

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

Инженерная школа природных ресурсов
Направление подготовки 15.03.02 Технологические машины и оборудование
Профиль подготовки Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов
Отделение нефтегазового дела

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

Тема работы
Сухие газодинамические уплотнения центробежных компрессоров

УДК 621.515-762.4

Студент

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4Е41	Боюн Иван Сергеевич		

Руководитель ВКР

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Зиякаев Григорий Ракитович	к.т.н.		

КОНСУЛЬТАНТЫ:

По разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Черепанова Наталья Владимировна	к.ф.н.		

По разделу «Социальная ответственность»

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

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ:

Руководитель ООП	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
	Брусник Олег Владимирович	к.п.н.		

Планируемые результаты обучения ООП

Код Результата	Результат обучения (выпускник должен быть готов)	Требования ФГОС, критериев и/или заинтересованных сторон
Общекультурные компетенции		
P1	Способность применять базовые и специальные знания в области математических, естественных, гуманитарных и экономических наук для обеспечения полноценной инженерной деятельности.	Требования ФГОС (ОК-1; ОК-9; ОК-10)1, Критерий 5 АИОР (п. 5.2.1), согласованный с требованиями международных стандартов <i>EUR-ACE</i> и <i>FEANI</i>
P2	Демонстрировать понимание сущности и значения информации в развитии современного общества, владение основными методами, способами и средствами получения, хранения, переработки информации; использование для решения коммуникативных задач современных технических средств и информационных технологий.	Требования ФГОС (ОК-7; ОК-11; ОК -13; ОК-14, ОК-15), Критерий 5 АИОР (п. 5.2.2, п. 5.2.8 , п. 5.2.10), согласованный с требованиями международных стандартов <i>EUR-ACE</i> и <i>FEANI</i>
P3	Способность самостоятельно применять методы и средства познания, обучения и самоконтроля, осознавать перспективность интеллектуального, культурного, нравственного, физического и профессионального саморазвития и самосовершенствования, уметь критически оценивать свои достоинства и недостатки.	Требования ФГОС (ОК -5; ОК -6; ОК -8), Критерий 5 АИОР (п. 5.2.16), согласованный с требованиями международных стандартов <i>EUR-ACE</i> и <i>FEANI</i>
P4	Способность эффективно работать индивидуально и в качестве члена команды, демонстрируя навыки руководства отдельными группами исполнителей, уметь проявлять личную ответственность.	Требования ФГОС (ОК-4; ПК-9; ПК-10), Критерий 5 АИОР (п. 5.2.11), согласованный с требованиями международных стандартов <i>EUR-ACE</i> и <i>FEANI</i>
P5	Демонстрировать знание правовых, социальных, экологических и культурных	Требования ФГОС (ОК-2; ОК-3; ОК-5; ПК-5),

	аспектов комплексной инженерной деятельности, осведомленность в вопросах охраны здоровья, безопасности жизнедеятельности и труда на нефтегазовых производствах.	Критерий 5 АИОР (п. 5.2.12; п. 5.2.14), согласованный с требованиями международных стандартов <i>EUR-ACE</i> и <i>FEANI</i>
Р6	Осуществлять коммуникации в профессиональной среде и в обществе в целом, в том числе на иностранном языке; анализировать существующую и разрабатывать самостоятельно техническую документацию; четко излагать и защищать результаты комплексной инженерной деятельности на предприятиях машиностроительного, нефтегазового комплекса и в отраслевых научных организациях.	Требования ФГОС (ОК-14; ОК-15; ОК-16), Критерий 5 АИОР (п. 5.2.13), согласованный с требованиями международных стандартов <i>EUR-ACE</i> и <i>FEANI</i>
Профессиональные компетенции		
Р7	Умение использовать основные законы естественнонаучных дисциплин, методы математического анализа и моделирования, основы теоретического и экспериментального исследования в комплексной инженерной деятельности с целью моделирования объектов и технологических процессов в нефтегазовой отрасли, используя стандартные пакеты и средства автоматизированного проектирования машиностроительной продукции.	Требования ФГОС (ПК-7; ОК-9), Критерий 5 АИОР (п. 5.2.1; п. 5.2.6), согласованный с требованиями международных стандартов <i>EUR-ACE</i> и <i>FEANI</i>
Р8	Умение обеспечивать соблюдение технологической дисциплины при изготовлении изделий машиностроительного производства, осваивать новые технологические процессы производства продукции, применять методы контроля качества новых образцов изделий, их узлов, деталей и конструкций	Требования ФГОС (ПК-1; ПК-3; ПК-26), Критерий 5 АИОР (п. 5.2.5; п. 5.2.7; п. 5.2.15), согласованный с требованиями международных стандартов <i>EUR-ACE</i> и <i>FEANI</i>
Р9	Способность осваивать вводимое новое оборудование, проверять техническое состояние и остаточный ресурс действующего технологического	Требования ФГОС (ПК-2; ПК-4; ПК-16), Критерий 5 АИОР (п. 5.2.7, п. 5.2.8),

	оборудования, в случае необходимости обеспечивать ремонтно-восстановительные работы на производственных участках предприятия.	согласованный с требованиями международных стандартов <i>EUR-ACE</i> и <i>FEANI</i>
P10	Умение проводить эксперименты по заданным методикам с обработкой и анализом результатов, применять методы стандартных испытаний по определению физико-механических свойств и технологических показателей используемых материалов и готовых изделий.	Требования ФГОС (ПК-18), Критерий 5 АИОР (п.5.2.4, п. 5.2.5), согласованный с требованиями международных стандартов <i>EUR-ACE</i> и <i>FEANI</i>
P11	Умение проводить предварительное технико-экономическое обоснование проектных решений, выполнять организационно-плановые расчеты по созданию или реорганизации производственных участков, планировать работу персонала и фондов оплаты труда, применять прогрессивные методы эксплуатации технологического оборудования при изготовлении изделий нефтегазового производства.	Требования ФГОС (ПК-6; ПК-12; ПК-14; ПК-15; ПК-24), Критерий 5 АИОР (п.5.2.3; п. 5.2.6), согласованный с требованиями международных стандартов <i>EUR-ACE</i> и <i>FEANI</i>
P12	Умение применять стандартные методы расчета деталей и узлов машиностроительных изделий и конструкций, выполнять проектно-конструкторские работы и оформлять проектную и технологическую документацию соответственно стандартам, техническим условиям и другим нормативным документам, в том числе с использованием средств автоматизированного проектирования.	Требования ФГОС (ПК-21; ПК-22; ПК-23), Критерий 5 АИОР (п. 5.2.1; п. 5.2.9), согласованный с требованиями международных стандартов <i>EUR-ACE</i> и <i>FEANI</i>
P13	Готовность составлять техническую документацию, выполнять работы по стандартизации, технической подготовке к сертификации технических средств, систем, процессов, оборудования и материалов, организовывать метрологическое обеспечение технологических процессов, подготавливать документацию для	Требования ФГОС (ПК-11; ПК-13), Критерий 5 АИОР (п. 5.2.7; п. 5.2.15), согласованный с требованиями международных стандартов <i>EUR-ACE</i> и <i>FEANI</i>

	создания системы менеджмента качества на предприятии.	
P14	Способность участвовать в работе над инновационными проектами, используя базовые методы исследовательской деятельности, основанные на систематическом изучении научно-технической информации, отечественного и зарубежного опыта, проведении патентных исследований.	Требования ФГОС (ПК-17; ПК-19; ПК-20; ПК-25), Критерий 5 АИОР (п. 5.2.4; п. 5.2.11), согласованный с требованиями международных стандартов EUR-ACE и FEANI
P15	Умение применять современные методы для разработки малоотходных, энергосберегающих и экологически чистых технологий, обеспечивающих безопасность жизнедеятельности людей и их защиту от возможных последствий аварий, катастроф и стихийных бедствий, умение применять способы рационального использования сырьевых, энергетических и других видов ресурсов в нефтегазовом производстве.	Требования ФГОС (ПК-8), Критерий 5 АИОР (п. 5.2.8; п. 5.2.14), согласованный с требованиями международных стандартов EUR-ACE и FEANI

Консультанты по разделам выпускной квалификационной работы	
Раздел	Консультант
Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение	Черепанова Наталья Владимировна, к.ф.н.
Социальная ответственность	Штейнле Александр Владимирович, к.м.н.

Дата выдачи задания на выполнение выпускной квалификационной работы по линейному графику	22.01.2018
---	------------

Задание выдал руководитель:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Зиякаев Григорий Ракитович	к.т.н.		

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4Е41	Боюн Иван Сергеевич		

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

Инженерная школа природных ресурсов
 Направление подготовки (специальность) 15.03.02 Технологические машины и
 оборудования
 Профиль Машины и оборудования нефтяных и газовых промыслов
 Уровень образования Бакалавриат
 Отделение нефтегазового дела
 Период выполнения весенний семестр 2017/2018 учебного года

Форма представления работы:

Бакалаврская работа

**КАЛЕНДАРНЫЙ РЕЙТИНГ-ПЛАН
 выполнения выпускной квалификационной работы**

Срок сдачи студентом выполненной работы:	05.06.2018
--	------------

Дата контроля	Название раздела (модуля) / вид работы (исследования)	Максимальный балл раздела (модуля)
22.02.2018	<i>Введение, обзор литературы</i>	20
22.03.2018	<i>Раздел объект и методы исследования</i>	50
05.04.2018	<i>Расчет и аналитика</i>	20
16.04.2018	<i>Устранение ошибок</i>	10

Составил преподаватель:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Зиякаев Г.Р.	к.т.н.		

СОГЛАСОВАНО:

Руководитель ООП	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
	Брусник Олег Владимирович	к.п.н.		

РЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа содержит 93 страницы, 22 таблицы, 8 рисунков, 25 источников.

Объектом исследования является сухое газодинамическое уплотнение со спиральными канавками компании John Crane типа 28.

Ключевые слова: центробежный компрессор, сухое газодинамическое уплотнение, торцовое уплотнение.

Цель работы: ознакомиться с теорией и методами расчетов сухих газодинамических уплотнений на примере уплотнения компании John Crane типа 28 на компрессоре 5RSA.

Задачи: рассчитать сухое газодинамическое уплотнение с помощью программной среды MathCAD.

Полученные результаты: изучены основные методики расчетов сухих газодинамических уплотнений; выведены основные газодинамические параметры сухих уплотнений; был проведен расчет распределения давления газа вдоль радиуса в зазоре уплотнительной пары; определен расход газа через уплотнение; определена мощность газодинамического трения; определены силы сжатия пружин.

Оглавление

Введение.....	12
1. Обзор литературы	13
2. Объект и методы исследования.....	16
2.1 Основные сведения о торцевых уплотнениях валов	16
2.2 Классификация торцевых уплотнений	23
2.3 Сухие газодинамические уплотнения СГУ	28
2.4 Конструкция сухого газового уплотнения	33
2.5 Принцип работы сухого газового уплотнения.....	34
2.6 Панель управления СГУ	42
3. Расчетно-конструкторская часть	44
3.1 Исходные данные.....	44
3.2 Определение числа Кнудсена	45
3.3 Вычисление параметра сжимаемости	45
3.4 Расчет распределения давления газа вдоль радиуса в зазоре уплотнительной пары	45
3.5 Определение несущей способности и жесткости газового слоя.....	48
3.6 Определение усилия пружин	49
3.7 Определение расхода газа через уплотнение	49
3.8 Определение мощности газодинамического трения	50
3.9 Результаты расчета	50
4. Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение	53
4.1 Анализ конкурентных технических решений с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения	53
4.2 SWOT – анализ.....	55
4.3 Планирование научно-исследовательских работ	60
4.4 Определение трудоемкости выполнения работ	62
4.5 Разработка графика проведения научного исследования.....	63
4.6 Бюджет научно-технического исследования	67
4.7 Основная заработная плата исполнителей темы	67
4.8 Дополнительная заработная плата исполнителей темы	71
4.9 Отчисления во внебюджетные фонды (страховые отчисления).....	72
4.10 Определение ресурсоэффективности проекта	74

5. Социальная ответственность	79
5.1 Производственная безопасность	79
5.1.1 Анализ вредных факторов производственной среды в машинном зале.....	79
5.1.2 Анализ опасных факторов производственной среды.....	83
5.2 Экологическая безопасность.....	85
5.2.1 Организационные мероприятия обеспечения безопасности.....	86
5.3 Безопасность в чрезвычайных ситуациях.	87
5.4 Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности	88
Заключение	90
Список использованных источников	91

Введение

В настоящее время большое внимание уделяется созданию безопасных и экологически безвредных производств. С этой целью проводится модернизация существующей техники или приобретение новой, отвечающей последним требованиям безопасности.

Подчиняясь новым требованиям заказчиков, ведущие производители компрессорного оборудования также стремятся к модернизации и усовершенствованию выпускаемых машин. Цель такой модернизации – повышение производительности и безопасности оборудования для обслуживающего персонала и окружающей среды.

Подобные усовершенствования предъявляют повышенные требования к культуре производства машин и их эксплуатации.

Ведущие мировые производители турбомашин комплектуют новые компрессоры сухими уплотнениями, а многие производства, эксплуатирующие старые машины, проводят их модернизацию путем замены масляных уплотнений сухими.

В области разработки, производства и модернизации существующего оборудования узлами сухих газовых уплотнений пионером является фирма "John Crane" (Великобритания), которая и сейчас занимает одно из лидирующих мест на мировом рынке уплотнений. Одно из направлений деятельности немецкой фирмы "Burgman" - это разработка и создание узлов сухих газовых уплотнений. На рынке бывшего СССР ведущим производителем узлов сухих уплотнений является научно-производственная фирма "Грейс-инжиниринг" (г. Сумы, Украина).

1. Обзор литературы

Центробежные компрессорные машины получили широкое распространение в химической, нефтяной и газовой промышленности. Центробежные компрессоры (ЦК) в составе технологических установок незаменимы при производстве высококачественного бензина и смазочных материалов, переработке углеводородов и их производных, производства удобрений, транспортировки и сжижении природного газа. Применение ЦК в производственных циклах повышенной опасности предъявляет существенные требования к надёжности их отдельных узлов и агрегата в целом.

По данным, приведённым авторами [1] наиболее слабыми узлами турбомашин являются опорно-уплотнительные системы роторов. В центробежных насосах и компрессорах около 16% всех неисправностей составляет выход из строя упорных подшипников, а почти 40-80% отказов и производственных потерь происходит из-за выхода из строя уплотнений, при этом количество отказов растёт по мере увеличения единичной мощности ЦК.

С целью снижения количества отказов учёные и инженеры, работающие в области создания ЦК, непрерывно совершенствуют теоретические методики расчёта, проводят экспериментальные исследования, совершенствуют конструкции упорных подшипников и уплотнительных узлов.

В литературе широко представлены исследования упорных подшипников различных конструкций, применяемых в ЦК – гидродинамические подшипники с первоначально плоско-параллельными поверхностями скольжения, с самоустанавливающимися вкладышами или подушками, гидростатические подшипники с различной геометрией рабочей поверхности. Значительный опыт в области исследования опорно-упорных подшипников скольжения накоплен сотрудниками кафедры «Компрессорные машины и установки» Казанского национального исследовательского технологического университета, существенный вклад в который внесли В.А.

Максимов, Г.С. Баткис, М.Б. Хадиев [2-8]. Проведённые исследования позволили существенно повысить надёжность подшипников ЦК.

К концу 20 века в качестве концевых уплотнений роторов ЦК наибольшее применение имели бесконтактные радиально-щелевые уплотнения с плавающими кольцами и подводом затворной жидкости, гидростатические уплотнения, и торцовые уплотнения с масляным затвором, конструкции которых рассматриваются в монографии [9]. Основным недостатком вышеперечисленных типов уплотнений является необходимость включения в технологическую схему агрегата, системы обеспечения циркуляции уплотнительной жидкости. Давление подводимой к уплотнениям жидкости, например масла, на всех режимах работы ЦК должно превышать уплотняемое давление, которое может достигать 10 МПа и выше. Это обстоятельство приводит к загрязнению компримируемого газа и безвозвратным потерям уплотнительной жидкости (масла). Проникновение уплотнительного масла в технологический процесс приводит к существенным финансовым потерям. Например, на компрессоре производства ОАО «Казанькомпрессормаш» для сжатия водородсодержащего газа 5ЦД-208/35-45 установки ЛГ35/11-1000, эксплуатируемого на ОАО «Куйбышевский НПЗ» (г. Самара), безвозвратные потери масла через систему уплотнений составляли до 5000 литров в год. Таким образом, финансовые потери только для приобретения масла в ценах 2013 года составляли до 1 300 000 рублей в год.

Система обеспечения циркуляции уплотнительного масла, включающая маслбак, фильтры, маслоловушки, насосы высокого давления, арматуру и теплообменники, существенно усложняет конструкцию ЦК и приводит к удорожанию агрегата в целом.

Вышеперечисленные недостатки системы концевых уплотнений корпуса сжатия ЦК можно исключить применением системы «сухих» газодинамических уплотнений (СГУ), которые не требуют громоздкой и энергоёмкой системы обеспечения работоспособности. При этом исключается

загрязнение сжимаемого газа маслом, снижаются потери мощности на трение в уплотнениях, повышается ресурс их работы.

Благодаря неоспоримым преимуществам СГУ над ранее применяемыми типами уплотнений корпуса сжатия, комплектация ЦК системами СГУ на рубеже 20-21 веков дошла до 95% от общего объёма выпуска.

К этому времени на российском рынке появились зарубежные компании-производители СГУ, самые известные из которых «John Crane» (Великобритания), «EagleBurgmann» (Германия), ООО НПФ «Грейс-инжиниринг» (Украина). В это время отечественные разработчики компрессорного оборудования и систем уплотнений не имели ещё достаточного опыта для производства и внедрения СГУ собственных конструкций. Массовое использование СГУ в ЦК подтолкнуло отечественные компании к форсированию исследовательских работ для создания уплотнений такого типа, в которых наибольшее участие приняли 3 научных центра – в Казани на базе ЗАО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа» совместно с КНИТУ (КХТИ), в Санкт - Петербурге – СПбГТУ, в Самаре – Самарский аэрокосмический университет, сотрудниками которых опубликованы отдельные монографии посвящённые разработке и внедрению СГУ [10,11,12]. Известно, что производство СГУ было освоено в Казани и Самаре.

2. Объект и методы исследования

2.1 Основные сведения о торцевых уплотнениях валов

Торцевым уплотнением герметизирующее устройство машины (насоса, компрессора, мешалки, центрифуги и др.) между ее корпусом и валом для разделения полостей высокого и низкого давлений, выполненное в виде двух деталей, одна из которых закреплена на валу, а вторая – в корпусе машины.

Торцевое уплотнение является представителем устройств с парой трения, к которым принадлежат также и упорные подшипники скольжения, для функционирования которых необходим подвод смазки в пространство между трущимися поверхностями.

В качестве смазки в уплотнениях в подавляющем большинстве случаев используется уплотняемая среда.

Принцип действия

В общем случае торцевое уплотнение содержит два кольца:

- не вращающееся кольцо, расположенное в корпусе;
- вращающееся кольцо, расположенное на валу машины (рисунок 1).

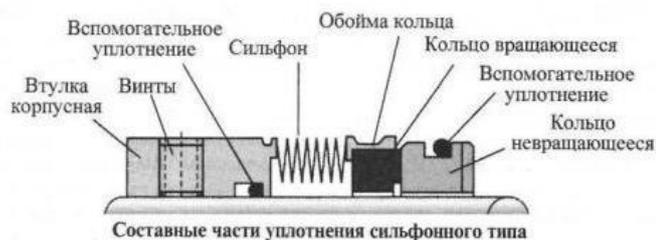
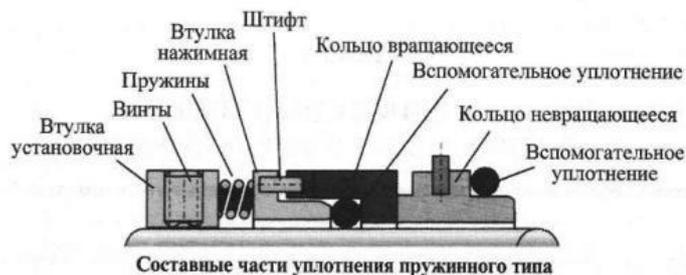


Рисунок 1 – Состав деталей узлов торцевых уплотнений [2]

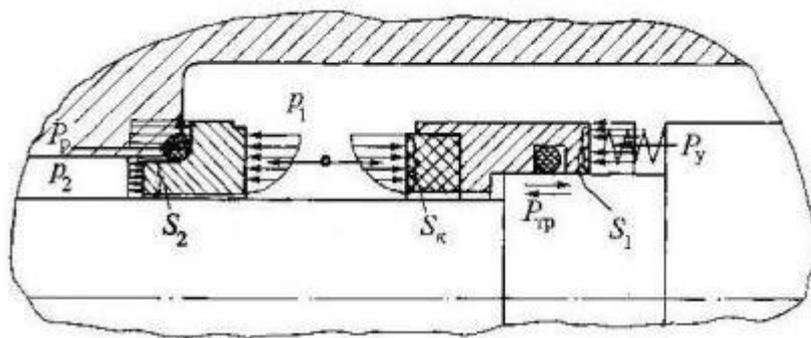


Рисунок 2 – Схема действия сил в торцевых уплотнениях [2]

Одно из этих колец должно иметь возможность аксиального перемещения, для чего в конструкции узла торцевого уплотнения обязательно присутствует упругий поджимной элемент (пружины, сильфон, мембрана), составляющий вместе с нажимной втулкой и вращающимся уплотнительным кольцом аксиально-подвижный блок (или поджимной узел). Этот упругий элемент обеспечивает контакт торцевых поверхностей в сопряжении вращающегося и не вращающегося колец пары при отсутствии поджимающей силы от давления среды. Кроме того, обязательными элементами узла торцевого уплотнения являются вспомогательные (или вторичные) уплотнения между вращающимся блоком и ротором, между статорным блоком и корпусом, а также устройства фиксации уплотняющих колец (установочные винты, приводные штифты), служащие для привода вращающегося кольца и фиксации от углового смещения (проворота) относительно корпуса не вращающегося кольца.

На рисунке 2 представлена схема простейшего торцевого уплотнения, нагруженного давлением p_1 в уплотняемой камере и давлением p_2 в камере за уплотнением, и осевые силы действующие в нем (P_p - сила реакции; $P_{тр}$ - сила трения). Рассматривая эти силы, можно записать уравнение равновесия аксиально-подвижного кольца, пренебрегая силой трения $P_{тр}$ во вспомогательном уплотнительном элементе:

$$p_1 S_1 + P_y = q S_k + P_{ст} + P_{дин}, \quad (1)$$

где S_1 - площадь нагружения аксиально-подвижного кольца на валу давлением среды в уплотняемом пространстве; S_k - площадь уплотняющего стыка колец; q – удельное контактное давление в уплотняющем стыке; P_y - осевая сила от упругого элемента (пружины, сальфона и др.); $P_{ст}$, $P_{дин}$ - статическая и динамическая составляющая несущей силы в уплотняющем стыке колец.

В левой части уравнения сгруппированы силы, нагружающие торцевой стык пары действующий в направлении продольной оси вала, а в правой части – силы реакции, возникающие в торцевом стыке. Силы реакции состоят из сил удельного нагружения в уплотняющем контакте поверхностей и несущих сил, возникающих в жидкостном слое. Несущая способность смазочного слоя находится интегрированием выражения, описывающего закономерность распределения давления в торцевой уплотняющей щели по площади этой щели.

Если записать $q S_k = P_k$, где P_k представить как силу контактного взаимодействия поверхностей колец в паре, то выражение (1) можно записать в виде:

$$p_1 S_1 + P_y = P_k + P_{ст} + P_{дин}, \quad (2)$$

здесь P_k представляет силу контактного взаимодействия поверхностей, $P_{ст}$ - силу, образованную гидростатическими эффектами в уплотняющем стыке.

В зависимости от того, какая из сил в правой части уравнения (2) является в уплотнении определяющей, торцевые уплотнения иногда делят на три группы: обыкновенные, гидростатические и гидродинамические [3,4]. На практике для такого деления обычно привлекаются формальные признаки конструктивного исполнения устройств подвода смазки в уплотняющий стык поверхностей колец торцевой пары.

Торцевые уплотнения называют:

- без устройств подвода смазки – *обыкновенными*;
- с устройствам подвода смазки, величина подводимого давления которых в уплотняющий стык поверхностей колец торцевой пары не связана с вращением вала, - *гидростатическими*;
- с устройствами подвода смазки, величина подводимого давления которых в стык пары связана с вращением вала, - *гидродинамическими*.

Теоретические основы расчета несущей способности торцевых уплотнений гидродинамического и гидростатического типов подобны методам расчета подшипников скольжения.

Торцевые уплотнения работают в различных условиях по давлению и частоте вращения вала; степень их нагрузки может быть разной. Для оценки условий нагруженности торцевых уплотнений в уплотняющем стыке при работе существует ряд известных рекомендаций. Так, для обобщенной характеристики степени тяжести условий работы уплотнений, по аналогии с оценкой нагруженности подшипников, предложено [13] использовать произведение двух параметров: перепада давления p на уплотнении и скорости v скольжения в паре трения. Значения параметров p , v и $p v$ для различных торцевых уплотнений разделяют на четыре группы по степени нагруженности (таблица 1).

Таблица 1 – Группы нагруженности торцевых уплотнений [13]

Группа нагруженности	Давление p , МПа	Скорость v , м/с	Нагрузка $p v$, МПа*м/с
Низшая	$\leq 0,1$	≤ 10	$\leq 1,0$
Средняя	$\leq 1,0$	≤ 10	$\leq 5,0$
Высокая	$\leq 5,0$	≤ 20	$\leq 50,0$

Высшая	> 5,0	> 20	> 50,0
--------	-------	------	--------

Конечно такое деление уплотнений по группам нагруженности через параметр pv не отражает реального воздействия гаммы тех процессов, которые происходят в работе уплотнений. Так как охватывает лишь влияние таких факторов, как нагружающий перепад давления и относительную скорость перемещения уплотняющей поверхности. Однако его удобно использовать для сравнительных оценочных характеристик нагруженности узлов торцевых уплотнений.

Выбор и применение торцевых уплотнений в изделиях диктуется экономическими соображениями. При этом принимаются во внимание следующие факторы:

- характеристики герметичности узла;
- габаритные размеры уплотнения;
- продажную стоимость узла уплотнения;
- расходы на эксплуатацию и обслуживание;
- наличие гарантийного и постгарантийного обслуживания узла уплотнения.

Качество функционирования торцевого уплотнения обуславливает ряд факторов:

- параметры нагружения;
- конструктивное исполнение узла уплотнения;
- материалы трущейся пары;
- физико-химические характеристики уплотняемой среды;
- технологические факторы (точность изготовления, качество монтажа).

Детализация этих факторов и их связь с утечкой через уплотнение, потерями на трение, надежностью, долговечностью узла уплотнения и т.д. зависят от следующих параметров и характеристик:

- нагружающего перепада давления;
- коэффициента нагрузки;
- окружной скорости вращения;
- начальной формы контактных торцевых поверхностей колец;
- изменения в процессе работы параметров нагрузки узла уплотнения по давлению и температурным параметрам уплотняемой среды;
- сочетания материалов пары колец;
- теплофизических и смазывающих свойств уплотняемой среды;
- наличия абразивных включений в уплотняемой среде;
- химической стойкости материалов узла уплотнения в условиях омываемой их среды;
- частоты пусков и остановок узла уплотнения при эксплуатации;
- условий пуска;
- качество монтажа;
- температурного режима работы узла;
- внешних динамических воздействий на узел при работе.

Торцевые уплотнения по величине номинального удельного давления, в стыке пары от усилия поджатия аксиально-подвижного кольца к аксиально-неподвижному, делят на нагруженные и разгруженные.

Если в торцевом уплотняющем стыке номинальное удельное давление ниже уплотняющего давления, то такое уплотнение называют разгруженным и от него можно ожидать работы в бесконтактном режиме. Однако решающая роль принадлежит форме сопряжения торцевых поверхностей уплотняющих колец.

При плоской или конфузорной форме щели уплотнение может работать в бесконтактном режиме. Усилие прижатия аксиально-подвижного кольца к аксиально-неподвижному в этом случае может уравниваться полностью гидростатическим давлением в слое уплотняемой среды торцевой щели уплотнения.

Если в результате деформаций колец образуется диффузорная (расширяющаяся в направлении утечки) форма их сопряжения, то величина реального удельного давления в таком сопряжении почти всегда будет выше уплотняющего давления, что обеспечит высокую уплотняющую способность торцевого сопряжения. Усилие поджатия аксиально-подвижного кольца к аксиально-неподвижному в этом случае уравнивается частично или полностью за счет непосредственного контакта уплотняющих поверхностей колец.

Величина утечки через уплотнение будет зависеть от зазора в самой узкой части щели и от формы уплотняющей щели, образующейся между торцевыми поверхностями колец.

В промышленности выбор типа торцевого уплотнения связан с параметрами нагрузки и допустимыми величинами утечек. Величины гидростатической и гидродинамической силы в уплотняющем стыке обусловлены наличием и характером течения уплотняемой среды в этом стыке. Характер эпюры от гидростатического и гидродинамического давления в щели между торцевыми поверхностями колец связан с текущей формой уплотняющей щели.

На характеристики изменяющихся в процессе работы узла уплотнения форм щелей оказывают влияние исходная форма уплотняющих поверхностей, температурные и силовые деформации колец, связанные с текущими режимными условиями нагружения узла уплотнения, износ уплотняющих поверхностей и т.д.

Отношение удельного нагружения q_k к уплотняемому перепаду давления Δp на уплотнении называют *коэффициентом нагрузки уплотнения*:

$$K = q_k / \Delta p \quad (3)$$

Торцевые уплотнения с коэффициентом $K < 1$ называют разгруженными, а с $K \geq 1$ - нагруженными; разгруженные уплотнения выполняются с $K = 0,6 \dots 0,9$. При уменьшении K уменьшаются величины силовой и тепловой нагрузок стыка и увеличивается опасность раскрытия уплотняющего стыка.

2.2 Классификация торцевых уплотнений

Торцевые уплотнения применяются в различных отраслях промышленности и быту:

- в транспортной технике повсеместно используются в автомобилях и тепловозах, в судовых двигателях и экскаваторах;
- в бытовой технике – в стиральных машинах и моечно-сушильных агрегатах, топливных и циркуляционных насосах систем теплоснабжения;
- в энергетике – в конденсатных и питательных насосах котельных агрегатов и паровых турбинах, в насосах транспорта сжиженных газов, в компрессорах, холодильных установках и вакуумных насосах;
- в химической и нефтегазовой промышленности – для герметизации валов перемешивающих устройств, испарителей и смесителей, реакторов, каландров, насосов транспорта нефти и асфальта, вентиляторов, центрифуг, компрессоров;
- в авиационной и космической технике – в самолетах и ракетных двигателях для герметизации валов газовых турбин, турбокомпрессоров, турбонасосов подачи компонентов топлива, в том числе жидкого кислорода и водорода.

Развитие техники торцевых уплотнений за последние десятилетия мало отразилось на содержании используемых в практике классификаций, связанных с конструкциями торцевых уплотнений.

Торцевые уплотнения классифицируют на основе трех групп признаков:

- внутривидовых конструктивных признаков общего характера;
- конструктивных признаков, связанных с эксплуатационными условиями;
- конструктивных признаков, связанных с фазовым состоянием уплотняемой среды.

К первой группе признаков классификации торцевых уплотнений можно отнести следующие внутривидовые отличительные признаки общего характера.

1. Расположение вращающегося блока относительно пространства уплотняемой среды:
 - внутренние торцевые уплотнения (уплотняемая среда высокого давления находится со стороны наружного диаметра вращающегося блока);
 - внешние – уплотняемая среда высокого давления находится со стороны внутреннего диаметра вращающегося блока.
2. Местоположением аксиально-подвижного (поджимного) блока относительно вала:
 - на валу;
 - в корпусе.
3. Нагрузка в уплотняющем стыке:
 - нагруженные торцевые уплотнения (номинальное удельное давление в уплотняющем торцевом стыке колец не менее величины уплотняемого перепада давления);

- разгруженные торцевые уплотнения (номинальное удельное давление в уплотняющем торцевом стыке колец менее уплотняемого перепада давления).
4. Способ подачи смазки к уплотняющему стыку:
 - самопитающиеся;
 - с подачей смазки от внешнего источника.
 5. Устройства снабжения смазкой поверхностей трущейся пары колец:
 - естественные;
 - искусственные.
 6. Тип торцевого уплотнения от вида использования в нем устройства смазки пары трения:
 - контактные;
 - бесконтактные.
 7. Конструктивное исполнение типов торцевых уплотнений:
 - контактные, обыкновенные торцевые уплотнения;
 - бесконтактные торцевые уплотнения:
 - гидростатические (постоянного и импульсного питания);
 - гидродинамические (постоянного и импульсного питания);
 - гибридные.
 8. Число ступеней в уплотнительном блоке:
 - одноступенчатые;
 - многоступенчатые;
 9. Материалы уплотняющих колец:
 - металлические;
 - керамические;
 - металлокерамические;
 - графитовые;
 - пластмассовые;
 - графито-пластмассовые;

- сальниковая набивка.

10. Устройства фиксации кольца от поворота относительно смежной детали блока:

- с фиксацией уплотняющего кольца от углового смещения;
- без фиксации уплотняющего кольца от углового смещения (с плавающим кольцом).

11. Устройства для осевого поджатия колец торцевой пары, выполненные на основе: пружины, сильфона, мембраны, упругого кольца из металлорезины, гидropоджима, магнитного поджима.

12. Исполнение тела уплотняющего кольца:

- в виде цельного кольца;
- в виде разрезного кольца (составного, в том числе из сальниковой набивки).

13. Закрепление уплотняющих колец в узле:

- с закреплением кольца в обойме;
- с закреплением кольца на втулке;
- свободная установка кольца.

14. Вид вспомогательного (вторичного) уплотнительного элемента:

О- или Г-образное кольцо (резиновое, фторопластовое, с упругим кольцевым сердечником в оболочке), манжета мембрана, сильфон, клиновое кольцо, поршневое кольцо, плавающее кольцо и др.

Ко второй группе признаков классификации торцевых уплотнений можно отнести следующие отличительные признаки связанные с эксплуатационными условиями.

15. Перепад уплотняемого давления:

- для низкого перепада;
- для высокого перепада давления.

16. Частота вращения вала:

- для тихоходных валов;
- для высокооборотных вылов;

17. Температура уплотняемой среды:

- уплотнения для сред с температурой ниже температуры ее кипения при давлении за уплотнением;
- уплотнения для высокотемпературных сред (неохлаждаемые, охлаждаемые);
- уплотнения для низкотемпературных сред (криогенных).

18. Условия периода поддержания уплотняющих свойств в процессе работы:

- постоянно действующие уплотнения;
- периодически действующие;
- стояночные.

19. Удовлетворение требований по допустимости вывода уплотняемой среды в окружающее пространство.

К третьей группе признаков классификации торцевых уплотнений можно отнести следующие отличительные конструктивные признаки узлов уплотнений, связанные с фазовым состоянием и соотношением фаз у уплотняемой среде.

20. Фазовое состояние уплотняемой среды:

- жидкостные;
- газовые;

21. Загрязненность уплотняемой среды:

- для чистых сред;
- для абразивных сред;
- для сред, содержащих фекалии и волокна;

22. Газовые уплотнения:

- торцевые уплотнения для компрессоров;
- торцевые уплотнения для насосов и мешалок. [14]

2.3 Сухие газодинамические уплотнения СГУ

С момента появления в середине 1970-х гг. сухие газовые уплотнения произвели революционный переворот в уплотнениях центробежных компрессоров. В настоящее время сухие газовые уплотнения устанавливаются в большинстве новых компрессоров и в многочисленных работающих и подвергшихся реконструкции старых компрессорах.

Новые требования к безопасности, экономичности, надежности и экологической безвредности машин заставляют производителей газовых центробежных компрессоров, а также пользователей компрессорной техники, решать проблемы, на которые прежде не обращалось внимание. В значительной мере это относится к системам уплотнений роторов турбомашин.

Наиболее распространенными уплотнениями традиционного типа являются лабиринтные (для нетоксичных, неопасных сред) или различные типы жидкопленочных уплотнений.

Общепризнанными недостатками систем масляных уплотнений являются следующие:

- при относительной дешевизне самих уплотнений цена уплотнений со всей системой обеспечения их работоспособности (фильтры, маслоловушки, насосы, арматура, емкости, теплообменники и т. п.) составляет до 20-40% от стоимости компрессора;
- громоздкость и сложность системы в целом, значительные затраты на обслуживание и обеспечение работоспособности (потребление масла около 20-200 л/сут.);
- энергопотребление системы для обеспечения потока масла ($7-25 \text{ м}^3/\text{ч}$ на один корпус) требуется мощность около 15-75 кВт, потери на трение масляных уплотнений - еще около 3-15 кВт;

- потери производства из-за простоев компрессора на обслуживание и ремонт системы уплотнений;
- необходимость дублирования большинства элементов системы, так как отказ любого элемента системы приводит к выходу из строя уплотнения;
- потери рабочего газа, включая растворение в уплотнительном масле, 10...50 м³/час;
- для токсичных и коррозионных газов требуется подача инертного газа в количестве 15-40 м³/час;
- ограниченный ресурс.

Наилучшим путем решения вышеприведенных проблем на действующих компрессорах является замена системы масляных уплотнений бесконтактными сухими газовыми. Эти уплотнения за счет малых зазоров между вращающимися и неподвижными поверхностями ограничивают протечки до весьма низких величин. [15,16]

По сравнению с традиционными жидкостными или «мокрыми» уплотнениями сухие газовые уплотнения обладают некоторыми важными преимуществами:

- при остановке агрегата уменьшается количество сжигаемого газа;
- правильно спроектированные сухие газовые уплотнения предотвращают загрязнения маслом;
- снижение энергопотребления (по самым осторожным оценкам около 1%);
- увеличение надежности / периода нахождения технологического оборудования в рабочем состоянии;
- предсказуемые характеристики ротора с их постоянной стабильностью;
- сниженные требования к производственным площадям;

- предотвращают загрязнения масла в резервуаре и связанные с этим поломки подшипников.

Обычно безопасность предприятия заметно повышается, так как удается избежать проблем, связанных с «мокрыми» уплотнениями:

- отказ насоса уплотнительного масла с вероятностью последующего выброса газа;
- прорыв уплотнения, вызванный отказом флотационной ловушки, загрязнением коагулятора или отказом регулятора буферного газа;
- отказ подшипники из-за чрезмерно большой разницы давления буферного газа;
- вероятность взрыва бака смазочного масла. Газ, выделяющийся из вернувшегося уплотнительного масла, увеличивает концентрацию воспламеняющегося газа выше допустимого предела взрываемости (ДПВ), если сапун масляного бака забит или перекрыт из за чрезмерной утечки газа на уплотнение. Один из поставщиков компрессоров сообщал о 26 таких взрывах. [17]

Внешне бесконтактное сухое газовое уплотнение устроено по принципу традиционного механического уплотнения и имеет те же основные детали и узлы - вращающееся уплотнительное кольцо, седло, пружины, вторичные уплотнения (О-кольца), втулки и т.п. Принципиальное отличие заключается в канавках глубиной в пределах 1-8 мкм, выполненных на вращающемся кольце трения со стороны наружного диаметра, которые занимают около 50% рабочей поверхности кольца. Часть поверхности вращающегося кольца, находящаяся со стороны внутреннего диаметра и не имеющая канавок, называется дамбой. Канавки и дамба являются главными факторами в работе бесконтактного уплотнения и обеспечивают две комбинированные функции:

- гидростатическое открытие пары трения от действия давления рабочего газа без вращения вала;
- гидродинамическое открытие пары трения (обычно на 2-5 мкм) за счет повышения и создания в зоне дамбы слоя газовой смазки из-за сужения дамбой потока газа, идущего от канавок. В зоне начала дамбы происходит повышение температуры и вязкости газа, что принципиально для стабильности газовой смазки. Правильно рассчитанное и изготовленное бесконтактное уплотнение является стабильной саморегулирующейся системой, весьма стойкой к изменениям рабочих параметров.

Основной рабочей частью ступени СГУ является уплотнительная пара: торец и седло. Торец (выполняется из высококачественного графита с антифрикционными пропитками) подвижен в осевом направлении, закреплен внутри корпуса от проворота и нагружен в осевом направлении набором пружин. Торец прижимается к вращающемуся седлу (седло выполняется из твердосплавного материала), которое закреплено на валу компрессора с помощью роторной втулки. Седло в осевом направлении неподвижно, на его рабочей поверхности выполняются динамические пазы одностороннего или реверсивного направления глубиной в несколько микрометров. При вращении седла газ захватывается канавками и нагнетается к внутреннему диаметру канавки.

В этом месте поток газа встречается с уплотнительной перегородкой, которая создает сопротивление потоку, что приводит к увеличению давления. Вследствие этого происходит отжатие торца, он "всплывает" на газовом слое. Устанавливается уплотнительный зазор величиной несколько микрометров, через который дросселируется малое количество рабочего газа.

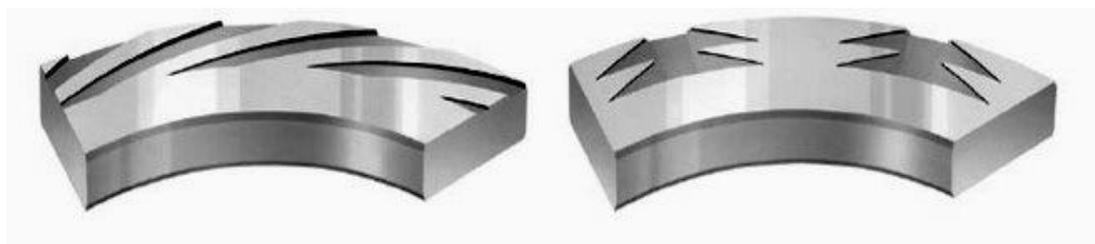


Рисунок 3 – Канавки седла выполненные в двух видах (спиральная и трапецеидальная) [18].

Для обеспечения надежной работы узла уплотнения необходима высокая точность его изготовления. Зазор между элементами уплотнительной пары составляет несколько микрометров (как правило, оптимальный режим работы уплотнения осуществляется при зазоре приблизительно 3 мкм), поэтому к рабочим поверхностям предъявляются повышенные требования шероховатости и плоскостности. Этими требованиями обосновывается и выбор материалов для изготовления узла уплотнения. Седло изготавливается из высокопрочных сплавов (карбид вольфрама, карбид кремния). Этим достигается:

- устойчивая работа узла уплотнения с оптимальным зазором при повышенной температуре благодаря небольшим температурным деформациям;
- уменьшение риска появления на рабочей поверхности седла царапин при недостаточной чистоте рабочего газа.

Самая распространенная схема уплотнения - двойное последовательное уплотнение (тандем) с подачей запирающего газа в концевой лабиринт. Запирающий газ подается в концевой лабиринт узла уплотнения и растекается в двух направлениях - в направлении уплотнительной пары и в направлении подшипникового узла. Тем самым запирающий газ выполняет две функции: выдувает на свечу вторичную утечку и не позволяет маслу из подшипникового узла проникать в узел

уплотнения. В качестве запирающего газа, как правило, используется воздух или азот из заводской сети.

Модернизация существующего центробежного компрессора системой сухих уплотнений дает следующие результаты:

- система обеспечения циркуляции уплотнительного масла может быть полностью демонтирована, что ведет к существенной экономии на обслуживании и повышает уровень пожаробезопасности;
- резко снижаются потери рабочего газа на уплотнении (до 1-10 м³/ч на одно уплотнение);
- потребление барьерного газа (как правило - азота) снижается до уровня 1-25 м³/ч на одно уплотнение;
- повышение надежности системы за счёт отсутствия трения и большей стойкости к осевым и радиальным биениям вала;
- в десять и более раз снижаются потери на трение в уплотнениях; -в подавляющем большинстве случаев модернизация компрессора сухими уплотнениями не оказывает влияния на динамику ротора;
- ресурс сухого уплотнения рассчитывается на весь срок работы компрессора, контроль уплотнений производится автоматически с панелей управления.

2.4 Конструкция сухого газового уплотнения

Основной рабочей частью уплотнения является уплотнительная пара: торец 7 и седло 6 (рисунок 4). Торец (выполняется из высококачественного графита с антифрикционными добавками) подвижен в осевом направлении, закреплен внутри корпуса уплотнения 11 от проворота и прижимается к седлу пружинами 12 через обойму 8. Вращающееся вместе с ротором седло (выполняется из твердосплавного материала) закреплено с помощью роторных втулок 3 и 15 и гайки 16 на

валу компрессора 1. Роторные втулки 3 и 15 соединены винтами поз.14. Корпус уплотнения 11 установлен в корпусе компрессора 5 и зафиксирован в нем. Уплотнительные кольца 2, 4, 9 и 13 выполнены из резины круглого поперечного сечения.

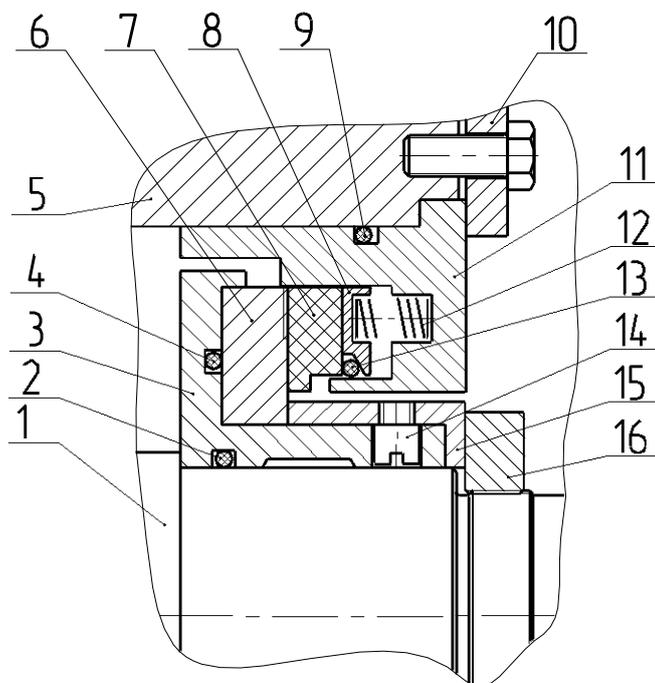


Рисунок 4 – Конструкция уплотнительной ступени узла СГУ [19].

2.5 Принцип работы сухого газового уплотнения

Сухое газовое уплотнение как говорилось ранее из двух колец: неподвижного (гладкая торцевая поверхность) и смонтированного на валу вращающегося кольца с поверхностью с «протравленными» желобками. При вращении желобки постоянно нагнетают уплотнительный газ в уменьшающуюся по объему полость.

Генерируемое таким образом высокое давление создает тонкий зазор между поверхностями, допуская при этом утечку не более 8-16 Нм³/час. Разделение неподвижной и вращающейся поверхностей уплотнения, называемое также «отрыв», происходит при скорости вращения от 150 до 350 об/мин. Производители выпускают вращающиеся кольца с различными видами нарезки на торцевой поверхности уплотнения: радиальной,

спиральной, волновой, V- образных желобков, Т- образных желобков и их комбинациями (рисунок 5) – для достижения желаемых рабочих условий и свойств уплотнений.

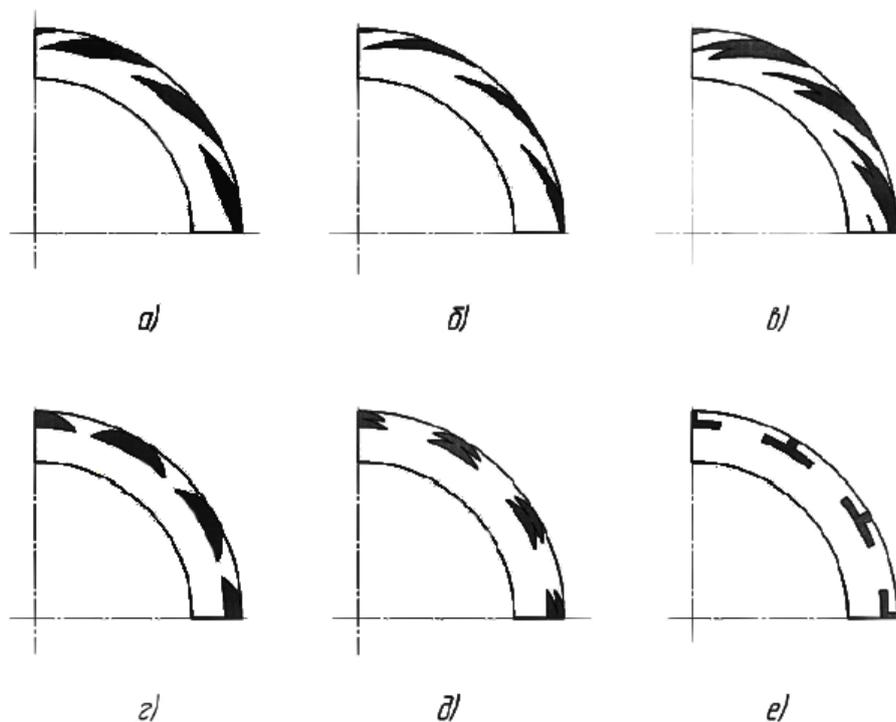


Рисунок 5 – Формы газодинамических канавок:

а, б, в – формы однонаправленных (неревверсивных) газодинамических канавок; г, д, е – формы двунаправленных (реверсивных) газодинамических канавок.

Двунаправленные так же имеются нескольких видов показанных на рисунке 5.

[20]

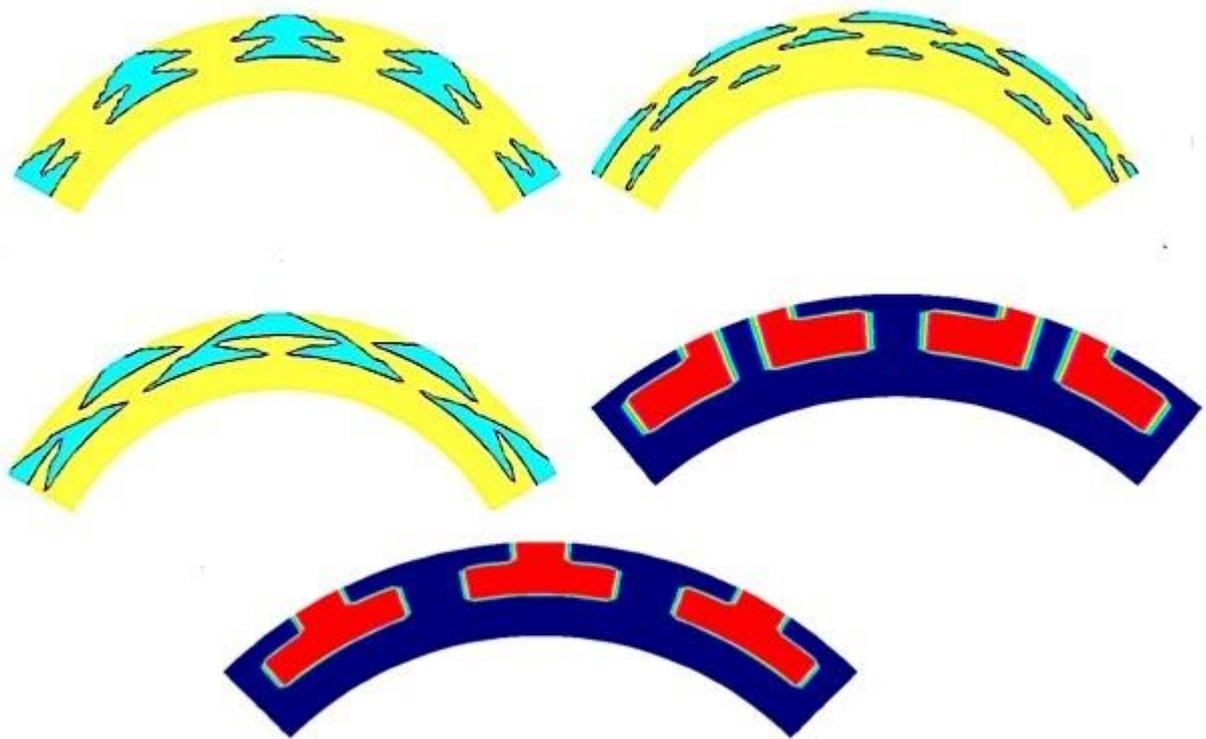


Рисунок 6 – Профили двунаправленных канавок. [20]

Целый ряд факторов определяют скорость «отрыва», такие, как скорость перемещения вращающегося кольца уплотнения относительно неподвижного, глубина желобков, конструкция вращающейся уплотнительной поверхности, динамическое и статическое давление уплотнения, усилие пружины с неподвижной части уплотнения, молекулярный вес сжимаемого газа, работа с малой или большой скоростью, медленное вращение после остановки машины и т.д. оптимальная скорость относительного перемещения уплотнительных колец составляет около 90 фут/с (27,5 м/с), хотя уплотнения успешно функционируют вплоть до скорости 650 фут/с (198 м/с).

В зависимости от геометрии уплотнительных желобков рабочая толщина газовой пленки (или зазора) между вращающейся и стационарной поверхностями колеблется от 3 до 8 микрон. Работы по улучшению геометрии уплотняющих поверхностей продолжаются с целью поддержания жесткости пленки и предотвращения контакта поверхностей в переходных рабочих режимах.

В идеале вращающиеся уплотняющие поверхности должны быть перпендикулярны оси вращения. При нарушении процесса, если осевой зазор уменьшается, давление между двумя поверхностями уплотнения быстро возрастает. При стабилизации гидростатических и гидродинамических сил, зазор между уплотняющими поверхностями восстанавливается. Аналогичным образом поверхностное натяжение пленки восстанавливает зазор, если есть радиальная несоосность или термическая деформация.

Уплотнения обычно допускают $\pm 0,12$ ($\pm 0,3$ мм) продольного смещения и $\pm 0,024$ ($\pm 0,6$ мм) радиального смещения.

Нормальная динамическая скорость утечки колеблется от 5 до 10 скфм (гарантируется 25 скфм $0,7\text{м}^3/\text{с}$) в зависимости от диаметра вала, рабочей скорости и уплотнительного давления.

Турбулентность газа и вязкость возрастают с температурой и уменьшают скорость утечки. Однако рекомендуется иметь в технологической цепочке охладитель, чтобы обеспечить длительную работоспособность уплотняющих эластомеров. Доля статических утечек меньше, чем динамических. При остановке агрегата хорошие уплотнения с автоматизированной изоляцией компрессора могут держать давление в системе до 24 часов, что позволяет аппаратчиками решить любую проблему до сброса давления.

Уменьшение выброса газа на свечу является вкладом в охрану окружающей среды и экономически выгодным.

При наличии «выбега» ротора после остановки агрегата в компрессорах с газотурбинным двигателем нужно помнить о рекомендациях производителей уплотнений, согласно которым минимальная рекомендуемая частота вращения должна быть больше чем 100 об/мин для четырехдюймового (100 мм) уплотнения. Минимальная рекомендуемая частота вращения для каждого типа уплотнения разная и изменяется в пределах от 100 до 350 об/мин.

Неподвижное графитовое уплотнительное кольцо сохраняет работоспособность при медленном вращении со скоростями от 5 до 15 об/мин при остановки ГТД.

В таблице 2 и на рисунке 6 приведены данные для различных категорий сухих газовых уплотнений, их принципиальные особенности и области применения.

Таблица 2 – Типы сухих газовых уплотнений, их особенности и область применения [14]

Тип уплотнения	Особенности / область применения
Одиночное	С внутренним лабиринтом, обычно применяются в технологических процессах воздуха, азота, CO ₂ , и других неопасных производствах.
Тандем	Два совмещенных уплотнения с одинаковой ориентацией. Второе поддерживающее уплотнение спроектировано для полного уплотнения давления.
Тандем с промежуточным лабиринтом	Два совмещенных уплотнения с промежуточным лабиринтом для гарантированной работы и снижения уплотняемого давления второго уплотнения. Наиболее широко применяется в углеводородных газовых процессах.
Тройное уплотнение тандем	Три совмещенных уплотнения с одинаковой ориентацией.

	<p>Основные и промежуточные уплотнения воспринимают нагрузку высокого давления (обычно более 119 атм.)</p>
<p>Двойное между ними, с противоположащими вращающимися дисками</p>	<p>Два расположенных навстречу друг другу уплотнения с впрыском очищенного газа под давлением большим, чем уплотняемое.</p> <p>Используется в процессах, где абсолютно недопустима утечка газа в атмосферу (например, токсичные газы).</p> <p>Предпочтительно применять в винтовых компрессорах из-за ограниченной осевой длины уплотнения.</p>

Повсеместно используемыми материалами для вращающихся уплотнительных поверхностей являются карбид кремния и карбид вольфрама. Их хорошая теплопроводность и низкая деформация при высокой температуре способствуют поддержанию зазора между поверхностями уплотнения. Для неподвижной половины уплотнения используется карбид кремния или специальный графит.

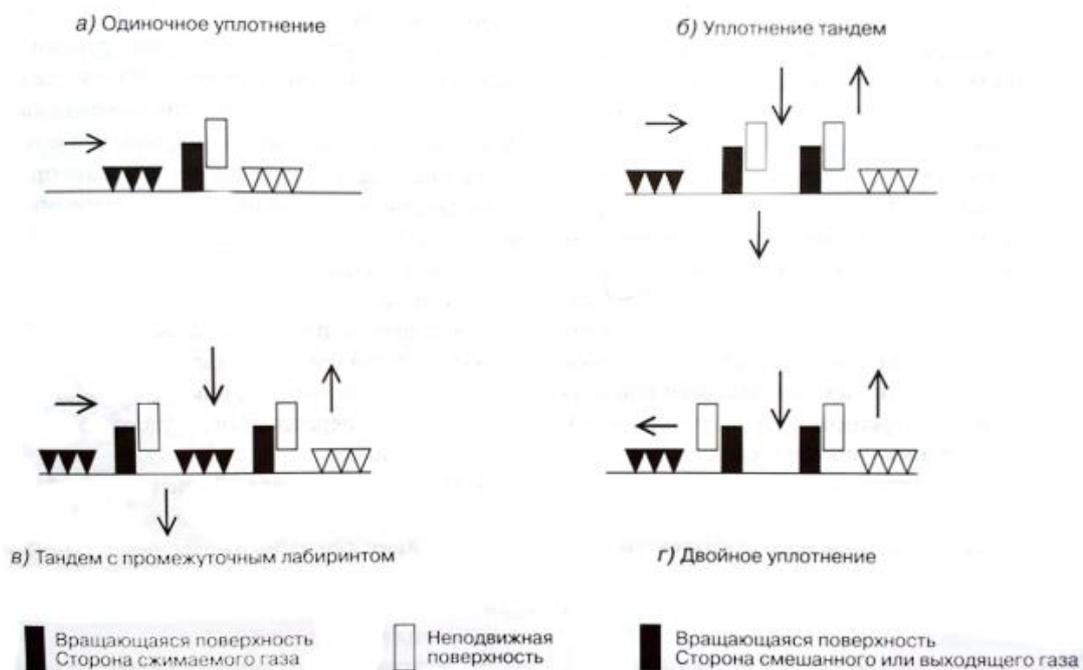


Рисунок 7 – Различные варианты сухих газовых уплотнений [14]

Втулки и другие части уплотнения обычно изготавливаются нержавеющей стали. Для повышения надежности разработаны конструкции из нескольких втулок с минимальным количеством резьбовых соединений.

Вторичные уплотнительные кольца. Уплотнительные кольца из проницаемого фторсодержащего эластомера под давлением абсорбируют газ. При остановке агрегата и высокой скорости падения давления эти кольца, если в них абсорбирован газ, могут быть повреждены (взрывная декомпрессия). Для предотвращения такой взрывной декомпрессии поставщики рекомендуют проводить контролируемое падение давления.

Реверс вращения при остановке компрессора и, как следствие, повреждение уплотнения возможно при одном или нескольких условиях:

- не закрыт всасывающий клапан;
- не открылся клапан рециркуляции;
- несрабатывание обратного клапана.

Поверхности с Т-образным или двунаправленными желобками будут обеспечивать зазор между уплотнительными кольцами при возникновении реверса вращения. Однако ограниченная площадь и поверхностное натяжение газовой пленки препятствуют их универсальному применению. Но реверс вращения случается редко благодаря инертности больших машин и часто не рассматривается как основной критерий для выбора профиля поверхности уплотнения.

Технология производства и конструкции уплотнений постоянно развиваются, решаются текущие проблемы и предлагаются новые конструктивные решения. Инженеры не должны сомневаться в применении новых разработок, а выбирать конструкции, наиболее пригодные для их процессов.

К числу наиболее существенных конструктивных решений относятся:

- обеспечение вращающейся поверхности защитной пленкой, которая содержит материал седла в случае излома поверхности седла;
- установка маслоотражателя или графитовых колец между уплотнением и подшипником для предотвращения перетекания масла от подшипника к уплотнению;
- большой канал для обеспечения свободного сброса масла от подшипников в бак;
- недавно разработанные подшипники прямой смазки с уменьшенным расходом масла, которые могут способствовать решению проблемы перетекания масла в уплотнение.
- центрирование упорного кольца на главной втулке уплотнения;
- предотвращение утечки газа вдоль вала путем создания во втулке уплотнения рельефного канала к выбросу газа.

В таблице 3 приведены данные по технологическим границам успешного применения сухих газовых уплотнений на начало 2000-х гг. По

данным на 2013 год, ни одно другое уплотнение (и ни один производитель не сообщил об этом) не достигло всех приведенных ниже параметров для одинакового процесса.

Таблица 3 – Области успешного применения сухих газовых уплотнений [17].

Технологические параметры	Традиционные единицы	Единицы системы СИ
Максимальное динамическое уплотняемое давление	6160 ф/кв. дюйм избыт.	419,2 атм.
Максимальное статическое уплотняемое давление	6160 ф/кв. дюйм избыт.	419,2 атм.
Минимальная рабочая температура	(-)242 °F	(-)152 °C
Максимальный размера вала	13,75 дюйма	350 мм.
Максимальная рабочая скорость компрессора	70000 об/мин.	
Нормально допустимое радиальное перемещение	±0,024 мм.	±0,6 мм.
Максимально допустимое осевое смещение (размеры зависимы)	±0,24 мм.	±6 мм.

2.6 Панель управления СГУ

Панель управления СГУ предназначена для управления и контроля работы патронов СГУ и представляет собой трубную конструкцию из нержавеющей стали, с расположенной на ней контрольно-измерительными приборами и регулирующей арматурой, установленная на собственной раме.

Панель управления СГУ включает в себя:

- систему буферного газа, обеспечивающую подачу на узлы СГУ

- очищенного газа;
- систему контроля утечек газа;
 - систему разделительного газа.



Рисунок 8 – Панель управления СГУ фирмы «EagleBurgmann»

3. Расчетно-конструкторская часть

Целью расчета является определение основных размеров уплотнительной пары, расхода газа через уплотнение и мощности газодинамического трения. В процессе расчета определяется собственная частота колебаний торца и его биение в осевом направлении, теплота изотермического процесса расширения газа и теплота трения, величина зазора δ_1 в уплотнительной паре с учетом биения торца и изотермичности течения газа, распределение давления газа вдоль радиуса.

3.1 Исходные данные

Исходные данные для своих расчетов были взяты с Мыльджинского месторождения. Данные представлены в таблице 4.

Таблица 4 – Исходные данные для проведения расчетов

Обозначение		
μ , Па*с	$1,15 \cdot 10^{-5}$	коэффициент вязкости газа.
ω , рад/с	942,48	частота вращения.
R_H , м	0,1	наружный радиус кольца
R_B , м	0,05	внутренний радиус кольца
R_g , м	0,079	радиус, на котором заканчиваются канавки
θ , °	16	угол образующей спирали
P_H , Па	$2,5 \cdot 10^6$	давление на наружном радиусе
P_B , Па	$0,12 \cdot 10^6$	давление на внутреннем радиусе
T , К	300	температура газа в зазоре
δ_{sp} , м	$0,1 \cdot 10^{-3}$	глубина спиральной канавки
l_a , м	$0,06 \cdot 10^{-6}$	длина свободного пробега молекул при давлении P_A
P_A , м	$0,1 \cdot 10^6$	давление окружающей среды
R_y , м	0,06	радиус разгрузки

$R_K, \text{Дж/кг} \cdot \text{К}$	507	газовая постоянная
N	12	число канавок
$\delta_1, \text{м}$	$3,33 \cdot 10^{-6}$	толщина зазора

Расчеты проводятся в программной среде MathCAD.

Порядок проведения расчета:

3.2 Определение числа Кнудсена

Число Кнудсена – один из подобию критерия движения разреженных газов, определяется K_n по формуле:

$$K_n := \frac{l_a \cdot p_a}{\delta_1 \cdot p} \quad (4)$$

При $K_n < 0,01$ газ можно рассматривать как сплошную среду.

$$K_n = 0,00072$$

3.3 Вычисление параметра сжимаемости

$$\lambda_{sp} := \frac{6 \cdot \mu \cdot \omega \cdot (R_H)^2}{P_H \cdot \delta_1^2} \quad (5)$$

$$\lambda_{sp} = 23.4$$

3.4 Расчет распределения давления газа вдоль радиуса в зазоре уплотнительной пары

Распределение давления вдоль радиуса может быть найдено из решения системы основных уравнений движения вязкого газа с учетом принятых допущений численным методом. Например, в [16] предлагается следующие дифференциальное уравнение изменения давления p по радиусу r :

$$\frac{dp_r}{dr} = -\lambda_{sp} \cdot A \cdot \frac{A_0 + A_1 \cdot \lambda_n + A_2 \cdot (\lambda_n)^2}{B_0 + B_1 \cdot \lambda_n + B_2 \cdot (\lambda_n)^2} \cdot r + \frac{(v_{sp})^3 \cdot [\alpha + \beta \cdot (v_{sp})^3 + \alpha^2 \cdot \lambda_n]}{2 \left[B_0 + B_1 \cdot \lambda_n + B_2 \cdot (\lambda_n)^2 \cdot \ln \left(\frac{R_{rsp}}{R_{rB}} \right) \right]} \cdot \frac{p_{psp} - 1}{r \cdot p_p} \quad (6)$$

Данное уравнение рекомендуется решать со следующими граничными условиями: $p_p = 1$ при $r = 1$; $p_p = p_{psp}$ при $r = R_{rsp}$.

Вспомогательные параметры:

$$R_{sp} := R_H \cdot \left(0.3 + 0.7 \cdot \frac{R_B}{R_H} \right) \quad \delta_2 := \delta_1 + \delta_{sp} \quad \beta_{\text{max}} := 0.5$$

$$\alpha := 1 - \beta \quad \xi := \frac{\delta_2 - \delta_1}{\delta_1} \quad R_{rB} := \frac{R_B}{R_H}$$

$$\gamma := \frac{\delta_{sp}}{\delta_1 + \delta_{sp}} \quad v_{sp} := 1 - \gamma \quad \underline{A} := \beta \cdot \gamma \cdot v_{sp} \cdot \cos(\theta) \cdot \sin(\theta)$$

$$\lambda_n := \frac{\pi \cdot \lambda_{sp} \cdot r \cdot (\sin(\theta))^2}{(1 + \xi)^2 \cdot N \cdot p_p}$$

$$A_0 := \alpha \cdot [1 - (v_{sp})^2]$$

$$A_1 := \alpha^2 - \alpha \cdot (v_{sp})^2 \cdot (1 - \alpha \cdot \gamma)$$

$$A_2 := -\beta \cdot \alpha^2 \cdot (v_{sp})^2 \cdot [1 - (v_{sp})^4]$$

$$B_0 := (v_{sp})^2 \cdot (\cos(\theta))^2 + [\alpha + \beta \cdot (v_{sp})^3] \cdot [\alpha \cdot (v_{sp})^3 + \beta] \cdot (\sin(\theta))^2$$

$$B_1 := (v_{sp})^3 \cdot (\sin(\theta))^2 \cdot \left[\begin{array}{l} \beta \cdot \alpha \cdot \gamma \cdot [\alpha \cdot (v_{sp})^3 + \beta] + 2 \cdot v_{sp} \cdot [\alpha^2 + \beta^2 + (v_{sp})^2] \dots \\ + [\alpha + \beta \cdot (v_{sp})^3] \cdot (\beta^2 - v_{sp} \cdot \alpha^2) \cdot (\cos(\theta))^2 \dots \\ + [\alpha^2 \cdot [\beta + \alpha \cdot (v_{sp})^3] - \alpha \cdot \gamma \cdot \beta^2 \cdot (v_{sp})^2] \end{array} \right]$$

$$B_2 := (v_{sp})^2 \cdot \left[\alpha^2 \cdot (\beta^2 - v_{sp} \cdot \alpha^2) + v_{sp} \cdot \left[\alpha^2 - \beta^2 \cdot (v_{sp})^2 \right]^2 \right] \cdot (\cos(\theta))^2 \dots$$

$$+ \gamma \cdot \beta^2 \cdot \alpha^2 \cdot (v_{sp})^2 \cdot \left[(\cos(\theta))^2 - (\sin(\theta))^2 \right]$$

Решение уравнения (6) приведем в таблице 5

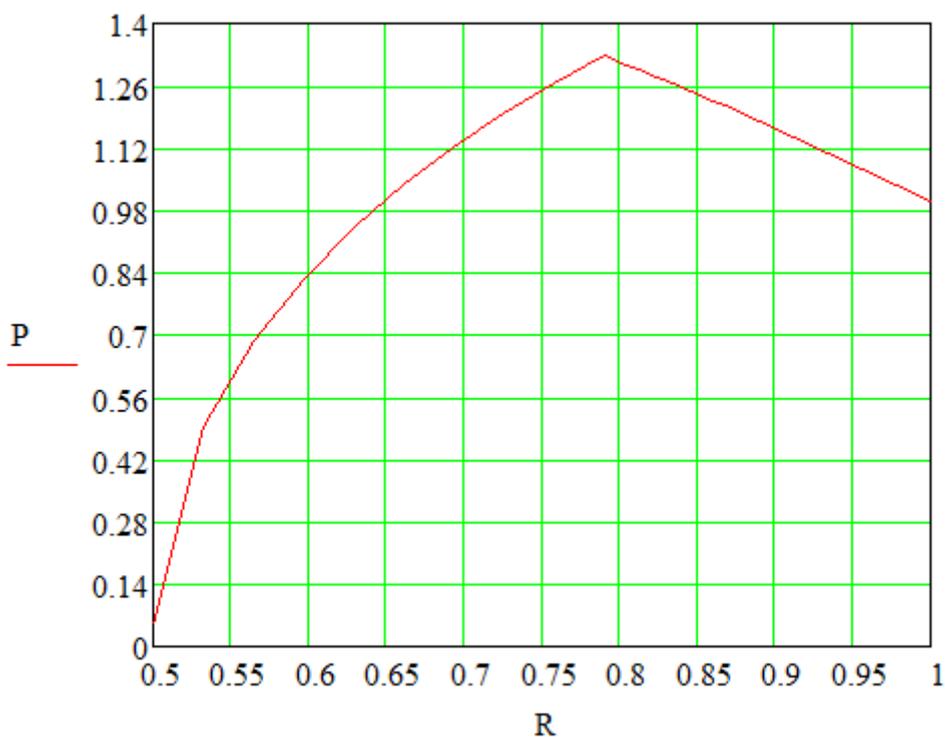
Таблица 5 – Результаты расчета изменения давления по радиусу

R.В/R.Н	Изменение давления
1,0000	1,0000
0,9889	1,0185
0,9779	1,0368
0,9668	1,0551
0,9558	1,0733
0,9447	1,0913
0,9337	1,1093
0,9226	1,1271
0,9116	1,1447
0,9005	1,1622
0,8895	1,1796
0,8784	1,1968
0,8674	1,2138
0,8563	1,2307
0,8453	1,2474
0,8342	1,2639
0,8232	1,2802
0,8121	1,2963
0,8011	1,3121
0,7900	1,3278
0,7578	1,2660
0,7276	1,1981
0,6933	1,1228

0,6611	1,0380
0,6289	0,9408
0,8967	0,8262
0,5644	0,6848
0,5322	0,4926
0,5000	0,0480

Для наглядного понимания построим график изменения давления по радиусу. Из графика 1 видно, что наибольшее давление действует на торец при 79 мм. Эта та область на которой заканчивается канавка.

График 1 – График изменения давления по радиусу



3.5 Определение несущей способности и жесткости газового слоя

Несущая способность газового слоя равна сумме несущих способностей для области с канавками и гладкой зоны:

$$F_{sp} := 2 \cdot p \cdot (R_H)^2 \cdot P_H \cdot \left(\int_{R_{rsp}}^1 p_p \cdot r_r \, dr_r + \int_{R_{rB}}^{R_{rsp}} P_{pg} \cdot r_r \, dr_r \right) \quad (7)$$

Жёсткость газового слоя равна производной от несущей способности по величине зазора δ_1 :

$$K_{sp} := \frac{d}{d\delta_1} F_{sp} \quad (8)$$

$$K_{sp} := 4750.90$$

3.6 Определение усилия пружин

Сила предварительного сжатия пружин определяется по формуле:

$$F_{pr0} := 2 \cdot \pi \cdot \int_{R_B}^{R_{sp}} P_{gl} \cdot r \, dr - \pi \left[(R_{sp})^2 - (R_y)^2 \right] \cdot P_H - \pi \left[(R_y)^2 - (R_B)^2 \right] \cdot P_B \quad (9)$$

$$F_{pr0} := 74.2$$

Сила сжатия пружин:

$$F_{pr} := F_c - \pi \cdot \left[(R_H)^2 - (R_y)^2 \right] \cdot P_H - \pi \cdot \left[(R_y)^2 - (R_B)^2 \right] \cdot P_B \quad (10)$$

$$F_{pr} := 11787.1$$

3.7 Определение расхода газа через уплотнение

Массовый расход газа находится по уравнению:

$$G_{sp} := \frac{\pi \cdot (P_H)^2 \cdot \delta_1^2}{12 \cdot R_K \cdot T \cdot \mu} \cdot (1 + \xi^2) \cdot \left[12 \cdot m_0 + (1 + \xi) \cdot (P_{psp} + 1) \cdot \frac{P_{psp} \cdot P_{pB}}{\ln\left(\frac{R_{sp}}{R_B}\right)} \right] \quad (11)$$

Где R_K - газовая постоянная;

T – температура газа в зазоре;

$$m_0 := \frac{l_a}{\delta_1}$$

Массовый расход равен:

$$G_{sp} := 0.000247$$

3.8 Определение мощности газодинамического трения

Мощность, затрачиваемая на газодинамическое трение в зазоре уплотнительной пары:

$$N_{tr} := M_{tr} \cdot \omega \quad (12)$$

$$\text{Момент трения:} \quad M_{tr} := M_1 + M_2 \quad (13)$$

Где:

M_1 – момент трения в зоне расположения канавок;

M_2 – момент трения в гладкой зоне.

Мощность равна:

$$N_{tr} := 376.5$$

3.9 Результаты расчета

Таблица 6 – Результаты расчета

Параметр	Значение
Число Кнудсена	0,00072
Параметр сжимаемости	23,4
Массовый расход газа через уплотнение, кг/с	0,000247
Сила предварительного сжатия пружин, Н	74,2
Сила сжатия пружин, Н	11787,1
Жесткость газового слоя, МН/м	4750,9
Мощность трения, Вт	376,5

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

Студенту:

Группа	ФИО
4E41	Боюн Иван Сергеевич

Инженерная школа	природных ресурсов	Отделение школы (НОЦ)	нефтегазового дела
Уровень образования	Бакалавриат	Направление/специальность	15.03.02 «Технологические машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов»

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

1. Стоимость ресурсов научного исследования (НИ): материально-технических, энергетических, финансовых, информационных и человеческих	В данном разделе ВКР необходимо представить: график выполнения работ, в соответствии с ВКР; трудоемкость выполнения операций; нормально-правовую базу, используемую для расчетов; результаты расчетов затрат на выполняемые работы; оценить эффективность нововведений и др. Раздел ВКР должен включать: методику расчета показателей; исходные данные для расчета и их источники; результат расчетов и их анализ.
2. Нормы и нормативы расходования ресурсов	Нормы расхода материалов, тарифные ставки заработной платы рабочих, нормы амортизационных отчислений, нормы времени на выполнение операций в ходе выполнения операций согласно справочниках Единых норм времени и др.
3. Используемая система налогообложения, ставки налогов, отчислений, дисконтирования и кредитования	Ставка налога на прибыль; Страховые взносы; Налог на добавленную стоимость.

Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:

1. Оценка коммерческого потенциала, перспективности и альтернатив проведения НИ с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения	Расчет затрат и финансового результата реализации проекта
2. Планирование и формирование бюджета научных исследований	График выполнения работ
3. Определение ресурсной (ресурсосберегающей), финансовой, бюджетной, социальной и экономической эффективности исследования	Расчет экономической эффективности внедрения новой техники или технологии

Перечень графического материала (с точным указанием обязательных чертежей):

1. Оценочная карта для сравнения конкурентных технических решений
2. Матрица SWOT
3. Перечень этапов, работ и распределение исполнителей
4. Календарный план график проведения НИР
5. Расчет основной заработной платы

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

Задание выдал консультант:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Черепанова Н.В.	к.ф.н.		

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4Е41	Боюн Иван Сергеевич		

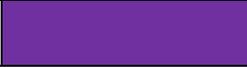
4. Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение

Потенциальные потребители результатов исследования.

Продукт: Сухое газодинамическое уплотнение 28АТ компании «John Crane».

Для анализа используем целевой рынок, а именно: нефтяные и газовые компании.

Таблица 7 – Нефтяные и газовые компании

		Вид исследования поршневого компрессора		
		Изучение СГУ	Исследование проблемы замены СГУ	Выполнение расчетов СГУ
Размер компании	Крупные			
	Средние			
	Мелкие			

 - «Востокгазпром»  - «Nord Imperial»  - «Руснефть»

В различных исследованиях сухих газодинамических уплотнений нуждаются в основном крупные компании. Каждая компания с экономической точки зрения заинтересована в системе сухих газодинамических уплотнений, т.к. на данный момент они являются самыми совершенными уплотнениями для компрессоров.

4.1 Анализ конкурентных технических решений с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения

Детальный анализ конкурирующих разработок, существующих на рынке, необходимо проводить систематически, поскольку рынки пребывают в постоянном движении. Такой анализ помогает вносить коррективы в научное

исследование, чтобы успешнее противостоять своим соперникам. Важно реалистично оценить сильные и слабые стороны разработок конкурентов.

Анализ конкурентных технических решений с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения позволяет провести оценку сравнительной эффективности научной разработки и определить направления для ее будущего повышения. Целесообразно проводить данный анализ с помощью оценочной карты.

Таблица 8 – Оценочная карта для сравнения конкурентных технических решений

Критерии оценки	Вес критерия	Баллы			Конкурентоспособность		
		Б _ф	Б _{к1}	Б _{к2}	К _ф	К _{к1}	К _{к2}
Технические критерии оценки ресурсоэффективности							
1. Срок службы	0,13	2	2	3	0,26	0,26	0,39
2. Ремонтопригодность	0,1	3	2	2	0,3	0,2	0,2
3. Надежность	0,12	2	4	2	0,24	0,48	0,24
4. Простота ремонта	0,1	4	3	4	0,4	0,3	0,4
5. Удобство в эксплуатации	0,08	3	4	2	0,24	0,32	0,16
6. Уровень шума	0,11	3	3	4	0,33	0,33	0,44
Экономические критерии оценки эффективности							
1. Конкурентоспособность продукта	0,03	2	4	3	0,06	0,12	0,09
2. Уровень проникновения на рынок	0,08	3	4	2	0,24	0,32	0,16
3. Цена	0,1	4	3	3	0,4	0,3	0,3
4. Предполагаемый срок эксплуатации	0,07	2	4	4	0,14	0,28	0,28

5. Послепродажное обслуживание	0,06	4	4	3	0,24	0,24	0,18
6. Наличие финансирования поставщиками оборудования	0,02	4	2	3	0,08	0,04	0,06
Итого	1	36	39	35	2,93	3,19	2,9

Б_Ф – Применение одноступенчатого СГУ;

Б_{к1} – Применение двухступенчатого СГУ;

Б_{к2} – Применение Трехступенчатого СГУ.

По таблице 8 видно, что наиболее эффективно использовать двухступенчатое СГУ, так же оно является наиболее конкурентоспособным к другим видам, так как обладает рядом преимуществ, таких как надежность и удобство в эксплуатации.

По сравнению с другими компаниями, например, «EagleBurgmann», компания «John Crane» имеет высокий рейтинг из-за дополнительных возможностей, предоставляемых компанией, одной из них является длительный срок гарантийного обслуживания.

$$k1 = \frac{БФ}{Бк1} = \frac{39}{36} = 1,1 \quad (14)$$

4.2 SWOT – анализ

SWOT-анализ представляет собой комплексный анализ инженерного проекта. Его применяют для того, чтобы перед организацией или менеджером проекта появилась отчетливая картина, состоящая из лучшей возможной информации и данных, а также сложилось понимание внешних сил, тенденций и подводных камней, в условиях которых научно-исследовательский проект будет реализовываться.

В первом этапе обычно описываются сильные и слабые стороны проекта, а также возможности и угрозы для реализации проекта, которые проявились или могут появиться в его внешней среде.

Результаты первого этапа SWOT-анализа:

1. Сильные стороны научно- исследовательского проекта:

- Простота механизма;
- Отсутствие необходимости закупки лабораторных стендов для проведения исследований;
- Использование 3D моделирования;
- Определение возможных причин возникновения нереверсивной нагрузки до его начала работы.
- Квалифицированный персонал.

2. Слабые стороны научно- исследовательского проекта:

- Использование некоторых упрощений (например, не учитываем материалы взаимодействующих деталей);
- Отсутствие возможности проверки предлагаемых технических решений на лабораторных стендах;
- Возможность возникновения ошибок в программном обеспечении.

3. Возможности:

- Использование информации предприятий, эксплуатирующих данные системы;
- Сотрудничество с представителями данной продукции на семинарах;
- Существование потенциального спроса на данное исследование со стороны нефтяных предприятий;
- Получение гранта для дальнейших исследований;

4. Угрозы:

-отсутствие возможности внедрения разработок;

-развитие принципиально новых технологий.

После того как сформулированы четыре области SWOT переходим к реализации второго этапа.

Второй этап состоит в выявлении соответствия сильных и слабых сторон научно-исследовательского проекта внешним условиям окружающей среды.

Это соответствие или несоответствие должны помочь выявить степень необходимости проведения стратегических изменений.

Таблица 9 – Интерактивная матрица возможностей и сильных сторон проекта

		C1	C2	C3	C4
Возможности проекта	B1	+	-	+	-
	B2	-	-	0	—+

При анализе данной интерактивной таблицы можно выделить следующие сильно коррелирующие возможности и сильные стороны проекта: B1C1C3, B2C4.

Таблица 10 – Интерактивная матрица возможностей и слабых сторон проекта

		Сл1	Сл2	Сл3
Возможности проекта	B1	-	0	-
	B2	-	-	-

При анализе данной интерактивной таблицы можно выделить то что слабых сторон данный проект не имеет.

Таблица 11 - Интерактивная матрица угроз и сильных сторон проекта

		C1	C2	C3	C4
Угрозы	У1	-	-	-	-

проекта	У2	0	0	-	+
---------	----	---	---	---	---

При анализе данной интерактивной таблицы можно выделить следующие сильно коррелирующие угрозы и сильные стороны проекта: У2С4.

Таблица 12 – Интерактивная матрица угроз и слабых сторон проекта

		Сл1	Сл2	Сл3
Угрозы проекта	У1	+	+	+
	У2	+	0	-

При анализе данной интерактивной таблицы можно выделить следующие сильно коррелирующие угрозы и сильные стороны проекта: У1Сл1Сл2Сл3, У2Сл1.

В рамках третьего этапа составляем итоговую матрицу SWOT-анализа (таблица 13).

Таблица 13 - Матрица SWOT

	Сильные стороны	Слабые стороны
	научно-исследовательского проекта: С1: Простота механизма; С2.Отсутствие необходимости закупки лабораторных стендов для проведения исследований; С3.	научно-исследовательского проекта: Сл1. Использование некоторых упрощений (например, не учитываем материалы взаимодействующих деталей); Сл2. Отсутствие возможности проверки

	<p>Использование 3D моделирования;</p> <p>С4.Определение возможных причин возникновения нереверсивной нагрузки до его начала работы.</p> <p>С5. Квалифицированный персонал.</p>	<p>предлагаемых технических решений на лабораторных стендах;</p> <p>Сл3. Возможность возникновения ошибок в программном обеспечении.</p>
<p>В1. Использование информации предприятий, эксплуатирующих данные системы;</p> <p>В2. Сотрудничество с представителями данной продукции на семинарах;</p> <p>В3. Существование потенциального спроса на данное исследование со стороны нефтяных предприятий;</p> <p>В4. Получение гранта для дальнейших исследований;</p>	<p>В1С1С3 – возможность заимствования паспортных данных у завода- изготовителя для проведения расчетов; В2С4 – большое количество квалифицированного персонала, которые могут провести данные расчеты, покрывает спрос на исследование;</p> <p>Мероприятия, которые позволят использовать сильные стороны и возможности:</p> <p>используем паспортные данные и устройство по эксплуатации данного оборудования в целях</p>	<p>У2Сл1- угроза развития принципиально новых технологий за счет использования новых менее изнашивающихся материалов.</p> <p>Необходимо исследовать и изучить материалы, которые используются в исследуемых механизмах.</p>

	добычи необходимой информации для проведения исследований.	
Угрозы: У1. Отсутствие возможности внедрения разработок; У2. Развитие принципиально новых технологий.	У2С5– возможно развитие конкурентных разработок, если при их создании участвует квалифицированный персонал; Мероприятия по предотвращению угроз благодаря сильным сторонам: используем документацию поставщика для проведения исследований соответственно внедряем разработки и развиваем новые технологии.	У1Сл1Сл2Сл3– возможно отсутствие спроса на данное исследование вследствие: применения некоторых упрощений при моделировании, учета только одного вида нагрузки, наличия некоторых погрешностей при отсутствии возможности проверки результатов; У2Сл1– возможно развитие конкурентных исследований вследствие осуществления более точных расчетов при минимальных упрощениях в проекте;

4.3 Планирование научно-исследовательских работ

Структура работ в рамках научного исследования

Планирование комплекса предполагаемых работ осуществляется в следующем порядке:

- определение структуры работ в рамках научного исследования;
- определение участников каждой работы;
- установление продолжительности работ;
- построение графика проведения научных исследований.

По каждому виду запланированных работ устанавливается соответствующая должность исполнителей.

В данном разделе составим перечень этапов и работ в рамках проведения научного исследования, проведем распределение исполнителей по видам работ.

Порядок составления этапов и работ, распределение исполнителей по данным видам работ приведен в таблице 14.

Таблица 14 – Перечень этапов, работ и распределение исполнителей

Основные этапы	№ раб	Содержание работ	Должность исполнителя
Выбор темы исследований	1	Календарное планирование работ по теме	Руководитель, исполнитель
	2	Выбор алгоритма исследований	Руководитель
	3	Подбор и изучение литературы по теме	Исполнитель
Разработка тех. задания	4	Составление и утверждение тех. задания	Руководитель

Теоретические и экспериментальные исследования	5	Проведение теоретических расчетов и обоснование	Исполнитель
	6	Проектирование модели и проведение экспериментов	Исполнитель
Обобщение и оценка результатов	7	Оценка результатов исследования	Руководитель, Исполнитель
Оформление отчета по исследовательской работе	8	Составление пояснительной записки	Руководитель, Исполнитель

4.4 Определение трудоемкости выполнения работ

Трудовые затраты в большинстве случаев образуют основную часть стоимости разработки, поэтому важным моментом является определение трудоемкости работ каждого из участников научного исследования.

Трудоемкость выполнения научного исследования оценивается экспертным путем в человеко-днях и носит вероятностный характер, т.к. зависит от множества трудно учитываемых факторов. Для определения ожидаемого (среднего) значения трудоемкости $t_{ожі}$ используется следующая формула:

$$t_{ожі} = \frac{3t_{mini} + 2t_{maxi}}{5}, \quad (15)$$

где $t_{ожі}$ – ожидаемая трудоемкость выполнения i -ой работы чел.-дн.;

t_{mini} – минимально возможная трудоемкость выполнения заданной i -ой работы (оптимистическая оценка: в предположении наиболее благоприятного стечения обстоятельств), чел.-дн.;

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

Исходя из ожидаемой трудоемкости работ, определяется продолжительность каждой работы в рабочих днях T_p , учитывающая параллельность выполнения работ несколькими исполнителями. Такое вычисление необходимо для обоснованного расчета заработной платы, так как удельный вес зарплаты в общей сметной стоимости научных исследований составляет около 65 %.

$$T_{pi} = \frac{t_{oji}}{ч_i}, \quad (16)$$

где

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

t_{oji} – ожидаемая трудоемкость выполнения одной работы, чел.-дн.;

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

4.5 Разработка графика проведения научного исследования

Наиболее удобным и наглядным является построение ленточного графика проведения научных работ в форме диаграммы Ганта.

Диаграмма Ганта – горизонтальный ленточный график, на котором работы по теме представляются протяженными во времени отрезками, характеризующимися датами начала и окончания выполнения данных работ. Для удобства построения графика, длительность каждого из этапов работ из рабочих дней следует перевести в календарные дни. Для этого необходимо воспользоваться следующей формулой:

$$T_{ki} = T_{pi} * k_{\text{кал}}, \quad (17)$$

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

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

$k_{\text{кал}}$ – коэффициент календарности.

Коэффициент календарности определяется по следующей формуле:

$$k_{\text{кал}} = \frac{T_{\text{кал}}}{T_{\text{кал}} - T_{\text{вых}} - T_{\text{пр}}}, \quad (18)$$

где $T_{\text{кал}} = 365$ – количество календарных дней в году;

$T_{\text{вых}} = 51$ – количество выходных дней в году;

$T_{\text{пр}} = 14$ – количество праздничных дней в году.

$$k_{\text{кал}} = \frac{365}{365 - 51 - 14} = 1,22 \quad (19)$$

Рассчитанные значения в календарных днях по каждой работе T_{ki} округляем до целого числа.

Все рассчитанные значения сведены в таблица 15.

Таблица 15 – Временные показатели проведения научного исследования

Название работ	Трудоемкость работ			Исполнители	Длительность работ в рабочих днях, T_{pi}	Длительность работ в календарных днях, T_{ki}
	t_{\min} Чел-дни	t_{\max} Чел-дни	$t_{\text{ож}}$ Чел-дни			
Календарное планирование работ по теме	3	6	4,2	Руководитель, Исполнитель	2	5

Составление и утверждение тех. задания	1	3	1,8	Руководитель	2	2
Подбор и изучение материалов по теме	10	15	12	Исполнитель	12	15
Согласование материалов по теме	5	8	6,2	Руководитель	6	8
Проведение теоретических расчетов и обоснование	6	18	10	Исполнитель	10	12
Проектирование и моделирование	3	12	6,6	Исполнитель	7	8
Оценка результатов исследования	3	5	3,8	Руководитель, Исполнитель	2	5
Составление пояснительной записки	7	16	11,4	Руководитель, Исполнитель	6	9

На основе таблицы 15 строим план график

Таблица 16 – Календарный план график проведения НИР по теме

№ р	Вид работ	Испол- нители	Т _{кп} , кал. дни	Продолжительность выполнения работ															
				Фев.		Март			Апрель			Май							
				2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3					
1	Составление и утверждение тех. задания	Р	3	■															
2	Подбор и изучение материалов по теме	И	18	□															
3	Согласование материалов по теме	Р	9			■													
4	Календарное планирование работ по теме	Р, И	3				■	□											
5	Проведение теоретических расчетов и обоснование	И	15					□											
6	Проектирование 3D модели цилиндра	И	10							□									

расходов по заработной плате определяется на основе трудоемкости выполняемых работ и действующей системы тарифных ставок и окладов. В состав основной заработной платы включается премия, выплачиваемая ежемесячно из фонда заработной платы в размере 20 – 30 % от тарифа или оклада.

Таблица 17 - Расчет основной заработной платы

№	Наименование этапов	Исполнители по категориям	Трудоемкость, чел.-дн.	Зарботная плата, приходящаяся на один чел.-дн., тыс. руб.	Всего заработная плата по тарифу(окладу), тыс. руб.
1	Календарное планирование работ по теме	Руководитель, Исполнитель	2	1,16	2,32
2	Выбор темы исследований	Руководитель	7	0,93	6,51
3	Составление и утверждение тех. задания	Руководитель	2	0,93	1,86
4	Подбор и изучение материалов по теме	Исполнитель	12	0,23	2,76
5	Проведение теоретически	Исполнитель	8	0,23	1,84

	х расчетов и обоснование				
6	Проектирование 3D цилиндра	Исполнитель	6	0,23	1,38
7	Оценка результатов исследования	Руководитель, Исполнитель	4	1,16	4,64
8	Составление пояснительной записки	Руководитель, Исполнитель	5	1,16	5,8
Итого:					27,11

Настоящая статья включает основную заработную плату работников, непосредственно занятых выполнением научно-технического исследования, (включая премии, доплаты) и дополнительную заработную плату:

$$Z_{\text{зп}} = Z_{\text{осн}} + Z_{\text{доп}}, \quad (21)$$

где $Z_{\text{осн}}$ – основная заработная плата;

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

Основная заработная плата ($Z_{\text{осн}}$) руководителя (лаборанта, инженера) от предприятия (при наличии руководителя от предприятия) рассчитывается по следующей формуле:

$$Z_{\text{осн}} = T_p \cdot Z_{\text{дн}}, \quad (22)$$

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

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

$Z_{\text{дн}}$ – среднедневная заработная плата работника, руб.

Среднедневная заработная плата рассчитывается по формуле:

$$Z_{\text{дн}} = \frac{Z_{\text{м}} \cdot M}{F_{\text{д}}} = \frac{74256 \cdot 10,4}{199} = 3881 \text{ руб.}, \quad (23)$$

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

M – количество месяцев работы без отпуска в течение года: при отпуске в 24 раб. дня $M = 11,2$ месяца, 5-дневная неделя; при отпуске в 48 раб. дней $M = 10,4$ месяца, 6-дневная неделя;

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

Таблица 18 - *Баланс рабочего времени*

Показатели рабочего времени	Руководитель	Исполнитель
Календарное число дней	365	365
Количество нерабочих дней:		
- выходные		
- праздничные	118	118
Потери рабочего времени:		
- отпуск	48	72
- невыходы по болезни		
Действительный годовой фонд рабочего времени	199	175

Месячный должностной оклад работника:

$$Z_{\text{м}} = Z_{\text{окл}} \cdot (1 + k_{\text{пр}} + k_{\text{д}}) \cdot k_{\text{р}} = 33600 \cdot (1 + 0,3 + 0,4) \cdot 1,3 = 74\,256 \text{ руб.},$$

где $Z_{\text{окл}}$ – заработная плата по окладу, руб.;

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

k_d – коэффициент доплат и надбавок составляет примерно 0,2 - 0,5 (в НИИ и на промышленных предприятиях – за расширение сфер обслуживания, за профессиональное мастерство, за вредные условия: 15- 20 % от $Z_{тс}$);

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

За основу оклада берется ставка работника ТПУ, согласно занимаемой должности. Из таблицы окладов для доцента (степень – кандидат технических наук) – 33600 руб., для ассистента (степень отсутствует) – 21000 руб.

Таблица 19 - Расчет основной заработной платы

Исполнители	$Z_{тс}$, тыс. руб.	$k_{пр}$	k_d	k_p	Z_m , тыс. руб.	$Z_{дн}$, тыс. руб.	T_p , раб. дн.	$Z_{осн}$, тыс. руб.
Руководитель	33600	0,3	0,4	1,3	76256	2,674	20	53,48
Исполнитель	21000	0	0	1,3	27300	1,126	37	41,66
Итого:								95,14

4.8 Дополнительная заработная плата исполнителей темы

Затраты по дополнительной заработной плате исполнителей темы учитывают величину предусмотренных Трудовым кодексом РФ доплат за отклонение от нормальных условий труда, а также выплат, связанных с обеспечением гарантий и компенсаций (при исполнении государственных и общественных обязанностей, при совмещении работы с обучением, при предоставлении ежегодного оплачиваемого отпуска и т.д.).

Расчет дополнительной заработной платы ведется по следующей формуле:

$$Z_{доп} = k_{доп} \cdot Z_{осн} = 0,13 \cdot 74256 = 9653 \text{ руб}; \quad (24)$$

$$Z_{доп} = k_{доп} \cdot Z_{осн} = 0,13 \cdot 41660 = 5416 \text{ руб}, \quad (25)$$

где $k_{доп}$ – коэффициент дополнительной заработной платы (на стадии проектирования принимается равным 0,12 – 0,15).

4.9 Отчисления во внебюджетные фонды (страховые отчисления)

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

Величина отчислений во внебюджетные фонды определяется исходя из следующей формулы:

$$З_{внеб} = k_{внеб} \cdot (З_{осн} + З_{доп}) = 0,302 \cdot (76256 + 9653) = 25944 \text{ руб,}$$

где $k_{внеб}$ – коэффициент отчислений на уплату во внебюджетные фонды (пенсионный фонд, фонд обязательного медицинского страхования и пр.). В соответствии с Федеральным законом от 01.01.2017 гл.34 НК РФ размер страховых взносов равен 30,2%.

Таблица 20 - Отчисления во внебюджетные фонды

Исполнитель	Основная заработная плата, тыс. руб	Дополнительная заработная плата, тыс. руб
	Исп. 1	
Руководитель	76,256	9,653
Исполнитель проекта	41,660	5,416
Коэффициент отчислений во внебюджетные фонды	0,302	

Итого	
Исполнение 1	40,161

Накладные расходы

Накладные расходы учитывают прочие затраты организации, не попавшие в предыдущие статьи расходов: печать и ксерокопирование материалов исследования, оплата услуг связи, электроэнергии, почтовые и телеграфные расходы, размножение материалов и т.д. Их величина определяется по следующей формуле:

$$Z_{\text{накл}} = (\text{сумма статей } 1 \div 7) \cdot k_{\text{нр}} = (Z_{\text{осн}} + Z_{\text{доп}} + Z_{\text{внеб}}) \cdot 0,16 = \\ = (117856 + 15069 + 29134) \cdot 0,16 = 25929 \text{ руб,}$$

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

Величину коэффициента накладных расходов можно взять в размере 16%.

Формирование бюджета затрат научно-исследовательского проекта

Рассчитанная величина затрат научно-исследовательской работы (темы) является основой для формирования бюджета затрат проекта, который при формировании договора с заказчиком защищается научной организацией в качестве нижнего предела затрат на разработку научно-технической продукции.

Таблица 21- *Расчет бюджета затрат НИИ*

Наименование статьи	Сумма, руб.	Примечание
1. Затраты по основной заработной плате исполнителей темы	95140	
2. Затраты по дополнительной	15069	

заработной плате исполнителей темы		
3. Отчисления во внебюджетные фонды	29134	
4. Затраты на покупку компьютера	28000	
5. Прочие расходы	21863	
6. Бюджет затрат НИИ	189206	Сумма ст. 1-5

4.10 Определение ресурсоэффективности 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 показатель финансовой эффективности научного исследования получают в ходе оценки бюджета затрат трех (или более) вариантов исполнения научного исследования.

Для этого наибольший интегральный показатель реализации технической задачи принимается за базу расчета (как знаменатель), с которым соотносятся финансовые значения по всем вариантам исполнения.

Интегральный финансовый показатель разработки определяется как:

$$I_{\text{финр}}^{\text{исп } i} = \frac{\Phi_{pi}}{\Phi_{\text{max}}} = \frac{186505}{186505} = 1, \quad (26)$$

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

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

Φ_{max} – максимальная стоимость исполнения научно-исследовательского проекта (в т.ч. аналоги).

Полученная величина интегрального финансового показателя разработки отражает соответствующее численное увеличение бюджета затрат разработки в разгах (значение больше единицы), либо соответствующее численное удешевление стоимости разработки в разгах (значение меньше единицы, но больше нуля).

Интегральный показатель ресурсоэффективности вариантов исполнения объекта исследования можно определить следующим образом:

$$I_{pi} = \sum a_i \cdot b_i, \quad (27)$$

где I_{pi} – интегральный показатель ресурсоэффективности;

a_i – весовой коэффициент разработки;

b_i – балльная оценка разработки, устанавливается экспертным путем по выбранной шкале оценивания.

Таблица 22- Сравнительная оценка характеристик проекта

Критерии	Весовой коэффициент	Клапан осевого типа с приводом от пружин	Клапан осевого типа с другим видом привода	Клапан осевого типа с пневмоприводом
1. Безопасность	0,1	4	4	5
2. Удобство в эксплуатации	0,15	3	4	4
3. Срок службы	0,15	3	3	5
4. Ремонтопригодность	0,20	3	5	5
5. Надёжность	0,25	4	4	4
6. Материалоёмкость	0,15	4	3	5
Итого:	1	3,5	3,9	4,6

Рассчитываем показатель ресурсоэффективности:

$$I_p = 0,1 \cdot 5 + 0,15 \cdot 4 + 0,15 \cdot 5 + 0,2 \cdot 5 + 0,25 \cdot 4 + 0,15 \cdot 5 = 4,6. (111)$$

$$I_p = 0,1 \cdot 4 + 0,15 \cdot 4 + 0,15 \cdot 3 + 0,2 \cdot 5 + 0,25 \cdot 4 + 0,15 \cdot 3 = 3,9.(112)$$

$$I_p = 0,1 \cdot 4 + 0,15 \cdot 4 + 0,15 \cdot 4 + 0,2 \cdot 4 + 0,25 \cdot 4 + 0,15 \cdot 4 = 4.(113)$$

Показатель ресурсоэффективности проекта имеет высокое значение, что говорит об эффективности использования технического проекта.

Таким образом, проведение исследований сухих гаходинамических уплотнений компании «John Crane» являются актуальными, т.к. модернизирование центробежного компрессора сделает его более конкурентоспособным и позволит потребителям затрачивать минимальные ресурсы для его эксплуатации.

В ходе выполнения данной части выпускной работы была доказана конкурентоспособность данного технического решения, был произведен SWOT-анализ. Также был посчитан бюджет НИИ равный 186505 руб., основная часть которого приходится на зарплаты сотрудников. Предложение мероприятий и технических решений по предотвращению необратимой нагрузки позволит предприятию использовать компрессор более эффективно и продолжительно, увеличит его ресурс, а также сохранит средства, силы обслуживающего персонала и их здоровье.

**ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА
«СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ»**

Студенту:

Группа	ФИО
4Е41	Боюн Иван Сергеевич

Школа	Природных ресурсов	Отделение	Нефтегазового дела
Уровень образования	Бакалавриат	Направление/специальность	15.03.02 «Технологические машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов»

Исходные данные к разделу «Социальная ответственность»:	
1. Характеристика объекта исследования	<p>Объектом исследования является сухое газодинамическое уплотнение входящие в состав дожимной компрессорной станции.</p> <p>Рабочей зоной является рабочее место машиниста в машинном зале.</p>
Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:	
1. Производственная безопасность	<p>К вредным факторам относятся:</p> <ul style="list-style-type: none"> – повышенный уровень шума на рабочем месте: – ГОСТ 12.1.003-14 ССБТ Шум. Общие требования – ГОСТ 12.1.029-80 ССБТ Средства и методы защиты от шума. Общие требования. – повышенный уровень вибрации: – ГОСТ 12.1.012-2004 ССБТ Вибрационная безопасность. Общие требования. <p>К опасным факторам относятся:</p> <ul style="list-style-type: none"> – повышенная температура маслосистемы: – ГОСТ 12.2.062 Оборудование производственное. <p>Ограждения защитные.</p> <ul style="list-style-type: none"> – пожароопасность: – Федеральный закон от 22 июля 2008 г. N 123-ФЗ Технический регламент о требованиях пожарной безопасности. – наличие вращающихся механизмов: – СанПиН 2.2.1/2.1.1.1200-03 Санитарно-защитные зоны и санитарная классификация предприятий, сооружений и иных объектов.
2. Экологическая безопасность:	<ul style="list-style-type: none"> – защита селитебной зоны (населения):

	<ul style="list-style-type: none"> – ГОСТ 17.1.3.13–86. Охрана природы. Гидросфера. Общие требования к охране поверхностных вод от загрязнений – защита санитарной зоны: – ГН 2.2.5.2308 – 07. Ориентировочно безопасный уровень воздействия (ОБУВ) вредных веществ в воздухе рабочей зоны – СанПиН 2.2.1/2.1.1.1200–03. Санитарно-защитные зоны и санитарная классификация предприятий, сооружений и иных объектов.
3. Безопасность в чрезвычайных ситуациях:	<ul style="list-style-type: none"> – пожар: – ГОСТ 12.1.004-91 Пожарная безопасность. Общие требования, – разлив: – ГОСТ 17.1.3.06–82. Охрана природы. Гидросфера. Общие требования к охране подземных вод.
4. Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности:	<ul style="list-style-type: none"> – Трудовой кодекс РФ: – ст. 92 ТК РФ, – ст. 117 ТК РФ, – ст. 147 ТК РФ. – Правила безопасности в газовом хозяйстве; – ПБ 12-529-83

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

Задание выдал консультант:

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

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4Е41	Боюн Иван Сергеевич		

5. Социальная ответственность

Введение

Машинист технологических компрессоров контролирует исправность оборудования и коммуникаций. В случае выявления разного рода поломок, в обязанности сотрудника входит своевременное их устранение. Если же с состоянием аппаратуры всё в порядке, машинист должен подготовить его к установке и пуску. Далее с помощью средств автоматизации и контрольно-измерительных приборов происходит регулировка режима работы. Ведётся также учёт транспортируемой электроэнергии, газа, электроэнергии, горюче-смазочных материалов. Все необходимые данные машинист обязан тщательно записывать в специальный производственный журнал.

В данном разделе рассмотрены вредные и опасные факторы, действующие на машиниста технологических компрессоров на рабочем месте в машинном зале. Разработаны требования безопасности и комплекс защитных мероприятий на рабочем месте. Также этот раздел включает подразделы охраны окружающей среды и чрезвычайных ситуаций.

Организационные требования направлены на обеспечение безопасной эксплуатации, нормального технического состояния и обслуживания компрессоров

5.1 Производственная безопасность

5.1.1 Анализ вредных факторов производственной среды в машинном зале

В соответствии с ГОСТ 12.0.003-74 в машинном зале могут быть выделены следующие вредные факторы:

- вредные вещества;
- повышенный шум и вибрация;

- производственное освещение.

Вредные вещества:

1) Природный газ

Природный газ добывается на газовых месторождениях или попутно с нефтью и конденсатом на газонефтяных, газоконденсатных или газоконденсатнефтяных месторождениях.

При среднем и капитальном ремонте компрессорной установки буферного газа необходимо производить разгерметизацию рабочей зоны компрессора с неискаленной возможностью выхода газа.

Метан не ядовит, но при недостатке в воздухе рабочей зоны кислорода и при длительном вдыхании он вызывает удушье.

Погибнуть человеку в воздухе, с высокой концентрацией метана можно только от недостатка кислорода в воздухе для дыхания при очень высоких концентрациях метана. При содержании в воздухе 25—30 % метана появляются первые признаки асфиксии (учащение пульса, увеличение объёма дыхания, нарушение координации тонких мышечных движений и т.д.). Более высокие концентрации метана в воздухе вызывают у человека кислородное голодание — головную боль, одышку, — симптомы, характерные для горной болезни.

Предельно-допустимая концентрация (ПДК) содержания метана в воздухе рабочей зоны не должно превышать: объема при выполнении огневых работ - 1% (300 мг/м³). При выполнении газоопасных работ - 0.7% по ГОСТ 12.1.005-88

На ДКС осуществляется постоянный контроль над содержанием газа в воздухе в рабочих помещениях. Контроль ведётся как с помощью автоматических сигнализаторов, так и с помощью модифицированных интерферометров, которые должны быть на каждом цехе.

При газоопасных работах, где присутствуют в воздухе или не исключено появление газа необходимо использовать СИЗ, а также противогаз шланговый (ПШ-1, ПШ-2) в состоянии «наготове».

2) Масло марки ТП-22

Используется для смазки трущихся поверхностей, основной расход идет на подшипниковые узлы.

Турбинные нефтяные масла с присадками являются малоопасными продуктами, по степени воздействия на организм человека относятся к 4-му классу опасности в соответствии с ГОСТ 12.1.007.

Предельно допустимая концентрация паров углеводородов масел в воздухе рабочей зоны 300 мг/м^3 . Предельно допустимая концентрация масляного тумана в воздухе 5 мг/м^3 . [21]

Во избежание попадания масла в другие полости компрессора, а также из корпуса в атмосферу в подшипниковом узле предусмотрены два уплотнительных кольца по краям корпуса подшипника. Перед разборкой компрессора все масло сливается в расширительный бак.

При разливе масла его необходимо собрать в отдельную тару, место разлива протереть сухой тканью, при разливе на открытой площадке место разлива засыпать песком с последующим его удалением.

Нефтяные турбинные масла с присадками представляют собой в соответствии с ГОСТ 12.1.044 горючие жидкости средневоспламеняемые с температурой вспышки $186\text{-}220 \text{ }^\circ\text{C}$. [21]

Помещение, в котором производятся работы с маслами, должно быть оборудовано приточно-вытяжной вентиляцией. При попадании масла на кожу и слизистую оболочку глаз вызывает раздражение. Необходимо обильно промыть кожу теплой мыльной водой, слизистую оболочку глаз - теплой водой. При работе с нефтяными турбинными маслами с присадками

применяются индивидуальные средства защиты (спецодежда, очки, резиновые перчатки, сапоги,), утвержденные в установленном порядке.

Укрытие оборудовано системой вытяжной и приточной вентиляцией необходимая для исключения содержания в воздухе недопустимых концентрация загрязняющих веществ.

Повышенный уровень шума и вибрация

Основным источником шума и вибрации является компрессор. Повышенный шум влияет на нервную и сердечно-сосудистую системы, вызывает раздражение, нарушение сна, утомление, агрессивность, способствует психическим заболеваниям. При большой длительности и (или) интенсивности шума происходят необратимые потери слуха, характеризующиеся постоянным изменением порога слышимости.

Основным контролем занимается машинист ТК, слесарь по необходимости проверяет работающий компрессор на предмет шумов в подшипниках, утечек масла и т.д.

По ГОСТ 12.1.003-83 допустимый уровень шума составляет 80 дБА [22].

Обслуживающий персонал в качестве индивидуальной защиты слуха использует защитные наушники по ГОСТ 12.4.051.

Воздействие вибрации приводит к ухудшению состояния здоровья работников, в том числе к профессиональным заболеваниям (вибрационной болезни), а также к значительному снижению комфортности условий труда.

Допустимую интенсивность вибрации устанавливают в соответствии со стандартом ГОСТ 12.1.012-2004 ССБТ $V=0,45...2,8$ мм/с [23]. Допустимые условия достигаются тщательной центровкой и балансировкой, правильно сконструированным фундаментом под машину. Изолированно от фундамента выполняются конструкции блок-боксов.

Производственное освещение

В соответствии с нормами СНиП 23-05-95 дожимная компрессорная станция обеспечивается естественным и искусственным освещением.

Недостаточное освещение влияет на функционирование зрительного аппарата, то есть определяет зрительную работоспособность, на психику человека, его эмоциональное состояние, вызывает усталость центральной нервной системы, возникающей в результате прилагаемых усилий для опознания четких или сомнительных сигналов. Неравномерное освещение может создавать проблемы адаптации, снижая видимость. Работая при освещении плохого качества или низких уровней, люди могут ощущать усталость глаз и переутомление, что приводит к снижению работоспособности. В ряде случаев это может привести к головным болям.

Нормы освещенности [24]:

Необходимая величина искусственного освещения для основных и вспомогательных помещений без постоянного дежурного персонала (укрытие ГПА) - 75 лк при газоразрядных лампах и 30 лк при лампах накаливания.

При работах высокой точности и разрядах зрительной работы «в» - общее освещение 300 лк.

Естественное освещение осуществляется боковым светом через боковые световые проёмы в наружных стенах. Искусственное обеспечивается благодаря газоразрядным лампам и лампам накаливания установленных внутри. Искусственное освещение внутри укрытия является круглосуточным. Сборка и разборка компрессора проводится только днем соответственно в условиях совмещенного освещения. Для дополнительного освещения могут быть применены светильники местного освещения.

5.1.2 Анализ опасных факторов производственной среды

При работе ГПА возникают опасные факторы такие как:

- пожаровзрывоопасность;
- термическое травмирование;
- механическое травмирование.

Пожаровзрывобезопасность

Согласно НПБ 105-95, по степени пожарной опасности ангар относится к категории «Г» в связи с особенностью газа образовывать при концентрации от 5 до 15 % взрывоопасные и горючие смеси с воздухом [25], а также в связи применением турбинного масла, воспламеняющегося при температуре 125 °С [21]. Галерея нагнетателя в следствие применения в ней природного газа в качестве рабочего тела относится к категории «А». В связи с этим эти два помещения обязательно разделяются перегородкой. По степени огнестойкости здание относится к категории II по СНиП 2.01.02-85, т.к. здание выполнено из огнестойкого материала.

Взрывозащищенность компрессора обеспечивает:

- применение светильников и электрооборудования во взрывобезопасном исполнении;
- герметизация внутренних полостей компрессора, исключающей возможность протечек;
- выполнением электромонтажа в соответствии с требованиями комплекса стандарта ГОСТ Р 511330;
- наличием датчиков аппаратуры контроля загазованности в помещении укрытия;
- системой вентиляции.

Для оповещения пожара в укрытии имеется установка пожарной сигнализации оповещающая световыми индикаторами и звуковой сиреной в укрытии, сигнал также приходит на пульт оператора.

Для тушения пожара в укрытии имеется:

- автоматическая система пожаротушения (углекислотное);
- противопожарный трубопровод с установкой гидрантов;
- ручные огнетушители (ОУ-3, ОП-8);
- водонасосная станция;
- железобетонный резервуар для хранения запасов воды.

Фактор термического травмирования

Источником термических опасностей является работающий компрессор а именно такие его части как элементы маслосистемы, нагнетательная линия трубопровода и пр [10].

Результатом термического воздействия являются ожоги различной степени, в зависимости от температуры и времени контакта.

Мера безопасности - ни при каких обстоятельствах не контактировать с объектами, указанными выше. Работа с ними допускается только при полной остановке и охлаждении.

В качестве групповой безопасности тракт выхлопа, как самый опасный, имеет двойную стенку, заполненную шумотеплоизолирующим материалом. Индивидуальным средством защиты являются термостойкие перчатки.

Фактор механического травмирования

К опасной зоне относятся места сопряжения муфт привода и компрессора. Источником травмирования служит вращающаяся муфта. В целях безопасности место соединения муфтой изолируют металлическим кожухом.

Слесарь при нахождении в укрытии должен должен быть в СИЗ: каске, робе, перчатках, кирзовых сапогах.

5.2 Экологическая безопасность

Защита литосферы

Работа компрессорной установки требует регулярного технического обслуживания. Замена отработавших материалов и объектов влечет за собой образование твердых отходов производства. К ним относятся: металлолом черный и цветной, фторопласт, каучук, поронит, стекловата, прочий бытовой и технический мусор. Твердые отходы производства регулярно собираются с территории ДКС и вывозятся в места временного хранения отходов. Откуда потом вывозятся для утилизации.

5.2.1 Организационные мероприятия обеспечения безопасности

Размещение компрессоров должно соответствовать требованиям СНиП, противопожарных норм строительного проектирования промышленных предприятий, а также специальным требованиям правил техники безопасности. Компрессоры, как правило, должны размещаться в отдельно стоящих одноэтажных зданиях.

В компрессорных помещениях полы должны быть выполнены из огнестойкого маслоустойчивого и нескользящего материала. Покрытия помещений компрессорных зданий должны быть бесчердачными легкобрасываемыми. Площадь окон, дверей, фонарей и легкобрасываемых панелей должна составлять не менее 0,05 м² на 1 м³ объема помещения. Компрессорное отделение должно располагаться только на первом этаже, в помещении, имеющем не менее двух выходов, находящихся на максимальном удалении друг от друга и открывающихся наружу. Машинное и аппаратное отделения не должны соединяться проходом с производственными помещениями. Машинное отделение, кроме общего рабочего электрического освещения, должно быть оборудовано аварийным, работающим от независимого источника, автоматически включающимся в случае исчезновения напряжения в сети рабочего освещения.

Машинный зал (укрытие) как рабочее место слесаря нефтепромысловых объектов должно находиться в чистоте и порядке: на полу не должно быть

разлитых жидкостей, предметов на путях прохода, на раме масляных луж, вся ветошь должна храниться в специальном ящике.

Все электрооборудование должно быть заземлено. Трубопроводы окрашены в цвета: газ – желтый; вода – зеленый. Стрелочками указаны направления потока сред. Все ЗРУ должны иметь бирку с позицией. Предохранительная арматура тарифована согласно графика и иметь табличку с характеристиками. В укрытии должна висеть технологическая схема ГПА.

Перед началом работ компрессорная установка должна быть остановлена, охлаждена, отсечена на входе и выходе газа, установлены заглушки, продута инертным газом. Все жидкости слиты в специальные емкости. На щите управления повешена табличка: «Не включать! Работают люди!». Для выполнения работ создаются условия достаточной освещенности – лампами накаливания, микроклимата – калорифером и тепловой завесой, ПДК вредных веществ в рабочей зоне – приточно-вытяжной вентиляцией.

Необходимые для работы инструменты должны быть исправны и находится поблизости. Машинист использует безопасные приемы работы исключая травмы. Работа в основном выполняется в количестве двух и более человек.

5.3 Безопасность в чрезвычайных ситуациях.

Работающий газоперекачивающий агрегат относится к объектам повышенной взрывоопасности и пожароопасности.

Пожар может возникнуть при различных обстоятельствах:

- нарушение герметичности трубопроводов и установки, разливы масла;
- неисправность электрооборудования;
- перегрузка электрических приборов;

- применение открытого огня, проведение сварочных работ вблизи мест расположения горюче-смазочных материалов, сгораемых конструкций и горючих веществ.

Как уже говорилось ранее в укрытии компрессорной установки, имеется ряд сигнализирующих об опасности устройств и огнетушащих средств. Действия персонала в случае пожара должны исполняться строго по плану ликвидации возможных аварий на ДКС.

Опасной ситуацией является высокая концентрация газа в воздухе. При запале (искра или открытый огонь) в закрытом помещении происходит взрыв. Скопление газа в машинном зале произойти может по следующим причинам:

- порыв трубопроводов по газу;
- разгерметизация галереи нагнетания компрессора;
- негерметичная сборка оборудования и трубопроводов после ремонта;
- не продутое оборудование перед разборкой;
- неработающая вентиляция.

Для предотвращения подобных ситуаций машинный зал оборудован датчиками загазованности. Порог загазованности 10% - сигнал на пульт оператора, световая и звуковая сигнализация в укрытии, включение аварийной вентиляции. Порог загазованности 20% - останов компрессорной установки.

5.4 Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности

Правила безопасного ведения работ регламентируются ПБ 12-368-00 "Правила безопасности в газовом хозяйстве", который разработан в соответствии с "Положением о Федеральном горном и промышленном надзоре России" и учитывают требования Федерального закона "О промышленной безопасности опасных производственных объектов" от 21.07.97 N 116-ФЗ, а также других действующих нормативных документов.

Допуск к работе имеют лица не моложе 18 лет, прошедшие медицинское освидетельствование в установленном порядке и не имеющие противопоказаний к выполнению данного вида работ, обученные безопасным методам и приемам работы, применению средств индивидуальной защиты, правилам и приемам оказания первой медицинской помощи пострадавшим и прошедшие проверку знаний в установленном порядке.

К выполнению работ допускаются руководители, специалисты и рабочие, обученные и сдавшие экзамены на знание правил безопасности и техники безопасности, умеющие пользоваться средствами индивидуальной защиты и знающие способы оказания первой (доврачебной) помощи.

Первичное обучение рабочих безопасным методам и приемам труда; руководителей и специалистов, лиц, ответственных за безопасную эксплуатацию газового хозяйства и ведение технического надзора, а также лиц, допускаемых к выполнению газоопасных работ, должно проводиться в организациях (учебных центрах), имеющих соответствующую лицензию.

Основным органом государственного надзора и контроля за состоянием охраны труда является Федеральная служба по труду и занятости. В ее структуру входят Управление надзора и контроля за соблюдением законодательства о труде, территориальные органы по государственному надзору и контролю за соблюдением трудового законодательства и иных нормативных правовых актов, содержащих нормы трудового права, государственные инспекции труда субъектов Российской Федерации.

Техническое освидетельствование компрессоров, а также всего оборудования и трубопроводов, входящих в их систему и не подлежащих регистрации в органах Госпроматомнадзора, проводятся в соответствии с графиком, утвержденным главным инженером предприятия, что регистрируется в паспорте и ремонтном журнале этих установок.

Заключение

Результатом проведения данной работы были проведен расчет газодинамических параметров СГУ. Результатом расчета стало создание программы для вычисления СГУ в среде MathCad. В ходе работы были определены параметры сухого газодинамического уплотнения, а именно: расход газа через уплотнение; мощность газодинамического терния; силы сжатия пружин, распределение давления газа вдоль радиуса в зазоре уплотнительной пары. В дальнейшем с помощью данной программы можно рассчитать любое газодинамическое уплотнение.

Список использованных источников

1. Максимов В.А., Баткис Г.С. Трибология подшипников и уплотнений жидкостного трения высокоскоростных турбомашин. Казань: ФЭН, 1998. – 428 с.
2. Максимов В.А. Термоупругогидродинамическая (ТУГД) теория смазки подшипников и уплотнений жидкостного трения турбомашин: Автореф. дис. ... д-р техн. наук. М.: ИМАШ АН СССР, 1981. – 41с.
3. Максимов В.А., Паладий А.В., Максимов Т.В., Новиков Е.А. Расчёт гидродинамических упорных подшипников с первоначально плоскопараллельными поверхностями скольжения // Вестник машиностроения. – 2009. – №3. – С. 18 – 23.
4. Максимов В.А., Максимов Т.В., Хайсанов В.К., Новиков Е.А. Экспериментальные исследования упорных подшипников скольжения с первоначально параллельными поверхностями при орбитальном движении ротора // Вестник машиностроения. – 2009. – №4. – С. 14 – 19.
5. Максимов В.А., Новиков Е.А., Шитиков И.А. Расчёт характеристик упорного кольцевого гидростатического подшипника для холодильных компрессоров // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2004. – №4. – С. 23 – 26.
6. Новиков Е.А., Егоров А.Г. Экспериментальные исследования характеристик упорных гидростатических подшипников скольжения, работающих на маловязких жидкостях // Вестник Казанского технологического университета. Казань. – 2013. – №5. – С. 207 – 209.
7. Баткис Г.С. Методы расчёта, экспериментальные исследования и внедрение высокоскоростных опор жидкостного трения в центробежных компрессорах. Дисс. ... на соиск. учён. степ. д.т.н. ЗАО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа», Казань. Казан. гос. технолог. ун-т., Казань, – 2002. – 363 с.
8. Хадиев М.Б. Гидродинамические, тепловые и деформационные характеристики смазочных слоёв опорно-уплотнительных узлов

- турбомашин. Дисс. ... на соиск. учён. степ. д.т.н. Казан. гос. техн. ун-т. им. А.Н. Туполева, Казань, – 2002. – 410 с.
9. Максимов В.А., Хадиев М.Б., Хисамеев И.Г., Галиев Р.М. Бесконтактные уплотнения роторов центробежных и винтовых компрессоров: Учебное пособие. Казань: ФЭН, 1998. – 291 с.
 10. Баткис Г.С., Максимов В.А. Торцовые бесконтактные уплотнения роторов компрессорных машин: Учеб. пособие. – Казань: Изд-во Казан.гос.технолог.ун-та, 2004. – 160 с.
 11. Ден Г.Н. Термогазодинамика сухих торцевых газовых уплотнений роторов турбомашин. – Владивосток: Дальрыбвтуз, 2003. – 290 с.
 12. Фалалеев С.В., Новиков Д.К., Балякин В.Б., Седов В.В. Торцовые газодинамические уплотнения: Монография: Самара: Самарский научный центр Российской академии наук. – 2013. – 300 с.
 13. Майер Э. Торцевые уплотнения / Майер Э. - М.: Машиностроение, 1978. - 288 с.
 14. Мельник В.А. Торцевые уплотнения валов / Мельник В.А. - М.: Машиностроение, 2008. - 317 с.
 15. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа / Лойцянский Л.Г. - М.: Наука, 1978. - 736с.
 16. Пешти Ю.В. Газовая смазка / Пешти Ю.В. - М.: МГТУ, 1993. - 381с.
 17. Блох.Х. Компрессоры современное применение / Блох Х. Перевод с англ. Л.Н. Кодомского под ред. Т.С. Дегтяревой, А.А. Курганова. - М.: Техносфера, 2011. - 257 с.
 18. Захаров К.А. Применение технологии ионного травления при создании сухих газовых уплотнений / А.К. Захаров, Н.А. Воронин. - М.: ИМАШ РАН, 1987. - 132 с.
 19. Шнепп В.Б. Конструкция и расчет центробежных компрессорных машин / Шнепп В.Б. - М.: Машиностроение, 1995. - 239 с.
 20. Проспект фирмы «John Crane» 2012.
 21. ГОСТ 9972-74. «Масла нефтяные турбинные с присадками»

- 22.ГОСТ 12.1.003-83. «Шум. Общие требования безопасности»
- 23.ГОСТ 12.1.012-2004. «Вибрация. Общие требования безопасности»
- 24.СНиП 23-05-95. «Естественное и искусственное освещение»
- 25.ГОСТ 5542-87. «Газы горючие природные для промышленного и коммунально-бытового назначения»