

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

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

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

Тема работы
Проект циклона с рубашкой линии возвратного газа производства полиэтилена

УДК 678.742.2.052.22

Студент

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4к41	Астафьев О.Н		

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	Верховская М.В.	к.э.н		

По разделу «Социальная ответственность»

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

По разделу «Конструктивно-механический раздел»

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

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ:

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

Томск – 2018 г.

										Лист
										1
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

Планируемые результаты обучения

Код результата	Результат обучения (выпускник должен быть готов)	Требования ФГОС ВПО, критериев и/или заинтересованных сторон
<i>Профессиональные компетенции</i>		
Р1	Применять базовые математические, естественнонаучные, социально-экономические и специальные знания в профессиональной деятельности	Требования ФГОС (ПК-1,2,3,19,20), Критерий 5 АИОР (п.1.1)
Р2	Применять знания в области энерго-и ресурсосберегающих процессов и оборудования химической технологии, нефтехимии и биотехнологии для решения производственных задач	Требования ФГОС (ПК-4,5,9,15 ОК-7), Критерий 5 АИОР (пп.1.1,1.2)
Р3	Ставить и решать задачи производственного анализа, связанные с созданием и переработкой материалов с использованием моделирования объектов и процессов химической технологии, нефтехимии и биотехнологии.	Требования ФГОС (ПК-4,5,8,11, ОК-2,4), Критерий 5 АИОР (пп.1.2)
Р4	Проектировать и использовать новое энерго-и ресурсосберегающее оборудование химической технологии, нефтехимии и биотехнологии	Требования ФГОС (ПК-8,11,23,24), Критерий 5 АИОР (п.1.3)
Р5	Проводить теоретические и экспериментальные исследования в области энерго-и ресурсосберегающих процессов химической технологии, нефтехимии и биотехнологии	Требования ФГОС (ПК-1,4,5,19-22, ОК-7,10), Критерий 5 АИОР (п.1.4)
Р6	Осваивать и эксплуатировать современное высокотехнологичное оборудование, обеспечивать его высокую эффективность и надежность, соблюдать правила охраны здоровья и безопасности труда на производстве, выполнять требования по защите окружающей среды.	Требования ФГОС (ПК-6,12,13,14,17, ОК-3,4,8), Критерий 5 АИОР (п.1.5)
Р7	Применять знания по проектному менеджменту для ведения инновационной инженерной деятельности с учетом юридических аспектов защиты интеллектуальной собственности	Требования ФГОС (ПК-3, 8, 9, 10, 11, 12, 13), Критерий 5 АИОР (п. 2.1), согласованный с требованиями международных стандартов <i>EUR-ACE</i> и <i>FEANI</i>
Р8	Использовать современные компьютерные методы вычисления, основанные на применении современных эффективных программных продуктов при расчете свойств материалов, процессов,	Требования ФГОС (ПК-4, 5, 9, 10, 11, 14)

Код результата	Результат обучения (выпускник должен быть готов)	Требования ФГОС ВПО, критериев и/или заинтересованных сторон
	аппаратов и систем, характерных для профессиональной области деятельности; находить необходимую литературу, использовать компьютерные базы данных и другие источники информации	
<i>Общекультурные компетенции</i>		
Р9	Демонстрировать знания социальных, этических и культурных аспектов профессиональной деятельности.	Требования ФГОС (ОК-1,2,6-10), Критерий 5 АИОР (пп.2.4,2.5)
Р10	Самостоятельно учиться и непрерывно повышать квалификацию в течение всего периода профессиональной деятельности.	Требования ФГОС (ОК-6,7,8), Критерий 5 АИОР (2.6)
Р11	Владеть иностранным языком на уровне, позволяющем разрабатывать документацию, презентовать результаты профессиональной деятельности.	Требования ФГОС (ОК-11) , Критерий 5 АИОР (п.2.2)
Р12	Эффективно работать индивидуально и в коллективе, демонстрировать ответственность за результаты работы и готовность следовать корпоративной культуре организации.	Требования ФГОС (ОК-3,4,5,12) , Критерий 5 АИОР (пп.1.6, 2.3)

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

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

УТВЕРЖДАЮ:

Руководитель НОЦ Н.М. Кижнера

_____ Е.А.

Краснокутская

(Подпись) (Дата) (Ф.И.О.)

ЗАДАНИЕ

на выполнение выпускной квалификационной работы

В форме:

Бакалаврской работы

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

Студенту:

Группа	ФИО
4к41	Астафьев О.Н.

Тема работы:

Проект циклона с рубашкой линии производства полиэтилена

Утверждена приказом директора (дата, номер)

Срок сдачи студентом выполненной работы:

ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ:

Исходные данные к работе

**Линия очистки возвратного газа
производства полиэтилена.
Производительность производства -270 тыс.
тонн в год. Производство непрерывное.**

					Лист
					4
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	

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

Студенту:

Группа	ФИО
4к41	Астафьеву Олегу Николаевичу

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

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

1. <i>Стоимость ресурсов научного исследования (НИ): материально-технических, энергетических, финансовых, информационных и человеческих</i>	Стоимость материальных ресурсов определялась по средней стоимости в Томской области. Оклады в соответствии с окладами сотрудников ТПУ
2. <i>Нормы и нормативы расходования ресурсов</i>	14% дополнительная зарплата 16% накладные расходы 30% районный коэффициент
3. <i>Используемая система налогообложения, ставки налогов, отчислений, дисконтирования и кредитования</i>	Отчисления 27.1%

Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:

1. <i>Оценка коммерческого потенциала, перспективности и альтернатив проведения НИ с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения</i>	Анализ конкурентных технических решений; Swot-анализ
2. <i>Планирование и формирование бюджета научных исследований</i>	Планирование работ и графика разработки проекта: - структура работ; - определение трудоемкости выполнения работ; - формирование бюджета затрат на научное исследование; - материальные затраты; - заработная плата (основная и дополнительная); - отчисления во внебюджетные фонды;

						Лист
						6
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

	-накладные расходы.
3. <i>Определение ресурсной (ресурсосберегающей), финансовой, бюджетной, социальной и экономической эффективности исследования</i>	Определение ресурсной эффективности исследования.

Перечень графического материала (с точным указанием обязательных чертежей):

1. *Оценочная карта для сравнения конкурентных технических решений*
2. *Матрица SWOT*
3. *Расчет бюджета затрат НИИ*
4. *Календарный план-график проведения НИИ*
5. *Оценка ресурсной эффективности НИИ*

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

Задание выдал консультант:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Верховская М. В.	К.Э.Н.		

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4к41	Астафьев Олег Николаевич		

<p>1. Производственная безопасность</p>	<p>1.1 Анализ выявленных вредных факторов при разработке и эксплуатации проектируемого решения в следующей последовательности</p> <p>1.1.1 Повышенный уровень вибрации</p> <p>1.1.2 Повышенная температура рабочей зоны</p> <p>1.1.3 Повышенный уровень шума</p> <p>1.2 Анализ опасных выявленных факторов при эксплуатации проектируемого циклона</p> <p>1.2.1 Электрический ток</p> <p>1.2.2 Повышенная температура поверхности оборудования</p>
<p>2. Экологическая безопасность:</p>	<p>2.1 Защита гидросферы и литосферы</p> <p>2.2 Защита атмосферы</p>
<p>3. Безопасность в чрезвычайных ситуациях:</p>	<p>3.1 Пожарная и взрывная безопасность</p> <p>3.2 Действия работников при возникновении аварий и аварийных ситуаций.</p>
<p>4. Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности:</p>	<p>"Трудовой кодекс Российской Федерации" от 30.12.2001 N 197-ФЗ (ред. от 31.12.2014)</p> <p>Организационные мероприятия при компоновке рабочей зоны: технический перерыв, проветривание, полная изоляция от производственных источников шума и вибрации.</p>

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

Задание выдал консультант:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Штейнле Александр Владимирович	к.м.н.		

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4К41	Астафьев Олег Николаевич		

										Лист
										10
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

Содержание

РЕФЕРАТ	2
Введение.....	15
1 Литературный обзор	16
2 Технологическая схема.....	19
3 Технологический расчет	20
3.1 Материальный баланс циклона ЦН-15.....	20
3.1.2 Конструктивный расчет.....	22
4 Механический расчет.....	24
4.1 Выбор материала корпуса	26
4.1.2 Расчёт допускаемого напряжения	26
4.2 Расчет цилиндрической обечайки[8]	27
4.2.1 Проверка толщины стенки корпуса на действие внутреннего давления[8] ...	28
4.2.2 Проверка толщины стенки корпуса на пробное давление[8].....	29
4.2.3 Расчет цилиндрической обечайки, нагруженной избыточным наружным давлением[9]	30
4.2.3.1 Толщина стенки.....	30
4.2.3.2 Расчет цилиндрической обечайки на устойчивость в рабочих условиях	30
4.2.3.3 Расчет цилиндрической обечайки на устойчивость в условиях испытаний	31
4.3 Расчет конического днища, нагруженного внутренним избыточным давлением	33
4.4 Расчет цилиндрической рубашки	35
4.4.1 Расчет сопряжения рубашки с корпусом с помощью конуса	36
4.4.2 Определение толщины сопряжения с помощью конуса	38
4.5 Расчет крышки.....	39
4.5.1 Расчет суммарных осевых податливостей крышки	41
4.5.2 Определение размеров концевых элементов корпуса	42
4.5.3 Расчет усилий, действующих на шпильки [10]	42
4.5.4 Расчет прочности для соединения крышки с корпусом[10]	43
4.6 Узлы сопряжения конической и цилиндрической оболочки корпуса	45
4.7 Подбор опор для аппарата.....	49
4.8 Тепловой баланс	52
4.8.1 Расчет и подбор штуцеров и фланцев	52
4.9 Расчет на прочность приварных фланцев	54
4.8.1 Проверка прочности болтов и прокладки	61

						Лист
						12
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Введение

В наши дни трудно обойтись пластика, нехитрого и в то же время очень полезного материала. Он облегчает нашу жизнь, делает ее комфортнее. Находит широкое применение в разнообразных областях промышленности, делая легче транспортировку, хранение и переработку различного сырья. Таким широким спектром применения пластики обязаны своим ценным физическим и химическим свойствам: при небольшой плотности (900-2300 кг/м³) они имеют довольно таки большую прочность. Ниже рассмотрим одно из производств такого материала – полиэтилена. Это один из самых распространенных и недорогих полимеров. Самым хорошим является полиэтилен высокого давления (ПЭВД) так как он является наиболее химически чистым и эластичным. Из него, например, получают различные пленки без которой жизнь современного человека была бы совсем другой. Именно поэтому полимерный рынок один из ведущих в нефтехимии. Производство полиэтилена играет особую роль в развитии отечественной экономики.

Целью выпускной работы является разработка учебного проекта аппарата для очистки возвратного газа, с целью разгрузки основного оборудования и повышения производительности, определение таких параметров аппарата, при которых она будет наибольшей.. Узел находится в отделении цеха ПЭВД (полиэтилена высокого давления) - ООО «Гомскнефтехим».

В разделе финансового менеджмента, ресурсоэффективности и ресурсосбережения данного проекта провести оценку решений и в данном вопросе, изучить рынок, конкуренты и рассчитаны показатели эффективности в случае применения данного решения.

В разделе социальной ответственности оценить все возможные опасности при эксплуатации оборудования и определить меры по их предотвращению.

										Лист
										15
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

1 Литературный обзор

Чтобы выбрать метод и аппарат для очистки газа нужно узнать дисперсный состав загрязняющего вещества, который приведен в таблице 1.1[1]:

Таблица 1.1 – Размер улавливаемых частиц различных аппаратов

Аппараты	Размер частиц, мкм
Пылеосадительные камеры	40÷1000
Скрубберы	20÷100
Тканевые фильтры	0,9÷100
Циклоны:	
– диаметром 1÷2 м	20÷1000
– диаметром до 1 м	5÷1000
Волокнистые фильтры	0,05÷100
Электрофильтры	0,01÷10

Минимальный размер частиц полиэтилена в среднем составляет 20-27 мкм и более. На основании этого видим, что пылеосадительные камеры не дадут нужную эффективность очистки. Самый оптимальный аппарат для улавливания пыли - циклон. Циклоны широко используются в цементной, угольной, химической, металлургической промышленности для очистки газов от пыли[2].

Скрубберы, тканевые, волокнистые фильтры применяются для более тонкой, тщательной очистки воздуха от пыли, что может быть экономически невыгодно в случае получения полиэтилена высокого давления[2]

Принцип действия противоточного циклона: поток запылённого газа вводится в аппарат через входной патрубок тангенциально в верхней части. В аппарате формируется вращающийся поток газа, направленный вниз, к конической части аппарата. Из-за центробежной силы частицы пыли выносятся и оседают на стенках аппарата, захватываясь вторичным потоком и попадая в нижнюю часть, через выпускное отверстие в бункер для сбора пыли. Очищенный от пыли газовый поток затем двигается снизу вверх и выводится из циклона через выхлопную трубу[1].

Конструкция. Существует огромное разнообразие типов циклонов. Кроме описанного выше противоточного циклона существуют и менее распространённые прямоточные. Противоточные циклоны различаются размерами, соотношением цилиндрической и конической частей, а также относительной высотой (т. е. отношением высоты к диаметру) цилиндрической части. Чем больше относительная

высота, тем меньше коэффициент гидравлического сопротивления и разрежение в бункере (меньше вероятность подсоса пыли в аппарат), но меньше степень очистки[3]..

В зависимости от пропускной способности по воздуху (газу) и условий применения циклоны изготавливаются одиночного или группового исполнения — из двух, четырех, шести, восьми, десяти, двенадцати и четырнадцати циклонов. Групповые циклоны могут быть с камерой очищенного воздуха в виде «улитки» или в виде сборника, а одиночные — только с улиткой[2]..

Для нормальной работы циклонов должна быть обеспечена непрерывная выгрузка пыли.

- Обоснование выбора циклонов нииогаз

Широкий диапазон типоразмеров ЦН позволяет подобрать циклоны, обеспечивающие необходимую эффективность очистки газовой среды при оптимальных удельных энергозатратах[3]..

При одинаковой эффективности наиболее высокие технико-экономические показатели имеют циклоны ЦН-11. Циклоны ЦН-15 отличаются большей производительностью, более устойчивой работой на пылях, склонных к налипанию, поэтому их эксплуатация оправдана при очистке газов с высокой концентрацией мелкой пыли или улавливании средне и сильно слипающихся пылей[4]..

А полиэтилен как раз таки склонен к слипанию, поэтому остановимся на циклоне ЦН-15. Ниже на рисунке 1.1 представлен схематически циклон ЦН-15[3].

Поскольку на очистку будет поступать смесь этилена с расплавом частично прореагировавшего полиэтилена при температуре около 250° С, то целесообразно использовать на циклоне рубашку для охлаждения потока и интенсификации очистки этилена. Вследствие этого снизится нагрузка на основное оборудование

									Лист
									17
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

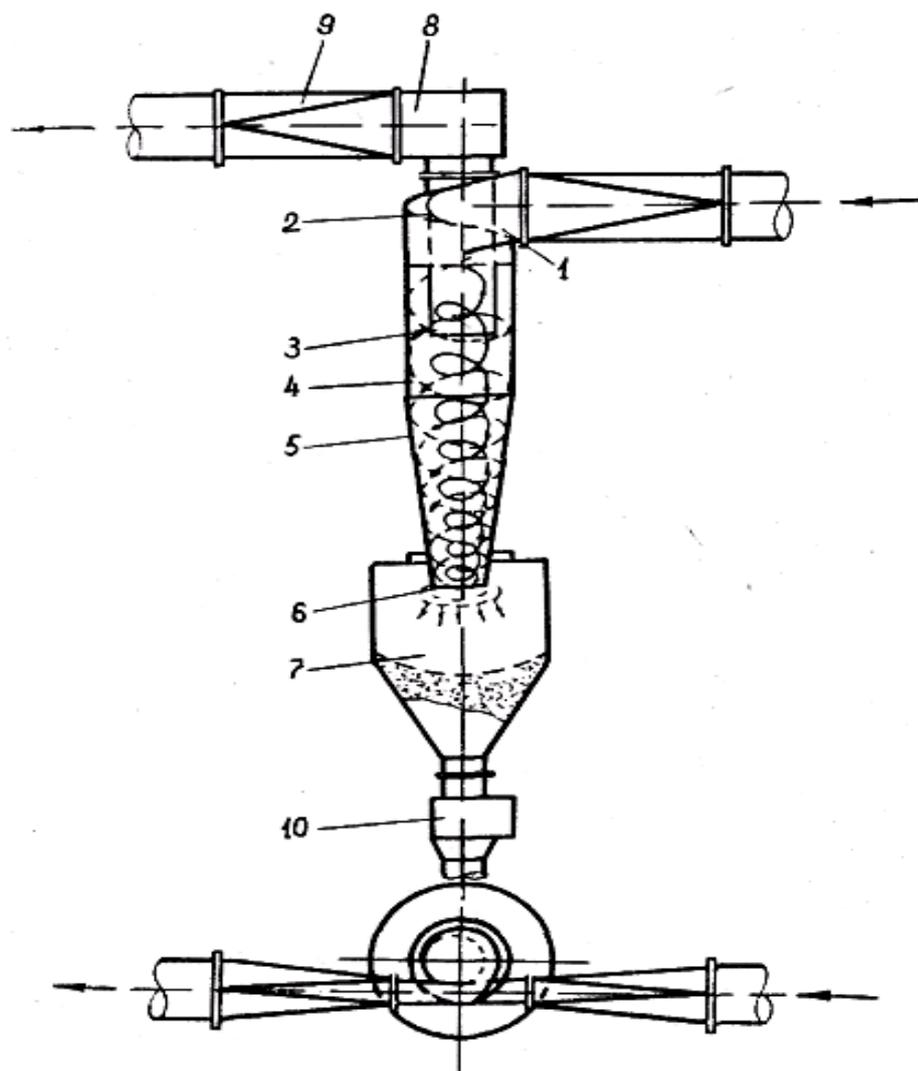


Рисунок 1.1 – Циклон НИИОГАЗ (общий вид и схема движения газов)

1-входной патрубков; 2-винтообразная крышка; 3-вхлопная труба; 4-корпус (цилиндрическая часть); 5-корпус (коническая часть); 6-пылеупускное отверстие; 7-бункер; 8-улитка для вывода газов; 9-газоход очищенных газов; 10-пылевой затвор

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

2 Технологическая схема

Технологический процесс состоит из основных стадий:

- смешение этилена с возвратным газом и кислородом;
- двухстадийное сжатие газовой смеси;
- полимеризация этилена в трубчатом реакторе;
- разделение полиэтилена и непрореагировавшего этилена;
- грануляция полиэтилена.

Из-за неполной конверсии этилена в реакторе поэтому возникает необходимость отделения полимера и запуск непрореагировавшего этилена в рецикл. Разделение осуществляется, как правило, в две ступени: в отделителе высокого давления, где отделяется основная масса этилена, и в отделителе низкого давления.

Поступающая в отделитель высокого давления реакционная смесь при давлении 25-30 МПа и температуре 250 °С делится на две фазы - жидкую, состоящую из расплавленного полиэтилена и растворенного в нем этилена (до 20% от количества полиэтилена), и газовую - этилен, содержащий незначительное количество низкомолекулярного полиэтилена.

Газовая фаза из ОВД с температурой (180-280)⁰С поступает в сепаратор Б-500/1 обогреваемый паром 2,2 МПа, который подается в рубашку аппарата. В сепараторе происходит частичное выделение низкомолекулярного полиэтилена (НМПЭ) из газовой фазы. НМПЭ из сепаратора Б-500/1, через систему запорной арматуры, ежечасно сбрасывается в сепаратор газа промежуточного давления Б-507. Из сепаратора Б-500/1 частично очищенный газ поступает в горизонтальные холодильники Б-503/Н,Н1. В теплообменниках Б-503Н/503Н1 газ охлаждается горячей водой, которая подается в межтрубное пространство со станции горячей воды с температурой (130-170)⁰С и давлением до 3 МПа.

Технологическая схема представлена в Приложении 1.

										Лист
										19
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

3 Технологический расчет

Цель расчета определения основных геометрических размеров аппарата.

Для того, чтобы при запуске исключить при запуске аппарата налипания на внутренней поверхности аппарата расплава полимера, на аппарата будет предусмотрена рубашка. В нее будет подаваться греющий пар, прогревающий аппарат примерно до температуры 120°С. Далее в процессе работы подача пара прекращается.

Для очистки выбираем циклон ЦН – 15

В качестве исходных данных будем использовать следующие данные:

Таблица 3.1 - Исходные данные

Плотность газа при рабочих условиях - ρ (газа)	1,5605 кг/м ³
Оптимальная скорость $\omega_{\text{опт}}$	3,5 м/с;
Входная концентрация пыли – $C_{\text{вх}}$	2,86 г/м ³
Температура этилена	270 °С
Давление	25 МПа
Плотность ПЭВД, ρ_1	900 кг/м ³

3.1 Материальный баланс циклона ЦН-15

Производительность аппарата:

$$N = 270 \text{ т}$$

Количество рабочих дней в году:

$$D = 323$$

Суточная производительность по готовому продукту:

$$P_c = \frac{N}{D} = 0,836 \frac{\text{т}}{\text{сут}} \quad (3.1)$$

Часовая производительность по готовому продукту:

$$P_{\text{ч}} = \frac{P_c \cdot 1000}{24} = 34,83 \frac{\text{кг}}{\text{час}} \quad (3.2)$$

Массовая доля полиэтилена в исходной смеси:

$$X_H = 0,268$$

Количество исходной смеси

$$G_H = \frac{P_{\text{ч}}}{X_H} = 130 \frac{\text{кг}}{\text{час}} \quad (3.3)$$

Массовая доля полиэтилена в конечной смеси:

						Лист
						20
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$X_k = 0,796$$

Количество конечной смеси, поступающей в циклон

$$W = G_H \cdot \left(1 - \frac{X_H}{X_K}\right) = 86,2 \frac{\text{кг}}{\text{час}} \quad (3.4)$$

Объемный расход смеси определим следующим образом:

$$\frac{1}{\rho_{см}} = \frac{X_H}{\rho_1} + \frac{X_G}{\rho_G} = \frac{0,268}{900} + \frac{0,732}{1,5605} = 0,47 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}} \quad (3.5)$$

$$V = G_H \cdot \frac{1}{\rho_{см}} = 130 \cdot 0,47 = 61,1 \frac{\text{м}^3}{\text{час}} \quad (3.6)$$

Массовый расход этилена определяется по формуле:

$$G = G_H - W = 130 - 86,2 = 43,8 \frac{\text{кг}}{\text{час}} \quad (3.7)$$

Концентрация загрязняющих веществ (частиц полиэтилена)

$$C = \frac{W}{V} = \frac{86,2}{61,1} = 1,4 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \quad (3.8)$$

Массовый расход пыли в час определяем:

$$G_{п} = C \cdot V = 0,141 \cdot 61,1 = 86,2 \text{ кг/час} \quad (3.9)$$

Пыль в бункере:

$$\Pi = G_{п} \cdot 0,9 = 77,6 \text{ кг/час} \quad (3.10)$$

где - 0,9 степень очистки циклона.

То есть на выходе из циклона концентрация пыли составит:

$$C = \frac{G_{п} - \Pi}{V} = \frac{86,2 - 77,6}{61,1} = 0,14 \frac{\text{кг}}{\text{час}} \quad (3.11)$$

Результаты расчетов заносим в таблицу 3.2

ПРИХОД			РАСХОД			
поток	кг/час	%	№	поток	кг/час	%
Газы на очистку, в том числе:	130	100	1	Сбрасываемые газы, в том числе:	52,42	100
1.1 этилен	43,8	33,7		1.1 этилен	43,8	83,6
1.2 пыль	86,2	66,3		1.2 пыль	8,62	16,4
			2	Пыль в	77,58	100
всего	130		всего		130	

Таблица 3.2 – Материальный баланс циклона

3.1.2 Конструктивный расчет

- Необходимая площадь сечения циклона рассчитывается по формуле:

При рабочих условиях расход воздуха составит:

$$V_p = \frac{V \cdot P_0 \cdot T_p}{T_0 \cdot P_p} = \frac{61,1 \cdot 101325 \cdot 543}{273 \cdot 25 \cdot 101325} = 4,86 \frac{\text{м}^3}{\text{час}} \quad (3.12)$$

$$F = \frac{V_p}{\omega_{\text{опт}}} = \frac{4,86}{3,5} = 1,4 \text{ м}^2 \quad (3.13)$$

- Принимаем количество циклонов $n = 1$, тогда диаметр циклона равен:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{3,14 \cdot n}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,4}{3,14 \cdot 1}} = 1,3 \text{ м} \quad (3.14)$$

- Принимаем ближайший больший диаметр циклона по [2]

$$D = 1400 \text{ мм}$$

- Определяем действительную скорость газа в циклоне [2]:

$$\omega = \frac{4 \cdot V_p}{3,14 \cdot n \cdot D^2} = \frac{4 \cdot 4,86}{3,14 \cdot 1 \cdot 1,4^2} = 3,15 \frac{\text{м}}{\text{с}} \quad (3.15)$$

- Отклонение действительной скорости от оптимальной

$$\frac{3,5 - 3,15}{3,5} \cdot 100\% = 10\% \quad (3.16)$$

Отклонение составляет менее 15 %, что допустимо.

- Эффективность очистки циклона определяем по выражению [7]:

$$\eta = \frac{C_n - C_k}{C_n} \cdot 100\% = \frac{1,4 - 0,14}{1,4} \cdot 100\% = 89,9 \quad (3.17)$$

- Рассчитаем концентрацию на выходе из циклона:

$$C_{\text{вых}} = C_{\text{вх}} \cdot \frac{C_{\text{вх}} \cdot \eta}{100\%} = 1,4 \cdot \frac{1,4 \cdot 89,9}{100\%} = 1,76 \frac{\text{г}}{\text{м}^3} \quad (3.18)$$

- Размеры циклона определяем в долях от внутреннего диаметра [2]. Результаты расчетов заносим в таблицу 3.3

Таблица 3.3 – Размеры циклона

Внутренний диаметр выхлопной трубы, d	$0,59 \cdot 1400 \text{ мм} = 826 \text{ мм}$
Внутренний диаметр пылевывпускного отверстия, d ₁	$0,4 \cdot 1400 \text{ мм} = 560 \text{ мм}$
Ширина входного патрубка в циклоне, b	$0,2 \cdot 1400 \text{ мм} = 280 \text{ мм}$

										Лист
										22
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

4 Механический расчет

Цель механического расчета заключается в том, чтобы обеспечить механическую надежность работы аппарата. Показателями механической надежности для данного аппарата являются: прочность, устойчивость, герметичность и т.п. Данные критерии должны обеспечить сохранение во времени механических свойств деталей в установленных пределах значений данных параметров, тем самым обеспечить способность работать в заданном режиме использования, обслуживания, ремонта, хранения и транспортирования. Каждый из этих критериев при расчете проверяется по условию, где расчетное значение определяющего этот критерий параметра не должно превышать его допускаемое значение в течение всего срока эксплуатации. Например, прочность проверяется сравнением расчетного и допускаемого напряжений: $\sigma \leq [\sigma]$ или расчетного и допускаемого давлений $P \leq [P]$. При этом данное условие необходимо проверить для всех состояний оборудования, в которых оно может находиться.

Ниже на рисунке 4.1 представлена расчетная схема циклона с рубашкой с указанием основных размеров.

										Лист
										24
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

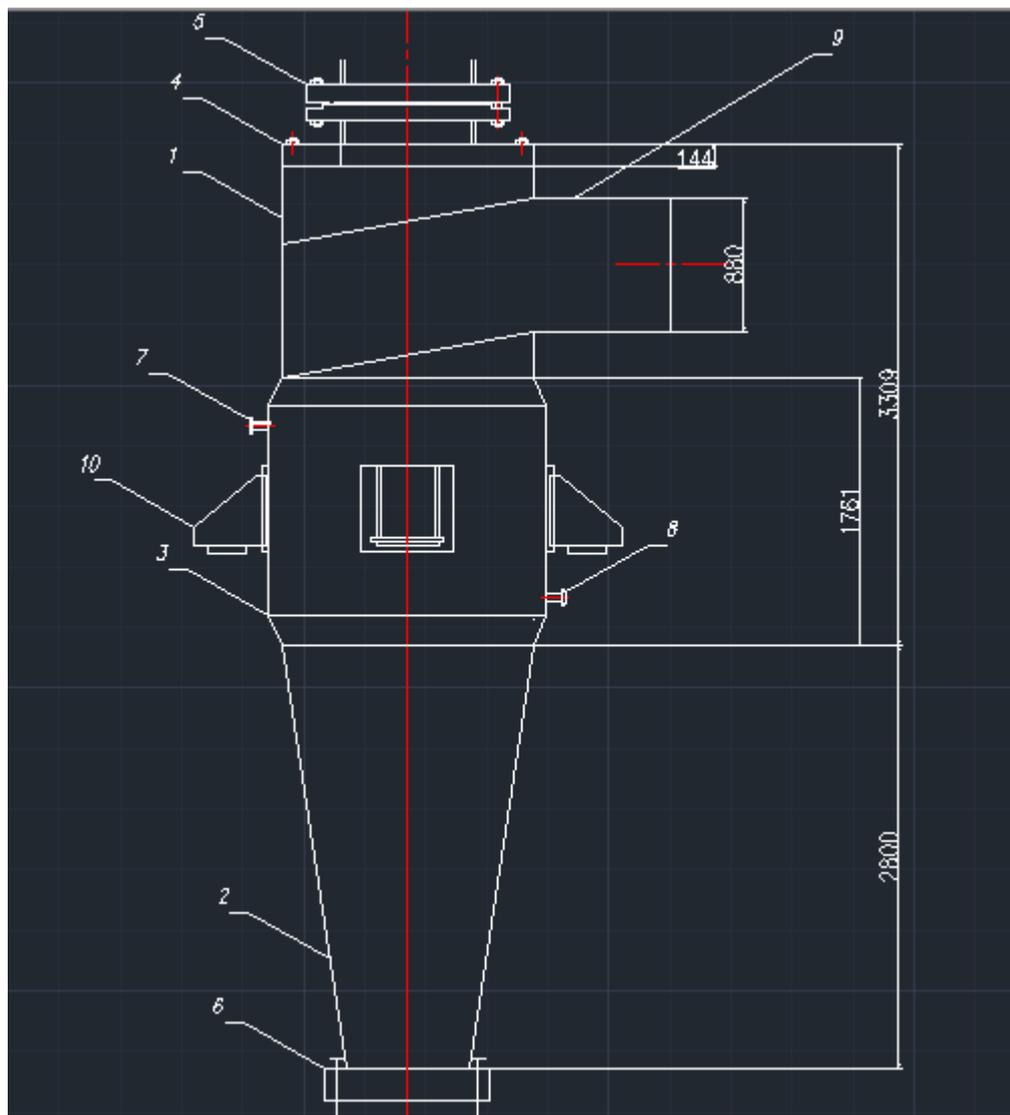


Рисунок 4.1 – Расчетная схема циклона с рубашкой

1- Цилиндрическая обечайка, 2 – коническая обечайка, 3 – цилиндрическая обечайка рубашки, 4 – плоская крышка аппарата, 5 – выхлопная труба с фланцем «шип-паз», 6 – пылевывпускное отверстие с фланцем «шип-паз», 7 – штуцер ввода пара, 8 – штуцер отвода конденсата, 9 – входной патрубков, 10 – опора аппарата

4.1 Выбор материала корпуса

Согласно [6] выбираем легированную конструкционную сталь – 20Х2МА. Так же примем расчетное давление и температуру выше рабочего, чтобы обеспечить большую надежность аппарата: 35 МПа и 300°С соответственно, для обеспечения прочности при возможных отклонениях от технологического режима. Расчеты будем вести согласно ГОСТ Р 54522-2011[8]

4.1.2 Расчёт допускаемого напряжения

- Допускаемое напряжение для материала корпуса при $t = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$

$$[\sigma]_{20} = \eta * \min \left\{ \frac{\sigma_{e20}}{P_e}; \frac{\sigma_{m20}}{P_m} \right\} = 250 \text{ МПа} \quad (4.1)$$

$\sigma_{B20} = 550$ МПа - предел прочности для материала корпуса из стали 20Х2МА при $t = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$;

$\sigma_{T20} = 400$ МПа - предел текучести для материала корпуса из стали 20Х2МА при $t = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$;

P_e – запас прочности по пределу прочности – 2,4;

P_m - запас прочности по пределу текучести – 1,5;

η - поправочный коэффициент – 1.

Допускаемое напряжение для материала корпуса при $t = 300\text{ }^{\circ}\text{C}$

$$[\sigma]_{300} = \eta * \min \left\{ \frac{\sigma_{B300}}{P_e}; \frac{\sigma_{T300}}{P_m} \right\} = 227,3 \text{ МПа} \quad (4.2)$$

$\sigma_{B300} = 500$ МПа – предел прочности для материала корпуса при $t = 300\text{ }^{\circ}\text{C}$;

$\sigma_{T300} = 350$ МПа – предел текучести для материала корпуса при $t = 300\text{ }^{\circ}\text{C}$;

						Лист
						26
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

4.2 Расчет цилиндрической обечайки[8]

Цилиндрическая обечайка на основной расчетной схеме представлена под позицией 1 (см. рис. 4.1).

Цель расчета заключается в обеспечении прочности обечайки под действием:

- Внутреннего избыточного давления
- Давления при испытаниях
- Наружного давления

Ниже на рисунке 4.2 представлена расчетная схема с обозначением действия внутреннего и наружного давления

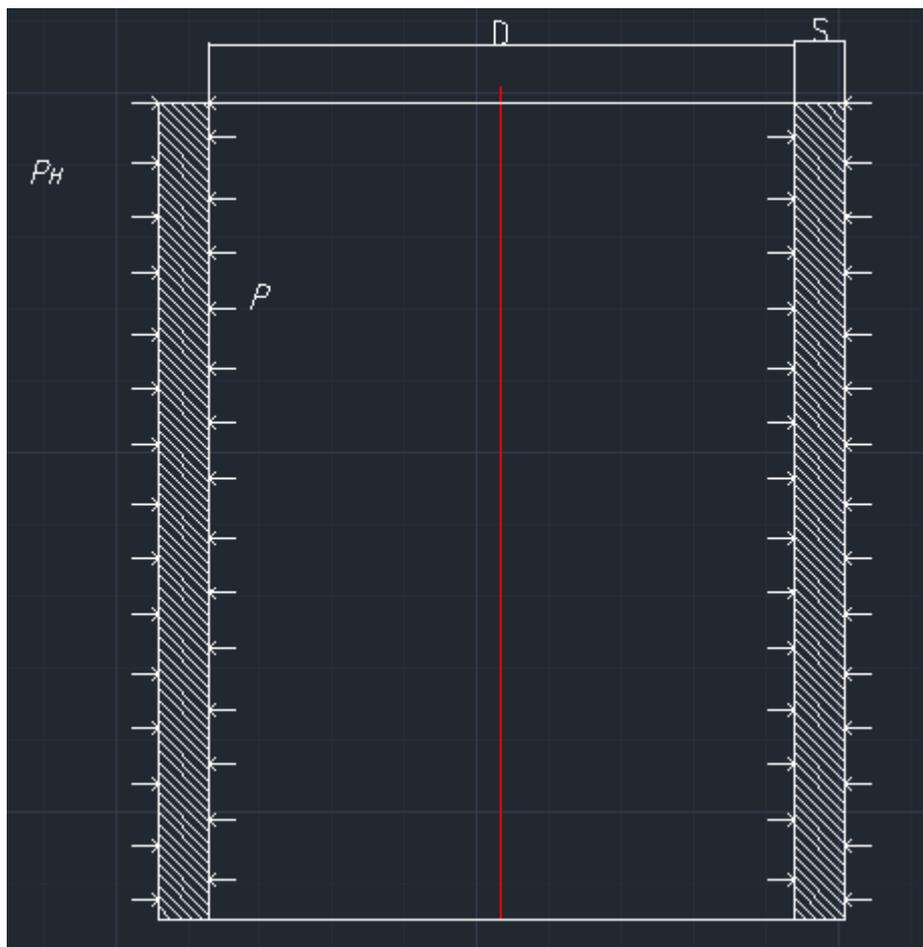


Рисунок 4.2 – расчетная схема цилиндрической обечайки

Исходные данные:

Расчетное давление, МПа $p=35$

Внутренний диаметр корпуса, мм, $D= 1400$

Допускаемое напряжение для материала корпуса при $t = 300$ °С, МПа, $\sigma_{\text{доп}} = 227,3$

									Лист
									27
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

4.2.1 Проверка толщины стенки корпуса на действие внутреннего давления[8]

Коэффициент прочности φ для сварных швов обечайки, при условии, что стыковые швы выполняются автоматической сваркой с двусторонним сплошным проваром по длине контролируемых швов 100%, принимаем равным 1. Так же примем прибавку на коррозию $C=3$ мм [6]:

Определим расчетный коэффициент толстостенности:

$$\ln\beta p = \frac{P}{\varphi \cdot \sigma_{\text{доп}}} = \frac{35}{227,3} = 0,15398 \quad (4.3)$$

$$\beta p = 1,166$$

- Определим расчетную и исполнительную толщину стенки обечайки по формулам [8]:

$$S_p = 0,5 \cdot D \cdot (\beta p - 1) = 116 \text{ мм}, \quad (4.4)$$

$$S = S_p + C = 116 + 3 = 119 \text{ мм}. \quad (4.5)$$

Примем толщину стенки корпуса: $S = 120$ мм.

- Проверка на условие применимости формул:

$$\frac{S - C}{D} = 0,083 \leq 0,4 \quad (4.6)$$

Условие выполняется.

- Допускаемое давление в рабочих условиях:

$$\beta p = \frac{D + 2 \cdot (S - C)}{D} = \frac{1400 + 2 \cdot (120 - 3)}{1400} = 1,1671 \quad (4.7)$$

$$[p] = [\sigma_{\text{доп}}] \cdot \varphi \cdot \ln\beta = 227,3 \cdot 1 \cdot 0,1546 = 35,13 \text{ МПа} \quad (4.8)$$

Вывод: Условие прочности под действием внутреннего давления выполняется, рабочее давление меньше допускаемого:

$$[p] = 35,13 \text{ МПа} \geq p = 35 \text{ МПа}$$

						Лист
						28
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

4.2.2 Проверка толщины стенки корпуса на пробное давление[8]

Цель: обеспечить прочность обечайки при испытаниях.

В качестве испытания аппарата принимаем гидравлические испытания, как наиболее безопасные.

- Пробное давление при гидравлических испытаниях определяется по формуле:

$$P_{np} = 1,25 * \frac{[\sigma_{20}]}{[\sigma]_t} * p = 48,1 \text{ МПа} \quad (4.8)$$

- Тогда расчетный коэффициент толстостенности в условиях испытаний будет равен:

$$\ln \beta p = \frac{P_{np}}{\varphi \cdot \sigma_{доп}} = \frac{48,1}{363,7} = 0,1326 \quad (4.9)$$

$$\beta p = 1,1418$$

- Определим расчетную и исполнительную толщину стенки корпуса для гидроиспытаний:

$$S_p = 0,5 \cdot D \cdot (\beta p - 1) = 0,5 \cdot 1400 \cdot (1,1418 - 1) = 99 \text{ мм} \quad (4.10)$$

$$S_2 = S_p + C = 99 + 3 = 102 \text{ мм.} \quad (4.11)$$

Примем Толщину стенки корпуса: $S = 102 \text{ мм}$.

- Тогда коэффициент толстостенности будет равен:

$$\beta p = D + 2 \cdot (S_2 - C) / D = 1400 + 2 \cdot (105 - 3) / 1400 = 1,1457 \quad (4.12)$$

$$\beta = \frac{D + 2 \cdot (S_2 - C)}{D} = 1,1457 \quad (4.13)$$

- Расчитаем допускаемое давление при гидроиспытания

$$[p_{и}] = [\sigma_{доп20}] \cdot \varphi \cdot \ln \beta = 363,7 \cdot 1 \cdot 0,136 = 49,5 \text{ МПа} \quad (4.14)$$

Где $[\sigma_{доп20}]$ допускаемое напряжение для материала корпуса при $t = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$ в условиях гидроиспытания рассчитывают по формуле:

$$\sigma_{доп} = \sigma_{т20} \cdot n_{пр} = 400 \cdot 1,1 = 363,7 \text{ МПа} \quad (4.15)$$

Проверка на условие применимости формул:

$$\frac{S_2 - C}{D} = 0,073 \leq 0,4 \quad (4.16)$$

Вывод: для условий испытания условие прочности выполняется, так как давление пробное меньше допускаемого давления при гидроиспытаниях:

$$[p_{и}] = 49,5 \text{ МПа} \geq P_{np} = 48,1 \text{ МПа}$$

									Лист
									29
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

4.2.3 Расчет цилиндрической обечайки, нагруженной избыточным наружным давлением[9]

Цель расчета: обеспечить прочность и устойчивость аппарата под действием избыточного наружного давления рубашки, а также в условиях гидроиспытаний .

4.2.3.1 Толщина стенки

- Рассчитаем коэффициент В:

$$B := \max \left[1, 0, 0,47 \cdot \left(\frac{P_{н.р}}{E \cdot 10^{-5}} \right)^{0,067} \cdot \left(\frac{1}{D} \right)^{0,4} \right] = 1 \quad (4.17)$$

Где $E = 1,93 \cdot 10^5$ МПа, модуль продольной упругости в рабочих условиях.

$P_{н.р} = 0,2$ МПа, наружное давление:

- Максимальная исполнительная толщина стенки из условий устойчивости:

$$s_p := \max \left[1,06 \cdot 10^{-2} \cdot \left(\frac{D}{B} \right) \cdot \left(P_{н.р} \cdot \frac{1}{10^{-5} \cdot E \cdot D} \right)^{0,4}, 1,2 \cdot P_{н.р} \cdot \left(\frac{D}{|2 \cdot \sigma_d - P_{н.р}|} \right) \right] = 24,87 \text{ мм} \quad (4.18)$$

$$S3 = S_p + C = 24,87 + 3 = 27,87 \text{ мм} \quad (4.19)$$

Принимаем толщину стенки $S3 = 28$ мм

4.2.3.2 Расчет цилиндрической обечайки на устойчивость в рабочих условиях

- Коэффициент запаса устойчивости:

$$n_y := 2,4$$

- Допускаемое давление из условий прочности:

$$P_{дп} := 2 \cdot \sigma_d \cdot \frac{(S_k - c)}{D + (S_k - c)} = 7,033 \text{ МПа} \quad (4.20)$$

- Допускаемое давление из условий устойчивости в пределах упругости:

$$B_1 := \min \left[1, 9,45 \cdot \left(\frac{D}{L_p} \right) \cdot \sqrt{\frac{D}{100 \cdot (S_k - c)}} \right] = 1 \quad (4.21)$$

Где $L_p = 4396$ мм, длина обечайки

						Лист
						30
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$P_{дЕ} := \left(\frac{2.08 \cdot E \cdot 10^{-5} \cdot D}{n_y \cdot B_1 \cdot H_p} \right) \cdot \left[\frac{100}{D} \cdot (S_K - c) \right]^{2.5} = 6.359 \text{ МПа} \quad (4.22)$$

- Допускаемое наружное давление:

$$P_{дн} := \frac{P_{дп}}{\sqrt{1 + \left(\frac{P_{дп}}{P_{дЕ}} \right)^2}} = 4.717 \text{ МПа} \quad (4.23)$$

- Условие устойчивости выполняется, давление в рубашке меньше допускаемого давления:

$$P_{дн} = 4.717 \text{ МПа} \geq P_{н,р} = 0.2 \text{ МПа}$$

4.2.3.3 Расчет цилиндрической обечайки на устойчивость в условиях испытаний

- Пробное давление при гидравлических испытаниях в рубашке:

$$P_{и,р} := 1.25 \cdot P_{н,р} = 2.75 \text{ МПа} \quad (4.24)$$

- Коэффициент запаса устойчивости в условиях испытаний

$$n_{y1} := 1.8$$

- Допускаемое давление из условий прочности:

$$P_{и,дп} := 2 \cdot \sigma_{и} \cdot \frac{(S_K - c)}{D + S_K - c} = 7.751 \text{ МПа} \quad (4.25)$$

- Допускаемое давление из условий устойчивости в пределах упругости:

$$B_2 := \min \left[1, 9.45 \cdot \left(\frac{D}{H_p} \right) \cdot \sqrt{\frac{D}{100 \cdot (S_K - c)}} \right] = 1 \quad (4.26)$$

$E_{20} = 2.15 \times 10^5$ МПа, модуль продольной упругости при нормальных условиях

$$P_{и,дЕ} := \left(\frac{2.08 \cdot E_{20} \cdot 10^{-5} \cdot D}{n_{y1} \cdot B_2 \cdot H_p} \right) \cdot \left[100 \cdot \frac{(S_K - c)}{D} \right]^{2.5} = 9.445 \text{ МПа} \quad (4.27)$$

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		31

4.3 Расчет конического днища, нагруженного внутренним избыточным давлением

Целью данного расчета является обеспечение прочности конической обечайки под действием внутреннего давления, а так же пробного давления при гидроиспытаниях. Расчетная схема приведена на рисунке 4.3

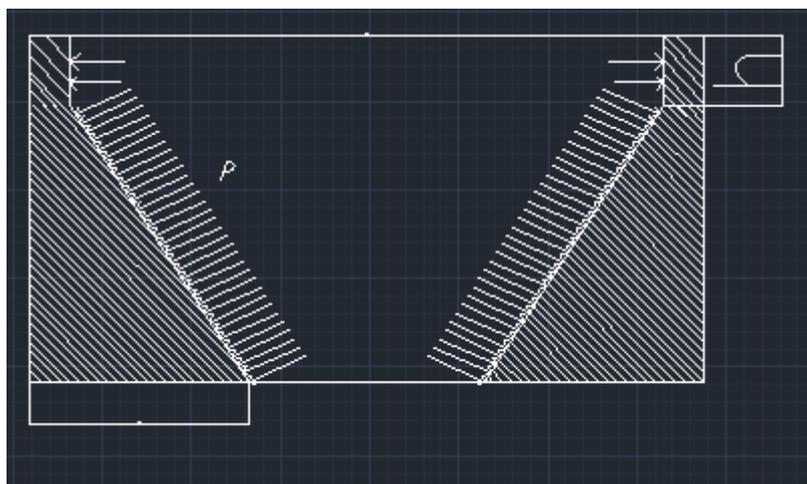


Рисунок 4.3 – расчетная схема для конической обечайки

Расчет проводится по [8]. Толщина стенки конического элемента в зоне соединения с цилиндрической обечайкой без тороидального перехода должна быть не менее толщины стенки, определенной по формуле:

- Толщина конического днища при рабочих условиях:

K_0 - это коэффициент ослабления днища неукрепленными отверстиями. В случае одиночного центрального отверстия принимают:

D_R - расчетный диаметр

$$r := 68 \text{ мм}$$

$$D_R := D - r = 720 \text{ мм}$$

$$K_0 := \sqrt{1 + \frac{d_1}{D_R} + \left(\frac{d_1}{D_R}\right)^2} = 1.036$$

$$S_{1R} := 0.45 \cdot K_0 \cdot D_R \cdot \sqrt{\frac{P}{\sigma_d}} = 151.609$$

$$S_1 \geq S_{1R} + c$$

$$S_1 := 155 \text{ мм}$$

Допускаемое давление при рабочих условиях:

									Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					33

$$P_{Д} := \left(\frac{S_1 - c}{0.45 \cdot K_0 \cdot D_R} \right)^2 \cdot \sigma_{Д} = 40.737 \text{ МПа}$$

Условие прочности при рабочих условиях выполняется.

$$40,37 \text{ МПа} \geq 35 \text{ МПа}$$

- Давление гидроиспытаний:

Пробное давление при гидравлических испытаниях определяется по формуле:

$$P_{пр} = 1,25 \cdot \frac{[\sigma_{20}]}{[\sigma]} \cdot p = 38,1 \text{ МПа} \quad (4.38)$$

- Допускаемое давление при гидравлических испытаниях

$$S_{2R} := 0.45 \cdot K_0 \cdot D_R \cdot \sqrt{\frac{P_{И}}{\sigma_{Д}}} = 217.355$$

$$S_2 \geq S_{2R} + c$$

$$S_2 := 286 \text{ мм}$$

$$P_{И} := \left(\frac{S_2 - c}{0.45 \cdot K_0 \cdot D_R} \right)^2 \cdot \sigma_{Д} = 140.36 \text{ МПа}$$

Условие прочности выполняется

Длина цилиндрической отбортованной части :

$$h := 0.3 \cdot \sqrt{D \cdot (S_2 - c)} = 189.167 \text{ мм}$$

Примем отбортовку равной:

$$h = 190 \text{ мм}$$

$$[p_{И}] \geq P_{Дпр}$$

$$38,1 \text{ МПа} \geq 140,36 \text{ МПа}$$

Вывод: из расчета конического днища видно, что условия прочности выполняется как в рабочих условиях, так и в условиях испытаний.

Так же принимаем толщину стенки обечайки, равную толщине обечайки, $S_k = 120$ мм

										Лист
										34
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

4.4 Расчет цилиндрической рубашки

Цель расчета цилиндрической рубашки заключается в том, чтобы обеспечить прочность в заданных условиях работы, при проведении гидроиспытания, а так же рассчитать толщину конического сопряжения рубашки с корпусом. Расчетная схема показана на рисунке 4.4

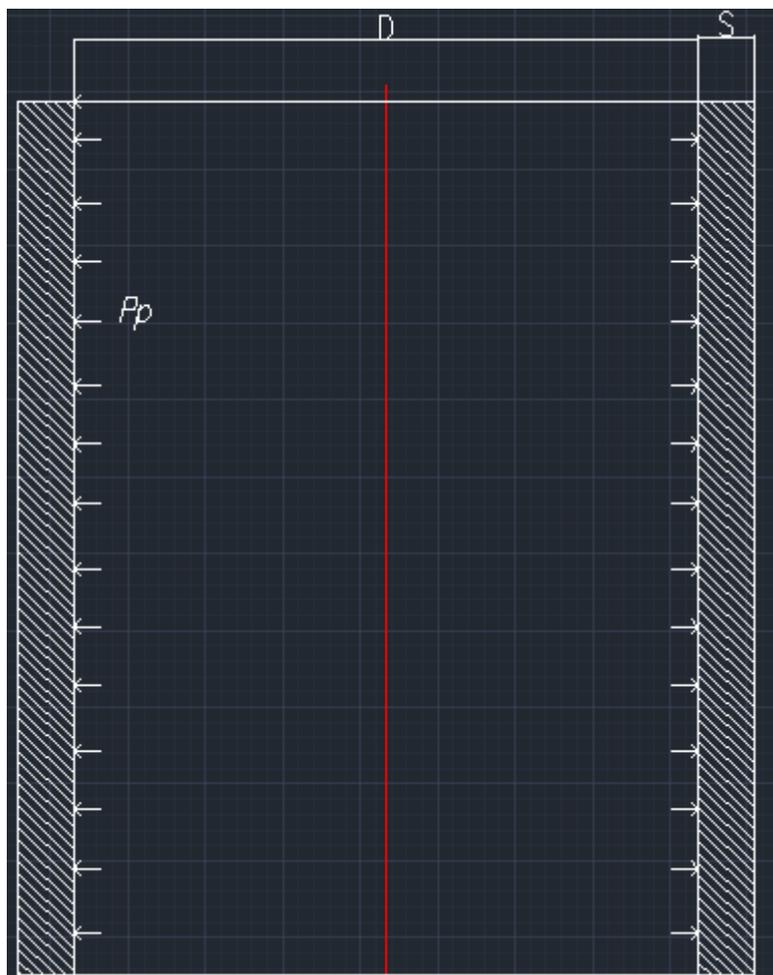


Рисунок 4.4 – расчетная схема для цилиндрической рубашки

Исходные данные:

Высота рубашки, мм, $H_p = 1761$

Диаметр рубашки, мм, $D = 1800$

Допускаемое напряжение при расчетной температуре $119,6^\circ\text{C}$, МПа, $\sigma_{119,6} = 231$

Материал для рубашки - сталь 20Х2МА

Давление в рубашке, МПа, $P_2 = 0,2$

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		35

- Расчетную толщину рубашки определяем следующим образом:

$$s_p := \frac{P_2 \cdot D}{2 \cdot \sigma_{119.6} \cdot \phi_p - P_2} = 7.177 \text{ мм} \quad (4.40)$$

С учетом коррозии принимаем толщину рубашки $S_3 = 10 \text{ мм}$.

- Допускаемое внутреннее избыточное давление:

$$P_{д} := \frac{2 \cdot \sigma_{119.6} \cdot \phi_p \cdot s_p}{D + s_p} = 2.146 \text{ МПа} \quad (4.41)$$

Что меньше рабочего, 0.2 МПа значит условие прочности выполняется

- Давление гидроиспытаний:

$$P_{гпр} := 1.25 \frac{\sigma_{20}}{\sigma_{119.6}} \cdot P_2 = 0.271 \text{ МПа} \quad (4.42)$$

- Допускаемое давление испытания из условия прочности определяется по формуле:

$$P_{дпр} := \frac{2 \cdot \sigma_{20} \cdot \phi_p \cdot s_p}{D + s_p} = 2.322 \text{ МПа} \quad (4.43)$$

$$[p_{гпр}] \geq P_{дпр}$$

$$0,271 < 2,322$$

Вывод: из расчетов видим, условие прочности в рабочих условиях (0.2 МПа < 2.146 МПа) и в условиях гидроиспытаний (0,271 МПа < 2,322 МПа) выполняется:

4.4.1 Расчет сопряжения рубашки с корпусом с помощью конуса

На рисунке 4.4.1 представлено сопряжение рубашки с корпусом аппарата

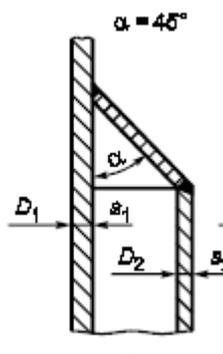


Рисунок 4.4.1 сопряжение рубашки с корпусом аппарата

- Коэффициент осевого усилия:

$$A := \frac{(D \cdot D_p)}{D_p^2} = 0.933 \text{ мм} \quad (4.44)$$

- Коэффициент, учитывающий расстояние между корпусом сосуда и рубашкой:

При давлении 0,2 МПа по таблице 17.1 источника [6]

$$\varepsilon_{ww} := \frac{e_0}{\sqrt{D_p \cdot (s_{и2} - c_k)}} = 0.293, \text{ где} \quad (4.45)$$

$s_{и2} := 10$ мм исполнительная толщина рубашки

$e_0 := 30$ мм расстояние от середины стенки рубашки до наружной стороны

стенки сосуда

- Коэффициент радиуса конической отбортовки :

$$\rho_{ww} := 0$$

для конусов приведенных на рисунках А.1а,б (приложения А) по [13] Коэффициент длины сопряжения при $\alpha=45$

$$\lambda := \varepsilon \cdot \sqrt{2} + 0.45 \cdot \rho = 0.414 \quad (4.46)$$

- Коэффициент отношения прочности корпуса сосуда и рубашки:

$$\chi := 1.25 \left[\frac{[\sigma_{119.6} \cdot (s_{и} - c_k) \cdot \sqrt{D \cdot (s_{и} - c_k)}]}{[\sigma_{119.6} \cdot (s_{и2} - c_k) \cdot \sqrt{D_p \cdot (s_{и2} - c_k)}]} \right] \left[\sqrt{1 - \frac{(P_p \cdot D)}{2 \cdot \sigma_{119.6} \cdot (s_{и} - c_k)}} + \sqrt{1 - \frac{[(P_d - P_{py}) \cdot D]}{2 \cdot \sigma_{119.6} \cdot (s_{и} - c_k)}} \right] =$$

- Относительная эффективна несущая длина конуса

$$\phi_{p2} := 1$$

$$\mu := \min \left[\frac{\varepsilon}{\sin(\alpha)}, \sqrt{\frac{(\phi_p + \phi_{p2})}{4 \cdot \cos(\alpha)}} \right] = 0.414 \quad (4.47)$$

- Коэффициент сопряжения с помощью конуса вычисляются по формуле:

$$f_1 := \left(\frac{1}{2} \right) \cdot \left[1 + \lambda + \chi - \frac{[(\chi - 1)^2]}{4 \cdot \lambda} \right] = 1.256 \quad (4.48)$$

- Коэффициент f_2 для $\alpha=45^\circ$ С:

$$\varepsilon_0 := 0.60 \cdot \sqrt{1 + 0.83 \cdot \rho + 0.15 \cdot \rho^2} = 0.6 \quad (4.49)$$

$$z := 1 + \left(\frac{\varepsilon_0}{\varepsilon} \right)^2 = 5.2 \quad (4.50)$$

$$f_2 := 0.71 + 0.52 \cdot \rho + \varepsilon \cdot z = 2.232 \quad (4.51)$$

						Лист
						37
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

- Коэффициент f_3 :

$$f_3 := 1 + \frac{\left[12 \cdot \rho^3 \cdot \left(\frac{0.2}{\varepsilon} \right)^4 \right]}{\left[12 \cdot \varepsilon + \rho^2 \cdot \max \left[0, \left(\frac{0.5}{\varepsilon} \right)^3 - 1 \right] \right]} = 1 \quad (4.52)$$

- Коэффициент f_4 для $\alpha=45^\circ\text{C}$:

$$f_4 := \max \left[1, \min \left[1, 0.8 + \left(\frac{6.0}{100 \cdot \varepsilon} \right) + \left(\frac{\rho}{2} \right) \cdot \min \left[1, \frac{\left(\frac{4}{3} \right)}{1 + \varepsilon \cdot [1 + \varepsilon \cdot (1 + 5.5 \cdot \varepsilon)]} \right] \right] \right] = 1$$

$$X_1 := \left(\frac{\cos(\alpha)}{\varepsilon} \right) \cdot \left[\left[\frac{(\phi_p + \phi_{p2})}{4 \cdot \cos(\alpha)} \right] + \lambda \cdot f_1 \right] = 2.879 \quad (4.53)$$

$$X_2 := f_2 \cdot \sqrt{1 + \phi_{p2}} = 3.157 \quad (4.54)$$

$$X_3 := \chi \cdot f_3 + \left[\left(\frac{\phi_p + \phi_{p2}}{4 \cdot \mu \cdot \cos(\alpha)} \right) + \mu \right] \cdot f_4 = 3.142 \quad (4.55)$$

$$B := 2 \cdot \sqrt{\frac{(s_{и2} - c_k)}{D_p}} \cdot \min(X_1, X_2, X_3) = 0.393 \quad (4.56)$$

4.4.2 Определение толщины сопряжения с помощью конуса

- Толщину стенки конуса рассчитывают методом итерации по формулам:

$$s_{2p} := \frac{(P_{и.р} \cdot D_p)}{2 \cdot \sigma_{д.ру} \cdot \phi_{p2} \cdot \left(\frac{A}{B} \right) - P_{и.р}} = 1.231 \text{ мм} \quad (4.57)$$

Примем толщину стенки сопряжения равной 10 мм.

Вывод: из расчетов видно, что для обеспечения прочности сопряжения рубашки и корпуса с помощью конуса необходимо принять толщину стенки сопряжения 10 мм

4.5 Расчет крышки

Цель расчета крышки заключается в подборе уплотнения, обеспечивающего герметичность соединения крышки и корпуса, определении толщины крышки, расчет шпилек, а также действия на них усилий, и самое главное – определение прочности соединения крышки и корпуса.

Расчет плоской крышки будем вести по ГОСТ Р 5422-2011 и ГОСТ 26303-84 [6,11]

Расчетная схема для плоской крышки представлена на рисунке 4.5

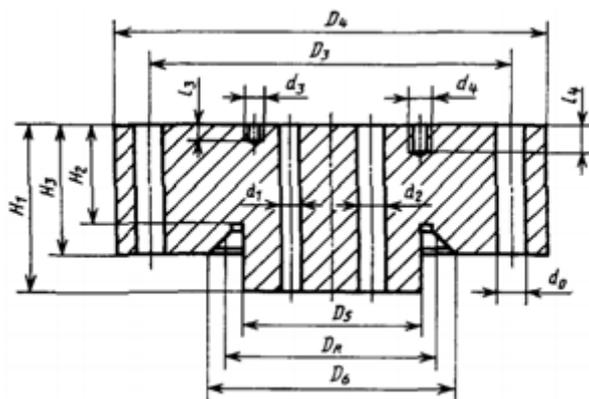


Рисунок 4.5 - расчетная модель для плоской крышки

- Геометрические размеры двухконусного уплотнительного кольца:

При диаметре аппарата $D = 1400$ мм:

$$h_1 := 115 \text{ мм}$$

$$h_2 := 58 \text{ мм}$$

$$h_{\text{ср}} := \frac{h_1 + h_2}{2} = 86.5 \text{ мм} \quad (4.66)$$

- Средний диаметр уплотнительного соединения рассчитываем по формуле:

$$D_{\text{ср}} := D + 0.5 \cdot (h_1 - h_2) \cdot \tan(\alpha) = 1.416 \times 10^3 \text{ мм} \quad (4.67)$$

- Наружный диаметр крышки

$$D_4 := D_{\text{min}} + 2d_p = 1.577 \times 10^3 \text{ мм} \quad (4.68)$$

Осевая составляющая F_0 равнодействующей внутреннего давления вычисляется по формуле

$$F_0 := 0.5 \cdot \pi \cdot k_3 \cdot P \cdot D_{\text{ср}} \cdot h_{\text{ср}} \cdot \tan(\alpha) = 3.889 \times 10^6 \text{ мм} \quad (4.69)$$

- Равнодействующая внутреннего давления на крышку

$$F_p := \frac{\pi (D_{cp})^2 \cdot P}{4} = 5.515 \times 10^7 \text{ Н} \quad (4.70)$$

$$F := F_p + F_0 = 5.904 \times 10^7 \text{ Н} \quad (4.71)$$

На рисунке 4.6 представлена расчетная модель уплотнения с двухконусным кольцом

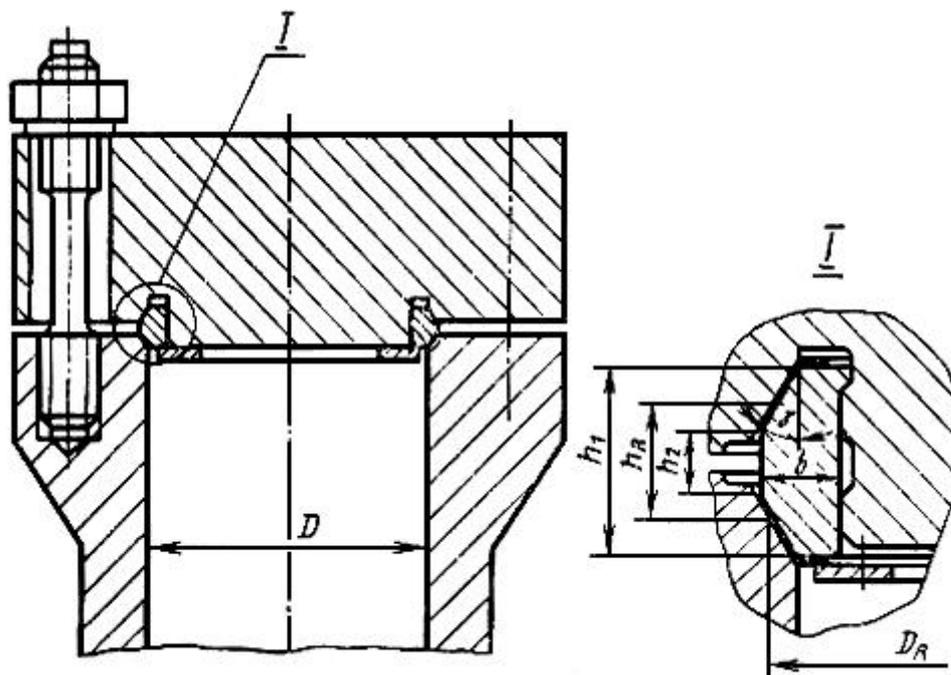


Рисунок 4.3 - расчетная модель уплотнения с двухконусным кольцом

- Исполнительная толщина плоских крышек рассчитывается по формуле

$$H_3 := 0.45 \sqrt{\frac{3.8F \cdot (D_{\min} - D_{cp}) + P \cdot D_{cp}^3}{[D_4 - 2d_p - (d_i + d_i)] \cdot \sigma}} + c \quad (4.72)$$

$$H_3 = 275.207 \text{ мм}$$

- Минимальная толщина крышки в месте расположения паза под уплотнение в случае применения затвора с двухконусным обтюратором

$$H_2 := 0.45 \sqrt{\frac{3.8F \cdot (D_{\min} - D_{cp}) + P (D_{cp})^3 \cdot \left(\frac{P \cdot 1.5}{\sigma}\right)}{D_{cp} \cdot \sigma} - 6(H_3)^2 \cdot \frac{D_4 - D_{cp} - 2d_p}{D_{cp}}} + c$$

$$H_2 = 144.885 \text{ мм}$$

					Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	40

4.5.1 Расчет суммарных осевых податливостей крышки

Среднюю величину температуры деталей уплотнения принимают для сосудов и аппаратов, крышка и фланец которых не теплоизолированы с нагрузкой поверхности

Температура:

$$\text{корпуса } t_k := 0.83 \cdot T = 99.6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{фланца } t_\phi := t_k$$

$$\text{шпильки } t_{ш} := 0.8 \cdot T$$

$$\text{шайбы } t_{шб} := T$$

$$\text{уплотнительных колец } t_{ук} := t_{шб}$$

$$\text{определяют конструктивно } h_{заз} := 6 \text{ мм}$$

$$\text{конструктивно } h_{шб} := 10 \text{ мм}$$

$$l_{ш} := h_{заз} + H_k + h_{шб} = 196 \text{ мм}$$

$$F_{шб} := 0.31 \text{ м}^2 \text{ площадь поперечного сечения шайбы}$$

- Коэффициент осевой податливости уплотнительного кольца вычисляют по формуле:

$$K_4 := \frac{-1}{2} \cdot \tan(\gamma) + \frac{b}{h_0 - h_1} \quad (4.73)$$

$$\lambda_{ук} := \frac{K_1}{\pi \cdot D_{ср} \cdot E_{ук}} \cdot \left(\frac{h_1}{b} + 4.25 \cdot \frac{K_4 \cdot \cos(11.6)}{\sin(23) \cdot \sin(23 + 11.6)} \right) \quad (4.74)$$

$$\lambda_{ш} := \frac{4 \cdot K_1 \cdot (l_{ш} + d_s)}{\pi \cdot z \cdot E_{ш} \cdot d_s} \text{ шпильки} \quad (4.75)$$

$$\lambda_{шб} := \frac{K_1 \cdot h_{шб}}{z \cdot E_{шб} \cdot F_{шб}} \text{ шайбы} \quad (4.76)$$

- Суммарный коэффициент податливости уплотнения

$$\lambda_{\Sigma} := \lambda_{ук} + \lambda_{ш} + \lambda_{шб} = 5.042 \times 10^{-4} \frac{\text{м}}{\text{МН}} \quad (4.77)$$

$$\delta_{\Sigma} = 4.8 \times 10^{-6} \text{ м}$$

						Лист
						41
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Осевая нагрузка, действующая на шпильку от неравномерности нагрева элементов уплотнения, а также различие коэффициентов линейного расширения его сопрягаемых деталей вычисляется по формуле:

$$Q_{\Sigma} := \frac{\delta_{\Sigma}}{\lambda_{\Sigma}} = 9.52 \times 10^{-3} \text{ МН} \quad (4.78)$$

4.5.2 Определение размеров концевых элементов корпуса

- Для соединения крышки с корпусом

$$D_{\min.6} := \max \left[(D + 2 \cdot d_c), \frac{2.42 \cdot d_s}{\sin\left(\frac{360}{z}\right)} \right] \quad (4.79)$$

$$D_{\min.6} = 1.657 \times 10^3 \text{ мм}$$

$$D_{\phi} := D_{\min.6} + 2 \cdot d_s = 1.657 \times 10^3 \text{ мм - наружный диаметр фланца} \quad (4.80)$$

$$h_3 := 0.7 \cdot S_R = 81.9 \text{ мм} \quad (4.81)$$

$$h_4 := L_2 + 0.25 \cdot d_s = 160.037 \text{ мм} \quad (4.82)$$

4.5.3 Расчет усилий, действующих на шпильки [10]

Средний диаметр уплотнительного соединения

$$D_{\text{ср}} := D + 0.5 \cdot (h_1 - h_2) \cdot \tan\left(\frac{\pi}{6}\right) = 416.454 \text{ мм} \quad (4.58)$$

- Равнодействующая внутреннего давления среды на крышку вычисляют по формуле:

$$Q_{\text{д}} := 0.25 \cdot D_{\text{ср}}^2 \cdot \pi \cdot P = 4.768 \times 10^6 \text{ Н} \quad (4.59)$$

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		42

- Осевую составляющую равнодействующей внутреннего давления среды на уплотнительное кольцо:

По ГОСТ [4]

$$h_{cp} := \frac{h_1 + h_2}{2} = 86.5 \text{ мм} \quad (4.60)$$

$$Q_B := 0.5 \cdot \pi \cdot k_3 \cdot P \cdot D_{cp} \cdot h_{cp} \cdot \tan\left(\frac{\pi}{6}\right) = 1.143 \times 10^6 \text{ Н} \quad (4.61)$$

- Итоговое расчетное усилие герметизации для затвора с двухконусным кольцом равно

$$Q := Q_B + Q_D = 5.911 \times 10^6 \text{ Н} \quad (4.62)$$

4.5.4 Расчет прочности для соединения крышки с корпусом[10]

- Расчетный диаметр стержня шпильки согласно [5]

$$d_{cp} \geq \sqrt{\frac{4 \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot Q}{\pi \cdot z \cdot \sigma_s}} + d_M^2, \text{ где} \quad (4.63)$$

$K_1 := 1$ коэффициент, учитывающий тангенциальные напряжения в шпильке при затяге

$K_2 := 1.5$ коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между шпильками

$d_M := 0.56$ диаметр центрального отверстия

σ_s предел текучести материала шпильки

$z := 16$ количество шпилек

$n_1 := 0.9$ поправочный коэффициент, учитывающий условия эксплуатации

$n_T := 1.5$ коэффициент запаса прочности

- Принимаем для шпильки материал сталь 35X

$$\sigma_T := 736 \text{ МПа}$$

$$\sigma_B := 883 \text{ МПа}$$

$$\sigma_s := n_1 \cdot \frac{\sigma_T}{n_T} = 441.6 \text{ МПа} \quad (4.64)$$

						Лист
						43
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

На рисунке 4.6 представлена расчетная модель для шпильки

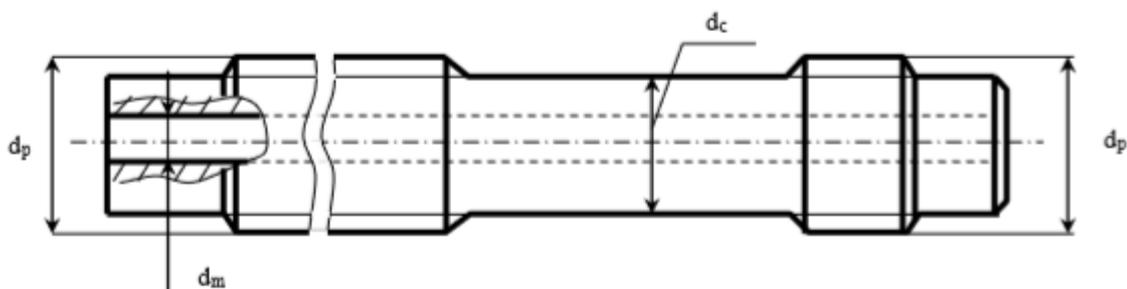


Рисунок - 4.6 расчетная модель шпильки

$$\sqrt{\frac{4 \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot Q}{\pi \cdot Z \cdot \sigma_s}} + d_M^2 = 39.976 \text{ м} \quad (4.64)$$

- Принимаем шпильку с параметрами:

$$d_c := 40$$

$$d_p := 40$$

- Длина резьбы гнезда корпуса

$$L_1 := 145 \text{ мм}$$

- Глубина гнезда под шпильку

$$L_2 := 160 \text{ мм}$$

- Диаметр болтовой окружности, минимально необходимый для размещения шпилек:

$$D_{\min} := \max \left(\frac{2.42 \cdot d_c}{\sin \left(\frac{\pi}{Z} \right)}, D + 2.42 \cdot d_c \right) = 1.497 \times 10^3 \text{ мм} \quad (4.65)$$

Вывод в ходе расчета была определена толщина крышки – 275 мм, и подобраны:

- Двухконусное уплотнение, обеспечивающее герметичность,
- Шпильки, обеспечивающие прочность сопряжения крышки и корпуса

										Лист
										44
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

4.6 Узлы сопряжения конической и цилиндрической оболочки корпуса

Целью данного расчета является определение краевых нагрузок, возникающих при соединении цилиндрической оболочки с конической оболочкой. Вследствие этого возникают краевые нагрузки, вызывающие местные напряжения в материале сопрягаемых элементов краевая сила Q_0 и краевой момент M_0 являются реакциями заделки края оболочки, которому мешает свободно деформироваться сопрягаемая деталь с иными возможностями для перемещений под действием внешней нагрузки [12].

Для определения этих величин составляются уравнения совместности радиальных и угловых деформаций. Сущность которых в том, что для нормальной работы аппарата в узле сопряжения не должно быть никаких относительных перемещений сопрягаемых деталей. То есть, необходимо, чтобы суммы радиальных и угловых деформаций края одной детали от действующих внешних и краевых нагрузок равны соответствующим радиальным и угловым деформациям края другой детали от действующих на нее активных и реактивных нагрузок. [12].

- Находим допускаемое напряжение в краевой зоне и коэффициенты для цилиндрической и конической оболочки

$$\sigma_{кр} := 1.3 \cdot \sigma_{д} = 295.49 \text{ МПа} \quad (4.83)$$

$$\beta := \frac{4 \sqrt{3 \cdot (1 - \mu^2)}}{\sqrt{R \cdot (s - c)}} = 4.525 \times 10^{-3} \frac{1}{\text{м}} \quad (4.84)$$

$$\beta_k := \frac{4 \sqrt{3 \cdot (1 - \mu^2)}}{\sqrt{R \cdot \frac{(s_k - c)}{\cos(\alpha)}}} = 4.497 \times 10^{-3} \frac{1}{\text{м}} \quad (4.85)$$

$$Q := \frac{P_p \cdot R}{2 \cdot \text{acot}(\alpha)} = 8.657 \times 10^3 \frac{\text{МН}}{\text{м}} \text{ распорная сила} \quad (4.86)$$

						Лист
						45
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Ниже на рисунке 4.7 представлена расчетная схема

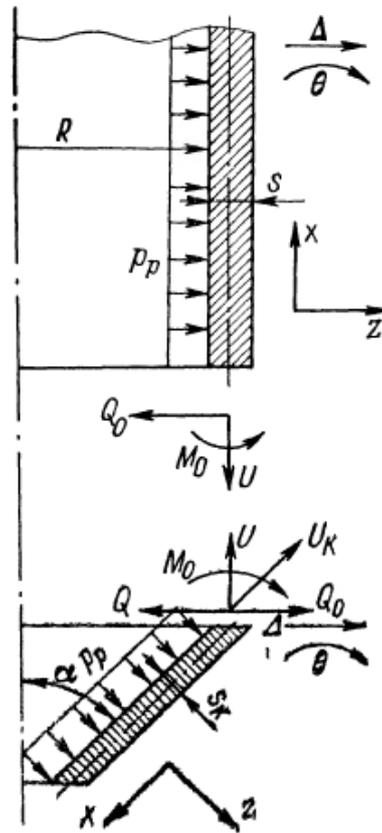


Рисунок 4.7 - расчетная схема узла сопряжения оболочек

U, U_k меридиональные усилия цилиндрической и конической обечайки

Далее составляем уравнения совместных деформаций

1.

$$\frac{(2 - \mu) \cdot R^2}{2 \cdot E \cdot (s - c)} \cdot P_p - \left[\frac{2 \cdot \beta \cdot R^2}{E \cdot (s - c)} \right] \cdot Q_0 + \left[\frac{(2 \cdot \beta^2 \cdot R^2)}{[E \cdot (s - c)]} \right] \cdot M_0 =$$

$$\frac{(2 - \mu) \cdot R^2}{2 \cdot E \cdot (s_k - c) \cdot \cos(\alpha)} \cdot P_p + \left[\frac{2 \cdot \beta_k \cdot R^2}{E \cdot (s - c)} \right] \cdot (Q_0 - Q) + \left[\frac{(2 \cdot \beta_k^2 \cdot R^2)}{[E \cdot (s_k - c) \cdot \cos(\alpha)^2]} \right] \cdot M$$

2.

$$0 + \left[\frac{(2 \cdot \beta^2 \cdot R^2)}{[E \cdot (s - c)]} \right] \cdot Q_0 - \left[\frac{(2 \cdot \beta^3 \cdot R^2)}{[E \cdot (s - c)]} \right] \cdot M_0 = \left[\frac{3 \cdot R \cdot \sin(\alpha)}{E \cdot (s_k - c) \cdot \cos(\alpha)^2} \right] \cdot P_p + \dots$$

						Лист
						46
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$\frac{(2 \cdot \beta_k^2 \cdot R^2)}{[E \cdot (s_k - c) \cdot \cos(\alpha)]} \cdot (Q_0 - Q) + \frac{(4 \cdot \beta_k^2 \cdot R^2)}{[E \cdot (s_k - c) \cdot \cos(\alpha)^2]} \cdot M_0$$

- Из решения данной системы уравнений находим, что

$$Q_0 := 124.8 \frac{\text{МН}}{\text{м}}$$

$$M_0 := 294.1 \frac{\text{МН}}{\text{м}}$$

- Суммарные напряжения на краю цилиндрической обечайки:

Меридиональное напряжение:

$$\sigma_{m0} := \frac{P_p \cdot R}{2 \cdot (s - c)} - 0 + \frac{6 \cdot M_0}{(s - c)^2} = 104.83 \text{ МПа} \quad (4.87)$$

Кольцевое напряжение

$$\sigma_{t0} := \frac{P_p \cdot R}{(s - c)} - \frac{(2 \cdot \beta_k \cdot R) \cdot (Q_0 - \beta \cdot M_0)}{s - c} + \frac{6 \cdot \mu \cdot M_0}{(s - c)^2} = 202.79 \text{ МПа} \quad (4.88)$$

- Суммарные напряжения на краю конической оболочки днища:

меридиональное напряжение

$$\sigma_{mk} := \frac{P_p \cdot R}{[2(s_k - c) \cdot \cos(\alpha)]} + \frac{(Q_0 - Q) \cdot \sin(\alpha)}{s_k - c} + \frac{6M_0}{(s_k - c)^2} = 94.727$$

МПа (4.89)

кольцевое напряжение

$$\sigma_{tk} := \frac{P_p \cdot R}{[(s_k - c) \cdot \cos(\alpha)]} + \frac{(2 \cdot \beta_k \cdot R) \cdot (Q_0 - Q)}{s_k - c} + \frac{(2 \cdot \beta_k^2 \cdot R \cdot M_0)}{(s_k - c) \cdot \cos(\alpha)} = -247.072$$

МПа (4.90)

- максимальное напряжение на краю цилиндрической обечайки:

$$\sigma_{\max 0} := \max(\sigma_{m0}, \sigma_{t0}) = 202.79 \text{ МПа} \quad (4.91)$$

$$\sigma_{кр} > \sigma_{\max 0} \quad (4.92)$$

$$295.49 > 202.79$$

- максимальное напряжение на краю конического днища:

$$\sigma_{\max k} := \max(\sigma_{mk}, \sigma_{tk}) = 94.727 \text{ МПа} \quad (4.93)$$

						Лист
						47
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$\sigma_{кр} > \sigma_{махв} \quad (4.94)$$

$$295.49 > 94.727$$

Вывод: таким образом, условие прочности в месте сопряжения цилиндрической и конической обечайки выполняется: максимальное напряжение на краю конического днища меньше допускаемого напряжения в краевой зоне, что подтверждается расчетами:

$$94,727 \text{ МПа} < 295,49 \text{ МПа}$$

										Лист
										48
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

4.7 Подбор опор для аппарата

Цель данного расчета - подбор опор аппарата, для его устойчивого и надежного крепления между этажами. Для этого необходимо произвести расчет массы пустого и заполненного аппарата

Необходимые величины для расчета массы:

- Наружный диаметр корпуса:

$$D_H := \frac{(D + S \cdot 2)}{1000} = 1.64 \text{ м} \quad (4.95)$$

- Внутренний диаметр:

$$D := \frac{D}{1000} = 1.4 \text{ м} \quad (4.96)$$

- Высота корпуса:

$$H := 6.384 \text{ м}$$

Плотность стали:

$$\rho_{\text{сталь}} := 7850 \frac{\text{М}^3}{\text{КГ}} \quad (4.97)$$

- Масса корпуса:

$$m_{\text{корп}} := \frac{\pi \cdot [D_H^2 - (D)^2]}{4} \cdot H \cdot \rho_{\text{сталь}} = 2.872 \times 10^4 \text{ кг} \quad (4.98)$$

Наружный диаметр рубашки:

$$D_{\text{Нр}} := \frac{(D_p + S_p \cdot 2)}{1000} = 1.82 \text{ м} \quad (4.99)$$

Внутренний диаметр:

$$D_p := \frac{D_p}{1000} = 1.8 \text{ м} \quad (4.100)$$

Высота рубашки:

$$H := 3.1 \text{ м}$$

- Масса рубашки:

$$m_p := \frac{\pi \cdot [D_{\text{Нр}}^2 - (D_p)^2]}{4} \cdot H \cdot \rho_{\text{сталь}} = 1.384 \times 10^3 \text{ кг} \quad (4.101)$$

									Лист
									49
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

- Масса пустого аппарата:

$$m_{\text{ап}} := (m_{\text{корп}} + m_{\text{крышки}} + m_{\text{днища}} + m_{\text{фланц}} + m_{\text{р}}) \quad (4.102)$$

$$m_{\text{корп.}} := m_{\text{корп}} \rightarrow 28716.9 \text{ кг}$$

- Масса крышки:

Диаметр крышки: $D_{\text{к}} := 1.577 \text{ м}$

Высота крышки: $H_{\text{кр}} := 0.275 \text{ м}$

Высота впадины крышки: $H_{\text{вп.кр}} := 0.130 \text{ мм}$

Диаметр впадины: $D_{\text{вп}} := 1.4 \text{ м}$

Отверстия в крышке:

Отверстие под шпильку: $d_{\text{о}} := 0.04 \text{ м}$

Количество отверстий: $z = 16$

$$m_{\text{крышки}} := \pi \cdot \frac{D_{\text{к}}^2}{4} \cdot H_{\text{кр}} \cdot \rho_{\text{сталь}} + \pi \cdot \frac{D_{\text{вп}}^2}{4} \cdot \left(\pi \cdot \frac{d_{\text{о}}^2}{4} + z \cdot \frac{d_{\text{о}}^2}{4} \right) \quad (4.103)$$

$$m_{\text{крышки.}} := m_{\text{крышки}} \rightarrow 4218.0 \text{ кг}$$

- Масса конического днища:

Объем конуса внешнего:

$$V_{\text{кн}} := \frac{1}{3} \cdot \pi \cdot H_{\text{к.}} \cdot (R_1^2 + R_1 \cdot R_2 + R_2^2) = 11.499 \text{ м}^3 \quad (4.104)$$

Объем конуса внутреннего:

$$V_{\text{кв}} := \frac{1}{3} \cdot \pi \cdot H_{\text{к.}} \cdot (R_3^2 + R_1 \cdot R_2 + R_2^2) = 9.359 \text{ м}^3 \quad (4.105)$$

Объем днища:

$$V_{\text{дн}} := V_{\text{кн}} - V_{\text{кв}} = 2.139 \text{ м}^3 \quad (4.106)$$

- Масса днища:

$$m_{\text{днища}} := V_{\text{дн}} \cdot \rho_{\text{сталь}} = 1.679 \times 10^4 \text{ кг} \quad (4.107)$$

- Масса фланца:

Диаметр фланца:

$$D_{\text{ф}} := 2.297 \text{ м}$$

									Лист
									50
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

$$m_{\text{фланц}} := \frac{\pi \cdot (D_{\text{ф}}^2 - D^2)}{4} \cdot \frac{(h_3 + h_4)}{1000} \cdot \rho_{\text{сталь}} = 4.947 \times 10^3 \text{ кг} \quad (4.108)$$

$$m_{\text{фланц.}} := m_{\text{фланц}} \rightarrow 4947.0 \text{ кг}$$

- Масса пустого аппарата:

$$m_{\text{ап}} := m_{\text{корп.}} + m_{\text{крышки.}} + m_{\text{днища.}} + m_{\text{фланц}} + m_{\text{р}} = 5.606 \times 10^4 \text{ кг}$$

- Масса заполненного аппарата:

$$m_{\text{зап.ап}} := (m_{\text{ап.}} + m_{\text{р.па}}) \cdot 1.25 \quad (4.109)$$

Плотность воды:

$$\rho_{\text{H}_2\text{O}} := 1000 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \quad (4.110)$$

$$m_{\text{р.па}} := \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot H \cdot \rho_{\text{H}_2\text{O}} = 4.772 \times 10^3 \text{ кг} \quad (4.111)$$

$$m_{\text{зап.ап}} := (m_{\text{ап.}} + m_{\text{р.па}}) \cdot 1.25 = 7.604 \times 10^4 \text{ кг} \quad (4.112)$$

Вес заполненного аппарата:

$$G_{\text{зап.ап}} := m_{\text{зап.ап}} \cdot g = 745168.471 \text{ Н} \quad (4.113)$$

$$G_{\text{зап.ап.}} := \frac{G_{\text{зап.ап}}}{10^6} = 0.745 \text{ МН} \quad (4.114)$$

Вывод: в ходе расчетов был определен вес пустого и заполненного аппарата он составил 0.745 МН, по полученному значению веса аппарата подбираем опоры по пособию [6]. Крепления аппарата будет производиться на четыре опоры.

									Лист
									51
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

4.8 Тепловой баланс

Целью расчета является определение расхода пара, необходимого для прогрева аппарата до 120 °С, примем время прогрева аппарата $\tau = 15$ минут . Тогда тепло, необходимое для нагрева аппарата:

$$Q = \frac{1.1 \cdot c \cdot m_{\text{аппарата}} \cdot (T_{\text{аппарата}} - T_{\text{ср}})}{\tau}, \quad (4.115)$$

где: 1.1 – коэффициент запаса, $c = 0,642$ – удельная теплоемкость стали, кДж/(кг·К), $m_{\text{аппарата}} = 56060$ кг, $T_{\text{ср}} = 15^\circ\text{C}$ – средняя температура в помещении.

Тепло отданное паром для нагрева аппарата:

$$Q_{\text{пара}} = r \cdot M_{\text{пара}},$$

где $r = 2256$ кДж/кг, удельная теплота парообразования, $M_{\text{пара}}$ – массовый расход пара, кг/с, тогда

$$M_{\text{пара}} = \frac{1.1 \cdot c \cdot m_{\text{аппарата}} \cdot (T_{\text{аппарата}} - T_{\text{ср}}) \cdot \tau}{r \cdot \tau} = 2 \frac{\text{кг}}{\text{с}} \quad (4.116)$$

4.8.1 Расчет и подбор штуцеров и фланцев

Расчёт штуцеров сводится к определению диаметра штуцера по уравнению:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot G}{\pi \cdot \rho \cdot w}}, \quad (4.117)$$

где w – скорость; для воды -1,5м/с; принимаем для пара – 20 м/с;

G – массовый расход пара , кг/с;

ρ – плотность при соответствующих условиях, кг/м³.

Выбираем фланец типа шип-паз, так как в аппарате высокое давление, и в нем находится ядовитая и пожаровзрывоопасная среда. На рисунке 3.2 представлен фланец типа шип-паз

						Лист
						52
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

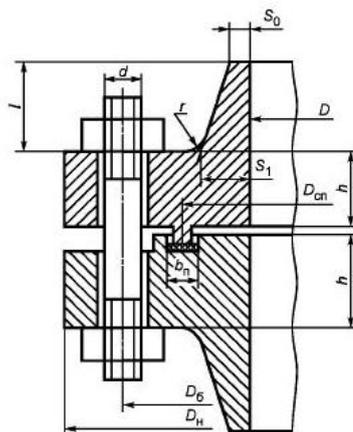


Рисунок 4.8 - фланец типа шип-паз

- Диаметр штуцера для входа пара

Плотность насыщенного водяного пара при $T=120^{\circ}\text{C}$ [5, с. 550]:

$$\rho_n = 1,107 \text{ кг/м}^3.$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot G_1}{\pi \cdot \omega_n \cdot \rho_n}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2}{3,14 \cdot 20 \cdot 1,107}} = 0,044 \text{ м} = 44 \text{ мм.} \quad (4.118)$$

Рассчитанный диаметр округляем до ближайшего значения в соответствии с нормализованным диаметром условного прохода штуцеров [6, с. 175].

Принимаем $d = 50 \times 3$ мм по [7]

Остальные штуцера рассчитываются аналогично.

- Диаметр штуцера для выхода конденсата водяного пара
Принимаем $d = 40 \times 3$ мм по [7].
- Диаметр штуцера пылевывпускного отверстия $d = 1078 \times 14$
- Диаметр штуцера выхлопной трубы $d = 820 \times 14$

Их основные размеры принимаются в соответствии с таблицей пособия [6, с. 547]

										Лист
										53
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

4.9 Расчет на прочность приварных фланцев

Цель данного расчета заключается в определении прочности и герметичности фланцевого соединения, выборе болтов и определении размеров прокладки.

Рассчитаем на прочность фланец для ввода пара, выберем материал фланцев – сталь 20Х2МА, материал болтов - сталь 35Х, материал прокладки - паронит ПОН.

Фланец типа шип-паз представлен на рисунке 4.8

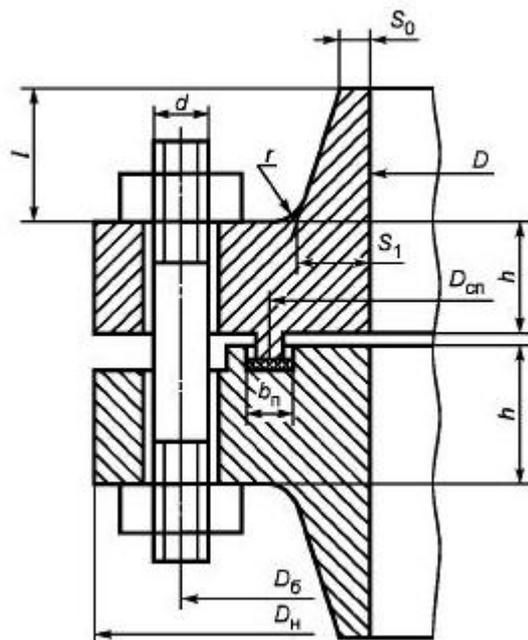


Рисунок 4.9 – фланец приварной типа шип-паз

- Определение расчетных параметров

Расчетные температуры

расчетная температура неизолированных фланцев

$$t_{\phi} = 0,96 \cdot t$$

$$t_{\phi} := 0.96 \cdot t$$

$$t_{\phi} = 288$$

расчетная температура болтов

$$t_{\sigma} := 0.85 \cdot t$$

$$t_{\sigma} = 255$$

- Допускаемые напряжения для болтов из стали 35Х

В рабочем состоянии

$$\sigma_{д.б} := 290 \text{ МПа}$$

Модуль упругости для болтов при рабочей температуре

$$E_{б} := 2.14 \cdot 10^5 \text{ МПа}$$

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

$$\sigma_{20б} := 230 \text{ МПа}$$

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

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

Коэффициент линейного расширения стали 35Х при $t = 20\text{-}300 \text{ }^{\circ}\text{C}$

$$\alpha_{б} := 13.3 \cdot 10^{-6} \text{ 1/К}$$

Допускаемые напряжения для фланцев и обечаек из стали 20Х2МА

$$\sigma := 148 \text{ МПа}$$

Так как фланцы изготавливается из листового проката

$$\eta := 1$$

$$\sigma_{д.ф} := \eta \cdot \sigma = 148 \text{ МПа} \quad (4.119)$$

Модуль упругости для стали 20Х2МА при рабочей температуре

$$E := 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$$

Допускаемое напряжение для стали 20Х2МА при $t = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$

$$\sigma_{20} := 110 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{д20} := \eta \cdot \sigma_{20} = 110 \text{ МПа} \quad (4.120)$$

Модуль упругости для стали 20Х2МА при температуре испытания $20 \text{ }^{\circ}\text{C}$

$$E_{20} := 2.05 \cdot 10^5 \text{ МПа}$$

Коэффициент линейного расширения стали для изготовления фланцев 20Х2МА при $t = 20\text{-}200 \text{ }^{\circ}\text{C}$

$$\alpha_{ф} := 17 \cdot 10^{-6} \text{ 1/К}$$

Эффективная ширина плоской прокладки

$$b_{пл} := 13 \text{ мм}$$

						Лист
						55
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Характеристики прокладки по [6]

$$m := 2.5$$

$$q_{обж} := 20 \text{ МПа}$$

$$q_d := 130 \text{ МПа}$$

$$K_{обж} := 0.9$$

$$E_{II} := 200 \text{ МПа}$$

- Усилие, необходимое для смятия прокладки при затяжке,

$$P_{обж} := 0.5\pi \cdot D_{СП} \cdot b_0 \cdot m \cdot |P| = 8.423 \times 10^4 \text{ Н} \quad (4.121)$$

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

$$R_{II} := \begin{cases} \pi \cdot D_{СП} \cdot b_0 \cdot m \cdot P & \text{if } P \geq 0 \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases} \quad (4.122)$$

$$R_{II} = 1.685 \times 10^5 \text{ Н}$$

Площадь поперечного сечений болтов (шпилек) по таблице 4.3[10]

$$f_b := 325 \text{ мм}^2$$

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

$$A_b := n \cdot f_b$$

$$A_b = 1.3 \times 10^3 \text{ мм}^2$$

- Равнодействующая нагрузка от давления

$$Q_d := \frac{\pi}{4} \cdot (D_{СП})^2 \cdot P$$

$$Q_d = 7.127 \times 10^4 \text{ Н}$$

- Приведенная нагрузка, вызванная воздействием внешней силы и изгибающего момента,

$$Q_{FM} := \max \left(\left| F + \frac{4 \cdot |M|}{D_{СП}} \right|, \left| F - \frac{4 \cdot |M|}{D_{СП}} \right| \right) \quad (4.123)$$

$$Q_{FM} = 0 \text{ Н}$$

									Лист
									56
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

- Податливость прокладки

$$y_{\Pi} := \frac{h_{\Pi} \cdot K_{\text{обж}}}{E_{\Pi} \cdot \pi \cdot D_{\text{сП}} \cdot b_{\Pi}} \quad (4.124)$$

$$y_{\Pi} = 4.007 \times 10^{-6} \text{ мм/Н}$$

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

$$L_{\text{б0}} := 735 \text{ мм}$$

Эффективная длина болта (шпильки) при определении податливости

$$L_{\text{б}} := \begin{cases} L_{\text{б0}} + 0.28 \cdot d & \text{if } bs = 1 \\ L_{\text{б0}} + 0.56 \cdot d & \text{if } bs = 2 \end{cases} \quad (4.125)$$

$$L_{\text{б}} = 740.6 \text{ мм}$$

- Податливость болтов

$$y_{\text{б}} := \frac{L_{\text{б}}}{E_{20\text{б}} \cdot A_{\text{б}}} \quad (4.126)$$

$$y_{\text{б}} = 2.613 \times 10^{-6} \text{ мм/Н}$$

- Расчетные параметры фланцев:

- параметр длины обечайки

$$l_0 := \sqrt{D \cdot S_0} \quad (4.127)$$

$$l_0 = 8.944 \text{ мм}$$

- отношение наружного диаметра тарелки фланца к внутреннему диаметру

$$K := \frac{D_{\text{Н}}}{D} = 12 \quad (4.128)$$

- коэффициенты, зависящие от соотношения размеров тарелки фланца,

$$\beta_{\text{T}} := \frac{K^2 \cdot (1 + 8.55 \cdot \log(K)) - 1}{(1.05 + 1.945 \cdot K^2) \cdot (K - 1)} \quad (4.129)$$

$$\beta_{\text{T}} = 0.476$$

$$\beta_{\text{U}} := \frac{K^2 \cdot (1 + 8.55 \cdot \log(K)) - 1}{1.36(K^2 - 1) \cdot (K - 1)} \quad (4.130)$$

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		57

$$\beta_U = 0.688$$

$$\beta_Y := \frac{1}{(K-1)} \cdot \left[0.69 + 5.72 \cdot \frac{K^2 \cdot \log(K)}{(K^2-1)} \right] \quad (4.131)$$

$$\beta_Y = 0.628$$

$$\beta_Z := \frac{K^2 + 1}{K^2 - 1} \quad (4.132)$$

$$\beta_Z = 1.014$$

- коэффициенты для фланцевых соединений с приварными встык фланцами с прямой втулкой, плоскими фланцами и свободными фланцами

$$\beta_F := 0.91$$

$$\beta_V := 0.55$$

$$\lambda := \frac{\beta_F \cdot h + l_0}{\beta_T \cdot l_0} + \frac{\beta_V \cdot h^3}{\beta_U \cdot l_0 \cdot (S_0)^2} \quad (4.133)$$

$$\lambda = 8.927$$

- Угловая податливость фланцев:

Угловая податливость фланца при затяжке

$$y_\Phi := \frac{0.91 \cdot \beta_V}{E_{20} \cdot \lambda \cdot l_0 \cdot (S_0)^2} \quad (4.134)$$

$$y_\Phi = 4.778 \times 10^{-10}$$

- Угловая податливость фланца, нагруженного внешним изгибающим моментом,

$$y_{\Phi H} := \left(\frac{\pi}{4} \right)^3 \cdot \frac{D_\sigma}{E_{20} \cdot h^3 \cdot D_H} \quad (4.135)$$

$$y_{\Phi H} = 4.45 \times 10^{-10}$$

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

$$C_F := \max \left[1, \sqrt{\frac{\pi \cdot D_\sigma}{n \cdot \left(2 \cdot d + \frac{6 \cdot h}{m + 0.5} \right)}} \right] \quad (4.136)$$

										Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						58

$$C_F = 1$$

- Приведенный диаметр фланца

$$D_{пр} := D$$

- Плечо действия усилий в болтах (шпильках) для фланцев

$$b := 0.5(D_{\sigma} - D_{сп}) \quad (4.137)$$

$$b = 3.5$$

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

$$e := 0.5 \cdot (D_{сп} - D - S_0) \quad (4.138)$$

$$e = 18.5$$

Эквивалентная толщина втулки фланцев

$$S_{\text{э}} := S_0$$

Коэффициент жесткости фланцевого соединения

$$\gamma := \frac{1}{y_{\Pi} + y_{\sigma} \cdot \frac{E_{20\sigma}}{E_{\sigma}} + 2 \cdot b^2 \cdot y_{\phi} \cdot \frac{E_{20}}{E}} \quad (4.139)$$

$$\gamma = 1.497 \times 10^5$$

Коэффициент жесткости фланцевого соединения, нагруженного внутренним давлением

$$\alpha := 1 - \frac{y_{\Pi} - 2 \cdot e \cdot y_{\phi} \cdot b}{y_{\Pi} + y_{\sigma} + 2 \cdot b^2 \cdot y_{\phi}} \quad (4.140)$$

$$\alpha = 0.405$$

Коэффициент жесткости фланцевого соединения, нагруженного внешним изгибающим моментом

$$\alpha_M := \frac{y_{\sigma} + 2 \cdot y_{\phi_H} \cdot b \cdot \left(b + e - \frac{e^2}{D_{сп}} \right)}{y_{\sigma} + y_{\Pi} \cdot \left(\frac{D_{\sigma}}{D_{сп}} \right)^2 + 2 \cdot y_{\phi_H} \cdot b^2} \quad (4.141)$$

$$\alpha_M = 0.345$$

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

						Лист
						59
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$Q_t := \gamma \cdot [2\alpha_{\phi} \cdot h \cdot (t_{\phi} - 20) - 2\alpha_{\sigma} \cdot h \cdot (t_{\sigma} - 20)] \quad (4.142)$$

$$Q_t = 5.995 \times 10^3 \text{ Н}$$

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

$$P_{\sigma 1} := \max \left[\begin{array}{l} \alpha \cdot (Q_d + F) + R_{\Pi} + \frac{4 \cdot \alpha_M \cdot |M|}{D_{\text{СП}}} \\ \alpha \cdot (Q_d + F) + R_{\Pi} + \frac{4 \cdot \alpha_M \cdot |M|}{D_{\text{СП}}} - Q_t \end{array} \right] \quad (4.143)$$

$$P_{\sigma 1} = 1.973 \times 10^5 \text{ Н}$$

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

$$P_{\sigma 2} := \max(P_{\text{обж}}, 0.4 \cdot A_{\sigma} \cdot \sigma_{20\sigma}) \quad (4.144)$$

$$P_{\text{обж}} = 8.423 \times 10^4 \text{ Н}$$

$$P_{\sigma 2} = 1.196 \times 10^5 \text{ Н}$$

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

$$P_{\sigma M} := \max(P_{\sigma 1}, P_{\sigma 2}) \quad (4.145)$$

$$P_{\sigma M} = 1.973 \times 10^5 \text{ Н}$$

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

$$P_{\sigma p} := P_{\sigma M} + (1 - \alpha) \cdot (Q_d + F) + Q_t + \frac{4 \cdot (1 - \alpha_M) \cdot |M|}{D_{\text{СП}}} \quad (4.146)$$

$$P_{\sigma p} = 2.457 \times 10^5 \text{ Н}$$

						Лист
						60
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

4.8.1 Проверка прочности болтов и прокладки

- Расчетные напряжения в болтах (шпильках)
- при затяжке

$$\sigma_{\sigma 1} := \frac{P_{\sigma M}}{A_{\sigma}} = 151.804 \text{ МПа} \quad (4.147)$$

- в рабочих условиях

$$\sigma_{\sigma 2} := \frac{P_{\sigma p}}{A_{\sigma}} = 189.029 \text{ МПа} \quad (4.148)$$

Проверка условий прочности болтов при затяжке и в рабочих условиях выполняется:

$$\sigma_{\sigma 2} := \frac{P_{\sigma p}}{A_{\sigma}} = 189.029 \text{ МПа} < \sigma_{\text{д.}\sigma} := 290 \text{ МПа}$$

- Удельное давление на прокладку

$$q := \frac{\max(P_{\sigma M}, P_{\sigma p})}{\pi \cdot D_{\text{сП}} \cdot b_{\text{П}}} \quad (4.149)$$

$$q = 109.4 \text{ МПа}$$

Условие прочности прокладок выполняется

$$q = 109.4 \text{ МПа} < q_{\text{д}} = 130 \text{ МПа}$$

4.8.2 Расчет фланцев на статическую прочность

Расчетный изгибающий момент, действующий на приварной встык фланцами плоский фланец при затяжке,

$$M_{\text{М}} := C_{\text{F}} \cdot P_{\sigma M} \cdot b = 6.907 \times 10^5 \text{ Н*мм} \quad (4.150)$$

Расчетный изгибающий момент, действующий на фланец в рабочих условиях

$$M_{\text{p}} := C_{\text{F}} \cdot \max[P_{\sigma p} \cdot b + (Q_{\text{д}} + Q_{\text{FM}}) \cdot e, |Q_{\text{д}} + Q_{\text{FM}}| \cdot e] \quad (4.151)$$

$$M_{\text{p}} = 2.179 \times 10^6 \text{ Н*мм}$$

						Лист
						61
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

- Расчетные напряжения во фланце при затяжке:

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

$$\sigma_{0M} := \frac{M_M}{\lambda \cdot (S_0 - c_0)^2 \cdot D_{\text{пр}}} = 157.909 \text{ МПа} \quad (4.152)$$

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

- радиальное напряжение

$$\sigma_{RM} := \frac{1.33 \cdot \beta \cdot F \cdot h + l_0}{\lambda \cdot h^2 \cdot l_0 \cdot D} \cdot M_M = 114.264 \text{ МПа} \quad (4.153)$$

- окружное напряжение

$$\sigma_{TM} := \frac{\beta \cdot Y \cdot M_M}{h^2 \cdot D} - \beta \cdot Z \cdot \sigma_{RM} = 105.385 \text{ МПа} \quad (4.154)$$

Расчетные напряжения во фланце в рабочих условиях:

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

$$\sigma_{0p} := \frac{M_p}{\lambda \cdot (S_0 - c_0)^2 \cdot D_{\text{пр}}} \quad (4.155)$$

$$\sigma_{0p} = 498.085 \text{ МПа}$$

- максимальные меридиональные мембранные напряжения в обечайке плоского фланца

$$\sigma_{0mp} := \max \left[\frac{Q_d + F + \frac{4|M|}{D_{\text{сп}}}}{\pi \cdot (D + S_0) \cdot (S_0 - c_0)}, \frac{Q_d + F - \frac{4|M|}{D_{\text{сп}}}}{\pi \cdot (D + S_0) \cdot (S_0 - c_0)} \right] \quad (4.156)$$

$$\sigma_{0mp} = 180.06 \text{ МПа}$$

- Напряжения в тарелке приварного встык фланца фланца в рабочих условиях:

- радиальное напряжение

$$\sigma_{Rp} := \frac{1.33 \cdot \beta \cdot F \cdot h + l_0}{\lambda \cdot h^2 \cdot l_0 \cdot D} \cdot M_p = 360.417 \text{ МПа} \quad (4.157)$$

										Лист
										62
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

- окружное напряжение

$$\sigma_{Tp} := \frac{\beta \cdot Y \cdot M_p}{h^2 \cdot D} - \beta \cdot Z \cdot \sigma_{Rp} \quad (4.158)$$

$$\sigma_{Tp} = 332.412 \text{ МПа}$$

Проверка условий статической прочности фланцев

$$\sigma_{Pmax} := \max \left(\left(\left(\left| \sigma_{Op} - \sigma_{Omp} + \sigma_{Tp} \right| \right) \right) \right) \quad (4.159)$$

$$\sigma_{Zmax} := \max \left(\left| \sigma_{Om} + \sigma_{Rm} \right|, \left| \sigma_{Om} + \sigma_{Tm} \right| \right) \quad (4.160)$$

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

$$K_T \cdot \sigma_{20} = 143 \text{ МПа} < K_T \cdot \sigma_{д.ф} = 192.4 \text{ МПа} \quad (4.161)$$

Вывод: условие статической прочности выполняется:

$$K_T \cdot \sigma_{20} = 143 \text{ МПа} < K_T \cdot \sigma_{д.ф} = 192.4 \text{ МПа}$$

4.8.3 Проверка углов поворота фланцев

Угол поворота фланца

$$\Theta := M_p \cdot y_{ф} \cdot \frac{E_{20}}{E} \quad (4.162)$$

$$\Theta = 1.067 \times 10^{-3}$$

- Допустимый угол поворота фланца

$$\Theta_{д} := 0.013$$

$$\Theta = 1.067 \times 10^{-3} < \Theta_{д} := 0.013$$

Вывод: условие поворота фланца выполняется, угол поворота фланца меньше допустимого угла поворота фланца, тем самым обеспечивается герметичность фланцевого соединения. Значит, цели, поставленные в начале раздела выполнены: обеспечена прочность и герметичность фланцевого соединения а также подобран материал прокладки – ПОН, и определены основные ее размеры.

Для остальных фланцев расчет аналогичный.

						Лист
						63
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

4.9 Укрепление отверстий на рубашке и корпусе

Цель расчета заключается в определении необходимости укрепления отверстий в аппарате.

На рисунках 4.9, 4.10, 4.11 представлены схемы расположения отверстий в корпусе, рубашке и крышке

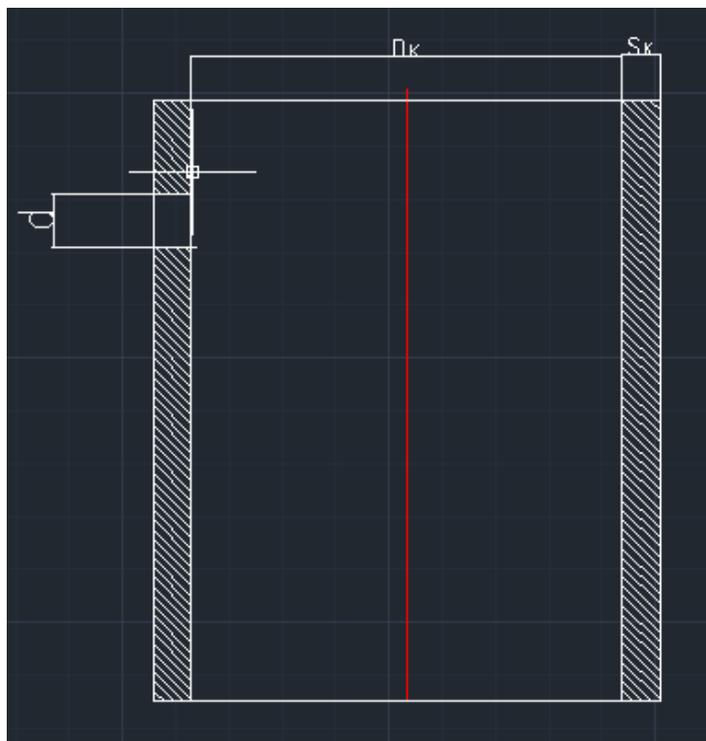


Рисунок 4.9 расположение отверстий на корпусе

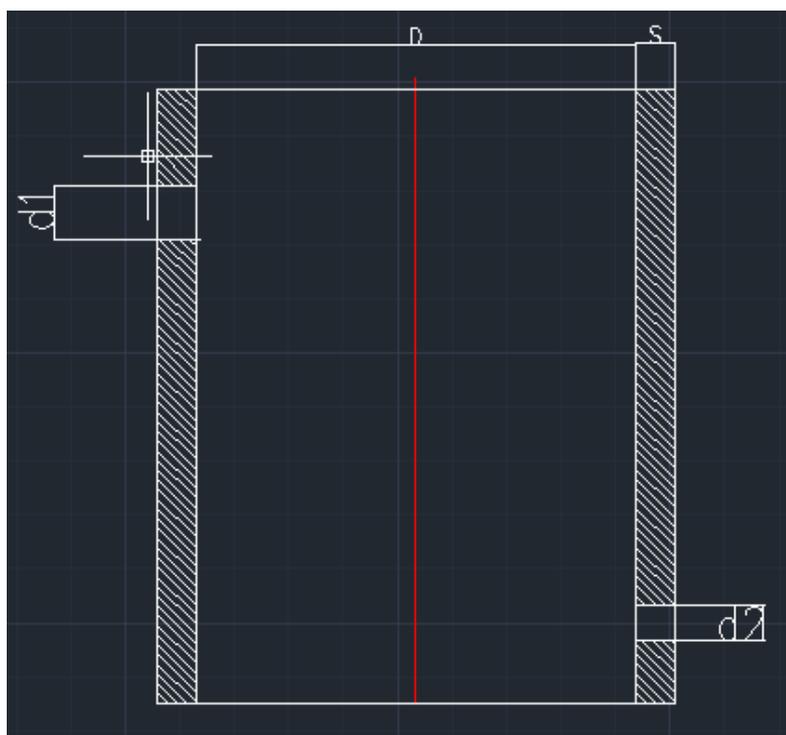


Рисунок 4.10 расположение отверстий в рубашке

									Лист
									64
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

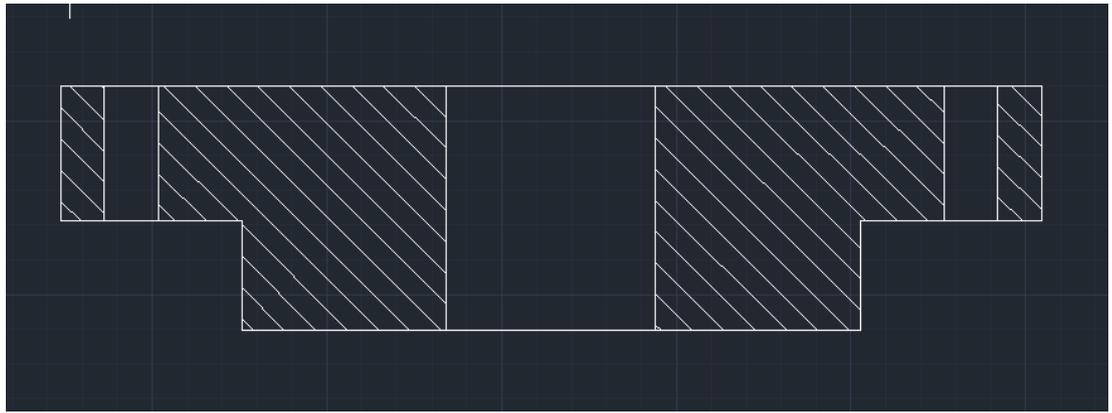


Рисунок 4.11 расположение отверстий в крышке

Определим необходимость укрепления отверстий в рубашке

Исходные данные:

Внутренний диаметр оболочки- $D = 1800$ мм

Марка стали 20Х2М A

Внутреннее расчетное давление 0.2 МПа

Расчётная температура $t_R := 300$ С 0

Длина неукреплённой
части оболочки $l := 4500$ м

Исполнительная толщина
стенки оболочки $s := 120$ мм

Расстояние от центра
укрепления отверстия до оси $x := 800$ мм

Диаметр отверстия

$d = 56$ мм

Толщина стенки штуцера $s_1 = 3$ мм

Длина внешней
части штуцера $l_1 := 200$ мм

Длина внутренней
части штуцера $l_2 := 5$ мм

Ширина накладного
кольца $l_2 := 0.5d$

										Лист
										65
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

Толщина накладного

кольца $s_2 := s$

Прибавка расчетной

толщины стенки $c := 3 \text{ мм}$

Коэффициент прочности

сварных швов $\phi := 1$

Допускаемое напряжение для материала при расчётной температуре, МПа

$\sigma_d := 227$

Допускаемое напряжение для материала накладного кольца при расчетной температур $\sigma_{d1} := \sigma_d$

Допускаемое напряжение для материала внешней части штуцера при расчетной температур $\sigma_{d2} := \sigma_d$

Допускаемое напряжение для материала внутренней части штуцера при расчетной температуре

$\sigma_{d3} := \sigma_d$

Расчётный диаметр рубашки

$D_p = 1800$

Расчётный диаметр отверстия в стенке обечайки:

$$d_p := \begin{cases} d_p \leftarrow d + 2 \cdot c & \text{if } n = 1 \\ d_p \leftarrow \frac{(d + 2 \cdot c)}{\sqrt{1 - \left(2 \cdot \frac{x}{D_p}\right)^2}} & \text{otherwise} \end{cases} \quad (4.163)$$

$d_p = 16 \text{ мм}$

Проверка условий применения формул для расчёта укрепления отверстий:

```

Usl := if n = 1
      | "отношение диаметров НЕ выполняется" if  $\frac{(d_p - 2 \cdot c)}{D} > 1$ 
      | "отношение толщины к диаметру НЕ выполняется" if  $\frac{(s - c)}{D} > 0.1$ 
      | "условия применения формул выполняются" otherwise
if n = 2
      | "отношение диаметров НЕ выполняется" if  $\frac{(d_p - 2 \cdot c)}{D} > 0.6$ 
      | "отношение толщины к диаметру НЕ выполняется" if  $\frac{(s - c)}{D} > 0.1$ 
      | "условия применения формул выполняется" otherwise

```

Условия применимости формул выполняются

Расчётная толщина стенки штуцера:

$$s'_p := \frac{P_r \cdot (d + 2 \cdot c)}{2 \cdot \sigma_{d1} \cdot \phi - P_r} = 1.337 \text{ мм} \quad (4.164)$$

Расчётные длины штуцеров:

$$l_p := \min \left[l_1, \sqrt{(d + 2 \cdot c) \cdot (s - c)} \right] \quad (4.165)$$

$$l_p = 43.267 \text{ мм}$$

Расчётная ширина накладного кольца:

$$l_{2p} := \min \left[l_2, \sqrt{D_p \cdot (s_2 + s - c)} \right] \quad (4.166)$$

$$l_{2p} = 5 \text{ мм}$$

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

$$l_p := \sqrt{D_p \cdot (s - c)} = 404.722 \text{ мм} \quad (4.167)$$

Отношения допускаемых напряжений:

для внешней части штуцера

$$\chi_1 := \min \left(1, \frac{\sigma_{d1}}{\sigma_d} \right) = 1 \quad (4.168)$$

для накладного кольца

						Лист
						67
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$\chi_2 := \min\left(1, \frac{\sigma_{d2}}{\sigma_d}\right) = 1 \quad (4.169)$$

для внутренней части штуцера

$$\chi_3 := \min\left(1, \frac{\sigma_{d3}}{\sigma_d}\right) = 1 \quad (4.170)$$

Расчётный диаметр одиночного отверстия, не требующий дополнительного укрепления

$$d_{op} := 0.4 \cdot \sqrt{D_p \cdot (s - c)} = 161.889 \text{ мм} \quad (4.171)$$

Расчётный диаметр одиночного отверстия, не требующий дополнительного укрепления при наличии избыточной толщины стенки сосуда,

$$d_o := 2 \cdot \left[\left(\frac{s - c}{s_p} \right) - 0.8 \right] \cdot \sqrt{D_p \cdot (s - c)} = 162.269 \text{ мм} \quad (4.172)$$

Вывод: так как диаметр одиночного отверстия, не требующий укрепления больше отверстия в рубашке, $d_0=56 \text{ мм} \geq d=162.269$, то укрепление отверстий не требуется. Для корпуса и крышки расчет аналогичен, укрепление также не потребуется.

						Лист
						68
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

5 Результаты проведенной разработки

В ходе проведенных расчетов были рассчитаны габаритные размеры проектируемого циклона с рубашкой для линии возвратного газа производства полиэтилена исходя из материального и теплового баланса, а так же произведен механический расчет элементов конструкции: цилиндрической обечайки, конического днища, рубашки, плоской крышки а так же рассчитана герметичность фланцевого соединения. Расчеты подтверждают надежность аппарата и его безопасность для окружающей среды. И если аппарат пройдет гидроиспытания, то с его помощью можно разгрузить основное оборудование на 21% тем самым повысив производительность производства в целом.

В ходе механического расчета было выяснено, что:

- Условия прочности для корпуса в рабочих условиях и при гидроиспытаниях выполняются, давления не превышают допустимых значений, и соответственно, равны:

$$[p] = 35.13 \text{ МПа} \geq p = 35 \text{ МПа}$$

$$[p_{и}] = 49.5 \text{ МПа} \geq P_{пр} = 48.1 \text{ МПа}$$

- Условия устойчивости так же выполняются, в обоих случаях:

$$P_{дн} = 4.717 \text{ МПа} \geq P_{н,р} = 0.2 \text{ МПа}$$

$$P_{и,д} = 5.992 \text{ МПа} \geq P_{н,р} = 0.2 \text{ МПа}$$

Исходя из этого, с учетом прибавки на коррозию была назначена толщина обечайки 120 мм.

- Для конической обечайки были проведены аналогичные расчеты, в ходе которых оптимальная толщина стенки оказалась равна толщине корпуса-120 мм.
- Из этих же соображений был проведен расчет рубашки, допустимые давления также не были превышены, а толщина стенки принята равной 10 мм.
- Фланцы рассчитаны на прочность и герметичность:

условие статической прочности выполняется:

$$K_T \cdot \sigma_{20} = 143 \text{ МПа} < K_T \cdot \sigma_{д,ф} = 192.4 \text{ МПа}$$

Угол поворота фланца не превышает допустимый

$$\Theta = 1.067 \times 10^{-3} < \Theta_{д} := 0.013$$

Значит соединение обеспечит безопасность при эксплуатации

- Проверено условие прочности в месте сопряжения цилиндрической и конической обечайки: максимальные напряжения на краю конического днища

									Лист
									69
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

меньше допускаемого напряжения в краевой зоне, что подтверждается расчетами:

- $94,727 \text{ МПа} < 295,49 \text{ МПа}$

- Подобраны опоры аппарата по пособию [6] и проведен расчет прочности рубашки в местах крепления опор:

$$F_1 = 1.863 \times 10^5 \text{ Н} \leq F_{1,д} = 1.87 \times 10^5 \text{ Н}$$

усилие, действующее на одну опору меньше допускаемого усилия на опорный элемент, значит, условие несущей способности обечайки выполняется.

										Лист
										70
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

6 Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение

Расчеты по данной главе будем проводить по методическим указаниям [13]

Задачей дипломной работы является проектирование, и расчет циклона с рубашкой для линии возвратного газа производства полиэтилена ООО «Томскнефтехим». Так как есть необходимость в модернизации устаревшего оборудования.

6.1 Предпроектный анализ. Анализ рынка. Основные потребители и конкуренты

В данной работе продуктом и целевым рынком являются:

Продукт: циклона с рубашкой. Его применяют для очистки газов от разного рода примесей. В данном случае, происходит очистка этилена от частиц полиэтилена, рубашка необходима, чтобы охладить расплав полиэтилена.

Целевой рынок: ПАО «Сибур холдинг», ПАО «Нижнекамскнефтехим», ООО «Казаньоргсинтез», АО «Ангарский завод».

Ближайшими конкурентами по концентрации производства полиэтилена в России является такие предприятия как ПАО «Нижнекамскнефтехим», ООО «Казаньоргсинтез» .

										Лист
										71
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

6.2 Анализ конкурентных технических решений

Анализ конкурентных технических заключений с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения позволяет выполнить оценку сравнительной эффективности проекта и определить направления для ее будущего повышения.

Целесообразно проводить данный анализ с помощью оценочной карты представленной в таблице. Критериями для сравнения и оценки ресурсоэффективности и ресурсосбережения будут служить критерии экономических и технических показателей циклонов. Для начала представим наглядную характеристику циклонов для их сравнения. В таблице 3.2.1 представлены сравнительные характеристики циклона от производителя «Уфимский вентиляционный завод» и рассчитанного циклона. Оценить это можно с помощью следующих критериев:

Энергоэкономичность – показатель полезной затраченной энергии на производство готовой продукции.

Простота эксплуатации – основными показателями являются: управляемость, обслуживаемость, осваиваемость;

Надежность – критерий, определяющий долговечность аппарата, используемого в производстве;

Функциональная мощность – показывает как долго возможно сохранение заданного режима выхода продукта;

Безопасность – наличие защитного кожуха;

Ремонтопригодность – простота конструкции, доступ ко всем основным деталям аппарата;

Доступность запасных частей – дешевизна и доступность деталей аппарата.

Чистота конечного продукта – отсутствие примесей в конечном продукте;

Цена – критерий, показывающий насколько выгоден данный проект, продукт или разработка.

Далее представим оценку конкурентоспособности обоих циклонов. В таблице 6.2 представлена оценка конкурентоспособности.

										Лист
										72
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

Таблица 6.1 – Оценка конкурентоспособности циклона с рубашкой

Критерии оценки	Вес критерия	Баллы			Конкурентоспособность		
		Б _ф	Б _{к1}	Б _{к2}	К _ф	К _{к1}	К _{к2}
1	2	3	4	5	6	7	8
Технические критерии приборов							
1. Энергоэкономичность	0,2	4	5	4	0,4	0,5	0,4
2. Простота эксплуатации	0,2	5	3	4	0,5	0,3	0,4
3. Надежность	0,2	5	4	4	0,5	0,4	0,4
4. Функциональная мощность	0,2	4	4	4	0,4	0,4	0,4
3. Безопасность	0,2	5	5	5	0,5	0,5	0,5
4. Ремонтпригодность	0,2	5	4	5	0,5	0,4	0,5
5. Доступность запасных частей	0,2	5	4	4	0,5	0,4	0,4
Итого	1				4,8	4,0	3,9

По данным таблицы 6.1 можно сказать то, что рассчитанный циклон превосходит циклон конкурента по таким показателям как:

Энергоэкономичность циклона, так же превосходит конкурентный, так как изготовлен из стали марки 20Х2МА которая является легированной конструкционной, что исключает проблему выхода из строя оборудования вследствие высоких температур и избыточного давления. По габаритам рассчитанный циклон меньше, значит он менее металлоемкий. Такой аппарат конкурентоспособен по своим характеристикам.

Ниже приведены результаты в итоговой матрице SWOT- анализа в таблице 6.3

Таблица 6.3 – Итоговый SWOT-анализ

	<p>Сильные стороны проекта</p> <p>1.Простота и удобство в эксплуатации.</p> <p>2.Заявленная экономичность и энергоэффективность технологии.</p> <p>3.Более низкая стоимость аппарата по сравнению с импортными производителями.</p>	<p>Слабые стороны проекта</p> <p>1.Работа при высоких температурах и давлении вызывает усталость металла.</p> <p>2.Разработка экспериментальная и возможно потребуется доработка.</p>
<p>Возможности</p> <p>1. Возможность увеличения производственного масштаба.</p> <p>2.Возрастание спроса на качественный продукт.</p> <p>3.Возможность использования данной технологической схемы не только для производства полиэтилена.</p>	<p>Сильные стороны и возможности</p> <p>1.Подобрана технологическая схема, доступная для любого типа производства.</p> <p>2.Аппарат имеет габариты, которые позволят затратить меньше металла для его сборки.</p>	<p>Слабые стороны и возможности</p> <p>1.Внедрение схемы в процесс с дальнейшим выявлением недоработок и их устранение.</p> <p>2.Использовать более долговечные и прочные материалы.</p>

Продолжение таблицы 6.3

Угрозы	Сильные стороны и угрозы	Слабые стороны и угрозы
1. Угроза нарушения технологического процесса, вследствие неправильной эксплуатации.	1. Качественный подбор рабочего персонала, повышение квалификации рабочих, осуществление контроля над технологией.	1. Внедрение систем блокировки, выявляющих минимальные отклонения в работе аппаратов уже на начальном этапе.
2. Угроза нарушения герметичности.	3. Использование предохранительных устройств, сигнализаций, блокировок, а так же фланцевых соединений типа «шип-паз» и качественного крепежа.	2. Строгий контроль качества исходных веществ.

Составим интерактивную матрицу проекта, которая отображена в таблице 6.4

Таблица 6.4– Интерактивная матрица проекта

Сильные стороны проекта				
Возможности проекта		C1	C2	C3
	B1	+	-	+
	B2	+	+	+

можно записать следующую ее форму: B2C1C2C3.

Проанализировав SWOT – анализ, можно сделать вывод, что для выхода на лидирующие позиции на рынке необходимо провести ряд следующих преобразований:

После внедрения установки на производство, выявить слабые стороны и устранить их;

Применять только качественные материалы, обеспечивающие долговечность и стабильную работу аппарата и установки в целом;

Подбор персонала, способного качественно обслуживать оборудование и поддерживать оптимальную работу установки.

Исходя из SWOT – анализа можно сказать, что для поддержания конкуренции необходимо создать следующие мероприятия:

Перейти на отечественное оборудование, разработанное по современным технологиям;

Создание новой технологии, которая бы обеспечила заинтересованность иностранных потребителей;

										Лист
										77
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

6.4 Экономическая часть

6.4.1 Планирование работ

В данном разделе необходимо привести перечень этапов разработки проекта. В состав рабочей группы входят:

Инженер (Астафьев Олег Николаевич);

Руководитель темы (Тихонов Виктор Владимирович).

Перечень этапов, работ и распределение исполнителей в таблице 6.5

Таблица 6.5 – Перечень этапов, работ и распределение исполнителей

Основные этапы	№	Содержание работ	Должность исполнителя
1	2	3	4
Разработка технического задания	1	Составление и утверждение технического задания	Научный руководитель, консультанты ЭЧ и СО, инженер
Выбор направления исследований	2	Выбор направления исследований	Руководитель, инженер
	3	Подбор и изучение материалов по теме	Руководитель, инженер
	4	Патентный обзор литературы	Инженер
	5	Календарное планирование работ по теме	Руководитель, инженер
Теоретические и экспериментальные исследования	6	Проведение теоретических расчетов и обоснований	Инженер
	7	Проведение экспериментов	Руководитель, инженер
	8	Сопоставление результатов экспериментов с теорией	Руководитель, инженер
Обобщение и оценка результатов	9	Оценка эффективности полученных результатов	Руководитель, инженер
	10	Определение целесообразности проведения ВКР	Руководитель, инженер

6.4.2 Трудоемкость выполнения работ

Трудоемкость выполнения научного исследования оценивается экспертным путем в человеко-днях и носит вероятностный характер, т.к. зависит от множества трудно учитываемых факторов. Поэтому для ее расчета используются примерные ожидаемые затраты времени на различных этапах работы для каждого участника работы.

Для определения, ожидаемого (среднего) значения трудоемкости $t_{ож\ i}$ используется формула (6.1):

$$t_{ож\ i} = \frac{3t_{\min\ i} + 2t_{\max\ i}}{5}, \quad (6.1)$$

где $t_{ож\ i}$ – ожидаемая трудоемкость выполнения i – ой работы, чел. – дн.;

$t_{\min\ i}$ – минимально возможная трудоемкость выполнения заданной i – ой работы, чел. – дн.;

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

Данная работа выполняется 4 месяца (февраль - май) количество рабочих дней при шестидневной рабочей неделе составляет 98 дней. Поэтому 98 дней необходимо распределить на 11 работ это будет максимально возможная трудоемкость. Кратчайший срок на дипломную работу составляет в сумме 63 дня:

Исходя из ожидаемой трудоемкости работ, определяется продолжительность каждой работы в рабочих днях T_{pi} , учитывающая параллельность выполнения работ несколькими исполнителями:

$$T_{pi} = \frac{t_{ож\ i}}{Ч_i}, \quad (6.2)$$

где T_{pi} – продолжительность одной работы, раб. дн.;

$t_{ож\ i}$ – ожидаемая трудоемкость выполнения одной работы, чел. – дн.;

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

Временные показатели проведения научного исследования для каждого его участника занесены в таблицу 6.4.2.1

						Лист
						80
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

6.5– Временные показатели проведения работы

№ работы	Трудоемкость работы			Исполнители	Длительность работ в рабочих днях Т _{рi}	Длительность в календарных днях Т _{кi}
	t _{min} , чел-дни	t _{max} , чел-дни	t _{ожi} , чел-дни			
1	1	1	1	Руководитель	1	1
2	7	9	8	Инженер	8	10
3	1	2	1	Руков., инженер	1	1
4	1	3	2	Инженер	2	2
5	10	14	12	Инженер	12	14
6	1	2	1	Руководитель	1	2
7	1	2	1	Руков., инженер	1	1
8	1	2	2	Инженер	1	2
9	22	25	23	Инженер	23	28
10	1	1	1	Руководитель	1	1
11	17	21	19	Инженер	19	23
Итого	63	98	71		71	85

6.4.3 График проведения работ

Наиболее наглядным и удобным графиком является линейный график проведения работ – диаграмма Ганта.

Для ее построения необходимо вычислить продолжительность выполнения каждой работы в календарных днях:

$$T_{ki} = T_{pi} \cdot k_{\text{кал}}, \quad (6.3)$$

где T_{ki} – продолжительность выполнения каждой работы в календарных днях; $k_{\text{кал}}$ – коэффициент календарности.

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

Определяем коэффициент календарности по формуле[]:

$$k_{\text{кал}} = \frac{T_{\text{кал}}}{T_{\text{кал}} - T_{\text{вых}} - T_{\text{пр}}} = \frac{365}{365 - 92 - 26} = 1,21. \quad (6.4)$$

где $T_{\text{кал}}$ – количество календарных дней за 2017 годовой фонд;

$T_{\text{вых.празд.}}$ – количество выходных и праздничных дней в 2017 году;

Подставляем значения T_{pi} и $k_{\text{кал}}$ в формулу (6.4) и полученные значения подставляем в диаграмму Ганта для наглядности в приложении 2:

									Лист
									82
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

6.4.4 Расчет затрат

При планировании бюджета проектной работы необходимо отразить все виды расходов. Бюджет формируется из следующих видов затрат:

материальные затраты для проведения работ;

основная заработная плата;

отчисление во внебюджетные фонды;

накладные расходы

6.4.4.1 Расчет материальных затрат

Данная группа включает в себя стоимость всех материалов, которые используются при разработке проекта.

Материальные затраты, необходимые для данной разработки представлены в таблице 6.7

Таблица 6.7 Материальные затраты

Наименование	Единица измерения	Количество	Цена за ед., руб.	Затраты на материалы Z_m , руб.
Листовой прокат стали 20X2МА	тонна	26	50000	2800000
Прокладки для фланцевого соединения	шт	8	100	800
манометр	шт	3	925	3330
Спецодежда	комплект	6	11500	82800
Крепежные элементы	шт	500	10	5000
энергия	кВт	1641.3	5.8	9521.3
Итого				2901430.3

									Лист
									83
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

Так же для работы необходим насос с мощностью 5.5 кВт. Затраты на электроэнергию составят: 12 дней работы аппарата (288 часов), норма составляет 5.8 рублей за кВт, тогда получаем

$$E = (5.7 \cdot 288) \cdot 5.8 = 9521.3 \text{ руб} \quad (6.5)$$

Материальные затраты представляют собой необходимый для работы аппарата расходный материал, в виде прокладок для фланцевого соединения, спецодежды работников, а так же приборов КИП.

										Лист
										84
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

6.4.4.2 Основная заработная плата исполнителей

В данную статью включается основная заработная плата инженерно-технических работников, рабочих мастерских, операторов и других лиц, непосредственно участвующих в проведении работ по данной теме. В состав основной заработной платы включаются премии, которые составляют 20-30% от тарифа или оклада.

Для расчета заработной платы необходимо составить баланс рабочего времени. Баланс представлен в таблице 6.4.4.1.

Таблица 6.8 Баланс рабочего времени

Показатели рабочего времени	Руководитель	Инженер
Календарное число дней	365	365
Количество нерабочих дней (выходные и праздники)	74	133
Потери рабочего времени (отпуск и больничный)	48	24
Действительный годовой фонд рабочего времени	245	210

Заработная плата рассчитывается по формуле:

$$Z_{зп} = Z_{осн} + Z_{доп} \quad (6.6)$$

где $Z_{осн}$ – основная заработная плата одного работника;

$Z_{доп}$ – дополнительная заработная плата (12-20% от основной).

Основная заработная плата рассчитывается по формуле:

$$Z_{осн} = Z_{дн} \cdot T_p \quad (6.7)$$

где $Z_{дн}$ – среднедневная заработная плата работника;

T_p – продолжительность работ, выполняемых работником.

Среднедневная заработная плата рассчитывается по формуле:

$$Z_{дн} = \frac{Z_m \cdot M}{F_d} \quad (6.8)$$

где F_d – действительный годовой фонд рабочего времени;

M – количество месяцев работы без отпуска в течении года:

при отпуске в 24 рабочих дня $M=11.2$ месяца

Z_m – месячный оклад работника.

										Лист
										85
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

Месячный годовой оклад руководителя:

$$Z_M = Z_{ок} \cdot k_p = 33664 \cdot 1.3 = 43763,2 \text{ руб.} \quad (6.9)$$

Месячный годовой оклад инженера:

$$Z_M = Z_{ок} \cdot k_p = 9489 \cdot 1.3 = 12335,7 \text{ руб.} \quad (6.10)$$

где $Z_{ок}$ – заработная плата по окладу;

k_p – районный коэффициент, равный 1.3 (для гор. Томска).

Среднедневная заработная плата руководителя:

$$Z_{дн} = \frac{43763,2 \cdot 11,2}{245} = 2000,6 \text{ руб.}$$

Среднедневная заработная плата инженера:

$$Z_{дн} = \frac{12335,7 \cdot 11,2}{210} = 657,9 \text{ руб.}$$

Основная заработная плата руководителя:

$$Z_{осн} = 2000,6 \cdot 8 = 16004,8 \text{ руб.}$$

Основная заработная плата инженера:

$$Z_{осн} = 657,9 \cdot 65 = 42763,5 \text{ руб.}$$

Расчет основной заработной платы приведен в таблице 6.9

Таблица 6.9 Расчет основной заработной платы

Исполнители	k_p	Z_M , руб	$Z_{дн}$, руб	T_p	$Z_{осн}$, руб
Руководитель	1.3	43763.2	2000.6	8	16004.8
Инженер	1.3	12335.7	657.9	65	42763.5
Итого					58768.3

Основная заработная плата исполнителей, согласно вышеизложенным расчетам, составила 58768.3 рублей

6.4.4.3 Дополнительная заработная плата исполнителей

Данные затраты учитывают величину предусмотренных Трудовым кодексом РФ доплат за отклонение от нормальных условий труда, а так же выплат, связанных с обеспечением гарантий и компенсаций.

Дополнительная заработная плата руководителя:

$$Z_{\text{доп}} = k_{\text{доп}} \cdot Z_{\text{осн}} = 0.14 \cdot 16004.8 = 2240.67 \text{ руб.} \quad (6.11)$$

Дополнительная заработная плата инженера:

$$Z_{\text{доп}} = k_{\text{доп}} \cdot Z_{\text{осн}} = 0.14 \cdot 42763.5 = 5986.89 \text{ руб.} \quad (6.12)$$

где $k_{\text{доп}}$ – коэффициент дополнительной заработной платы, равный 0.14

6.4.4.4 Отчисления во внебюджетные фонды

В данной статье расходов отражаются обязательные отчисления по установленным законодательством Российской Федерации нормам органам государственного социального страхования, пенсионного фонда и медицинского страхования от затрат на оплату труда работников.

Величина отчислений определяется по формуле:

$$Z_{\text{внеб}} = k_{\text{внеб}} \cdot (Z_{\text{осн}} + Z_{\text{доп}}) \quad (6.13)$$

где $k_{\text{внеб}}$ – коэффициент отчислений на уплату во внебюджетные фонды.

Отчисления во внебюджетные фонды представлены в таблице 6.10

Таблица 6.10 Отчисления во внебюджетные фонды

Исполнитель	Основная заработная плата, руб.	Дополнительная заработная плата, руб.
Инженер	42763.50	5986.89
Руководитель	16004.80	2240.67
Коэффициент отчислений	0.271	
Итого		
Инженер	13211.36	
Руководитель	4944.52	

6.4.4.5 Накладные расходы

Накладные расходы учитывают прочие затраты организации, не попавшие в предыдущие статьи расходов: печать материалов исследования, оплата услуг связи, и тд.

Накладные расходы определяются по формуле:

$$Z_{\text{накл}} = (\text{сумма всех статей}) \cdot k_{\text{нр}} = 464232.2 \text{ рублей} \quad (6.14)$$

где $k_{\text{нр}}$ – коэффициент, учитывающий накладные расходы, равный 0.16.

6.4.4.6 Формирование бюджета затрат научно-исследовательского проекта

Рассчитанная величина затрат научно-исследовательской работы является основой для формирования бюджета затрат проекта.

Определение бюджета затрат на проект приведен в табл. 6.1.1

Таблица 6.11. Расчет бюджета затрат НТИ

Наименование статьи	Сумма, руб.	%
Материальные затраты	2901451.3	53.28
Затраты по основной заработной плате	58768.30	22.72
Затраты по дополнительной заработной плате	8227.56	3.18
Отчисления во внебюджетные фонды	18155.88	7.02
Накладные расходы	464232.2	13.80
Бюджет затрат НТИ	3450835,16	100

В результате проведения расчетов была составлена таблица, где наглядно представлено, что сумма бюджета на затраты научно-исследовательского проекта составила 3450835,16 рубля, причем наибольшие затраты приходятся на материальные затраты и затраты на основную заработную плату исполнителям темы.

6.5 Определение ресурсосберегающей, финансовой, бюджетной, социальной и экономической эффективности проекта

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:

$$I_{\text{финр}}^{\text{исп.}i} = \frac{\Phi_{pi}}{\Phi_{\text{max}}}, \quad (6.15)$$

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

Φ_{pi} – стоимость каждого варианта исполнения;

Φ_{max} – максимальная стоимость исполнения проекта.

$$I_{\text{фин. 1.}} = \frac{3450835,16}{5000000} = 0,69 \quad (6.16)$$

$$I_{\text{фин. 2.}} = \frac{3900835,15}{5000000} = 0,78 \quad (6.17)$$

Расчет интегрального показателя ресурсоэффективности проводим в форме таблицы.

Таблица 6.12 – Сравнительная оценка характеристик данных разновидностей исполнения проекта

Объект исслед – я Критерии	Весовой коэффициент параметра	Расчитанный циклон	Циклон УВЗ
Время нахождения в циклоне	0,30	5	5
Качество очистки продукта	0,30	4	2
Способствует росту производительности труда	0,15	4	5
Энергосбережение	0,15	4	3
Металлоемкость	0,10	4	3
Итого	1,00	4,3	3,7

Интегральный показатель ресурсоэффективности для каждого исполнения:

$$I_{p.1.} = 0.30*5 + 0.30*4 + 0.15*4 + 0.15*4 + 0,1*4 = 4,3 \quad (6.18)$$

$$I_{p.2.} = 0.30*5 + 0.30*2 + 0.15*5 + 0.15*3 + 0,1*4 = 3,7 \quad (6.19)$$

Определяем интегральный показатель эффективности вариантов исполнения на основании выше рассчитанных показателей:

$$I1. = \frac{I_{p.1.}}{I_{фин.2.}} = \frac{4,3}{0,69} = 6,2 \quad (6.20)$$

$$I2. = \frac{I_{p.1.}}{I_{фин.2.}} = \frac{3,7}{0,78} = 4,74 \quad (6.21)$$

Сопоставление интегрального показателя эффективности разновидностей выполнения разработки позволит определить сравнительную эффективность проекта и выбрать более подходящий вариант из предложенных. Сравнительная эффективность проекта (\mathcal{E}_{cp}):

$$\mathcal{E}_{cp} = \frac{I.}{I_{непр.}} \quad (6.22)$$

Таблица 6.13 – Сравнительная эффективность разработки

№ п/п	Показатели	Рассчитанный циклон	Конкурент
1	Интегральный финансовый показатель разработки	0.69	0,78
2	Интегральный показатель ресурсоэффективности	4.3	3.7
3	Интегральный показатель эффективности	6.2	4.74
4	Сравнительная эффективность разновидностей исполнения	1	0.77

Примерная стоимость разработки конкурента составляет 4000000, так как на конкурентном предприятии УВЗ используются более совершенные станки для обработки и изготовления деталей аппарата, обслуживание которых дороже, что накладывает свой отпечаток на стоимость разработки аппарата, по сравнению с разрабатываемым в проекте аппаратом.

6.6 Выводы по главе

В данном разделе была оценена конкурентоспособность спроектированного циклона с рубашкой, значение показателя аппарата является наибольшим по сравнению с аналогом и равняется 4.86. Исходя из расчетов, представленных в данном разделе, следует заметить, что наилучшим исполнением считается 1 исполнения, так как именно у него наиболее высокий интегральный показатель ресурсоэффективности, и равен он 6.2. Значит данный проект конкурентоспособный в области ресурсоэффективности и ресурсосбережения. Сумма бюджета на затраты НИИ составила 3450835,16рубля, что дешевле чем у производителя-конкурента.

										Лист
										91
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

7 Социальная ответственность

7.1 Производственная безопасность

Технологический процесс производства полиэтилена высокого давления (ПЭВД) включает следующие основные стадии [21]:

- компримирование этилена до давления реакции 150-300 Мпа с помощью компрессоров;
- дозирование инициатора насосами высокого давления;
- дозирование модификатора;
- полимеризации этилена при температуре 150-320 °С;
- разделение полиэтилена и непрореагировавшего этилена;
- охлаждение и очистка непрореагировавшего этилена (возвратного газа);
- грануляция расплавленного этилена экструзионным методом.

										Лист
										92
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

7.1.1 Анализ опасных и вредных производственных факторов

Таблица 7.1 - Основные элементы производственного процесса, формирующие опасные и вредные факторы

Наименование видов работ и параметров производственного процесса	Ф а к т о р ы (ГОСТ 12.0.003-74 ССБТ) [13]		Нормативные документы
	Вредные	Опасные	
Контроль за нормальным протеканием технологического процесса	1. Отклонение показателей микроклимата в помещении 2. Недостаточная освещенность рабочей зоны	1. Электрический ток	ГОСТ 12.0.003–74.ССБТ; СанПиН 2.2.4.548-96; ГОСТ 12.1.038-82 ССБТ
Обслуживание технологического оборудования и сосудов и трубопроводов под высоким давлением	3. Превышение уровней шума	2. Давление (разрушение аппарата, работающего под давлением)	ГОСТ 12.0.003–74.ССБТ; СНиП П-12-77; ГОСТ 12.1.003–83 (1999) ССБТ;

7.1.2 Обоснование и разработка мероприятий по снижению уровней опасного и вредного воздействия и устранению их влияния на работающих

7.1.2.1 Состояние воздушной среды

Важным фактором на проектируемой установке, является исключение вредного воздействия микроклиматических факторов на организм человека и созданием нормальных условий труда в рабочей зоне. На данной установке параметры воздушной среды соответствуют СанПиН 2.2.4.548–96 [18]. Он устанавливает оптимальные и допустимые микроклиматические условия для теплого, холодного и переходного периодов года в зависимости от тяжести выполняемых работ.

Таблица 7.2 Допустимые нормы микроклимата в рабочей зоне производственных помещений

Сезон года	Категория тяжести выполняемых работ	Температура, С ⁰		Относительная влажность, %		Скорость движения воздуха, м/сек	
		Фактич. значение	Допусти м. значение	Фактич. значение	Допусти м. значение	Фактич. значение	Допусти м. значение
Холодный	Па	20	17-23	70	15-75	0,3	0,1-0,3
Теплый	Па	21	18-27	65	15-75	0,3	0,1-0,4

Вывод:

Исходя из таблицы 7.2, микроклиматические условия в рабочей зоне соответствуют нормам в рабочей зоне производственных помещений.

(СанПиН 2.2.4.548–96) [18]. В случае отклонения от норм, предусмотрено наличие систем отопления и кондиционирования.

7.1.2.2 Освещенность

Оценка освещенности рабочей зоны необходима для обеспечения нормативных условий работы в помещениях и проводится в соответствии с СанПиН 2.2.1/2.1.1.1278-03 [18].

Таблица 7.3 - Параметры систем естественного и искусственного освещения на рабочих местах

Наименование рабочего места	Тип светильника и источника света	Освещенность при совмещенной системе, лк	
		Фактически	Норм. значение
Центральный пульт управления	ЛЛ	520	500

В случае отключения освещения в производственных помещениях предусмотрено аварийное освещение.

7.1.2.3 Шум

Основными источниками шума в цехе полиэтилена высокого давления являются электродвигатели, приводящие в действие насосы и компрессоры, а также движущиеся детали самих компрессоров и насосов: ротор и рабочее колесо. Уровень шума в помещении цеха, в непосредственной близости компрессора или насоса 87 дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами 500 Гц, что превышает допустимые уровни звукового давления и эквивалентного уровня звука для постоянных рабочих мест и рабочих зон в производственных помещениях и на территории предприятий, в соответствии с ГОСТ 12.1.003–83 с изм. 1999г.[14].

Длительное регулярное нахождение в помещении ПЭВД без соответствующих средств защиты от шумового воздействия может повлечь шумовую болезнь (ухудшение слуха), а со временем и полную потерю слуха.

Методы и средства защиты от шума:

Средства и методы защиты от шума по отношению к защищаемому объекту подразделяют на коллективные и индивидуальные средства защиты [14].

						Лист
						95
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Индивидуальные средства защиты: противошумные наушники, вкладыши, шлемы и каски, противошумные костюмы, антифоны, “беруши”.

Используют: звукопоглощающие материалы, звукоизолирующие кожухи и экраны, звукоизолированные кабины [15].

Таблица 7.3 - Допустимые уровни звукового давления и эквивалентного уровня звука(ГОСТ 12.1.003–83 с изм. 1999г.)[14]

Рабочие места	Уровни звукового давления, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими									Уровни звука и эквивалентные
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Конструкторские бюро, программисты, лаборатории	86	71	61	54	49	45	42	40	38	50
Помещения управления, рабочие комнаты	93	79	70	63	58	55	52	50	49	60
Помещения для точной сборки	96	83	74	68	63	60	57	55	54	65
Помещения лабораторий для проведения экспериментов	103	91	83	77	73	70	68	66	64	75
Постоянные рабочие места и рабочие зоны в производственных помещениях и на территории предприятий	107	95	87	82	78	75	73	71	69	80

7.1.2.4 Электробезопасность.

В соответствии с «Правилами устройства электроустановок»[22], Помещение Центрального пульта управления производства полиэтилена относится ко второму классу электробезопасности:

- помещения с повышенной опасностью поражения людей электрическим током характеризуются наличием в них одного из следующих условий:
 - влажность, превышающая 75%;
 - токопроводящая пыль;

Нормальная воздушная среда в помещениях цеха обеспечивается системами отопления и вентиляции.

7.2.1 Охрана почв

Отработанное смазочное масло вывозится за пределы предприятия и подвергается регенерации на специальных регенерирующих установках. Смазочное масло, которое не подлежит регенерации, утилизируется. В результате утилизации отработанное масло преобразуется в гидрофобный порошок, обладающий высокими силикатными свойствами, который можно использовать в строительстве при изготовлении гидрозащитных оснований, площадок, при строительстве хранилищ, отстойников, обсыпок дорог и др [21].

7.2.2 Охрана гидросферы

В цехе предусмотрена ливневая и хоз- бытовая канализация. В нее поступают сточные воды от мытья полов в помещениях. Основным загрязнителем сточных вод являются следы масел, по содержанию не превышающие ПДК. Все сточные воды подвергаются механической и химической очистке на очистных сооружениях предприятия.[21]

7.3 Безопасность в чрезвычайных ситуациях

7.3.1 Пожарная и взрывная безопасность

В соответствии с классификацией производств по пожарной опасности (ФЗ "Технический регламент о требованиях пожарной безопасности") [21], зданию цеха полиэтилена высокого давления присвоена категория пожарной опасности В, которая включает в себя производства, связанные с обработкой или применением твердых сгораемых веществ и материалов, а также жидкостей с температурой вспышки паров выше 120° С (смазочное масло).

Возможные источники и причины пожаров и взрывов на рабочем месте:

- загорание смазочных масел и обтирочного материала при неправильном их хранении;
- загорание промасленной спецодежды и материалов при соприкосновении их открытым огнем или горячими частями оборудования и трубопроводов;
- загорание промасленной одежды и смазочных масел от попадания на них искр.

									Лист
									99
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

Организационные противопожарные меры включают в себя мероприятия: режимного характера, обучение и разработку планов эвакуации людей в случае пожара. Технические меры – это современные автоматические средства сигнализации, которые должны быть установлены в каждом помещении цеха, методы и устройства ограничения распространения огня, автоматические стационарные системы тушения пожаров. Также помещение цеха должно быть оснащено первичными средствами пожаротушения- огнетушитель порошковый АВС(Е) для класса А, которые располагаются на щитах типа ЩП-А (щит пожарный для очагов пожара класса А) на видном и легкодоступном месте. ЦПУ должен быть оснащен кнопочным извещателем, с помощью которого можно своевременно информировать пожарную службу [21].

В целях снижения вероятности возникновения взрыва или пожара на производстве следует выполнять *общие требования по охране труда* .

7.3.1 Безопасность в чрезвычайных ситуациях природного и социального характера

При возникновении загорания (пожара) независимо от его размера, аппаратчик должен [21]:

- немедленно вызвать пожарную команду по телефону или при помощи кнопочного извещателя;
- Вызвать скорую помощь и газоспасательный отряд.
- сообщить о загорании (пожаре) начальству;
- приступить к тушению пожара имеющимися средствами пожаротушения;
- Остановить технологический процесс.
- при угрозе жизни - покинуть помещение.

									Лист
									100
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

Список использованных источников

1. Родионов А.И., Кузнецов Ю.П., Соловьев Г.С. Защита биосферы от промышленных выбросов. Основы проектирования технологических процессов. – М. : Химия, Колос, 2005.- 392 с. : ил. – (Учебники и учебн. пособия для студентов высш. Учебн. Заведений).
2. Алиев Г.М.-А. Техника пылеулавливания и очистка промышленных газов : Справочное издание. – М.: Металлургия, 1986 – 544 с.
3. Циклоны НИИОГАЗ. Руководящие указания по проектированию, изготовлению, монтажу и эксплуатации. Всесоюзное общество по очистке газов и пылеулавливанию. - Ярославль 1970 - 95 с
4. Тимонин А.С. Основы конструирования и расчета технологического и природоохранного оборудования: Справочник Т.1 /А.С. Тимонин; Московский государственный университет инженерной экологии. – Калуга: Издательство Н.Бочкаревой, 2001г. – 756 с.
5. Павлов К.Ф., Романков П.Г., Носков А.А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии.- 9-е изд.- Л.: Химия, 1981.-560с.
6. Лацинский А.А., Толчинский А.Р. Основы конструирования и расчета химической аппаратуры: Справочник. 3-е изд., стереотипное. – М.: ООО ИД «Альянс», 2008. – 752 с.
7. ГОСТ 10704-91 Трубы стальные электросварные прямошовные, введен 15.10.1991
8. ГОСТ Р 54522-2011 Сосуды и аппараты высокого давления. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет цилиндрических обечаек, днищ, фланцев, крышек, введен 24.10.2011
9. ГОСТ Р 52857.2 -2007 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет цилиндрических и конических обечаек, выпуклых и плоских днищ и крышек от 27.12.07
10. ГОСТ 26303 - 84 (СТ СЭВ 4350-83). Сосуды и аппараты высокого давления. Шпильки. Методы расчета на прочность. Введ. с 01.07.85.10с.
11. 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. Вобнин; Под общ. ред. М.Ф. Михалева. Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1984.- 301 с., ил.
12. ГОСТ Р 52857.8-2007 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Сосуды и аппараты с рубашками , введен 27.12.2007
13. И.Г.Видяев, Г.Н. Сериков, Н.А.Гаврикова Томск 2014 «Финансовый менеджмент ресурсоэффективность и ресурсосбережение»
14. ГОСТ 12.1.003–83 (1999) ССБТ. Шум. Общие требования безопасности.
15. СНиП П-12-77. Защита от шума.
16. ГОСТ 12.1.019 -79 (с изм. №1) ССБТ. Электробезопасность. Общие требования и номенклатура видов защиты.

										Лист
										103
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

17. СанПиН 2.2.1/2.1.1.1278-03. Гигиенические требования к естественному, искусственному и совмещенному освещению жилых и общественных зданий. – М.: Госкомсанэпиднадзор, 2003.

18. СанПиН 2.2.4.548-96. Гигиенические требования к микроклимату производственных помещений.

19. ГОСТ 12.1.038-82 ССБТ. Электробезопасность. Предельно допустимые уровни напряжений прикосновения и токов.

20. Федеральный закон Российской Федерации от 22 июля 2008 г. N 123-ФЗ "Технический регламент о требованиях пожарной безопасности"

21. Рабочая инструкция № 44/3-Р-3. – 2005. – 120 с

22. Правила устройства электроустановок (ПУЭ 7). Издание седьмое

										Лист
										104
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						