$$t_{cm2}^I = 146 - 13660,56 \cdot \left( \frac{0,002}{46,5} + 2,5 \cdot 10^{-4} \right) = 142,00^\circ C;$$

$$t_{cm2}^{II} = 145 - 22969,00 \cdot \left( \frac{0,002}{46,5} + 2,5 \cdot 10^{-4} \right) = 138,27^\circ C;$$

$$t_{cm2}^{III} = 144 - 31084,75 \cdot \left( \frac{0,002}{46,5} + 2,5 \cdot 10^{-4} \right) = 134,89^\circ C;$$

$$t_{cm2}^{IV} = 143 - 38528,72 \cdot \left( \frac{0,002}{46,5} + 2,5 \cdot 10^{-4} \right) = 131,71^\circ \text{C};$$

$$t_{cm2}^V = 142 - 45544,03 \cdot \left( \frac{0,002}{46,5} + 2,5 \cdot 10^{-4} \right) = 128,66^\circ \text{C};$$

$$t_{cm2}^{VI} = 141 - 52207,66 \cdot \left( \frac{0,002}{46,5} + 2,5 \cdot 10^{-4} \right) = 125,70^\circ \text{C}.$$

Рассчитаем коэффициент теплоотдачи от стенки к жидкости:

$$\alpha_{II} = b^3 \cdot \left( \frac{\lambda_2^2 \cdot \rho_2}{\mu_2 \cdot \sigma_2 \cdot T_{кин2}} \right) \cdot (t_{cm2} - t_{кин})^2, [1]$$

где  $\sigma_2$  - коэффициент поверхностного натяжения упариваемого раствора;

$\lambda_2$  - коэффициент теплопроводности упариваемого раствора;

$\rho_2$  - плотность упариваемого раствора;

$\mu_2$  - динамический коэффициент вязкости, Па·с;

$T_{кин2}$  - температура кипения раствора, К;

$b$  – безразмерный коэффициент:

$$b_I = 0,083; b_{II} = 0,0825; b_{III} = 0,080;$$

$$b_{IV} = 0,078; b_V = 0,0775; b_{VI} = 0,077.$$

Из справочной литературы:

$$\lambda^I = 0,555 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{град}), \lambda^{II} = 0,554 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{град}),$$

$$\lambda^{III} = 0,553 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{град}), \lambda^{IV} = 0,552 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{град}), \lambda^V = 0,551 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{град}),$$

$$\lambda^{VI} = 0,550 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{град}).$$

$$\rho^I = 1245 \text{ кг}/\text{м}^3, \rho^{II} = 1252 \text{ кг}/\text{м}^3, \rho^{III} = 1260 \text{ кг}/\text{м}^3,$$

$$\rho^{IV} = 1267 \text{ кг}/\text{м}^3, \rho^V = 1274 \text{ кг}/\text{м}^3, \rho^{VI} = 1281 \text{ кг}/\text{м}^3.$$

$$\begin{aligned}\mu^I &= 292 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}, \mu^II = 320 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}, \\ \mu^{III} &= 347 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}, \mu^{IV} = 375 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}, \\ \mu^V &= 402 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}, \mu^{VI} = 430 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}, \\ \sigma^I &= \sigma^{II} = \sigma^{III} = \sigma^{IV} = \sigma^V = \sigma^{VI} = 150 \cdot 10^{-3} \text{ Н/м}.\end{aligned}$$

Получим:

$$\begin{aligned}\alpha_{II}^I &= 0,083^3 \cdot \left( \frac{0,555^2 \cdot 1245}{292 \cdot 10^{-6} \cdot 150 \cdot 10^{-3} \cdot 392} \right) \cdot (142,00 - 119)^2 = 6754,35 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}; \\ \alpha_{II}^{II} &= 0,0825^3 \cdot \left( \frac{0,554^2 \cdot 1252}{320 \cdot 10^{-6} \cdot 150 \cdot 10^{-3} \cdot 392} \right) \cdot (138,27 - 119)^2 = 4264,75 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}; \\ \alpha_{II}^{III} &= 0,080^3 \cdot \left( \frac{0,553^2 \cdot 1260}{347 \cdot 10^{-6} \cdot 150 \cdot 10^{-3} \cdot 392} \right) \cdot (134,89 - 119)^2 = 2441,92 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}; \\ \alpha_{II}^{IV} &= 0,078^3 \cdot \left( \frac{0,552^2 \cdot 1267}{375 \cdot 10^{-6} \cdot 150 \cdot 10^{-3} \cdot 392} \right) \cdot (131,71 - 119)^2 = 1344,15 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}; \\ \alpha_{II}^V &= 0,0775^3 \cdot \left( \frac{0,551^2 \cdot 1274}{402 \cdot 10^{-6} \cdot 150 \cdot 10^{-3} \cdot 392} \right) \cdot (128,66 - 119)^2 = 710,05 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}; \\ \alpha_{II}^{VI} &= 0,077^3 \cdot \left( \frac{0,550^2 \cdot 1281}{430 \cdot 10^{-6} \cdot 150 \cdot 10^{-3} \cdot 392} \right) \cdot (125,70 - 119)^2 = 314,70 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.\end{aligned}$$

Определим удельный тепловой поток из уравнения теплоотдачи по формуле:

$$\begin{aligned}q_{II} &= \alpha_{II} \cdot (t_{cm2} - t_{II}), \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}; [1] \\ q_{II}^I &= 6754,35 \cdot (142,00 - 119) = 155331,83 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}; \\ q_{II}^{II} &= 4264,75 \cdot (138,27 - 119) = 82181,01 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}; \\ q_{II}^{III} &= 2441,92 \cdot (134,89 - 119) = 38806,64 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}; \\ q_{II}^{IV} &= 1344,15 \cdot (131,71 - 119) = 17084,99 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}; \\ q_{II}^V &= 710,05 \cdot (128,66 - 119) = 6855,60 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2};\end{aligned}$$

$$q_{II}^{VI} = 314,70 \cdot (125,70 - 119) = 2109,28 \frac{Вт}{м^2}.$$

Определим истинное значение удельного теплового потока. Для этого построим график зависимости удельных тепловых потоков  $q_I$  и  $q_{II}$  от температуры стенки  $t_{cm1}$ .

Таблица 3.2 «Зависимость удельных тепловых потоков  $q_I$  и  $q_{II}$  от температуры стенки  $t_{cm1}$ »

$t_{cm1}, ^\circ C$	146	145	144	143	142	141
$q_I, \frac{Вт}{м^2}$	13660,56	22969,00	31084,75	38528,72	45544,03	52207,66
$q_{II}, \frac{Вт}{м^2}$	155331,83	82181,01	38806,64	17084,99	6855,60	2109,28

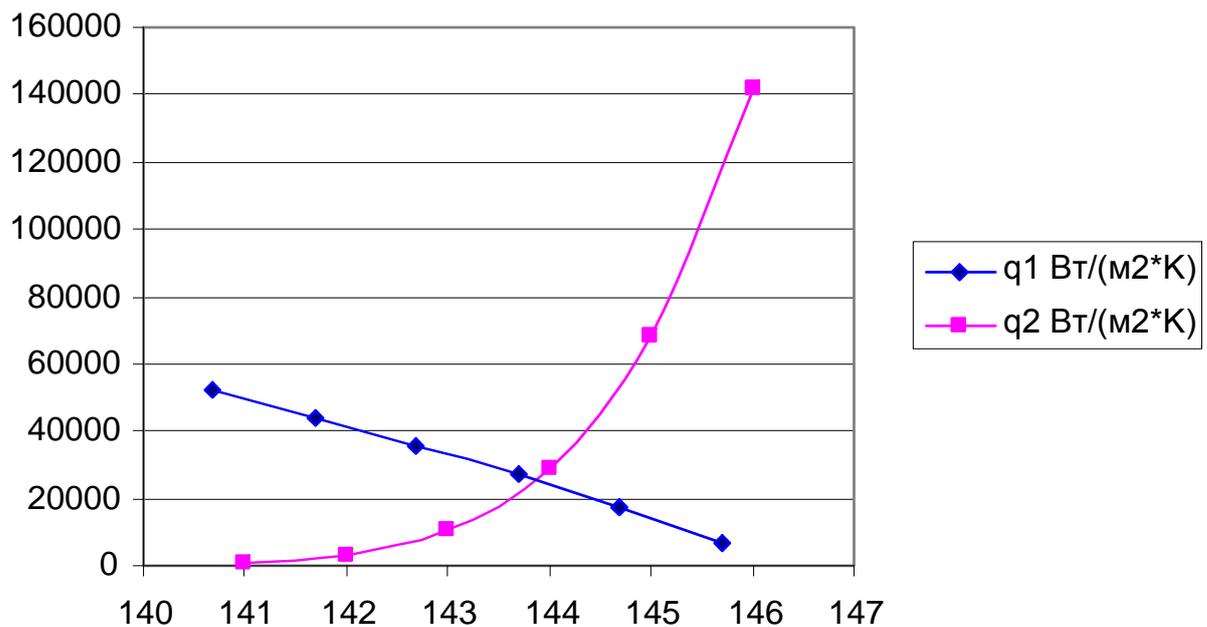


Рисунок 3.1 «График зависимости  $q_I$  и  $q_{II}$  от  $t_{cm1}$ »

Ордината точки пересечения кривых соответствует истинному значению теплового потока, а абсцисса – истинному значению температуры стенки:

$$q_{ucm} = 28000 \frac{Вт}{м^2}; t_{cm1,ucm} = 143,80^\circ C.$$

### Коэффициенты теплоотдачи и поверхности теплообмена.

По найденному значению удельной тепловой нагрузки выпарного аппарата рассчитываем коэффициент теплопередачи:

$$q = k \cdot \Delta t_{\text{пол}} = \alpha_{\text{Iucm}} \cdot (t_{\text{код}} - t_{\text{cm1}}); [1]$$

Тогда коэффициент теплоотдачи будет равен:

$$k = \frac{q}{\Delta t_{\text{пол}}}; [1]$$

$$k = \frac{28000}{28} = 1000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

А поверхность теплообмена:

$$F = \frac{Q'}{q} = \frac{507910}{28000} = 20 \text{ м}^2.$$

#### 4. Конструктивный расчет.

В конструктивном расчете выпарного аппарата с циркуляционными трубами определим число кипяtilьных трубок, размер циркуляционной трубы, диаметр корпуса, размеры парового пространства, диаметры патрубков.

Исходные данные:

Расчетный диаметр трубок:  $d_H := 0.025 \text{ м}$

Длина трубок:  $l := 1.5 \text{ м}$

Поверхность теплообмена:  $F := 20 \text{ м}^2$

Число кипяtilьных трубок:

$$n := \frac{F}{\pi \cdot d_H \cdot l} = 169.765 \quad [5]$$

Принимаем число кипяtilьных трубок:  $n := 170$

Размещение трубок в трубном пространстве выполняем по вершинам равностороннего треугольника (правильного шестиугольника).

$d_{\text{шаг}} := 25 \text{ мм}$

$$t := 1.2 \cdot d_H + 2 = 32 \text{ мм.} \quad [5]$$

Площадь сечения циркуляционной трубы принимаем около 90% от площади сечения всех кипяtilьных трубок.

Диаметр циркуляционной трубы:

$$d_{\text{ц}} := \sqrt{\frac{n \cdot d_H^2}{0.9}} = 343.592 \text{ мм} \quad [5]$$

Принимаем диаметр циркуляционной трубы:  $d_{\text{шаг}} := 350 \text{ мм}$

Объем межтрубного пространства:

$$d_{\text{шаг}} := 0.35 \text{ м} \quad d_{\text{шаг}} := 0.025 \text{ м} \quad l := 1.5 \text{ м}$$

$$V_{\text{Г.К}} := \left( d_{\text{ц}}^2 - n \cdot d_H^2 \right) \cdot \frac{(1 \cdot \pi)}{4} = 0.019 \text{ м}^3 \quad [5]$$

Внутренний диаметр греющей камеры в выпарном аппарате с центральной циркуляционной трубой:

Число труб на диагонали наибольшего шестиугольника при разбивке труб в трубной решетке:

$$b := 22 \quad t := 0.032 \text{ м.}$$

$$D_{\text{Г.К}} := t \cdot (b - 1) + 4 \cdot d_H = 0.772 \quad [5]$$

Принимаем внутренний диаметр греющей камеры:  $D_{\text{шаг}} := 800 \text{ мм}$

Коэффициент влияния давления в сепараторе на предельное массовое напряжение сепаратора:  $k_1 := 2.4 \quad [5]$

Коэф., учитывающий влияние уровня раствора над точкой ввода парожидкостной смеси в сепараторе:  $k_2 := 0.65 \quad [5]$

Предельное массовое напряжение сепаратора при атмосферном давлении:  $R_{\text{вАТМ}} := 0.13 \text{ кг/м}^3 \text{с} \quad [5]$

Количество вторичного пара:  $W := 0.2 \text{ кг/с}$

Предельное массовое напряжение сепаратора:

$$R_{\text{в}} := k_1 \cdot k_2 \cdot R_{\text{вАТМ}} = 0.203 \text{ кг/м}^3 \text{с} \quad [5]$$

Необходимый объем сепаратора:

$$V_{\Pi} := \frac{W}{R_v} = 0.986 \text{ м}^3 \quad [5]$$

Высота сепаратора:  $H_{\text{сеп}} := 1.0 \text{ м}$

Диаметр корпуса сепаратора:

$$D_{\text{сеп}} := \sqrt{\frac{(4 \cdot V_{\Pi})}{\pi \cdot H_{\text{сеп}}}} = 1.121 \text{ м} \quad [5]$$

Принимаем диаметр корпуса сепаратора:  $D_{\text{сеп}} := 1200 \text{ мм}$

Расчет диаметров патрубков:

Исходные данные:

Скорость потока исходной смеси:  $\omega_{\text{исх}} := 0.1 \text{ м/с}$

Скорость потока греющего пара:  $\omega_{\text{Г.П}} := 15 \text{ м/с}$

Скорость потока упаренного раствора:  $\omega_{\text{уп.р}} := 0.1 \text{ м/с}$

Скорость потока вторичного пара:  $\omega_{\text{вт.п}} := 0.1 \text{ м/с}$

Скорость потока конденсата:  $\omega_{\text{кон}} := 4 \text{ м/с}$

Плотность исходной смеси:  $\rho_{\text{исх}} := 1070 \text{ кг/м}^3$ ;

Плотность греющего пара:  $\rho_{\text{Г.П}} := 2.28 \text{ кг/м}^3$ ;

Плотность упаренного раствора:  $\rho_{\text{уп.р}} := 1230 \text{ кг/м}^3$ ;

Плотность конденсата:  $\rho_{\text{кон}} := 958 \text{ кг/м}^3$ ;

Плотность вторичного пара:  $\rho_{\text{вт.п}} := 2.28 \text{ кг/м}^3$ ;

Массовый расход исходной смеси:  $G_{\text{исх}} := 0.3 \text{ кг/с}$

Массовый расход греющего пара:  $G_{\text{Г.П}} := 0.24 \text{ кг/с}$

Массовый расход упаренного раствора:  $G_{\text{уп.р}} := 0.1 \text{ кг/с}$

Массовый расход вторичного пара:  $G_{\text{вт.п}} := 0.2 \text{ кг/с}$

Массовый расход конденсата:  $G_{\text{кон}} := 0.1 \text{ кг/с}$

Диаметр патрубка для подачи исходного раствора:

$$d_{\text{исх}} := \sqrt{\frac{(4G_{\text{исх}})}{\pi \cdot \omega_{\text{исх}} \cdot \rho_{\text{исх}}}} = 0.06 \text{ м} \quad [3]$$

Принимаем диаметр патрубка для подачи исходного раствора:  $d_{\text{исх}} := 80 \text{ мм}$

Диаметр патрубка для подачи греющего:

$$d_{\text{Г.П}} := \sqrt{\frac{(4G_{\text{Г.П}})}{\pi \cdot \omega_{\text{Г.П}} \cdot \rho_{\text{Г.П}}}} = 0.095 \text{ м} \quad [3]$$

Принимаем диаметр патрубка для подачи греющего:  $d_{\text{Г.П}} := 100 \text{ мм}$

Диаметр патрубка для выхода упаренного раствора:

$$d_{\text{уп.р}} := \sqrt{\frac{(4G_{\text{уп.р}})}{\pi \cdot \omega_{\text{уп.р}} \cdot \rho_{\text{уп.р}}}} = 0.032 \text{ м} \quad [3]$$

Принимаем диаметр патрубка для выхода упаренного:  $d_{\text{упар}} := 40$  мм

Диаметр патрубка для отвода конденсата:

$$d_{\text{кон}} := \sqrt{\frac{(4G_{\text{кон}})}{\pi \cdot \omega_{\text{кон}} \cdot \rho_{\text{кон}}}} = 5.764 \times 10^{-3} \text{ м} \quad [3]$$

Принимаем диаметр патрубка для отвода конденсата:  $d_{\text{кон}} := 20$  мм

Диаметр патрубка для отвода вторичного пара:

$$d_{\text{вт.п}} := \sqrt{\frac{(4G_{\text{вт.п}})}{\pi \cdot \omega_{\text{вт.п}} \cdot \rho_{\text{вт.п}}}} = 1.057 \text{ м} \quad [3]$$

Принимаем диаметр патрубка для отвода вторичного пара:  $d_{\text{вт.п}} := 100$  мм

## 5. Механический расчет выпарного аппарата.

Исходные данные:

Конструкционный материал: сталь 12Х18Н10Т

Внутренний диаметр греющей камеры:  $D_{\text{г.к}} := 800$  (мм)

Внутренний диаметр сепаратора:  $D_{\text{сеп}} := 1200$  (мм)

Высота греющей камеры:  $H_{\text{г.к}} := 1500$  (мм)

Высота сепаратора:  $H_{\text{сеп}} := 1000$  (мм)

Высота аппарата:  $H := 3870$  (мм)

Днище греющей камеры:

Диаметр днища греющей камеры:  $D_{\text{д.г.к}} := 800$  (мм)

Радиус кривизны в вершине днища:  $R_{\text{г.к}} := D_{\text{д.г.к}} = 800$  (мм)

Высота отбортованной части днища:  $h_{2,\text{г.к}} := 70$  (мм)

Высота днища:  $H_{\text{к.г.к}} := 0.25 \cdot D_{\text{д.г.к}} + h_{2,\text{г.к}} = 270$  (мм)

Крышка сепаратора:

Диаметр крышки сепаратора:  $D_{\text{кр.сеп}} := 1200$  (мм)

Радиус кривизны в вершине крышки:  $R_{\text{сеп}} := D_{\text{кр.сеп}} = 1.2$  (мм)

Высота отбортованной части крышки:  $h_{2,\text{сеп}} := 80$  (мм)

Высота крышки:  $H_{\text{к.сеп}} := 0.25 \cdot D_{\text{кр.сеп}} + h_{2,\text{сеп}} = 380$  (мм)

Днище сепаратора:

Диаметр конического днища сепаратора:  $D_{\text{к}} := 1200$  (мм)

Внутренний радиус отбортовки:  $r := 30$  (мм)

Высота отбортовки:  $t := 80$  (мм)

Половина угла раствора при вершине:  $\alpha_1 := 45^\circ$

Диаметр входного патрубка для подачи исходного раствора:  $d_{\text{вх.исх}} := 80$  (мм)

Диаметр входного патрубка для подачи греющего пара:  $d_{\text{гр.п}} := 100$  (мм)

Диаметр выходного патрубка для отвода упаренного раствора:  $d_{\text{вх.уп}} := 40$  (мм)

Диаметр выходного патрубка для отвода конденсата:  $d_{\text{вх.кон}} := 20$  (мм)

Диаметр выходного патрубка для отвода вторичного пара:  $d_{\text{вх.втр}} := 100$  (мм)

Определяем основные характеристики стали: допускаемое напряжение, модуль упругости.

Расчетная температура стенки:  $t_r := 144^\circ\text{C}$

Допускаемое напряжение для стали 12X18H10T при  $t=144^\circ\text{C}$ :

$$t_x := \begin{pmatrix} 100 \\ 150 \end{pmatrix}^\circ\text{C} \quad \sigma_r := \begin{pmatrix} 156 \\ 148 \end{pmatrix} \text{ (МПа)} \quad [7]$$

$$\sigma_d := (\text{Floor}(\text{interp}(t_x, \sigma_r, t_r), 0.5))$$

$$\sigma_d = 148.5 \text{ (МПа)}$$

Допускаемое напряжение для стали 12X18H10T при гидравлических испытаниях  $t=20^\circ\text{C}$

$$\sigma_{20} := 168 \text{ (МПа)} \quad [7]$$

Модуль продольной упругости для стали 12X18H10T при  $t=144^\circ\text{C}$

$$t_x := \begin{pmatrix} 100 \\ 150 \end{pmatrix}^\circ\text{C} \quad E_r := \begin{pmatrix} 2.00 \cdot 10^5 \\ 1.99 \cdot 10^5 \end{pmatrix} \text{ (МПа)} \quad [7]$$

$$E_d := \text{interp}(t_x, E_r, t_r)$$

$$E_d = 1.991 \times 10^5 \text{ (МПа)}$$

Модуль продольной упругости для стали 12X18H10T при гидравлических испытаниях  $t=20^\circ\text{C}$ .

$$E_{20} := 2.00 \text{ (МПа)} \quad [7]$$

Диаметр труб аппарата: 25x2 мм.

Плотность исходного раствора:

$$\rho_{\text{ср}} := 1070 \text{ кг/м}^3;$$

Рабочее избыточное давление:

$$P := 0.45 \text{ МПа};$$

*Дополнительные параметры:*

Коэффициент запаса устойчивости:  $n_y := 2.4$

Вид сварного шва и способ сварки:

*Коэффициент прочности продольных сварных швов обечайки определяем при условии, что стыковой доступный сварке только с одной стороны и имеющий в процессе сварки металлическую подкладку со стороны корня шва, прилегающую по всей длине шва к основному металлу, длина контролируемых швов от общей длины 100% по табл. Д.1 ГОСТ Р 52857.1-2007*

$\phi_p := 1$  - коэффициент прочности продольного сварного шва; [7]

$\phi_T := 1$  - коэффициент прочности кольцевого сварного шва;

Прибавки к расчетным толщинам конструктивных элементов:

Рассчитываем прибавку к расчетным толщинам:

Скорость коррозии материала от действия заданной среды:

$$П := 0.5 \text{ мм/год.}$$

Срок эксплуатации аппарата:

$$\tau := 10 \text{ лет.}$$

Прибавка для компенсации коррозии и эрозии:

$$c_1 := П \cdot \tau = 5 \text{ мм.}$$

Прибавка для компенсации минусового допуска:

$$c_2 := 0.2 \text{ мм.}$$

Технологическая прибавка:

$$c_3 := 0 \text{ мм.}$$

Прибавки к расчетным толщинам конструктивных элементов:

$$c := c_1 + c_2 + c_3 = 5.2 \text{ мм.} \quad [7]$$

Расчет давлений:

Определить гидростатическое давление в аппарате:

Плотность воды при гидроиспытаниях (температура 20 градусов)

$$\rho_{\text{вод}} := 979 \text{ кг/м}^3.$$

Плотность рабочей среды:

$$\rho_{\text{ср}} := 1070 \text{ кг/м}^3.$$

Ускорение свободного падения:  $g := 9.8 \text{ м/с}^2$ .

Высоту гидравлического столба в аппарате принимаем равной высоте аппарата:

$$H_{\text{гид}} := H = 3.87 \times 10^3 \text{ мм.}$$

Давление гидравлического столба при гидроиспытаниях:

$$P_{\text{гид1}} := \frac{g \cdot H_{\text{гид}} \cdot \rho_{\text{вод}}}{10^9} = 0.037 \text{ МПа.}$$

Так как коэффициент заполнения аппарата при рабочем состоянии нам не известен, будем считать, что аппарат полностью заполнен (рассмотрим самые худшие условия которые могут быть).

Давление гидравлического столба при рабочих условиях:

$$P_{\text{гид2}} := \frac{g \cdot H_{\text{гид}} \cdot \rho_{\text{ср}}}{10^9} = 0.041 \text{ МПа.}$$

Для дальнейшего расчета выберем максимально возможное гидравлическое давление которое может быть оказано на аппарат:

$$P_{\text{гид\_мак}} := \max(P_{\text{гид1}}, P_{\text{гид2}}) = 0.041 \text{ МПа.}$$

Давление в аппарате:

Расчетное давление в аппарате в рабочих условиях:

$$P_p := (P + P_{\text{гид\_мак}}) = 0.491 \text{ МПа.}$$

Давление при гидроиспытаниях :

$$P_{\text{и}} := 1.25 \cdot P_p \cdot \frac{\sigma_{20}}{\sigma_d} = 0.694 \text{ МПа.}$$

Условное давление:

$$P_y := P_p \cdot \frac{\sigma_{20}}{\sigma_d} = 0.555 \text{ МПа.}$$

## 5.2 Расчет толщины стенки элементов аппарата, нагруженных внутренним избыточным давлением

### Расчет толщины стенки цилиндрической обечайки греющей камеры, нагруженной внутренним избыточным давлением

Расчетная толщина стенки цилиндрической обечайки греющей камеры при внутреннем избыточном давлении:

$$s_{p1} := \max \left( \left( \frac{P_p \cdot \frac{D_{\text{г.к}}}{2 \cdot \phi_p \cdot \sigma_d - P_p}}{D_{\text{г.к}}} \right), \left( \frac{P_{\text{и}} \cdot \frac{D_{\text{г.к}}}{2 \cdot \phi_p \cdot \sigma_{20} - P_{\text{и}}}}{D_{\text{г.к}}} \right) \right) = 1.655 \text{ мм} \quad [8]$$

Исполнительная толщина стеки аппарата:

$$s_{\text{и}1} := s_{p1} + c = 6.855 \text{ мм} \quad [8]$$

Принимаем толщину для цилиндрических аппаратов, согласно из ряда стандартных толщин:  $s_1 := 8 \text{ мм}$

Проверка условий применимости формул безмоментной теории: [8]

$$\text{Пров}_1 := \begin{cases} \text{"Условия применения формул безмоментной теории выполняются"} & \text{if } \frac{s_1 - c}{D_{\text{г.к}}} \leq 0.1 \\ \text{"Условия применения формул НЕ выполняются"} & \text{if } \frac{s_1 - c}{D_{\text{г.к}}} > 0.1 \end{cases}$$

**Пров<sub>1</sub> = "Условия применения формул безмоментной теории выполняются"**

Расчет допускаемого внутреннего избыточного давления:

$$P_{\text{д}1} := \frac{2 \cdot \sigma_d \cdot \phi_p \cdot (s_1 - c)}{D_{\text{г.к}} + (s_1 - c)} = 1.036 \text{ МПа.} \quad [8]$$

Проверка условия прочности стенок, цилиндрической обечайки от действия внутреннего давления: [8]

$$\text{Пров}_2 := \begin{cases} \text{"Условие прочности стенки для цилиндрической обечайки выполняется"} & \text{if } P_{\text{д}1} > P_{\text{и}} \\ \text{"Условие прочности НЕ выполняется"} & \text{if } P_{\text{д}1} < P_{\text{и}} \end{cases}$$

**Пров<sub>2</sub> = "Условие прочности стенки для цилиндрической обечайки выполняется"**

### Расчет толщины стенки цилиндрической обечайки сепаратора, нагруженной внутренним избыточным давлением

Расчетная толщина стенки цилиндрической обечайки сепаратора при внутреннем избыточном давлении:

$$s_{p2} := \max \left( \left( \frac{P_p \cdot \frac{D_{\text{сеп}}}{2 \cdot \phi_p \cdot \sigma_d - P_p}}{D_{\text{сеп}}} \right), \left( \frac{P_{\text{и}} \cdot \frac{D_{\text{сеп}}}{2 \cdot \phi_p \cdot \sigma_{20} - P_{\text{и}}}}{D_{\text{сеп}}} \right) \right) = 2.483 \text{ мм} \quad [8]$$

Исполнительная толщина стеки аппарата:

$$s_{и2} := s_{p1} + c = 6.855 \text{ мм} \quad [8]$$

Принимаем толщину для цилиндрических аппаратов: согласно из ряда стандартных толщин  $s_2 := 10 \text{ мм}$

Проверка условий применимости формул безмоментной теории: [8]

$$\text{Пров}_3 := \begin{cases} \text{"Условия применения формул безмоментной теории выполняются"} & \text{if } \frac{s_2 - c}{D_{\text{сеп}}} \leq 0.1 \\ \text{"Условия применения формул НЕ выполняются"} & \text{if } \frac{s_2 - c}{D_{\text{сеп}}} > 0.1 \end{cases}$$

**Пров<sub>3</sub> = "Условия применения формул безмоментной теории выполняются"**

Расчет допускаемого внутреннего избыточного давления:

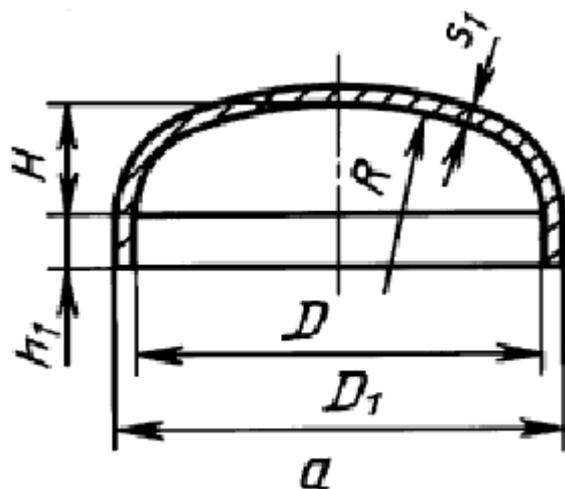
$$P_{д2} := \frac{2 \cdot \sigma_d \cdot \phi_p \cdot (s_2 - c)}{D_{\text{сеп}} + (s_2 - c)} = 1.183 \text{ МПа.} \quad [8]$$

Проверка условия прочности стенок, цилиндрической обечайки от действия внутреннего давления: [8]

$$\text{Пров}_4 := \begin{cases} \text{"Условие прочности стенки для цилиндрической обечайки выполняется"} & \text{if } P_{д2} > P_{и} \\ \text{"Условие прочности НЕ выполняется"} & \text{if } P_{д2} < P_{и} \end{cases}$$

**Пров<sub>4</sub> = "Условие прочности стенки для цилиндрической обечайки выполняется"**

Расчет толщины стенки эллиптической крышки сепаратора, нагруженной внутренним избыточным давлением



[8]

Рис. 5.1 "Выпуклая эллиптическая отбортованная крышка"

Расчетная толщина стенки эллиптической крышки сепаратора при внутреннем избыточном давлении:

$$s_{p3} := \max \left( \left( \frac{P_p \cdot \frac{R_{\text{сеп}}}{2 \cdot \phi_p \cdot \sigma_d - 0.5 \cdot P_p}}{R_{\text{сеп}}} \right), \left( \frac{P_{и} \cdot \frac{R_{\text{сеп}}}{2 \cdot \phi_p \cdot \sigma_{20} - 0.5 \cdot P_{и}}}{R_{\text{сеп}}} \right) \right) = 2.48 \text{ мм} \quad [8]$$

Исполнительная толщина крышки сепаратора:

$$s_{и3} := s_{p3} + c = 7.68 \text{ мм} \quad [8]$$

Принимаем толщину для эллиптических крышек, согласно из ряда стандартных толщин:  $s_3 := 10 \text{ мм}$

Проверка условий применимости формул безмоментной теории: [8]

$$\text{Пров}_5 := \begin{cases} \text{"Условия примен. формул безмомент. теории выполняются"} & \text{if } \begin{cases} 0.002 \leq \frac{s_3 - c}{D_{\text{сеп}}} \leq 0.1 \\ 0.2 \leq \frac{H_{\text{к.сеп}}}{D_{\text{сеп}}} \leq 0.5 \end{cases} \\ \text{"Условия применения формул НЕ выполняются"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

**Пров<sub>5</sub> = "Условия примен. формул безмомент. теории выполняются"**

Расчет допускаемого внутреннего избыточного давления:

$$P_{\text{д3}} := \frac{2 \cdot \sigma_d \cdot \phi_p \cdot (s_3 - c)}{R_{\text{сеп}} + (s_3 - c)} = 1.183 \text{ МПа.} \quad [8]$$

Проверка условия прочности стенки крышки: [8]

$$\text{Пров}_6 := \begin{cases} \text{"Условие прочности стенки крышки выполняется"} & \text{if } P_{\text{д3}} > P_{\text{и}} \\ \text{"Условие прочности НЕ выполняется"} & \text{if } P_{\text{д3}} < P_{\text{и}} \end{cases}$$

**Пров<sub>6</sub> = "Условие прочности стенки крышки выполняется"**

Расчет толщины стенки эллиптического днища греющей камеры, нагруженной внутренним избыточным давлением

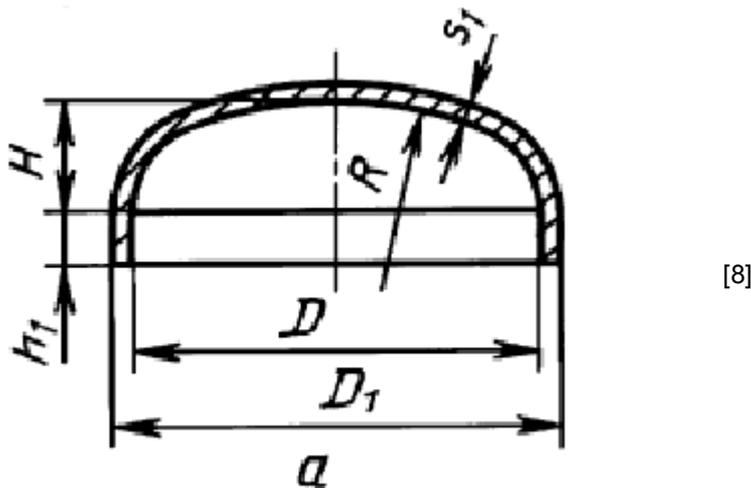


Рис. 5.2 "Выпуклое эллиптическое отбортованная днище"

Расчетная толщина стенки эллиптического днища греющей камеры при внутреннем избыточном давлении:

$$s_{\text{p4}} := \max \left( \left( \frac{P_{\text{п}} \cdot \frac{R_{\text{Г.к}}}{2 \cdot \phi_p \cdot \sigma_d - 0.5 \cdot P_{\text{п}}}}{R_{\text{Г.к}}} \right), \left( \frac{P_{\text{и}} \cdot \frac{R_{\text{Г.к}}}{2 \cdot \phi_p \cdot \sigma_{20} - 0.5 \cdot P_{\text{и}}}}{R_{\text{Г.к}}} \right) \right) = 1.653 \text{ мм} \quad [8]$$

Исполнительная толщина днища греющей камеры:

$$s_{\text{и4}} := s_{\text{p4}} + c = 6.853 \text{ мм} \quad [8]$$

Принимаем толщину для эллиптических днищ, согласно из ряда стандартных толщин:  $s_4 := 8 \text{ мм}$

Проверка условий применимости формул безмоментной теории: [8]

$$\text{Пров}_7 := \begin{cases} \text{"Условия примен. формул безмомент. теории выполняются"} & \text{if } \begin{cases} 0.002 \leq \frac{s_4 - c}{D_{Г.К}} \leq 0.1 \\ 0.2 \leq \frac{H_{к.Г.К}}{D_{Г.К}} \leq 0.5 \end{cases} \\ \text{"Условия применения формул НЕ выполняются"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

**Пров<sub>7</sub> = "Условия примен. формул безмомент. теории выполняются"**

Расчет допускаемого внутреннего избыточного давления:

$$P_{д4} := \frac{2 \cdot \sigma_d \cdot \phi_p \cdot (s_4 - c)}{R_{Г.К} + (s_4 - c)} = 1.036 \text{ МПа.} \quad [8]$$

Проверка условия прочности стенки крышки: [8]

$$\text{Пров}_8 := \begin{cases} \text{"Условие прочности стенки днища (крышки) выполняется"} & \text{if } P_{д4} > P_{и} \\ \text{"Условие прочности НЕ выполняется"} & \text{if } P_{д4} < P_{и} \end{cases}$$

**Пров<sub>8</sub> = "Условие прочности стенки днища (крышки) выполняется"**

Расчет толщины стенки конического днища сепаратора, нагруженной внутренним избыточным давлением

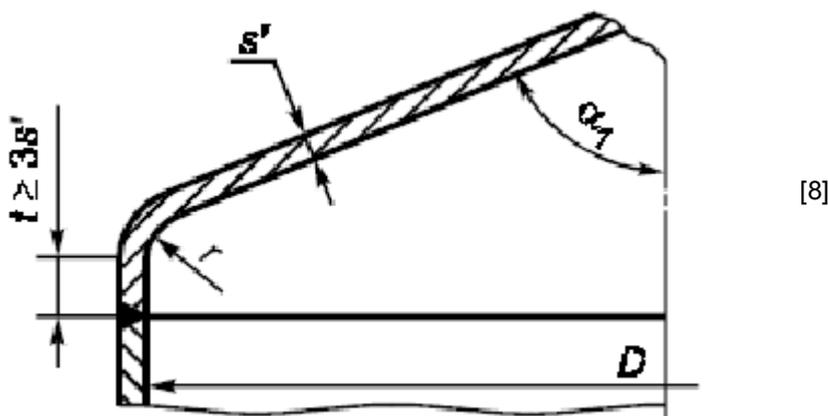


Рис. 5.3 "Пологое коническое днище с тороидальным переходом"

Расчетная толщина стенки конического днища сепаратора при внутреннем избыточном давлении:

$$s_{p5} := \max \left[ \begin{array}{l} 0.3 \cdot (D_{сеп} - r) \cdot \left( \frac{\alpha_1}{90} \right) \cdot \sqrt{\frac{P_p}{\sigma_d \cdot \phi_p}} \\ 0.3 \cdot (D_{сеп} - r) \cdot \left( \frac{\alpha_1}{90} \right) \cdot \sqrt{\frac{P_p}{\sigma_{20} \cdot \phi_p}} \end{array} \right] = 10.087 \text{ мм} \quad [8]$$

Исполнительная толщина днища сепаратора:

$$s_{и5} := s_{p5} + c = 15.287 \text{ мм}$$

Принимаем толщину для конических днищ: согласно из ряда стандартных толщин:  $s_5 := 16$  мм

Проверка условий применимости формул безмоментной теории: [8]

$$\text{Пров}_9 := \begin{cases} \text{"Условия прим. формул безмомент. теории выполняются"} & \text{if } 0.001 \leq \frac{s_5 \cdot \cos\left(\frac{\pi}{4}\right)}{D_{\text{сеп}}} \leq 0.050 \\ \text{"Условия применения формул НЕ выполняются"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

**Пров<sub>9</sub> = "Условия прим. формул безмомент. теории выполняются"**

Расчет допускаемого внутреннего избыточного давления:

$$P_{\text{д5}} := \phi_p \cdot \sigma_d \cdot \left[ \frac{90}{\alpha_1} \cdot \frac{(s_5 - c)}{0.3 \cdot (D_{\text{сеп}} - r)} \right] = 9.138 \text{ МПа.} \quad [8]$$

Проверка условия прочности стенки крышки: [8]

$$\text{Пров}_{10} := \begin{cases} \text{"Условие прочности стенки днища выполняется"} & \text{if } P_{\text{д5}} > P_{\text{и}} \\ \text{"Условие прочности НЕ выполняется"} & \text{if } P_{\text{д5}} < P_{\text{и}} \end{cases}$$

**Пров<sub>10</sub> = "Условие прочности стенки днища выполняется"**

## 5.2 Расчет фланцевых соединений

Расчет фланцевых соединений D=1200 мм.

Исходные данные:

Материал обечаек и фланцев - сталь 12Х18Н10Т.

Материал болтов - сталь 09Г2С.

Материал прокладки - паронит ПМБ.

Внутренний диаметр фланца:  $D := 1200$  мм

Наружный диаметр фланца:  $D_{\text{н}} := 1400$  мм

Диаметр окружности расположения болтов:  $D_{\text{б}} := 1340$  мм

Расчетный диаметр прокладки:  $D_{\text{сП}} := 1248$  мм

Ширина прокладки:  $b_{\text{П}} := 12$  мм

Толщина тарелки фланца:  $h := 23$  мм

Толщина прокладки:  $h_{\text{П}} := 6$  мм

Толщина втулки фланца:  $S_0 := 10$  мм

Диаметр болтов:  $d := 30$  мм

Количество болтов:  $n_{\text{б}} := 30$

Рабочее давление:  $p := 0.496$  МПа

Внешний изгибающий момент:  $M := 0$  Н\*мм

Прибавка на коррозию:  $c_0 := 2$  мм

Рабочая температура:  $t_w := 144 \text{ } ^\circ\text{C}$

$$\text{Внешняя осевая сила: } F_w := \left[ -0.673 \cdot \left[ \frac{\pi \cdot \left( \frac{D}{1000} \right)^2}{4} \right] \cdot 10^6 \right] = -7.611 \times 10^5 \text{ Н} \quad [10]$$

Фланцы с гладкой уплотнительной поверхностью рекомендуется применять для условных давлений среды до 1,6 МПа

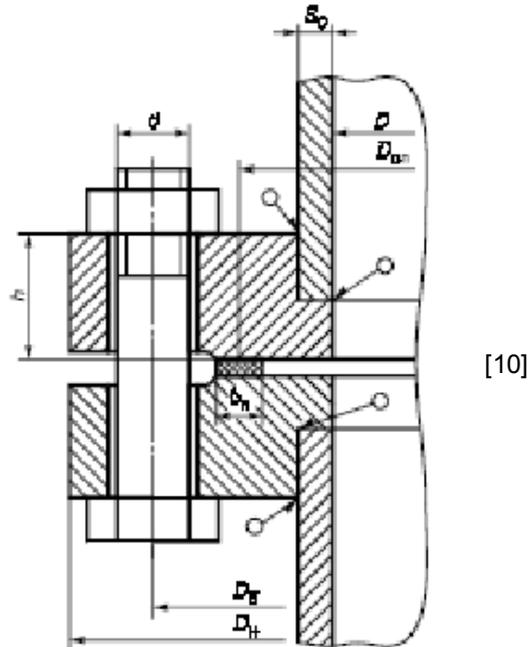


Рис.5.4 "Фланцевое соединение с плоскими фланцами, с гладкой уплотнительной поверхностью"

Выбор крепежных элементов:

$bs :=$    $bs = 1$

Определение расчетных параметров

Расчетные температуры:

Расчетная температура неизолированных плоских фланцев:

$$t_\phi := 0.96 \cdot t \quad t_\phi = 138.24 \text{ } ^\circ\text{C}$$

расчетная температура болтов:

$$t_\sigma := 0.85 \cdot t \quad t_\sigma = 122.4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Допускаемые напряжения для болтов из стали 09Г2С:

В рабочем состоянии:

$$t_w := \begin{pmatrix} 100 \\ 150 \end{pmatrix} \text{ } ^\circ\text{C} \quad \sigma := \begin{pmatrix} 177.00 \\ 171.00 \end{pmatrix} \text{ МПа} \quad [7]$$

$$\sigma_{д,б} := \text{Floor}(\text{interp}(t, \sigma, t_\sigma), 0.5) \quad \sigma_{д,б} = 174 \text{ МПа}$$

Модуль упругости для болтов при рабочей температуре:

$$E_\sigma := 1.885 \cdot 10^5 \text{ МПа} \quad [7]$$

Допускаемое напряжение для болтов при  $t = 20 \text{ } ^\circ\text{C}$ :

$$\sigma_{20\sigma} := 196.0 \text{ МПа} \quad [7]$$

Модуль упругости для болтов при температуре испытания 20 °С:

$$E_{20\sigma} := 1.99 \cdot 10^5 \text{ МПа} \quad [7]$$

Коэффициент линейного расширения стали 09Г2С при t = 20-200 °С:

$$\alpha_{\sigma} := 12.6 \cdot 10^{-6} \text{ 1/К} \quad [7]$$

Допускаемые напряжения для фланцев и обечаек стали 12Х18Н10Т:

$$t := \begin{pmatrix} 100 \\ 150 \end{pmatrix} \quad \sigma := \begin{pmatrix} 174.00 \\ 168.00 \end{pmatrix} \quad [7]$$

$$\sigma := \text{Floor}(\text{linterp}(t, \sigma, t_{\phi}), 0.5) \quad \sigma = 169 \text{ МПа}$$

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

$$\sigma_{\text{д.ф}} := \eta \cdot \sigma \quad \sigma_{\text{д.ф}} = 169 \text{ МПа}$$

Модуль упругости для стали 12Х18Н10Т при рабочей температуре:

$$E := 1.99 \cdot 10^5 \text{ МПа} \quad [7]$$

Допускаемое напряжение для стали 12Х18Н10Т при t = 20 °С:

$$\sigma_{20} := 184 \text{ МПа} \quad \sigma_{\text{д}20} := \eta \cdot \sigma_{20} \quad \sigma_{\text{д}20} = 184 \text{ МПа} \quad [7]$$

Модуль упругости для стали 12Х18Н10Т при температуре испытания 20 °С:

$$E_{20} := 1.99 \cdot 10^5 \text{ МПа} \quad [7]$$

Коэффициент линейного расширения стали 12Х18Н10Т при t = 20 -200 °С:

$$\alpha_{\phi} := 17.0 \cdot 10^{-6} \text{ 1/К} \quad [7]$$

Эффективная ширина плоской прокладки:

$$b_{\text{н}} := 12 \text{ мм} \quad h_{\text{н}} := 150 \text{ мм}$$

$$b_0 := \begin{cases} b_0 \leftarrow b_{\text{п}} & \text{if } b_{\text{п}} \leq 15 \\ b_0 \leftarrow \text{Ceil}(3.8 \sqrt{b_{\text{п}}}, 1) & \text{otherwise} \end{cases} \quad [10]$$

$$b_0 = 12 \text{ мм}$$

Таблица 5.1 "Характеристики прокладки"

Тип и материал прокладки	Прокладочный коэффициент $m$	Удельное давление обжатия прокладки $q_{\text{обж}}$ , МПа	Допускаемое удельное давление $[q]$ , МПа	Коэффициент обжатия $K_{\text{обж}}$	Условный модуль сжатия прокладки $E_n \cdot 10^{-5}$ , МПа
Плоская неметаллическая прокладка из: резины по ГОСТ 7338 с твердостью по Шору А до 65 единиц	0,5	2,0	18,0	0,4	$0,3 \cdot 10^{-4} \left(1 + \frac{b_n}{2h_n}\right)$
резины по ГОСТ 7338 с твердостью по Шору А более 65 единиц	1,0	4,0	20,0	0,09	$0,4 \cdot 10^{-4} \left(1 + \frac{b_n}{2h_n}\right)$
паронита по ГОСТ 481 при толщине не более 2—3 мм	2,5	20,0 <sup>1)</sup>	130,0	0,90	0,02

По таблице 5.1, выбираем характеристики прокладки изготовленной из паронита:

Прокладочный коэффициент:  $m := 2.5$

Удельный коэффициент обжатия прокладки:  $q_{обж} := 20 \text{ МПа}$

Допускаемое удельное давление:  $q_d := 130 \text{ МПа}$

Коэффициент обжатия:  $K_{обж} := 0.9$

Условный модуль сжатия прокладки:  $E_{\Pi} := 200 \text{ МПа}$

Усилие, необходимое для смятия прокладки при затяжке:

$$P_{обж} := 0.5\pi \cdot D_{сш} \cdot b_0 \cdot m \cdot |P| \quad P_{обж} = 2.917 \times 10^4 \text{ Н} \quad [10]$$

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

$$R_{\Pi} := \begin{cases} \pi \cdot D_{сш} \cdot b_0 \cdot m \cdot P & \text{if } P \geq 0 \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases} \quad [10]$$

$$R_{\Pi} = 5.834 \times 10^4 \text{ Н}$$

Площадь поперечного сечений болтов (шпилек):

$$f_{\text{б}} := 855 \text{ мм}^2$$

Суммарная площадь сечения болтов (шпилек) по внутреннему диаметру резьбы или нагруженному сечению наименьшего диаметра:

$$A_{\text{б}} := n \cdot f_{\text{б}} \quad A_{\text{б}} = 2.565 \times 10^4 \text{ мм}^2 \quad [10]$$

Равнодействующая нагрузка от давления:

$$Q_{\text{д}} := \frac{\pi}{4} \cdot (D_{сш})^2 \cdot P \quad Q_{\text{д}} = 6.067 \times 10^5 \text{ Н} \quad [10]$$

Приведенная нагрузка, вызванная воздействием внешней силы и изгибающего момента:

$$Q_{\text{FM}} := \max\left(\left|F + \frac{4 \cdot |M|}{D_{сш}}\right|, \left|F - \frac{4 \cdot |M|}{D_{сш}}\right|\right) \quad Q_{\text{FM}} = 7.611 \times 10^5 \text{ Н} \quad [10]$$

Податливость прокладки:

$$y_{\Pi} := \frac{h_{\Pi} \cdot K_{обж}}{E_{\Pi} \cdot \pi \cdot D_{сш} \cdot b_{\Pi}} \quad y_{\Pi} = 5.739 \times 10^{-7} \text{ мм/Н} \quad [10]$$

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

$$L_{\text{б0}} := 300 \text{ мм}$$

Эффективная длина болта (шпильки) при определении податливости:

$$L_{\text{б}} := L_{\text{б0}} + 0.28 \cdot d \quad L_{\text{б}} = 308.4 \text{ мм} \quad [10]$$

Податливость болтов:

$$y_{\text{б}} := \frac{L_{\text{б}}}{E_{20\text{б}} \cdot A_{\text{б}}} \quad y_{\text{б}} = 6.042 \times 10^{-8} \text{ мм/Н} \quad [10]$$

### Расчетные параметры фланцев

- параметр длины обечайки:

$$l_0 := \sqrt{D \cdot S_0} \quad l_0 = 109.54 \text{ мм} \quad [10]$$

- отношение наружного диаметра тарелки фланца к внутреннему диаметру:

$$K := \frac{D_H}{D} \quad K = 1.167 \quad [10]$$

- коэффициенты, зависящие от соотношения размеров тарелки фланца:

$$\beta_T := \frac{K^2 \cdot (1 + 8.55 \cdot \log(K)) - 1}{(1.05 + 1.945 \cdot K^2) \cdot (K - 1)} \quad \beta_T = 1.85 \quad [10]$$

$$\beta_U := \frac{K^2 \cdot (1 + 8.55 \cdot \log(K)) - 1}{1.36(K^2 - 1) \cdot (K - 1)} \quad \beta_U = 13.93 \quad [10]$$

$$\beta_Y := \frac{1}{(K - 1)} \cdot \left[ 0.69 + 5.72 \cdot \frac{K^2 \cdot \log(K)}{(K^2 - 1)} \right] \quad \beta_Y = 12.8 \quad [10]$$

$$\beta_Z := \frac{K^2 + 1}{K^2 - 1} \quad \beta_Z = 6.538 \quad [10]$$

Коэффициенты для фланцевых соединений с приварными встык фланцами с прямой втулкой, плоскими фланцами и свободными фланцами:

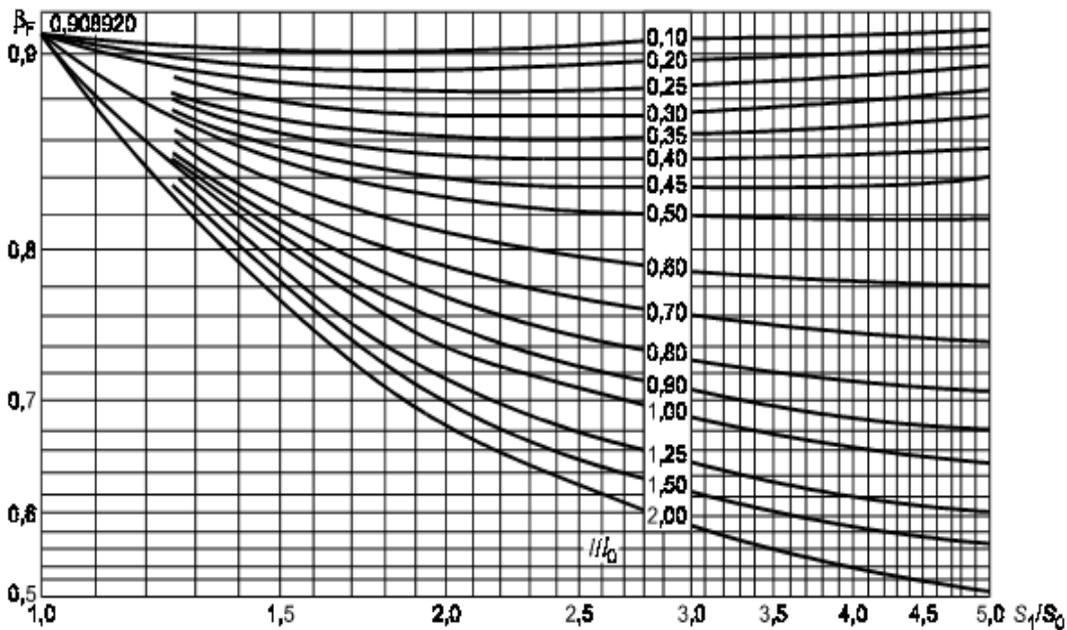


Рис.5.5 "К определению коэффициента  $\beta_F$ " [10]

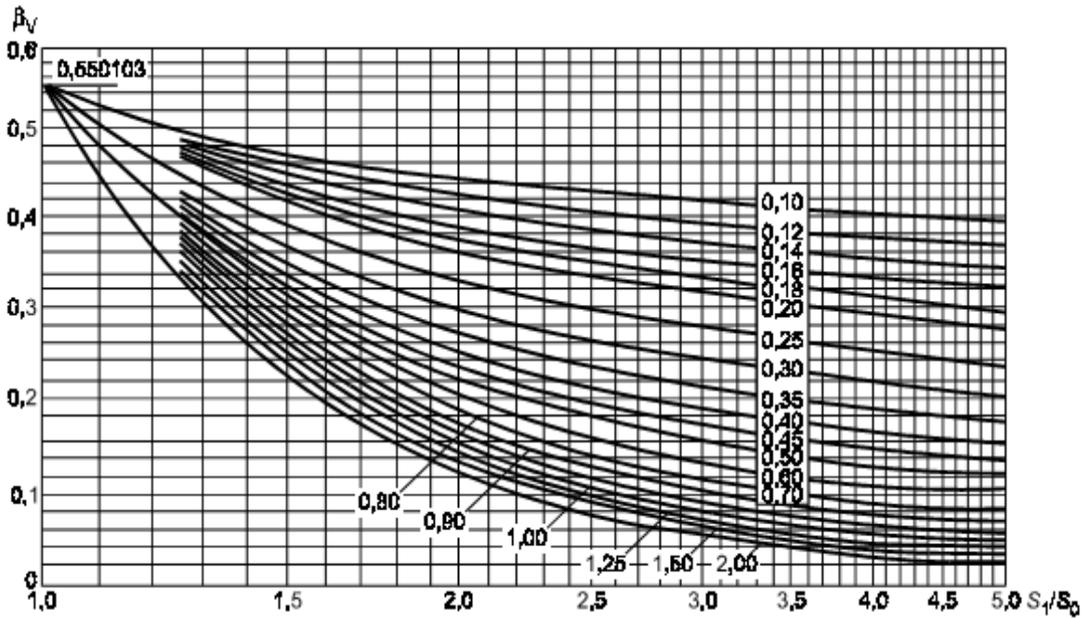


Рис.5.6 "К определению коэффициента  $\beta_V$ " [10]

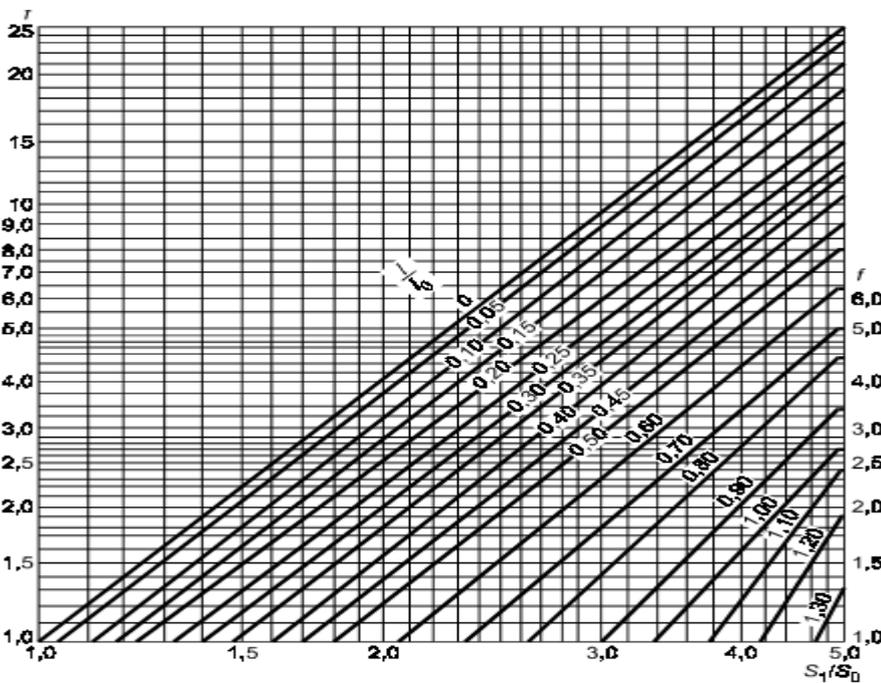


Рис.5.7 "Поправочный коэффициент для напряжений во втулке фланца" [10]

Из рисунков 5.5, 5.6, 5.7 определяем коэффициенты  $\beta_F$  и  $\beta_V$  и поправочный коэффициент  $f$ :

$$\beta_F := 0.91 \quad \beta_V := 0.55 \quad f := 1$$

- коэффициент  $\lambda$ :

$$\lambda := \frac{\beta_F \cdot h + l_0}{\beta_T \cdot l_0} + \frac{\beta_V \cdot h^3}{\beta_U \cdot l_0 \cdot (S_0)^2} \quad \lambda = 13.378 \quad [10]$$

Угловая податливость фланцев:

Угловая податливость фланца при затяжке:

$$y_\phi := \frac{0.91 \cdot \beta_V}{E_{20} \cdot \lambda \cdot l_0 \cdot (S_0)^2} \quad y_\phi = 1.716 \times 10^{-11} \quad [10]$$

Угловая податливость фланца, нагруженного внешним изгибающим моментом:

$$y_{\phi H} := \left(\frac{\pi}{4}\right)^3 \cdot \frac{D_{\phi}}{E_{20} \cdot h^3 \cdot D_H} \quad y_{\phi H} = 6.904 \times 10^{-13} \quad [10]$$

Коэффициент, учитывающий изгиб тарелки фланца между шпильками (болтами):

$$C_F := \max \left[ 1, \sqrt{\frac{\pi \cdot D_{\phi}}{n \cdot \left( 2 \cdot d + \frac{6 \cdot h}{m + 0.5} \right)}} \right] \quad C_F = 1 \quad [10]$$

Приведенный диаметр плоского фланца:  $D_{\text{пр}} := D \quad [10]$

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

$$b := 0.5(D_{\phi} - D_{\text{сп}}) \quad b = 46 \quad [10]$$

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

$$e := 0.5(D_{\text{сп}} - D - S_0) \quad e = 19 \quad [10]$$

Эквивалентная толщина втулки плоских фланцев:

$$S_3 := S_0 \quad [10]$$

Коэффициент жесткости фланцевого соединения для приварных встык и плоских фланцев:

$$\gamma := \frac{1}{y_{\text{II}} + y_{\phi} \cdot \frac{E_{20\phi}}{E_{\phi}} + 2 \cdot b^2 \cdot y_{\phi} \cdot \frac{E_{20}}{E}} \quad \gamma = 1.408 \times 10^6 \quad [10]$$

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

$$\alpha := 1 - \frac{y_{\text{II}} - 2 \cdot e \cdot y_{\phi} \cdot b}{y_{\text{II}} + y_{\phi} + 2 \cdot b^2 \cdot y_{\phi}} \quad \alpha = 0.231 \quad [10]$$

Коэффициент жесткости фланцевого соединения, нагруженного внешним изгибающим моментом:

$$\alpha_M := \frac{y_{\phi} + 2 \cdot y_{\phi H} \cdot b \cdot \left( b + e - \frac{e^2}{D_{\text{сп}}} \right)}{y_{\phi} + y_{\text{II}} \cdot \left( \frac{D_{\phi}}{D_{\text{сп}}} \right)^2 + 2 \cdot y_{\phi H} \cdot b^2} \quad \alpha_M = 0.089 \quad [10]$$

Нагрузка, вызванная стесненностью температурных деформаций, в соединениях с приварными встык и плоскими фланцами:

$$Q_t := \gamma \cdot [2\alpha_{\phi} \cdot h \cdot (t_{\phi} - 20) - 2\alpha_{\phi} \cdot h \cdot (t_{\phi} - 20)] \quad Q_t = 3.04 \times 10^5 \text{ Н} \quad [10]$$

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

$$P_{\phi 1} := \max \left[ \left[ \alpha \cdot (Q_d + F) + R_{\text{II}} + \frac{4 \cdot \alpha_M \cdot |M|}{D_{\text{сп}}} \right], \left[ \alpha \cdot (Q_d + F) + R_{\text{II}} + \frac{4 \cdot \alpha_M \cdot |M|}{D_{\text{сп}}} - Q_t \right] \right] \quad [10] \quad P_{\phi 1} = 2.273 \times 10^4 \text{ Н}$$

Расчетная нагрузка на болты (шпильки) при затяжке, необходимая для обеспечения

обжатия прокладки и минимального начального натяжения болтов (шпилек):

$$P_{\sigma 2} := \max(P_{\text{обж}}, 0.4 \cdot A_{\sigma} \cdot \sigma_{20\sigma}) \quad [10]$$

$$P_{\text{обж}} = 2.917 \times 10^4 \text{ Н} \quad P_{\sigma 2} = 2.011 \times 10^6 \text{ Н}$$

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

$$P_{\sigma M} := \max(P_{\sigma 1}, P_{\sigma 2}) \quad P_{\sigma M} = 2.011 \times 10^6 \text{ Н} \quad [10]$$

Расчетная нагрузка на болты (шпильки) фланцевых соединений в рабочих условиях:

$$P_{\sigma p} := P_{\sigma M} + (1 - \alpha) \cdot (Q_d + F) + Q_t + \frac{4 \cdot (1 - \alpha_M) \cdot |M|}{D_{\text{сп}}} \quad [10]$$

$$P_{\sigma p} = 2.196 \times 10^6 \text{ Н}$$

Проверка прочности болтов (шпилек) и прокладки

Расчетные напряжения в болтах (шпильках):

- при затяжке: [10]

$$\sigma_{\sigma 1} := \frac{P_{\sigma M}}{A_{\sigma}} \quad \sigma_{\sigma 1} = 78.4 \text{ МПа}$$

- в рабочих условиях: [10]

$$\sigma_{\sigma 2} := \frac{P_{\sigma p}}{A_{\sigma}} \quad \sigma_{\sigma 2} = 85.622 \text{ МПа}$$

Проверка условий прочности болтов (шпилек) при затяжке и в рабочих условиях: [10]

$$Us1\_1 := \begin{cases} \text{"Условия прочности в при затяжке НЕ выполняются"} & \text{if } \sigma_{\sigma 1} > \sigma_{20\sigma} \\ \text{"Условия прочности в рабочих условиях НЕ выполняются"} & \text{if } \sigma_{\sigma 2} > \sigma_{d,\sigma} \\ \text{"Условия прочности выполняются"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

**Us1\_1 = "Условия прочности выполняются"**

$$\sigma_{\sigma 1} = 78.4 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{20\sigma} = 196 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{\sigma 2} = 85.622 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{d,\sigma} = 174 \text{ МПа}$$

Удельное давление на прокладку:

$$q := \frac{\max(P_{\sigma M}, P_{\sigma p})}{\pi \cdot D_{\text{сп}} \cdot b_{\text{п}}} \quad q = 46.679 \text{ МПа} \quad [10]$$

Условие прочности прокладки (проверяется для мягких прокладок): [10]

$$Us1\_2 := \begin{cases} \text{"Условие прочности прокладки НЕ выполняется"} & \text{if } q > q_d \\ \text{"Условие прочности прокладки выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

**Us1\_2 = "Условие прочности прокладки выполняется"**

Расчет фланцев на статическую прочность

Расчетный изгибающий момент, действующий на плоский фланец при затяжке:

$$M_M := C_F \cdot P_{\text{бм}} \cdot b \quad [10]$$

$$M_M = 9.25 \times 10^7 \text{ Н*мм}$$

Расчетный изгибающий момент, действующий на фланец в рабочих условиях:

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

$$M_p = 1.27 \times 10^8 \text{ Н*мм}$$

Расчетные напряжения во фланце при затяжке:

- меридиональное изгибное напряжение во втулке приварного встык фланца, обечайке плоского фланца:

$$\sigma_{0M} := \frac{M_M}{\lambda \cdot (S_0 - c_o)^2 \cdot D_{\text{пр}}} \quad \sigma_{0M} = 90.032 \text{ МПа} \quad [10]$$

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

- радиальное напряжение: [10]

$$\sigma_{RM} := \frac{1.33 \cdot \beta_F \cdot h + l_0}{\lambda \cdot h^2 \cdot l_0 \cdot D} \cdot M_M \quad \sigma_{RM} = 0.681 \text{ МПа}$$

- окружное напряжение: [10]

$$\sigma_{TM} := \frac{\beta_Y \cdot M_M}{h^2 \cdot D} - \beta_Z \cdot \sigma_{RM} \quad \sigma_{TM} = 39.405 \text{ МПа}$$

Расчетные напряжения во фланце в рабочих условиях:

- меридиональные изгибные напряжения для приварных встык фланцев с прямой втулкой и плоских фланцев:

$$\sigma_{0p} := \frac{M_p}{\lambda \cdot (S_0 - c_o)^2 \cdot D_{\text{пр}}} \quad \sigma_{0p} = 123.621 \text{ МПа} \quad [10]$$

- максимальные меридиональные мембранные напряжения в обечайке плоского фланца:

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

$$\sigma_{0mp} = -5.077 \text{ МПа}$$

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

- радиальное напряжение: [10]

$$\sigma_{Rp} := \frac{1.33 \cdot \beta_F \cdot h + l_0}{\lambda \cdot h^2 \cdot l_0 \cdot D} \cdot M_p \quad \sigma_{Rp} = 0.934 \text{ МПа}$$

- окружное напряжение: [10]

$$\sigma_{Tp} := \frac{\beta_Y \cdot M_p}{h^2 \cdot D} - \beta_Z \cdot \sigma_{Rp} \quad \sigma_{Tp} = 54.106 \text{ МПа}$$

Проверка условий статической прочности фланцев:

$$\sigma_{Pmax} := \max \left( \left( \left( \left| \sigma_{0p} - \sigma_{0mp} + \sigma_{Tp} \right| \right) \right) \right) \quad [10]$$

$$\sigma_{3max} := \max \left( \left| \sigma_{0M} + \sigma_{RM} \right|, \left| \sigma_{0M} + \sigma_{TM} \right| \right)$$

PR\_1 := "Условия статической прочности при затяжке и в рабочих условиях выполняются"

PR\_3 := "Условия статической прочности НЕ выполняются"

K<sub>T</sub> = 1.3 при расчете с учетом стесненности температурных деформаций. При расчете без учета стесненности температурных деформаций K<sub>T</sub> = 1.

$$K_T := 1.3 \quad [10]$$

$$Usl_3 := \begin{cases} PR_1 & \text{if } \sigma_{3max} < K_T \cdot \sigma_{20} \wedge \sigma_{Pmax} < K_T \cdot \sigma_{д.ф} \\ PR_3 & \text{otherwise} \end{cases}$$

Usl\_3 = "Условия статической прочности при затяжке и в рабочих условиях выполняются"

$$\sigma_{3max} = 129.437 \text{ МПа} \quad K_T \cdot \sigma_{20} = 239.2 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{Pmax} = 182.805 \text{ МПа} \quad K_T \cdot \sigma_{д.ф} = 219.7 \text{ МПа}$$

Проверка углов поворота фланцев:

Угол поворота приварного встык фланца, плоского фланца:

$$\Theta := M_p \cdot y_{\phi} \cdot \frac{E_{20}}{E} \quad \Theta = 2.18 \times 10^{-3} \quad [10]$$

Допустимый угол поворота плоского фланца:  $\Theta_d := 0.013$

$$Usl_P := \begin{cases} \text{"Условие при испытаниях НЕ выполняется"} & \text{if } \Theta > 1.3 \cdot \Theta_d \\ \text{"Условие в рабочих условиях НЕ выполняется"} & \text{if } \Theta > \Theta_d \\ \text{"Условие поворота плоского фланца выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases} \quad [10]$$

Usl\_P = "Условие поворота плоского фланца выполняется"

Расчет фланцевого соединения D=800 мм.

Исходные данные:

Материал обечеек и фланцев: сталь 12Х18Н10Т.

Материал болтов: сталь 09Г2С.

Материал прокладки: паронит ПМБ.

Внутренний диаметр фланца:  $\overset{\text{мм}}{D} := 800 \text{ мм}$

Наружный диаметр фланца:  $\overset{\text{мм}}{D_{\text{н}}} := 975 \text{ мм}$

Диаметр окружности расположения болтов:  $D_{\text{б}} := 920 \text{ мм}$

Расчетный диаметр прокладки:  $D_{\text{пр}} := 844 \text{ мм}$

Ширина прокладки:  $b_{\text{пр}} := 12 \text{ мм}$

Толщина тарелки фланца:  $h_{\text{т}} := 19 \text{ мм}$

Толщина прокладки:  $h_{\text{пр}} := 6 \text{ мм}$

Толщина втулки фланца:  $S_{\text{в}} := 8 \text{ мм}$

Диаметр болтов:  $d := 27 \text{ мм}$

Количество болтов:  $n := 24$

Рабочее давление:  $p := 0.496 \text{ МПа}$

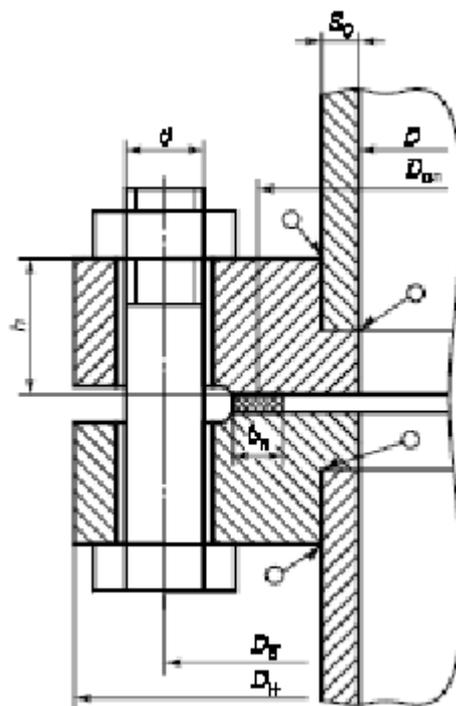
Внешний изгибающий момент:  $M := 0 \text{ Н*мм}$

Прибавка на коррозию:  $c_{\text{к}} := 2 \text{ мм}$

Рабочая температура:  $t := 144 \text{ }^{\circ}\text{C}$

$$\text{Внешняя осевая сила: } F := \left[ -0.673 \cdot \left[ \frac{\pi \cdot \left( \frac{D}{1000} \right)^2}{4} \right] \cdot 10^6 \right] = -3.383 \times 10^5 \text{ Н} \quad [10]$$

Фланцы с гладкой уплотнительной поверхностью рекомендуется применять для условных давлений среды до 1,6 МПа



[10]

Рис.5.8 "Фланцевое соединение с плоскими фланцами, с гладкой уплотнительной поверхностью"

Выбор крепежных элементов:

$bs = 1$   $b_{\text{с}} :=$

Определение расчетных параметров

### Расчетные температуры:

Расчетная температура неизолированных плоских фланцев:

$$t_{\phi} := 0.96 \cdot t \quad t_{\phi} = 138.24 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

расчетная температура болтов:

$$t_{\sigma} := 0.85 \cdot t \quad t_{\sigma} = 122.4 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Допускаемые напряжения для болтов из стали 09Г2С:

В рабочем состоянии:

$$t := \begin{pmatrix} 100 \\ 150 \end{pmatrix} \quad \sigma := \begin{pmatrix} 177.00 \\ 171.00 \end{pmatrix} \text{ МПа} \quad [7]$$

$$\sigma_{\text{д.б}} := \text{Floor}(\text{linterp}(t, \sigma, t_{\sigma}), 0.5)$$

$$\sigma_{\text{д.б}} = 174 \text{ МПа} \quad [7]$$

Модуль упругости для болтов при рабочей температуре:

$$E_{\text{б}} := 1.885 \cdot 10^5 \text{ МПа} \quad [7]$$

Допускаемое напряжение для болтов при  $t = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$ :

$$\sigma_{20\text{б}} := 196.0 \text{ МПа} \quad [7]$$

Модуль упругости для болтов при температуре испытания  $20 \text{ }^{\circ}\text{C}$ :

$$E_{20\text{б}} := 1.99 \cdot 10^5 \text{ МПа} \quad [7]$$

Коэффициент линейного расширения стали 09Г2С при  $t = 20\text{-}200 \text{ }^{\circ}\text{C}$ :

$$\alpha_{\text{б}} := 12.6 \cdot 10^{-6} \text{ 1/K} \quad [7]$$

Допускаемые напряжения для фланцев и обечаек стали 12Х18Н10Т:

$$t := \begin{pmatrix} 100 \\ 150 \end{pmatrix} \quad \sigma := \begin{pmatrix} 174.00 \\ 168.00 \end{pmatrix} \quad [7]$$

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

$$\sigma = 169 \text{ МПа}$$

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

$$\sigma_{\text{д.ф}} := \eta \cdot \sigma \quad \sigma_{\text{д.ф}} = 169 \text{ МПа} \quad [7]$$

Модуль упругости для стали 12Х18Н10Т при рабочей температуре:

$$E_{\text{ф}} := 1.99 \cdot 10^5 \text{ МПа} \quad [7]$$

Допускаемое напряжение для стали 12Х18Н10Т при  $t = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$ :

$$\sigma_{20\text{ф}} := 184 \text{ МПа} \quad \sigma_{\text{д.20}} := \eta \cdot \sigma_{20} \quad \sigma_{\text{д.20}} = 184 \text{ МПа} \quad [7]$$

Модуль упругости для стали 12Х18Н10Т при температуре испытания  $20 \text{ }^{\circ}\text{C}$ :

$$E_{20\text{ф}} := 1.99 \cdot 10^5 \text{ МПа} \quad [7]$$

Коэффициент линейного расширения стали 12Х18Н10Т при  $t = 20\text{-}200 \text{ }^{\circ}\text{C}$ :

$$\alpha_{\text{ф}} := 17.0 \cdot 10^{-6} \text{ 1/K} \quad [7]$$

Эффективная ширина плоской прокладки:

$$b_{\text{ф}} := 12 \text{ мм} \quad h_{\text{ф}} := 120 \text{ мм}$$

$$b_0 := \begin{cases} b_0 \leftarrow b_{\Pi} & \text{if } b_{\Pi} \leq 15 \\ b_0 \leftarrow \text{Ceil}(3.8 \sqrt{b_{\Pi}}, 1) & \text{otherwise} \end{cases} \quad [10]$$

$$b_0 = 12 \text{ мм}$$

Таблица 5.2 "Характеристики прокладки"

Тип и материал прокладки	Прокладочный коэффициент $m$	Удельное давление обжатия прокладки $q_{\text{обж}}$ , МПа	Допускаемое удельное давление $[q]$ , МПа	Коэффициент обжатия $K_{\text{обж}}$	Условный модуль сжатия прокладки $E_n \cdot 10^{-5}$ , МПа
Плоская неметаллическая прокладка из:					
резины по ГОСТ 7338 с твердостью по Шору А до 65 единиц	0,5	2,0	18,0	0,4	$0,3 \cdot 10^{-4} \left(1 + \frac{b_n}{2h_n}\right)$
резины по ГОСТ 7338 с твердостью по Шору А более 65 единиц	1,0	4,0	20,0	0,09	$0,4 \cdot 10^{-4} \left(1 + \frac{b_n}{2h_n}\right)$
паронита по ГОСТ 481 при толщине не более 2—3 мм	2,5	20,0 <sup>1)</sup>	130,0	0,90	0,02

По таблице 5.2, выбираем характеристики прокладки изготовленной из паронита:

Прокладочный коэффициент:  $m := 2.5$

Удельный коэффициент обжатия прокладки:  $q_{\text{обж}} := 20 \text{ МПа}$

Допускаемое удельное давление:  $q_{\text{д}} := 130 \text{ МПа}$

Коэффициент обжатия:  $K_{\text{обж}} := 0.9$

Условный модуль сжатия прокладки:  $E_n := 200 \text{ МПа}$

Усилие, необходимое для смятия прокладки при затяжке:

$$P_{\text{обж}} := 0.5 \pi \cdot D_{\text{СП}} \cdot b_0 \cdot m \cdot |P| \quad P_{\text{обж}} = 1.973 \times 10^4 \text{ Н} \quad [10]$$

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

$$R_{\text{н}} := \begin{cases} \pi \cdot D_{\text{СП}} \cdot b_0 \cdot m \cdot P & \text{if } P \geq 0 \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases} \quad [10]$$

$$R_{\text{н}} = 3.945 \times 10^4 \text{ Н}$$

Площадь поперечного сечений болтов (шпилек):

$$f_{\text{б}} := 706 \text{ мм}^2$$

Суммарная площадь сечения болтов (шпилек) по внутреннему диаметру резьбы или нагруженному сечению наименьшего диаметра:

$$A_{\text{б}} := n \cdot f_{\text{б}} \quad A_{\text{б}} = 1.694 \times 10^4 \text{ мм}^2 \quad [10]$$

Равнодействующая нагрузка от давления:

$$Q_{\text{д}} := \frac{\pi}{4} \cdot (D_{\text{СП}})^2 \cdot P \quad Q_{\text{д}} = 2.775 \times 10^5 \text{ Н} \quad [10]$$

Приведенная нагрузка, вызванная воздействием внешней силы и изгибающего момента:

$$Q_{\text{FM}} := \max \left( \left| F + \frac{4 \cdot |M|}{D_{\text{СП}}} \right|, \left| F - \frac{4 \cdot |M|}{D_{\text{СП}}} \right| \right) \quad Q_{\text{FM}} = 3.383 \times 10^5 \text{ Н} \quad [10]$$

Податливость прокладки:

$$\underline{V_{\text{гн}}} := \frac{h_{\text{п}} \cdot K_{\text{обж}}}{E_{\text{п}} \cdot \pi \cdot D_{\text{сп}} \cdot b_{\text{п}}} \quad y_{\text{п}} = 8.486 \times 10^{-7} \text{ мм/Н} \quad [10]$$

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

$$\underline{L_{\text{б0}}} := 240 \text{ мм}$$

Эффективная длина болта (шпильки) при определении податливости:

$$\underline{L_{\text{б}}} := \begin{cases} L_{\text{б0}} + 0.28 \cdot d & \text{if } b_{\text{s}} = 1 \\ L_{\text{б0}} + 0.56 \cdot d & \text{if } b_{\text{s}} = 2 \end{cases} \quad L_{\text{б}} = 247.56 \text{ мм} \quad [10]$$

Податливость болтов:

$$\underline{y_{\text{б}}} := \frac{L_{\text{б}}}{E_{206} \cdot A_{\text{б}}} \quad y_{\text{б}} = 7.342 \times 10^{-8} \text{ мм/Н} \quad [10]$$

### Расчетные параметры фланцев

- параметр длины обечайки:

$$\underline{l_{\text{о}}} := \sqrt{D \cdot S_0} \quad l_{\text{о}} = 80 \text{ мм} \quad [10]$$

- отношение наружного диаметра тарелки фланца к внутреннему диаметру:

$$\underline{K} := \frac{D_{\text{н}}}{D} \quad K = 1.219 \quad [10]$$

- коэффициенты, зависящие от соотношения размеров тарелки фланца:

$$\underline{\beta_{\text{T}}} := \frac{K^2 \cdot (1 + 8.55 \cdot \log(K)) - 1}{(1.05 + 1.945 \cdot K^2) \cdot (K - 1)} \quad \beta_{\text{T}} = 1.83 \quad [10]$$

$$\underline{\beta_{\text{U}}} := \frac{K^2 \cdot (1 + 8.55 \cdot \log(K)) - 1}{1.36 \cdot (K^2 - 1) \cdot (K - 1)} \quad \beta_{\text{U}} = 10.918 \quad [10]$$

$$\underline{\beta_{\text{Y}}} := \frac{1}{(K - 1)} \cdot \left[ 0.69 + 5.72 \cdot \frac{K^2 \cdot \log(K)}{(K^2 - 1)} \right] \quad \beta_{\text{Y}} = 10.03 \quad [10]$$

$$\underline{\beta_{\text{Z}}} := \frac{K^2 + 1}{K^2 - 1} \quad \beta_{\text{Z}} = 5.121 \quad [10]$$

Коэффициенты для фланцевых соединений с приварными встык фланцами с прямой втулкой, плоскими фланцами и свободными фланцами:

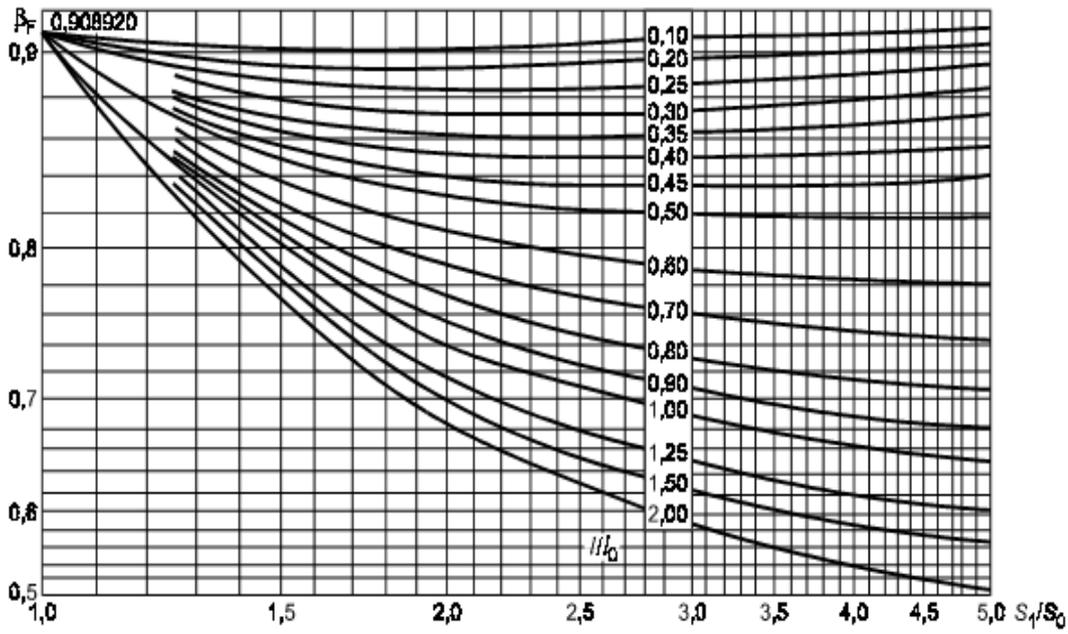


Рис.5.9 "К определению коэффициента  $\beta_F$ " [10]

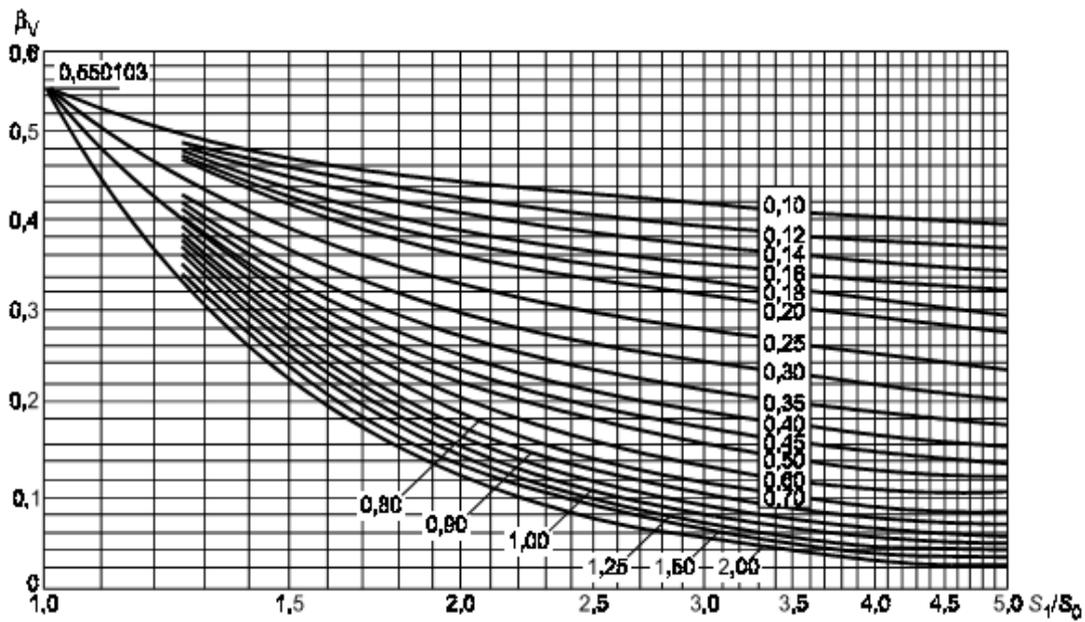


Рис.5.10 "К определению коэффициента  $\beta_V$ " [10]

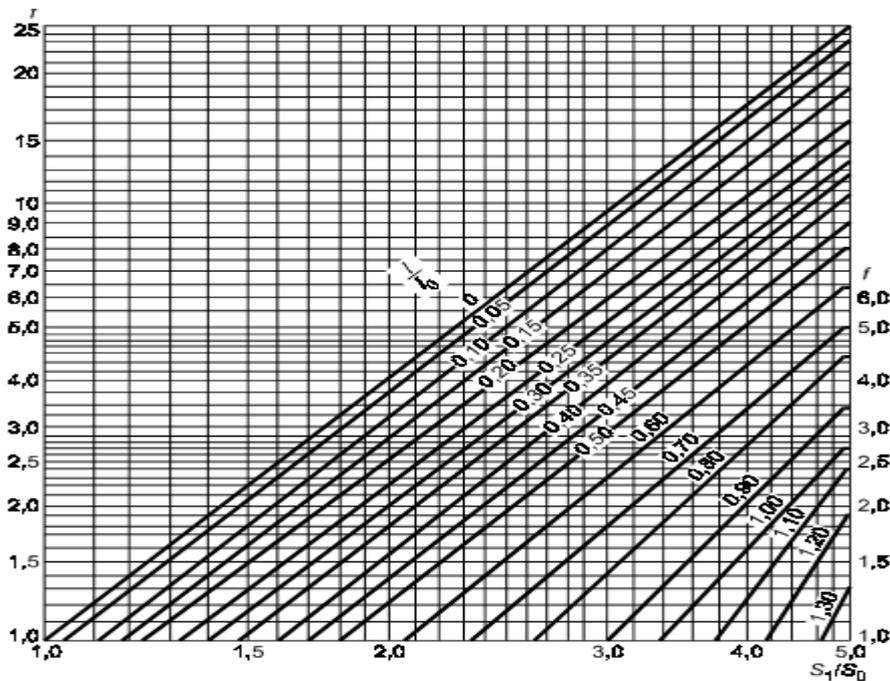


Рис. 5.11 "Поправочный коэффициент для напряжений во втулке фланца" [10]

Из рисунка 5.9, 5.10, 5.11 определяем коэффициенты  $\beta_F$  и  $\beta_V$  и поправочный коэффициент  $f$ :

$$\beta_F := 0.91 \quad \beta_V := 0.55 \quad f := 1$$

- коэффициент  $\lambda$ :

$$\lambda := \frac{\beta_F \cdot h + l_0}{\beta_T \cdot l_0} + \frac{\beta_V \cdot h^3}{\beta_U \cdot l_0 \cdot (S_0)^2} \quad \lambda = 18.295 \quad [10]$$

Угловая податливость фланцев:

Угловая податливость фланца при затяжке:

$$y_{\phi} := \frac{0.91 \cdot \beta_V}{E_{20} \cdot \lambda \cdot l_0 \cdot (S_0)^2} \quad y_{\phi} = 2.685 \times 10^{-11} \quad [10]$$

Угловая податливость фланца, нагруженного внешним изгибающим моментом:

$$y_{\phi_{\text{вн}}} := \left(\frac{\pi}{4}\right)^3 \cdot \frac{D_{\phi}}{E_{20} \cdot h^3 \cdot D_{\text{н}}} \quad y_{\phi_{\text{вн}}} = 1.329 \times 10^{-12} \quad [10]$$

Коэффициент, учитывающий изгиб тарелки фланца между шпильками (болтами):

$$C_{F_{\text{вн}}} := \max \left[ 1, \sqrt{\frac{\pi \cdot D_{\phi}}{n \cdot \left( 2 \cdot d + \frac{6 \cdot h}{m + 0.5} \right)}} \right] \quad C_F = 1 \quad [10]$$

Приведенный диаметр плоского фланца:  $D_{\text{вн}} := D \quad [10]$

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

$$b := 0.5 \cdot (D_{\phi} - D_{\text{сп}}) \quad b = 38 \text{ мм} \quad [10]$$

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

$$e := 0.5 \cdot (D_{\text{сп}} - D - S_0) \quad e = 18 \text{ мм} \quad [10]$$

Эквивалентная толщина втулки плоских фланцев:

$$S_{\text{экв}} := S_0 \quad [10]$$

Коэффициент жесткости фланцевого соединения для приварных встык и плоских фланцев:

$$\gamma := \frac{1}{y_{\text{п}} + y_{\text{б}} \cdot \frac{E_{20\text{б}}}{E_{\text{б}}} + 2 \cdot b^2 \cdot y_{\text{ф}} \cdot \frac{E_{20}}{E}} \quad \gamma = 9.964 \times 10^5 \quad [10]$$

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

$$\alpha := 1 - \frac{y_{\text{п}} - 2 \cdot e \cdot y_{\text{ф}} \cdot b}{y_{\text{п}} + y_{\text{б}} + 2 \cdot b^2 \cdot y_{\text{ф}}} \quad \alpha = 0.188 \quad [10]$$

Коэффициент жесткости фланцевого соединения, нагруженного внешним изгибающим моментом:

$$\alpha_M := \frac{y_{\text{б}} + 2 \cdot y_{\text{фн}} \cdot b \cdot \left( b + e - \frac{e^2}{D_{\text{сп}}} \right)}{y_{\text{б}} + y_{\text{п}} \cdot \left( \frac{D_{\text{б}}}{D_{\text{сп}}} \right)^2 + 2 \cdot y_{\text{фн}} \cdot b^2} \quad \alpha_M = 0.089 \quad [10]$$

Нагрузка, вызванная стесненностью температурных деформаций, в соединениях с приварными встык и плоскими фланцами:

$$Q_t := \gamma \cdot \left[ 2\alpha_{\text{ф}} \cdot h \cdot (t_{\text{ф}} - 20) - 2\alpha_{\text{б}} \cdot h \cdot (t_{\text{б}} - 20) \right] \quad Q_t = 1.721 \times 10^5 \text{ Н} \quad [10]$$

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

$$P_{\text{б1}} := \max \left[ \begin{array}{l} \alpha \cdot (Q_d + F) + R_{\text{п}} + \frac{4 \cdot \alpha_M \cdot |M|}{D_{\text{сп}}} \\ \alpha \cdot (Q_d + F) + R_{\text{п}} + \frac{4 \cdot \alpha_M \cdot |M|}{D_{\text{сп}}} - Q_t \end{array} \right] \quad P_{\text{б1}} = 2.804 \times 10^4 \text{ Н} \quad [10]$$

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

$$P_{\text{б2}} := \max(P_{\text{обж}}, 0.4 \cdot A_{\text{б}} \cdot \sigma_{20\text{б}}) \quad [10]$$

$$P_{\text{обж}} = 1.973 \times 10^4 \text{ Н} \quad P_{\text{б2}} = 1.328 \times 10^6 \text{ Н}$$

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

$$P_{\text{бм}} := \max(P_{\text{б1}}, P_{\text{б2}}) \quad P_{\text{бм}} = 1.328 \times 10^6 \text{ Н} \quad [10]$$

Расчетная нагрузка на болты (шпильки) фланцевых соединений в рабочих условиях:

$$P_{\text{бр}} := P_{\text{бм}} + (1 - \alpha) \cdot (Q_d + F) + Q_t + \frac{4 \cdot (1 - \alpha_M) \cdot |M|}{D_{\text{сп}}} \quad P_{\text{бр}} = 1.451 \times 10^6 \text{ Н} \quad [10]$$

Проверка прочности болтов (шпилек) и прокладки

Расчетные напряжения в болтах (шпильках):

- при затяжке: [10]

$$\sigma_{\sigma 1} := \frac{P_{\sigma M}}{A_{\sigma}} \quad \sigma_{\sigma 1} = 78.4 \text{ МПа}$$

- в рабочих условиях: [10]

$$\sigma_{\sigma 2} := \frac{P_{\sigma p}}{A_{\sigma}} \quad \sigma_{\sigma 2} = 85.645 \text{ МПа}$$

Проверка условий прочности болтов (шпилек) при затяжке и в рабочих условиях: [10]

$$Usl\_1 := \begin{cases} \text{"Условия прочности в при затяжке НЕ выполняются"} & \text{if } \sigma_{\sigma 1} > \sigma_{206} \\ \text{"Условия прочности в рабочих условиях НЕ выполняются"} & \text{if } \sigma_{\sigma 2} > \sigma_{д.б} \\ \text{"Условия прочности выполняются"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Usl\_1 = "Условия прочности выполняются"

$$\sigma_{\sigma 1} = 78.4 \text{ МПа} \quad \sigma_{206} = 196 \text{ МПа} \quad \sigma_{\sigma 2} = 85.645 \text{ МПа} \quad \sigma_{д.б} = 174 \text{ МПа}$$

Удельное давление на прокладку:

$$q := \frac{\max(P_{\sigma M}, P_{\sigma p})}{\pi \cdot D_{\sigma II} \cdot b_{II}} \quad q = 45.608 \text{ МПа} \quad [10]$$

Условие прочности прокладки (проверяется для мягких прокладок): [10]

$$Usl\_2 := \begin{cases} \text{"Условие прочности прокладки НЕ выполняется"} & \text{if } q > q_d \\ \text{"Условие прочности прокладки выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Usl\_2 = "Условие прочности прокладки выполняется"

$$q = 45.608 \text{ МПа} \quad q_d = 130 \text{ МПа}$$

Расчет фланцев на статическую прочность

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

$$M_{\sigma} := C_F \cdot P_{\sigma M} \cdot b \quad M_{\sigma} = 5.048 \times 10^7 \text{ Н*мм} \quad [10]$$

Расчетный изгибающий момент, действующий на фланец в рабочих условиях:

$$M_{\sigma p} := C_F \cdot \max[P_{\sigma p} \cdot b + (Q_d + Q_{FM}) \cdot e, |Q_d + Q_{FM}| \cdot e] \quad [10]$$

$$M_p = 6.623 \times 10^7 \text{ Н*мм}$$

Расчетные напряжения во фланце при затяжке:

- меридиональное изгибное напряжение во втулке приварного встык фланца, обечайке плоского фланца:

$$\sigma_{0M} := \frac{M_{\sigma}}{\lambda \cdot (S_0 - c_0)^2 \cdot D_{II}} \quad \sigma_{0M} = 95.807 \text{ МПа} \quad [10]$$

- напряжения в тарелке приварного встык фланца или плоского фланца в условиях затяжки:

- радиальное напряжение:

$$\sigma_{RM} := \frac{1.33 \cdot \beta_F \cdot h + l_0}{\lambda \cdot h^2 \cdot l_0 \cdot D} \cdot M_{\sigma} \quad \sigma_{RM} = 0.674 \text{ МПа} \quad [10]$$

- окружное напряжение:

$$\sigma_{TМ} := \frac{\beta_Y \cdot M_M}{h^2 \cdot D} - \beta_Z \cdot \sigma_{RМ} \quad \sigma_{TМ} = 40.495 \text{ МПа} \quad [10]$$

Расчетные напряжения во фланце в рабочих условиях:

- меридиональные изгибные напряжения для приварных встык фланцев с прямой втулкой и плоских фланцев:

$$\sigma_{0p} := \frac{M_p}{\lambda \cdot (S_0 - c_0)^2 \cdot D_{пp}} \quad \sigma_{0p} = 125.698 \text{ МПа} \quad [10]$$

- максимальное меридиональные мембранные напряжения в обечайке плоского фланца:

$$\sigma_{0MP} := \max \left[ \frac{Q_d + F + \frac{4|M|}{D_{сп}}}{\pi \cdot (D + S_0) \cdot (S_0 - c_0)}, \frac{Q_d + F - \frac{4|M|}{D_{сп}}}{\pi \cdot (D + S_0) \cdot (S_0 - c_0)} \right] \quad \sigma_{0MP} = -5.077 \text{ МПа} \quad [10]$$

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

- радиальное напряжение:

$$\sigma_{Rp} := \frac{1.33 \cdot \beta_F \cdot h + l_0}{\lambda \cdot h^2 \cdot l_0 \cdot D} \cdot M_p \quad \sigma_{Rp} = 0.885 \text{ МПа} \quad [10]$$

- окружное напряжение:

$$\sigma_{Tp} := \frac{\beta_Y \cdot M_p}{h^2 \cdot D} - \beta_Z \cdot \sigma_{Rp} \quad \sigma_{Tp} = 53.129 \text{ МПа} \quad [10]$$

*Проверка условий статической прочности фланцев:*

$$\sigma_{Pmax} := \max \left( \left( \left( \left| \sigma_{0p} - \sigma_{0MP} + \sigma_{Tp} \right| \right) \right), \left( \left( \left| \sigma_{0p} - \sigma_{0MP} + \sigma_{Rp} \right| \right) \right), \left( \left| \sigma_{0p} + \sigma_{0MP} \right| \right) \right) \quad [10]$$

$$\sigma_{3max} := \max \left( \left| \sigma_{0M} + \sigma_{RM} \right|, \left| \sigma_{0M} + \sigma_{TM} \right| \right)$$

PR\_1 := "Условия статической прочности при затяжке и в рабочих условиях выполняются"

PR\_3 := "Условия статической прочности НЕ выполняются"

$K_T = 1.3$  при расчете с учетом стесненности температурных деформаций. При расчете без учета стесненности температурных деформаций  $K_T = 1$ .

$$K_T := 1.3$$

$$Usl_3 := \begin{cases} PR_1 & \text{if } \sigma_{3max} < K_T \cdot \sigma_{20} \wedge \sigma_{Pmax} < K_T \cdot \sigma_{д.ф} \\ PR_3 & \text{otherwise} \end{cases} \quad [10]$$

Usl\_3 = "Условия статической прочности при затяжке и в рабочих условиях выполняются"

$$\sigma_{3max} = 136.302 \text{ МПа} \quad K_T \cdot \sigma_{20} = 239.2 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{Pmax} = 182.819 \text{ МПа} \quad K_T \cdot \sigma_{д.ф} = 219.7 \text{ МПа}$$

*Проверка углов поворота фланцев:*

Угол поворота приварного встык фланца, плоского фланца:

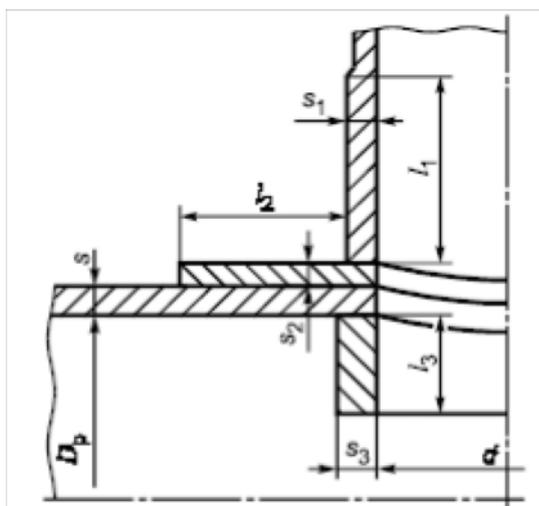
$$\Theta := M_p \cdot y_{\phi} \cdot \frac{E_{20}}{E} \quad \Theta = 1.778 \times 10^{-3} \quad [10]$$

Допустимый угол поворота плоского фланца:  $\Theta_{\text{доп}} := 0.013$

$$Usl\_P := \begin{cases} \text{"Условие при испытаниях НЕ выполняется"} & \text{if } \Theta > 1.3 \cdot \Theta_{\text{доп}} \\ \text{"Условие в рабочих условиях НЕ выполняется"} & \text{if } \Theta > \Theta_{\text{доп}} \\ \text{"Условие поворота плоского фланца выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases} \quad [10]$$

$Usl\_P = \text{"Условие поворота плоского фланца выполняется"}$

### 5.3 Расчет патрубков для штуцеров



[9]

Рис.5.12 "Расчетная схема для штуцера"

#### Исходные данные:

Диаметр входного патрубка для подачи исходного раствора:  $d_{\text{вх.р}} := 80 \text{ мм};$

Диаметр входного патрубка для подачи греющего пара:  $d_{\text{гр.п}} := 100 \text{ мм};$

Диаметр выходного патрубка для отвода упаренного раствора:  $d_{\text{уп.р}} := 40 \text{ мм};$

Диаметр выходного патрубка для отвода конденсата:  $d_{\text{кон}} := 20 \text{ мм};$

Диаметр выходного патрубка для отвода вторичного пара:  $d_{\text{вт.п}} := 100 \text{ мм};$

Материал для патрубков назначаем конструктивно: сталь 12X18H10T (корпус аппарата изготовлен из такого же материала, используя один и тот же материал мы избегаем увеличения скорости коррозии).

Температура исходного раствора:  $t_{\text{исх}} := 105 \text{ }^\circ\text{C}$

Температура греющего пара:  $t_{\text{гр.п}} := 147 \text{ }^\circ\text{C}$

Температура упаренного раствора:  $t_{\text{уп.р}} := 119 \text{ }^\circ\text{C}$

Температура конденсата:  $t_{\text{кон}} := 119 \text{ }^\circ\text{C}$

Температура вторичного пара:  $t_{\text{вт.п}} := 147 \text{ }^\circ\text{C}$

Длину патрубков назначаем конструктивно (чтобы было легко монтировать аппарат, и не было трудностей при его транспортировке):

Длина входного патрубка для подачи исходного раствора:  $l_{исх} := 100$  мм;

Длина входного патрубка для подачи греющего пара:  $l_{гр.п} := 120$  мм.

Длина выходного патрубка для отвода упаренного раствора:  $l_{уп.р} := 80$  мм;

Длина выходного патрубка для отвода конденсата:  $l_{кон} := 80$  мм.

Длина выходного патрубка для отвода вторичного пара:  $l_{вт.п} := 120$  мм;

Расчет толщины стенки патрубка для подачи исходного раствора:

Допускаемое напряжение для стали 12X18Н10Т при  $t=105$  °С

$$t_x := \begin{pmatrix} 100 \\ 150 \end{pmatrix} \text{ °С} \quad \sigma_r := \begin{pmatrix} 156 \\ 148 \end{pmatrix} \text{ (МПа)} \quad \sigma_{d.исх} := \left( \text{Floor}(\text{linterp}(t_x, \sigma_r, t_{исх}), 0.5) \right) \quad [7]$$

$$\sigma_{d.исх} = 154 \text{ (МПа)}$$

Расчетная толщина стенки патрубка для подачи исходного раствора при внутреннем избыточном давлении:

$$s_{р6} := \max \left( \begin{pmatrix} P_p \cdot \frac{d_{исх}}{2 \cdot \phi_p \cdot \sigma_{d.исх} - P_p} \\ P_{и} \cdot \frac{d_{исх}}{2 \cdot \phi_p \cdot \sigma_{20} - P_{и}} \end{pmatrix} \right) = 0.151 \text{ мм} \quad [8]$$

Исполнительная толщина стенки патрубка:

$$s_{и6} := s_{р6} + c = 5.351 \text{ мм.} \quad [8]$$

Принимаем толщину патрубка:  $s_6 := 6$  мм.

Проверка условий применимости формул безмоментной теории: [8]

$$\text{Пров}_{11} := \begin{cases} \text{"Условия применения формул безмоментной теории выполняются"} & \text{if } \frac{s_6 - c}{d_{исх}} \leq 0.1 \\ \text{"Условия применения формул НЕ выполняются"} & \text{if } \frac{s_6 - c}{d_{исх}} > 0.1 \end{cases}$$

**Пров<sub>11</sub> = "Условия применения формул безмоментной теории выполняются"**

Расчет допускаемого внутреннего избыточного давления:

$$P_{д6} := \frac{2 \cdot \sigma_{d.исх} \cdot \phi_p \cdot (s_6 - c)}{d_{исх} + (s_6 - c)} = 3.069 \text{ МПа.} \quad [8]$$

Проверка условия прочности стенок, цилиндрической обечайки от действия внутреннего давления: [8]

$$\text{Пров}_{12} := \begin{cases} \text{"Условие прочности стенки для патрубка подачи исх. р-ра выполняется"} & \text{if } P_{д6} > P_{и} \\ \text{"Условие прочности НЕ выполняется"} & \text{if } P_{д6} < P_{и} \end{cases}$$

**Пров<sub>12</sub> = "Условие прочности стенки для патрубка подачи исх. р-ра выполняется"**

Расчет толщины стенки патрубка для подачи греющего пара:

Допускаемое напряжение для стали 12X18Н10Т при  $t=147$  °С: [7]

$$t_x := \begin{pmatrix} 100 \\ 150 \end{pmatrix} \text{ °С} \quad \sigma_r := \begin{pmatrix} 156 \\ 148 \end{pmatrix} \text{ (МПа)} \quad \sigma_{d.гр.п} := \left( \text{Floor}(\text{linterp}(t_x, \sigma_r, t_{гр.п}), 0.5) \right)$$

$$\sigma_{d,гр.п} = 148 \text{ (МПа)}$$

Расчетная толщина стенки патрубка для подачи греющего пара при внутреннем избыточном давлении:

$$s_{p7} := \max \left( \left( \frac{P_p \cdot \frac{d_{гр.п}}{2 \cdot \phi_p \cdot \sigma_{d,гр.п}} - P_p}{P_{и} \cdot \frac{d_{гр.п}}{2 \cdot \phi_p \cdot \sigma_{20}} - P_{и}} \right) \right) = 0.189 \text{ мм} \quad [8]$$

Исполнительная толщина стеки патрубка:

$$s_{и7} := s_{p7} + c = 5.389 \text{ мм.} \quad [8]$$

Принимаем толщину патрубка:  $s_7 := 6 \text{ мм.}$

Проверка условий применимости формул безмоментной теории: [8]

$$\text{Пров}_{13} := \begin{cases} \text{"Условия применения формул безмоментной теории выполняются"} & \text{if } \frac{s_7 - c}{d_{гр.п}} \leq 0.1 \\ \text{"Условия применения формул НЕ выполняются"} & \text{if } \frac{s_7 - c}{d_{гр.п}} > 0.1 \end{cases}$$

**Пров<sub>13</sub> = "Условия применения формул безмоментной теории выполняются"**

Расчет допускаемого внутреннего избыточного давления:

$$P_{д7} := \frac{2 \cdot \sigma_{d,гр.п} \cdot \phi_p \cdot (s_7 - c)}{d_{гр.п} + (s_7 - c)} = 2.349 \text{ МПа.} \quad [8]$$

Проверка условия прочности стенок, цилиндрической обечайки от действия внутреннего давления: [8]

$$\text{Пров}_{14} := \begin{cases} \text{"Условие прочности стенки для патрубка подачи гр.пара выполняется"} & \text{if } P_{д7} > P_{и} \\ \text{"Условие прочности НЕ выполняется"} & \text{if } P_{д7} < P_{и} \end{cases}$$

**Пров<sub>14</sub> = "Условие прочности стенки для патрубка подачи гр.пара выполняется"**

Расчет толщины стенки патрубка для отвода упаренного раствора:

Допускаемое напряжение для стали 12Х18Н10Т при  $t=119 \text{ }^\circ\text{C}$  [7]

$$t_x := \begin{pmatrix} 100 \\ 150 \end{pmatrix} \text{ }^\circ\text{C} \quad \sigma_r := \begin{pmatrix} 156 \\ 148 \end{pmatrix} \text{ (МПа)} \quad \sigma_{d,уп.р} := (\text{Floor}(\text{linterp}(t_x, \sigma_r, t_{уп.р}), 0.5))$$

$$\sigma_{d,уп.р} = 152.5 \text{ (МПа)}$$

Расчетная толщина стенки патрубка для отвода упаренного раствора при внутреннем избыточном давлении:

$$s_{p8} := \max \left( \left( \frac{P_p \cdot \frac{d_{уп.р}}{2 \cdot \phi_p \cdot \sigma_{d,уп.р}} - P_p}{P_{и} \cdot \frac{d_{уп.р}}{2 \cdot \phi_p \cdot \sigma_{20}} - P_{и}} \right) \right) = 0.076 \text{ мм} \quad [8]$$

Исполнительная толщина стеки патрубка:

$$s_{и8} := s_{p8} + c = 5.276 \text{ мм.} \quad [8]$$

Принимаем толщину патрубка:  $s_8 := 6 \text{ мм.}$

Проверка условий применимости формул безмоментной теории: [8]

$$\text{Пров}_{15} := \begin{cases} \text{"Условия применения формул безмоментной теории выполняются"} & \text{if } \frac{s_8 - c}{d_{\text{уп.р}}} \leq 0.1 \\ \text{"Условия применения формул НЕ выполняются"} & \text{if } \frac{s_8 - c}{d_{\text{уп.р}}} > 0.1 \end{cases}$$

**Пров<sub>15</sub> = "Условия применения формул безмоментной теории выполняются"**

*Расчет допускаемого внутреннего избыточного давления:*

$$P_{\text{д8}} := \frac{2 \cdot \sigma_{\text{д.уп.р}} \cdot \phi_{\text{р}} \cdot (s_8 - c)}{d_{\text{уп.р}} + (s_8 - c)} = 5.98 \text{ МПа.} \quad [8]$$

*Проверка условия прочности стенок, цилиндрической обечайки от действия внутреннего давления:* [8]

$$\text{Пров}_{16} := \begin{cases} \text{"Условие прочности стенки для патрубка отвода упар. р-ра выполняется"} & \text{if } P_{\text{д8}} > P_{\text{и}} \\ \text{"Условие прочности НЕ выполняется"} & \text{if } P_{\text{д8}} < P_{\text{и}} \end{cases}$$

**Пров<sub>16</sub> = "Условие прочности стенки для патрубка отвода упар. р-ра выполняется"**

*Расчет толщины стенки патрубка для отвода конденсата:*

Допускаемое напряжение для стали 12X18H10T при  $t=119^\circ\text{C}$ : [7]

$$t_x := \begin{pmatrix} 100 \\ 150 \end{pmatrix} ^\circ\text{C} \quad \sigma_{\Gamma} := \begin{pmatrix} 156 \\ 148 \end{pmatrix} \text{ (МПа)} \quad \sigma_{\text{д.кон}} := \left( \text{Floor}(\text{interp}(t_x, \sigma_{\Gamma}, t_{\text{кон}}), 0.5) \right) \quad \sigma_{\text{д.кон}} = 152.5 \text{ (МПа)}$$

Расчетная толщина стенки патрубка для отвода конденсата при внутреннем избыточном давлении:

$$s_{\text{р9}} := \max \left( \begin{pmatrix} P_{\text{р}} \cdot \frac{d_{\text{кон}}}{2 \cdot \phi_{\text{р}} \cdot \sigma_{\text{д.кон}} - P_{\text{р}}} \\ P_{\text{и}} \cdot \frac{d_{\text{кон}}}{2 \cdot \phi_{\text{р}} \cdot \sigma_{20} - P_{\text{и}}} \end{pmatrix} \right) = 0.038 \text{ мм} \quad [8]$$

Исполнительная толщина стеки патрубка:

$$s_{\text{и9}} := s_{\text{р9}} + c = 5.238 \text{ мм.} \quad [8]$$

Принимаем толщину патрубка:  $s_9 := 6 \text{ мм.}$

*Проверка условий применимости формул безмоментной теории:* [8]

$$\text{Пров}_{17} := \begin{cases} \text{"Условия применения формул безмоментной теории выполняются"} & \text{if } \frac{s_9 - c}{d_{\text{кон}}} \leq 0.1 \\ \text{"Условия применения формул НЕ выполняются"} & \text{if } \frac{s_9 - c}{d_{\text{кон}}} > 0.1 \end{cases}$$

**Пров<sub>17</sub> = "Условия применения формул безмоментной теории выполняются"**

*Расчет допускаемого внутреннего избыточного давления:*

$$P_{\text{д9}} := \frac{2 \cdot \sigma_{\text{д.кон}} \cdot \phi_{\text{р}} \cdot (s_9 - c)}{d_{\text{кон}} + (s_9 - c)} = 11.731 \text{ МПа.} \quad [8]$$

*Проверка условия прочности стенок, цилиндрической обечайки от действия внутреннего давления:* [8]

$$\text{Пров}_{18} := \begin{cases} \text{"Условие прочности стенки для патрубка отвода конденсата выполняется"} & \text{if } P_{\text{д8}} > P_{\text{и}} \\ \text{"Условие прочности НЕ выполняется"} & \text{if } P_{\text{д8}} < P_{\text{и}} \end{cases}$$

Пров<sub>18</sub> = "Условие прочности стенки для патрубка отвода конденсата выполняется"

Расчет толщины стенки патрубка для отвода вторичного пара:

Допускаемое напряжение для стали 12X18H10T при t=147 °C: [7]

$$t_x := \begin{pmatrix} 100 \\ 150 \end{pmatrix} \text{ } ^\circ\text{C} \quad \sigma_r := \begin{pmatrix} 156 \\ 148 \end{pmatrix} \text{ (МПа)} \quad \sigma_{d.вт.п} := \left( \text{Floor}(\text{linterp}(t_x, \sigma_r, t_{вт.п}), 0.5) \right) \quad \sigma_{d.вт.п} = 148 \text{ (МПа)}$$

Расчетная толщина стенки патрубка отвода вторичного пара при внутреннем избыточном давлении:

$$s_{p10} := \max \left( \left( \frac{P_p \cdot \frac{d_{вт.п}}{2 \cdot \phi_p \cdot \sigma_{d.вт.п}} - P_p}{P_{и} \cdot \frac{d_{вт.п}}{2 \cdot \phi_p \cdot \sigma_{20}} - P_{и}} \right) \right) = 0.189 \text{ мм} \quad [8]$$

Исполнительная толщина стеки патрубка:

$$s_{и10} := s_{p10} + c = 5.389 \text{ мм.} \quad [8]$$

Принимаем толщину патрубка:  $s_{10} := 6 \text{ мм.}$

Проверка условий применимости формул безмоментной теории: [8]

$$\text{Пров}_{19} := \begin{cases} \text{"Условия применения формул безмоментной теории выполняются"} & \text{if } \frac{s_{10} - c}{d_{вт.п}} \leq 0.1 \\ \text{"Условия применения формул НЕ выполняются"} & \text{if } \frac{s_{10} - c}{d_{вт.п}} > 0.1 \end{cases}$$

Пров<sub>19</sub> = "Условия применения формул безмоментной теории выполняются"

Расчет допускаемого внутреннего избыточного давления:

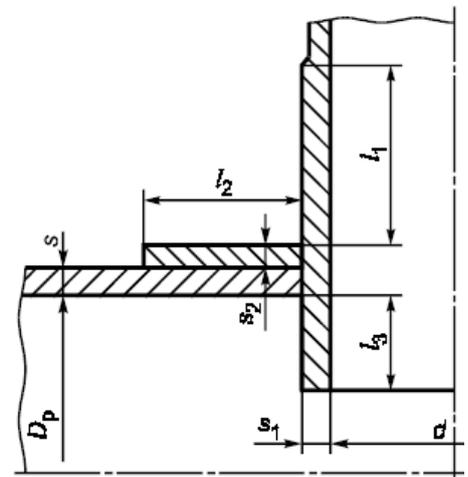
$$P_{д10} := \frac{2 \cdot \sigma_{d.вт.п} \cdot \phi_p \cdot (s_{10} - c)}{d_{вт.п} + (s_{10} - c)} = 2.349 \text{ МПа.} \quad [8]$$

$$\text{Пров}_{20} := \begin{cases} \text{"Условие прочности стенки для патрубка отвода втор. пара выполняется"} & \text{if } P_{д10} > P_{и} \\ \text{"Условие прочности НЕ выполняется"} & \text{if } P_{д10} < P_{и} \end{cases}$$

Пров<sub>20</sub> = "Условие прочности стенки для патрубка отвода втор. пара выполняется"

#### 5.4 Расчет укрепления отверстий

Рис. 5.12 "Расчетная схема укрепления отверстий"



[9]

Исходные данные:

Внутренний диаметр греющей камеры:  $D_{гр} := 800 \text{ (мм)}$

Внутренний диаметр сепаратора:  $D_{\text{сеп}} := 1200$  (мм)

Высота греющей камеры:  $H_{\text{г.к.}} := 1500$  (мм)

Высота сепаратора:  $H_{\text{сеп}} := 1000$  (мм)

Высота крышки сепаратора:  $H_{\text{кр.сеп}} := 0.25 \cdot D_{\text{кр.сеп}} + h_{2.\text{сеп}} = 380$  (мм)

Диаметр крышки сепаратора:  $D_{\text{кр.сеп}} := 1200$  (мм)

Диаметр днища греющей камеры:  $D_{\text{д.г.к.}} := 800$  (мм)

Высота днища греющей камеры:  $H_{\text{д.г.к.}} := 0.25 \cdot D_{\text{д.г.к.}} + h_{2.\text{г.к.}} = 270$  (мм)

Диаметр входного патрубка для подачи исходного раствора:  $d_{\text{вх.р.}} := 80$  (мм)

Диаметр входного патрубка для подачи греющего пара:  $d_{\text{вх.п.}} := 100$  (мм)

Диаметр выходного патрубка для отвода упаренного раствора:  $d_{\text{вх.р.}} := 40$  (мм)

Диаметр выходного патрубка для отвода конденсата:  $d_{\text{вх.к.}} := 20$  (мм)

Диаметр выходного патрубка для отвода вторичного пара:  $d_{\text{вх.п.}} := 100$  (мм)

Исполнительная толщина стенки греющей камеры:  $s_{1\text{в}} := 8$  (мм)

Исполнительная толщина стенки сепаратора:  $s_{2\text{в}} := 10$  (мм)

Исполнительная толщина стенки эллиптической крышки сепаратора:  $s_{3\text{в}} := 10$  (мм)

Исполнительная толщина стенки эллиптической крышки греющей камеры:  $s_{4\text{в}} := 8$  (мм)

Исполнительная толщина стенки конического днища сепаратора:  $s_{5\text{в}} := 16$  (мм)

Расчетное давление в аппарате:  $P_r := 0.496$  (МПа)

Расчетная температура стенок аппарата:  $t_{\text{ст}} := 144$  (С)

Допускаемое напряжение для материала обечайки при расч. температуре:  $\sigma_{\text{д}} := 148.5$  (МПа)

Допускаемое напряж. мат-ла наклад. кольца при расч. температуре:  $\sigma_{\text{д1}} := \sigma_{\text{д}} = 148.5$  (МПа)

Допуск. напряж. для материала внеш. части штуцера при расч. температуре:  $\sigma_{\text{д2}} := \sigma_{\text{д}}$  (МПа)

Допуск. напряж. для материала внутр. части штуцера при расч. температуре:  $\sigma_{\text{д3}} := \sigma_{\text{д}}$  (МПа)

Расстояние от центра укреп. отверстия до оси конического днища:  $x := 0$  (мм)

Суммарная прибавка к расчетной толщине стенки обечайки:  $c_0 := 2$  (мм)

Суммарная прибавка к расч. толщине стенки внутр. поверхности штуцера:  $c_s := c_0$  (мм)

Суммарная прибавка к расч. толщине стенки внешней поверх. штуцера:  $c_{s1} := 0$  (мм)

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

Толщина стенки штуцера внутренней части:  $s_{1\text{в}} := s$  (мм)

Толщина стенки штуцера внешней части:  $s_{2\text{в}} := s$  (мм)

#### Расчет укрепления отверстия в эллиптической крышке сепаратора

Диаметр эллиптической крышки сепаратора:  $D_{\text{кр.сеп}} := 1200$  (мм)

Внутренний диаметр штуцера:  $d := 100$  (мм)

Исполнительная толщина стенки эллиптической крышки сепаратора:  $s_w := 10$  (мм)

Высота эллиптической крышки сепаратора:  $H_{к.сеп} := 380$  (мм)

Расчетный диаметр оболочки:

$$D_p := \left( \frac{D_{кр.сеп}^2}{2 \cdot H_{к.сеп}} \right) \cdot \sqrt{1 - 4 \cdot \frac{(D_{кр.сеп}^2 - 4H_{к.сеп}^2) \cdot x^2}{D_{кр.сеп}^4}} = 1.895 \times 10^2 \text{ (мм)} \quad [9]$$

Расчетный диаметр отверстия в стенке обечайки:

$$d_p := d + 2 \cdot c_s = 104 \text{ (мм)} \quad [9]$$

Расчетная толщина стенки оболочки:

$$s_p := \frac{P_r \cdot D_p}{4 \cdot \phi \cdot \sigma_d - P_r} = 1.583 \text{ (мм)} \quad s_{pв} := 2 \text{ (мм)} \quad [9]$$

Расчетная толщина стенки штуцера:

$$s_{pш} := P_r \cdot \frac{(d + 2 \cdot c_s)}{2 \cdot \sigma_{д1} \cdot \phi - P_r} \quad s_{p1} = 0.174 \text{ (мм)} \quad [9]$$

Расчетный диаметр одиночного отверстия, не требующий дополнительного укрепления:

$$d_{оп} := 0.4 \sqrt{D_p \cdot (s - c_0)} = 49.247 \text{ (мм)} \quad [9]$$

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

$$d_0 := 2 \left[ \left( \frac{s - c_0}{s_p} \right) - 0.8 \right] \cdot \sqrt{D_p \cdot (s - c_0)} = 787.951 \text{ (мм)} \quad [9]$$

Проверка необходимости укрепления отверстия:

$$\text{Prov} := \begin{cases} \text{"Необходимо укрепление отверстия"} & \text{if } d_0 < d \\ \text{"Укрепление отверстия не требуется"} & \text{otherwise} \end{cases} \quad [9]$$

Prov = "Укрепление отверстия не требуется"

Расчет укрепления отверстия в эллиптическом днище греющей камеры

Диаметр эллиптического днища греющей камеры:  $D_{д.г.к} := 800$  (мм)

Внутренний диаметр штуцера:  $d := 80$  (мм)

Исполнительная толщина стенки эллиптического днища греющей камеры:  $s_w := 8$  (мм)

Высота эллиптического днища греющей камеры:  $H_{д.г.к} := 270$  (мм)

Расчетный диаметр оболочки:

$$D_{pв} := \left( \frac{D_{г.к}^2}{2 \cdot H_{д.г.к}} \right) \cdot \sqrt{1 - 4 \cdot \frac{(D_{г.к}^2 - 4H_{д.г.к}^2) \cdot x^2}{D_{г.к}^4}} = 1.185 \times 10^2 \text{ (мм)} \quad [9]$$

Расчетный диаметр отверстия в стенке обечайки:

$$d_{пв} := d + 2 \cdot c_s = 84 \text{ (мм)} \quad [9]$$

Расчетная толщина стенки оболочки:

$$s_{p1} := \frac{P_r \cdot D_p}{4 \cdot \phi \cdot \sigma_d - P_r} = 0.99 \text{ (мм)} \quad s_{p2} := 2 \text{ (мм)} \quad [9]$$

Расчетная толщина стенки штуцера:

$$s_{p1} := P_r \cdot \frac{(d + 2 \cdot c_s)}{2 \cdot \sigma_{d1} \cdot \phi - P_r} \quad s_{p1} = 0.141 \text{ (мм)} \quad [9]$$

Расчетный диаметр одиночного отверстия, не требующий дополнительного укрепления:

$$d_{0p1} := 0.4 \sqrt{D_p \cdot (s - c_0)} = 33.731 \text{ (мм)} \quad [9]$$

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

$$d_{0a} := 2 \left[ \left( \frac{s - c_0}{s_p} \right) - 0.8 \right] \cdot \sqrt{D_p \cdot (s - c_0)} = 371.041 \text{ (мм)} \quad [9]$$

Проверка необходимости укрепления отверстия:

$$P_{rov} := \begin{cases} \text{"Необходимо укрепление отверстия"} & \text{if } d_0 < d \\ \text{"Укрепление отверстия не требуется"} & \text{otherwise} \end{cases} \quad [9]$$

**P<sub>rov</sub> = "Укрепление отверстия не требуется"**

Расчет укрепления отверстия в цилиндрической обечайке греющей камеры

Диаметр цилиндрической обечайки греющей камеры:  $D_{г.к} := 800 \text{ (мм)}$

Внутренний диаметр штуцера:  $d := 100 \text{ (мм)}$

Исполнительная толщина стенки цилиндрической обечайки сепаратора:  $s := 8 \text{ (мм)}$

Расчетный диаметр оболочки:

$$D_{г.к} := D_{г.к} = 800 \text{ (мм)} \quad [9]$$

Расчетный диаметр отверстия в стенке обечайки:

$$d_p := d_p \leftarrow d + 2 \cdot c_s = 104 \text{ (мм)} \quad [9]$$

Расчетная толщина стенки оболочки:

$$s_{p1} := \frac{(P_r \cdot D_p)}{(2 \cdot \phi \cdot \sigma_d - P_r)} = 1.338 \text{ (мм)} \quad [9]$$

$$s_{p2} := 2 \text{ (мм)}$$

Расчетная толщина стенки штуцера:

$$s_{p1} := P_r \cdot \frac{(d + 2 \cdot c_s)}{2 \cdot \sigma_{d1} \cdot \phi - P_r} \quad [9]$$

$$s_{p1} = 0.174 \text{ (мм)}$$

Расчетный диаметр одиночного отверстия, не требующий дополнительного укрепления:

$$d_{0p1} := 0.4 \sqrt{D_p \cdot (s - c_0)} = 27.713 \text{ (мм)} \quad [9]$$

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

$$d_{0k} := 2 \left[ \left( \frac{s - c_0}{s_p} \right) - 0.8 \right] \cdot \sqrt{D_p \cdot (s - c_0)} = 304.8 \text{ (мм)} \quad [9]$$

Проверка необходимости укрепления отверстия:

$$P_{гов} := \begin{cases} \text{"Необходимо укрепление отверстия"} & \text{if } d_0 < d \\ \text{"Укрепление отверстия не требуется"} & \text{otherwise} \end{cases} \quad [9]$$

**$P_{гов} = \text{"Укрепление отверстия не требуется"}$**

### Расчет укрепления отверстия в цилиндрической обечайке сепаратора

Исходные данные:

Диаметр цилиндрической обечайки сепаратора:  $D_{сеп} := 1200 \text{ (мм)}$

Внутренний диаметр штуцера:  $d := 500 \text{ (мм)}$

Исполнительная толщина стенки сепаратора:  $s := 10 \text{ (мм)}$

Высота сепаратора:  $H_{сеп} := 1000 \text{ (мм)}$

Исполнительная длина внешней части штуцера:  $l_1 := 60 \text{ (мм)}$

Исполнительная ширина накладного кольца:  $l_2 := 60 \text{ (мм)}$

Исполнительная длина внутренней части штуцера:  $l_3 := 30 \text{ (мм)}$

Исполнительная толщина накладного кольца:  $s_2 := 2 \text{ (мм)}$

Суммарная прибавка к расчетной толщине стенки обечайки:  $c_{0с} := 2 \text{ (мм)}$

Суммарная прибавка к расч. толщ. стенки внутр. поверхности штуцера:  $c_{св} := c_0 \text{ (мм)}$

Суммарная прибавка к расч. толщ. стенки внеш. поверхности штуцера:  $c_{с1с} := 0 \text{ (мм)}$

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

Толщина стенки штуцера внутренней части:  $s_{1с} := s \text{ (мм)}$

Толщина стенки штуцера внешней части:  $s_{2с} := s \text{ (мм)}$

Выбираем стандартный люк с плоской крышкой:

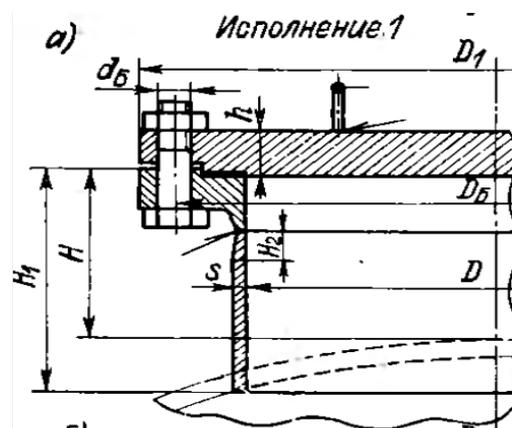


Рис. 5.12.1 "Конструкция люка с плоской крышкой и фланцами, с уплотнением выступ-впадина"

Табл. 5.2.1 "Основные размеры люка"

$P_{\text{гв}}$ МПа	$D$	$D_1$	$s$		$h$		$H$		$H_1$		$H_2$		Тип
			1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	
0,6	500	620	8	—	20			—		—	89		1

Расчетный диаметр оболочки:

$$D_{\text{сеп}} := D_{\text{сеп}} = 1.2 \times 10^3 \text{ (мм)} \quad [9]$$

Расчетный диаметр отверстия в стенке обечайки:

$$d_{\text{р}} := d_p \leftarrow d + 2 \cdot c_s = 504 \text{ (мм)} \quad [9]$$

Расчетная толщина стенки оболочки:

$$s_{\text{рв}} := \frac{(P_{\text{г}} \cdot D_p)}{(2 \cdot \phi \cdot \sigma_{\text{д}} - P_{\text{г}})} = 2.007 \text{ (мм)} \quad s_{\text{рв}} := 4 \text{ (мм)} \quad [9]$$

Расчетная толщина стенки штуцера:

$$s_{\text{рш}} := P_{\text{г}} \cdot \frac{(d + 2 \cdot c_s)}{2 \cdot \sigma_{\text{д1}} \cdot \phi - P_{\text{г}}} \quad s_{\text{рш}} = 0.843 \text{ (мм)} \quad [9]$$

Расчетные длины штуцеров:

$$l_{1\text{р}} := \min[l_1, \sqrt{(d + 2 \cdot c_s) \cdot (s_1 - c_s)}] = 60 \text{ (мм)} \quad [9]$$

$$l_{3\text{р}} := \min[l_3, 0.5 \sqrt{(d + 2 \cdot c_s) \cdot (s_3 - 2c_s)}] = 27.49 \text{ (мм)} \quad [9]$$

Расчетная ширина накладного кольца:

$$l_{2\text{р}} := \min[l_2, \sqrt{D_p \cdot (s_2 + s - c_0)}] = 60 \text{ (мм)} \quad [9]$$

Расчетная ширина зоны укреп. в обеч. при отсутствии торообр. вставки или сварного кольца:

$$l_{\text{р}} := \sqrt{D_p \cdot (s - c_0)} = 97.98 \text{ (мм)} \quad [9]$$

Отношения допускаемых напряжений:

для внешней части штуцера:

$$\chi_1 := \min\left(1, \frac{\sigma_{\text{д1}}}{\sigma_{\text{д}}}\right) = 1 \quad [9]$$

для накладного кольца:

$$\chi_2 := \min\left(1, \frac{\sigma_{\text{д2}}}{\sigma_{\text{д}}}\right) = 1 \quad [9]$$

для внутренней части штуцера:

$$\chi_3 := \min\left(1, \frac{\sigma_{\text{д3}}}{\sigma_{\text{д}}}\right) = 1 \quad [9]$$

Расчетный диаметр одиночного отверстия, не требующий дополнительного укрепления:

$$d_{\text{опв}} := 0.4 \sqrt{D_p \cdot (s - c_0)} = 39.192 \text{ (мм)} \quad [9]$$

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

$$d_{0\text{н}} := 2 \left[ \left( \frac{s - c_0}{s_p} \right) - 0.8 \right] \cdot \sqrt{D_p \cdot (s - c_0)} = 235.151 \text{ (мм)} \quad [9]$$

Проверка необходимости укрепления отверстия:

$$\text{Prov} := \begin{cases} \text{"Необходимо укрепление отверстия"} & \text{if } d_0 < d \\ \text{"Укрепление отверстия не требуется"} & \text{otherwise} \end{cases} \quad [9]$$

Prov = "Необходимо укрепление отверстия"

Проверка условия укрепления одиночного отверстия:

A<sub>1</sub> площадь укрепляющего сечения внешней части штуцера:

$$A_1 := l_{1p} \cdot (s_1 - s_{p1} - c_s) \cdot \chi_1 = 429.414 \text{ мм}^2 \quad [9]$$

A<sub>2</sub> площадь поперечного сечения накладного кольца:

$$A_2 := l_{2p} \cdot s_2 \cdot \chi_2 = 120 \text{ мм}^2 \quad [9]$$

A<sub>3</sub> площадь укрепляющего сечения внутренней части штуцера:

$$A_3 := l_{3p} \cdot (s_3 - c_s - c_{s1}) \cdot \chi_3 = 219.9 \text{ мм}^2 \quad [9]$$

$$A_{p.c} := l_p \cdot (s - s_p - c_0) = 391 \text{ мм}^2 \quad [9]$$

A<sub>p</sub> расчетное сечение за счет выреза отверстия:

$$A_p := 0.5 \cdot (d_p - d_{op}) \cdot s_p = 929.616 \text{ мм}^2 \quad [9]$$

$$\text{Sum} := A_1 \cdot \chi_1 + A_2 \cdot \chi_2 + A_3 \cdot \chi_3 + A_{p.c} = 1.161 \times 10^3 \text{ мм}^2 \quad [9]$$

Проверка условия укрепления отверстия:

$$\text{Prov} := \begin{cases} \text{"Условие укрепления отверстия выполняется"} & \text{if } \text{Sum} \geq A_p \\ \text{"Условие укрепления отверстия НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases} \quad [9]$$

Prov = "Условие укрепления отверстия выполняется"

### Расчет укрепления отверстия в цилиндрической обечайке сепаратора

Диаметр цилиндрической обечайки греющей камеры:  $D_{\text{сеп}} := 800$

Внутренний диаметр штуцера:  $d := 80$  (мм)

Исполнительная толщина стенки цилиндрической обечайки сепаратора:  $s := 10$  (мм)

Расчетный диаметр оболочки:

$$D_{\text{рв}} := D_{\text{Г.К}} = 800 \text{ (мм)} \quad [9]$$

Расчетный диаметр отверстия в стенке обечайки:

$$d_{\text{рв}} := d_p \leftarrow d + 2 \cdot c_s = 84 \text{ (мм)} \quad [9]$$

Расчетная толщина стенки оболочки:

$$s_{\text{рв}} := \frac{(P_r \cdot D_p)}{(2 \cdot \phi \cdot \sigma_d - P_r)} = 1.338 \text{ (мм)} \quad s_{\text{рв}} := 2 \text{ (мм)} \quad [9]$$

Расчетная толщина стенки штуцера:

$$s_{p1} := P_r \cdot \frac{(d + 2 \cdot c_s)}{2 \cdot \sigma_{d1} \cdot \phi - P_r} \quad s_{p1} = 0.141 \text{ (мм)} \quad [9]$$

Расчетный диаметр одиночного отверстия, не требующий дополнительного укрепления:

$$d_{\text{расч}} := 0.4 \cdot \sqrt{D_p \cdot (s - c_0)} = 32 \text{ (мм)} \quad [9]$$

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

$$d_{\text{расч}} := 2 \left[ \left( \frac{s - c_0}{s_p} \right) - 0.8 \right] \cdot \sqrt{D_p \cdot (s - c_0)} = 512 \text{ (мм)} \quad [9]$$

Проверка необходимости укрепления отверстия:

$$\text{Prov} := \begin{cases} \text{"Необходимо укрепление отверстия"} & \text{if } d_0 < d \\ \text{"Укрепление отверстия не требуется"} & \text{otherwise} \end{cases} \quad [9]$$

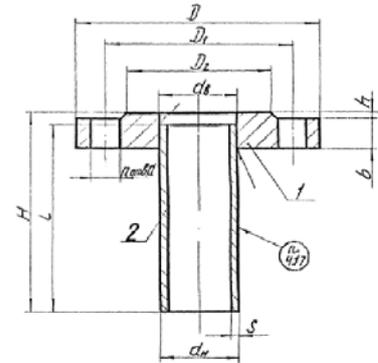
Prov = "Укрепление отверстия не требуется"

### 5.5 Подбор стандартных штуцеров для аппарата

Подбор стандартных штуцеров осуществляем исходя из давления и принятой толщины патрубков, диаметра условного прохода.

Штуцер для подачи исходного раствора:

Рис.5.13 "Штуцер с плоским приварными фланцем под прокладку круглого сечения на условное давление от 0,1 до 2,5 МПа"



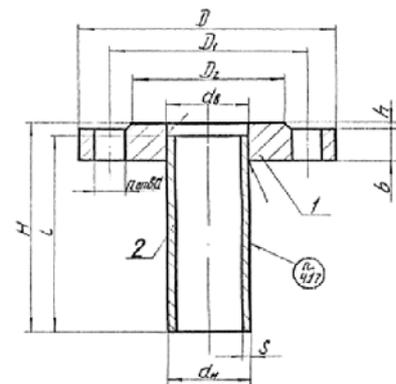
[11]

Таблица 5.3 "Основные размеры штуцера подачи исходного раствора" [11]

Dy	dv	D	D1	D2	b	h	d	n	l	dH	s	Масса, кг
80	91	195	160	133	23	3	18	8	220	89	5	6,4

Штуцера для подачи греющего пара и отвода вторичного пара:

Рис.5.14 "Штуцер с плоским приварным фланцем под прокладку круглого сечения на условное давление от 0,1 до 2,5 МПа"



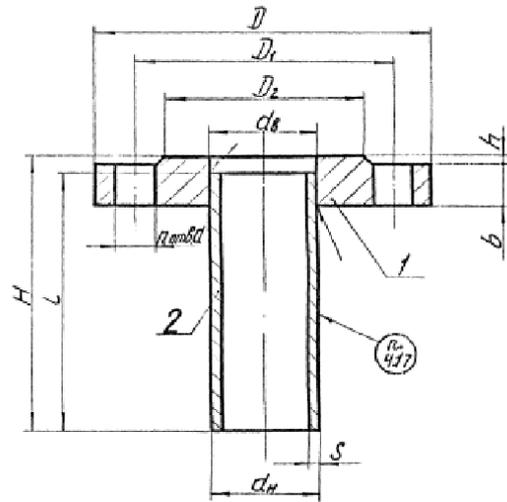
[11]

Таблица 5.4 "Основные размеры штуцеров подачи греющего пара и отвода вторичного пара" [11]

$D_y$	$d_6$	$D$	$D_1$	$D_2$	$b$	$h$	$d$	$n$	$l$	$H$	$d_H$	$S$	Масса, кг
100	110	215	180	158	23	3	18	8	160	165	108	6	7,1

Штуцер для отвода упаренного раствора:

Рис.5.15 "Штуцер с плоским приварным фланцем под прокладку круглого сечения на условное давление от 0,1 до 2,5 МПа"



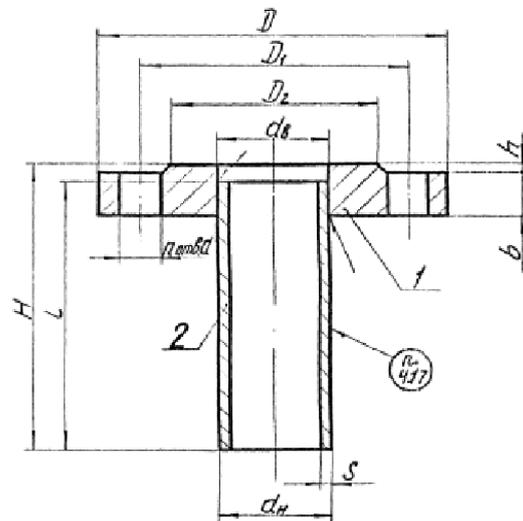
[11]

Таблица 5.5 "Основные размеры штуцера отвода упаренного раствора" [11]

$D_y$	$d_B$	$D$	$D_1$	$D_2$	$b$	$h$	$d$	$n$	$l$	$d_H$	$s$	Масса, кг
40	46	145	110	88	19	3	18	8	220	45	3,5	3,0

Штуцер для отвода конденсата:

Рис.5.16 "Штуцер с плоским приварным фланцем под прокладку круглого сечения на условное давление от 0,1 до 2,5 МПа"



[11]

Таблица 5.6 "Основные размеры штуцера отвода конденсата" [11]

$D_y$	$d_B$	$D$	$D_1$	$D_2$	$b$	$h$	$d$	$n$	$l$	$d_H$	$s$	Масса, кг
20	26	105	75	58	16	2	15	4	250	25	3,5	1,4

## 5.6 Расчет трубной решетки

Принимаем длину труб аппарата равной 1,5 метрам.

Поскольку в исходных данных не были указаны параметры для расчета конструктивных размеров аппарата, а именно длины труб, площади поперечного сечения, число труб в аппарате. Задаемся сами этими параметрами, исходя из конструктивных соображений.

Исходные данные:

Длина труб:

$$l_{\text{труб}} := 1500 \text{ мм.}$$

Число труб:

$$n_{\text{тр}} := 170 \text{ труб}$$

Для трубной решетки используем материал: Сталь 12X18H10T

$$\text{Допускаемое напряжение трубной решетки: } \sigma_{\text{реш}} := 148.5 \text{ МПа.} \quad [7]$$

$$\text{Модуль упругости: } E_{\text{реш}} := 1.991 \times 10^5 \text{ МПа.} \quad [7]$$

Для труб используется материал: Сталь 12X18H10T

$$\text{Допускаемое напряжение трубного пучка: } \sigma_{\text{тр120}} := 148.5 \text{ МПа} \quad [7]$$

$$\text{Модуль упругости: } E_{\text{тр120}} := 1.991 \times 10^5 \text{ МПа} \quad [7]$$

$$\text{Внутренний диаметр аппарата: } \underset{\text{ww}}{D} := 800 \text{ мм;}$$

$$\text{Диаметр трубы внутренний: } d_{\text{тр}} := 21 \text{ мм;}$$

$$\text{Толщина стенки трубы: } s_{\text{тр}} := 2 \text{ мм;}$$

$$\text{Диаметр трубы наружный: } d_{\text{нр}} := 25 \text{ мм;}$$

Внутренний радиус кожуха:

$$a := \frac{D}{2} = 400 \text{ мм.}$$

Расстояние от оси кожуха до оси наиболее удаленной трубы:

$$a_1 := 580 \text{ мм.}$$

*Расчет трубной решетки: согласно*

Относительную характеристику беструбного края трубной решетки:

$$m_{\text{н}} := \frac{a}{a_1} = 0.69 \quad [6]$$

Шаг расположения труб, располагаются по равнобедренному треугольнику:

$$t := 32 \text{ мм.}$$

Коэффициент прочности решетки:

$$\phi_{\text{р}} := \frac{t - 21}{t} = 0.344 \quad [6]$$

Толщина трубной решетки:

$$s_{\text{р}} := \frac{D}{4.7} \cdot \sqrt{\frac{P_{\text{и}}}{\sigma_{\text{реш}} \cdot \phi_{\text{р}}}} + c = 25.043 \text{ мм.} \quad [6]$$

Принимаем толщину трубной решетки:

$$\underset{\text{ww}}{s_{\text{р}}} := 26 \text{ мм.}$$

Коэффициенты влияния давления на трубную решетку вычисляют по формулам:  
 - со стороны межтрубного пространства:

$$\eta_M := 1 - \frac{n_{\text{тр}} \cdot d_{\text{нр}}^2}{4 \cdot a_1^2} = 0.921 \quad [6]$$

- со стороны трубного пространства:

$$\eta_T := 1 - \frac{n_{\text{тр}} \cdot (d_{\text{нр}} - 2 \cdot s_{\text{тр}})^2}{4 \cdot a_1^2} = 0.944 \quad [6]$$

*Основные характеристики жесткости элементов теплообменного аппарата.*

Модуль упругости основания (системы труб) вычисляют по формуле:

$$K_y := \frac{E_{\text{тр}} 120 \cdot (\eta_T - \eta_M)}{l_{\text{труб}}} = 3.086 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^3} \quad [6]$$

Модуль упругости кожуха при температуре 144 градуса:

$$E_{\text{кож}} := 1.991 \times 10^5 \text{ МПа.} \quad [7]$$

Приведенное отношение жесткости труб к жесткости кожуха вычисляют по формуле:

$$\rho := \frac{K_y \cdot a_1 \cdot l_{\text{труб}}}{E_{\text{кож}} \cdot s_1} = 1.348 \quad [6]$$

Коэффициенты изменения жесткости системы трубы — кожух

Коэффициенты изменения жесткости системы трубы — кожух вычисляют по формулам:

Для аппаратов с неподвижными трубными решетками:  $K_{p1} = K_{q1} = 0$  [6]

$$K_{q1} := 0 \quad K_{p1} := 0$$

$K_q$  - коэффициент изменения жесткости системы трубы - кожух при действии осевой силы:

$$K_q := 1 + K_{p1} = 1 \quad [6]$$

$K_p$  - коэффициент изменения жесткости системы трубы - кожух при действии давления:

$$K_p := 1 + K_{q1} = 1 \quad [6]$$

Коэффициент жесткости перфорированной плиты  $\psi_0$ :

$$\eta_T = 0.944$$

Таблица 5.7 "Коэффициент жесткости перфорированной плиты  $\psi_0$ " [6]

$\eta_T$	0,4	0,45	0,5	0,55	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8	0,85
$\psi_0$	0,12	0,15	0,2	0,25	0,3	0,37	0,44	0,51	0,59	0,68

$$\eta_{T\_таб} := \begin{pmatrix} 0.9 \\ 0.95 \end{pmatrix} \quad \psi_{0\_таб} := \begin{pmatrix} 0.77 \\ 0.87 \end{pmatrix}$$

Коэффициент прочности перфорированной трубы:

$$\psi_0 := \text{Floor}[\text{interp}[\eta_{T\_таб}, \psi_{0\_таб}, (\eta_T)], 0.005] = 0.855$$

Коэффициент системы решетка - трубы:

$$\beta := \frac{1.82}{s_p} \cdot \sqrt[4]{\frac{K_y \cdot s_p}{\psi_0 \cdot E_{\text{реш}}}} = 0.01 \quad [6]$$

Безразмерный параметр системы решетка — трубы вычисляют по формуле:

$$\omega := \beta \cdot a_1 = 5.982 \quad [6]$$

Определение усилий в элементах выпарного аппарата

Кф - коэффициент жесткости фланцевого соединения при изгибе:

$$K_{\phi} := 1 \text{ Н*мм.}$$

Максимальное давление:

$$P_{\text{мак1}} := 0.496 \text{ МПа.} \quad P_{\text{мак2}} := 0.496 \text{ МПа.}$$

Внутренний диаметр фланца:  $D_{\text{вн}} := 800 \text{ мм}$

R1 - радиус центра тяжести тарелки фланца кожуха:

Наружный диаметр фланца:  $D_{\text{нр}} := 975 \text{ мм.}$

$$R_1 := \frac{D_{\text{нр}} - D}{4} + \frac{D}{2} = 443.75 \text{ мм.}$$

m<sub>ср</sub> — коэффициент влияния давления на продольную деформацию труб:

$$m_{\text{ср}} := 0.15 \cdot \frac{n_{\text{тр}} \cdot (d_{\text{нр}} - 2 \cdot s_{\text{тр}})^2}{4 \cdot a_1^2} = 8.357 \times 10^{-3}$$

Приведенное давление p<sub>0</sub> вычисляют по формуле:

$$\alpha_{\text{к}} := 17.0 \cdot 10^{-6} \quad \text{коэффициент линейного расширения кожуха, } \underline{\text{ГОСТ P52857.1-2007}} \text{ таблица Г.1, 1/С} \quad [7]$$

$$\alpha_{\text{т}} := \alpha_{\text{к}} \quad \text{так как материал идентичен}$$

$$p_0 := 2.196 \text{ МПа}$$

Приведенное отношение жесткости труб к жесткости фланцевого соединения вычисляют по формуле:

$$\rho_1 := \frac{K_y \cdot a \cdot a_1}{\beta^2 \cdot K_{\phi} \cdot R_1} = 1.517 \times 10^7 \text{ Па.} \quad [6]$$

Коэффициенты, учитывающие влияние беструбного края и поддерживающие влияние труб  $\Phi_1, \Phi_2, \Phi_3$  определяют по таблице 4.8.

Таблица 5.8 "Коэффициенты  $\Phi_1, \Phi_2, \Phi_3$ " [6]

$\omega$	4	6	6	7	8	9	10	> 10
$\Phi_1$	6,19	7,65	9,08	10,51	11,94	13,36	14,78	$\sqrt{2\omega}$
$\Phi_2$	4,13	6,13	6,15	7,17	8,19	9,2	10,21	0
$\Phi_3$	6,03	7,36	8,81	10,24	11,66	13,08	14,5	$\sqrt{2\omega}$

Безразмерный параметр системы решетка - трубы.  $\omega = 5.982$

$$\omega_{-1} := \begin{pmatrix} 5 \\ 6 \end{pmatrix} \quad \Phi_{1\_таб} := \begin{pmatrix} 7.65 \\ 9.08 \end{pmatrix}$$

$$\Phi_1 := \text{Floor}(\text{linterp}(\omega_{-1}, \Phi_{1\_таб}, \omega), 0.05) = 9.05$$

$$\omega_{-2} := \begin{pmatrix} 5 \\ 6 \end{pmatrix} \quad \Phi_{2\_таб} := \begin{pmatrix} 6.13 \\ 6.15 \end{pmatrix}$$

$$\Phi_2 := \text{Floor}(\text{linterp}(\omega_2, \Phi_{2\_таб}, \omega), 0.05) = 6.1$$

$$\omega_3 := \begin{pmatrix} 5 \\ 6 \end{pmatrix} \quad \Phi_{3\_таб} := \begin{pmatrix} 7.36 \\ 8.81 \end{pmatrix}$$

$$\Phi_3 := \text{Floor}(\text{linterp}(\omega_3, \Phi_{3\_таб}, \omega), 0.05) = 8.75$$

Значения  $T_1, T_2, T_3$  вычисляются по формулам:

$$t_1 := 1 + 1.4\omega \cdot (m_n - 1) = -1.599 \quad [6]$$

$$T_1 := \Phi_1 \cdot [m_n + 0.5(1 + m_n \cdot t_1) \cdot (t_1 - 1)] = 7.45 \quad [6]$$

$$T_2 := \Phi_2 \cdot t_1 = -9.754 \quad [6]$$

$$T_3 := \Phi_3 \cdot m_n = 6.034 \quad [6]$$

Изгибающий момент и перерезывающую силу, распределенные по краю трубной решетки, вычисляются по формулам:  
- для изгибающего момента:

$s_{1k}$  - толщина стенки кожуха в месте соединения с трубной решеткой или с фланцем, мм

$$s_{1k} := 8 \text{ мм} \quad s_{2k} := 8 \text{ мм.}$$

$\beta_1$  - коэффициент системы кожух - решетка, 1/мм;

$$\beta_1 := \frac{1.3}{\sqrt{s_{1k} \cdot a}} = 0.023 \text{ 1/мм.} \quad [6]$$

$\beta_2$  - коэффициент системы обечайка - фланец камеры, 1/мм;

$$\beta_2 := \frac{1.3}{\sqrt{s_{2k} \cdot a}} = 0.023 \text{ 1/мм.} \quad [6]$$

$h_1$  - толщина тарелки фланца кожуха, мм;

$$h_1 := 100 \text{ мм.}$$

$m_1$  - коэффициент влияния давления на изгиб фланца:

$$m_1 := \frac{1 + \beta_1 \cdot h_1}{\beta_1^2} = 6.245 \times 10^3 \quad [6]$$

$m_2$  - коэффициент влияния давления на изгиб 2-го фланца:

$$m_2 := \frac{1 + \beta_2 \cdot h_1}{\beta_2^2} = 6.245 \times 10^3 \quad [6]$$

$p_1$  - приведенное давление на фланцы

$$p_1 := \frac{K_y}{\beta \cdot K_\phi} \cdot (m_1 \cdot P_{\text{мак1}} - m_2 \cdot P_{\text{мак2}}) = 0 \text{ Па.} \quad [6]$$

расчетное давление воздушного охлаждения в камере аппарата:

$$P_{\text{мак2}} := P_{\text{мак2}} = 0.496 \text{ МПа.}$$

$$M_{\text{п}} := \left( \frac{a_1}{\beta} \right) \cdot \frac{p_0 \cdot (T_1 + \rho \cdot K_q) - p_0 \cdot T_2}{(T_1 + \rho \cdot K_q) \cdot (T_3 + \rho_1) - T_2^2} = 9.028 \times 10^{-3} \text{ Н*мм.} \quad [6]$$

- для перерезывающей силы:

$$Q_{\text{п}} := a_1 \cdot \frac{p_0 \cdot (T_3 + \rho_1) - p_1 \cdot T_2}{(T_1 + \rho \cdot K_q) \cdot (T_3 + \rho_1) - T_2^2} = 144.759 \text{ Н.} \quad [6]$$

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

- для изгибающего момента:

$$M_a := M_{\Pi} + (a - a_1) \cdot Q_{\Pi} = -2.606 \times 10^4 \text{ Н*мм.} \quad [6]$$

- для перерезывающей силы:

$$Q_a := m_{\Pi} \cdot Q_{\Pi} = 99.834 \text{ Н.} \quad [6]$$

Осевую силу и изгибающий момент, действующие на трубу, вычисляются по формулам:

- для осевой силы:

$$i := s_p$$

$$N_T := \frac{\pi \cdot a_1}{i} \cdot [(\eta_M \cdot P_{\text{мак2}} - \eta_T \cdot P_{\text{мак1}}) \cdot a_1 + \Phi_1 \cdot Q_a + \Phi_2 \cdot \beta \cdot M_a] = -6.765 \times 10^5 \text{ Н.} \quad [6]$$

- для изгибающего момента:

Внутренний диаметр трубы:

$$d_B := d_{\text{нр}} - 2 \cdot s_{\text{тр}} = 21 \text{ мм.}$$

$J_T$  - момент инерции поперечного сечения трубы:

$$J_T := \frac{\pi}{64} \cdot (d_{\text{нр}}^4 - d_B^4) = 9.628 \times 10^3 \text{ мм}^4. \quad [6]$$

$l_{\text{пр}}$  приведенная длина трубы, используемая при расчете прогиба труб и изгибающего момента, действующего на трубу

$$l_{\text{пр}} := l_{\text{труб}} = 1.5 \times 10^3 \text{ мм}$$

$$\frac{E_{\text{тр120}} \cdot J_T \cdot \beta}{K_y \cdot a_1 \cdot l_{\text{пр}}} \cdot (\Phi_2 \cdot Q_a + \Phi_3 \cdot \beta \cdot M_a) \quad [6]$$

Усилия в кожухе вычисляются по формулам:

- усилие, распределенное по периметру кожуха:

$$Q_K := \frac{a}{2} \cdot P_{\text{и}} + Q_{\Pi} = 283.51 \text{ Н.} \quad [6]$$

- изгибающий момент, распределенный по периметру кожуха:

$$K_1 := 1$$

$$M_K := \frac{K_1}{\rho \cdot K_{\Phi} \cdot \beta} \cdot (T_2 \cdot Q_{\Pi} + T_3 \cdot \beta \cdot M_{\Pi}) - \frac{P_{\text{мак1}}}{2 \cdot \beta_1^2} = -1.02 \times 10^5 \text{ Н*мм.} \quad [6]$$

- суммарная осевая сила, действующая на кожух:

$$F_{\text{мм}} := \pi D \cdot Q_K = 7.125 \times 10^5 \text{ Н.} \quad [6]$$

Расчетные напряжения в элементах конструкции:

Наружный диаметр фланца:  $D_{\text{мм}} := 975 \text{ мм.}$

Толщина трубной решетки:  $s_p = 26 \text{ мм.}$

$$s_{1p} := s_p = 26 \text{ мм.}$$

Ширина тарелки фланца кожуха:

$$b_1 := \frac{D_H - D}{2} = 87.5 \text{ мм.}$$

Радиус центра тяжести тарелки фланца кожуха:

$$R_{\text{нп}} := \frac{D_{\text{н}} - D}{4} = 43.75 \text{ мм.}$$

Расчетные напряжения в трубных решетках

Напряжения в трубной решетке в месте соединения с кожухом вычисляются по формулам:

- изгибные:

$$\sigma_{\text{п1}} := \frac{6 \cdot |M_{\text{п}}|}{(s_{\text{1п}} - c)^2} = 1.252 \times 10^{-4} \text{ МПа.} \quad [6]$$

- касательные:

$$\tau_{\text{1п}} := \frac{|Q_{\text{п}}|}{s_{\text{1п}} - c} = 6.96 \text{ МПа.} \quad [6]$$

$B$  - коэффициент, определяемый по таблице 5.9, в зависимости от  $\omega$  и  $n_{\text{В}}$ :

$$\omega = 5.982 \quad B := 0.854$$

$n_{\text{В}}$  - коэффициент для определения максимального изгибающего момента в перфорированной части трубной решетки;

$$n_{\text{В}} := \frac{Q_{\text{а}}}{\beta \cdot M_{\text{а}}} = -0.371 \quad [6]$$

Таблица 5.9 "Коэффициент  $B$ " [6]

$n_{\text{В}}$	$\omega$							
	0,5	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0	$\geq 10$
1,0	0,843	0,972	1,041	0,991	0,964	1,029	1,071	1,117
0,9	0,829	0,943	1,000	0,949	0,940	1,000	1,040	1,083
0,8	0,815	0,914	0,960	0,908	0,910	0,971	1,009	1,051
0,7	0,800	0,886	0,920	0,871	0,884	0,944	0,979	1,020
0,6	0,786	0,858	0,880	0,836	0,860	0,918	0,951	0,990
0,5	0,771	0,829	0,840	0,804	0,839	0,894	0,925	0,963
0,4	0,757	0,801	0,799	0,777	0,819	0,871	0,900	0,938
0,3	0,742	0,773	0,761	0,754	0,802	0,852	0,878	0,915
0,2	0,728	0,744	0,732	0,737	0,789	0,835	0,860	0,896
0,1	0,714	0,716	0,714	0,727	0,780	0,823	0,846	0,882
0	0,700	0,702	0,709	0,725	0,776	0,816	0,837	0,874
-0,1	0,703	0,707	0,716	0,732	0,778	0,815	0,835	0,873
-0,2	0,705	0,712	0,723	0,741	0,787	0,821	0,841	0,876
-0,3	0,708	0,717	0,730	0,750	0,796	0,828	0,846	0,879
-0,4	0,711	0,722	0,738	0,759	0,805	0,835	0,852	0,882
-0,5	0,713	0,728	0,745	0,768	0,814	0,842	0,857	0,884
-0,6	0,716	0,733	0,753	0,777	0,823	0,850	0,863	0,887
-0,7	0,718	0,738	0,760	0,786	0,832	0,857	0,869	0,890
-0,8	0,721	0,743	0,768	0,795	0,841	0,864	0,874	0,893
-0,9	0,723	0,748	0,775	0,804	0,849	0,871	0,880	0,895
-1,0	0,726	0,754	0,783	0,813	0,858	0,878	0,885	0,898

где  $A$  - коэффициент, определяемый по таблице 5.10 в зависимости от  $\omega$  и  $m$ .

$$m_{\text{А}} := \frac{\beta \cdot M_{\text{а}}}{Q_{\text{а}}} = -2.692 \quad [6]$$

$$A := 0.890$$

Таблица 5.10 "Коэффициент  $A$ " [6]

$m_A$	$\omega$							
	0,5	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0	$\geq 10$
-1,0	0,726	0,754	0,783	0,813	0,858	0,878	0,885	0,898
-0,9	0,656	0,683	0,712	0,740	0,781	0,797	0,802	0,811
-0,8	0,586	0,613	0,641	0,668	0,705	0,716	0,720	0,724
-0,7	0,516	0,543	0,570	0,596	0,628	0,636	0,637	0,637
-0,6	0,446	0,473	0,500	0,524	0,551	0,555	0,554	0,550
-0,5	0,376	0,403	0,429	0,451	0,474	0,474	0,471	0,463
-0,4	0,306	0,333	0,358	0,379	0,397	0,393	0,388	0,376
-0,3	0,236	0,262	0,287	0,307	0,320	0,313	0,305	0,289
-0,2	0,166	0,192	0,274	0,355	0,305	0,273	0,289	0,308
-0,1	0,096	0,216	0,338	0,408	0,337	0,319	0,338	0,359
0	0,144	0,284	0,402	0,461	0,376	0,370	0,392	0,414
0,1	0,214	0,353	0,466	0,514	0,420	0,426	0,450	0,474
0,2	0,284	0,422	0,530	0,567	0,470	0,485	0,511	0,537
0,3	0,354	0,491	0,593	0,620	0,523	0,546	0,575	0,603
0,4	0,424	0,559	0,657	0,672	0,580	0,610	0,641	0,671
0,5	0,494	0,628	0,721	0,725	0,639	0,677	0,709	0,742
0,6	0,564	0,697	0,785	0,778	0,701	0,745	0,779	0,814
0,7	0,634	0,766	0,849	0,831	0,765	0,814	0,851	0,888
0,8	0,704	0,834	0,913	0,884	0,830	0,885	0,923	0,963
0,9	0,773	0,903	0,977	0,937	0,896	0,956	0,997	1,040
1,0	0,843	0,972	1,041	0,991	0,964	1,030	1,071	1,117

$M_{\max}$  — максимальный расчетный изгибающий момент в перфорированной части трубной решетки.

$$\left( (B \cdot |M_a|) \right) = 2.225 \times 10^4 \text{ Н*мм.} \quad [6]$$

$$A \cdot \frac{|Q_a|}{\beta} = 8.615 \times 10^3 \text{ Н*мм.} \quad [6]$$

$$M_{\max} := 3.994 \times 10^4 \text{ Н*мм.} \quad [6]$$

Напряжения в перфорированной части трубной решетки вычисляются по формулам:

- изгибные:

$$\sigma_{p2} := \frac{6 \cdot M_{\max}}{\phi_p \cdot (s_{1p} - c)^2} = 553.902 \text{ МПа.} \quad [6]$$

- касательные:

$$\tau_{2p} := \frac{|Q_a|}{\phi_p \cdot (s_{1p} - c)} = 4.8 \text{ МПа.} \quad [6]$$

*Напряжения в кожухе в месте присоединения к решетке*

в меридиональном направлении:

мембранные:

$$\sigma_{Mx} := \frac{|Q_k|}{(s_{1k} - c)} = 101.253 \text{ МПа.} \quad [6]$$

изгибные:

$$\sigma_{ux} := \frac{6 \cdot |M_k|}{(s_{1k} - c)^2} = 7.807 \times 10^4 \text{ МПа.} \quad [6]$$

в окружном направлении:

мембранные:

$$\sigma_{M\varphi} := \frac{P_{\max 1} \cdot a}{(s_{1k} - c)} = 70.857 \text{ МПа.} \quad [6]$$

изгибные:

$$\sigma_{u\varphi} := 0.3 \cdot \sigma_{ux} = 2.342 \times 10^4 \text{ МПа.} \quad [6]$$

$$\sigma_{2T} := \frac{(d_{np} - s_{tp}) \max(|P_{\max 2}|, |P_{\max 1}|, |P_{\max 2} - P_{\max 1}|)}{2 \cdot s_{tp}} = 2.852 \text{ МПа.} \quad [6]$$

Допускаемое напряжение для материала решетки:

$$\sigma_{др} := 148.5 \text{ МПа.} \quad [7]$$

*Проверка прочности трубных решёток:*

Проверка статической прочности:

$$\text{Пров}_{\text{труб\_реш}} := \begin{cases} \text{"Условие прочности выполняется"} & \text{if } \max(\tau_{1p}, \tau_{2p}) \leq 0.8 \cdot \sigma_{др} \\ \text{"Условие прочности НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

**Пров<sub>труб\_реш</sub> = "Условие прочности выполняется"**

*Проверка прочности и устойчивости кожуха:*

Проверку прочности кожуха в месте присоединения к решетке.

*Условие статической прочности кожуха в месте присоединения к решетке:*

Допускаемое напряжение для материала кожуха теплообменного аппарата или крышки аппарата воздушного охлаждения:

$$\sigma_{Д200} := 148.5 \text{ МПа.} \quad [7]$$

$$\text{Пров}_{\text{кож}} := \begin{cases} \text{"Условие выполняется"} & \text{if } \sigma_{Mx} \leq 1.3 \cdot \sigma_{Д200} \\ \text{"Условие НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

**Пров<sub>кож</sub> = "Условие выполняется"**

**Расчёт трубы на прочность, устойчивость и жесткость.**

Расчет крепления труб к решетке

*Условие статической прочности труб:*

$$\text{Пров}_{\text{ст\_прочности}} := \begin{cases} \text{"Условие выполняется"} & \text{if } \sigma_{2T} \leq \sigma_{tp120} \\ \text{"Условие НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

**Пров<sub>ст\_прочности</sub> = "Условие выполняется"**

К<sub>т</sub> - коэффициент условий работы при расчете труб на устойчивость;

-Для рабочих условий:  $K_{т1} := 1.3$

-Для условий гидроиспытания:  $K_{т2} := 1.126$

Задаем конструктивно:

Максимальный пролет трубы между решеткой и перегородкой:  $l_{1R} := 1500 \text{ мм};$

Максимальный пролет трубы между перегородками:  $l_{2R} := 1500 \text{ мм}.$

Расчетная длина труб при продольном изгибе:

$$l_R := \max(l_{2R}, 0.7l_{1R}) = 1.5 \times 10^3 \text{ мм.} \quad [6]$$

$\lambda$  - параметр, используемый при расчете на продольный изгиб;

-Для рабочих условий:

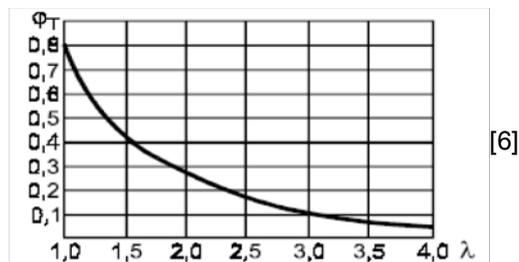
$$\lambda_1 := K_{T1} \cdot \sqrt{\frac{\sigma_{Tp120}}{E_{Tp120}}} \cdot \frac{l_R}{(d_{Tp} - s_{Tp})} = 2.803 \quad [6]$$

-Для условий гидроиспытания:

$$\lambda_2 := K_{T2} \cdot \sqrt{\frac{\sigma_{Tp120}}{E_{Tp120}}} \cdot \frac{l_R}{(d_{Tp} - s_{Tp})} = 2.428 \quad [6]$$

По рисунку 5.17 определяем:  $\varphi_T := 0.18$

Рис. 5.17 "Коэффициент уменьшения допускаемого напряжения при продольном изгибе"



При отсутствии более точных данных допускается вычислять допускаемую нагрузку на вальцовочное соединение трубы с решеткой по формулам:

Для труб завальцованных в гладком отверстии с отбортовкой:

Площадь трубной решетки, заключенной между четырьмя трубами:

$$f_{\text{реш}} := 0.866 \cdot t^2 - \frac{\pi \cdot d_{\text{тр}}^2}{4} = 540.423 \text{ мм}^2. \quad [6]$$

Трубная нагрузка:

$$q_{\text{тр}} := P_p \cdot f = 265.121 \text{ Н;} \quad [6]$$

Температурное напряжение в трубе:

$$\sigma_T := 2.227 \times 10^8 \text{ Па.} \quad [6]$$

Площадь поперечного сечения стенки трубы:

$$d_{\text{вн}} := 0.025 \text{ м;} \quad d_{\text{вн}} := 0.021 \text{ м.}$$

$$f_T := \frac{\pi}{4} \cdot (d_{\text{вн}}^2 - d_{\text{вн}}^2) = 1.445 \times 10^{-4} \text{ м}^2. \quad [6]$$

$$q_T := \sigma_T \cdot f_T = 3.218 \times 10^4 \text{ Н.} \quad [6]$$

Суммарное усилие:

$$q_c := q - q_T = -3.192 \times 10^4 \text{ Н.} \quad [6]$$

Удельная нагрузка от давления на единицу длины окружности:

$$\sigma_0 := \frac{q}{\pi \cdot d_{\text{вн}}} = 3.376 \times 10^3 \text{ Н/м;} \quad [6]$$

$$\sigma_{0д} := 0.04 \cdot 10^6 \text{ Н/м.}$$

Проверка условия прочности:

$$\text{Пров}_{\text{прочности}} := \begin{cases} \text{"Условие прочности выполняется"} & \text{if } \sigma_0 \leq \sigma_{0д} \\ \text{"Условие НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

**Пров<sub>прочности</sub> = "Условие прочности выполняется"**

## 5.7 Расчет массы аппарата

### Исходные данные:

Диаметр греющей камеры:  $D_{Г.К.} := 0.8$  м.

Диаметр сепаратора:  $D_{Сеп.} := 1.2$  м.

Толщина стенки греющей камеры:  $s_{Г.К.} := 0.008$  м.

Толщина стенки сепаратора:  $s_{С.} := 0.01$  м.

Толщина стенки днища греющей камеры:  $s_{Д.Г.К.} := 0.008$  м.

Толщина стенки крышки сепаратора:  $s_{К.С.} := 0.01$  м.

Толщина стенки днища сепаратора:  $s_{Д.С.} := 0.016$  м.

Высота греющей камеры:  $H_{Г.К.} := 1.5$  м.

Высота сепаратора:  $H_{С.} := 1.0$  м.

Плотность среды:  $\rho_{Ср} = 1.07 \times 10^3$  кг/м<sup>3</sup>.

Плотность материала сталь 12Х18Н10Т:  $\rho_{Мет} := 7950$  кг/м<sup>3</sup>.

### Расчет массы обечайки греющей камеры

Масса обечайки греющей камеры:

$$m_{Г.К.} := \pi \cdot \left[ \frac{(D_{Г.К.} + 2 \cdot s_{Г.К.})^2 - D_{Г.К.}^2}{4} \right] \cdot H_{Г.К.} \cdot \rho_{Мет} = 242.164 \text{ кг}$$

### Расчет массы обечайки сепаратора

Масса обечайки сепаратора:

$$m_{Сеп.} := \pi \cdot \left[ \frac{(D_{Сеп.} + 2 \cdot s_{С.})^2 - D_{Сеп.}^2}{4} \right] \cdot H_{С.} \cdot \rho_{Мет} = 302.206 \text{ кг}$$

### Расчет массы эллиптического днища греющей камеры

Высота эллиптического днища греющей камеры:

$$H_{Д.Г.К.} := 0.27 \text{ м.}$$

Внутренний объем эллиптического днища греющей камеры:

$$V_{Д1} := \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot \frac{D_{Г.К.}}{2} \cdot \frac{D_{Г.К.}}{2} \cdot \frac{H_{Д.Г.К.}}{2} = 0.045 \text{ м}^3.$$

Наружный объем эллиптического днища греющей камеры:

$$V_{Д2} := \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot \frac{D_{Г.К.} + 2 \cdot s_{Д.Г.К.}}{2} \cdot \frac{D_{Г.К.} + 2 \cdot s_{Д.Г.К.}}{2} \cdot \frac{(H_{Д.Г.К.} + s_{Д.Г.К.})}{2} = 0.048 \text{ м}^3.$$

Объем металла днища греющей камеры:

$$V_{Д.Г.К.} := V_{Д2} - V_{Д1} = 3.222 \times 10^{-3} \text{ м}^3.$$

Масса эллиптического днища греющей камеры аппарата:

$$m_{д.г.к} := V_{д.г.к} \cdot \rho_{мет} = 25.617 \text{ кг}$$

#### Расчет массы эллиптической крышки сепаратора

Высота эллиптической крышки сепаратора:

$$H_{к.сеп} := 0.38 \text{ м.}$$

Внутренний объем эллиптической крышки сепаратора:

$$V_{д3} := \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot \frac{D_{сеп}}{2} \cdot \frac{D_{сеп}}{2} \cdot \frac{H_{к.сеп}}{2} = 0.143 \text{ м}^3.$$

Наружный объем эллиптической крышки сепаратора:

$$V_{д4} := \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot \frac{D_{сеп} + 2 \cdot s_c}{2} \cdot \frac{D_{сеп} + 2 \cdot s_c}{2} \cdot \frac{(H_{к.сеп} + s_c)}{2} = 0.152 \text{ м}^3.$$

Объем металла крышки сепаратора:

$$V_{к.сеп} := V_{д4} - V_{д3} = 8.712 \times 10^{-3} \text{ м}^3.$$

Масса эллиптической крышки сепаратора:

$$m_{к.сеп} := V_{к.сеп} \cdot \rho_{мет} = 69.258 \text{ кг}$$

#### Расчет массы конического днища сепаратора

Высота конического днища сепаратора:

$$H_{д.сеп} := 0.29 \text{ м.}$$

Внутренний объем конического днища сепаратора:

$$V_{д5} := \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot \frac{D_{сеп}}{2} \cdot \frac{D_{сеп}}{2} \cdot \frac{H_{д.сеп}}{2} = 0.109 \text{ м}^3.$$

Наружный объем конического днища сепаратора:

$$V_{д6} := \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot \frac{D_{сеп} + 2 \cdot s_c}{2} \cdot \frac{D_{сеп} + 2 \cdot s_c}{2} \cdot \frac{(H_{д.сеп} + s_c)}{2} = 0.117 \text{ м}^3.$$

Объем металла днища сепаратора:

$$V_{д.сеп} := V_{д6} - V_{д5} = 7.571 \times 10^{-3} \text{ м}^3.$$

Масса конического днища сепаратора:

$$m_{д.сеп} := V_{д.сеп} \cdot \rho_{мет} = 60.191 \text{ кг}$$

#### Расчет массы фланцев

$$m_{800} := 46.14 \text{ кг}$$

$$m_{1200} := 64.3 \text{ кг}$$

$$m_{ф} := m_{800} \cdot 4 + m_{1200} \cdot 2 = 313.1 \text{ кг}$$

Расчет массы штуцеров:

$$m_{100} := 7.1 \text{ кг}$$

$$m_{80} := 6.4 \text{ кг}$$

$$m_{40} := 3.0 \text{ кг}$$

$$m_{20} := 1.4 \text{ кг}$$

$$m_{ш} := m_{100} \cdot 2 + m_{80} + m_{40} + m_{20} = 2. \text{ кг}$$

Масса люка-лаза:

$$m_{л} := 152 \text{ кг}$$

Расчет массы циркуляционной трубы:

Диаметр циркуляционной трубы:  $D_{ц} := 0.35 \text{ м.}$

Высота циркуляционной трубы:  $H_{ц} := 1.5 \text{ м.}$

Толщина стенки циркуляционной трубы:  $s_{ц} := 0.004 \text{ м.}$

$$m_{ц} := \pi \cdot \left[ \frac{(D_{ц} + 2 \cdot s_{ц})^2 - D_{ц}^2}{4} \right] \cdot H_{ц} \cdot \rho_{мет} = 53.048 \text{ кг}$$

Расчет массы греющих трубок:

Диаметр греющих трубок:  $D_{т} := 0.025 \text{ м.}$

Высота греющих трубок:  $H_{т} := 1.5 \text{ м.}$

Толщина греющих трубок:  $s_{т} := 0.002 \text{ м.}$

Количество греющих трубок:  $n_{т} := 160 \text{ м.}$

$$m_{т} := n \pi \cdot \left[ \frac{(D_{т} + 2 \cdot s_{т})^2 - D_{т}^2}{4} \right] \cdot H_{т} \cdot \rho_{мет} = 323.685 \text{ кг}$$

Расчет массы трубных решеток:

Диаметр трубной решетки:  $D_{реш} := 0.8 \text{ м.}$

Высота трубной решетки:  $H_{реш} := 0.026 \text{ м.}$

Количество трубных решеток:  $n_{реш} := 2$

$$m_{реш} := n \pi \cdot \left( \frac{D_{реш}^2}{4} \right) \cdot H_{реш} \cdot \rho_{мет} = 207.798 \text{ кг}$$

Масса пустого аппарата:

$$m_{апп1} := m_{г.к} + m_{сеп} + m_{д.г.к} + m_{д.сеп} + m_{к.сеп} + m_{ф} + m_{ш} + m_{ц} + m_{реш} + m_{т} + m_{л} = 1.774 \times 10^3 \text{ кг}$$

Масса жидкости внутри корпуса при самых худших рабочих условиях:

$$m_{жид1} := \left[ \pi \cdot \frac{D_{г.к}^2}{4} \cdot (H_{г.к}) + V_{д2} \right] \cdot \rho_{ср} = 858.614 \text{ кг}$$

Масса аппарата заполненного жидкостью при самых худших рабочих условиях:

$$m_{\text{ап2}} := m_{\text{ап1}} + m_{\text{жид1}} = 2.633 \times 10^3 \text{ кг}$$

Масса жидкости внутри корпуса при условиях гидроиспытания:

$$m_{\text{жид2}} := \left[ \pi \cdot \frac{D_{\text{Г.к}}^2}{4} \cdot (H_{\text{Г.к}}) + V_{\text{д2}} \right] \cdot \rho_{\text{вод}} = 785.592 \text{ кг}$$

Масса аппарата заполненного жидкостью при условиях гидроиспытания:

$$m_{\text{ап3}} := m_{\text{ап1}} + m_{\text{жид2}} = 2.56 \times 10^3 \text{ кг}$$

### 5.8 Расчет стандартных опор аппарата

Сила с которой аппарат воздействует на опору:

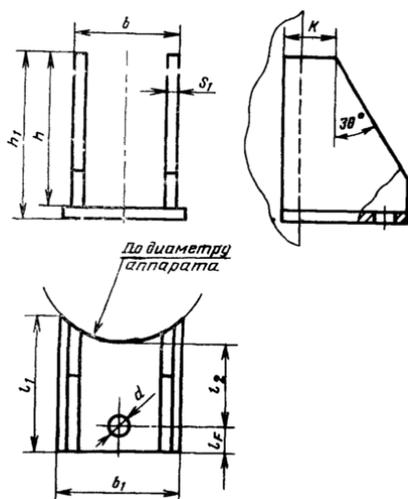
$$F_0 := m_{\text{ап2}} \cdot g = 2.58 \times 10^4 \text{ Па}$$

Принимаем количество опор для аппарата - 2, тогда сила действующая на одну опору:

$$F_{\text{оп}} := \frac{F_0}{2} = 1.29 \times 10^4 \text{ Па}$$

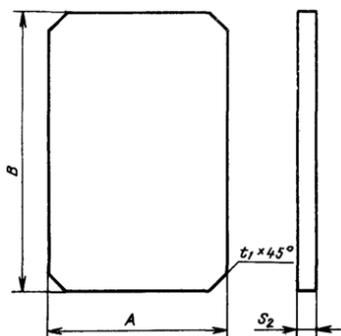
Принимаем штампованные опорные лапы с накладным листом.

Рис. 5.18 "Штампованные опорные лапы"



[12]

Рис. 5.19 "Накладной лист"



[12]

Таблица 5.11 "Размеры штампованных опорных лап" [12]

Q, кН	Тип опоры	a	a1	a2	b	b1	b2	c	c1	h	h1	s1	K	K1	d	dБ	fmax
25,0	1/2	125	155	—	155	—	—	45	90	230	16	8	25	40	24	M20	40
					255					120							115

Таблица 5.12 "Размеры накладного листа"

Q, кН	Тип опоры	B	H	c	sH
25,0	1/2	200	330 410	16	8; 10;

[12]

## 5.9 Расчет теплоизоляции

Толщину стенки теплоизоляции можно определить из уравнения теплового баланса при передаче тепла от среды в аппарате в окружающую среду:

$$q = \alpha_I \cdot (t_I - t_{cm1}) = \frac{\lambda_{cm}}{\delta_{cm}} \cdot (t_{cm1} - t_{cm2}) = \frac{\lambda_{из}}{\delta_{из}} \cdot (t_{cm2} - t_n) = \alpha_{\Sigma} \cdot (t_n - t_{возд})$$

Температура наружной поверхности изоляции:  $t_{из} := 40 \text{ } ^\circ\text{C}$

Температура наружной поверхности изоляции:  $t_{возд} := 20 \text{ } ^\circ\text{C}$

Суммарный коэффициент теплоотдачи определим по формуле Линчевского:

$$\alpha_{\Sigma} := 9.74 + 0.07 \cdot (t_I - t_{возд}) = 18.42 \text{ Вт/м}^2\text{K}.$$

Средняя температура материала:

$$t_{\text{ср}} := \frac{(t_I + t_{из})}{2} = 92 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Определяем материал изоляции по ГОСТ 6102-94 - асбестовая ткань. [13]

Характеристики: [30]

Допускаемая рабочая температура:  $t_{асб} := 200 \text{ } ^\circ\text{C}$

Плотность:  $\rho_{асб} := 550 \text{ кг/м}^3$ .

Удельная теплоемкость:  $C_{\text{асб}} := 0.83 \text{ кДж/кг}^{\circ}\text{K}$ .

$$A := 0.12 \quad B := 2.2 \cdot 10^{-6}$$

$$\lambda_{из} := A + B \cdot t = 0.12 \text{ Вт/м}^2\text{K}.$$

Рассчитываем толщину изоляции:

$$\delta_{из} := \frac{[\lambda_{из} \cdot (t_I - t_{из})]}{\alpha_{\Sigma} \cdot (t_{из} - t_{возд})} = 0.034 \text{ м}$$

Принимаем толщину изоляции аппарата 40 мм.

## 6. Конструктивный расчет.

В конструктивном расчете выпарного аппарата с подвесной греющей камерой определим число кипяtilьных трубок, размер свободного кольцевого пространства, диаметр корпуса, размеры парового пространства, диаметры патрубков.

Исходные данные:

Расчетный диаметр трубок:  $d_H := 0.025 \text{ м}$

Длина трубок:  $l := 1.3 \text{ м}$

Поверхность теплообмена:  $F := 20 \text{ м}^2$

Число кипяtilьных трубок:

$$n := \frac{F}{\pi \cdot d_H \cdot l} = 195.883 \quad [5]$$

Принимаем число кипяtilьных трубок:  $n := 200$

Размещение трубок в трубном пространстве выполняем по вершинам равностороннего треугольника (правильного шестиугольника).

$d_{\text{мм}} := 25 \text{ мм}$

$$t := 1.2 \cdot d_H + 2 = 32 \text{ мм.} \quad [5]$$

Размер свободного кольцевого пространства принимаем на 40% больше площади сечения всех кипяtilьных трубок.

Размер свободного кольцевого пространства:

Площадь поперечного сечения трубок:

$$S_{\text{тр}} := \frac{\pi \cdot d_H^2 \cdot n}{4} = 9.817 \times 10^4 \text{ мм}^2$$

Внутренний диаметр греющей камеры:

Число труб на диагонали наибольшего шестиугольника при разбивке труб в трубной решетке:

$$b := 15 \quad t := 32 \text{ мм.}$$

$$D_{\text{Г.К}} := t \cdot (b - 1) + 2 \cdot d_H = 498 \text{ мм.} \quad [5]$$

Принимаем внутренний диаметр греющей камеры:  $D_{\text{мм}} := 500 \text{ мм}$

Площадь поперечного сечения греющей камеры:

$$S_{\text{Г.К}} := \frac{\pi \cdot D_{\text{Г.К}}^2}{4} = 1.963 \times 10^5 \text{ мм}^2$$

Площадь поперечного сечения свободного пространства:

$$S_{\text{св.п}} := S_{\text{тр}} \cdot 0.4 = 3.927 \times 10^4 \text{ мм}^2$$

Площадь поперечного сечения нижней части аппарата:

$$S_{\text{ап}} := S_{\text{Г.К}} + S_{\text{св.п}} = 2.356 \times 10^5 \text{ мм}^2$$

Диаметр аппарата нижней части аппарата:

$$D_{\text{ап}} := \sqrt{\frac{4 \cdot S_{\text{ап}}}{\pi}} + 100 = 647.72 \text{ мм}$$

Принимаем диаметр нижней части аппарата:  $D_{\text{ам}} := 700$  мм

Коэффициент влияния давления в сепараторе на предельное массовое напряжение сепаратора:  $k_1 := 2.4$  [5]

Коэф., учитывающий влияние уровня раствора над точкой ввода парожидкостной смеси в сепараторе:  $k_2 := 0.65$  [5]

Предельное массовое напряжение сепаратора при атмосферном давлении:  $R_{\text{ватм}} := 0.13$  кг/м<sup>3</sup>с [5]

Количество вторичного пара:  $\dot{W} := 0.2$  кг/с

Предельное массовое напряжение сепаратора:

$$R_v := k_1 \cdot k_2 \cdot R_{\text{ватм}} = 0.203 \text{ кг/м}^3\text{с} \quad [5]$$

Необходимый объем сепаратора:

$$V_{\Pi} := \frac{W}{R_v} = 0.986 \text{ м}^3 \quad [5]$$

Высота сепаратора:  $H_{\text{сеп}} := 1.8$  м

Диаметр корпуса сепаратора:

$$D_{\text{сеп}} := \sqrt{\frac{(4 \cdot V_{\Pi})}{\pi \cdot H_{\text{сеп}}}} = 0.835 \text{ м} \quad [5]$$

Принимаем диаметр корпуса сепаратора:  $D_{\text{корп}} := 850$  мм

Расчет диаметров патрубков:

Исходные данные:

Скорость потока исходной смеси:  $\omega_{\text{исх}} := 0.1$  м/с

Скорость потока греющего пара:  $\omega_{\text{г.п}} := 15$  м/с

Скорость потока упаренного раствора:  $\omega_{\text{уп.р}} := 0.1$  м/с

Скорость потока вторичного пара:  $\omega_{\text{вт.п}} := 0.1$  м/с

Скорость потока конденсата:  $\omega_{\text{кон}} := 4$  м/с

Плотность исходной смеси:  $\rho_{\text{исх}} := 1070$  кг/м<sup>3</sup>;

Плотность греющего пара:  $\rho_{\text{г.п}} := 2.28$  кг/м<sup>3</sup>;

Плотность упаренного раствора:  $\rho_{\text{уп.р}} := 1230$  кг/м<sup>3</sup>;

Плотность конденсата:  $\rho_{\text{кон}} := 958$  кг/м<sup>3</sup>;

Плотность вторичного пара:  $\rho_{\text{вт.п}} := 2.28$  кг/м<sup>3</sup>;

Массовый расход исходной смеси:  $G_{\text{исх}} := 0.3$  кг/с

Массовый расход греющего пара:  $G_{\text{г.п}} := 0.24$  кг/с

Массовый расход упаренного раствора:  $G_{\text{уп.р}} := 0.1$  кг/с

Массовый расход вторичного пара:  $G_{\text{вт.п}} := 0.2$  кг/с

Массовый расход конденсата:  $G_{\text{кон}} := 0.1$  кг/с

Диаметр патрубка для подачи исходного раствора:

$$d_{\text{исх}} := \sqrt{\frac{(4G_{\text{исх}})}{\pi \cdot \omega_{\text{исх}} \cdot \rho_{\text{исх}}}} = 0.06 \text{ м} \quad [3]$$

Принимаем диаметр патрубка для подачи исходного раствора:  $d_{\text{исх}} := 80 \text{ мм}$

Диаметр патрубка для подачи греющего:

$$d_{\text{Г.П}} := \sqrt{\frac{(4G_{\text{Г.П}})}{\pi \cdot \omega_{\text{Г.П}} \cdot \rho_{\text{Г.П}}}} = 0.095 \text{ м} \quad [3]$$

Принимаем диаметр патрубка для подачи греющего:  $d_{\text{Г.П}} := 100 \text{ мм}$

Диаметр патрубка для выхода упаренного раствора:

$$d_{\text{у.п.р}} := \sqrt{\frac{(4G_{\text{у.п.р}})}{\pi \cdot \omega_{\text{у.п.р}} \cdot \rho_{\text{у.п.р}}}} = 0.032 \text{ м} \quad [3]$$

Принимаем диаметр патрубка для выхода упаренного:  $d_{\text{у.п.р}} := 40 \text{ мм}$

Диаметр патрубка для отвода конденсата:

$$d_{\text{кон}} := \sqrt{\frac{(4G_{\text{кон}})}{\pi \cdot \omega_{\text{кон}} \cdot \rho_{\text{кон}}}} = 5.764 \times 10^{-3} \text{ м} \quad [3]$$

Принимаем диаметр патрубка для отвода конденсата:  $d_{\text{кон}} := 20 \text{ мм}$

Диаметр патрубка для отвода вторичного пара:

$$d_{\text{вт.п}} := \sqrt{\frac{(4G_{\text{вт.п}})}{\pi \cdot \omega_{\text{вт.п}} \cdot \rho_{\text{вт.п}}}} = 1.057 \text{ м} \quad [3]$$

Принимаем диаметр патрубка для отвода вторичного пара:  $d_{\text{вт.п}} := 100 \text{ мм}$

Принимаем диаметр патрубка воздушника:  $d_{\text{возд}} := 20 \text{ мм}$

## 7. Механический расчет выпарного аппарата.

Исходные данные:

Конструкционный материал: сталь 12X18H10T

Внутренний диаметр греющей камеры:  $D_{\text{г.к}} := 700 \text{ (мм)}$

Внутренний диаметр сепаратора:  $D_{\text{сеп}} := 850 \text{ (мм)}$

Высота греющей камеры:  $H_{\text{Г.К}} := 1300 \text{ (мм)}$

Высота сепаратора:  $H_{\text{сеп}} := 1000 \text{ (мм)}$

Высота аппарата:  $H := 3870 \text{ (мм)}$

Днище аппарата:

Диаметр конического днища аппарата:  $D_{\text{д.г.к}} := 700 \text{ (мм)}$

Внутренний радиус отбортовки:  $r_1 := 10 \text{ (мм)}$

Высота отбортовки:  $t_1 := 36 \text{ (мм)}$

Половина угла раствора при вершине:  $\alpha_1 := 45^\circ$

Крышка сепаратора средняя:

Диаметр крышки сепаратора:  $D_{кр.сеп} := 850$  (мм)

Радиус кривизны в вершине крышки:  $R_{сеп} := D_{кр.сеп} = 850$  (мм)

Высота отбортованной части крышки:  $h_{2.сеп} := 80$  (мм)

Высота крышки:  $H_{к.сеп} := 0.25 \cdot D_{кр.сеп} + h_{2.сеп} = 292.5$  (мм)

Крышка сепаратора верхняя:

Диаметр крышки сепаратора:  $D_{кр.сеп1} := 450$  (мм)

Радиус кривизны в вершине крышки:  $R_{сеп1} := D_{кр.сеп1} = 450$  (мм)

Высота отбортованной части крышки:  $h_{2.сеп1} := 290$  (мм)

Высота крышки:  $H_{к.сеп1} := 0.25 \cdot D_{кр.сеп1} + h_{2.сеп1} = 502.5$  (мм)

Днище сепаратора:

Диаметр конического днища сепаратора:  $D_k := 850$  (мм)

Внутренний радиус отбортовки:  $r_2 := 10$  (мм)

Высота отбортовки:  $t_2 := 80$  (мм)

Половина угла раствора при вершине:  $\alpha_2 := 45^\circ$

Диаметр входного патрубка для подачи исходного раствора:  $d_{исх} := 80$  (мм)

Диаметр входного патрубка для подачи греющего пара:  $d_{гр.п} := 100$  (мм)

Диаметр выходного патрубка для отвода упаренного раствора:  $d_{упар} := 40$  (мм)

Диаметр выходного патрубка для отвода конденсата:  $d_{конд} := 20$  (мм)

Диаметр выходного патрубка для отвода вторичного пара:  $d_{вт.п} := 100$  (мм)

Определяем основные характеристики стали: допускаемое напряжение, модуль упругости.

Расчетная температура стенки:  $t_r := 144$  °C

Допускаемое напряжение для стали 12X18H10T при  $t=144$  °C:

$$t_x := \left( \begin{array}{c} 100 \\ 150 \end{array} \right) ^\circ\text{C} \quad \sigma_r := \left( \begin{array}{c} 156 \\ 148 \end{array} \right) \text{ (МПа)} \quad [7]$$

$$\sigma_d := \left( \text{Floor} \left( \text{interp} \left( t_x, \sigma_r, t_r \right), 0.5 \right) \right)$$

$$\sigma_d = 148.5 \text{ (МПа)}$$

Допускаемое напряжение для стали 12X18H10T при гидравлических испытаниях  $t=20$  °C

$$\sigma_{20} := 168 \text{ (МПа)} \quad [7]$$

Модуль продольной упругости для стали 12X18H10T при  $t=144$  °C

$$t_x := \left( \begin{array}{c} 100 \\ 150 \end{array} \right) ^\circ\text{C} \quad E_r := \left( \begin{array}{c} 2.00 \cdot 10^5 \\ 1.99 \cdot 10^5 \end{array} \right) \text{ (МПа)} \quad [7]$$

$$E_d := \text{linterp}(t_x, E_r, t_r)$$

$$E_d = 1.991 \times 10^5 \text{ (МПа)}$$

Модуль продольной упругости для стали 12Х18Н10Т при гидравлических испытаниях  $t=20^\circ\text{C}$ .

$$E_{20} := 2.00 \text{ (МПа)} \quad [7]$$

Диаметр труб аппарата: 25x2 мм.

Плотность исходного раствора:

$$\rho_{\text{ср}} := 1070 \text{ кг/м}^3;$$

Рабочее избыточное давление:

$$P := 0.45 \text{ МПа};$$

Дополнительные параметры:

Коэффициент запаса устойчивости:  $n_y := 2.4$

Вид сварного шва и способ сварки:

*Коэффициент прочности продольных сварных швов обечайки определяем при условии, что стыковой доступный сварке только с одной стороны и имеющий в процессе сварки металлическую подкладку со стороны корня шва, прилегающую по всей длине шва к основному металлу, длина контролируемых швов от общей длины 100% по табл. Д.1 ГОСТ Р 52857.1-2007*

$$\phi_p := 1 \quad - \text{коэффициент прочности продольного сварного шва;} \quad [7]$$

$$\phi_T := 1 \quad - \text{коэффициент прочности кольцевого сварного шва;}$$

Прибавки к расчетным толщинам конструктивных элементов:

Рассчитываем прибавку к расчетным толщинам:

Скорость коррозии материала от действия заданной среды:

$$П := 0.5 \text{ мм/год.}$$

Срок эксплуатации аппарата:

$$\tau := 10 \text{ лет.}$$

Прибавка для компенсации коррозии и эрозии:

$$c_1 := П \cdot \tau = 5 \text{ мм.}$$

Прибавка для компенсации минусового допуска:

$$c_2 := 0.2 \text{ мм.}$$

Технологическая прибавка:

$$c_3 := 0 \text{ мм.}$$

Прибавки к расчетным толщинам конструктивных элементов:

$$c := c_1 + c_2 + c_3 = 5.2 \text{ мм.} \quad [7]$$

Расчет давлений:

Определить гидростатическое давление в аппарате:

Плотность воды при гидроиспытаниях (температура 20 градусов)

$$\rho_{\text{вод}} := 979 \text{ кг/м}^3.$$

Плотность рабочей среды:

$$\rho_{\text{в.р.к}} := 1070 \text{ кг/м}^3.$$

$$\text{Ускорение свободного падения: } g := 9.8 \text{ м/с}^2.$$

Высоту гидравлического столба в аппарате принимаем равной высоте аппарата:

$$H_{\text{гид}} := H = 3.87 \times 10^3 \text{ мм.}$$

Давление гидравлического столба при гидроиспытаниях:

$$P_{\text{гид1}} := \frac{g \cdot H_{\text{гид}} \cdot \rho_{\text{вод}}}{10^9} = 0.037 \text{ МПа.}$$

Так как коэффициент заполнения аппарата при рабочем состоянии нам не известен, будем считать, что аппарат полностью заполнен (рассмотрим самые худшие условия которые могут быть).

Давление гидравлического столба при рабочих условиях:

$$P_{\text{гид2}} := \frac{g \cdot H_{\text{гид}} \cdot \rho_{\text{ср}}}{10^9} = 0.041 \text{ МПа.}$$

Для дальнейшего расчета выберем максимально возможное гидравлическое давление которое может быть оказано на аппарат:

$$P_{\text{гид\_мак}} := \max(P_{\text{гид1}}, P_{\text{гид2}}) = 0.041 \text{ МПа.}$$

Давление в аппарате:

Расчетное давление в аппарате в рабочих условиях:

$$P_p := (P + P_{\text{гид\_мак}}) = 0.491 \text{ МПа.}$$

Давление при гидроиспытаниях :

$$P_{\text{и}} := 1.25 \cdot P_p \cdot \frac{\sigma_{20}}{\sigma_d} = 0.694 \text{ МПа.}$$

Условное давление:

$$P_y := P_p \cdot \frac{\sigma_{20}}{\sigma_d} = 0.555 \text{ МПа.}$$

Расчет толщины стенки цилиндрической обечайки нижней части аппарата, нагруженной внутренним избыточным давлением

Расчетная толщина стенки цилиндрической обечайки нижней части при внутреннем избыточном давлении:

$$s_{p1} := \max \left( \left( \frac{P_p \cdot \frac{D_{\text{г.к}}}{2 \cdot \phi_p \cdot \sigma_d - P_p}}{D_{\text{г.к}}} \right), \left( \frac{P_{\text{и}} \cdot \frac{D_{\text{г.к}}}{2 \cdot \phi_p \cdot \sigma_{20} - P_{\text{и}}}}{D_{\text{г.к}}} \right) \right) = 1.448 \text{ мм} \quad [8]$$

Исполнительная толщина стеки аппарата:

$$s_{\text{и1}} := s_{p1} + c = 6.648 \text{ мм} \quad [8]$$

Принимаем толщину для цилиндрических аппаратов, согласно из ряда стандартных толщин:  $s_1 := 8 \text{ мм}$

Проверка условий применимости формул безмоментной теории: [8]

$$\text{Пров}_1 := \begin{cases} \text{"Условия применения формул безмоментной теории выполняются"} & \text{if } \frac{s_1 - c}{D_{Г.К}} \leq 0.1 \\ \text{"Условия применения формул НЕ выполняются"} & \text{if } \frac{s_1 - c}{D_{Г.К}} > 0.1 \end{cases}$$

**Пров<sub>1</sub> = "Условия применения формул безмоментной теории выполняются"**

*Расчет допускаемого внутреннего избыточного давления:*

$$P_{д1} := \frac{2 \cdot \sigma_d \cdot \phi_p \cdot (s_1 - c)}{D_{Г.К} + (s_1 - c)} = 1.183 \text{ МПа.} \quad [8]$$

*Проверка условия прочности стенок, цилиндрической обечайки от действия внутреннего давления:* [8]

$$\text{Пров}_2 := \begin{cases} \text{"Условие прочности стенки для цилиндрической обечайки выполняется"} & \text{if } P_{д1} > P_{и} \\ \text{"Условие прочности НЕ выполняется"} & \text{if } P_{д1} < P_{и} \end{cases}$$

**Пров<sub>2</sub> = "Условие прочности стенки для цилиндрической обечайки выполняется"**

Расчет толщины стенки цилиндрической обечайки сепаратора, нагруженной внутренним избыточным давлением

Расчетная толщина стенки цилиндрической обечайки сепаратора при внутреннем избыточном давлении:

$$s_{p2} := \max \left( \left( \frac{P_p \cdot \frac{D_{сеп}}{2 \cdot \phi_p \cdot \sigma_d - P_p}}{P_{и} \cdot \frac{D_{сеп}}{2 \cdot \phi_p \cdot \sigma_{20} - P_{и}}} \right) \right) = 1.759 \text{ мм} \quad [8]$$

Исполнительная толщина стеки аппарата:

$$s_{и2} := s_{p1} + c = 6.648 \text{ мм} \quad [8]$$

Принимаем толщину для цилиндрических аппаратов: согласно из ряда стандартных толщин  $s_2 := 8 \text{ мм}$

*Проверка условий применимости формул безмоментной теории:* [8]

$$\text{Пров}_3 := \begin{cases} \text{"Условия применения формул безмоментной теории выполняются"} & \text{if } \frac{s_2 - c}{D_{сеп}} \leq 0.1 \\ \text{"Условия применения формул НЕ выполняются"} & \text{if } \frac{s_2 - c}{D_{сеп}} > 0.1 \end{cases}$$

**Пров<sub>3</sub> = "Условия применения формул безмоментной теории выполняются"**

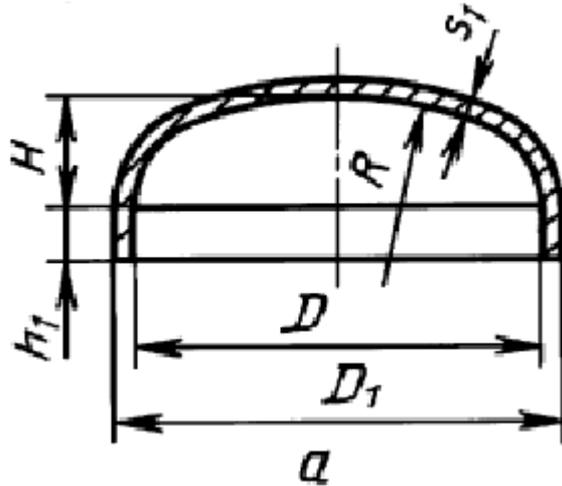
*Расчет допускаемого внутреннего избыточного давления:*

$$P_{д2} := \frac{2 \cdot \sigma_d \cdot \phi_p \cdot (s_2 - c)}{D_{сеп} + (s_2 - c)} = 0.975 \text{ МПа.} \quad [8]$$

*Проверка условия прочности стенок, цилиндрической обечайки от действия внутреннего давления:* [8]

$$\text{Пров}_4 := \begin{cases} \text{"Условие прочности стенки для цилиндрической обечайки выполняется"} & \text{if } P_{д2} > P_{и} \\ \text{"Условие прочности НЕ выполняется"} & \text{if } P_{д2} < P_{и} \end{cases}$$

**Пров<sub>4</sub> = "Условие прочности стенки для цилиндрической обечайки выполняется"**



[8]

Рис. 7.1 "Выпуклая эллиптическая отбортованная крышка"

Расчетная толщина стенки эллиптической крышки сепаратора при внутреннем избыточном давлении:

$$s_{p3} := \max \left( \left( \frac{P_p \cdot \frac{R_{сеп}}{2 \cdot \phi_p \cdot \sigma_d - 0.5 \cdot P_p}}{P_{и} \cdot \frac{R_{сеп}}{2 \cdot \phi_p \cdot \sigma_{20} - 0.5 \cdot P_{и}}} \right) \right) = 1.757 \text{ мм} \quad [8]$$

Исполнительная толщина крышки сепаратора:

$$s_{и3} := s_{p3} + c = 6.957 \text{ мм} \quad [8]$$

Принимаем толщину для эллиптических крышек, согласно из ряда стандартных толщин:  $s_3 := 8 \text{ мм}$

Проверка условий применимости формул безмоментной теории: [8]

$$\text{Пров}_5 := \begin{cases} \text{"Условия примен. формул безмомент. теории выполняются"} & \text{if } \begin{cases} 0.002 \leq \frac{s_3 - c}{D_{сеп}} \leq 0.1 \\ 0.2 \leq \frac{H_{к.сеп}}{D_{сеп}} \leq 0.5 \end{cases} \\ \text{"Условия применения формул НЕ выполняются"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

**Пров<sub>5</sub> = "Условия примен. формул безмомент. теории выполняются"**

Расчет допускаемого внутреннего избыточного давления:

$$P_{д3} := \frac{2 \cdot \sigma_d \cdot \phi_p \cdot (s_3 - c)}{R_{сеп} + (s_3 - c)} = 0.975 \text{ МПа.} \quad [8]$$

Проверка условия прочности стенки крышки: [8]

$$\text{Пров}_6 := \begin{cases} \text{"Условие прочности стенки крышки выполняется"} & \text{if } P_{д3} > P_{и} \\ \text{"Условие прочности НЕ выполняется"} & \text{if } P_{д3} < P_{и} \end{cases}$$

**Пров<sub>6</sub> = "Условие прочности стенки крышки выполняется"**

Расчет толщины стенки конического днища аппарата, нагруженного внутренним избыточным давлением

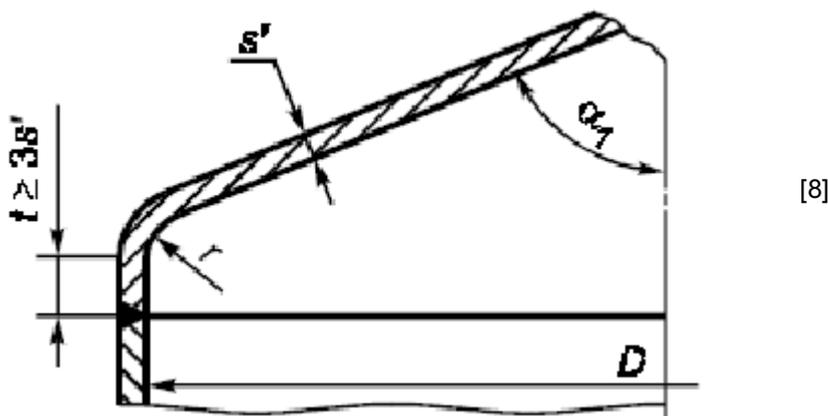


Рис. 7.3 "Пологое коническое днище с тороидальным переходом"

Расчетная толщина стенки конического днища аппарата при внутреннем избыточном давлении:

$$s_{p4} := \max \left[ \begin{array}{l} 0.3 \cdot (D_{г.к} - r_1) \left( \frac{\alpha_1}{90} \right) \cdot \sqrt{\frac{P_p}{\sigma_d \cdot \phi_p}} \\ 0.3 \cdot (D_{г.к} - r_1) \left( \frac{\alpha_1}{90} \right) \cdot \sqrt{\frac{P_p}{\sigma_{20} \cdot \phi_p}} \end{array} \right] = 5.949 \text{ мм} \quad [8]$$

Исполнительная толщина днища аппарата:

$$s_{и4} := s_{p4} + c = 11.149 \text{ мм}$$

Принимаем толщину для конических днищ: согласно из ряда стандартных толщин:  $s_4 := 12 \text{ мм}$

Проверка условий применимости формул безмоментной теории: [8]

$$\text{Пров}_9 := \begin{cases} \text{"Условия прим. формул безмомент. теории выполняются"} & \text{if } 0.001 \leq \frac{s_4 \cdot \cos\left(\frac{\pi}{4}\right)}{D_{сеп}} \leq 0.050 \\ \text{"Условия применения формул НЕ выполняются"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

**Пров<sub>9</sub> = "Условия прим. формул безмомент. теории выполняются"**

Расчет допускаемого внутреннего избыточного давления:

$$P_{д4} := \phi_p \cdot \sigma_d \cdot \left[ \frac{90}{\alpha_1} \cdot \frac{(s_4 - c)}{0.3 \cdot (D_{г.к} - r_1)} \right] = 9.757 \text{ МПа.} \quad [8]$$

Проверка условия прочности стенки крышки: [8]

$$\text{Пров}_{10} := \begin{cases} \text{"Условие прочности стенки днища выполняется"} & \text{if } P_{д4} > P_{и} \\ \text{"Условие прочности НЕ выполняется"} & \text{if } P_{д4} < P_{и} \end{cases}$$

**Пров<sub>10</sub> = "Условие прочности стенки днища выполняется"**

Расчет толщины стенки конического днища сепаратора, нагруженной внутренним избыточным давлением

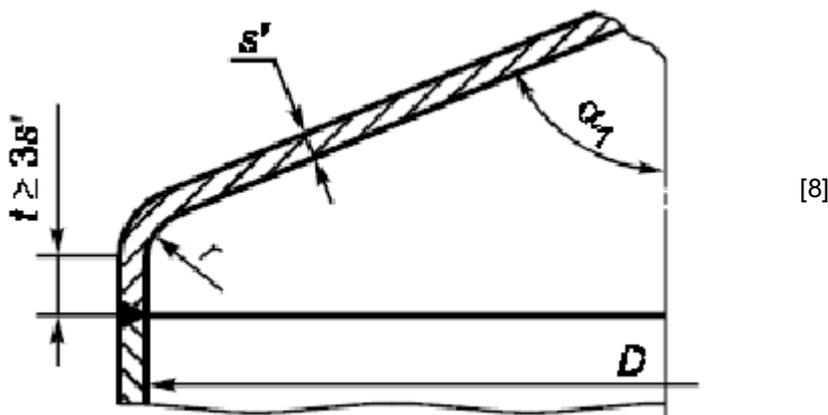


Рис. 7.3 "Пологое коническое днище с тороидальным переходом"

Расчетная толщина стенки конического днища сепаратора при внутреннем избыточном давлении:

$$s_{p5} := \max \left[ \begin{array}{l} 0.3 \cdot (D_{\text{сеп}} - r_2) \left( \frac{\alpha_2}{90} \right) \cdot \sqrt{\frac{P_p}{\sigma_d \cdot \phi_p}} \\ 0.3 \cdot (D_{\text{сеп}} - r_2) \left( \frac{\alpha_2}{90} \right) \cdot \sqrt{\frac{P_p}{\sigma_{20} \cdot \phi_p}} \end{array} \right] = 7.242 \text{ мм} \quad [8]$$

Исполнительная толщина днища сепаратора:

$$s_{и5} := s_{p5} + c = 12.442 \text{ мм}$$

Принимаем толщину для конических днищ: согласно из ряда стандартных толщин:  $s_5 := 14 \text{ мм}$

Проверка условий применимости формул безмоментной теории: [8]

$$\text{Пров}_9 := \begin{cases} \text{"Условия прим. формул безмомент. теории выполняются"} & \text{if } 0.001 \leq \frac{s_5 \cdot \cos\left(\frac{\pi}{4}\right)}{D_{\text{сеп}}} \leq 0.050 \\ \text{"Условия применения формул НЕ выполняются"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

**Пров<sub>9</sub> = "Условия прим. формул безмомент. теории выполняются"**

Расчет допускаемого внутреннего избыточного давления:

$$P_{д5} := \phi_p \cdot \sigma_d \cdot \left[ \frac{90}{\alpha_2} \cdot \frac{(s_5 - c)}{0.3 \cdot (D_{\text{сеп}} - r_2)} \right] = 10.37 \text{ МПа.} \quad [8]$$

Проверка условия прочности стенки крышки: [8]

$$\text{Пров}_{10} := \begin{cases} \text{"Условие прочности стенки днища выполняется"} & \text{if } P_{д5} > P_{и} \\ \text{"Условие прочности НЕ выполняется"} & \text{if } P_{д5} < P_{и} \end{cases}$$

**Пров<sub>10</sub> = "Условие прочности стенки днища выполняется"**

## 7.2 Расчет фланцевых соединений

Расчет фланцевого соединения D=850 мм.

Исходные данные:

Материал обечаяк и фланцев: сталь 12Х18Н10Т.

Материал болтов: сталь 09Г2С.

Материал прокладки: паронит ПМБ.

Внутренний диаметр фланца:  $D := 850$  мм

Наружный диаметр фланца:  $D_H := 1025$  мм

Диаметр окружности расположения болтов:  $D_G := 970$  мм

Расчетный диаметр прокладки:  $D_{СП} := 894$  мм

Ширина прокладки:  $b_{II} := 12$  мм

Толщина тарелки фланца:  $h := 19$  мм

Толщина прокладки:  $h_{II} := 6$  мм

Толщина втулки фланца:  $S_0 := 8$  мм

Диаметр болтов:  $d := 27$  мм

Количество болтов:  $n := 24$

Рабочее давление:  $p := 0.496$  МПа

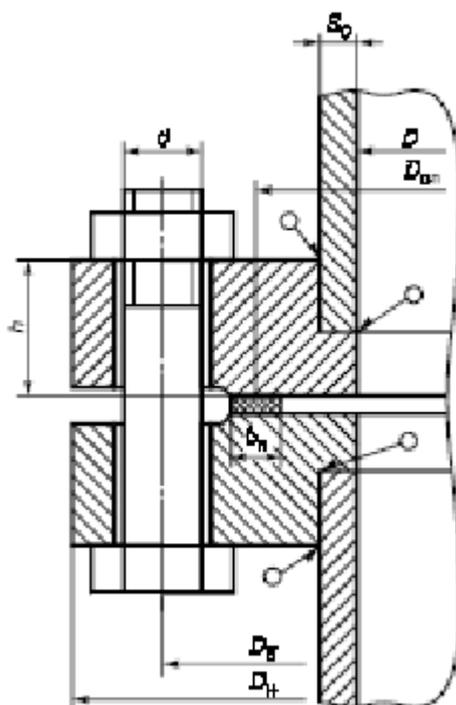
Внешний изгибающий момент:  $M := 0$  Н\*мм

Прибавка на коррозию:  $c_0 := 2$  мм

Рабочая температура:  $t := 144$  °C

$$\text{Внешняя осевая сила: } F := \left[ -0.673 \cdot \left[ \frac{\pi \cdot \left( \frac{D}{1000} \right)^2}{4} \right] \cdot 10^6 \right] = -3.819 \times 10^5 \text{ Н} \quad [10]$$

Фланцы с гладкой уплотнительной поверхностью рекомендуется применять для условных давлений среды до 1,6 МПа



[10]

Рис.7.8 "Фланцевое соединение с плоскими фланцами, с гладкой уплотнительной поверхностью"

Выбор крепежных элементов:

$$b_s = 1 \quad b_s := \boxed{\phantom{0000}}$$

Определение расчетных параметров

Расчетные температуры:

Расчетная температура неизолированных плоских фланцев:

$$t_{\phi} := 0.96 \cdot t \quad t_{\phi} = 138.24 \text{ } ^\circ\text{C}$$

расчетная температура болтов:

$$t_b := 0.85 \cdot t \quad t_b = 122.4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Допускаемые напряжения для болтов из стали 09Г2С:

В рабочем состоянии:

$$t := \begin{pmatrix} 100 \\ 150 \end{pmatrix} \quad \sigma := \begin{pmatrix} 177.00 \\ 171.00 \end{pmatrix} \text{ МПа} \quad [7]$$

$$\sigma_{д.б} := \text{Floor}(\text{linterp}(t, \sigma, t_b), 0.5)$$

$$\sigma_{д.б} = 174 \text{ МПа} \quad [7]$$

Модуль упругости для болтов при рабочей температуре:

$$E_b := 1.885 \cdot 10^5 \text{ МПа} \quad [7]$$

Допускаемое напряжение для болтов при  $t = 20 \text{ } ^\circ\text{C}$ :

$$\sigma_{20б} := 196.0 \text{ МПа} \quad [7]$$

Модуль упругости для болтов при температуре испытания  $20 \text{ } ^\circ\text{C}$ :

$$E_{20б} := 1.99 \cdot 10^5 \text{ МПа} \quad [7]$$

Коэффициент линейного расширения стали 09Г2С при  $t = 20\text{-}200 \text{ } ^\circ\text{C}$ :

$$\alpha_b := 12.6 \cdot 10^{-6} \text{ 1/K} \quad [7]$$

Допускаемые напряжения для фланцев и обечаек стали 12Х18Н10Т:

$$t := \begin{pmatrix} 100 \\ 150 \end{pmatrix} \quad \sigma := \begin{pmatrix} 174.00 \\ 168.00 \end{pmatrix} \quad [7]$$

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

$$\sigma = 169 \text{ МПа}$$

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

$$\sigma_{д.ф} := \eta \cdot \sigma \quad \sigma_{д.ф} = 169 \text{ МПа} \quad [7]$$

Модуль упругости для стали 12Х18Н10Т при рабочей температуре:

$$E := 1.99 \cdot 10^5 \text{ МПа} \quad [7]$$

Допускаемое напряжение для стали 12Х18Н10Т при  $t = 20 \text{ } ^\circ\text{C}$ :

$$\sigma_{20} := 184 \text{ МПа} \quad \sigma_{д20} := \eta \cdot \sigma_{20} \quad \sigma_{д20} = 184 \text{ МПа} \quad [7]$$

Модуль упругости для стали 12Х18Н10Т при температуре испытания  $20 \text{ } ^\circ\text{C}$ :

$$E_{20} := 1.99 \cdot 10^5 \text{ МПа} \quad [7]$$

Коэффициент линейного расширения стали 12Х18Н10Т при  $t = 20 - 200 \text{ }^{\circ}\text{C}$ :

$$\alpha_{\text{ф}} := 17.0 \cdot 10^{-6} \text{ 1/K} \quad [7]$$

Эффективная ширина плоской прокладки:

$$b_{\text{н}} := 12 \text{ мм} \quad h_{\text{н}} := 120 \text{ мм}$$

$$b_0 := \begin{cases} b_0 \leftarrow b_{\text{н}} & \text{if } b_{\text{н}} \leq 15 \\ b_0 \leftarrow \text{Ceil}(3.8 \sqrt{b_{\text{н}}}, 1) & \text{otherwise} \end{cases} \quad [10]$$

$$b_0 = 12 \text{ мм}$$

Таблица 7.2 "Характеристики прокладки"

Тип и материал прокладки	Прокладочный коэффициент $m$	Удельное давление обжатия прокладки $q_{\text{обж}}$ , МПа	Допускаемое удельное давление $[q]$ , МПа	Коэффициент обжатия $K_{\text{обж}}$	Условный модуль сжатия прокладки $E_{\text{н}} \cdot 10^{-5}$ , МПа
Плоская неметаллическая прокладка из: резины по ГОСТ 7338 с твердостью по Шору А до 65 единиц	0,5	2,0	18,0	0,4	$0,3 \cdot 10^{-4} \left(1 + \frac{b_{\text{н}}}{2h_{\text{н}}}\right)$
резины по ГОСТ 7338 с твердостью по Шору А более 65 единиц	1,0	4,0	20,0	0,09	$0,4 \cdot 10^{-4} \left(1 + \frac{b_{\text{н}}}{2h_{\text{н}}}\right)$
паронита по ГОСТ 481 при толщине не более 2—3 мм	2,5	20,0 <sup>1)</sup>	130,0	0,90	0,02

По таблице 7.2, выбираем характеристики прокладки изготовленной из паронита:

$$\text{Прокладочный коэффициент: } m := 2.5$$

$$\text{Удельный коэффициент обжатия прокладки: } q_{\text{обж}} := 20 \text{ МПа}$$

$$\text{Допускаемое удельное давление: } q_{\text{д}} := 130 \text{ МПа}$$

$$\text{Коэффициент обжатия: } K_{\text{обж}} := 0.9$$

$$\text{Условный модуль сжатия прокладки: } E_{\text{н}} := 200 \text{ МПа}$$

Усилие, необходимое для смятия прокладки при затяжке:

$$P_{\text{обж}} := 0.5\pi \cdot D_{\text{сн}} \cdot b_0 \cdot m \cdot |P| \quad P_{\text{обж}} = 2.09 \times 10^4 \text{ Н} \quad [10]$$

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

$$R_{\text{н}} := \begin{cases} \pi \cdot D_{\text{сн}} \cdot b_0 \cdot m \cdot P & \text{if } P \geq 0 \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases} \quad [10]$$

$$R_{\text{н}} = 4.179 \times 10^4 \text{ Н}$$

Площадь поперечного сечений болтов (шпилек):

$$f_{\text{б}} := 706 \text{ мм}^2$$

Суммарная площадь сечения болтов (шпилек) по внутреннему диаметру резьбы или нагруженному сечению наименьшего диаметра:

$$A_{\text{б}} := n \cdot f_{\text{б}} \quad A_{\text{б}} = 1.694 \times 10^4 \text{ мм}^2 \quad [10]$$

Равнодействующая нагрузка от давления:

$$Q_{\text{д}} := \frac{\pi}{4} \cdot (D_{\text{сн}})^2 \cdot P \quad Q_{\text{д}} = 3.113 \times 10^5 \text{ Н} \quad [10]$$

Приведенная нагрузка, вызванная воздействием внешней силы и изгибающего момента:

$$Q_{FM} := \max\left(\left|F + \frac{4 \cdot |M|}{D_{сп}}\right|, \left|F - \frac{4 \cdot |M|}{D_{сп}}\right|\right) \quad Q_{FM} = 3.819 \times 10^5 \text{ Н} \quad [10]$$

Податливость прокладки:

$$y_{\Pi} := \frac{h_{\Pi} \cdot K_{обж}}{E_{\Pi} \cdot \pi \cdot D_{сп} \cdot b_{\Pi}} \quad y_{\Pi} = 8.011 \times 10^{-7} \text{ мм/Н} \quad [10]$$

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

$$L_{б0} := 240 \text{ мм}$$

Эффективная длина болта (шпильки) при определении податливости:

$$L_{б} := \begin{cases} L_{б0} + 0.28 \cdot d & \text{if } bs = 1 \\ L_{б0} + 0.56 \cdot d & \text{if } bs = 2 \end{cases} \quad L_{б} = 247.56 \text{ мм} \quad [10]$$

Податливость болтов:

$$y_{б} := \frac{L_{б}}{E_{20б} \cdot A_{б}} \quad y_{б} = 7.342 \times 10^{-8} \text{ мм/Н} \quad [10]$$

#### Расчетные параметры фланцев

- параметр длины обечайки:

$$l_0 := \sqrt{D \cdot S_0} \quad l_0 = 82.462 \text{ мм} \quad [10]$$

- отношение наружного диаметра тарелки фланца к внутреннему диаметру:

$$K := \frac{D_H}{D} \quad K = 1.206 \quad [10]$$

- коэффициенты, зависящие от соотношения размеров тарелки фланца:

$$\beta_T := \frac{K^2 \cdot (1 + 8.55 \cdot \log(K)) - 1}{(1.05 + 1.945 \cdot K^2) \cdot (K - 1)} \quad \beta_T = 1.835 \quad [10]$$

$$\beta_U := \frac{K^2 \cdot (1 + 8.55 \cdot \log(K)) - 1}{1.36 \cdot (K^2 - 1) \cdot (K - 1)} \quad \beta_U = 11.521 \quad [10]$$

$$\beta_Y := \frac{1}{(K - 1)} \cdot \left[ 0.69 + 5.72 \cdot \frac{K^2 \cdot \log(K)}{(K^2 - 1)} \right] \quad \beta_Y = 10.584 \quad [10]$$

$$\beta_Z := \frac{K^2 + 1}{K^2 - 1} \quad \beta_Z = 5.404 \quad [10]$$

Коэффициенты для фланцевых соединений с приварными встык фланцами с прямой втулкой, плоскими фланцами и свободными фланцами:

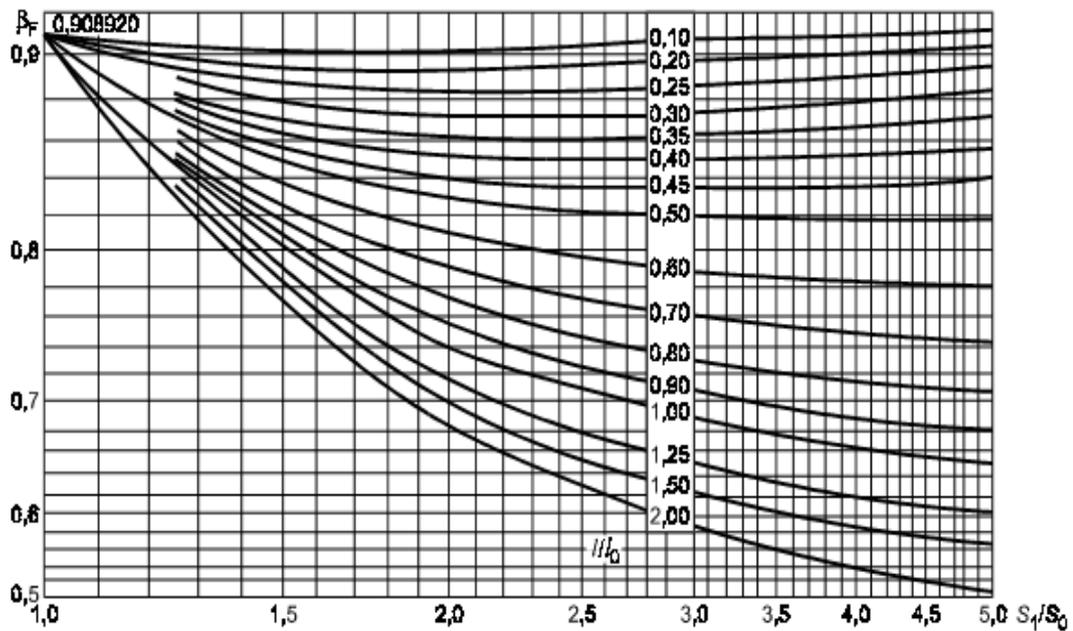


Рис.7.9 "К определению коэффициента  $\beta_F$ " [10]

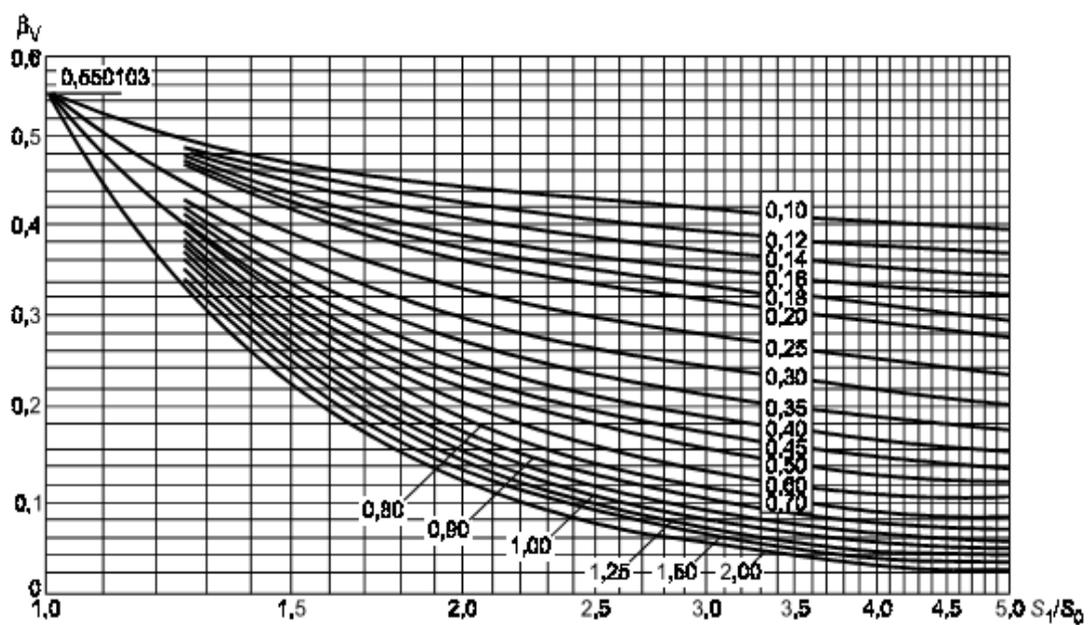


Рис.7.10 "К определению коэффициента  $\beta_V$ " [10]

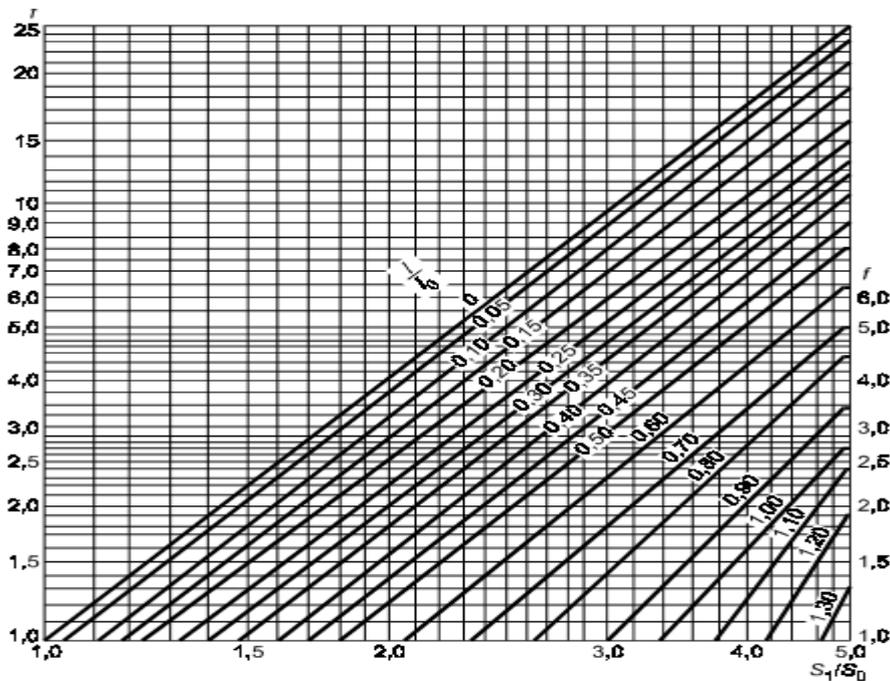


Рис.7.11 "Поправочный коэффициент для напряжений во втулке фланца" [10]

Из рисунка 7.9,7.10 ,7.11 определяем коэффициенты  $\beta_F$  и  $\beta_V$  и поправочный коэффициент  $f$ :

$$\beta_F := 0.91 \quad \beta_V := 0.55 \quad f := 1$$

- коэффициент  $\lambda$ :

$$\lambda := \frac{\beta_F \cdot h + l_0}{\beta_T \cdot l_0} + \frac{\beta_V \cdot h^3}{\beta_U \cdot l_0 \cdot (S_0)^2} \quad \lambda = 16.898 \quad [10]$$

Угловая податливость фланцев:

Угловая податливость фланца при затяжке:

$$y_{\phi} := \frac{0.91 \cdot \beta_V}{E_{20} \cdot \lambda \cdot l_0 \cdot (S_0)^2} \quad y_{\phi} = 2.82 \times 10^{-11} \quad [10]$$

Угловая податливость фланца, нагруженного внешним изгибающим моментом:

$$y_{\phi H} := \left(\frac{\pi}{4}\right)^3 \cdot \frac{D_{\phi}}{E_{20} \cdot h^3 \cdot D_H} \quad y_{\phi H} = 1.333 \times 10^{-12} \quad [10]$$

Коэффициент, учитывающий изгиб тарелки фланца между шпильками (болтами):

$$C_F := \max \left[ 1, \sqrt{\frac{\pi \cdot D_{\phi}}{n \cdot \left( 2 \cdot d + \frac{6 \cdot h}{m + 0.5} \right)}} \right] \quad C_F = 1 \quad [10]$$

Приведенный диаметр плоского фланца:  $D_{пр} := D \quad [10]$

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

$$b_{\text{ш}} := 0.5(D_{\phi} - D_{сп}) \quad b = 38 \text{ мм} \quad [10]$$

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

$$e_{\text{ш}} := 0.5 \cdot (D_{сп} - D - S_0) \quad e = 18 \text{ мм} \quad [10]$$

Эквивалентная толщина втулки плоских фланцев:

$$S_3 := S_0 \quad [10]$$

Коэффициент жесткости фланцевого соединения для приварных встык и плоских фланцев:

$$\gamma := \frac{1}{y_{\Pi} + y_{\bar{6}} \cdot \frac{E_{20\bar{6}}}{E_6} + 2 \cdot b^2 \cdot y_{\Phi} \cdot \frac{E_{20}}{E}} \quad \gamma = 1.042 \times 10^6 \quad [10]$$

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

$$\alpha := 1 - \frac{y_{\Pi} - 2 \cdot e \cdot y_{\Phi} \cdot b}{y_{\Pi} + y_{\bar{6}} + 2 \cdot b^2 \cdot y_{\Phi}} \quad \alpha = 0.202 \quad [10]$$

Коэффициент жесткости фланцевого соединения, нагруженного внешним изгибающим моментом:

$$\alpha_M := \frac{y_{\bar{6}} + 2 \cdot y_{\Phi_{\Pi}} \cdot b \cdot \left( b + e - \frac{e^2}{D_{\text{СП}}} \right)}{y_{\bar{6}} + y_{\Pi} \cdot \left( \frac{D_{\bar{6}}}{D_{\text{СП}}} \right)^2 + 2 \cdot y_{\Phi_{\Pi}} \cdot b^2} \quad \alpha_M = 0.077 \quad [10]$$

Нагрузка, вызванная стесненностью температурных деформаций, в соединениях с приварными встык и плоскими фланцами:

$$Q_t := \gamma \cdot \left[ 2\alpha_{\Phi} \cdot h \cdot (t_{\Phi} - 20) - 2\alpha_{\bar{6}} \cdot h \cdot (t_{\bar{6}} - 20) \right] \quad Q_t = 1.799 \times 10^5 \text{ Н} \quad [10]$$

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

$$P_{\bar{6}1} := \max \left[ \begin{array}{l} \alpha \cdot (Q_d + F) + R_{\Pi} + \frac{4 \cdot \alpha_M \cdot |M|}{D_{\text{СП}}} \\ \alpha \cdot (Q_d + F) + R_{\Pi} + \frac{4 \cdot \alpha_M \cdot |M|}{D_{\text{СП}}} - Q_t \end{array} \right] \quad P_{\bar{6}1} = 2.752 \times 10^4 \text{ Н} \quad [10]$$

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

$$P_{\bar{6}2} := \max(P_{\text{обж}}, 0.4 \cdot A_{\bar{6}} \cdot \sigma_{20\bar{6}}) \quad [10]$$

$$P_{\text{обж}} = 2.09 \times 10^4 \text{ Н} \quad P_{\bar{6}2} = 1.328 \times 10^6 \text{ Н}$$

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

$$P_{\bar{6}M} := \max(P_{\bar{6}1}, P_{\bar{6}2}) \quad P_{\bar{6}M} = 1.328 \times 10^6 \text{ Н} \quad [10]$$

Расчетная нагрузка на болты (шпильки) фланцевых соединений в рабочих условиях:

$$P_{\bar{6}p} := P_{\bar{6}M} + (1 - \alpha) \cdot (Q_d + F) + Q_t + \frac{4 \cdot (1 - \alpha_M) \cdot |M|}{D_{\text{СП}}} \quad P_{\bar{6}p} = 1.452 \times 10^6 \text{ Н} \quad [10]$$

Проверка прочности болтов (шпилек) и прокладки

Расчетные напряжения в болтах (шпильках):

- при затяжке: [10]

$$\sigma_{\sigma 1} := \frac{P_{\sigma M}}{A_{\sigma}} \quad \sigma_{\sigma 1} = 78.4 \text{ МПа}$$

- в рабочих условиях: [10]

$$\sigma_{\sigma 2} := \frac{P_{\sigma p}}{A_{\sigma}} \quad \sigma_{\sigma 2} = 85.699 \text{ МПа}$$

Проверка условий прочности болтов (шпилек) при затяжке и в рабочих условиях: [10]

$$Usl\_1 := \begin{cases} \text{"Условия прочности в при затяжке НЕ выполняются"} & \text{if } \sigma_{\sigma 1} > \sigma_{206} \\ \text{"Условия прочности в рабочих условиях НЕ выполняются"} & \text{if } \sigma_{\sigma 2} > \sigma_{д.б} \\ \text{"Условия прочности выполняются"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

**Usl\_1 = "Условия прочности выполняются"**

$$\sigma_{\sigma 1} = 78.4 \text{ МПа} \quad \sigma_{206} = 196 \text{ МПа} \quad \sigma_{\sigma 2} = 85.699 \text{ МПа} \quad \sigma_{д.б} = 174 \text{ МПа}$$

Удельное давление на прокладку:

$$q := \frac{\max(P_{\sigma M}, P_{\sigma p})}{\pi \cdot D_{\sigma II} \cdot b_{II}} \quad q = 43.085 \text{ МПа} \quad [10]$$

Условие прочности прокладки (проверяется для мягких прокладок): [10]

$$Usl\_2 := \begin{cases} \text{"Условие прочности прокладки НЕ выполняется"} & \text{if } q > q_d \\ \text{"Условие прочности прокладки выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

**Usl\_2 = "Условие прочности прокладки выполняется"**

$$q = 43.085 \text{ МПа} \quad q_d = 130 \text{ МПа}$$

Расчет фланцев на статическую прочность

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

$$M_M := C_F \cdot P_{\sigma M} \cdot b \quad M_M = 5.048 \times 10^7 \text{ Н*мм} \quad [10]$$

Расчетный изгибающий момент, действующий на фланец в рабочих условиях:

$$M_p := C_F \cdot \max[P_{\sigma p} \cdot b + (Q_d + Q_{FM}) \cdot e, |Q_d + Q_{FM}| \cdot e] \quad [10]$$

$$M_p = 6.766 \times 10^7 \text{ Н*мм}$$

Расчетные напряжения во фланце при затяжке:

- меридиональное изгибное напряжение во втулке приварного встык фланца, обечайке плоского фланца:

$$\sigma_{0M} := \frac{M_M}{\lambda \cdot (S_0 - c_0)^2 \cdot D_{II}} \quad \sigma_{0M} = 97.625 \text{ МПа} \quad [10]$$

- напряжения в тарелке приварного встык фланца или плоского фланца в условиях затяжки:

- радиальное напряжение:

$$\sigma_{RM} := \frac{1.33 \cdot \beta_F \cdot h + l_0}{\lambda \cdot h^2 \cdot l_0 \cdot D} \cdot M_M \quad \sigma_{RM} = 0.674 \text{ МПа} \quad [10]$$

- окружное напряжение:

$$\sigma_{ТМ} := \frac{\beta_Y \cdot M_M}{h^2 \cdot D} - \beta_Z \cdot \sigma_{RM} \quad \sigma_{ТМ} = 40.009 \text{ МПа} \quad [10]$$

Расчетные напряжения во фланце в рабочих условиях:

- меридиональные изгибные напряжения для приварных встык фланцев с прямой втулкой и плоских фланцев:

$$\sigma_{0p} := \frac{M_p}{\lambda \cdot (S_0 - c_0)^2 \cdot D_{пп}} \quad \sigma_{0p} = 130.847 \text{ МПа} \quad [10]$$

- максимальное меридиональные мембранные напряжения в обечайке плоского фланца:

$$\sigma_{0mp} := \max \left[ \frac{Q_d + F + \frac{4|M|}{D_{сп}}}{\pi \cdot (D + S_0) \cdot (S_0 - c_0)}, \frac{Q_d + F - \frac{4|M|}{D_{сп}}}{\pi \cdot (D + S_0) \cdot (S_0 - c_0)} \right] \quad \sigma_{0mp} = -4.362 \text{ МПа} \quad [10]$$

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

- радиальное напряжение:

$$\sigma_{Rp} := \frac{1.33 \cdot \beta_F \cdot h + l_0}{\lambda \cdot h^2 \cdot l_0 \cdot D} \cdot M_p \quad \sigma_{Rp} = 0.903 \text{ МПа} \quad [10]$$

- окружное напряжение:

$$\sigma_{Tp} := \frac{\beta_Y \cdot M_p}{h^2 \cdot D} - \beta_Z \cdot \sigma_{Rp} \quad \sigma_{Tp} = 53.624 \text{ МПа} \quad [10]$$

*Проверка условий статической прочности фланцев:*

$$\sigma_{Pmax} := \max \left( \left( \left( \left| \sigma_{0p} - \sigma_{0mp} + \sigma_{Tp} \right| \right) \right), \left( \left( \left| \sigma_{0p} - \sigma_{0mp} + \sigma_{Rp} \right| \right) \right), \left( \left( \left| \sigma_{0p} + \sigma_{0mp} \right| \right) \right) \right) \quad [10]$$

$$\sigma_{3max} := \max \left( \left| \sigma_{0M} + \sigma_{RM} \right|, \left| \sigma_{0M} + \sigma_{TM} \right| \right)$$

PR\_1 := "Условия статической прочности при затяжке и в рабочих условиях выполняются"

PR\_3 := "Условия статической прочности НЕ выполняются"

$K_T = 1.3$  при расчете с учетом стесненности температурных деформаций. При расчете без учета стесненности температурных деформаций  $K_T = 1$ .

$K_T := 1.3$

$$Usl_3 := \begin{cases} PR_1 & \text{if } \sigma_{3max} < K_T \cdot \sigma_{20} \wedge \sigma_{Pmax} < K_T \cdot \sigma_{д.ф} \\ PR_3 & \text{otherwise} \end{cases} \quad [10]$$

**Usl\_3 = "Условия статической прочности при затяжке и в рабочих условиях выполняются"**

$$\sigma_{3max} = 137.634 \text{ МПа} \quad K_T \cdot \sigma_{20} = 239.2 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{Pmax} = 188.833 \text{ МПа} \quad K_T \cdot \sigma_{д.ф} = 219.7 \text{ МПа}$$

*Проверка углов поворота фланцев:*

Угол поворота приварного встык фланца, плоского фланца:

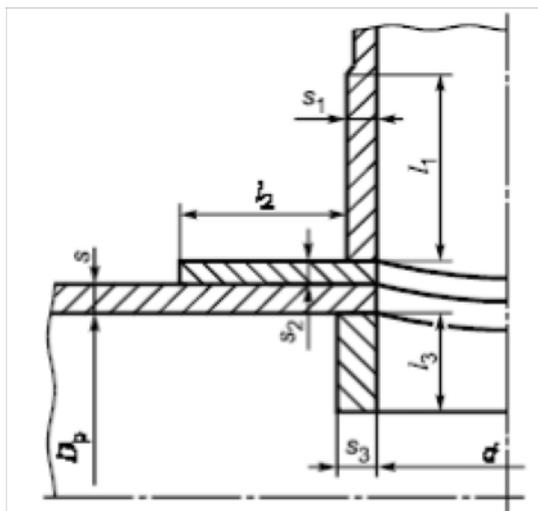
$$\Theta := M_p \cdot y_{\phi} \cdot \frac{E_{20}}{E} \quad \Theta = 1.908 \times 10^{-3} \quad [10]$$

Допустимый угол поворота плоского фланца:  $\Theta_{\text{д}} := 0.013$

$$Usl\_P := \begin{cases} \text{"Условие при испытаниях НЕ выполняется"} & \text{if } \Theta > 1.3 \cdot \Theta_{\text{д}} \\ \text{"Условие в рабочих условиях НЕ выполняется"} & \text{if } \Theta > \Theta_{\text{д}} \\ \text{"Условие поворота плоского фланца выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases} \quad [10]$$

**Usl\_P = "Условие поворота плоского фланца выполняется"**

### 7.3 Расчет патрубков для штуцеров



[9]

Рис.7.12 "Расчетная схема для штуцера"

#### Исходные данные:

Диаметр входного патрубка для подачи исходного раствора:  $d_{\text{исх}} := 80 \text{ мм}$ ;

Диаметр входного патрубка для подачи греющего пара:  $d_{\text{гр.п}} := 100 \text{ мм}$ ;

Диаметр выходного патрубка для отвода упаренного раствора:  $d_{\text{уп.р}} := 40 \text{ мм}$ ;

Диаметр выходного патрубка для отвода конденсата:  $d_{\text{кон}} := 20 \text{ мм}$ ;

Диаметр выходного патрубка для отвода вторичного пара:  $d_{\text{вт.п}} := 100 \text{ мм}$ ;

Диаметр выходного патрубка для отвода воздуха:  $d_{\text{возд}} := 20 \text{ мм}$ ;

Материал для патрубков назначаем конструктивно: сталь 12X18H10T (корпус аппарата изготовлен из такого же материала, используя один и тот же материал мы избегаем увеличения скорости коррозии).

Температура исходного раствора:  $t_{\text{исх}} := 105 \text{ } ^\circ\text{C}$

Температура греющего пара:  $t_{\text{гр.п}} := 147 \text{ } ^\circ\text{C}$

Температура упаренного раствора:  $t_{\text{уп.р}} := 119 \text{ } ^\circ\text{C}$

Температура конденсата:  $t_{\text{кон}} := 119 \text{ } ^\circ\text{C}$

Температура вторичного пара:  $t_{\text{вт.п}} := 147 \text{ } ^\circ\text{C}$

Длину патрубков назначаем конструктивно (чтобы было легко монтировать аппарат, и не было трудностей при его транспортировке):

Длина входного патрубка для подачи исходного раствора:  $l_{исх} := 100 \text{ мм}$ ;

Длина входного патрубка для подачи греющего пара:  $l_{гр.п} := 120 \text{ мм}$ .

Длина выходного патрубка для отвода упаренного раствора:  $l_{уп.р} := 80 \text{ мм}$ ;

Длина выходного патрубка для отвода конденсата:  $l_{кон} := 80 \text{ мм}$ .

Длина выходного патрубка для отвода вторичного пара:  $l_{вт.п} := 120 \text{ мм}$ ;

Длина выходного патрубка для отвода воздуха:  $l_{возд} := 80 \text{ мм}$ .

Расчет толщины стенки патрубка для подачи исходного раствора:

Допускаемое напряжение для стали 12X18H10T при  $t=105 \text{ }^\circ\text{C}$

$$t_x := \begin{pmatrix} 100 \\ 150 \end{pmatrix} \text{ }^\circ\text{C} \quad \sigma_r := \begin{pmatrix} 156 \\ 148 \end{pmatrix} \text{ (МПа)} \quad \sigma_{d.исх} := (\text{Floor}(\text{linterp}(t_x, \sigma_r, t_{исх}), 0.5)) \quad [7]$$

$$\sigma_{d.исх} = 154 \text{ (МПа)}$$

Расчетная толщина стенки патрубка для подачи исходного раствора при внутреннем избыточном давлении:

$$s_{р6} := \max \left( \left( \frac{P_p \cdot \frac{d_{исх}}{2 \cdot \phi_p \cdot \sigma_{d.исх}} - P_p}{P_{и} \cdot \frac{d_{исх}}{2 \cdot \phi_p \cdot \sigma_{20}} - P_{и}} \right) \right) = 0.151 \text{ мм} \quad [8]$$

Исполнительная толщина стенки патрубка:

$$s_{и6} := s_{р6} + c = 5.351 \text{ мм}. \quad [8]$$

Принимаем толщину патрубка:  $s_6 := 6 \text{ мм}$ .

*Проверка условий применимости формул безмоментной теории:* [8]

$$\text{Пров}_{11} := \begin{cases} \text{"Условия применения формул безмоментной теории выполняются"} & \text{if } \frac{s_6 - c}{d_{исх}} \leq 0.1 \\ \text{"Условия применения формул НЕ выполняются"} & \text{if } \frac{s_6 - c}{d_{исх}} > 0.1 \end{cases}$$

**Пров<sub>11</sub> = "Условия применения формул безмоментной теории выполняются"**

*Расчет допускаемого внутреннего избыточного давления:*

$$P_{д6} := \frac{2 \cdot \sigma_{d.исх} \cdot \phi_p \cdot (s_6 - c)}{d_{исх} + (s_6 - c)} = 3.069 \text{ МПа}. \quad [8]$$

*Проверка условия прочности стенок, цилиндрической обечайки от действия внутреннего давления:* [8]

$$\text{Пров}_{12} := \begin{cases} \text{"Условие прочности стенки для патрубка подачи исх. р-ра выполняется"} & \text{if } P_{д6} > P_{и} \\ \text{"Условие прочности НЕ выполняется"} & \text{if } P_{д6} < P_{и} \end{cases}$$

**Пров<sub>12</sub> = "Условие прочности стенки для патрубка подачи исх. р-ра выполняется"**

Расчет толщины стенки патрубка для подачи греющего пара:

Допускаемое напряжение для стали 12X18Н10Т при  $t=147\text{ }^{\circ}\text{C}$ : [7]

$$t_x := \begin{pmatrix} 100 \\ 150 \end{pmatrix} \text{ }^{\circ}\text{C} \quad \sigma_r := \begin{pmatrix} 156 \\ 148 \end{pmatrix} \text{ (МПа)} \quad \sigma_{d,гр.п} := (\text{Floor}(\text{linterp}(t_x, \sigma_r, t_{гр.п}), 0.5))$$

$$\sigma_{d,гр.п} = 148 \text{ (МПа)}$$

Расчетная толщина стенки патрубка для подачи греющего пара при внутреннем избыточном давлении:

$$s_{p7} := \max \left( \left( \frac{P_p \cdot \frac{d_{гр.п}}{2 \cdot \phi_p \cdot \sigma_{d,гр.п}} - P_p}{P_{и} \cdot \frac{d_{гр.п}}{2 \cdot \phi_p \cdot \sigma_{20}} - P_{и}} \right) \right) = 0.189 \text{ мм} \quad [8]$$

Исполнительная толщина стеки патрубка:

$$s_{и7} := s_{p7} + c = 5.389 \text{ мм.} \quad [8]$$

Принимаем толщину патрубка:  $s_7 := 6 \text{ мм.}$

Проверка условий применимости формул безмоментной теории: [8]

$$\text{Пров}_{13} := \begin{cases} \text{"Условия применения формул безмоментной теории выполняются"} & \text{if } \frac{s_7 - c}{d_{гр.п}} \leq 0.1 \\ \text{"Условия применения формул НЕ выполняются"} & \text{if } \frac{s_7 - c}{d_{гр.п}} > 0.1 \end{cases}$$

**Пров<sub>13</sub> = "Условия применения формул безмоментной теории выполняются"**

Расчет допускаемого внутреннего избыточного давления:

$$P_{д7} := \frac{2 \cdot \sigma_{d,гр.п} \cdot \phi_p \cdot (s_7 - c)}{d_{гр.п} + (s_7 - c)} = 2.349 \text{ МПа.} \quad [8]$$

Проверка условия прочности стенок, цилиндрической обечайки от действия внутреннего давления: [8]

$$\text{Пров}_{14} := \begin{cases} \text{"Условие прочности стенки для патрубка подачи гр.пара выполняется"} & \text{if } P_{д7} > P_{и} \\ \text{"Условие прочности НЕ выполняется"} & \text{if } P_{д7} < P_{и} \end{cases}$$

**Пров<sub>14</sub> = "Условие прочности стенки для патрубка подачи гр.пара выполняется"**

Расчет толщины стенки патрубка для отвода упаренного раствора:

Допускаемое напряжение для стали 12X18Н10Т при  $t=119\text{ }^{\circ}\text{C}$  [7]

$$t_x := \begin{pmatrix} 100 \\ 150 \end{pmatrix} \text{ }^{\circ}\text{C} \quad \sigma_r := \begin{pmatrix} 156 \\ 148 \end{pmatrix} \text{ (МПа)} \quad \sigma_{d,уп.р} := (\text{Floor}(\text{linterp}(t_x, \sigma_r, t_{уп.р}), 0.5))$$

$$\sigma_{d,уп.р} = 152.5 \text{ (МПа)}$$

Расчетная толщина стенки патрубка для отвода упаренного раствора при внутреннем избыточном давлении:

$$s_{p8} := \max \left( \left( \frac{P_p \cdot \frac{d_{уп.р}}{2 \cdot \phi_p \cdot \sigma_{d,уп.р}} - P_p}{P_{и} \cdot \frac{d_{уп.р}}{2 \cdot \phi_p \cdot \sigma_{20}} - P_{и}} \right) \right) = 0.076 \text{ мм} \quad [8]$$

Исполнительная толщина стеки патрубка:

$$s_{и8} := s_{p8} + c = 5.276 \text{ мм.} \quad [8]$$

Принимаем толщину патрубка:  $s_8 := 6 \text{ мм.}$

Проверка условий применимости формул безмоментной теории: [8]

$$\text{Пров}_{15} := \begin{cases} \text{"Условия применения формул безмоментной теории выполняются"} & \text{if } \frac{s_8 - c}{d_{уп.р}} \leq 0.1 \\ \text{"Условия применения формул НЕ выполняются"} & \text{if } \frac{s_8 - c}{d_{уп.р}} > 0.1 \end{cases}$$

Пров<sub>15</sub> = "Условия применения формул безмоментной теории выполняются"

Расчет допускаемого внутреннего избыточного давления:

$$P_{д8} := \frac{2 \cdot \sigma_{д.уп.р} \cdot \phi_p \cdot (s_8 - c)}{d_{уп.р} + (s_8 - c)} = 5.98 \text{ МПа.} \quad [8]$$

Проверка условия прочности стенок, цилиндрической обечайки от действия внутреннего давления: [8]

$$\text{Пров}_{16} := \begin{cases} \text{"Условие прочности стенки для патрубка отвода упар. р-ра выполняется"} & \text{if } P_{д8} > P_{и} \\ \text{"Условие прочности НЕ выполняется"} & \text{if } P_{д8} < P_{и} \end{cases}$$

Пров<sub>16</sub> = "Условие прочности стенки для патрубка отвода упар. р-ра выполняется"

Расчет толщины стенки патрубка для отвода конденсата:

Допускаемое напряжение для стали 12X18H10T при  $t=119 \text{ °C}$ : [7]

$$t_x := \begin{pmatrix} 100 \\ 150 \end{pmatrix} \text{ °C} \quad \sigma_r := \begin{pmatrix} 156 \\ 148 \end{pmatrix} \text{ (МПа)} \quad \sigma_{д.кон} := \left( \text{Floor}(\text{interp}(t_x, \sigma_r, t_{кон}), 0.5) \right) \quad \sigma_{д.кон} = 152.5 \text{ (МПа)}$$

Расчетная толщина стенки патрубка для отвода конденсата при внутреннем избыточном давлении:

$$s_{p9} := \max \left( \left( \frac{P_p \cdot \frac{d_{кон}}{2 \cdot \phi_p \cdot \sigma_{д.кон}} - P_p}{P_{и} \cdot \frac{d_{кон}}{2 \cdot \phi_p \cdot \sigma_{20}} - P_{и}} \right) \right) = 0.038 \text{ мм} \quad [8]$$

Исполнительная толщина стеки патрубка:

$$s_{и9} := s_{p9} + c = 5.238 \text{ мм.} \quad [8]$$

Принимаем толщину патрубка:  $s_9 := 6 \text{ мм.}$

Проверка условий применимости формул безмоментной теории: [8]

$$\text{Пров}_{17} := \begin{cases} \text{"Условия применения формул безмоментной теории выполняются"} & \text{if } \frac{s_9 - c}{d_{кон}} \leq 0.1 \\ \text{"Условия применения формул НЕ выполняются"} & \text{if } \frac{s_9 - c}{d_{кон}} > 0.1 \end{cases}$$

Пров<sub>17</sub> = "Условия применения формул безмоментной теории выполняются"

Расчет допускаемого внутреннего избыточного давления:

$$P_{д9} := \frac{2 \cdot \sigma_{д.кон} \cdot \phi_p \cdot (s_9 - c)}{d_{кон} + (s_9 - c)} = 11.731 \text{ МПа.} \quad [8]$$

Проверка условия прочности стенок, цилиндрической обечайки от действия внутреннего давления: [8]

$$\text{Пров}_{18} := \begin{cases} \text{"Условие прочности стенки для патрубка отвода конденсата выполняется"} & \text{if } P_{д8} > P_{и} \\ \text{"Условие прочности НЕ выполняется"} & \text{if } P_{д8} < P_{и} \end{cases}$$

**Пров<sub>18</sub> = "Условие прочности стенки для патрубка отвода конденсата выполняется"**

Расчет толщины стенки патрубка для отвода вторичного пара:

Допускаемое напряжение для стали 12X18Н10Т при t=147 °С: [7]

$$t_x := \begin{pmatrix} 100 \\ 150 \end{pmatrix} \text{ } ^\circ\text{C} \quad \sigma_r := \begin{pmatrix} 156 \\ 148 \end{pmatrix} \text{ (МПа)} \quad \sigma_{д.вт.п} := (\text{Floor}(\text{linterp}(t_x, \sigma_r, t_{вт.п}), 0.5)) \quad \sigma_{д.вт.п} = 148 \text{ (МПа)}$$

Расчетная толщина стенки патрубка отвода вторичного пара при внутреннем избыточном давлении:

$$s_{p10} := \max \left( \left( \frac{P_p \cdot \frac{d_{вт.п}}{2 \cdot \phi_p \cdot \sigma_{д.вт.п}} - P_p}{P_{и} \cdot \frac{d_{вт.п}}{2 \cdot \phi_p \cdot \sigma_{20}} - P_{и}} \right) \right) = 0.189 \text{ мм} \quad [8]$$

Исполнительная толщина стеки патрубка:

$$s_{и10} := s_{p10} + c = 5.389 \text{ мм.} \quad [8]$$

Принимаем толщину патрубка:  $s_{10} := 6 \text{ мм.}$

Проверка условий применимости формул безмоментной теории: [8]

$$\text{Пров}_{19} := \begin{cases} \text{"Условия применения формул безмоментной теории выполняются"} & \text{if } \frac{s_{10} - c}{d_{вт.п}} \leq 0.1 \\ \text{"Условия применения формул НЕ выполняются"} & \text{if } \frac{s_{10} - c}{d_{вт.п}} > 0.1 \end{cases}$$

**Пров<sub>19</sub> = "Условия применения формул безмоментной теории выполняются"**

Расчет допускаемого внутреннего избыточного давления:

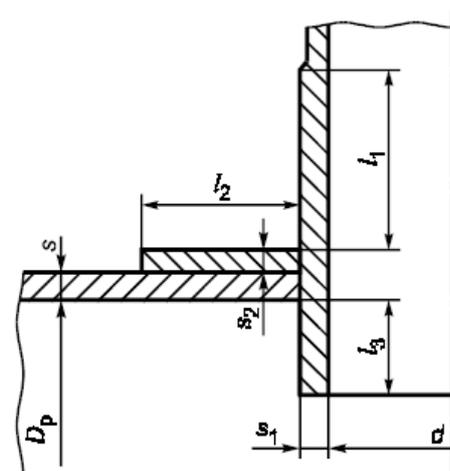
$$P_{д10} := \frac{2 \cdot \sigma_{д.вт.п} \cdot \phi_p \cdot (s_{10} - c)}{d_{вт.п} + (s_{10} - c)} = 2.349 \text{ МПа.} \quad [8]$$

$$\text{Пров}_{20} := \begin{cases} \text{"Условие прочности стенки для патрубка отвода втор. пара выполняется"} & \text{if } P_{д10} > P_{и} \\ \text{"Условие прочности НЕ выполняется"} & \text{if } P_{д10} < P_{и} \end{cases}$$

**Пров<sub>20</sub> = "Условие прочности стенки для патрубка отвода втор. пара выполняется"**

#### 7.4 Расчет укрепления отверстий

Рис. 7.12 "Расчетная схема укрепления отверстий"



[9]

### Исходные данные:

Внутренний диаметр низа аппарата:  $D_{\text{низ}} := 700$  (мм)

Внутренний диаметр сепаратора:  $D_{\text{сеп}} := 850$  (мм)

Высота греющей камеры:  $H_{\text{гр.ка}} := 1300$  (мм)

Высота сепаратора:  $H_{\text{сеп}} := 1000$  (мм)

Высота крышки сепаратора:  $H_{\text{кр.сеп}} := 0.25 \cdot D_{\text{кр.сеп}} + h_{2.\text{сеп}} = 292.5$  (мм)

Диаметр крышки сепаратора:  $D_{\text{кр.сеп}} := 850$  (мм)

Диаметр днища греющей камеры:  $D_{\text{дн.гр.ка}} := 700$  (мм)

Диаметр входного патрубка для подачи исходного раствора:  $d_{\text{вх.исх.р-ра}} := 80$  (мм)

Диаметр входного патрубка для подачи греющего пара:  $d_{\text{вх.гр.п}} := 100$  (мм)

Диаметр выходного патрубка для отвода упаренного раствора:  $d_{\text{вых.уп.р-ра}} := 40$  (мм)

Диаметр выходного патрубка для отвода конденсата:  $d_{\text{вых.кнд}} := 20$  (мм)

Диаметр выходного патрубка для отвода вторичного пара:  $d_{\text{вых.в.п}} := 100$  (мм)

Диаметр выходного патрубка для отвода вторичного пара:  $d_{\text{вых.в.п}} := 20$  (мм)

Исполнительная толщина стенки греющей камеры:  $s_{1\text{гр}} := 8$  (мм)

Исполнительная толщина стенки сепаратора:  $s_2 := 10$  (мм)

Исполнительная толщина стенки эллиптической крышки сепаратора:  $s_{2\text{кр}} := 10$  (мм)

Исполнительная толщина стенки эллиптической крышки греющей камеры:  $s_{4\text{гр}} := 8$  (мм)

Исполнительная толщина стенки конического днища сепаратора:  $s_5 := 16$  (мм)

Расчетное давление в аппарате:  $P_r := 0.496$  (МПа)

Расчетная температура стенок аппарата:  $t_{\text{ст}} := 144$  (С)

Допускаемое напряжение для материала обечайки при расч. температуре:  $\sigma_{\text{д}} := 148.5$  (МПа)

Допускаемое напряж. мат-ла наклад. кольца при расч. температуре:  $\sigma_{\text{д1}} := \sigma_{\text{д}} = 148.5$  (МПа)

Допуск. напряж. для материала внеш. части штуцера при расч. температуре:  $\sigma_{\text{д2}} := \sigma_{\text{д}}$  (МПа)

Допуск. напряж. для материала внутр. части штуцера при расч. температуре:  $\sigma_{\text{д3}} := \sigma_{\text{д}}$  (МПа)

Расстояние от центра укреп. отверстия до оси конического днища:  $x := 0$  (мм)

Суммарная прибавка к расчетной толщине стенки обечайки:  $c_0 := 2$  (мм)

Суммарная прибавка к расч. толщине стенки внутр. поверхности штуцера:  $c_s := c_0$  (мм)

Суммарная прибавка к расч. толщине стенки внешней поверх. штуцера:  $c_{s1} := 0$  (мм)

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

Толщина стенки штуцера внутренней части:  $s_{1\text{шт}} := s$  (мм)

Толщина стенки штуцера внешней части:  $s_{2\text{шт}} := s$  (мм)

### Расчет укрепления отверстия в эллиптической крышке сепаратора

Диаметр эллиптической крышки сепаратора:  $D_{кр.сеп} := 480$  (мм)

Внутренний диаметр штуцера:  $d := 100$  (мм)

Исполнительная толщина стенки эллиптической крышки сепаратора:  $s_w := 10$  (мм)

Высота эллиптической крышки сепаратора:  $H_{к.сеп} := 380$  (мм)

Расчетный диаметр оболочки:

$$D_p := \left( \frac{D_{кр.сеп}^2}{2 \cdot H_{к.сеп}} \right) \cdot \sqrt{1 - 4 \cdot \frac{(D_{кр.сеп}^2 - 4H_{к.сеп}^2) \cdot x^2}{D_{кр.сеп}^4}} = 303.158 \quad (\text{мм}) \quad [9]$$

Расчетный диаметр отверстия в стенке обечайки:

$$d_p := d + 2 \cdot c_s = 104 \quad (\text{мм}) \quad [9]$$

Расчетная толщина стенки оболочки:

$$s_p := \frac{P_r \cdot D_p}{4 \cdot \phi \cdot \sigma_d - P_r} = 0.253 \quad (\text{мм}) \quad s_{pв} := 2 \quad (\text{мм}) \quad [9]$$

Расчетная толщина стенки штуцера:

$$s_{pш} := P_r \cdot \frac{(d + 2 \cdot c_s)}{2 \cdot \sigma_{d1} \cdot \phi - P_r} \quad s_{p1} = 0.174 \quad (\text{мм}) \quad [9]$$

Расчетный диаметр одиночного отверстия, не требующий дополнительного укрепления:

$$d_{op} := 0.4 \sqrt{D_p \cdot (s - c_0)} = 19.699 \quad (\text{мм}) \quad [9]$$

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

$$d_0 := 2 \left[ \left( \frac{s - c_0}{s_p} \right) - 0.8 \right] \cdot \sqrt{D_p \cdot (s - c_0)} = 315.181 \quad (\text{мм}) \quad [9]$$

Проверка необходимости укрепления отверстия:

$$Prov := \begin{cases} \text{"Необходимо укрепление отверстия"} & \text{if } d_0 < d \\ \text{"Укрепление отверстия не требуется"} & \text{otherwise} \end{cases} \quad [9]$$

Prov = "Укрепление отверстия не требуется"

### Расчет укрепления отверстия в коническом днище аппарата

Диаметр конического днища аппарата:  $D_{г.к} := 700$  (мм)

Внутренний диаметр штуцера:  $d := 80$  (мм)

Исполнительная толщина стенки конического днища аппарата:  $s_w := 8$  (мм)

Высота конического днища аппарата:  $H_{д.г.к} := 500$  (мм)

Расчетный диаметр оболочки:

$$D_{пв} := \left( \frac{D_{г.к}^2}{2 \cdot H_{д.г.к}} \right) \cdot \sqrt{1 - 4 \cdot \frac{(D_{г.к}^2 - 4H_{д.г.к}^2) \cdot x^2}{D_{г.к}^4}} = 490 \quad (\text{мм}) \quad [9]$$

Расчетный диаметр отверстия в стенке обечайки:

$$d_{\text{вн}} := d + 2 \cdot c_s = 84 \quad (\text{мм}) \quad [9]$$

Расчетная толщина стенки оболочки:

$$s_{\text{рв}} := \frac{P_r \cdot D_p}{4 \cdot \phi \cdot \sigma_{\text{д}} - P_r} = 0.41 \quad (\text{мм}) \quad s_{\text{рв}} := 2 \quad (\text{мм}) \quad [9]$$

Расчетная толщина стенки штуцера:

$$s_{\text{рш}} := P_r \cdot \frac{(d + 2 \cdot c_s)}{2 \cdot \sigma_{\text{д1}} \cdot \phi - P_r} \quad s_{\text{рш}} = 0.141 \quad (\text{мм}) \quad [9]$$

Расчетный диаметр одиночного отверстия, не требующий дополнительного укрепления:

$$d_{\text{опр}} := 0.4 \sqrt{D_p \cdot (s - c_0)} = 21.689 \quad (\text{мм}) \quad [9]$$

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

$$d_{\text{ош}} := 2 \left[ \left( \frac{s - c_0}{s_p} \right) - 0.8 \right] \cdot \sqrt{D_p \cdot (s - c_0)} = 238.576 \quad (\text{мм}) \quad [9]$$

Проверка необходимости укрепления отверстия:

$$P_{\text{гов}} := \begin{cases} \text{"Необходимо укрепление отверстия"} & \text{if } d_0 < d \\ \text{"Укрепление отверстия не требуется"} & \text{otherwise} \end{cases} \quad [9]$$

**$P_{\text{гов}} = \text{"Укрепление отверстия не требуется"}$**

Расчет укрепления отверстия в цилиндрической обечайке нижней части аппарата.

Диаметр цилиндрической обечайки:  $D_{\text{вн}} := 800 \quad (\text{мм})$

Внутренний диаметр штуцера:  $d_{\text{ш}} := 100 \quad (\text{мм})$

Исполнительная толщина стенки цилиндрической обечайки:  $s_{\text{в}} := 8 \quad (\text{мм})$

Расчетный диаметр оболочки:

$$D_{\text{рв}} := D_{\text{г.к}} = 800 \quad (\text{мм}) \quad [9]$$

Расчетный диаметр отверстия в стенке обечайки:

$$d_{\text{вн}} := d_p \leftarrow d + 2 \cdot c_s = 104 \quad (\text{мм}) \quad [9]$$

Расчетная толщина стенки оболочки:

$$s_{\text{рв}} := \frac{(P_r \cdot D_p)}{(2 \cdot \phi \cdot \sigma_{\text{д}} - P_r)} = 1.338 \quad (\text{мм}) \quad [9]$$

$$s_{\text{рв}} := 2 \quad (\text{мм})$$

Расчетная толщина стенки штуцера:

$$s_{\text{рш}} := P_r \cdot \frac{(d + 2 \cdot c_s)}{2 \cdot \sigma_{\text{д1}} \cdot \phi - P_r} \quad [9]$$

$$s_{\text{рш}} = 0.174 \quad (\text{мм})$$

Расчетный диаметр одиночного отверстия, не требующий дополнительного укрепления:

$$d_{\text{опр}} := 0.4 \sqrt{D_p \cdot (s - c_0)} = 27.713 \quad (\text{мм}) \quad [9]$$

Расчетный диаметр одиночного отверстия, не требующий дополнительного укрепления при

наличии избыточной толщины стенки:

$$d_{0\lambda} := 2 \left[ \left( \frac{s - c_0}{s_p} \right) - 0.8 \right] \cdot \sqrt{D_p \cdot (s - c_0)} = 304. \xi \text{ (мм)} \quad [9]$$

Проверка необходимости укрепления отверстия:

$$Proy := \begin{cases} \text{"Необходимо укрепление отверстия"} & \text{if } d_0 < d \\ \text{"Укрепление отверстия не требуется"} & \text{otherwise} \end{cases} \quad [9]$$

Proy = "Укрепление отверстия не требуется"

Расчет укрепления отверстия в цилиндрической обечайке сепаратора

Исходные данные:

Диаметр цилиндрической обечайки сепаратора:  $D_{\text{сеп}} := 850 \text{ (мм)}$

Внутренний диаметр штуцера:  $d := 500 \text{ (мм)}$

Исполнительная толщина стенки сепаратора:  $s_w := 10 \text{ (мм)}$

Высота сепаратора:  $H_{\text{сеп}} := 1000 \text{ (мм)}$

Исполнительная длина внешней части штуцера:  $l_1 := 60 \text{ (мм)}$

Исполнительная ширина накладного кольца:  $l_2 := 60 \text{ (мм)}$

Исполнительная длина внутренней части штуцера:  $l_3 := 30 \text{ (мм)}$

Исполнительная толщина накладного кольца:  $s_{2w} := 2 \text{ (мм)}$

Суммарная прибавка к расчетной толщине стенки обечайки:  $c_{0w} := 2 \text{ (мм)}$

Суммарная прибавка к расч. толщ. стенки внутр. поверхности штуцера:  $c_{sw} := c_0 \text{ (мм)}$

Суммарная прибавка к расч. толщ. стенки внеш. поверхности штуцера:  $c_{slw} := 0 \text{ (мм)}$

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

Толщина стенки штуцера внутренней части:  $s_{1w} := s \text{ (мм)}$

Толщина стенки штуцера внешней части:  $s_{2w} := s \text{ (мм)}$

Выбираем стандартный люк с плоской крышкой:

Рис. 7.12.1 "Конструкция люка с плоской крышкой и фланцами, с уплотнением выступ-впадина"

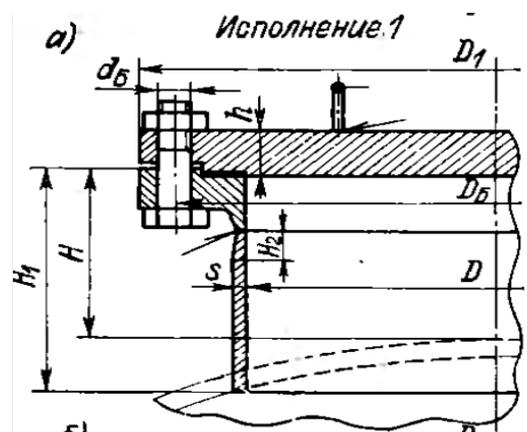


Табл. 7.2.1 "Основные размеры люка"

$P_{\text{гв}}$ МПа	$D$	$D_1$	$s$		$h$		$H$		$H_1$		$H_2$		Тип
			1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	
0,6	500	620	8	—	20			—		—	89		1

Расчетный диаметр оболочки:

$$D_{\text{рв}} := D_{\text{сеп}} = 850 \quad (\text{мм}) \quad [9]$$

Расчетный диаметр отверстия в стенке обечайки:

$$d_{\text{рв}} := d_p \leftarrow d + 2 \cdot c_s = 504 \quad (\text{мм}) \quad [9]$$

Расчетная толщина стенки оболочки:

$$s_{\text{рв}} := \frac{(P_{\text{г}} \cdot D_p)}{(2 \cdot \phi \cdot \sigma_{\text{д}} - P_{\text{г}})} = 1.422 \quad (\text{мм}) \quad s_{\text{рв}} := 4 \quad (\text{мм}) \quad [9]$$

Расчетная толщина стенки штуцера:

$$s_{\text{рв1}} := P_{\text{г}} \cdot \frac{(d + 2 \cdot c_s)}{2 \cdot \sigma_{\text{д1}} \cdot \phi - P_{\text{г}}} \quad s_{\text{рв1}} = 0.843 \quad (\text{мм}) \quad [9]$$

Расчетные длины штуцеров:

$$l_{1\text{р}} := \min[l_1, \sqrt{(d + 2 \cdot c_s) \cdot (s_1 - c_s)}] = 60 \quad (\text{мм}) \quad [9]$$

$$l_{3\text{р}} := \min[l_3, 0.5 \sqrt{(d + 2 \cdot c_s) \cdot (s_3 - 2c_s)}] = 27.49 \quad (\text{мм}) \quad [9]$$

Расчетная ширина накладного кольца:

$$l_{2\text{р}} := \min[l_2, \sqrt{D_p \cdot (s_2 + s - c_0)}] = 60 \quad (\text{мм}) \quad [9]$$

Расчетная ширина зоны укреп. в обеч. при отсутствии торообр. вставки или сварного кольца:

$$l_{\text{р}} := \sqrt{D_p \cdot (s - c_0)} = 82.462 \quad (\text{мм}) \quad [9]$$

Отношения допускаемых напряжений:

для внешней части штуцера:

$$\chi_1 := \min\left(1, \frac{\sigma_{\text{д1}}}{\sigma_{\text{д}}}\right) = 1 \quad [9]$$

для накладного кольца:

$$\chi_2 := \min\left(1, \frac{\sigma_{\text{д2}}}{\sigma_{\text{д}}}\right) = 1 \quad [9]$$

для внутренней части штуцера:

$$\chi_3 := \min\left(1, \frac{\sigma_{\text{д3}}}{\sigma_{\text{д}}}\right) = 1 \quad [9]$$

Расчетный диаметр одиночного отверстия, не требующий дополнительного укрепления:

$$d_{\text{опв}} := 0.4 \sqrt{D_p \cdot (s - c_0)} = 32.985 \quad (\text{мм}) \quad [9]$$

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

$$d_0 := 2 \left[ \left( \frac{s - c_0}{s_p} \right) - 0.8 \right] \cdot \sqrt{D_p \cdot (s - c_0)} = 197.909 \text{ (мм)} \quad [9]$$

Проверка необходимости укрепления отверстия:

$$\text{Prov} := \begin{cases} \text{"Необходимо укрепление отверстия"} & \text{if } d_0 < d \\ \text{"Укрепление отверстия не требуется"} & \text{otherwise} \end{cases} \quad [9]$$

Prov = "Необходимо укрепление отверстия"

Проверка условия укрепления одиночного отверстия:

$A_1$  площадь укрепляющего сечения внешней части штуцера:

$$A_1 := l_{1p} \cdot (s_1 - s_{p1} - c_s) \cdot \chi_1 = 429.414 \text{ мм}^2 \quad [9]$$

$A_2$  площадь поперечного сечения накладного кольца:

$$A_2 := l_{2p} \cdot s_2 \cdot \chi_2 = 120 \text{ мм}^2 \quad [9]$$

$A_3$  площадь укрепляющего сечения внутренней части штуцера:

$$A_3 := l_{3p} \cdot (s_3 - c_s - c_{s1}) \cdot \chi_3 = 219.9 \text{ мм}^2 \quad [9]$$

$$A_{p.c} := l_p \cdot (s - s_p - c_0) = 329 \text{ мм}^2 \quad [9]$$

$A_p$  расчетное сечение за счет выреза отверстия:

$$A_p := 0.5 \cdot (d_p - d_{op}) \cdot s_p = 942.03 \text{ мм}^2 \quad [9]$$

$$\text{Sum} := A_1 \cdot \chi_1 + A_2 \cdot \chi_2 + A_3 \cdot \chi_3 + A_{p.c} = 1.099 \times 10^3 \text{ мм}^2 \quad [9]$$

Проверка условия укрепления отверстия:

$$\text{Prov} := \begin{cases} \text{"Условие укрепления отверстия выполняется"} & \text{if } \text{Sum} \geq A_p \\ \text{"Условие укрепления отверстия НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases} \quad [9]$$

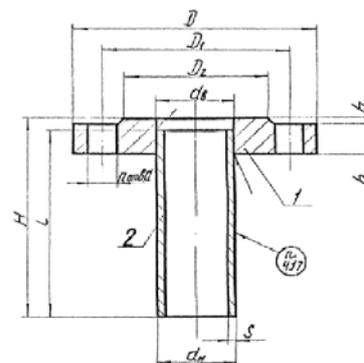
Prov = "Условие укрепления отверстия выполняется"

## 7.5 Подбор стандартных штуцеров для аппарата

Подбор стандартных штуцеров осуществляем исходя из давления и принятой толщины патрубков, диаметра условного прохода.

Штуцер для подачи исходного раствора:

Рис.7.13 "Штуцер с плоским приварными фланцем под прокладку круглого сечения на условное давление от 0,1 до 2,5 МПа"



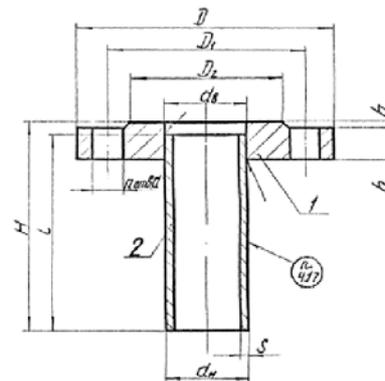
[11]

Таблица 7.3 "Основные размеры штуцера подачи исходного раствора" [11]

Dy	dv	D	D1	D2	b	h	d	n	l	dн	s	Масса, кг
80	91	195	160	133	23	3	18	8	220	89	5	6,4

Штуцера для подачи греющего пара и отвода вторичного пара:

Рис.7.14 "Штуцер с плоским приварным фланцем под прокладку круглого сечения на условное давление от 0,1 до 2,5 МПа"



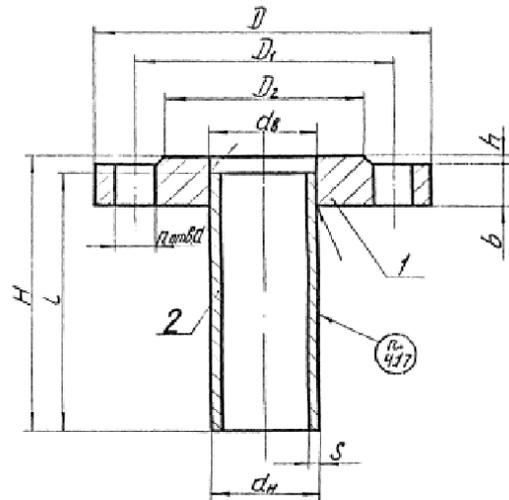
[11]

Таблица 7.4 "Основные размеры штуцеров подачи греющего пара и отвода вторичного пара" [11]

$D_y$	$d_6$	$D$	$D_1$	$D_2$	$b$	$h$	$d$	$n$	$l$	$H$	$d_H$	$S$	Масса, кг
100	110	215	180	158	23	3	18	8	160	165	108	6	7,1

Штуцер для отвода упаренного раствора:

Рис.7.15 "Штуцер с плоским приварным фланцем под прокладку круглого сечения на условное давление от 0,1 до 2,5 МПа"



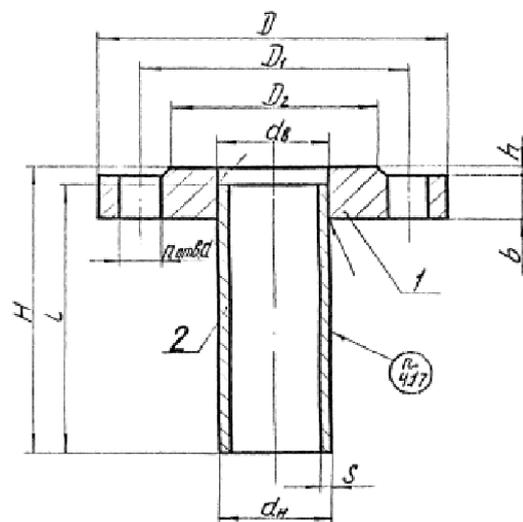
[11]

Таблица 7.5 "Основные размеры штуцера отвода упаренного раствора" [11]

$D_y$	$d_6$	$D$	$D_1$	$D_2$	$b$	$h$	$d$	$n$	$l$	$d_H$	$s$	Масса, кг
40	46	145	110	88	19	3	18	8	220	45	3,5	3,0

Штуцер для отвода конденсата и воздуха:

Рис.7.16 "Штуцер с плоским приварным фланцем под прокладку круглого сечения на условное давление от 0,1 до 2,5 МПа"



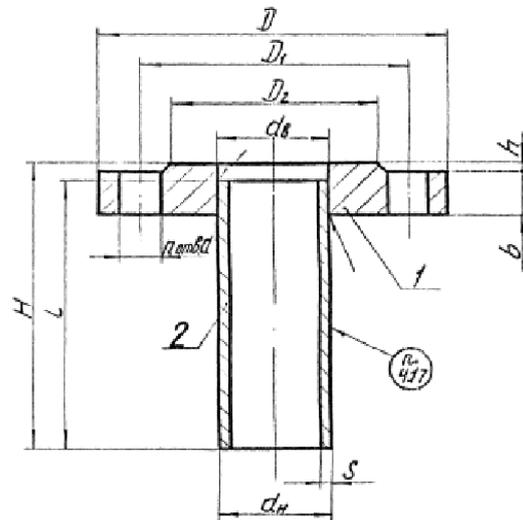
[11]

Таблица 7.6 "Основные размеры штуцера отвода конденсата" [11]

Dy	dв	D	D1	D2	b	h	d	n	l	dн	s	Масса, кг
20	26	105	75	58	16	2	15	4	250	25	3,5	1,4

Штуцер для отвода воздуха:

Рис. 7.16 "Штуцер с плоским приварным фланцем под прокладку круглого сечения на условное давление от 0,1 до 2,5 МПа"



[11]

Таблица 7.6 "Основные размеры штуцера отвода конденсата и воздуха" [11]

Dy	dв	D	D1	D2	b	h	d	n	l	dн	s	Масса, кг
20	26	105	75	58	16	2	15	4	250	25	3,5	1,4

## 7.6 Расчет трубной решетки

Принимаем длину труб аппарата равной 1,3 метрам.

Поскольку в исходных данных не были указаны параметры для расчета конструктивных размеров аппарата, а именно длины труб, площади поперечного сечения, число труб в аппарате. Задаемся сами этими параметрами, исходя из конструктивных соображений.

Исходные данные:

Длина труб:

$$l_{\text{труб}} := 1300 \text{ мм.}$$

Число труб:

$$n_{\text{тр}} := 200 \text{ труб}$$

Для трубной решетки используем материал: Сталь 12X18H10T

$$\text{Допускаемое напряжение трубной решетки: } \sigma_{\text{реш}} := 148.5 \text{ МПа. [7]}$$

$$\text{Модуль упругости: } E_{\text{реш}} := 1.991 \times 10^5 \text{ МПа. [7]}$$

Для труб используется материал: Сталь 12X18H10T

Допускаемое напряжение трубного пучка:  $\sigma_{\text{тр}120} := 148.5 \text{ МПа}$  [7]

Модуль упругости:  $E_{\text{тр}120} := 1.991 \times 10^5 \text{ МПа}$  [7]

Внутренний диаметр аппарата:  $\overset{\text{ww}}{D} := 800 \text{ мм}$ ;

Диаметр трубы внутренний:  $d_{\text{тр}} := 21 \text{ мм}$ ;

Толщина стенки трубы:  $s_{\text{тр}} := 2 \text{ мм}$ ;

Диаметр трубы наружный:  $d_{\text{нр}} := 25 \text{ мм}$ ;

Внутренний радиус кожуха:

$$a := \frac{D}{2} = 400 \text{ мм.}$$

Расстояние от оси кожуха до оси наиболее удаленной трубы:

$$a_1 := 580 \text{ мм.}$$

*Расчет трубной решетки: согласно*

Относительную характеристику беструбного края трубной решетки:

$$m_n := \frac{a}{a_1} = 0.69 \quad [6]$$

Шаг расположения труб, располагаются по равнобедренному треугольнику:

$$t := 32 \text{ мм.}$$

Коэффициент прочности решетки:

$$\phi_p := \frac{t - 21}{t} = 0.344 \quad [6]$$

Толщина трубной решетки:

$$s_p := \frac{D}{4.7} \cdot \sqrt{\frac{P_{\text{и}}}{\sigma_{\text{реш}} \cdot \phi_p}} + c = 25.043 \text{ мм.} \quad [6]$$

Принимаем толщину трубной решетки:

$$\overset{\text{ww}}{s_{\text{пр}}} := 26 \text{ мм.}$$

Коэффициенты влияния давления на трубную решетку вычисляются по формулам:

- со стороны межтрубного пространства:

$$\eta_M := 1 - \frac{n_{\text{тр}} \cdot d_{\text{нр}}^2}{4 \cdot a_1^2} = 0.907 \quad [6]$$

- со стороны трубного пространства:

$$\eta_T := 1 - \frac{n_{\text{тр}} \cdot (d_{\text{нр}} - 2 \cdot s_{\text{тр}})^2}{4 \cdot a_1^2} = 0.934 \quad [6]$$

*Основные характеристики жесткости элементов теплообменного аппарата.*

Модуль упругости основания (системы труб) вычисляются по формуле:

$$K_y := \frac{E_{\text{тр}120} \cdot (\eta_T - \eta_M)}{l_{\text{труб}}} = 4.189 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^3} \quad [6]$$

Модуль упругости кожуха при температуре 144 градуса:

$$E_{\text{кож}} := 1.991 \times 10^5 \text{ МПа.} \quad [7]$$

Приведенное отношение жесткости труб к жесткости кожуха вычисляют по формуле:

$$\rho := \frac{K_y \cdot a_1 \cdot l_{\text{труб}}}{E_{\text{кож}} \cdot s_1} = 1.586 \quad [6]$$

**Расчёт трубы на прочность ,устойчивость и жесткость.**

Расчет крепления труб к решетке

К<sub>т</sub> - коэффициент условий работы при расчете труб на устойчивость;

-Для рабочих условий: K<sub>т1</sub> := 1.3

-Для условий гидроиспытания: K<sub>т2</sub> := 1.126

Задаем конструктивно:

Максимальный пролет трубы между решеткой и перегородкой: l<sub>1R</sub> := 1300 мм;

Максимальный пролет трубы между перегородками: l<sub>2R</sub> := 1300 мм.

Расчетная длина труб при продольном изгибе:

$$l_R := \max(l_{2R}, 0.7l_{1R}) = 1.3 \times 10^3 \text{ мм.} \quad [6]$$

λ - параметр, используемый при расчете на продольный изгиб;

-Для рабочих условий:

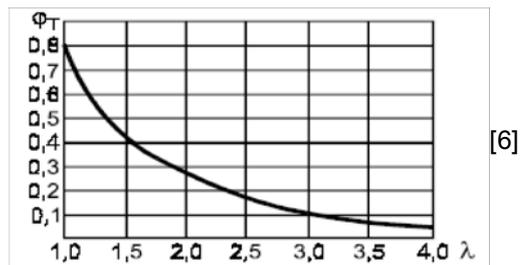
$$\lambda_1 := K_{T1} \cdot \sqrt{\frac{\sigma_{T120}}{E_{T120}}} \cdot \frac{l_R}{(d_{T1} - s_{T1})} = 2.429 \quad [6]$$

-Для условий гидроиспытания:

$$\lambda_2 := K_{T2} \cdot \sqrt{\frac{\sigma_{T120}}{E_{T120}}} \cdot \frac{l_R}{(d_{T1} - s_{T1})} = 2.104 \quad [6]$$

По рисунку 7.17 определяем: φ<sub>т</sub> := 0.2

Рис. 7.17 "Коэффициент уменьшения допускаемого напряжения при продольном изгибе"



При отсутствии более точных данных допускается вычислять допускаемую нагрузку на вальцовочное соединение трубы с решеткой по формулам:

Для труб завальцованных в гладком отверстии с отбортовкой:

Площадь трубной решетки, заключенной между четырьмя трубами:

$$f_{\text{р}} := 0.866 \cdot t^2 - \frac{\pi \cdot d_{\text{тр}}^2}{4} = 540.423 \text{ мм}^2. \quad [6]$$

Трубная нагрузка:

$$q_{\text{р}} := P_p \cdot f = 265.121 \text{ Н;} \quad [6]$$

Температурное напряжение в трубе:

$$\sigma_T := 2.227 \times 10^8 \text{ Па.} \quad [6]$$

Площадь поперечного сечения стенки трубы:

$$d_{\text{вн}} := 0.025 \text{ м;} \quad d_{\text{вн}} := 0.021 \text{ м.}$$

$$f_T := \frac{\pi}{4} \cdot (d_{\text{вн}}^2 - d_{\text{вн}}^2) = 1.445 \times 10^{-4} \text{ м}^2. \quad [6]$$

$$q_T := \sigma_T \cdot f_T = 3.218 \times 10^4 \text{ Н.} \quad [6]$$

Суммарное усилие:

$$q_c := q - q_T = -3.192 \times 10^4 \text{ Н.} \quad [6]$$

Удельная нагрузка от давления на единицу длины окружности:

$$\sigma_0 := \frac{q}{\pi \cdot d_H} = 3.376 \times 10^3 \text{ Н/м;} \quad [6]$$

$$\sigma_{0д} := 0.04 \cdot 10^6 \text{ Н/м.}$$

Проверка условия прочности:

$$\text{Пров}_{\text{прочности}} := \begin{cases} \text{"Условие прочности выполняется"} & \text{if } \sigma_0 \leq \sigma_{0д} \\ \text{"Условие НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

**Пров<sub>прочности</sub> = "Условие прочности выполняется"**

## 7.7 Расчет массы аппарата

Исходные данные:

Диаметр нижней части:  $D_{Г.К.} := 0.7 \text{ м.}$

Диаметр сепаратора:  $D_{сеп} := 0.85 \text{ м.}$

Толщина стенки нижней части:  $s_{Г.К.} := 0.008 \text{ м.}$

Толщина стенки сепаратора:  $s_c := 0.01 \text{ м.}$

Толщина стенки днища аппарата:  $s_{д.Г.К.} := 0.008 \text{ м.}$

Толщина стенки крышки сепаратора:  $s_{к.с} := 0.01 \text{ м.}$

Толщина стенки днища сепаратора:  $s_{д.с} := 0.016 \text{ м.}$

Высота греющей камеры:  $H_{Г.К.} := 1.66 \text{ м.}$

Высота сепаратора:  $H_c := 1.0 \text{ м.}$

Плотность среды:  $\rho_{ср} = 1.07 \times 10^3 \text{ кг/м}^3.$

Плотность материала сталь 12Х18Н10Т:  $\rho_{мет} := 7950 \text{ кг/м}^3.$

Расчет массы обечайки греющей камеры

Масса обечайки греющей камеры:

$$m_{Г.К.} := \pi \cdot \left[ \frac{(D_{Г.К.} + 2 \cdot s_{Г.К.})^2 - D_{Г.К.}^2}{4} \right] \cdot H_{Г.К.} \cdot \rho_{мет} = 234.827 \text{ кг}$$

Расчет массы обечайки сепаратора

Масса обечайки сепаратора:

$$m_{сеп} := \pi \cdot \left[ \frac{(D_{сеп} + 2 \cdot s_c)^2 - D_{сеп}^2}{4} \right] \cdot H_c \cdot \rho_{мет} = 214.791 \text{ кг}$$

Расчет массы эллиптической крышки сепаратора:

Диаметр верхней крышки сепаратора:

$$D_{\text{сеп1}} := 0.48$$

Высота эллиптического днища греющей камеры:

$$H_{\text{сеп1}} := 0.38 \text{ м.}$$

Внутренний объем эллиптической крышки сепаратора:

$$V_{\text{д1}} := \frac{\frac{4}{3} \cdot \pi \cdot \frac{D_{\text{сеп1}}}{2} \cdot \frac{D_{\text{сеп1}}}{2} \cdot \frac{H_{\text{сеп1}}}{2}}{2} = 0.023 \text{ м}^3.$$

Наружный объем эллиптической крышки сепаратора:

$$V_{\text{д2}} := \frac{\frac{4}{3} \cdot \pi \cdot \frac{D_{\text{сеп1}} + 2 \cdot s_{\text{к.с}}}{2} \cdot \frac{D_{\text{сеп1}} + 2 \cdot s_{\text{к.с}}}{2} \cdot \frac{(H_{\text{сеп1}} + s_{\text{к.с}})}{2}}{2} = 0.026 \text{ м}^3.$$

Объем металла крышки сепаратора:

$$V_{\text{сеп1}} := V_{\text{д2}} - V_{\text{д1}} = 2.604 \times 10^{-3} \text{ м}^3.$$

Масса эллиптической крышки сепаратора:

$$m_{\text{к.сеп1}} := V_{\text{сеп1}} \cdot \rho_{\text{мет}} = 20.705 \text{ кг}$$

#### Расчет массы эллиптической крышки сепаратора

Высота эллиптической крышки сепаратора:

$$H_{\text{к.сеп1}} := 0.16 \text{ м.}$$

Внутренний объем эллиптической крышки сепаратора:

$$V_{\text{д3}} := \frac{\frac{4}{3} \cdot \pi \cdot \frac{D_{\text{сеп}}}{2} \cdot \frac{D_{\text{сеп}}}{2} \cdot \frac{H_{\text{к.сеп}}}{2}}{2} = 0.03 \text{ м}^3.$$

Наружный объем эллиптической крышки сепаратора:

$$V_{\text{д4}} := \frac{\frac{4}{3} \cdot \pi \cdot \frac{D_{\text{сеп}} + 2 \cdot s_{\text{к.с}}}{2} \cdot \frac{D_{\text{сеп}} + 2 \cdot s_{\text{с}}}{2} \cdot \frac{(H_{\text{к.сеп}} + s_{\text{к.с}})}{2}}{2} = 0.034 \text{ м}^3.$$

Объем металла крышки сепаратора:

$$V_{\text{к.сеп}} := V_{\text{д4}} - V_{\text{д3}} = 3.423 \times 10^{-3} \text{ м}^3.$$

Масса эллиптической крышки сепаратора:

$$m_{\text{к.сеп}} := V_{\text{к.сеп}} \cdot \rho_{\text{мет}} = 27.209 \text{ кг}$$

#### Расчет массы конического днища сепаратора

Высота конического днища сепаратора:

$$H_{\text{д.сеп}} := 0.18 \text{ м.}$$

Внутренний объем конического днища сепаратора:

$$V_{\text{д5}} := \frac{\frac{4}{3} \cdot \pi \cdot \frac{D_{\text{сеп}}}{2} \cdot \frac{D_{\text{сеп}}}{2} \cdot \frac{H_{\text{д.сеп}}}{2}}{2} = 0.034 \text{ м}^3.$$

Наружный объем конического днища сепаратора:

$$V_{д6} := \frac{4 \cdot \pi \cdot \frac{D_{сеп} + 2 \cdot s_c}{2} \cdot \frac{D_{сеп} + 2 \cdot s_c}{2} \cdot \frac{(H_{д.сеп} + s_c)}{2}}{2} = 0.038 \text{ м}^3.$$

Объем металла днища сепаратора:

$$V_{д.сеп} := V_{д6} - V_{д5} = 3.603 \times 10^{-3} \text{ м}^3.$$

Масса конического днища сепаратора:

$$m_{д.сеп} := V_{д.сеп} \cdot \rho_{мет} = 28.641 \text{ кг}$$

Расчет массы конического днища аппарата:

Высота конического днища аппарата:

$$H_{д.ап} := 0.38 \text{ м.}$$

Внутренний объем конического днища аппарата:

$$V_{д7} := \frac{4 \cdot \pi \cdot \frac{D_{г.к}}{2} \cdot \frac{D_{г.к}}{2} \cdot \frac{H_{д.ап}}{2}}{2} = 0.049 \text{ м}^3.$$

Наружный объем конического днища аппарата:

$$V_{д8} := \frac{4 \cdot \pi \cdot \frac{D_{г.к} + 2 \cdot s_c}{2} \cdot \frac{D_{г.к} + 2 \cdot s_c}{2} \cdot \frac{(H_{д.ап} + s_c)}{2}}{2} = 0.053 \text{ м}^3.$$

Объем металла днища аппарата:

$$V_{д.ап} := V_{д8} - V_{д7} = 4.183 \times 10^{-3} \text{ м}^3.$$

Масса конического днища аппарата:

$$m_{д.ап} := V_{д.ап} \cdot \rho_{мет} = 33.251 \text{ кг}$$

Расчет массы фланцев

$$m_{850} := 48.16 \text{ кг}$$

$$m_{ф} := m_{850} \cdot 4 = 192.64 \text{ кг}$$

Расчет массы штуцеров:

$$m_{100} := 7. \text{ кг}$$

$$m_{80} := 6.4 \text{ кг}$$

$$m_{40} := 3.0 \text{ кг}$$

$$m_{20} := 1.4 \text{ кг}$$

$$m_{ш} := m_{100} \cdot 2 + m_{80} + m_{40} + m_{20} \cdot 2 = 26 \text{ кг}$$

Масса люка-лаза:

$$m_{л} := 152 + 170 = 322 \text{ кг}$$

Расчет массы трубы подачи греющего пара:

Диаметр циркуляционной трубы:  $D_{Ц} := 0.1 \text{ м}$ .

Высота циркуляционной трубы:  $H_{Ц} := 3.5 \text{ м}$ .

Толщина стенки циркуляционной трубы:  $s_{Ц} := 0.004 \text{ м}$ .

$$m_{Ц} := \pi \cdot \left[ \frac{(D_{Ц} + 2 \cdot s_{Ц})^2 - D_{Ц}^2}{4} \right] \cdot H_{Ц} \cdot \rho_{\text{мет}} = 36.365 \text{ кг}$$

Расчет массы греющих трубок:

Диаметр греющих трубок:  $D_{Т} := 0.025 \text{ м}$ .

Высота греющих трубок:  $H_{Т} := 1.3 \text{ м}$ .

Толщина греющих трубок:  $s_{Т} := 0.002 \text{ м}$ .

Количество греющих трубок:  $n_{Т} := 200$ .

$$m_{Т} := n \pi \cdot \left[ \frac{(D_{Т} + 2 \cdot s_{Т})^2 - D_{Т}^2}{4} \right] \cdot H_{Т} \cdot \rho_{\text{мет}} = 350.658 \text{ кг}$$

Расчет массы трубных решеток:

Диаметр трубной решетки:  $D_{\text{реш}} := 0.65 \text{ м}$ .

Высота трубной решетки:  $H_{\text{реш}} := 0.026 \text{ м}$ .

Количество трубных решеток:  $n_{\text{реш}} := 2$

$$m_{\text{реш}} := n \pi \cdot \left( \frac{D_{\text{реш}}^2}{4} \right) \cdot H_{\text{реш}} \cdot \rho_{\text{мет}} = 137.179 \text{ кг}$$

Масса пустого аппарата:

$$m_{\text{ап1}} := m_{Г.к} + m_{\text{сеп}} + m_{\text{д.ап}} + m_{\text{д.сеп}} + m_{\text{к.сеп}} + m_{\text{к.сеп1}} + m_{\text{ф}} + m_{\text{ш}} + m_{Ц} + m_{\text{реш}} + m_{Т} + m_{\text{л}} = 1.625 \times 10^4 \text{ кг}$$

Масса жидкости внутри корпуса при самых худших рабочих условиях:

$$m_{\text{жид1}} := \left[ \pi \cdot \frac{D_{Г.к}^2}{4} \cdot (H_{Г.к}) + V_{\text{д2}} \right] \cdot \rho_{\text{ср}} = 710.874 \text{ кг}$$

Масса аппарата заполненного жидкостью при самых худших рабочих условиях:

$$m_{\text{ап2}} := m_{\text{ап1}} + m_{\text{жид1}} = 2.336 \times 10^4 \text{ кг}$$

Масса жидкости внутри корпуса при условиях гидроиспытания:

$$m_{\text{жид2}} := \left[ \pi \cdot \frac{D_{Г.к}^2}{4} \cdot (H_{Г.к}) + V_{\text{д2}} \right] \cdot \rho_{\text{вод}} = 650.417 \text{ кг}$$

Масса аппарата заполненного жидкостью при условиях гидроиспытания:

$$m_{\text{ап3}} := m_{\text{ап1}} + m_{\text{жид2}} = 2.275 \times 10^4 \text{ кг}$$

## 7.8 Расчет стандартных опор аппарата

Сила с которой аппарат воздействует на опору:

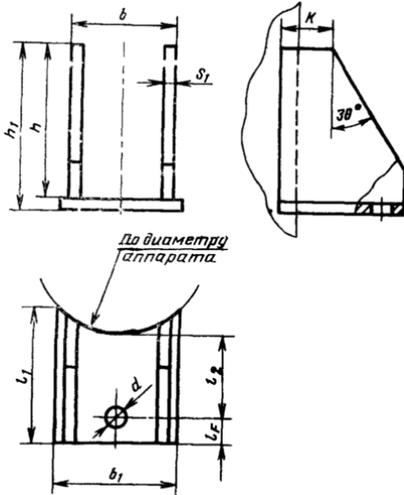
$$F_0 := m_{\text{app2}} \cdot g = 2.289 \times 10^4 \text{ Па}$$

Принимаем количество опор для аппарата - 2, тогда сила действующая на одну опору:

$$F := \frac{F_0}{2} = 1.144 \times 10^4 \text{ Па}$$

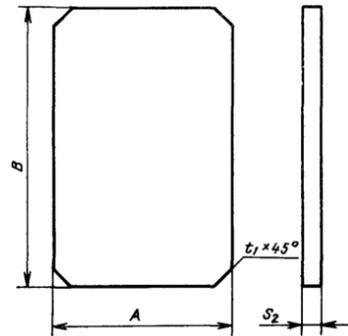
Принимаем штампованные опорные лапы с накладным листом.

Рис. 7.18 "Штампованные опорные лапы"



[12]

Рис. 7.19 "Накладной лист"



[12]

Таблица 7.11 "Размеры штампованных опорных лап" [12]

Q, кН	Тип опоры	a	a <sub>1</sub>	a <sub>2</sub>	b	b <sub>1</sub>	b <sub>2</sub>	c	c <sub>1</sub>	h	h <sub>1</sub>	s <sub>1</sub>	K	K <sub>1</sub>	d	d <sub>Б</sub>	f <sub>max</sub>
25,0	1	125	155	100	155	120	115	45	90	230	16	8	25	40	24	M20	40
					255					310							65

Таблица 7.12 "Размеры накладного листа"

Q, кН	Тип опоры	B	H	c	s <sub>H</sub>
25,0	1	200	330	16	8; 10;
			410		

[12]

## 7.9 Расчет теплоизоляции

Толщину стенки теплоизоляции можно определить из уравнения теплового баланса при передаче тепла от среды в аппарате в окружающую среду:

$$q = \alpha_I \cdot (t_I - t_{cm1}) = \frac{\lambda_{cm}}{\delta_{cm}} \cdot (t_{cm1} - t_{cm2}) = \frac{\lambda_{из}}{\delta_{из}} \cdot (t_{cm2} - t_H) = \alpha_{\Sigma} \cdot (t_H - t_{возд})$$

Температура наружной поверхности изоляции:  $t_{из} := 40 \text{ } ^\circ\text{C}$

Температура наружной поверхности изоляции:  $t_{возд} := 20 \text{ } ^\circ\text{C}$

Суммарный коэффициент теплоотдачи определим по формуле Линчевского:

$$\alpha_{\Sigma} := 9.74 + 0.07 \cdot (t_I - t_{возд}) = 18.42 \text{ Вт/м}^2\text{K}$$

Средняя температура материала:

$$t_{\text{ср}} := \frac{(t_{\text{Г}} + t_{\text{ИЗ}})}{2} = 92 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Определяем материал изоляции по ГОСТ 6102-94 - асбестовая ткань. [13]

Характеристики: [30]

Допускаемая рабочая температура:  $t_{\text{асб}} := 200 \text{ } ^\circ\text{C}$

Плотность:  $\rho_{\text{асб}} := 550 \text{ кг/м}^3$ .

Удельная теплоемкость:  $C_{\text{асб}} := 0.83 \text{ кДж/кг}\cdot\text{К}$ .

$$A := 0.12 \quad B := 2.2 \cdot 10^{-6}$$

$$\lambda_{\text{ИЗ}} := A + B \cdot t = 0.12 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}.$$

Рассчитываем толщину изоляции:

$$\delta_{\text{ИЗ}} := \frac{[\lambda_{\text{ИЗ}} \cdot (t_{\text{Г}} - t_{\text{ИЗ}})]}{\alpha_{\Sigma} \cdot (t_{\text{ИЗ}} - t_{\text{ВОЗД}})} = 0.034 \text{ м}$$

Принимаем толщину изоляции аппарата 40 мм.

## **8. Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение**

### **Введение**

Благодаря своим уникальным свойствам литий играет важную роль в индустриальном развитии современного общества. Среди потребляющих производств можно назвать различные типы батарей, строительство, стеклокерамику, хладагенты и системы осушки воздуха, энергетику, специальные масла и смазки, полимеры, металлургию легких конструкционных сплавов, дезинфицирующие средства для водоподготовки и др. Каждому из них требуются литиевые материалы определенной спецификации.

Доля мирового потребления высокосортных и высокочистых литиевых солей, обычно используемых в качестве полупродуктов в производстве компонентов различных типов литий-ионных аккумуляторов, вместе с другими высокочистыми литиевыми продуктами составляет 35% от мирового потребления солей лития. Аккумуляторные батареи, а следовательно, и катодные материалы для их изготовления, представляют собой значимый рынок сбыта для производителей карбоната, безводного гидроксида и фторида лития. Вместе с тем рост потребления так называемых «батарейных продуктов» оказывается ограниченным темпами развития рынка литиевых батарей.

Сегодня практически 80% продаж литиевой продукции на российском рынке осуществляет ОАО «Новосибирский завод химконцентратов» (Новосибирск) – единственный в России производитель чистой литиевой продукции, который поставляет литий отечественным потребителям и за рубеж.

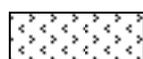
## 8.1 Предпроектный анализ

### 8.1.1 Потенциальные потребители результатов исследования

Для анализа потребителей результатов исследования необходимо рассмотреть целевой рынок и провести его сегментирование. На рисунке 8.1 представлена карта сегментирования рынка по проектированию выпарных аппаратов.

Размер компании	Вид продукции		
	Проектирование химических заводов	Проектирование оборудования для химической промышленности	Проектирование аппаратов для химической промышленности
Крупные			
Средние			
Мелкие			

Рисунок 8.1 — Карта сегментирования рынка услуг по проектированию аппаратов:



– ООО «Химмаш-Аппарат», г. Москва



– ООО «Химмаш», г. Пенза



– ООО «Опытный завод резервуаров и металлоконструкций», г. Самара

### 8.1.2 Анализ конкурентных технических решений

Чтобы оценить эффективность научной разработки и определить направление ее дальнейшего развития, необходимо определить её положение на рынке конкурентных технических решений.

В таблице 8.1 представлен сравнительный анализ проектирования выпарных аппаратов в рамках выполнения ВКР и двух конкурентных технических разработок (к1) и (к2).

Таблица 8.1 — Оценочная карта для сравнения конкурентных технических решений (разработок)

Критерии оценки	Вес критерия	Баллы			Конкурентоспособность		
		Б <sub>ф</sub>	Б <sub>к1</sub>	Б <sub>к2</sub>	К <sub>ф</sub>	К <sub>к1</sub>	К <sub>к2</sub>
1	2	3	4	5	6	7	8
<b>Технические критерии оценки ресурсоэффективности</b>							
1. Повышение производительности	0,1	4	3	3	0,4	0,3	0,3
2. Удобство в эксплуатации	0,05	5	3	4	0,25	0,15	0,20
3. Качество продукта	0,15	5	3	4	0,75	0,45	0,6
4. Энергоэкономичность	0,05	4	4	3	0,2	0,2	0,15
5. Надежность	0,02	4	5	5	0,08	0,1	0,1
6. Безопасность рабочего персонала	0,02	5	3	4	0,1	0,06	0,08
7. Простота эксплуатации	0,1	5	4	2	0,5	0,4	0,2
<b>Экономические критерии оценки эффективности</b>							
1. Конкурентоспособность продукта	0,1	4	4	3	0,4	0,4	0,3
2. Уровень проникновения на рынок	0,1	2	3	3	0,2	0,3	0,3
3. Цена	0,15	4	3	3	0,6	0,45	0,45
4. Предполагаемый срок эксплуатации	0,02	4	4	4	0,08	0,08	0,08
5. Послепродажное обслуживание	0,05	3	4	4	0,15	0,2	0,2
6. Финансирование научной разработки	0,05	1	2	2	0,05	0,1	0,1
7. Срок выхода на рынок	0,01	3	4	3	0,03	0,04	0,03
8. Наличие сертификации разработки	0,01	3	2	5	0,02	0,03	0,05
<b>Итого</b>	<b>1</b>	<b>56</b>	<b>51</b>	<b>52</b>	<b>3,81</b>	<b>3,26</b>	<b>3,14</b>

В конкурентной разработке [к1] 2015 года, проектируют выпарной аппарат с центральной циркуляционной трубой, для получения металлического лития.

В конкурентной разработке [к2] 2013 года, моделируют вертикальный трубчатый выпарной аппарат.

Анализ альтернативных технических решений показал, что разработанный в рамках ВКР программный продукт обладает приемлемым конкурентным уровнем.

### 8.1.3 Диаграмма Исикавы

С целью установления причинно-следственных связей, возникающих в ходе выполнения проектирования фильтрующего устройства, сформирована диаграмма Исикава. Основными факторами, влияющими на объект исследования, являются методы, оборудование и исполнитель.

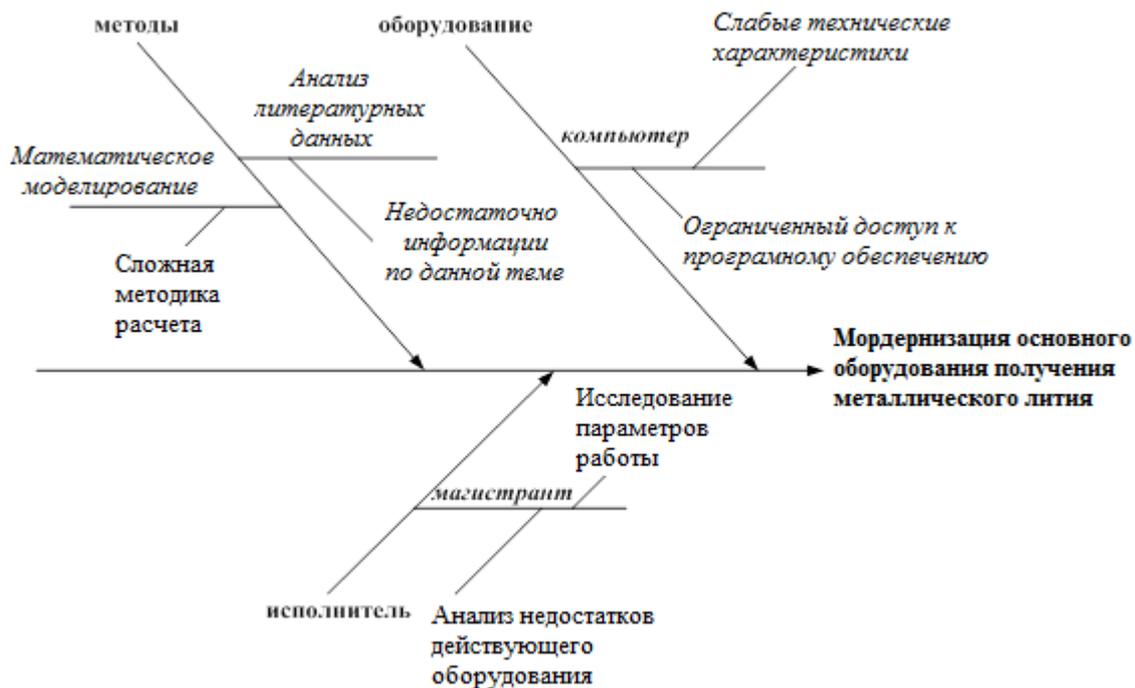


Рисунок 8.2 — Причинно-следственная диаграмма

Анализируя факторы, влияющие на реализацию поставленной задачи, можно принять следующие меры по оптимизации выполнения работы. Для фактора «оборудование» можно рассмотреть вариант использования более мощного компьютера и покупка лицензионного программного обеспечения. Для фактора «методы» вариантом решения проблемы является накопление и анализ данных на основе проведения собственных расчетов. Для фактора «магистрант» предлагается выполнять поэтапный подбор различных типов фильтрующих устройств.

#### 8.1.4 Оценка готовности проекта к коммерциализации

Логическим завершением разработки объекта модернизации и создания необходимых математических и аппаратных расчётов является практическое применение на действующем промышленном объекте. Для осуществления реализации разработки необходимо представить её в виде коммерческого проекта.

Таблица 8.2 — Оценка степени готовности научного проекта к коммерциализации

№ п/п	Наименование	Степень проработанности научного проекта	Уровень имеющихся знаний у разработчика
1	Определен имеющийся научно-технический задел	3	3
2	Определены перспективные направления коммерциализации научно-технического задела	3	4
3	Определены отрасли и технологии для предложения на рынке	5	4
4	Определена товарная форма научно-технического задела для представления на рынке	4	3
5	Определены авторы и осуществлена охрана их прав	5	3
6	Проведена оценка стоимости интеллектуальной собственности	4	3
7	Проведены маркетинговые исследования рынков сбыта	3	2
8	Разработан бизнес-план коммерциализации научной разработки	2	3
9	Определены пути продвижения научной разработки на рынок	2	3
10	Разработана стратегия (форма) реализации научной разработки	4	3
11	Проработаны вопросы международного сотрудничества и выхода на зарубежный рынок	1	1
12	Проработаны вопросы использования услуг инфраструктуры поддержки, получения льгот	2	2
13	Проработаны вопросы финансирования коммерциализации научной разработки	2	2

14	Имеется команда для коммерциализации научной разработки	1	1
15	Прорабатывается механизм реализации научного проекта	3	2
	<b>ИТОГО БАЛЛОВ</b>	44	39

Согласно данным таблицы 8.2 суммарное количество баллов по категории степень проработанности научного проекта составляет 44, что указывает на готовность проекта к коммерциализации со средней перспективностью (44-30 баллов). В свою очередь уровень имеющихся знаний у разработчика находится в диапазоне 30-44, что говорит о перспективе ниже среднего уровня.

Таким образом, реализация данного проекта вероятна и требует партнерского участия и инвестирования со стороны научно-исследовательских объединений, промышленных организаций. Развить компетенцию разработчика в сфере коммерциализации проекта (в данном случае магистранта) возможно путем более полного и подробного ознакомления с предыдущими и действующими проектами.

### **8.1.5 Методы коммерциализации результатов научно-технического исследования**

Для обеспечения коммерческой отдачи от реализации проекта возможно применение таких методов коммерциализации научных разработок, как торговля патентными лицензиями, передача ноу-хау, инжиниринг, франчайзинг, организация собственного предприятия и т.д. Для коммерциализации данного типа модернизации оборудования актуален метод инжиниринга по следующим причинам. Во-первых, спроектированное оборудование имеет значимое практическое применение, учитывает множество параметров и способствует оптимизации технологического процесса, безопасности персонала, энерго- и ресурсосбережению и, в конечном счете, снижению затрат на производство. Во-вторых, для

разработки устройства необходим большой объем актуальных промышленных данных, для установления закономерностей, анализа взаимосвязей, тестирования и т.п. В-третьих, существует практика сотрудничества производственных организации с научными объединениями с целью решение промышленных задач путем глубоко научного изучения и поиска обоснованных вариантов решения.

Таким образом, инжиниринг, в данном случае, реализуется путем заключения договора на осуществление изучения и оптимизации промышленного процесса. Стороной консультантом выступает научно-исследовательская группа научной организации (университет, кафедра). Заказчик представлен в лице производственной организации (завод, фабрика).

## 8.2 Инициация проекта

Для определения нового проекта необходимо составление Устава проекта. В рамках магистерской работы предполагается наличие таких критериев, как цели и результаты проекта, организационная структура проекта, ограничения и допущения проекта (таблица 8.3-8.6).

Таблица 8.3 — Заинтересованные стороны проекта

Заинтересованные стороны проекта	Ожидание заинтересованных сторон
Научное объединение кафедры (студенты, преподаватели)	1) Освоение принципиально новой (для научной группы) области исследования и методов усовершенствования технологического процесса 2) Коммерческое продвижение проекта 3) Развитие и укрепление связей с отраслью промышленности (производственные компании, заводы) в области совместных научных разработок.

Представители промышленности (компании, заводы)	<p>1) Получение проекта, способствующего оптимизации, безопасности, энерго-и ресурсосбережению действующего производства.</p> <p>2) Развитие и укрепление связей с научным объединением (университет, кафедра) в области совместных научных разработок.</p>
Университет, к которому относится научное объединение	Продвижение статуса учебного заведения, повышение научного престижа
Научные объединения сторонние (конкурирующие)	Опасения в связи с появлением конкурентоспособного проекта

Таблица 8.4 — Цели и результаты проекта

Цели проекта:	Модернизация основного оборудования получения металлического литья
Ожидаемые результаты проекта:	Спроектировать выпарной аппарат, соответствующий всем требованиям технологического процесса.
Критерии приемки результата проекта:	<p>1) Новизна идеи</p> <p>2) Адекватность относительно действующего технологического процесса</p> <p>3) Расчеты обеспечивают получение полного набора необходимых производственных показателей</p> <p>4) Универсальность</p> <p>5) Простота и точность расчёта</p>
Требование к результату проекта:	Максимальное соответствие критериям приемки результата проекта

Таблица 8.5 — Рабочая группа проекта

№ п/п	ФИО, основное место работы, должность	Роль в проекте	Функция	Трудозатраты, час.(за 2 года)
1	Тихонов В.В, кандидат технических наук ОХХТ	Руководитель проекта	Координирование проекта, консультирование	360
2	Школкин Р.В. магистрант каф. ОХХТ	Исполнитель проекта	Сбор и анализ литературных данных, выполнение необходимых расчётов.	2700

Таблица 8.6 — Ограничения проекта

Фактор	Ограничения /допущения
Расчетные возможности	Выполнение расчетов ограничено компьютерными мощностями кафедры
Сроки завершения проекта	апрель 2017 года
Бюджет проекта	Материальная база научной группы (кафедры)

### 8.3 Планирование управления научно-техническим проектом

#### 8.3.1 Бюджет научного исследования

Выполнение научных исследований влечет за собой ряд материальных затрат для обеспечения эффективной и комфортной работы.

Таблица 8.7 — Сырье, материалы, комплектующие изделия и покупные полуфабрикаты

Наименование	Кол-во	Цена за единицу, руб	Сумма, руб
Тетрадь	2 шт	25	50
Ручка	4 шт	15	60
Картридж для принтера	1 шт	550	550
Бумага	1 шт	300	300
Всего за материалы			960
Транспортно-заготовительные расходы (3-5%)			38
Итого по статье			998

Таблица 8.8 — Расчет затрат по статье «Спецоборудование для научных работ»

№ п/п	Наименование оборудования	Кол-во единиц оборудования	Цена единицы оборудования, тыс. руб	Общая стоимость оборудования, тыс. руб
1	ПО Microsoft Office 2015	1	1,557	1,557
2	КОМПАС 3D V16	1	1,490	1,490
3	Wolfram Mathematica 11	1	25,580	25,580

Таблица 8.9 — Расчет основной заработной платы

№ п/п	Исполнитель по категориям	Трудоемкость, чел.-дн.	Заработная плата, приходящаяся на один чел.-дн., тыс.руб.	Всего заработная плата по тарифу (окладам), тыс.руб.
1	Руководитель	10	1,19	23,8
2	Магистрант	140	0,36	50,4

Статья расчета заработной платы включает в себя основную заработную плату работников и дополнительную.

$$C_{зп} = Z_{осн} + Z_{доп}, (1)$$

где  $Z_{\text{осн}}$  – основная заработная плата;

$Z_{\text{доп}}$  – дополнительная заработная плата.

В свою очередь основная заработная плата определяется как:

$$Z_{\text{осн}} = Z_{\text{дн}} \cdot T_{\text{раб}}, \quad (2)$$

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

$T_{\text{раб}}$  – продолжительность работ, выполняемых научно

– техническим работником, раб. дн. ;

$Z_{\text{дн}}$  – среднедневная заработная плата работника, руб.

Средняя заработная плата рассчитывается по формуле:

$$Z_{\text{дн}} = \frac{Z_{\text{м}} \cdot M}{F_{\text{д}}}, \quad (3)$$

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

$M$  – количество месяцев работы без отпуска в течении года;

при отпуске в 24 раб. дня  $M = 11,2$  месяца, 5 – дн. неделя;

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

$F_{\text{д}}$  – действительный годовой фонд рабочего времени научно

– технического персонала, раб. дн. (таблица 8.10).

Месячный должностной оклад работника:

$$Z_{\text{м}} = Z_{\text{б}} \cdot (k_{\text{пр}} + k_{\text{д}}) \cdot k_{\text{р}}, \quad (4)$$

где  $Z_{\text{б}}$  – базовый оклад, руб;

$k_{\text{пр}}$  – приемлимый коэффициент;

$k_{\text{д}}$  – коэффициент доплат и надбавок;

$k_{\text{р}}$  – районный коэффициент.

Таблица 8.10 — Баланс рабочего времени за два года

Показатели рабочего времени	Руководитель	Магистрант
Календарное число дней	730	730
Количество нерабочих дней		
-выходные дни	104	104
- праздничные дни	28	28

Потери рабочего времени		
-отпуск	48	48
-невыходы по болезни	14	14
Действительный годовой фонд рабочего времени	536	536

Таблица 8.11 — Расчет основной заработной платы

Исполнитель	$Z_b$ , руб.	$k_p$	$Z_m$ , руб.	$Z_{дн}$ , руб.	$T_{раб}$ , раб. дн.	$Z_{осн}$ , руб.
Руководитель	27400	1,3	35620	874	268	234232
Магистрант	5000	1,3	6500	160	268	42880

Дополнительная заработная плата рассчитывается исходя из 10-15% от основной заработной платы:

$$Z_{доп} = k_{доп} \cdot Z_{осн}, (5)$$

где  $Z_{доп}$  — дополнительная заработная плата, руб;

$k_{доп}$  — коэффициент дополнительной зарплаты;

$Z_{осн}$  — основная заработная плата, руб.

Таблица 8.12 — Заработная плата исполнителей НТИ

Заработная плата	Руководитель	Магистрант
Основная зарплата	234232	42880
Дополнительная зарплата	35135	6432
Итого по статье $C_{зп}$	269367	49312

Отчисления на социальные нужды во внебюджетные фонды:

$$C_{внеб} = k_{внеб} \cdot (Z_{осн} + Z_{доп}), (6)$$

где  $k_{внеб}$  коэффициент отчисления на уплату во внебюджетные фонды.

На 2014 г. в соответствии с Федеральным законом от 24.07.2009 №212-ФЗ установлен размер страховых взносов равный 30%. На основании пункта 1 ст.58 закона №212-ФЗ для учреждений, осуществляющих образовательную и научную деятельность в 2014 году водится пониженная ставка – 27,1%. Стипендиальные выплаты студентам, магистрам и аспирантам не облагаются налогом.

Отчисления на социальные нужды составляют 72998 руб.

Научные и производственные командировки ( $C_{\text{ком}}$ ) составляют 10%  $C_{\text{зн}}$  исполнителей проекта и равны 31868 руб.

Накладные расходы составляют 80-100% от суммы основной и дополнительной заработной платы работников, непосредственно участвующих в работе:

$$C_{\text{накл}} = k_{\text{накл}} \cdot (З_{\text{осн}} + З_{\text{доп}}),$$

где  $k_{\text{накл}}$  – коэффициент накладных расходов;

Накладные расходы составили 254943 руб.

Общие затраты за два года реализации проекта с учетом всех вышеупомянутых пунктов составили 708113 руб.

### 8.3.2 Организационная структура проекта

Исходя из рекомендаций [1] выбран проектный вариант организационной структуры проекта.



Рисунок 8.3 — Проектная структура проекта

### 8.3.3 Матрица ответственности

С целью распределения ответственности между участниками проекта сформирована матрица ответственности (таблица 8.13).

Таблица 8.13 — Матрица ответственности

Этапы проекта	Руководитель проекта	Магистрант
Формирование актуальной проблемы	И	О
Выбор методики решения	С	И
Литературный обзор	С	И
Проведение расчетов	С	И
Анализ полученных данных	С	И
Структурирование и оформление результатов	С	И

### 8.3.4 План проекта

С целью иллюстрации графика выполнения работы строится календарный план для максимального по длительности исполнения работ в рамках научно-исследовательского проекта на основе временных показателей проведения научного исследования с разбивкой по месяцам и декадам (10 дней) за период времени дипломирования. Календарный план-график приведен в Приложении Б.

## 8.4 Определение ресурсной, финансовой, бюджетной, социальной и экономической эффективности исследования

### 8.4.1 Оценка сравнительной эффективности исследования

Определение эффективности происходит на основе расчета интегрального показателя эффективности научного исследования. Его нахождение связано с определением двух средневзвешенных величин: финансовой эффективности и ресурсоэффективности.

Интегральный финансовый показатель разработки определяется как:

$$I_{\text{финр}}^{\text{исп.}i} = \frac{\Phi_{\text{pi}}}{\Phi_{\text{max}}} , \quad (7)$$

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

$\Phi p_i$  – стоимость  $i$ -го варианта исполнения;

$\Phi_{\max}$  – максимальная стоимость исполнения научно-исследовательского проекта (в т.ч. аналоги).

Полученная величина интегрального финансового показателя разработки отражает соответствующее численное увеличение бюджета затрат разработки в размах (значение больше единицы), либо соответствующее численное удешевление стоимости разработки в размах (значение меньше единицы, но больше нуля).

Таблица 8.14 — Сравнительная оценка характеристик вариантов исполнения проекта

Критерии	Объект исследования	Весовой коэффициент параметра	Текущий проект	Аналог 1	Аналог 2
1. Способствует росту производительности труда пользователя		0,25	4	4	3
2. Удобство в эксплуатации		0,20	5	4	3
3. Энергосбережение		0,20	5	5	5
4. Надежность		0,20	5	5	3
6. Материалоемкость		0,15	4	4	4
ИТОГО		1			

$$I_{p.-\text{тек.пр.}} = 0,25 * 4 + 0,20 * 5 + 0,20 * 5 + 0,20 * 5 + 0,15 * 4 = 4,6$$

$$I_{p.-\text{аналог 1}} = 0,25 * 4 + 0,20 * 4 + 0,20 * 5 + 0,20 * 5 + 0,15 * 4 = 5,9$$

$$I_{p.-\text{аналог 2}} = 0,25 * 3 + 0,20 * 3 + 0,20 * 5 + 0,20 * 3 + 0,15 * 4 = 3,5$$

В результате проведенной работы была спроектирована и создана конкурентоспособная разработка, отвечающая современным требованиям в

области ресурсоэффективности и ресурсосбережения. Сравнение значений интегральных показателей ресурсоэффективности позволило понять, что более эффективным вариантом решения поставленной в магистерской диссертации технической задачи с позиции финансовой и ресурсной эффективности является исполнение 1 или 2.

## **9. Социальная ответственность**

### **Введение**

Новосибирский завод химконцентратов – один из ведущих мировых производителей ядерного топлива для АЭС и исследовательских реакторов России и зарубежных стран. Российский производитель металлического лития и его солей. Входит в структуру Топливной компании «ТВЭЛ» Госкорпорации «Росатом».

Предприятие было основано 25 сентября 1948 года. В настоящее время ~ 6 % от общей установленной мощности энергетических ядерных реакторов мира работают на топливе, производимом на НЗХК.

Сегодня практически 80% продаж литиевой продукции на российском рынке осуществляет ОАО «Новосибирский завод химконцентратов» (Новосибирск) – единственный в России продуцент чистой литиевой продукции, который поставляет литий отечественным потребителям и за рубеж.

Благодаря своим уникальным свойствам литий играет важную роль в индустриальном развитии современного общества. Среди потребляющих производств можно назвать различные типы батарей, строительство, стеклокерамику, хладагенты и системы осушки воздуха, энергетику, специальные масла и смазки, полимеры, металлургию легких конструкционных сплавов, дезинфицирующие средства для водоподготовки и др. Каждому из них требуются литиевые материалы определенной спецификации.

## **9.1 Техногенная безопасность.**

### **9.1.1 Основные опасности производства**

Установка получения и металлического литья является источником опасных и вредных факторов.

#### Опасными факторами являются:

- электрический ток (электрофильтры, реактор хлорирования, электролизная ванна);

- движущиеся части оборудования (шнек подачи карбоната и хлорида литья);

- нагретые поверхности (трубопроводы, выпарной аппарат, теплообменник, электролизная ванна).

Производственное помещение установки получения металлического литья по опасности электропоражений в соответствии с ПУЭ относится к классу особо опасных помещений (два и более признаков повышенной опасности одновременно), так как присутствуют токопроводящие полы, высокая температура.

Причинами электропоражений могут быть: случайное прикосновение или приближение на опасное расстояние к токоведущим частям оборудования, находящегося под напряжением.

Движущиеся и вращающиеся части оборудования несут опасность физического контакта с организмом человека, поэтому они снабжены защитными кожухами.

#### Вредными факторами являются:

- микроклимат, отличающийся от норм;

- химические вещества;

- недостаточная освещенность.

### 9.1.2 Влияние хлора на организм человека

Хлор относится к веществам с преимущественным действием на центр дыхания. Поэтому ниже в основном рассматривается возможность острой дыхательной недостаточности при поражении хлором. Вторично может развиваться сердечная недостаточность. Для диагностики и лечения в клинической практике принято выделять четыре степени тяжести острого отравления хлором, характеризующиеся следующими симптомокомплексами: легкая степень поражения (0.002 - 0.012 г/м<sup>3</sup>; слабовыраженная рефлекторная реакция на интоксикацию, исчезающая при лечении за 24 – 48 часов); поражение средней тяжести (0.013 - 0.090 г/м<sup>3</sup>; выраженная рефлекторная реакция на интоксикацию, характерный “хлорный” кашель, рассеянные сухие хрипы в легких свидетельствуют о наличии поражения легочной функции). При своевременном лечении симптомы исчезают за 7 – 15 дней. Поражение тяжелой степени (0.091 - 0.15 г/м<sup>3</sup>; после периода ремиссии возникает токсический отек легких, нарастают влажные и сухие хрипы, развивается тахикардия). Крайне тяжелое поражение (0.51 - 1.2 г/м<sup>3</sup>; пострадавший погибает в течение нескольких минут в результате рефлекторной остановки дыхания и сердечной деятельности).

При отравлении хлором необходим абсолютный покой; полезно вдыхать кислород, или аммиак (нюхая нашатырный спирт), или пары спирта с эфиром. По существующим санитарным нормам содержание хлора в воздухе производственных помещений не должно превышать 0,001 мг/л, т.е. 0,00003%

Хлор особенно важен для образования желудочного сока, формирования плазмы крови, является активатором ряда ферментов. Этот элемент в организме человека участвует в тех же механизмах обменных реакций, что и натрий.

Потребность человека в хлоре - около 2 г/сут. Безвредная доза до 5 - 7 г. Потребность в хлоре с избытком удовлетворяется обычным рационом,

содержащим в среднем 7-10 г хлора, из них 3,7 г мы получаем с хлебом и 4,6 г при подсаливании пищи поваренной солью. Естественное содержание хлора в пищевых продуктах колеблется в пределах 2-160 мг. Рацион питания без добавления поваренной соли содержал бы около 1,6 г хлора. Основное его количество (до 90%) взрослые получают с поваренной солью.

Много хлора в красной свекле. Присутствует во многих овощах, фруктах, злаках, бобовых.

### **9.1.3 Меры первой помощи**

При поражении хлором пострадавшего немедленно выносят на свежий воздух, тепло укрывают, чтобы смягчить раздражение дыхательных путей, следует дать вдыхать аэрозоль 0,5%-го раствора питьевой соды. Полезно также вдыхать кислород. Кожу и слизистые промывают 2%-м содовым раствором не менее 15 мин. Из-за удушающего действия хлора пострадавшему передвигаться самостоятельно нельзя. Транспортируют его только в лежачем положении. Если человек перестал дышать, надо немедленно сделать искусственное дыхание методом “Изо рта в рот”.

При интенсивной утечке хлора используют распыленный раствор кальцинированной соды или воду, чтобы осадить газ. Место разлива заливают аммиачной водой, известковым молоком, раствором кальцинированной соды или каустика с концентрацией 60 – 80% и более (примерный расход – 2 л раствора на 1 кг хлора).

Для защиты от небольших концентраций хлора в бытовых условиях можно использовать ватно-марлевую повязку, смоченную водой, а лучше 2%-м раствором питьевой соды.

## **9.2. Региональная безопасность**

### **9.2.1 Меры, обеспечивающие надежность охраны водных ресурсов и воздушного бассейна.**

С целью охраны воздушного бассейна выполнены следующие технологические мероприятия:

- сброс от предохранительных клапанов, освобождение оборудования для ремонта и в аварийных случаях производится в факельную систему с последующей продувкой азотом, сбрасываемым также в факельную систему;

- высота дымовых труб и факельного ствола выбраны с учетом рассеивания выбросов в приземном слое атмосферы до концентраций не превышающих предельно-допустимых.;

- уплотнительные поверхности фланцев, трубопроводов, подающих углеводороды, имеют исполнение "шип-паз", "выступ-впадина", оборудование низкотемпературного узла газоразделения имеет сварные соединения;

Для исключения попадания вредных веществ в сеть канализации предусмотрено:

- площадки, где возможен розлив продуктов, обвалованы;

- для сброса стоков с обвалованных территорий предусмотрены емкость для сброса стоков, загрязненных щелочью, и локально-очистные сооружения для очистки стоков от углеводородов;

- сброс атмосферных осадков с обвалованных территорий в канализацию производств после определения качества стоков через соответствующие задвижки, установленные в сухих колодцах, при отсутствии в них загрязненных веществ.

Пролитое во время проведения работ масло следует засыпать песком или стереть ветошью, затем песок (или ветошь) собрать в полиэтиленовые мешки и удалить в специально установленное место, согласно Порядку обращения с отходами производства и потребления.

Сбор, накопление и вывоз образующихся отходов производится в соответствии требованиям инструкции «О порядке обращения с отходами производства и потребления». Отходы в зависимости от степени негативного воздействия на окружающую среду подразделяются на 5 классов.

- 1 класс – чрезвычайно опасные отходы;
- 2 класс – высокоопасные отходы;
- 3 класс – умеренно опасные отходы;
- 4 класс – малоопасные отходы;
- 5 класс – практически неопасные отходы.

Все виды подлежат паспортизации.

Срок накопления отходов – не более чем 6 месяцев. Подразделения осуществляют сортировку и маркировку накапливаемых отходов.

Учету подлежат все виды отходов 1 – 5 класса опасности, образовавшихся, использованных, обезвреженных, переданных другим лицам или полученным.

### **9.3. Организационные мероприятия обеспечения безопасности**

#### **9.3.1 Меры безопасности при ведении технологического процесса**

К технологическому процессу производства применимы общие требования безопасности.

Для обеспечения безопасной работы производства предусмотрено:

- технологический процесс осуществляется по непрерывной схеме;
- технологическое оборудование максимально расположено на наружных установках;
- расположение оборудования обеспечивает свободный доступ к нему и удобное обслуживание;
- аппараты, трубопроводы, арматура выполнены герметичными;
- обеспечено отсутствие постоянных выбросов в атмосферу;
- освобождение аппаратов от газообразных продуктов производится в факельную систему;

- освобождение аппаратов от жидких продуктов производится в подземные дренажные емкости с отводом от них газов на факел;

- управление технологическим процессом автоматизировано и осуществляется централизованно из помещений операторных, расположенных в изолированных от производства зданиях;

- для установки оборудования имеются монорельсы с ручными и электрическими грузоподъемными средствами;

- для продувки оборудования и трубопроводов (перед пуском и т.п.) предусмотрен подвод продувочного азота, расположение мест подачи азота обеспечивает надежность продувки подключаемых участков;

- для предотвращения ожогов выполнена изоляция оборудования и трубопроводов:

1) в помещении при температуре стенки выше 45 °С;

2) на наружных установках при температуре стенки выше 60 °С;

- в соответствии с нормами и в зависимости от характеристики помещений и наружных установок выполнено рабочее и аварийное освещение;

- для обеспечения нормальных санитарных условий труда в помещениях выполнена вентиляция;

- для защиты от статического электричества оборудование и трубопроводы заземлены;

Для обеспечения безопасной эксплуатации производства необходимо соблюдать следующее:

- эксплуатация оборудования с неисправными средствами автоматизации, контроля и системы блокировок запрещается. Ручное деблокирование в системах автоматического управления запрещается (за исключением пускового периода);

- допускается в исключительных случаях по письменному разрешению руководителя предприятия, кратковременное отключение блокировок по отдельному параметру на 30 мин. Перед снятием блокировки должны быть

разработаны мероприятия по обеспечению безопасности ведения технологического процесса и производства работ. Время снятия блокировки должно быть минимальным. В операторной должно быть четко показано, что произведена деблокировка данной системы.

- к самостоятельной работе на производстве допускать лиц, не моложе 21-го года, прошедших медицинскую комиссию, инструктаж по охране труда и промышленной безопасности, прошедшего аттестацию на рабочее место;

- при ведении технологического процесса строго выдерживать нормы технологического режима, указанные в данном регламенте;

- обеспечить все рабочие места инструкциями по охране труда, технологическими и эксплуатационными документами;

- не допускать проведения ремонтных работ на работающем оборудовании, в том числе категорически запрещается подтягивать фланцевые соединения, регулировать предохранительные клапаны на аппаратах и трубопроводах находящихся под давлением;

- при отсутствии освещения на установке пользоваться только светильниками во взрывобезопасном исполнении;

- работать всему обслуживающему персоналу в спецодежде, каске, спецобуви;

- все неработающее оборудование и коммуникации должны быть освобождены от продукта, продуты азотом, надежно отключены и отглушены заглушками от системы.

### **9.3.2 Средства защиты работающих**

#### Коллективные средства защиты

С целью защиты работающих от воздействия вредных веществ производственные помещения снабжены системой приточной и вытяжной вентиляции.

На случай аварии предусмотрена система аварийной вытяжной вентиляции.

В производственных помещениях и на открытых установках предусмотрены датчики сигнализации предельных концентраций.

С целью защиты от шума и вибрации здания и сооружения выполнены согласно санитарным нормам, предусмотрено:

- шумопоглощающая изоляция трубопроводов;
- вентиляторы установлены на виброоснованиях и подсоединены к воздуховодам через мягкие вставки.

От воздействия химических факторов на человека оборудование и трубопроводы тщательно герметизированы.

От поражения электрическим током оборудование заземлено, распределительные щиты и пульты закрыты.

Для защиты от поражения молнией на территории предусмотрены молниеотводы.

#### Индивидуальные средства защиты

К средствам индивидуальной защиты относится: специальная одежда, специальная обувь, средства защиты органов дыхания, средства защиты головы, средства защиты глаз, средства защиты органа слуха, средства защиты рук, предохранительные приспособления и другие средства индивидуальной защиты.

Приобретение, стирка средств индивидуальной защиты осуществляется за счет средств предприятия, и подлежат возврату на склад при увольнении или переводе на другую работу, а также по окончании сроков носки взамен полученных.

При работе в колодцах, аппаратах, емкостях, где могут скапливаться углекислый газ, газообразные вредные вещества и содержится малое количество кислорода, а также для выполнения других работ, связанных с разгерметизацией оборудования, трубопроводов, где возможно выделение в атмосферу вредных и взрывопожароопасных веществ применяются

шланговые противогазы ПШ-1 с естественной подачей воздуха, ПШ-2 с принудительной подачей воздуха.

На установке имеется аварийный запас средств защиты органов дыхания, инструмента и приспособления. Аварийный запас предназначен только на случай аварийной ситуации.

Для экстренной защиты органов дыхания и зрения в аварийных ситуациях при выходе из зоны с высокими концентрациями углеводородных газов, азота, а также при недостатке кислорода в воздухе производственных помещений применяется самоспасатель ПДУ-3.

ПДУ-3 является изолирующим средством защиты одноразового действия.

Время защитного действия ПДУ-3 составляет:

- при средней физической нагрузке (при эвакуации из зоны аварии ходьбой со скоростью 5,5 км/ч) - не менее 20 мин;
- при нахождении в покое (сидя) - не менее 70 мин.

ПДУ-3 надежно работает в интервале температур от минус 35 оС до плюс 40 оС.

## **9.4 Особенности законодательного регулирования проектных решений**

### **9.4.1 Особые требования, предъявляемые рабочим.**

К работе допускаются лица не моложе 18 лет, имеющие среднее специальное образование, прошедшие:

- медицинский осмотр;
- вводный инструктаж по охране труда;
- первичный инструктаж на рабочем месте;
- первичное обучение;
- специальное обучение;
- инструктаж на присвоение I группы по электробезопасности;

- проверку знаний требований охраны труда и аттестацию по вопросам безопасности.

#### 9.4.2 Рабочее время и время отдыха

Для Работников, кроме Работников работающих в непрерывном производстве, устанавливается пятидневная рабочая неделя с двумя выходными днями в субботу и воскресенье. Нормальная продолжительность рабочего времени не может превышать 40 часов в неделю.

Для категорий работников, имеющих право, согласно Трудовому кодексу РФ, на сокращенную продолжительность рабочего времени, устанавливается предусмотренная законом сокращенная норма рабочего времени соответствующими графиками сменности.

Работодатель обязан вести учет времени, фактически отработанного каждым работником.

Таблица 9.1 Время начала и окончания работы и перерыва для отдыха и питания:

Группа персонала		Начало работы	Перерыв	Окончание работы
Персонал, работающий по графикам сменности	1-я смена	08:00	Не предусмотрен	20:00
	2-я смена	20:00		08:00
Персонал, работающий в дневное время, в т.ч.:				
Производственный, обслуживающий и ремонтный персонал		08:00	48 мин. согласно графика	17:00, в пятницу 16:00

		м работы	
Административно- управленческий персонал	09:00	с 13:00 до 13:48	18:00, в пятницу 17-00

Перерыв для отдыха и питания не включается в рабочее время и не оплачивается. Работник может использовать его по своему усмотрению.

Работникам предоставляются ежегодные отпуска с сохранением места работы (должности) и среднего заработка.

Работникам предоставляются одновременно основной и дополнительные ежегодные отпуска согласно утвержденному графику отпусков.

Право на использование отпуска за первый год работы возникает у работника по истечении шести месяцев его непрерывной работы в Обществе.

### **9.5. Безопасность в чрезвычайных ситуациях**

Производственное помещение установки получения металлического лития относится в соответствии с НПБ 105 - 03 к категории В (пожароопасные), так как присутствуют в обращении горючие и трудно горючие вещества и материалы. По ПУЭ помещение относится к классу П-Па —пожароопасное .

Причинами загорания в помещении категории В могут быть: аварии и нарушения технологического режима; самовоспламенение горючих веществ при высоких температурах их нагрева внутренними и наружными источниками тепла, в результате химической реакции и т.д.; воспламенение - в результате действия открытого огня, разрядов статического электричества.

Мероприятия по предупреждению пожаров взрывов классифицируются на организационные, технические, режимные и эксплуатационные.

Организационные мероприятия предусматривают правильную эксплуатацию аппаратов и внутрицехового транспорта, противопожарный инструктаж рабочих и служащих.

К техническим мероприятиям относятся: соблюдение противопожарных правил, норм при устройстве электропроводов и оборудования, отопления, вентиляции, освещения, правильное размещение оборудования.

Режимные предприятия - это запрещение курения в неустановленных местах, производства сварочных и других работ без оформления специального допуска.

Эксплуатационные мероприятия - это своевременные профилактические осмотры, ремонты и испытания технологического оборудования.

На предприятиях химической промышленности организованы пожарные части. На эти части возлагается проведение мероприятий по предупреждению пожаров, а также тушению возникающих пожаров и загораний.

В качестве первичных средств пожаротушения применяются порошковые огнетушители типа ОП — 5, ОП — 10 и углекислотные типа ОУ — 8. Дополнительно предусмотрен пожарный кран с расходом воды  $Q = 20$  л/с. Краны устанавливают во всех помещениях кроме электролизного участка и участка механической обработки лития.

На случаи пожара предусматриваются пути эвакуации людей и материальных ценностей.

Все перечисленные мероприятия обеспечивают необходимую безопасность обслуживающего персонала и сохранность оборудования и материалов.

## Заклучение

В ходе выпускной квалификационной работы были спроектированы и исследованы выпарной аппарат с центральной циркуляционной трубой и выпарной аппарата с подвесной греющей камерой. Произведены материальный, тепловой, конструктивный и механический расчеты аппаратов. При их проектировании по возможности использованы стандартные элементы (фланцы, штуцера и т. д.), повышающие ремонтпригодность оборудования и снижающие затраты на их обслуживание.

Исходные параметры при расчете приняты одинаковыми: упариваемый раствор LiCl, производительность по растворенному веществу – 0,03 кг/с, начальная концентрация – 10%, конечная концентрация – 30%, давление греющего пара – 0,45 МПа.

На основании технологического расчёта: поверхность теплообмена аппарата при заданных параметрах равна  $F = 20 \text{ м}^2$ ;

В конструктивном расчете для аппарата с центральной циркуляционной трубой были рассчитаны: диаметр циркуляционной трубы - 0,35 м; количество кипяtilьных трубок ( $d = 0,025$  и  $l = 1,5 \text{ м}$ ) – 170 шт.; диаметр греющей камеры – 0,8 м.; диаметр сепаратора – 1,2 м.

для аппарата с подвесной греющей камерой:  
диаметр свободного кольцевого пространства - 0,7 м; количество кипяtilьных трубок ( $d = 0,025$  и  $l = 1,3 \text{ м}$ ) – 200 шт.; диаметр греющей камеры – 0,5 м.; диаметр сепаратора – 0,85 м.

В механическом расчете основным показателем эффективности нашего исследования является общая масса: аппарата с центральной циркуляционной трубой – 1774 кг.; аппарата с подвесной греющей камерой – 1625 кг.

Применение выпарного аппарата с подвесной греющей камерой по сравнению с центральной циркуляционной трубой дает нам следующие преимущества:

- Конструкция греющей камеры не имеет жесткого крепления, следует способна к температурным компенсациям;
- Повышение циркуляции раствора, по причине отсутствия нагрева свободного кольцевого пространства;
- Быстрота и удобство замены, ремонта греющей камеры;
- Обладает большей металлоемкостью (149 кг).

## Список публикаций студента

1. Школкин Р.В. Средства защиты выпарного аппарата / Р.В. Школкин ; науч. рук. — к.т.н. В.В. Тихонов // Химия и химическая технология в XXI веке : материалы XVIII Международной научно-практической конференции студентов и молодых ученых имени профессора Л.П. Кулёва, 29 мая – 01 июня 2017 г., г. Томск, Томский политехнический университет. – Томск : Изд-во ТПУ, 2017. – [С. 313-556].

## Список литературы

1. 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. – Л.: Химия, 1987. – 576 с., ил.
2. Основные процессы и аппараты химической технологии: пособие по проектированию.- 2-е изд./ Под ред. Ю.И. Дытнерского.- М.: Химия, 1991. – 496с.
3. Лашинский А.А. Конструирование сварных химических аппаратов: Справочник. – Спб.: Машиностроение. 1981. – 382с.
4. Расчет и конструирование машин и аппаратов химических производств: Примеры и задачи: Учеб. пособие для студентов вузов/ М. Ф. Михалев, Н. П. Третьяков, А. И. Мильченко, В. В. Зобнин; Под общ. ред. М. Ф. Михалева. Л.: Машиностроение, Ленингр. отделение, 1984. – 301 с., ил.
5. Пищулин В.П., Зарипова Л.Ф. Расчет выпарного аппарата: Руководство для студентов.-Томск: Отделение N0 1 ТПУ, 1992.-70с.
6. ГОСТ Р 52857-2007 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность.
7. ГОСТ Р 52857.1-2007 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Общие требования.
8. ГОСТ Р 52857.2-2007 Сосуды и аппараты. Расчет цилиндрических и конических обечаек, выпуклых и плоских днищ и крышек.
9. ГОСТ Р 52857.3-2007 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Укрепление отверстий в обечайках и днищах при внутреннем и внешнем давлениях.
10. ГОСТ Р 52857.4-2007 Сосуды и аппараты. Расчет на прочность и герметичность фланцевых соединений.
11. ГОСТ АТК 24.218.06-90 Штуцера для сосудов и аппаратов стальных сварных.

12. ГОСТ 26296-84 Лапы опорные подвесных вертикальных сосудов и аппаратов. Основные размеры.
13. ГОСТ 6102-94 Ткани асбестовые. Общие технические требования.
14. ОСТ 26-01-112-87 Аппараты выпарные трубчатые стальные. Общие технические условия.
15. ГОСТ 5632-72 Стали высоколегированные и сплавы коррозионно-стойкие, жаростойкие и жаропрочные.
16. ГОСТ 14771-76 Дуговая сварка в защитном газе. Соединения сварные. Основные типы, конструктивные элементы и размеры.
17. ГОСТ 2246-70. Проволока стальная сварочная. Технические условия.
18. ОСТ 26-02-2064-83 Штуцера для сосудов и аппаратов стальных сварных. Типы и параметры.
19. ГОСТ 28759.2-90 Фланцы сосудов и аппаратов стальные плоские приварные. Конструкция и размеры.
20. ГОСТ 5915-70 Гайки шестигранные класса точности В. Конструкции и размеры.
21. ГОСТ 7798-70. Болты с шестигранной головкой класса точности В. Конструкция и размеры.
22. ГОСТ 11371-78 Шайба плоская.
23. ГОСТ 12.1.005-88 ССПТ «Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны».
24. САНПин 2.2.4.548-96 «Гигиенические требования к микроклимату производственных помещений».
25. ГОСТ 12.2.033-78. ССБТ. «Рабочее место при выполнении работ стоя. Общие эргономические требования».
26. ГН 2.2.5.1313-03 «химические факторы производственной среды. Предельно допустимые концентрации (ПДК) вредных веществ в воздухе рабочей зоны».
27. Федеральный закон «О санитарно-эпидемиологическом благополучии

- населения» N 52-ФЗ. (ред. от 23.06.2014).
28. ГОСТ 23941-2002 «Шум машин. Методы определения шумовых характеристик. Общие требования».
  29. ГОСТ 12.4.051-87 (СТ СЭВ 5803-86) ССБТ. «Средства индивидуальной защиты органа слуха. Общие технические требования и методы испытаний».
  30. ГОСТ 12.1.029-80. ССБТ. «Средства и методы защиты от шума. Классификация».
  31. ППБ-03 «Правила пожарной безопасности в Российской Федерации».
  32. ГОСТ 12.1.004-91 ССБТ «Пожарная безопасность. Общие требования».
  33. ГОСТ 12.1.010-76 ССБТ «Взрывобезопасность. Общие требования».
  34. Федеральный закон «О пожарной безопасности» N 69-ФЗ (ред. от 12.03.2014).
  35. ГОСТ 12.4.011-89 ССБТ «Средства защиты работающих. Общие требования и классификация».
  36. И.Г. Видяев, Г.Н. Серикова, Н.А. Гаврикова. Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение: учебно-методическое пособие для вузов. -Томск: Издательство Томского политехнического университета, 2014.-36с.

## Приложение А

### 1.2 The use of metallic lithium and its salts.

Студент

4KM51	Школкин Роман Вячеславович		
Группа	ФИО	Подпись	Дата

Руководитель

доцент	Тихонов В.В.	К.Т.Н., доцент		
Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата

Консультант – лингвист кафедры ИЯФТ

доцент	Игна О.Н.	Д.П.Н, доцент		
Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата

Томск – 2017.

## **1.2 The use of metallic lithium and its salts.**

### **1.2.1 Lithium and Lithium-ion battery**

Lithium is a chemical element with the symbol Li and atomic number 3. It is a soft, silvery-white alkali metal. Under standard conditions, it is the lightest metal and the lightest solid element. Like all alkali metals, lithium is highly reactive and flammable, and is stored in mineral oil. Due to its solubility as an ion, it is present in ocean water and is commonly obtained from brines. Lithium metal is isolated electrolytically from a mixture of lithium chloride and potassium chloride.

A lithium-ion battery or Li-ion battery is a type of rechargeable battery in which lithium ions move from the negative electrode to the positive electrode during discharge and back when charging. Li-ion batteries use an intercalated lithium compound as one electrode material, compared to the metallic lithium used in a non-rechargeable lithium battery. The electrolyte, which allows for ionic movement, and the two electrodes are the constituent components of a lithium-ion battery cell.

Lithium-ion batteries are common in home electronics. They are one of the most popular types of rechargeable batteries for portable electronics, with a high energy density, tiny memory effect and low self-discharge. Lithium-ion batteries are also growing in popularity for military, battery electric vehicle and aerospace applications. For example, lithium-ion batteries are becoming a common replacement for the lead–acid batteries that have been used historically for golf carts and utility vehicles. Instead of heavy lead plates and acid electrolyte, the trend is to use lightweight lithium-ion battery packs that can provide the same voltage as lead-acid batteries, so no modification to the vehicle's drive system is required.

Chemistry, performance, cost and safety characteristics vary across LIB types. Handheld electronics mostly use LIBs based on lithium cobalt oxide (LiCoO<sub>2</sub>), which offers high energy density, but presents safety risks, especially when

damaged. Lithium iron phosphate ( $\text{LiFePO}_4$ ), lithium ion manganese oxide battery ( $\text{LiMn}_2\text{O}_4$ ,  $\text{Li}_2\text{MnO}_3$ , or LMO) and lithium nickel manganese cobalt oxide ( $\text{LiNiMnCoO}_2$  or NMC) offer lower energy density, but longer lives and inherent safety. Such batteries are widely used for electric tools, medical equipment and other roles. Lithium nickel cobalt aluminum oxide ( $\text{LiNiCoAlO}_2$  or NCA) and lithium titanate ( $\text{Li}_4\text{Ti}_5\text{O}_{12}$  or LTO) are specialty designs aimed at particular niche roles. The newer lithium–sulfur batteries promise the highest performance-to-weight ratio.

Lithium-ion batteries can pose unique safety hazards since they contain a flammable electrolyte and may be kept pressurized. An expert notes "If a battery cell is charged too quickly, it can cause a short circuit, leading to explosions and fires". Because of these risks, testing standards are more stringent than those for acid-electrolyte batteries, requiring both a broader range of test conditions and additional battery-specific tests. There have been battery-related recalls by some companies, including the 2016 Samsung Galaxy Note 7 recall for battery fires.

Research areas for lithium-ion batteries include life extension, energy density, safety, and cost reduction.

### Materials

The increasing demand for batteries has led vendors and academics to focus on improving the energy density, operating temperature, safety, durability, charging time, output power, and cost of lithium ion battery technology.

### **1.2.2 Uses**

Li-ion batteries provide lightweight, high energy density power sources for a variety of devices. To power larger devices, such as electric cars, connecting many small batteries in a parallel circuit is more effective and more efficient than connecting a single large battery. Such devices include:

1) Portable devices: these include mobile phones and smartphones, laptops and tablets, digital cameras and camcorders, electronic cigarettes, handheld game consoles and torches (flashlights).

2) Power tools: Li-ion batteries are used in tools such as cordless drills, sanders, saws and a variety of garden equipment including whipper-snippers.

3) Electric vehicles: Because of their light weight Li-ion batteries are used for propelling a wide range of electric vehicles and hybrid vehicles.

### **1.2.3 Battery life**

Rechargeable battery life is typically defined as the number of full charge-discharge cycles before significant capacity loss. Inactive storage may also reduce capacity.

Manufacturers' information typically specify lifespan in terms of the number of cycles (e.g., capacity dropping linearly to 80% over 500 cycles), with no mention of chronological age. On average, lifetimes consist of 1000 cycles, although battery performance is rarely specified for more than 500 cycles. This means that batteries of mobile phones, or other hand-held devices in daily use, are not expected to last longer than three years.

## ПРИЛОЖЕНИЕ Б

### Календарный план-график.

Обозначения: Руководитель –  ; Магистрант –  ;

№ ра бот	Вид работ	Испол нител и	T кi  к а л. Д н.	Продолжительность выполнения работ																													
				сент.			окт.			ноя.			дек.			январь			февр.			март			апрель			май			июнь		
				1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	1	2	3
1	Составление и утверждение технического задания	Руководитель	3																														
2	Выбор направления исследований	Руководитель, магистрант	5																														
3	Календарное планирование работ по теме	Магистрант	4																														
4	Изучение литературы, проведение расчетов	Магистрант,	110																														



