

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

Институт природных ресурсов
Направление подготовки: 15.03.02 «Технологические машины и оборудование»
Профиль подготовки: «Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов»
Кафедра теоретической и прикладной механики

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

Тема работы
Исследование реверсивной нагрузки в поршневых компрессорах
УДК 621.512-581-047.37

Студент

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4Е31	Сироткин Алексей Сергеевич		

Руководитель

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Профессор кафедры ТПМ	Саруев Л.А.	Д.Т.Н.		

КОНСУЛЬТАНТЫ:

По разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент кафедры менеджмента	Антонова И.С.	К.Э.Н.		

По разделу «Социальная ответственность»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Ассистент кафедры ЭБЖ	Невский Е.С.			

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ:

Зав. кафедрой	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
ТПМ	Пашков Е.Н.	К.Т.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

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

Институт природных ресурсов
Направление подготовки 15.03.02 «Технологические машины и оборудование»
Профиль подготовки: «Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов»
Кафедра теоретической и прикладной механики

УТВЕРЖДАЮ:
Зав. кафедрой

(Подпись) (Дата) (Ф.И.О.)

ЗАДАНИЕ
на выполнение выпускной квалификационной работы

В форме:

Бакалаврской работы

Студенту:

Группа	ФИО
4Е31	Сироткину Алексею Сергеевичу

Тема работы:

Исследование реверсивной нагрузки в поршневых компрессорах	
Утверждена приказом директора (дата, номер)	07.03.2017, № 2305/с

Срок сдачи студентом выполненной работы:	01.06.2017
--	------------

ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ:

<p>Исходные данные к работе</p> <p><i>(наименование объекта исследования или проектирования; производительность или нагрузка; режим работы (непрерывный, периодический, циклический и т. Д.); вид сырья или материал изделия; требования к продукту, изделию или процессу; особые требования к особенностям функционирования (эксплуатации) объекта или изделия в плане безопасности эксплуатации, влияния на окружающую среду, энергозатратам; экономический анализ и т. Д.).</i></p>	<p>Объект исследования: поршневой компрессор «Ariel» JGJ-4. Производительность 12000м³/ч, режим работы: непрерывный, вид сырья: природный газ.</p>
---	---

Перечень подлежащих исследованию, проектированию и разработке вопросов	<ol style="list-style-type: none"> 1. Аналитический обзор по литературным источникам с целью выяснения достижений науки и техники в рассматриваемой области. 2. Исследование области, в которых присутствует реверсивная нагрузка, определение её значения в компрессоре, а также выяснение причин, по которым данная нагрузка становится нереверсивной. 3. Финансовый менеджмент. 4. Социальная ответственность. 5. Выводы по работе.
Перечень графического материала	Конструкция поршневого компрессора «Ariel», схемы работы ряда компрессора, кинематическая схема, PТ, PУ диаграммы, узел нагнетательного клапана, схема работы компрессорной установки, презентация.

Консультанты по разделам выпускной квалификационной работы

Раздел	Консультант
Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережения	Антонова И.С. к.э.н., доцент
Социальная ответственность	Невский И.С., ассистент

Названия разделов, которые должны быть написаны на русском и иностранном языках:

Дата выдачи задания на выполнение выпускной квалификационной работы по линейному графику	06.02.2017
---	------------

Задание выдал руководитель:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Профессор кафедры ТПМ	Саруев Л.А.	д.т.н.		

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4Е31	Сироткин Алексей Сергеевич		

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

Институт природных ресурсов
Направление подготовки: 15.03.02 «Технологические машины и оборудование»
Профиль подготовки: «Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов»
Уровень образования: бакалавриат
Кафедра теоретической и прикладной механики
Период выполнения: весенний семестр 2016/2017 учебного года
Форма представления работы:

Бакалаврская работа

КАЛЕНДАРНЫЙ РЕЙТИНГ-ПЛАН
выполнения выпускной квалификационной работы

Срок сдачи студентом выполненной работы:	01.06.2017
--	------------

Дата контроля	Название раздела (модуля) / вид работы (исследования)	Максимальный балл раздела (модуля)
09.05.2017	<i>Объект и методы исследования. Разработка модели.</i>	50
16.05.2017	<i>Выполнение расчетной части работы.</i>	40
23.05.2017	<i>Устранение недочетов в работе.</i>	10

Составил преподаватель:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Профессор кафедры ТПМ	Саруев Л.А.	Д.Т.Н.		

СОГЛАСОВАНО:

Зав. кафедрой	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
ТПМ	Пашков Е.Н.	К.Т.Н.		

РЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа содержит 126 с., 42 рис., 22 табл., 20 источников.

Ключевые слова: дожимная компрессорная станция, поршневой компрессор, крейцкопф, палец крейцкопфа, газовые силы, нереверсивная нагрузка, масляное голодание, эрозионный износ.

Объектом исследования является цилиндропоршневые группы и кривошипно-шатунные механизмы поршневого компрессора «Ariel».

Область применения: добыча нефти и газа, транспорт газа, дожим топливного газа, утилизация попутного либо низконапорного газа, нефтехимия и переработка, сжатие воздуха и производство азота.

Цель работы - исследование реверсивной и не реверсивной нагрузки в компрессоре.

Задачи: Определить причины возникновения нереверсивной нагрузки, детерминировать их влияние на детали и механизмы насосного агрегата, а также представить некоторые результаты, предложить гипотезы, относящиеся к устранению нереверсивной нагрузки, а также некоторые практические решения.

В данной выпускной квалификационной работе рассмотрены общее строение и принцип работы поршневого компрессора Ariel. Детально рассмотрен цилиндр компрессора и все его составляющие, определены все силы, действующие на рабочие механизмы. Рассмотрена реверсивная нагрузка, а также выявлены причины возникновения нереверсивной нагрузки. Представлены последствия, а также предложены методы борьбы с нереверсивной нагрузкой.

Определения, обозначения, сокращения, нормативные ссылки

В настоящей работе использованы ссылки на следующие стандарты:

ГОСТ 12.0.004-90 «Система стандартов безопасности труда. Организация обучения безопасности труда. Общие положения»

ГОСТ 12.1.003-83 «Шум. Общие требования безопасности»

ГОСТ 12.1.018-9 «Пожаровзрывобезопасность статического электричества. Общие требования»

ГОСТ 12.1.029-80 «Средства и методы защиты от шума. Классификация»

ГОСТ 12.2.062-81 «Оборудование производственное. Ограждения защитные»

ГОСТ 26568-85 «Вибрация. Методы и средства защиты. Классификация»

ПБ 12-368-00 «Правила безопасности в газовом хозяйстве»

СанПиН 2.1.7.722-98 «Гигиенические требования к устройству и содержанию полигонов для твердых бытовых отходов»

СанПиН 2.2.1/2.1.1.1200-03 «Санитарно-защитные зоны и санитарная классификация предприятий, сооружений и иных объектов»

Оглавление	
Введение	12
1 История развития корпорации «Ariel» и её достижения	15
2 Теоретические сведения о поршневых компрессорах	20
2.1 Физические законы	20
2.2 Свойства газов	22
2.3 Характеристики цилиндра (PT, PV диаграммы)	26
2.4 Режимы работы клапанов.....	28
2.5 Производительность компрессора и ее регулировка	32
2.6 Устройство компрессорной установки и компрессора	38
3 Объект и методы исследования	44
3.1 Объект исследования: Ariel JGJ-4	44
3.2 Кинематическая схема поршневого компрессора	45
3.3 Конструкция поршневого компрессора «Ariel».....	46
3.4 Реверсивная нагрузка и области ее возникновения.....	47
3.5 Причины возникновения и последствия нереверсивной нагрузки, деятельность, направленная на ее устранение	59
4 Расчетно-конструкторская часть	72
4.1 Тепловой (термодинамический) расчёт поршневого компрессора	72
4.2 Определение коэффициентов подачи	75
4.3 Определение основных размеров и параметров ступеней.....	78
4.4 Выбор клапанов по пропускной способности.....	81
4.5 Подбор пружин клапанов	83
5. Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение	90
6. Социальная ответственность	115
Заключение	124
Список использованных источников	125

Введение

В процессе работы компрессорной установки, поршневой компрессор и его составляющие подвергаются различным нагрузкам: динамические (циклические), растягивающие и сжимающие, постоянно прикладываемые и снимаемые нагрузки, статические и тепловые, а также действие нереверсивной нагрузки на рабочие части компрессора. Каждая из нагрузок, особенно если она превышает допустимую, приводит к пагубным последствиям. Их возникновение может вызвать масляное голодание поверхностей, чрезмерный нагрев, высокие напряжения и привести к усталостному разрушению, эрозионному износу поверхностей соприкосновения, появлению остаточной деформации, сопутствующей изменению геометрии деталей, а также выхода их из строя и соответственно самого агрегата.

Для обеспечения бесперебойной работы поршневого компрессора, необходимо их предотвращение. Во-первых, в процессе проектирования компрессора разработчики должны учитывать газовые силы, которые они должны распределить правильно и направить в нужное направление для того, чтобы эти силы совершали полезную работу большего значения, т.е. повышали КПД компрессора. Учитывая данный пункт, они избавляются от лишних нагрузок, прилагаемых газовыми силами на составные части. Например, правильно спроектированные клапана и «седла» не дадут газу выйти из камеры нагнетания в камеру разряжения у цилиндра двойного действия и нагрузить шатун с составляющими частями крейцкопфа.

Во-вторых, лучший способ определить возможные проблемы с вибрацией, шумом и балансировкой машины – это проведение полноценных расчетов на стадии проектирования:

- акустический расчет;
- механический расчет;
- анализ крутильных колебаний.

Также ряды компрессора балансируются так, чтобы масса движущихся деталей двух противоположных рядов не выходила за пределы допуска (Например, у самой большой компрессорной машины разбалансировка составляет примерно 1,5 кг на одну из сторон). Все компоненты взвешиваются непосредственно в процессе сборки, заносятся в специальные документы. Возникшая разница в весе оппозитных рядов компенсируется установкой соответствующих балансировочных гаек.

Проблема воздействия различных нагрузок остается актуальной на протяжении долгого времени и является значимым толчком к совершенствованию и модернизации компрессорных машин. В силу того, что каждый неучтенный момент (расчет и анализ различных нагрузок, подбор материала, оптимальных размеров), может привести как к дополнительным затратам для предприятия, так и к негативному воздействию на окружающую среду, и нанести вред здоровью обслуживающего персонала.

Остановимся на исследовании одной из нагрузок и определим сопутствующие цели и задачи.

Цель работы: исследование реверсивной и не реверсивной нагрузки в компрессоре.

Задачи:

- а) определить причины возникновения нереверсивной нагрузки;
- б) детерминировать их влияние на детали и механизмы насосного агрегата, а также представить некоторые результаты;
- в) предложить гипотезы, относящиеся к устранению нереверсивной нагрузки, а также некоторые практические решения.

Объект исследования: поршневой компрессор «Ariel».

Предмет исследования: благоприятное и пагубное воздействие реверсивной и нереверсивной нагрузки.

Научная или практическая новизна: разработка гипотез по предотвращению возникновения нереверсивной нагрузки. Практическая значимость результатов ВКР: результаты исследования могут привести к

модернизации оборудования, в частности поршневого компрессора, что приведет к увеличению его ресурса и надежности.

Реализация и апробация работы: в процессе выполнения данной работы, была написана статья для издания в трудах XXI Международного научного симпозиума имени академика М. А. Усова «Проблемы геологии и освоения недр».

1 История развития корпорации «Ariel» и её достижения

Корпорация «Ariel» (Маунт Вернон, шт. Огайо, США) - крупнейший в мире производитель поршневых компрессоров для нефтяной и газовой отраслей. В 2016 году Корпорации «Ariel» исполнилось 50 лет. За это время компания по праву завоевала статус мирового лидера поршневого компрессоростроения. По оценкам различных независимых организаций в последние 10 лет компрессоры «Ariel» постоянно занимают около 3/4 мирового рынка газовых поршневых компрессоров в нефтяной и газовой отраслях.

К маю 2017 г. Корпорация «Ariel» произвела свыше 55 000 компрессоров, которые работают более чем в 90 странах. К 2017 г. в Россию и страны СНГ было поставлено 700 компрессоров «Ariel» разной мощности. Для оценки динамики производства отметим, что, например, к 2006 году было произведено более 23 000 компрессоров «Ariel» и поставлено на постсоветское пространство 200 агрегатов. Таким образом, за 10 лет общий парк компрессоров «Ariel» вырос в 2 раза, и более чем в 3 раза увеличилось количество поставленных агрегатов в РФ и страны СНГ (несмотря на кризисные явления в 2008-2009 гг.). Такому росту во многом способствовали реализация программ утилизации попутного нефтяного газа, расширение спроса на высокоэффективные поршневые компрессорные агрегаты, а в последние годы - бурное развитие добычи сланцевого газа и нефти в США.

В номенклатуру продукции входят поршневые оппозитные компрессоры агрегатной мощностью от 35 кВт до 8000 кВт (всего 48 баз). Корпорацией разработано и освоено производство свыше 600 типоразмеров компрессорных цилиндров с максимальным давлением нагнетания 690 Бар. Наличие широчайшей номенклатуры освоенных в производстве и цилиндров позволяет нам производить компрессоры на любые эк давления всасывания и нагнетания до (690 Бар) в очень широком диапазоне производительности. В отличие от отечественных и многих западных производителей, имеющих фиксированную номенклатуру серийной продукции, компрессоры «Ariel»

производятся из серийно производимых компонентов под любые заданные условия заказчика. Такая организация позволяет оперативно обеспечить массовое производство компрессоров «под заказ» - до нескольких тысяч компрессоров разной мощности и различного назначения в год.

Производительность компрессоров «Ariel» определяется выбранными для заданных условий базой и цилиндрами. Компрессоры могут иметь до 7 ступеней сжатия на одном агрегате. Ориентировочно производительность одного компрессора «Ariel» находится в диапазоне: от 10 тыс. м^3 в сутки при низких давлениях на входе, многоступенчатом сжатии у наименьших моделей до 17 млн. м^3 в сутки при высоких давлениях на входе, одноступенчатом сжатии у наибольших моделей.

Конструкция поршневых компрессоров позволяет использовать наиболее подходящий для конкретного объекта тип привода: газовый двигатель, электродвигатель, газовую турбину или дизельный двигатель.

Корпорация «Ariel» поставляет компрессоры через сертифицированных дистрибьюторов (пэкиджеров), которые производят на их базе комплектные агрегаты, включающие смонтированные на одной или нескольких рамах компрессор с приводным двигателем и все вспомогательное оборудование: АВО охлаждения двигателя, смазочного масла и сжатого газа, систему управления (автоматизации), запорную и предохранительную арматуру, входные и межступенчатые сепараторы - в соответствии с разработанным нами «Стандартом пэкиджера агрегатов с оппозитными компрессорами «Ariel». Стандарт непрерывно совершенствуется и дополняется исходя из постоянно накапливаемого опыта эксплуатации, применения новых методик расчета и проектирования, использования современных материалов и диагностического оборудования. [1].

Последние достижения корпорации Ariel в РФ и странах СНГ

В настоящее время в РФ и странах СНГ находятся в эксплуатации компрессорные установки с компрессорами «Ariel» всех указанных типов (серий) баз - от самой маленькой однорядной базы с поршневой силой до 3,2 тс (работает с приводным газовым двигателем мощностью 35 кВт) до крупнейшей базы KBV/6 с поршневой силой до 45 тс, рассчитанной на привод мощностью до 8 МВт. [2].

Важнейшей областью применения компрессоров «Ariel» в РФ, Казахстане и других странах СНГ в последние годы является утилизация попутного нефтяного газа. Лидером в решении этой очень важной для экономики и экологии проблемы является НК «Роснефть», «Новатэк». За прошедшие годы на ряде месторождений НК «Роснефть» были ликвидированы факела, и попутный газ, сжимаемый в компрессорах «Ariel», эффективно используется для выработки электроэнергии или транспортируется на газоперерабатывающие заводы для получения ценных углеводородов (Хасырейское месторождение, Нефтегорский ГПЗ, Сахалинские месторождения, и др.).

На Ванкорском нефтяном месторождении завершены пуско-наладочные работы на станции по закачке попутного газа в пласт. Это самая большая в СНГ компрессорная станция с применением поршневых компрессорных агрегатов (12 агрегатов с компрессорами «Ariel» KBV/6 и приводом от газопоршневых двигателей «Катерпиллар» 16V34SG суммарной мощностью 72 МВт). В 2012-2013 гг. запущены в эксплуатацию агрегаты с компрессорами «Ariel» на Харампурском месторождении НК «Роснефть» (всего 13 агрегатов, десять KBZ/6 и три KBZ/4). Большое количество КУ с компрессорами «Ариель» большой и средней мощности (большинство с компрессорами JGC/6) было введено в эксплуатацию в последние годы в ОАО «НОВАТЭК». [1].

Эти КУ используются на ДКС газовых промыслов, КС утилизации ПНГ, КС газов деэтанзации. [2].

В 2010 г. на Юрхаровском промысле ООО «НОВАТЭК-ЮРХАРОВНЕФТЕГАЗ» была введена в эксплуатацию малотоннажная установка по производству метанола мощностью 40 тыс. т/г (УПМ-40). В проекте УПМ-40 впервые в РФ были применены компрессорные установки (КУ) со специальными компрессорами «Ariel» для нефтехимической и нефтеперерабатывающей промышленности (НХП).

В 2014 г. введены в эксплуатацию две КУ с компрессорами «Ariel» JGT/2 в специальном «НХП-Новокуйбышевском НПЗ НК «Роснефть». Перекачиваемая среда - водород, производительность каждого агрегата 52,6 тыс. Н·м³/ч, давление на всасе 4,2 МПа изб, давление на нагнетании 5,3 МПа изб., мощность КУ 1,0 МВт. [3].



Рисунок 1 – Компрессорная установка НК «Роснефть»

НК «Роснефть», Новокуйбышевский НПЗ, КУ с двумя компрессорами «Ariel» JGT/2. В 2013 г. в Калининградской области введена в эксплуатацию первая очередь Калининградского подземного хранилища газа ОАО «Газпром».

Подводя итоги, ОАО «Газпром» назвал этот проект одним из десяти главных достижений компании в 2013г. Проект знаменателен тем, что в нем впервые были использованы поршневые компрессоры «Ariel» созданных в РФ агрегатах с приводом от российских газотурбинных двигателей ГТД-4РМ. [1].

2 Теоретические сведения о поршневых компрессорах

2.1 Физические законы

Свойства газа:

- текучая среда;
- сжимаемый;
- полностью занимает объем, в котором находится;
- как правило, представляет собой газовую смесь.

Закон Бойля-Мариотта

При постоянной температуре объем данного количества газа обратно пропорционален давлению.

$$P_1 V_1 = P_2 V_2$$

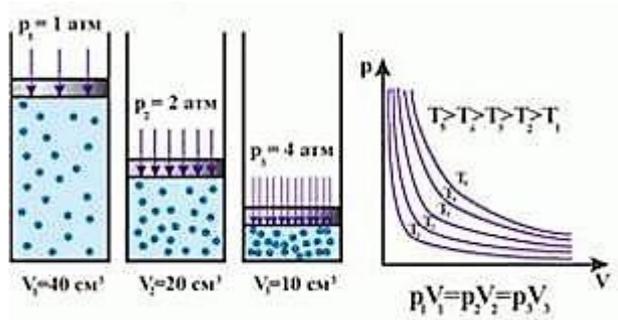


Рисунок 2 – Изменение объема за счет изменения давления

В 17 веке Роберт Бойль обнаружил, что если температура остается постоянной, то объем, заполненный заданным количеством газа, изменяется обратно пропорционально его абсолютному давлению. Поэтому при уменьшении объема газа, его давление растет. [4].

Закон Гей-Люсака, Шарля

$$V_1/T_1 = V_2/T_2$$

$$P_1/T_1 = P_2/T_2$$

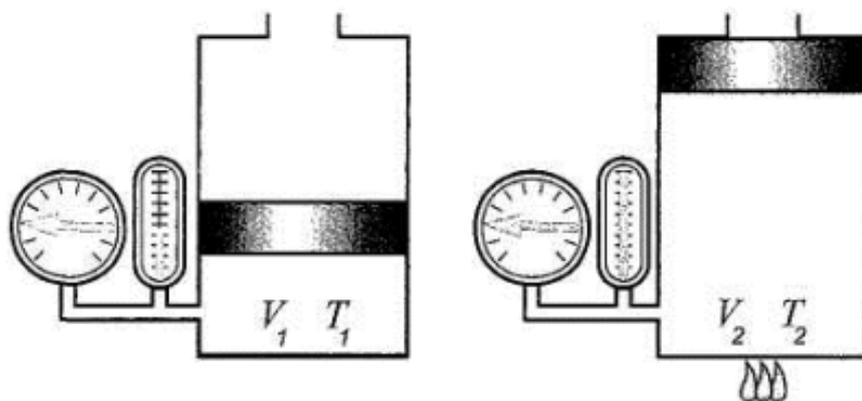


Рисунок 3 – Изменение объема за счет изменения температуры

Сто лет спустя после того, как Роберт Бойль обнаружил зависимость между давлением газа и его объемом, Жозеф Луи Гей-Люссак открыл, что если давление остается постоянным, то объем газа увеличивается пропорционально с увеличением его температуры.

Жак Александр Сезар Шарль также обратил внимание во время своих экспериментов, что если объем, заполненный заданным количеством газа, остается постоянным, то давление газа изменяется пропорционально его температуре. Таким образом, с увеличением температуры газа его давление тоже увеличивается, если объем остается неизменным.

Объединённый газовый закон

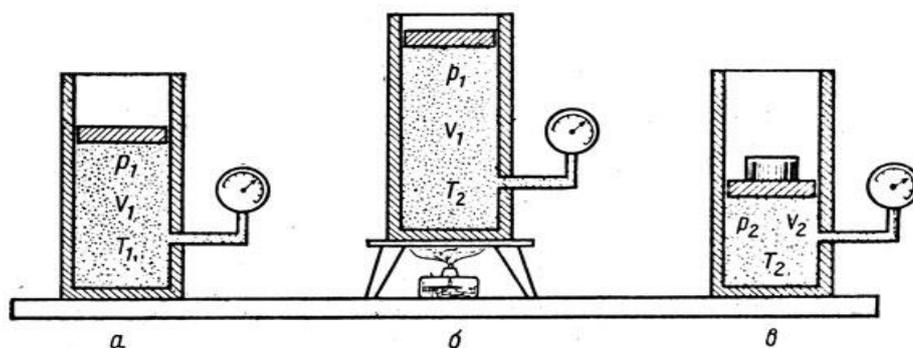


Рисунок 4 – Зависимость трёх параметров

$$P_1 V_1 / T_1 = P_2 V_2 / T_2 \quad (1)$$

Используя формулу 1, мы можем подставить известные значения в уравнение и получить одну любую неизвестную величину. Так как давление, объем и температура величины переменные, то изменение одной из них приводит к изменению как минимум одной из оставшихся.

Если температура или давление химического соединения меняется, то его физические свойства тоже меняются. Первые четыре соединения в серии углеводородов (метан, этан, пропан и бутан) являются газами при стандартных условиях (20°C и 1,013 Бар). Однако, газы могут быть превращены в жидкость путем увеличения давления или уменьшения температуры. Дальнейшее увеличение давления или уменьшение температуры, в конце концов, превратит жидкость в твердое вещество. Наглядный пример-лед. При нагреве лед превращается в жидкость, а затем в пар.

Если бы температура могла повышаться бесконечно, то, в конце концов, была бы достигнута точка, где давление не может быть использовано для сжижения газа. Самая высокая температура, при которой газ может быть превращен в жидкость только путем увеличения давления, называется критической температурой газа. Давление, которое требуется для сжижения газа при его критической температуре, называется критическим давлением.

Если отношение между давлением и объемом постоянно, то температура системы остается постоянной.

2.2 Свойства газов

Процентное соотношение компонентов газа определяет свойства смеси.

При расчетах компрессоров используются:

- Относительная плотность, S.G.
- Отношение удельных теплоемкостей, k.
- Коэффициент сжимаемости, z.

Относительная плотность - это отношение молекулярной массы заданного газа к молекулярной массе сухого воздуха при стандартных

условиях (20°C и 1,013 Бар). Относительная плотность сухого чистого природного газа принимается равной 0,65, если другое значение не задано.

Отношение удельных теплоемкостей (Показатель Адиабаты) - это отношение теплоёмкости при постоянном давлении (C_p) к теплоёмкости при постоянном объёме (C_v). Эта величина может значительно изменяться с изменением температуры и давления. Буквой k обозначают отношение теплоемкостей для изотропного процесса сжатия, который является полностью обратимым процессом без теплообмена. Буквой n обозначают отношение для реального сжатия, которое является политропным процессом, где происходит изменение характеристик и свойств газа, а также теплообмен. В отличие от изотропного процесса политропный не является обратимым процессом.

Коэффициент сжимаемости - это отношение объемов, которое показывает отклонение (как множитель) фактического объема от объема, который был определен с помощью объединенного газового закона. Если коэффициент сжимаемости применяется в уравнении объединенного газового закона, то это уравнение становится законом реального газа.

$$P_1V_1/Z_1T_1 = P_2V_2/Z_2T_2 \quad (2)$$

Природный газ является результатом разложения органических веществ и представляет собой смесь углеводородных газов и некоторых примесей.

Помимо состава газа необходимо принимать во внимание физические свойства газов, с которыми приходится работать.

Таблица 1 – Список наиболее встречаемых газов – компонентов природного газа и их физические свойства.

Компо- ненты	Формула	Моляр- ная масса, г/моль	Критические параметры		Относительная плотность (воздух =1,0)	Коэффи- циент, К Cp/Cv
			темпера- тура	давление		
Метан	CH ₄	16	190	46	0.554	1.308
Этан	C ₂ H ₆	30	305	49	1.038	1.192
Пропан	C ₃ H ₈	44	369	42	1.523	1.131
n-Бутан	n-C ₄ H ₁₀	58	425	38	2.007	1.097
i-Бутан	i-C ₄ H ₁₀	58	408	36	2.007	1.097
n-Пентан	n-C ₅ H ₁₂	72	469	34	2.491	1.076
i-Пентан	i-C ₅ H ₁₂	72	460	34	2.491	1.078
Гексан	C ₆ H ₁₄	86	506	30	2.975	1.063
Двуокись углерода	CO ₂	44	304	74	1.519	1.293
Серово- дород	H ₂ S	34	373	89	1.176	1.325
Азот	N ₂	28	126	34	0.967	1.400
Кислород	O ₂	32	154	50	1.105	1.346

Следует обратить внимание на критические температуры и давления каждого газа.

Нефтяной газ имеет более тяжелые углеводороды, а именно это пропан и бутан, изопропан и изопентан C₃+C₅ и выше, а метана (CH₄) в нефтяном газе меньше в отличие от природного газа с газовых месторождений, в котором метан занимает больший процент всего объема.

В смеси газов физические свойства каждого компонента будут влиять на поведение смеси в соответствии с их пропорцией в составе газа.

Относительная плотность газовой смеси может быть рассчитана путем умножения процентного содержания каждого компонента газовой смеси на относительную плотность этого компонента и суммирования этих результатов. [4].

Необходимые условия

- Когда проводится расчет компрессора, или используются газовые законы, давление и температура должны быть представлены в абсолютных единицах.
- Поток газа обычно представлен в м³, приведенных к стандартным или нормальным условиям.

Стандартные м³ - при 20°C и 1,013 Бар (абс)

Нормальные м³ - при 0°C и 1,013 Бар (абс)

Абсолютное давление является суммой атмосферного давления и манометрического давления. Сокращенно "PSIA" (Фунт/дюйм², 1 атм =14,696 psia). Для большинства расчетов газовых компрессоров используется абсолютное давление.

Абсолютная температура - это температура, отсчитываемая от абсолютного нуля. Температура является результатом теплового движения молекул. Понятие абсолютной температуры было введено Кельвином и введенную им шкалу абсолютной температуры называют шкалой Кельвина, а единицу абсолютной температуры — Кельвином (К). Значение абсолютной температуры Т связано с температурой по шкале Цельсия t соотношением:

$$t=T-273,15 \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (3)$$

Стандартный поток газа оценивается как метры кубические в час (м³/ч) при стандартных условиях 1 атмосфера и 20°C. [5].

2.3 Характеристики цилиндра (PT, PV диаграммы)

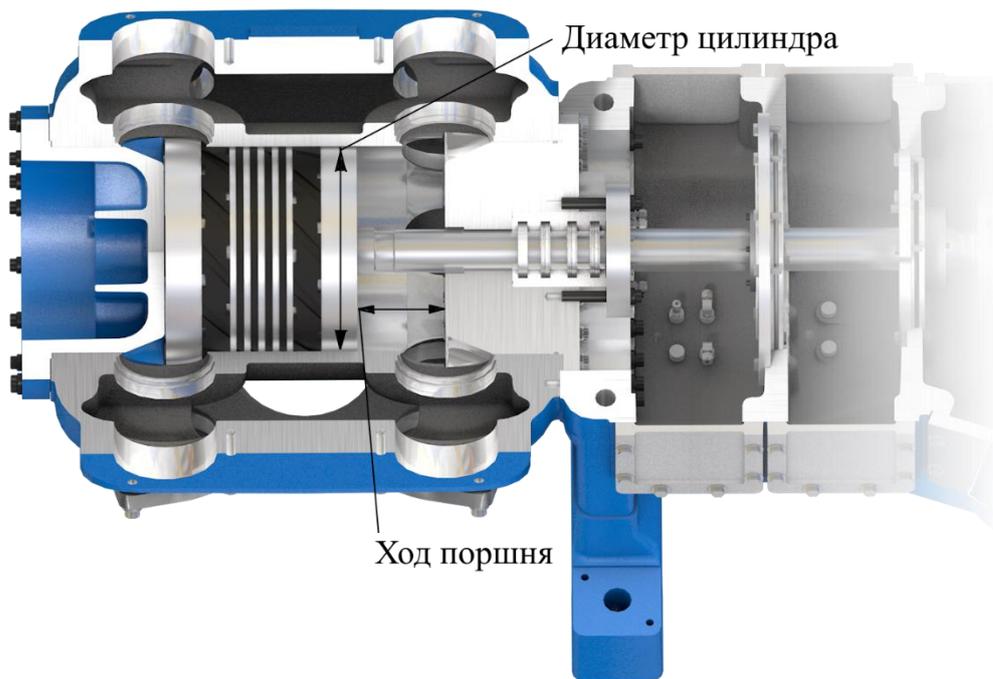


Рисунок 5 – Обозначение диаметра цилиндра и хода поршня

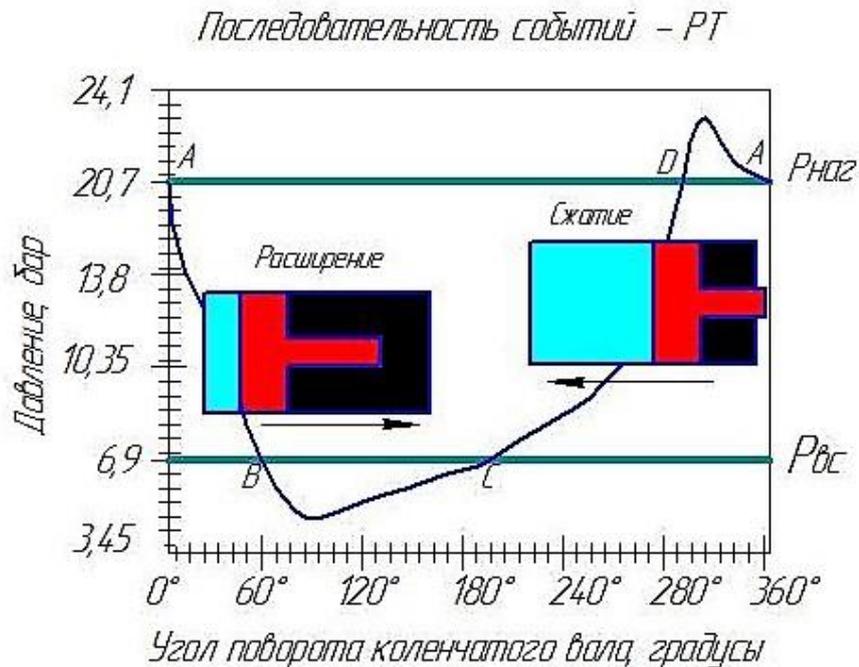


Рисунок 6 - PT диаграмма (P-давление, T-время или угол поворота коленчатого вала): A - закрытие клапана нагнетания; B – открытие клапана всасывания; C – закрытие клапана всасывания; D – открытие клапана нагнетания.

Индикаторная диаграмма цилиндра компрессора является инструментом для определения неисправностей частей компрессора, пульсаций газа, проблем конструкции агрегата или неправильного подбора компрессора.

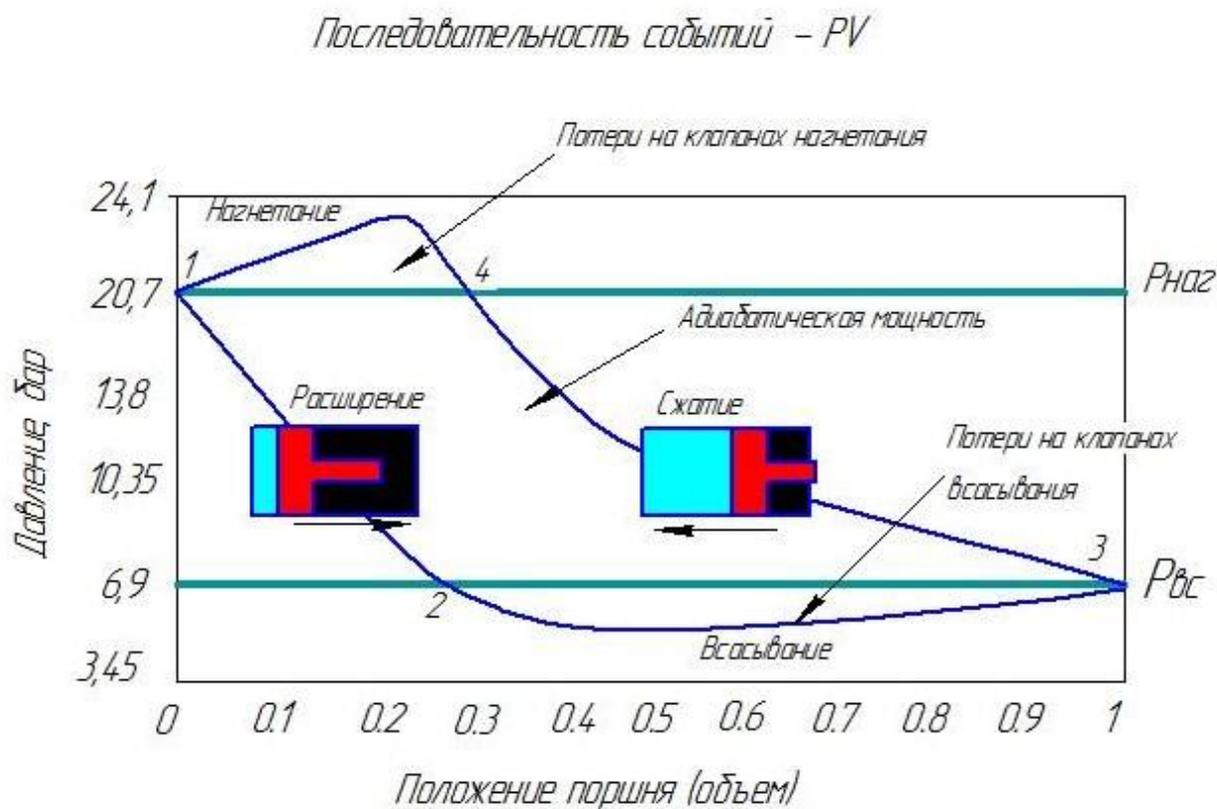


Рисунок 7 - PV диаграмма (P-давление, V-объем или ход поршня)

На рисунке 7:

- 1-2: Процесс расширения
- 2-3: Процесс всасывания
- 3-4: Процесс сжатия
- 4-1: Процесс нагнетания

Точка 1: Клапан нагнетания закрывается в момент, сразу перед тем, как поршень после остановки начинает двигаться в противоположную сторону.

Точка 2: Газ, который ранее занял пространство мертвого объема, начинает расширяться до давления всасывания. Всасывающий клапан открывается в тот момент, когда давление в цилиндре становится ниже давления всасывания и усилия пружин клапана.

Точка 3: Клапан всасывания закрывается в момент, когда поршень после остановки начинает двигаться в противоположную сторону.

Точка 4: Давление в цилиндре достигает давления нагнетания. Нагнетательный клапан открывается в тот момент, когда давление в цилиндре становится выше давления нагнетания и усилия пружин клапана. [5].

2.4 Режимы работы клапанов

Клапаны открываются и закрываются в результате изменения давления.

Поршень перемещается, сжимая газ до давления большего, чем давление в трубопроводе нагнетания. Клапан открывается в результате создаваемого перепада давлений. Далее, в конце хода поршня, давление в цилиндре падает и клапаны закрываются до того, как поршень начинает движение в обратную сторону.

В тоже время, с другой стороны поршня газ расширяется и давление в цилиндре падает ниже давления во всасывающем трубопроводе. Клапан открывается в результате создаваемого перепада давлений и в цилиндр поступает новая порция газа. Клапан закрывается перед изменением направления хода поршня.

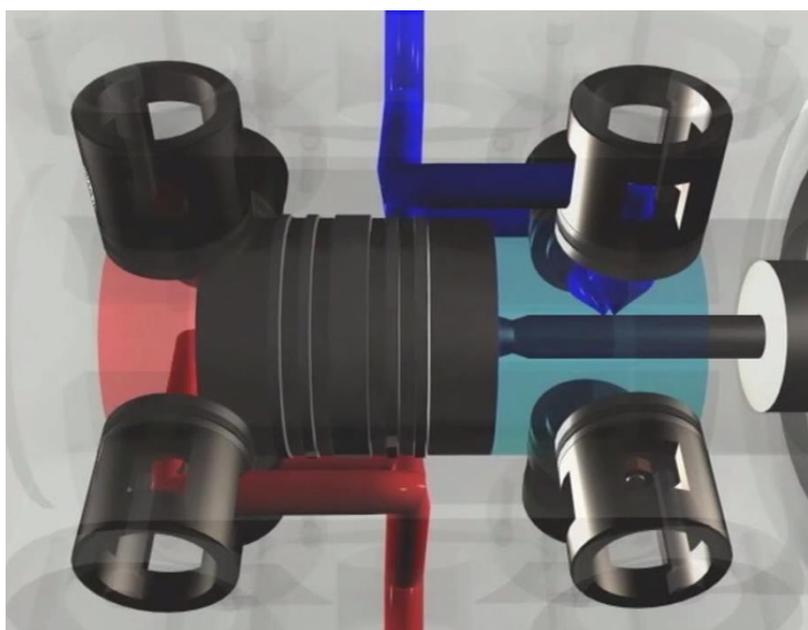


Рисунок 8 – Течение газа в цилиндре по мере его сжатия

Рассмотрим процесс открытия/закрытия клапана. Красным цветом указаны области, где газ находится под высоким давлением нагнетания, синим под низким давлением всасывания. В каждом конкретном случае клапаны будут открываться/закрываются в разное время. Далее будет рассмотрен один из вариантов работы клапана.

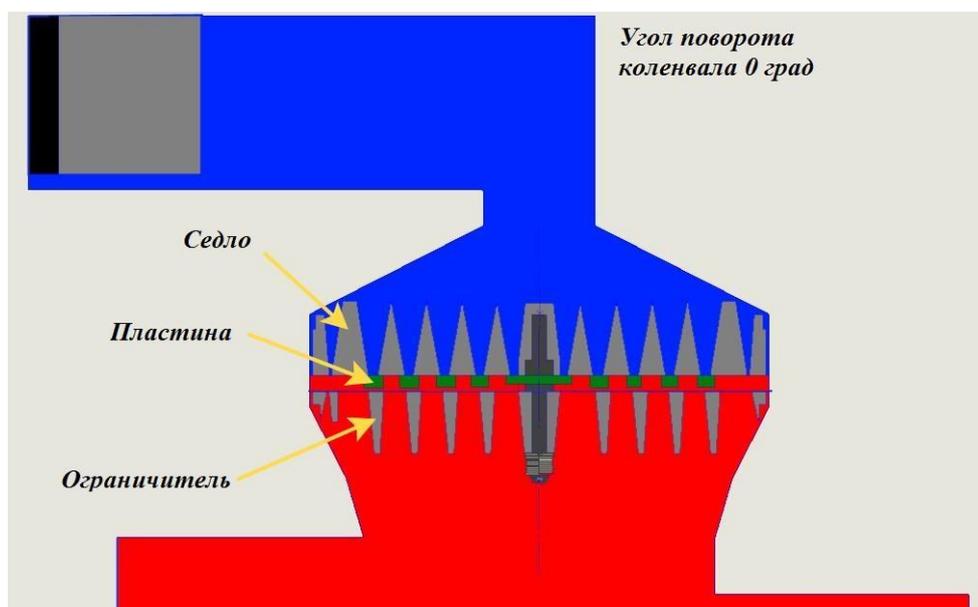


Рисунок 9 – Узел нагнетательного клапана

На рисунке 9 показан узел нагнетательного клапана в разрезе. В данной конструкции клапан имеет максимальное количество каналов для увеличения пропускной способности. Пластина находится в закрытом положении. В полости цилиндра давление всасывания, в газовых каналах – давление нагнетания, эти две полости разделены пластиной клапана.

Поршень начинает движение к «внутренней» мертвой точке, начинается цикл сжатия газа.

Поршень переместился, угол поворота коленчатого вала 80 градусов

Газ в цилиндре сжат до давления в трубопроводе нагнетания, таким образом, давление с обеих сторон пластины клапана стало одинаковым, но клапан все ещё закрыт. Из-за того, что пластина прижата к седлу, площадь, на которую действует давление газа со стороны полости цилиндра меньше

площади со стороны трубопровода. Из-за этой разницы площадей на пластину действуют силы разной величины, и она остается в закрытом положении.

Поршень переместился, угол поворота коленчатого вала 95 градусов

Давление в полости цилиндра слегка превышает давление в линии нагнетания, сила, действующая на пластину, увеличивается и клапан открывается.

Угол поворота коленчатого вала 100 градусов

Стоит обратить внимание, что пластина открывается неравномерно из-за различной скорости движения газа, что создает разные усилия на разные стороны пластины.

Угол поворота 110 градусов

Давление со всех сторон пластины клапана выравнивается, и она принимает полностью открытое положение. Величина подъема пластины достаточно велика, чтобы максимально увеличить пропускную способность, но недостаточно велика, чтобы образовались высокие нагрузки при закрытии. Газ проходит через седло клапана, мимо пластины и через ограничитель.

Чем меньше сопротивление потоку газа, тем лучше (меньше требуемая мощность двигателя).

Можно видеть, что с обеих сторон пластины действует одинаковое давление (больше, чем давление в трубопроводе нагнетания).

Поршень продолжает движение, угол поворота коленчатого вала 150 градусов.

В конце хода поршень замедляется и, соответственно, скорость газа и его количество уменьшаются.

По мере истечения газа из рабочей полости цилиндра, перепад давлений через клапан уменьшается. В некоторый момент сила, создаваемая перепадом

давлений, становится меньше усилия пружин, и пластина клапана начинает закрываться.

Из-за неравномерности потока, как объяснялось ранее, пластина прижимается к седлу только одной стороной.

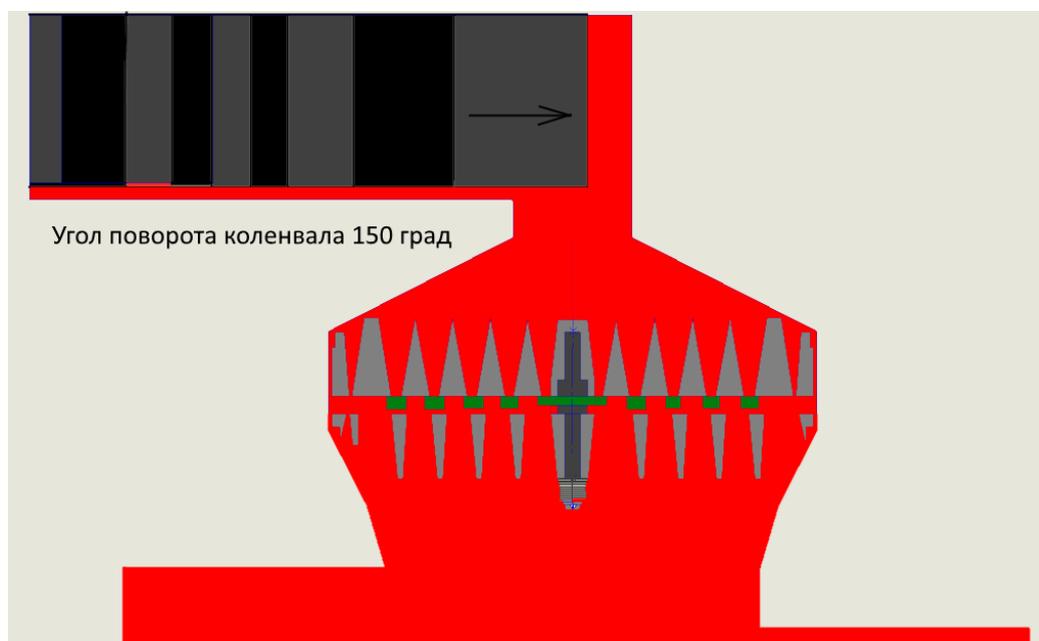


Рисунок 10 – Узел нагнетательного клапана при повороте коленчатого вала 150°

Угол поворота коленчатого вала 178 градусов

Клапан полностью закрыт. Сила удара пластины о седло мала, т.к. перепад давлений незначителен. Но при позднем закрытии клапана сила удара может быть гораздо больше. При этом давление в цилиндре резко упадет ниже давления в трубопроводе нагнетания.

Нормальное закрытие клапана – при угле поворота коленчатого вала 160-180 градусов, но не позже.

При слишком большом подъеме пластины клапана не только увеличивается время его закрытия, но и возрастут силы удара пластины о седло.

Цикл сжатия завершен. При закрытии клапана мы не увидели ни колебаний, ни вибраций пластины.

Теперь начинается цикл всасывания.

Поршень движется назад к «внешней» мертвой точке. Газ, оставшийся в мертвом пространстве, быстро расширяется и давление в цилиндре падает.

Дальнейшее падение давления в цилиндре ниже давления в трубопроводе всасывания вызывает открытие всасывающего клапана и в цилиндр поступает новая порция газа.

Цикл повторяется.

В компрессоре, работающем с частотой вращения 1500 об/мин, полный цикл в 360 градусов повторяется каждые 0,04 или 1/25 секунды, при этом клапан открывается и закрывается каждые 0,02 или 1/50 секунды. [7].

2.5 Производительность компрессора и ее регулировка

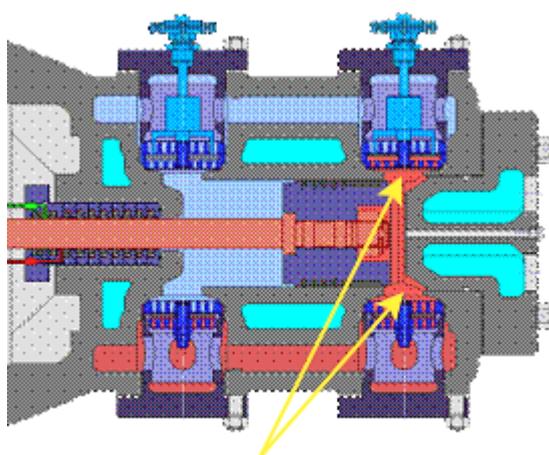
Следует выяснить, от чего зависит производительность компрессора.

- Мертвый объем

Влияние мертвого объема на производительность.

Мертвый объем – это объем в цилиндре, дополнительный к объему, вытесняемому поршнем.

- Собственный мертвый объем.
- Добавленный мертвый объем.



Собственный мертвый объем

Рисунок 11 – Обозначение мертвого объема

Мертвым объемом называют пространство внутри цилиндра, где может скапливаться газ во время хода поршня. Это пространство, заполненное газом, вносит свой вклад в процесс расширения и влияет на производительность компрессора.

Мертвый объем включает в себя:

- пространство между клапаном и зеркалом цилиндра;
- пространство между поршнем и крышкой цилиндра;
- пространство между внутренним диаметром цилиндра и внешним диаметром поршня, начиная со стороны крышки и заканчивая поршневыми кольцами.

Объем мертвого пространства в клапанах:

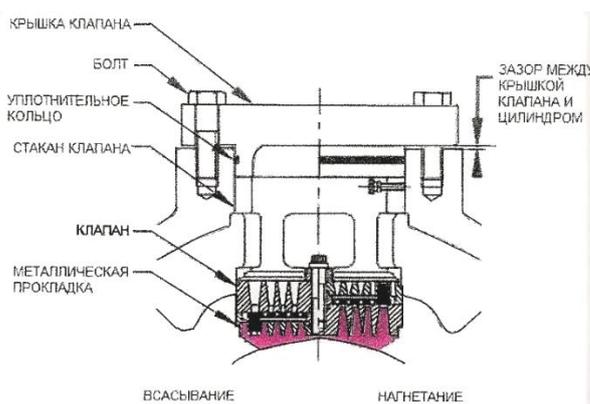


Рисунок 12 – Обозначение мертвого пространства в клапане

Собственный объем мертвого пространства со стороны вала:

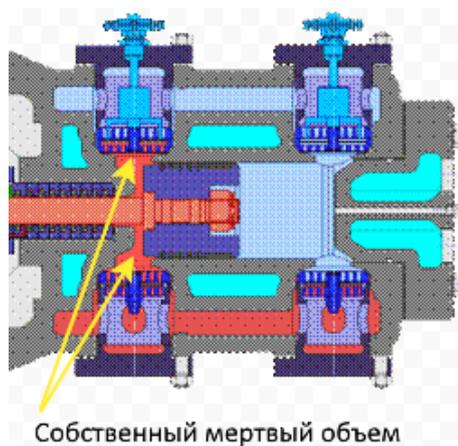


Рисунок 13 – Обозначение мертвого пространства со стороны вала

Собственный объем мертвого пространства со стороны вала компрессора идентичен собственному объему со стороны крышки цилиндра за исключением следующих факторов:

- пространство, занимаемое штоком поршня, уменьшает рабочий объем со стороны вала компрессора;
- дополнительный объем располагается вокруг штока поршня и доходит до уплотнительных колец сальника.

Добавленный объем мертвого пространства.

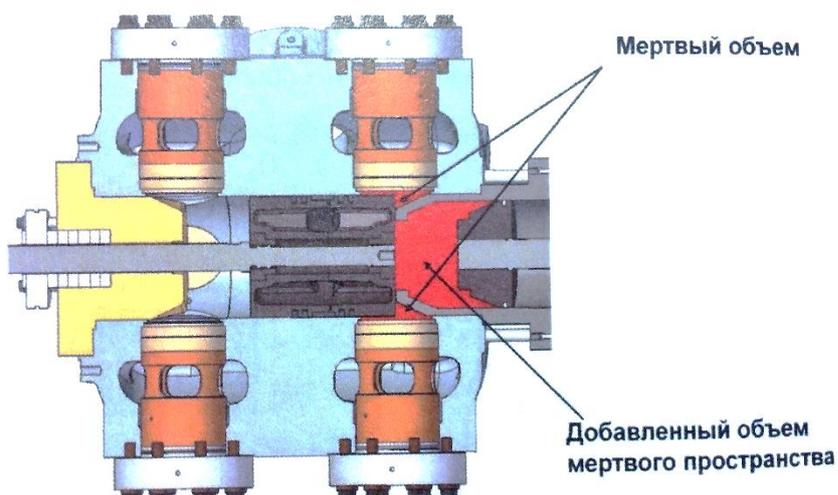


Рисунок 14 – Обозначение добавленного мертвого пространства

«Добавленное мертвое пространство» регулируется оператором с помощью штурвала.

Регуляторы производительности



Рисунок 15 – Штурвал для регулировки производительности

Регуляторы производительности переменного объема (РППО) регулируются вручную, и их положение можно менять во время работы компрессора. Действия по регулировке РППО для оптимальной работы компрессора:

- ослабить фиксирующую рукоятку;
- повернуть регулировочный маховик по часовой стрелке, чтобы уменьшить добавленный мертвый объем, или против часовой стрелки, чтобы увеличить его;
- затянуть фиксирующую рукоятку. [8].

Коэффициент производительности

Коэффициент производительности (КП) равен отношению поданного цилиндром объема газа, приведенного к условиям всасывания, к рабочему объему цилиндра.

- Отражает эффективность использования рабочего объема цилиндра.
- Зависит, в основном, от мертвого объема и степени повышения давления, а также от подогрева газа, дросселирования и не герметичности.

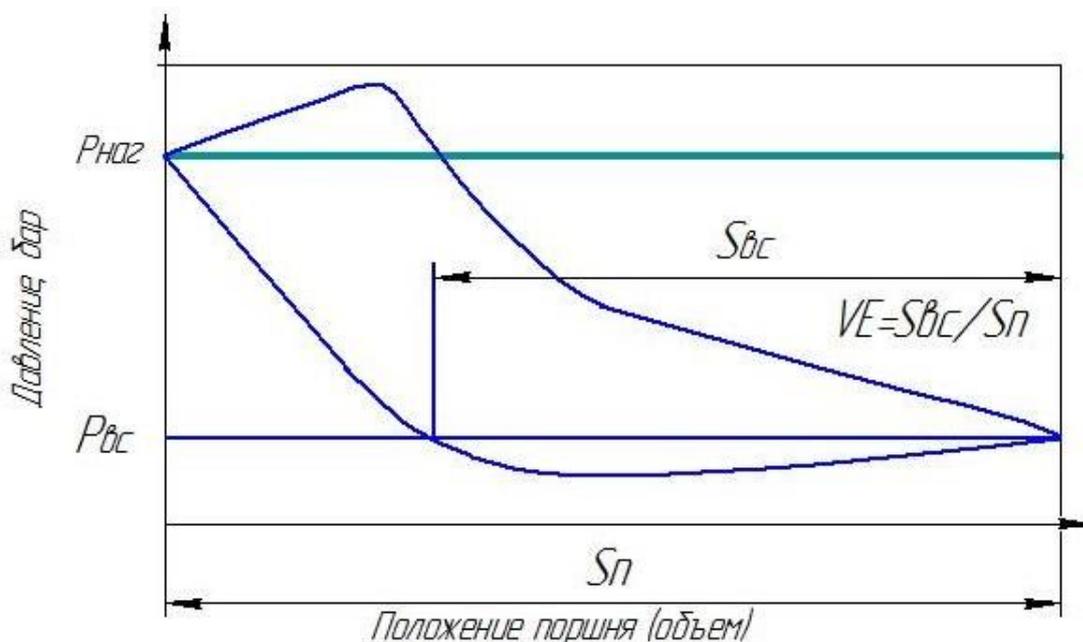


Рисунок 16 – Коэффициент производительности VE

Большинство зарубежных фирм называют описанный выше коэффициент производительности объемным коэффициентом – Volumetric Efficiency (VE) и определяют его по полуэмпирическим формулам. VE можно определить из диаграммы P-V, приведенной выше.

«Ariel» определяет VE как отношение фактически поданного цилиндром количества (объема) газа, приведенного к условиям всасывания, к рабочему (описываемому) объему цилиндра. На диаграмме PV объемный коэффициент VE — это отношение ширины диаграммы в месте пересечения ее горизонтальной линией давления всасывания к общей длине диаграммы (ходу поршня).

В «Ariel» за условия всасывания принимают P и T на входе во фланец всасывания; отношение абсолютных давлений на входе фланцев нагнетания и всасывания равно степени повышения давления (СПД) $CR = P_d/P_s$. Согласно принятой в компании практике коэффициент производительности базируется на уравнении:

$$VE\% = 100 - CR - CL \cdot ((Z_s/Z_d) CR^{1/k-1}); \quad (4)$$

где CL — относительный мертвый объем, %

Добавление мертвого объема дает следующий эффект:

- Увеличивается период процесса расширения;
- Уменьшается время нахождения в открытом положении всех клапанов;
- Уменьшается коэффициент производительности и подача газа цилиндром;
- Уменьшается потребляемая мощность.

В настоящее время для определения коэффициента производительности «Ариель» рекомендует уравнение:

$$VE = (98 - CR) / 100 / CL \cdot \{ (Z_s/Z_d) CR^{1/k-1} \}; \quad (5)$$

$$V_o = \pi / 4 (2D^2 - D_{шт}^2) X \cdot S \cdot X \cdot n; \quad (6)$$

где V_o - описанный объем, м³/мин

$\pi = 3,14$

D - площадь поршня со стороны крышки, м²

$D_{шт.}$ - площадь штока, m^2

S - длина хода поршня, m

n - частота вращения, об/мин

Все советские и российские книги по теории поршневых компрессоров оценивают снижение фактической производительности цилиндра относительно его рабочего объема комплексными коэффициентами, являющимися произведением 3-х—5-и множителей. [9].

2.6 Устройство компрессорной установки и компрессора

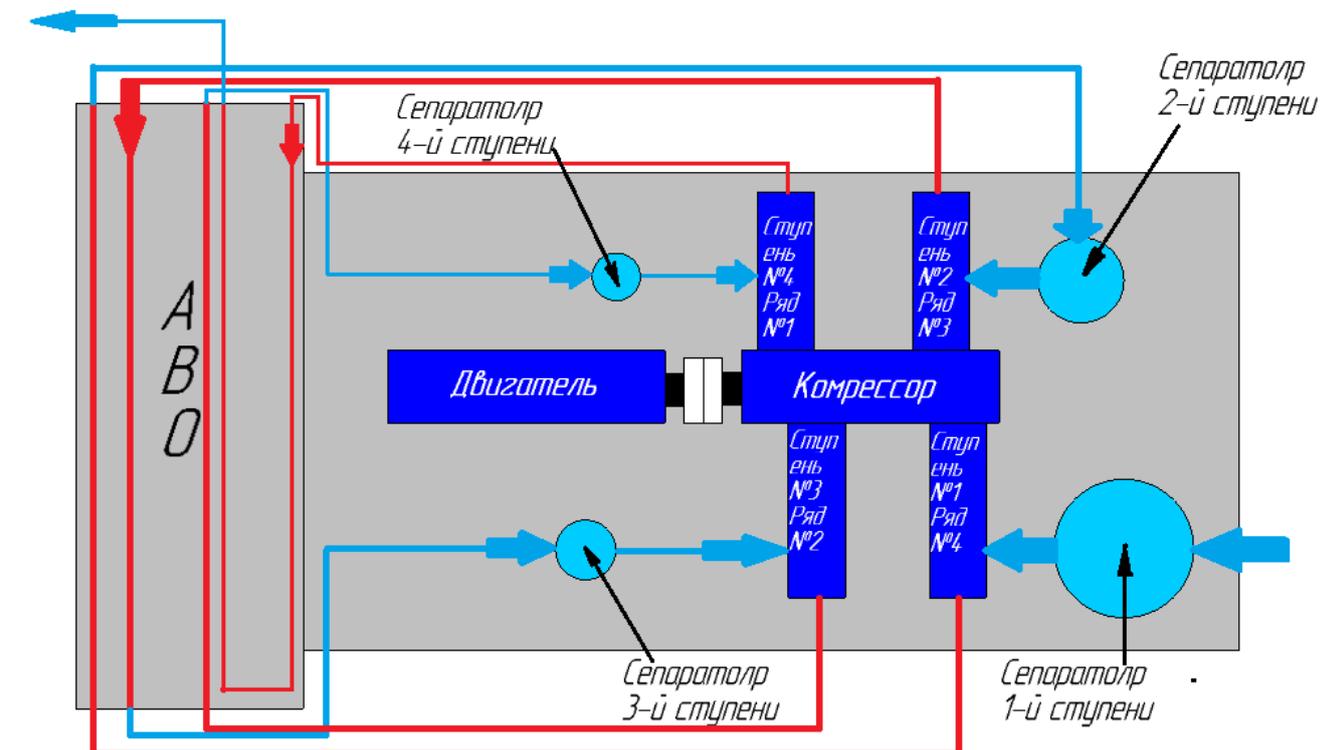


Рисунок 17 – Схема работы компрессорной установки

Схема типичного компрессорного агрегата

Основные компоненты:

- рама агрегата;
- привод;
- компрессор;
- АВО;
- сепаратор для каждой ступени.

Остальные компоненты, не указанные на схеме:

- предохранительный клапан для каждой ступени;
- клапан продувки;
- панель управления;
- буферные емкости;
- маслосистема;
- охлаждение маслосистемы;

- измерительная аппаратура.

Принцип работы:

Газ по технологическим трубопроводам поступает на компрессорную станцию, на сепаратор первой ступени, очищается от механических примесей, воды и проходит на первую ступень, где дожимается до определенного давления и выходит на охлаждение в аппарат воздушного охлаждения, в процессе охлаждения газа в нем выпадает капельная жидкость, которую отбивает демистер в во втором сепараторе. Данный сепаратор имеет спираль либо тангенциальный с отбойником (перегородкой), в результате чего газ испытывает завихрение, и капельная жидкость выпадает в днище сосуда, а газ, прошедший через демистер, идет на вход второй ступени сжатия, сжимается и снова попадает на АВО, далее газ проходит на сепаратор 3-й ступени, где также очищается, затем идет на сжатие на третью ступень и выходит на АВО. Дальше по такому же принципу газ попадает на сепаратор четвертой ступени, очищается, сжимается на последней ступени, охлаждается на АВО и транспортируется в требуемое местоположение. [10].

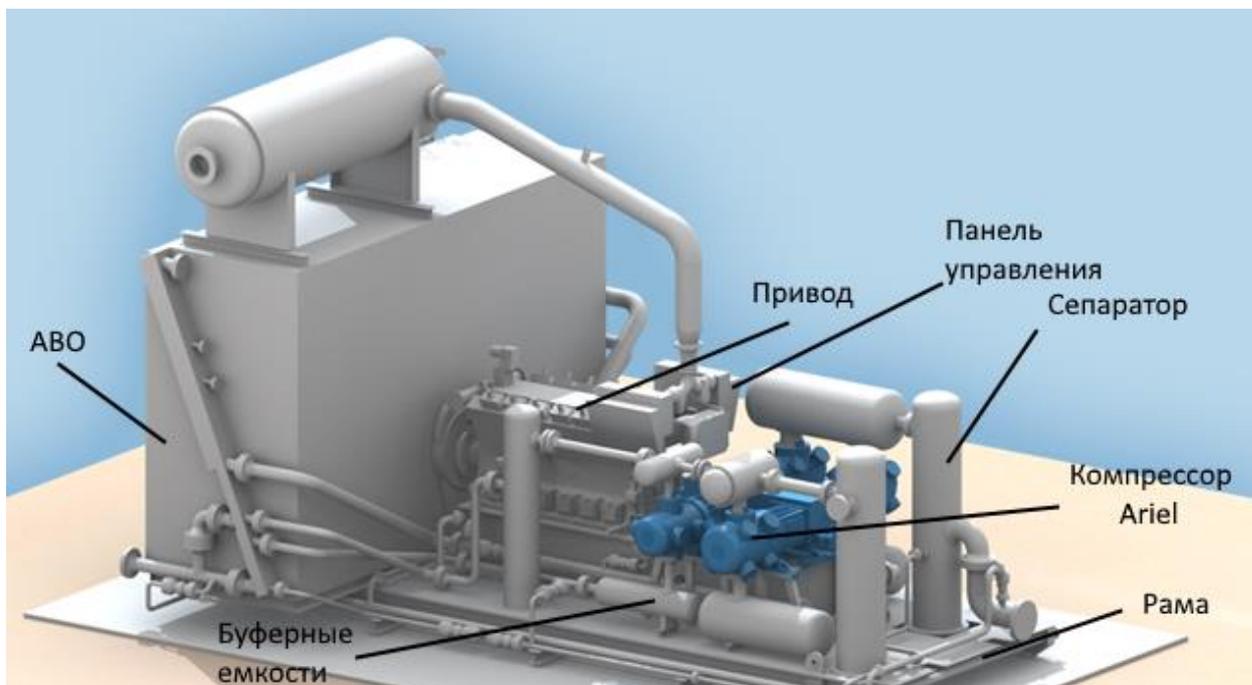


Рисунок 18 – Компрессорный агрегат

Ступени сжатия

Ступенью сжатия может быть один цилиндр или несколько цилиндров, соединенных параллельно. Цилиндры могут быть соединены последовательно для осуществления многоступенчатого сжатия.

Сепаратор и предохранительный клапан обязательны на входе в каждую ступень сжатия.

Во время сжатия давление и температура газа будут повышаться согласно объединенному газовому закону.

$$P_1V_1/T_1=P_2V_2/T_2 \quad (7)$$

Ступень сжатия ограничена максимально допустимой рабочей температурой и максимально допустимыми нагрузками на шток.

Аппарат охлаждения газа используется после каждой ступени сжатия газа.

Рама агрегата



Рисунок 19 – Установка частей компрессора на раму

Функции рамы агрегата:

- Служить опорой основного и вспомогательного оборудования.
- Воспринимать, передавать и равномерно распределять вибрационные силы от основного и вспомогательного оборудования на фундамент.
- Обеспечивать жесткость между приводом и компрессором.
- Допускать подъем и перемещение агрегата. Каждый элемент КУ имеет свою частоту свободных колебаний которая зависит от его массы и жесткости. Если частота свободных колебаний системы элементов

находится в пределах или кратна двум от частоты вращения вала КУ, то возникает резонанс. Задача конструкторов обеспечить частоту свободных колебаний рамы КУ меньше 0,8 или больше 2,4 раз от максимальной

частоты вращения вала КУ.

Приводной двигатель



Рисунок 20 – Caterpillar



Рисунок 21 – Waukesha



Рисунок 22 – Электродвигатель



Рисунок 23 – Газовая турбина

Сепаратор

Назначение сепаратора - удалять любые жидкости и механические примеси из потока газа перед тем, как он попадает в цилиндры компрессора. Автоматический сливной клапан используется для удаления жидкости из сепаратора. Аварийный останов по высокому уровню жидкости в сепараторе используется для защиты компрессора, если не сработал автоматический сливной клапан.

Сепаратор должен быть оборудован смотровым стеклом для визуального контроля жидкости во время работы. Смотровое стекло может быть отличным инструментом для диагностики системы сброса жидкости.

Буферные емкости



Рисунок 24 – Буферные емкости

По результатам акустических расчетов определяют конструкцию буферных емкостей и других акустических фильтров, трассировку трубопроводов и расположение трубопроводной арматуры, расстановку и тип опор трубопроводов и др.

Буферные емкости являются акустическими фильтрами. Высокие акустические пульсации могут приводить к повышению вибрации в цилиндрах, раме, трубопроводной обвязке и прочем оборудовании. Перед попаданием газа в рабочую полость цилиндра через всасывающие клапаны газ аккумулируется в буферных емкостях. [15].

Аппарат воздушного охлаждения

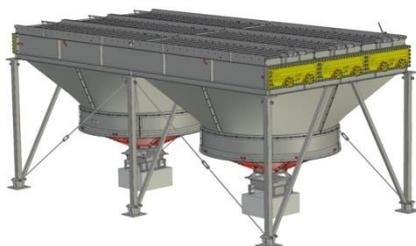


Рисунок 25 - АВО горизонтального типа

Аппарат воздушного охлаждения (АВО) предназначен для охлаждения газа после процесса сжатия в цилиндрах компрессора. АВО относятся к теплообменным поверхностным аппаратам. Охлаждаемый технологический продукт движется внутри биметаллических оребренных труб, передавая через их стенки теплоту охлаждающему агенту. В качестве охлаждающего агента используется атмосферный воздух.

Изготавливаются аппараты воздушного охлаждения следующих типов:

- АВГ – горизонтальные;
- АВЗ – зигзагообразные;
- АВМ – малопоточные;
- блочные конструкции аппаратов;
- аппараты с рециркуляцией нагретого воздуха. [13].

3 Объект и методы исследования

3.1 Объект исследования: Ariel JGJ-4

Компрессоры JGJ относятся к среднескоростным поршневым компрессорам «Ariel» и отлично подходят для промышленного сбора газа из среднедебетных скважин. Они эффективны в сфере дожима топливного газа и часто работают в паре как с электродвигателями, так и с ДВС на природном газе.

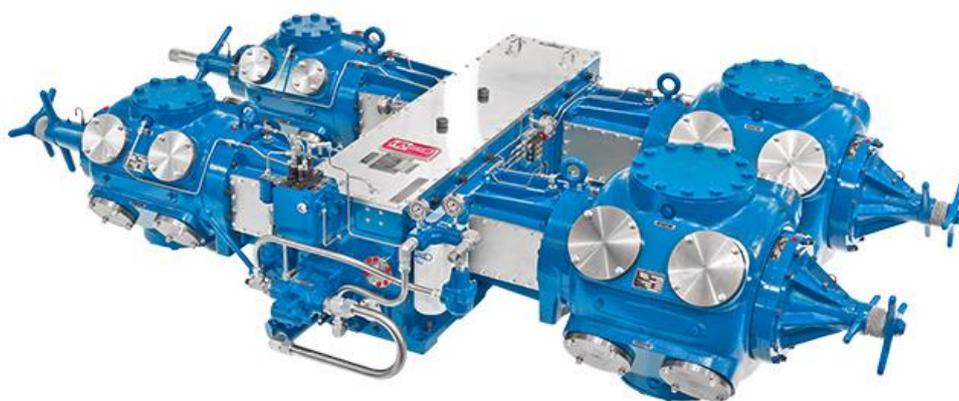


Рисунок 26 - Ariel JGJ-4

Модели JGJ – среднегабаритные поршневые компрессоры раздельного типа, приводимые в действие двигателем. Используются при добыче газа из скважин небольших размеров. Обладают доказанной эффективностью при работе с дожимом топливного газа, утилизации попутного газа, и зачастую поставляются с газовым двигателем или электродвигателем.

Таблица 2 – Технические характеристики

База	JGJ/2	JGJ/4	JGJ/6
Количество рядов	2	4	6
Номинальная мощность (л.с.)	620	1240	1860
Ход поршня (дюймы)	3,5		
Максимальная частота вращения, об/мин	1800		
Скорость поршня (футы/мин)	1050		
Суммарная нагрузка на шток (фунты)	42000		
Нагрузка на шток при растяжении (фунты)	21000		
Нагрузка на шток при сжатии (фунты)	23000		
Средняя масса без цилиндров (фунты)	1700	3400	5100
Максимальная длина (дюймы)	41	78	108
Номинальная ширина (дюймы)	104		
Высота оси коленчатого вала (дюймы)	12		

3.2 Кинематическая схема поршневого компрессора

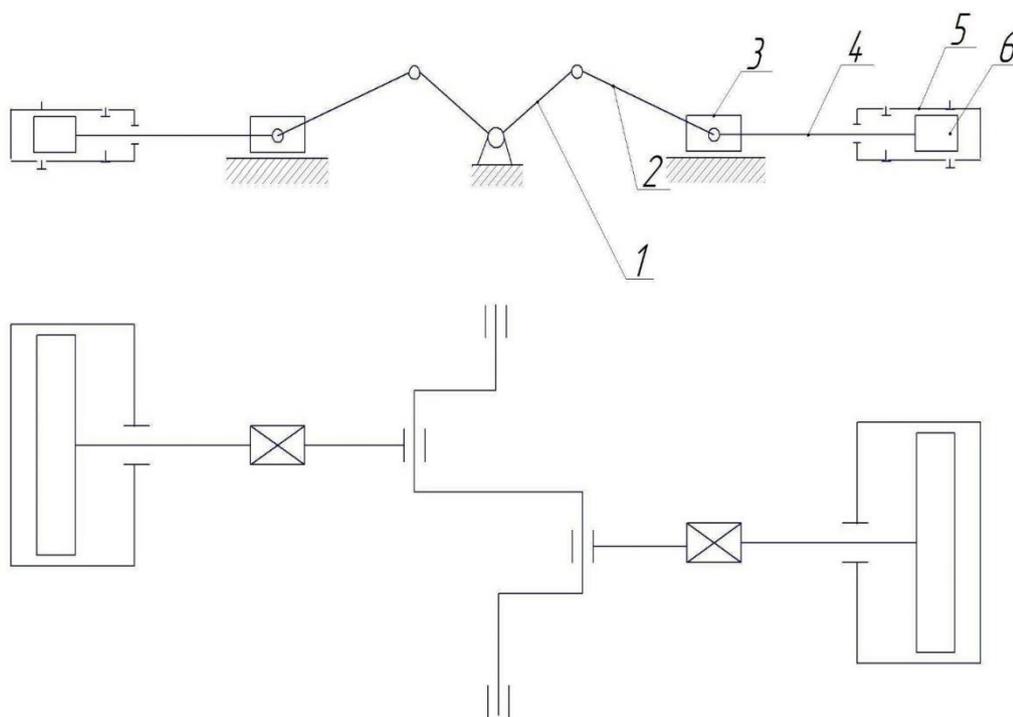


Рисунок 27 – Кинематическая схема: 1-кривошип; 2-шатун;
3-ползун (крейцкопф); 4-шток; 5-цилиндр с клапанами; 6-
поршень.

3.3 Конструкция поршневого компрессора «Ariel»

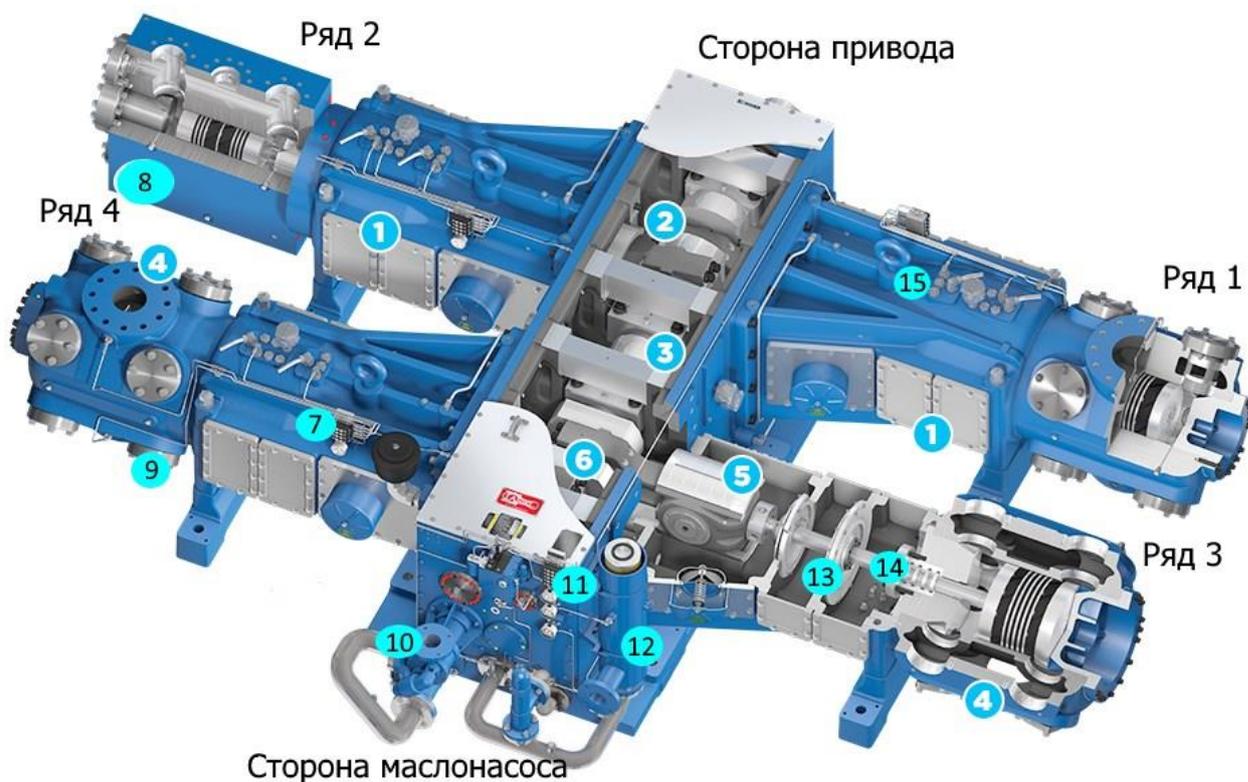


Рисунок 28 - Ariel JGJ-4:

На рисунке 28: 1-смотровые окна; 2-шатун из кованной стали; 3-коленчатый вал из кованной стали; 4-патрубок всасывания; 5-цельный крейцкопф; 6-шейка коленчатого вала; 7-распределительный блок(вторичный); 8-цилиндры высокого давления; 9-крышка клапана нагнетания; 10-маслонасос рамы; 11-распределительный блок(первичный); 12-фильтр; 13-промежуточное уплотнение с продувкой; 14-уплотнение с продувкой и охлаждением; 15-двухкамерный фонарь в соответствии с API 618. [15].

3.4 Реверсивная нагрузка и области ее возникновения

Реверсивная нагрузка в поршневом компрессоре - это нагрузка, сосредоточенная на одной из поверхности двух взаимодействующих деталей и меняющая точку приложения с определенной частотой. Необходимость в реверсивной нагрузке возникла в силу того, что в процессе взаимодействия кривошипно-шатунного механизма с цилиндропоршневыми группами возникают большие усилия в процессе сжатия газа и их необходимо сконцентрировать на каком-либо участке. Если участок концентрации нагрузки будет один, то из-за большого количества усилий и напряжений, передаваемых на детали, возникнет чрезмерный нагрев поверхности, а также самой детали, её быстрый износ, в силу отсутствия смазки, а также деформация. Выход из данной ситуации таков, что необходимо создать несколько поверхностей и точка приложения нагрузки будет меняться периодически, в зависимости от движения поршня. Соответственно одна из поверхностей будет освобождаться для смазки, охлаждения и снятия напряжения.

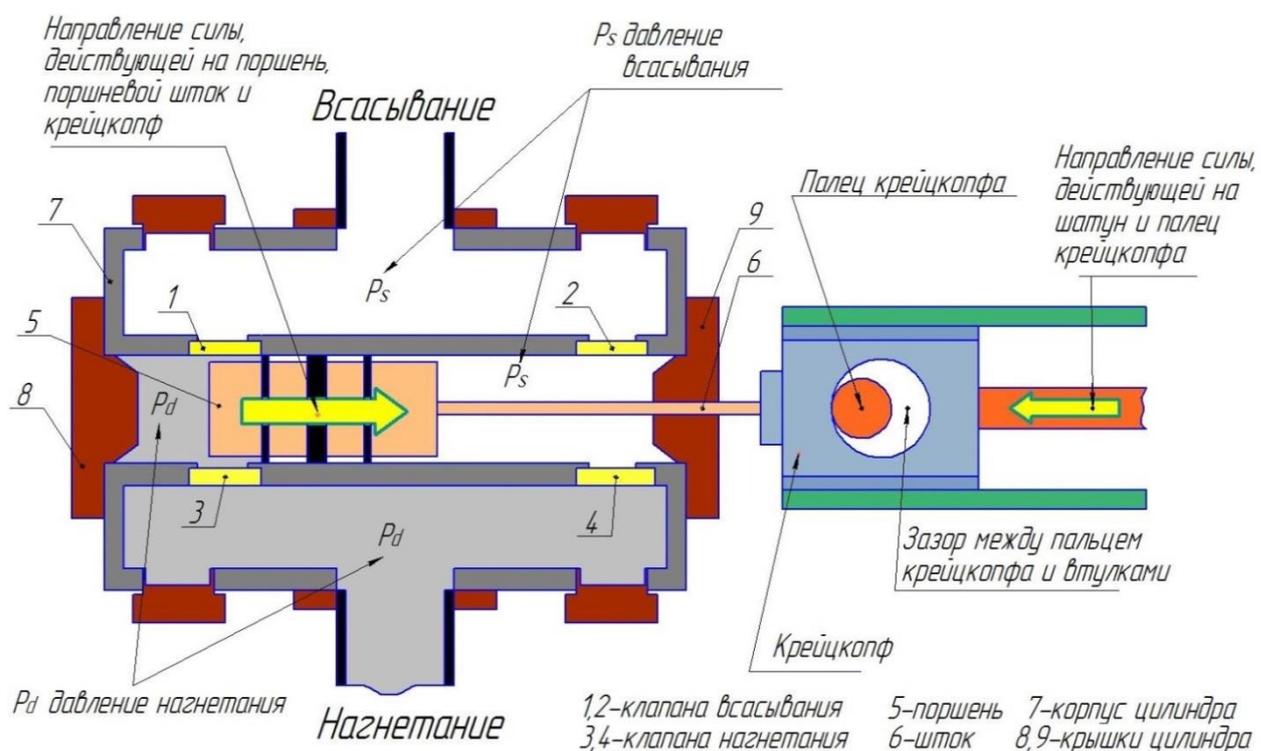


Рисунок 29 – Схема взаимодействия частей компрессора

Компрессор имеет камеру всасывания и камеру нагнетания в каждой из которых создаются давления определенной величины, а именно давление всасывания (Pressure suction) и давление нагнетания (Pressure discharge). $P_d \gg P_s$. Обратим внимание на направление газовой силы, действующей на поршень 5, поршневой шток 6 и крейцкопф, а также на направление силы, действующей на шатун и палец крейцкопфа. При анализе нагрузок необходимо учитывать, что силы, действующие на поршень, передаются на корпус крейцкопфа, а затем на палец, а сила от шатуна действует непосредственно на палец. В итоге, сумма всех сил сконцентрирована на одной из поверхностей соприкосновения поверхности крейцкопфа и пальца в зависимости от направления движения поршня, а точнее периода вращения шатунной шейки на коленчатом валу, т.к. он является ведущим звеном по отношению к поршню.

Все клапана установлены

Проанализируем случай, когда все клапана в цилиндре установлены и нет конструктивных нарушений компрессора.

Случай сжатия газа со стороны крышки цилиндра:

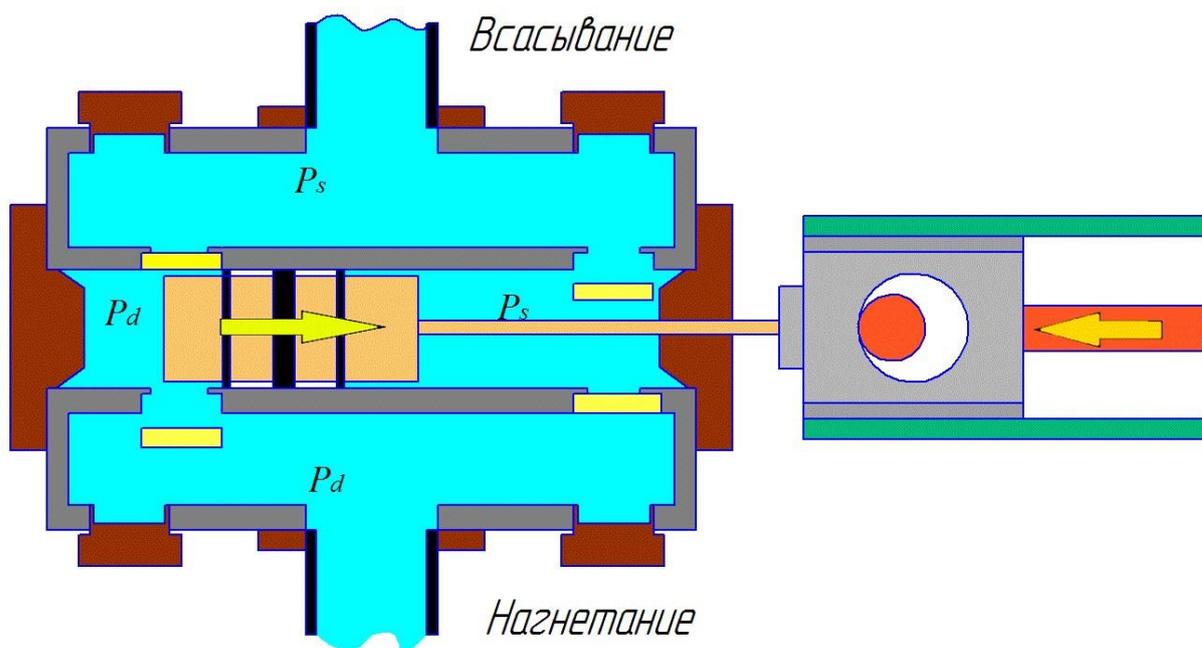


Рисунок 30 – Сжатие газа со стороны крышки цилиндра

Описание процесса сжатия газа со стороны крышки цилиндра

В процессе компримирования со стороны крышки сила, действующая на поршень, толкает крейцкопф в сторону колен-вала, шатун толкает палец крейцкопфа в противоположную сторону. Таким образом, зазор между пальцем крейцкопфа и втулками образуется со стороны колен-вала. А именно при движении поршня влево (шатунная шейка движется от $3\pi/2$ до $\pi/2$ по часовой стрелке) силы сконцентрированы на левой поверхности соприкосновения втулки крейцкопфа и пальца. Благодаря этому реверсивная нагрузка обеспечивается, в зазор между пальцем крейцкопфа и втулкой попадает смазывающая жидкость, поверхности вовремя охлаждаются и не деформируются, следовательно, компрессор работает оптимально.

Случай сжатия газа со стороны коленчатого вала:

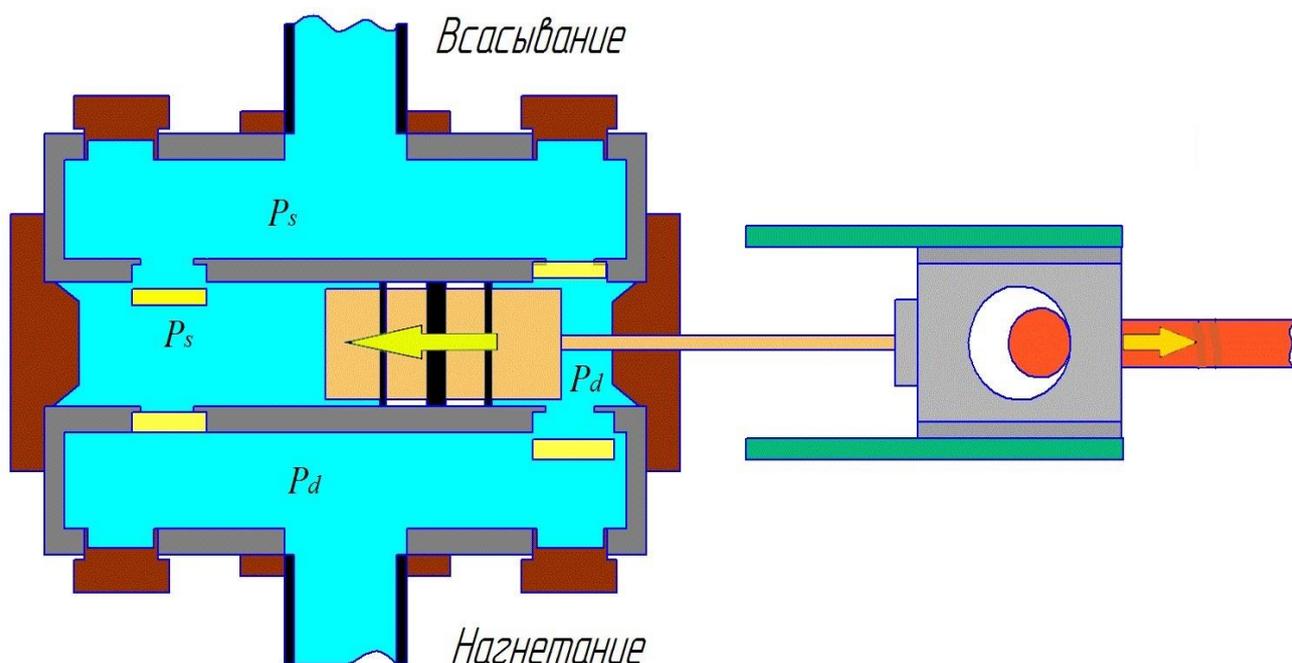


Рисунок 31 – Сжатие газа со стороны коленчатого вала

Описание процесса сжатия газа со стороны коленчатого вала:

При сжатии газа со стороны вала сила, действующая на поршень, тянет крейцкопф от колен-вала, шатун тянет палец крейцкопфа в противоположную сторону. Таким образом, зазор между пальцем

крейцкопфа и втулками образуется со стороны поршня. А именно при движении поршня вправо (шатунная шейка движется по окружности от $\pi/2$ до $3\pi/2$ по часовой стрелке, при условии, что цилиндры расположены горизонтально) силы сконцентрированы на правой поверхности соприкосновения втулки крейцкопфа и пальца.

Снят всасывающий клапан со стороны крышки цилиндра

Допустим случай, когда снят всасывающий клапан со стороны крышки цилиндра. Получаем, что область сжатия газа со стороны крышки цилиндра остается открытой в процессе двух тактов. Клапан нагнетания не открывается в силу того, что в области сжатия газа со стороны крышки не происходит как такового сжатия газа, т.е. давление из P_s не поднимается до давления P_d . Отсюда следует, что область работает в холостую и КПД компрессора значительно уменьшается. Перекачка газа, определенного объема займет вдвое больше времени. Представим это на схеме:

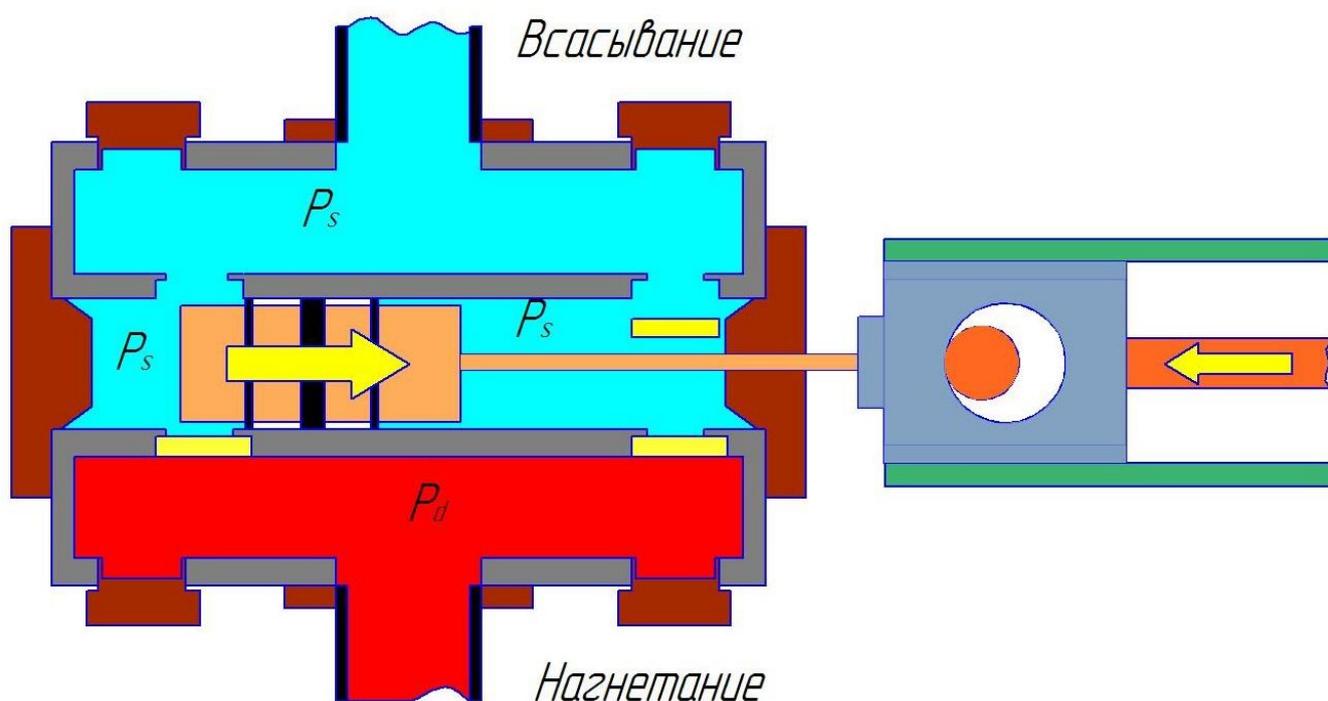


Рисунок 32 – Снят всасывающий клапан со стороны крышки цилиндра, поршень находится в крайнем левом положении

При всасывании газа со стороны вала, сила, действующая на поршень, толкает крестковидный клапан в сторону коленчатого вала, шатун толкает палец крестковидного клапана в противоположную сторону. Таким образом, зазор между пальцем крестковидного клапана и втулками образуется со стороны коленчатого вала.

Рассмотрим случай, когда происходит сжатие газа со стороны коленчатого вала.

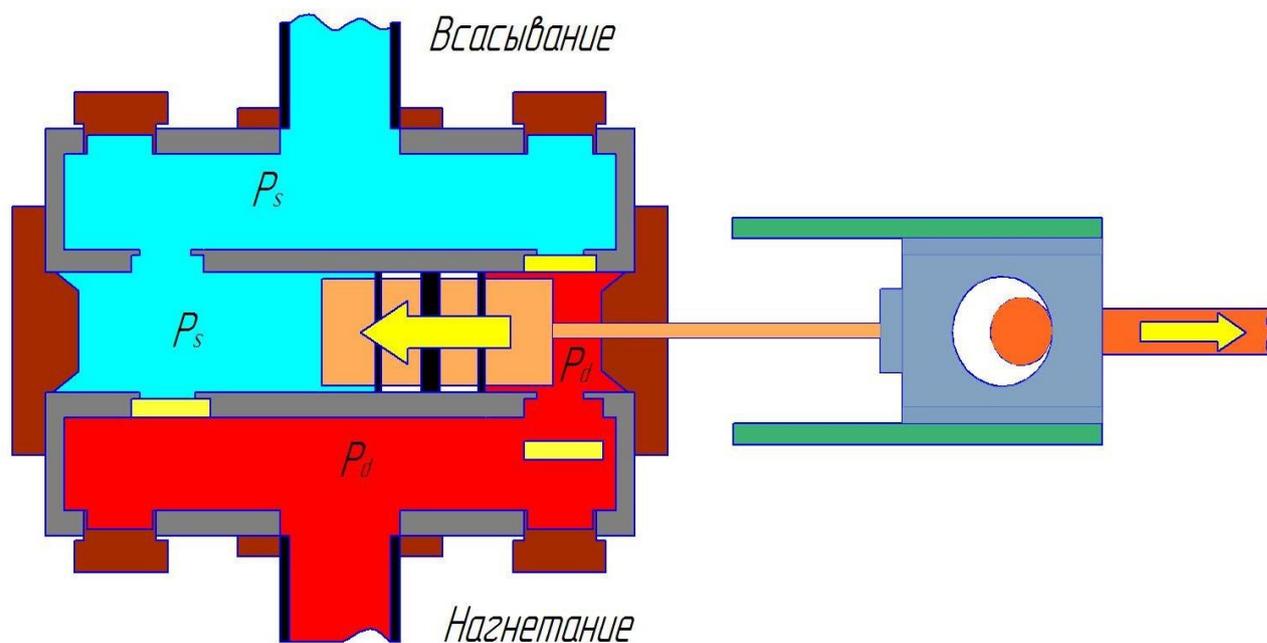


Рисунок 33 – Снят всасывающий клапан со стороны крышки цилиндра, поршень находится в крайнем правом положении

При сжатии газа со стороны вала, сила, действующая на поршень, тянет крестковидный клапан от коленчатого вала, шатун тянет палец крестковидного клапана в противоположную сторону. Таким образом, зазор между пальцем крестковидного клапана и втулками образуется со стороны поршня.

Никаких дополнительных нагрузок не возникает, приводящих к изменению работы компрессора или составных его частей. Обеспечивается реверсивная нагрузка на палец крестковидного клапана.

Снят всасывающий клапан со стороны коленчатого вала

Рассмотрим следующий случай, когда снят всасывающий клапан со стороны коленчатого вала. Сразу можно предположить, что одна область будет открыта на протяжении работы и давление в ней не будет возрастать до давления нагнетания P_d , следовательно, клапан нагнетания не будет открыт. Представим схему:

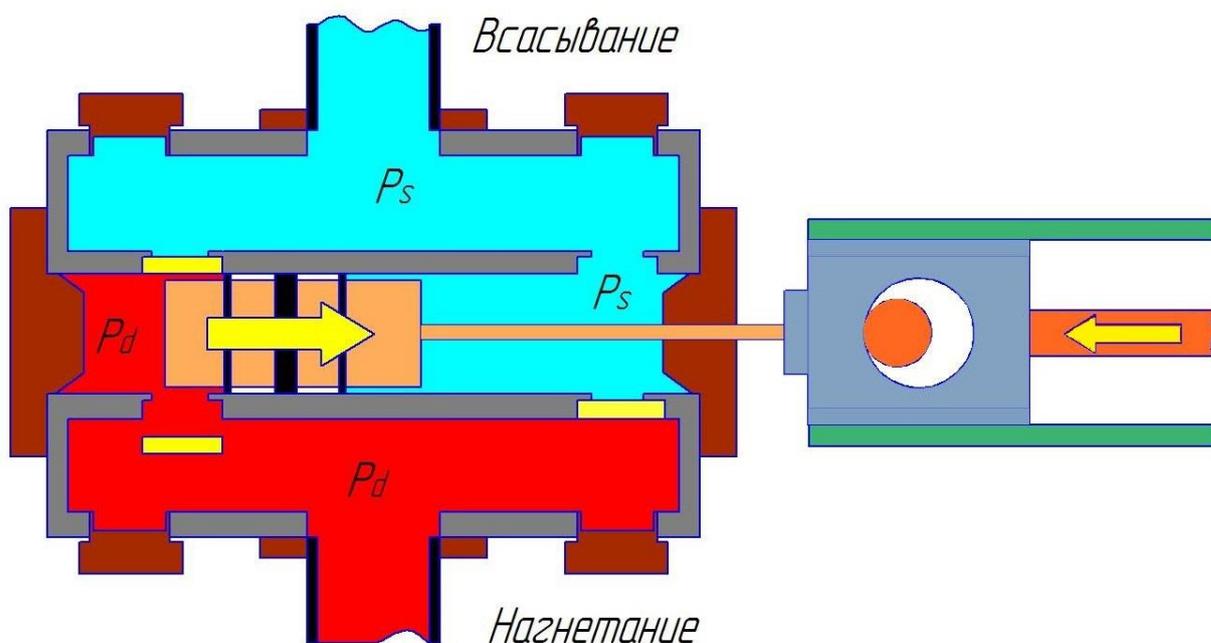


Рисунок 34 – Снят всасывающий клапан со стороны коленчатого вала, поршень находится в крайнем левом положении

Проанализировав схему необходимо отметить, что правая область сжатия газа, со стороны коленчатого вала, работает вхолостую, т.е. поршень при движении вправо вытесняет газ обратно в камеру всасывания, клапан нагнетания не открывается.

При сжатии газа со стороны крышки, сила, действующая на поршень, толкает крестковидный палец в сторону коленчатого вала, шатун толкает палец крестковидного пальца в противоположную сторону. Таким образом, зазор между пальцем крестковидного пальца и втулками образуется со стороны коленчатого вала.

Представим движение поршня в сторону коленчатого вала и проанализируем ситуацию, которая возникнет в процессе его движения:

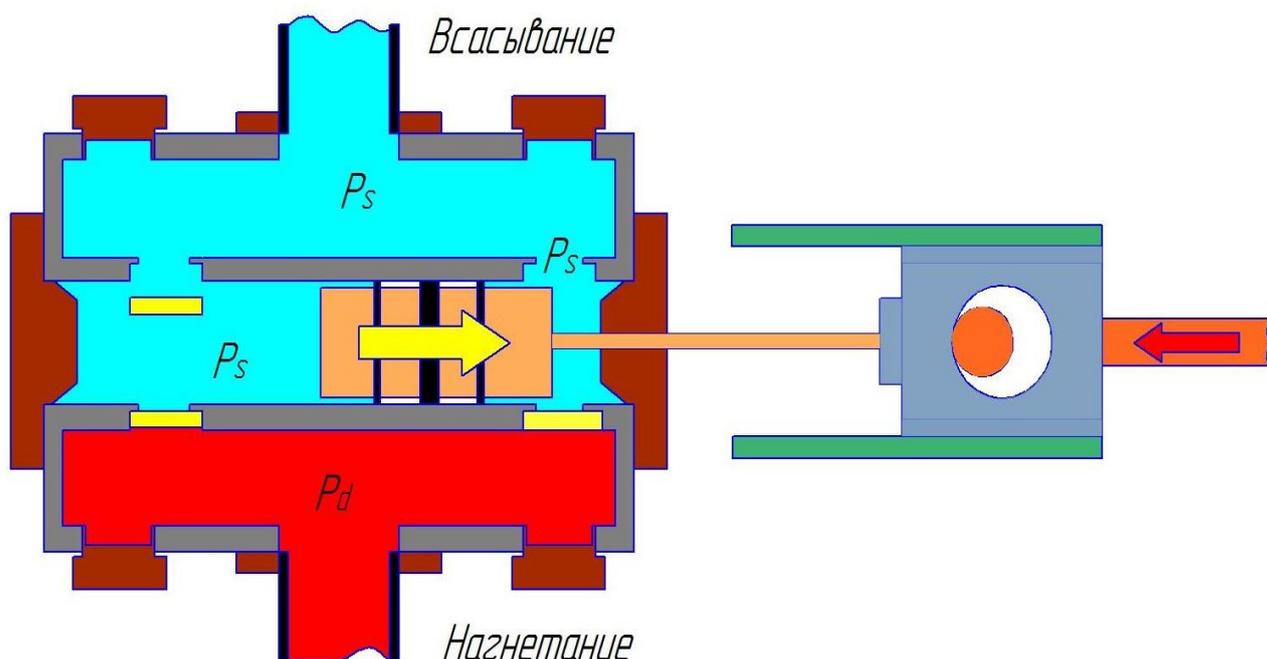


Рисунок 35 – Снят всасывающий клапан со стороны коленчатого вала, поршень находится в крайнем правом положении

При всасывании газа со стороны крышки, сила, действующая на поршень, толкает крестковф в сторону коленчатого вала. Давление газа на поршень одинаково с обеих сторон, но площадь со стороны крышки цилиндра больше. Палец крестковфа движется в сторону коленчатого вала, но газовые силы, за сет того, что площадь больше со стороны крышки, продолжают прижимать крестковф к пальцу и шатун не позволяет пальцу перемещаться.

Таким образом, можно сделать вывод о том, что возникают последствия, которые неблагоприятно влияют на работу компрессора, а именно масло не попадает на левую сторону пальца, тем самым, не смазывая и не охлаждая его. В данном случае реверсивная нагрузка на палец крестковфа не обеспечивается.

Отказ нагнетательного клапана со стороны крышки цилиндра

Зачастую на предприятии возникают ситуации, когда выходит из строя какая-либо часть компрессора. Одна из частых поломок – это поломка клапанов всасывания или нагнетания. Это происходит в силу того, что на них сосредотачивается большая переменная нагрузка, которая приводит к нагреву, образованию микротрещин, а далее - это усталостное разрушение, которое как раз и приводит к поломке клапана и остановки работы компрессора. В данном случае неизбежен простой оборудования, предприятие утрачивает свои ресурсы на починку, наем рабочих, а также предприятие теряет время, за которое оно могло бы сделать прибыль для «общества».

Приведем схему, в которой отобразим отказ работы нагнетательного клапана и представим возникшую ситуацию и последствия.

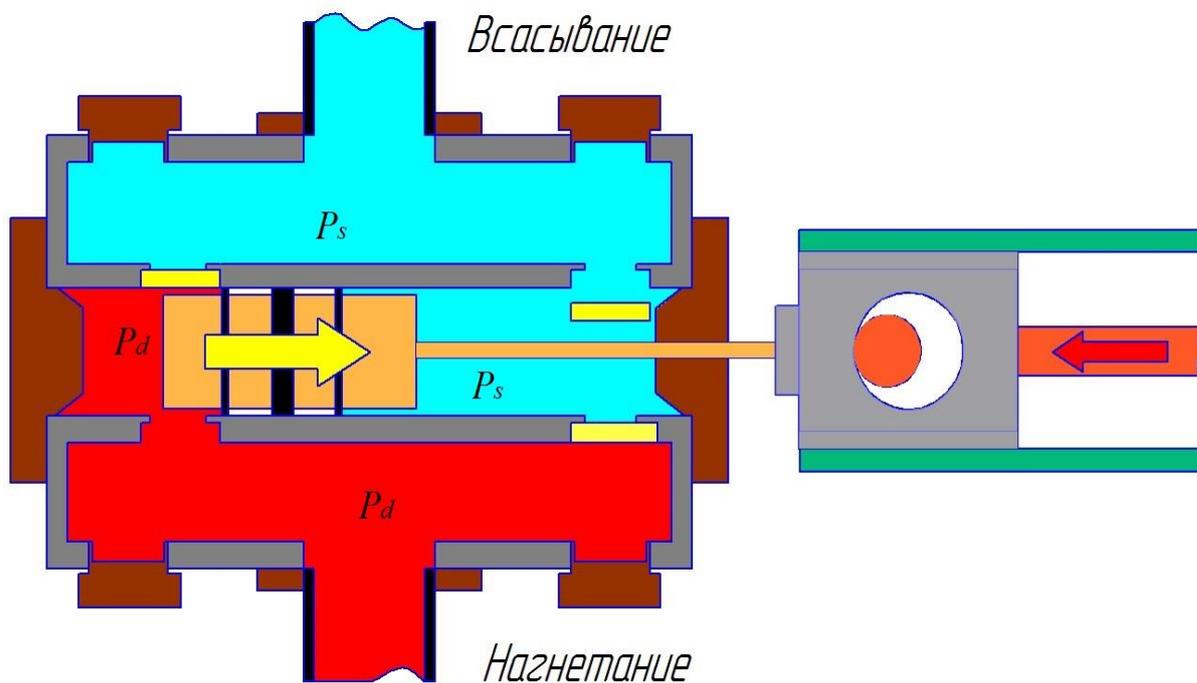


Рисунок 36 – Отказ нагнетательного клапана со стороны крышки цилиндра, поршень находится в крайнем левом положении

Проанализировав схему, можно описать процесс сжатия газа: сила, действующая на поршень, толкает крестковидный палец в сторону коленчатого вала, шатун толкает палец крестковидного пальца в противоположную сторону.

При всасывании газа со стороны коленчатого вала сила, действующая на поршень, толкает крестковидный палец в сторону коленчатого вала, шатун толкает палец крестковидного пальца в противоположную сторону. Таким образом, зазор между пальцем крестковидного пальца и втулками образуется со стороны коленчатого вала. Ситуация не критична, никаких отклонений от оптимальной работы компрессора нет, и реверсивная нагрузка обеспечивается.

Продвинем поршень дальше и проанализируем ситуацию.

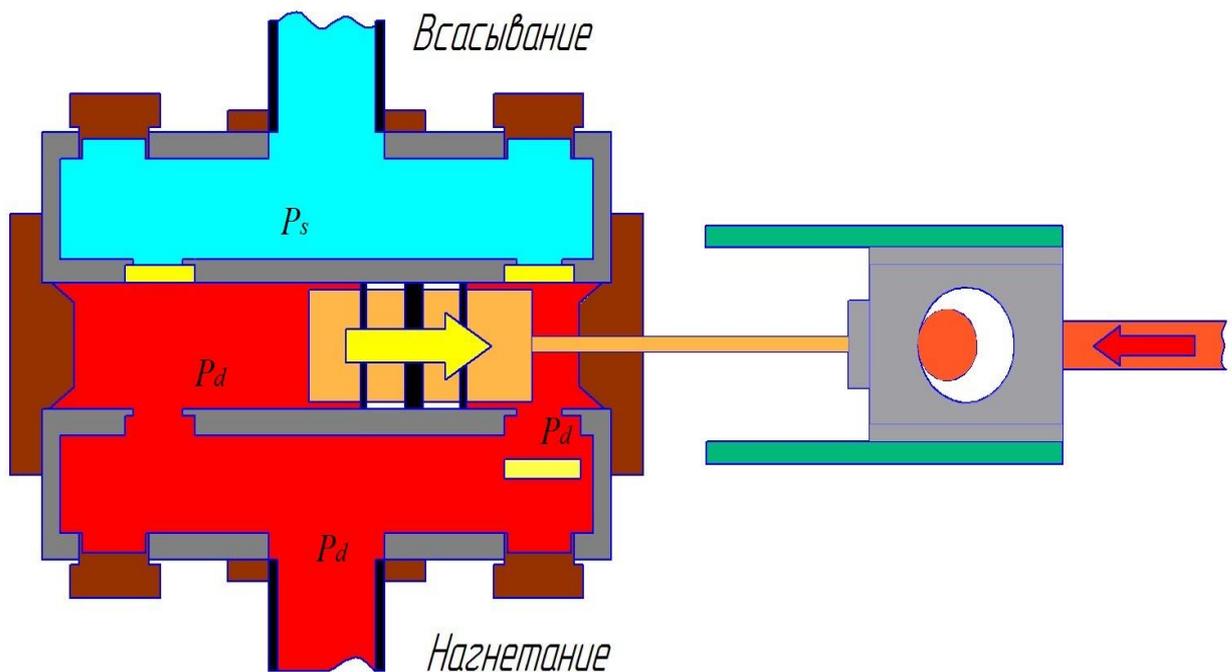


Рисунок 37 – Отказ нагнетательного клапана со стороны крышки цилиндра, поршень находится в крайнем правом положении

В процессе движения поршня вправо в сторону коленчатого вала, при открывании нагнетательного клапана мы имеем, что клапана не разделяют на несколько объемов полость нагнетания и камеру сжатия.

Давление нагнетания P_d будет одинаково по всему объему, но площадь со стороны крышки цилиндра в разы больше, нежели чем со стороны коленчатого вала. Из этого следует, что газовые силы во много раз больше по величине воздействуют на поршень и прижимают палец крейцкопфа через крейцкопф к одной поверхности на протяжении всего движения поршня.

В процессе поглощения газа со стороны крышки сила, действующая на поршень, толкает крейцкопф в сторону коленчатого вала, палец крейцкопфа движется в сторону коленчатого вала, но газовые силы продолжают прижимать крейцкопф к пальцу и шатун не позволяет пальцу перемещаться.

Таким образом, масло не попадает на левую сторону пальца, тем самым, не смазывая и не охлаждая его и опорную поверхность. В итоге получается, что независимо от направления движения поршня, палец крейцкопфа опирается только на одну поверхность.

В данном случае не обеспечивается реверсивная нагрузка на палец крейцкопфа.

Происходит износ и деформация не только втулок крейцкопфа, пальца и самого крейцкопфа, но и деталей, находящихся в одной цепи с этими деталями посредством которых происходит сжатие газа, а именно это шток поршня, шатун, клапан всасывания, поршневые кольца, а также напряжение передается на подшипники коленчатого вала.

Вышел из строя нагнетательный клапан со стороны коленчатого вала

Рассмотрим случай, когда вышел из строя нагнетательный клапан со стороны коленчатого вала.

Приведем схему, на которой наглядно рассмотрим данный случай более подробно:

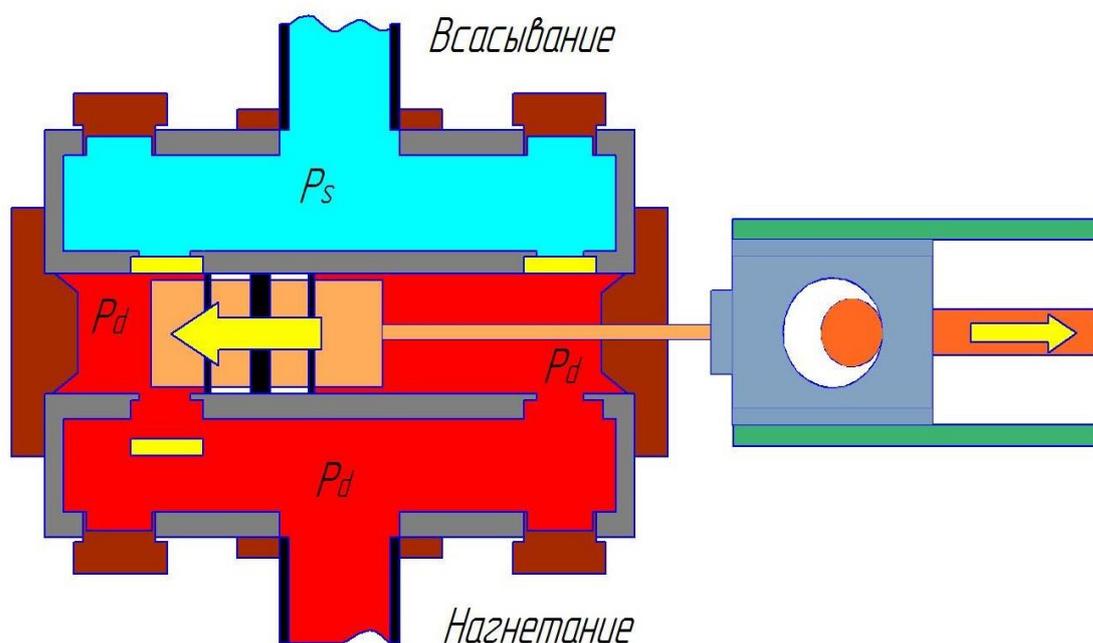


Рисунок 38 – Отказ нагнетательного клапана со стороны коленчатого вала, поршень находится в крайнем левом положении

В случае, когда поршень начнет двигаться вправо, т.е. сжимать газ в правой части цилиндра, камера нагнетания будет открыта с одной стороны (справа) как и должно быть при нормальной работе компрессора. Клапан всасывания будет открыт со стороны крышки. Газовые силы, действующие на поршень, далее передаваемые через шток и крейцкопф на палец, будут обеспечивать оптимальную работу частей компрессора. А именно, поверхность соприкосновения пальца и крейцкопфа является правильной, то есть как предусмотрено заводом изготовителем на этапе проектирования.

Проанализируем дальнейшее движение поршня:

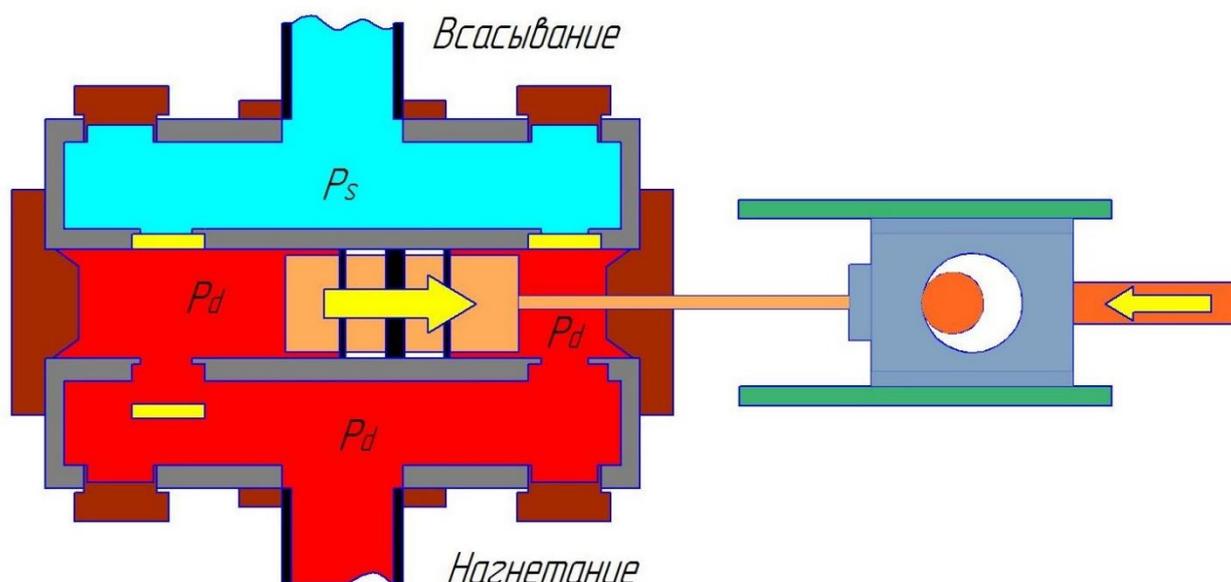


Рисунок 39 – Отказ нагнетательного клапана со стороны коленчатого вала, поршень движется влево

В данном случае, поршень уже находится в движении в сторону крышки. Показано это для того, чтобы проще было понять, в какой момент начинают действовать газовые силы на поршень. Как показано на схеме, как только шатун начинает передавать движение от коленчатого вала через палец крейцкопфа на сам крейцкопф, то клапан нагнетания со стороны крышки начинает открываться. Как только клапан нагнетания открылся, то камера сжатия с обеих сторон становится открытой, то есть давление нагнетания P_d действует на обе стороны поршня с одинаковой величиной, подобно сообщающимся сосудам. Но примем во внимание площадь, которая после открытия нагнетательного клапана становится больше со стороны крышки цилиндра. Соответственно, газовые силы будут действовать со стороны крышки с величиной в разы больше, чем со стороны коленчатого вала.

Согласно закону Паскаля:

[Давление в жидкости или газе передается во всех направлениях одинаково и не зависит от ориентации площадки, на которую оно действует]

$$P_d = F/S \quad (8)$$

При том, что давление нагнетания в цилиндре остается постоянным, имеем:

$$F = P_d * S \quad (9)$$

В нашем случае меняется площадь S , а именно она становится больше на определенную величину (данная величина меняется в процессе движения поршня), соответственно при неизменном давлении и с увеличением площади, растет сила, с которой газы воздействуют на поверхность поршня, а далее и на всю систему. В этом случае при преобладании газовых сил со стороны крышки которые через поршень и шток передаются на крейцкопф, а последний воздействует на палец, тем самым происходит смена поверхностей соприкосновения пальца крейцкопфа с самим крейцкопфом, в частности со вкладышами. Освобожденная поверхность снабжается смазкой, охлаждается и становится пригодной для дальнейшего взаимодействия.

В данном случае реверсивная нагрузка на палец крейцкопфа обеспечивается и можно сделать вывод о том, что при выходе из строя данного клапана не будет нарушена работа цилиндропоршневой группы с кривошипно-шатунным механизмом, но в результате отсутствия клапана нагнетания, со стороны шатуна будет отсутствовать процесс разряжения в камере сжатия и клапан всасывания с этой же стороны не будет открываться для дальнейшего забора газа из камеры всасывания, т.к. давление P_d будет воздействовать на данный клапан. Реверсивная нагрузка обеспечена будет, но работа самого компрессора будет изменена в худшую сторону.

3.5 Причины возникновения и последствия нереверсивной нагрузки, деятельность, направленная на ее устранение

В процессе исследования проблемы были выявлены причины, посредством которых возникает нереверсивная нагрузка, происходит

поломка пальца крестковца. Необходимо обозначить полученные причины и проанализировать их.

1. Отказ нагнетательных клапанов со стороны крышки

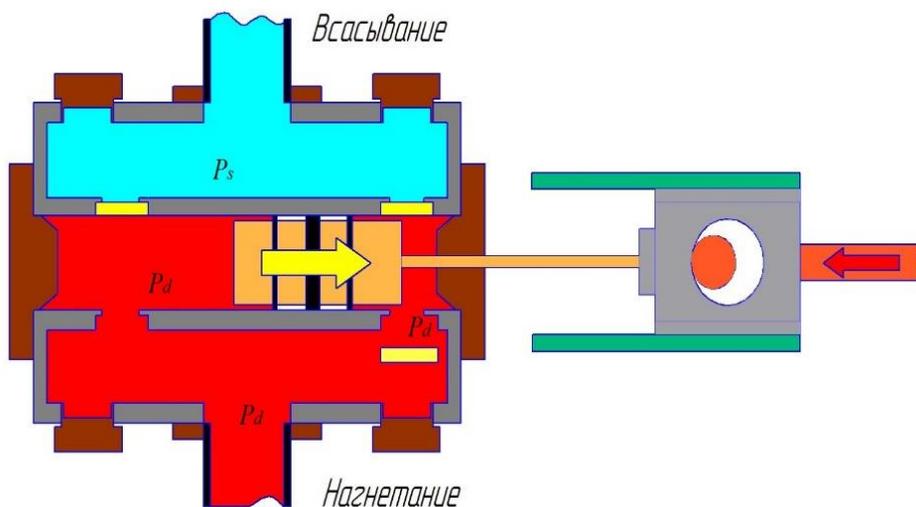


Рисунок 40 - Отказ нагнетательного клапана со стороны крышки

Пояснение причины:

В процессе движения поршня вправо в сторону коленчатого вала, при открывании нагнетательного клапана мы имеем, что клапана не разделяют на несколько объемов полость нагнетания и камеру сжатия.

Давление нагнетания P_d будет одинаково по всему объему, но площадь со стороны крышки цилиндра в разы больше, нежели чем со стороны коленчатого вала. Из этого следует, что газовые силы во много раз больше по величине воздействуют на поршень и прижимают палец крестковца через крестковец к одной поверхности на протяжении всего движения поршня.

В процессе поглощения газа со стороны крышки сила, действующая на поршень, толкает крестковец в сторону коленчатого вала, палец крестковца движется в сторону коленчатого вала, но газовые силы продолжают прижимать крестковец к пальцу и шатун не позволяет пальцу перемещаться. В итоге имеем, что возникает нереверсивная нагрузка, происходит масляное голодание и разрушение поверхностей соприкосновения.

2. Отказ всасывающего клапана со стороны коленчатого вала

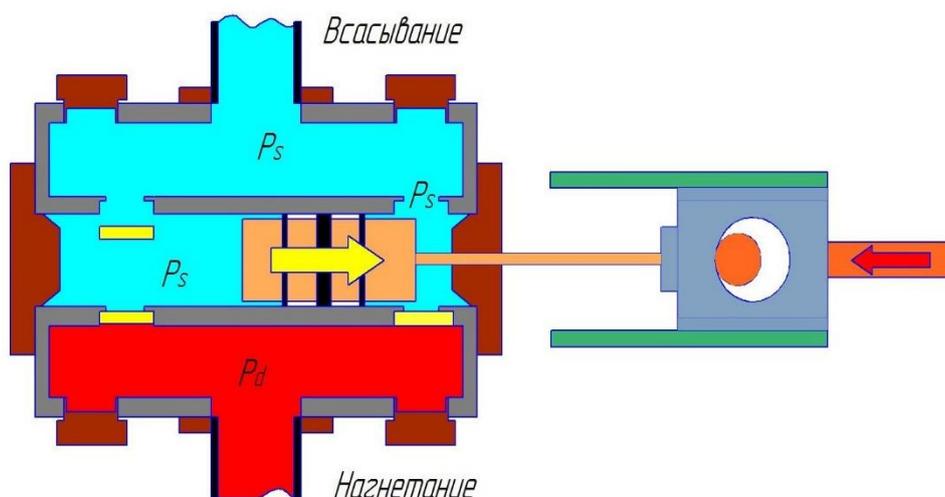


Рисунок 41 - Отказ всасывающего клапана со стороны коленчатого вала

Пояснение причины:

При всасывании газа со стороны крышки, сила, действующая на поршень, толкает крейцкопф в сторону коленчатого вала. Давление газа на поршень одинаково с обеих сторон, но площадь со стороны крышки цилиндра больше. Палец крейцкопфа движется в сторону коленчатого вала, но газовые силы, за счет того, что площадь больше со стороны крышки, продолжают прижимать крейцкопф к пальцу и шатун не позволяет пальцу перемещаться.

Таким образом, можно сделать вывод о том, что возникают последствия, которые неблагоприятно влияют на работу компрессора, а именно масло не попадает на левую сторону пальца, тем самым, не смазывая и не охлаждая его.

В данном случае реверсивная нагрузка на палец крейцкопфа не обеспечивается.

3. Неправильная установка или ремонт

Данная причина является результатом некомпетентности рабочих, производимых ремонт и установку клапанов, а также их невнимательности.

Последствием всего вышеперечисленного будет иметь место возникновение нереверсивной нагрузки.

Стяжные болты и контргайки стяжных шпилек должны быть затянуты необходимым моментом.

Значения моментов затяжки клапанных болтов указаны обычно в техническом руководстве по эксплуатации.



Рисунок 42 – Разрушение, вызванное неправильной установкой

Седло этого клапана зажимали в тисках, в результате чего оно могло деформироваться. Это может привести к проблемам с установкой или извлечением клапана. Также зажимая седло клапана в тисках можно создать в нем внутреннее напряжение, что приведет к поломке при циклическом нагружении.

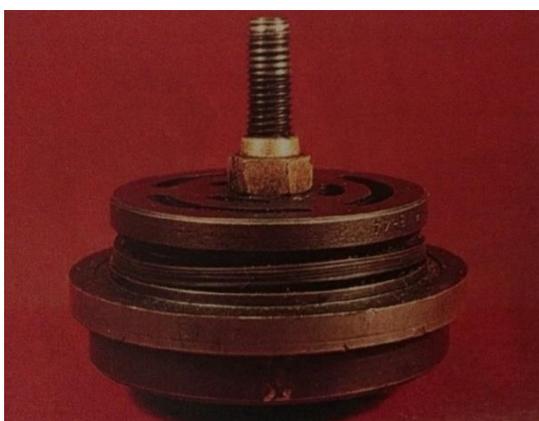


Рисунок 43 – Неправильная сборка

Также стоит обратить внимание на то, что ограничитель установлен «вверх ногами», в клапане много металлической стружки, отсутствует верхняя часть контргайки «Дрейка», и повреждены верхние витки резьбы шпильки

Поломка клапанного седла произошла из-за превышения момента затяжки болтов крышки клапана и излишнего количества прокладок под клапаном.

Рекомендуется использовать моменты затяжки рекомендуемые Корпорацией Ariel.



Рисунок 44 – Поломка клапанного седла

На данной иллюстрации показан стакан с нарушением целостности.

Требуется затягивать все болтовые соединения моментами, рекомендуемыми корпорацией Ariel. Превышение этих значений может привести к поломке деталей.



Рисунок 45 – Разрушение стакана

Поломка или деформация клапанного стакана со стороны контактирующей с клапаном указывает на перетяжку болтов клапанной крышки. Если стакан клапана не вынимается легко – следует заменить стакан и все болты клапанной крышки. Если перетянут хотя бы один болт, то скорее всего остальные болты тоже перетянуты. Если сломан хотя бы один стакан клапана, то есть вероятность того, что остальные стаканы и болты клапанных крышек могут в скором времени отказать и должны быть заменены. Несоблюдение этих правил может привести к серьезным авариям, травмам или смерти человека.

4. Жидкость в цилиндре

В процессе работы компрессора, а именно в процессе всасывания газа после сепарации и после прохождения его через аппарат воздушного охлаждения в цилиндр может пройти газ вместе с жидкостью. Жидкость может образоваться в результате образования конденсата, когда имело место долгое взаимодействие с окружающей средой, а именно когда газ проходил от сепаратора к аппарату воздушного охлаждения, а далее уже в камеру всасывания. В этот момент, особенно в период большого перепада температур, мог образоваться конденсат. Попавшая жидкость в цилиндр, приводит к гидроудару в силу того, что жидкость несжимаема и поршень при движении ударяется о жидкость, т.к. не в силах сжать её. Поршень, встретившись на своем пути с жидкостью, взаимодействует с ней и в результате этого появляются силы, которые не являются полезными и не действуют благоприятно на работу поршневого компрессора. Появившиеся энергия никуда не исчезает и начинает воздействовать побочно на механизмы. Приведем некоторый результат наличия жидкости в цилиндре:

Рассмотрим случай, когда в газе присутствует жидкость.

«Симптомы»:

- поломка пластин по внутреннему диаметру;

- поломка пружин;
- поломка корпуса клапана.

Причина:

- образование конденсата;
- выпадение конденсата перед компрессором;
- попадание горячего газа в холодный цилиндр;
- жидкость в газе.

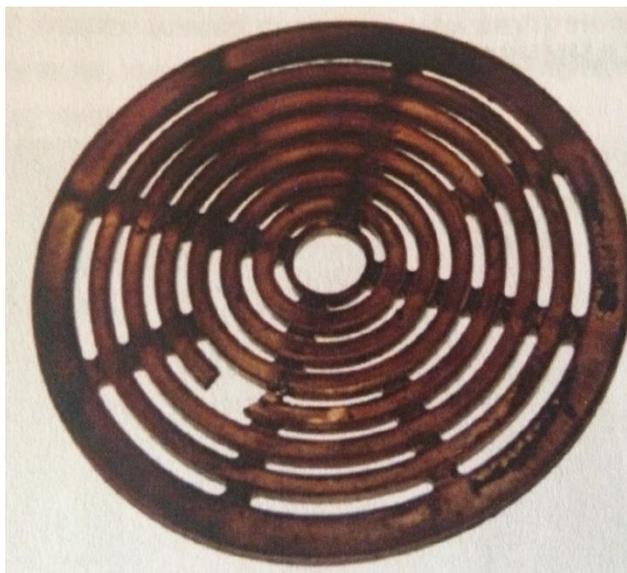


Рисунок 46 – Поломка клапана

Первоначальная причина:

- несоответствующий контроль температуры газа;
- неполная сепарация конденсата.

Решение проблемы:

- чаще дренировать сепараторы;
- пересмотреть температуру межступенчатого охлаждения газа;
- термоизоляция всасывающего трубопровода;
- заменить сепараторы.

Жидкость в газе – это нетипичная поломка так как она не была вызвана перегрузками при закрытии. Это случилось в результате прохождения через клапан жидкости или механических примесей.

Изменение подъема клапана или замена пружин не решит данную проблему.

Это не единственное последствие, возникающее в результате наличия жидкости в цилиндре. По мимо этого возникает дополнительная нагрузка на шток, крейцкопф, шатун.

Итак, нереверсивная нагрузка возникает также и при наличии жидкости в цилиндре.

5. Превышение нагрузки на шток

Так как шатун, крейцкопф, гайка крейцкопфа шатун и поршень находятся в жесткой связи между собой, то если какая-либо из частей будет нагружена на некоторую величину больше расчетной нагрузки, то нагрузка распределится по рабочим частям неравномерно. В значительной степени страдает от превышения нагрузки на шток не только он сам, но и нагрузка передается на палец крейцкопфа, крейцкопф и шатун.

Нижеприведенные иллюстрации демонстрируют растяжение и сжатие штока при разнонаправленном движении:



Рисунок 47 – Оппозитные силы сжимают шток

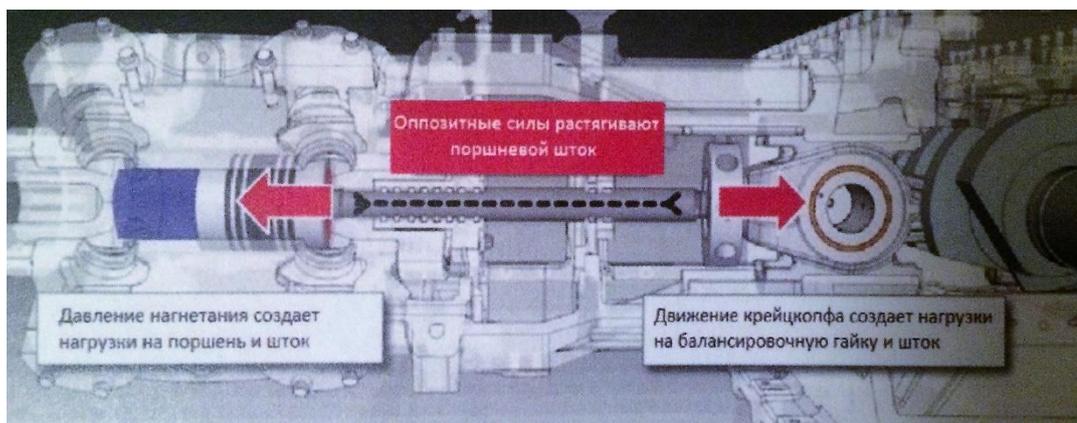


Рисунок 48 – Оппозитные силы растягивают шток

На данных иллюстрациях изображены направления оппозитных сил, т.е. направленных в разные стороны, которые сжимают либо растягивают шток. Данные силы также воздействуют на палец кривокопфа и кривокопф и задерживают на некоторое время палец кривокопфа на одной из поверхностей, не давая переместиться, то есть двигаться реверсивно.

Решением данной проблемы может стать временная разгрузка штока путем регулировки мертвого пространства.

Увеличена вероятность поломки пальца кривокопфа при:

- Использование цилиндров малых диаметров.
- Пониженной частоте вращения.
- Увеличенном мертвом пространстве со стороны крышки цилиндра.

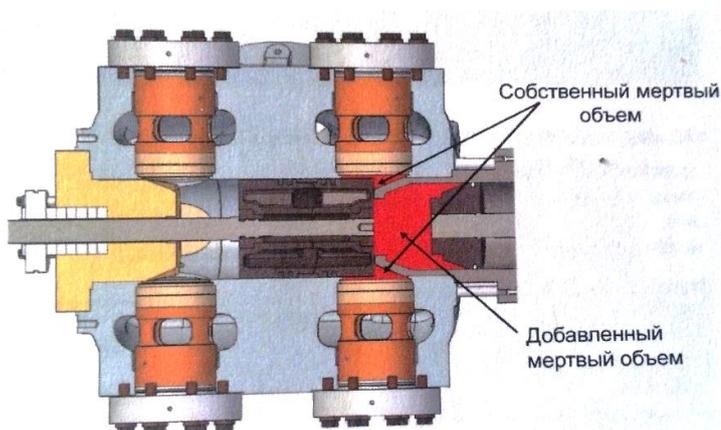


Рисунок 49 – Местоположение мертвого пространства в цилиндре

Вышеупомянутые причины поломки пальца крейцкопфа отмечены в силу того, что при возникновении этих факторов палец крейцкопфа будет относительно долгое время взаимодействовать с крейцкопфом, а именно с одной из поверхностей, не перемещаясь на другую. В это время поверхность будет испытывать масляное голодание и будет иметь место чрезмерный нагрев этой поверхности.

Технические решения, направленные на устранение нереверсивной нагрузки
1. Применение температурных датчиков.

Установка датчиков температуры на клапана всасывания и нагнетания. Принцип работы заключается в том, что каждый датчик настраивается на определенный диапазон рабочих температур, и при выходе показаний за пределы будет издаваться сигнал, который будет регистрироваться.

Датчик, издавая сигнал, даст понять оператору, что клапан достиг порогового значения температуры и требуется приостановить работу компрессора, во избежание поломок других составных частей компрессора, ряда, или самого компрессора. Данное решение позволит избежать лишние затраты, а в хорошем случае и сохранить клапан в целостности пока он не достиг температуры, при которой возникнет пластическая деформация и разрушение.

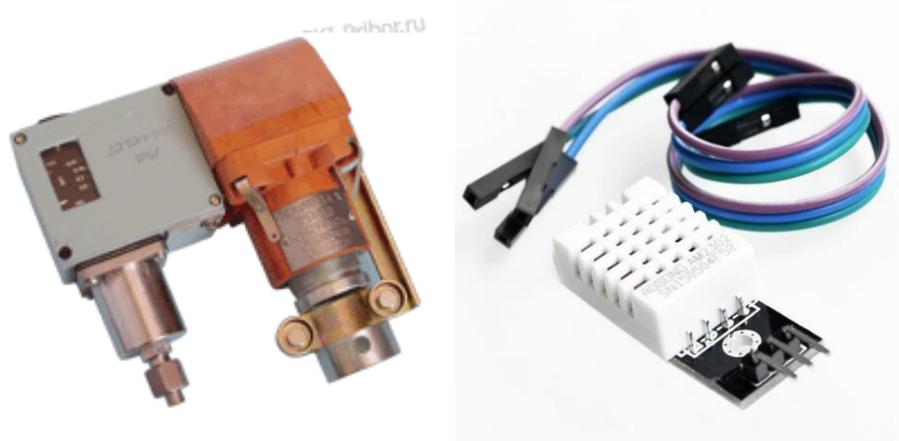


Рисунок 50 – Температурные датчики

2. Применение ультразвуковых датчиков.

Установка ультразвуковых импульсных датчиков, которые с определенной частотой будут подавать импульс на клапана. Приемник и излучатель сигналов являются совмещенными, т.е. в одном корпусе. В режиме приема сигнала, приемник будет улавливать амплитуду сигнала, заранее настроенной на генераторе импульсов и если амплитуда сигнала падает (растет), а это означает, что длина волны меняется (клапан деформируется или теряет целостность) то также издается оповещение;

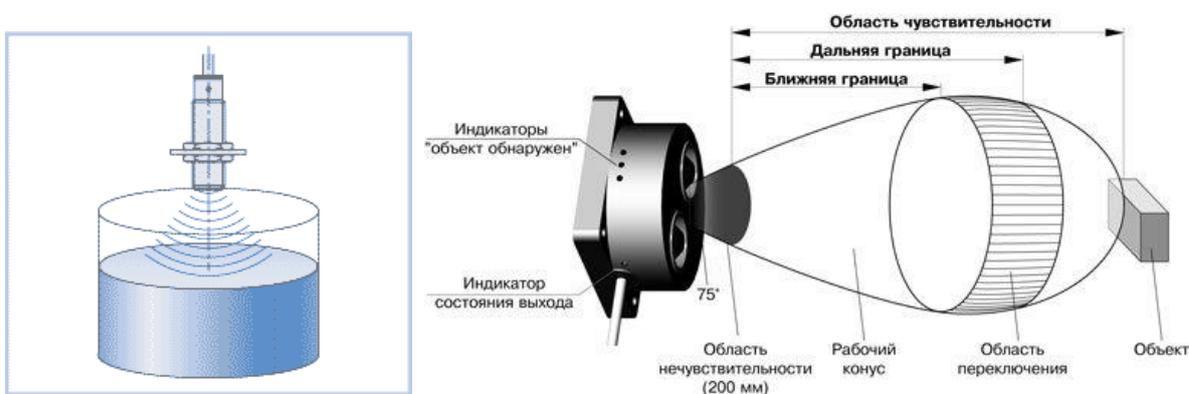


Рисунок 41 – Принцип работы датчика



Рисунок 42 - Датчики MICROSONAR UTO

Для примера возьмем существующие датчики MICROSONAR UTO, MICROSONAR UTP прежде всего предназначены для применения в автоматических системах управления производственными процессами.

Бесконтактные датчики расстояния MICROSONAR UTO, MICROSONAR UTP могут использоваться для обнаружения присутствия или отсутствия объектов или для высокоточного измерения расстояния между датчиком и целевым объектом.

Применение

Благодаря использованию ультразвука выключатели этого типа способны распознавать объекты любой структуры – стали, жидкости, порошкообразные материалы, прозрачные объекты из стекла и пластика.

Ультразвуковые выключатели выполняют свои функции в условиях запыленности, задымленности, тумана. Они не чувствительны к постороннему свету и звуку.

Наибольший эффект достигается при:

- определении уровня и высоты резервуаров;
- измерение расстояний;
- определении диаметра рулонов;
- контроле провиса, разрыва. [18].

В ультразвуковых датчиках MICROSONAR используются бесконтактные ультразвуковые принципы для обнаружения и определения положения объекта. Они работают подобно бесконтактным выключателям или передают данные о расстоянии между чувствительной поверхностью датчика и объектом. В зависимости от модели датчика выходной сигнал может быть либо 4-20 мА, либо 0-10 В и может быть задан для любой части в пределах номинального диапазона.

Точки срабатывания бесконтактного датчика могут быть настроены на любое место в пределах диапазона.

Ультразвуковые датчики серий MICROSONAR UTO, MICROSONAR UTP просты в программировании, программирование датчиков выполняется при помощи входящей в комплект поставки магнитной отвертки или при помощи программирующего соединительного провода, в кабеле датчика.

С целью отброса ложных отраженных сигналов датчик MICROSONAR усредняет программируемое количество действительных измерений расстояния. Это усредняющее количество «а» выбирается с учетом стабильности отображения, скорости движения целевого объекта и помех рабочей площадки, включая возможность наличия потерянных отраженных сигналов. Это также предполагает дальнейшую способность отброса количества «k» последовательных недействительных отраженных сигналов, используемых в случае, когда целевой объект передает отраженный сигнал низкого качества. [17].

4 Расчетно-конструкторская часть

4.1 Тепловой (термодинамический) расчёт поршневого компрессора

Газовый компрессор

В качестве исходных данных заданы:

производительность по нормальным условиям ($200 \text{ м}^3/\text{мин}$);

давление всасывания (1 МПа);

давление нагнетания (6 Мпа = 60 бар);

температура всасывания (283 К);

Распределение повышения давления по ступеням:

Общее номинальное относительное повышение давления компрессором подсчитаем по уравнению

$$\varepsilon_K = \frac{P_{H2}}{P_{вс1}} \quad (10)$$

Подставим в эту формулу имеющиеся у нас значения:

$$\varepsilon_K = \frac{6}{1} = 6 \quad (11)$$

В существующих компрессорах значения относительного повышения давления в компрессоре зависит от числа ступеней:

Таблица 3 – Выбор количества ступеней

Число ступеней	ε_K	Число ступеней	ε_K
Одна	4...7	Пять	150...1000
Две	6...30	Шесть	200...1100
Три	14...150	Семь	600...1500
Четыре	36...400		

Исходя из вышесказанного, принимаем число ступеней сжатия $z = 2$.

Номинальное относительное повышение давления во всех ступенях принимаем одинаковым:

$$\varepsilon_{cm1} = \varepsilon_{cm2} = \sqrt[\varepsilon_k]{\varepsilon_k}, \quad (12)$$

$$\varepsilon_{ст1} = \sqrt{6} = 2,44. \quad (13)$$

Номинальное давление всасывания во 2 ступень определяем по формуле:

$$P_{вс2} = P_{н1} = P_{вс1} * \varepsilon_{ст1}, \quad (14)$$

где $P_{н1}$ - давление нагнетания 1 ступени.

$$P_{вс2} = P_{н1} = 1 * 2,44 = 2,44 \text{ МПа}, \quad (15)$$

Относительные потери давления на всасывании 1 и 2 ступени определим из формулы:

$$\delta_{вс1} = 0,3 * \frac{A}{P_{вс1}^{0,25}}, \quad (16)$$

$$\delta_{вс2} = 0,3 * \frac{A}{P_{вс2}^{0,25}}, \quad (17)$$

где A – коэффициент, учитывающий совершенство компрессора, принимаем $A = 2,66$.

Отсюда:

$$\delta_{вс1} = 0,3 * \frac{2,66}{(1 * 10^6)^{0,25}} = 0,025, \quad (18)$$

$$\delta_{вс2} = 0,3 * \frac{2,66}{(2,44 * 10^6)^{0,25}} = 0,020, \quad (19)$$

Относительные потери давления на нагнетании (в нагнетательных клапанах и межступенчатом охладителе воздуха) I ступени определим по формуле

$$\delta_{н1} = 0,7 \times \frac{A}{P_{вс2}^{0,25}}, \quad (20)$$

$$\delta_{н1} = 0,7 * \frac{2,66}{(2,44*10^6)^{0,25}} = 0,047, \quad (21)$$

Относительные потери давления на нагнетании II ступени определяем без учета конечного охладителя в предположении, что потери происходят только в нагнетательных клапанах. Предполагая по аналогии со всасывающими клапанами, на которые приходится $0,3\delta_i$, что в нагнетательных клапанах относительные потери давления равны $0,3\delta_i$, получим

$$\delta_{н2} = 0,3 \times \frac{A}{P_{н2}^{0,25}}, \quad (22)$$

$$\delta_{н2} = 0,3 * \frac{2,66}{(6*10^6)^{0,25}} = 0,01, \quad (23)$$

Осредненные давления p_1 и p_2 определим по следующим формулам

$$p_{11} = (1 - \delta_{вс1}) \times p_{вс1}; \quad p_{21} = (1 + \delta_{н1}) \times p_{вс2}, \quad (24)$$

$$p_{12} = (1 - \delta_{вс2}) \times p_{вс2}; \quad p_{22} = (1 + \delta_{н2}) \times p_{н2}, \quad (25)$$

$$p_{11} = (1 - 0,025) * 1 = 0,975 \text{ МПа}, \quad (26)$$

$$p_{21} = (1 + 0,047) * 2,44 = 2,55 \text{ МПа}, \quad (27)$$

$$p_{12} = (1 - 0,02) * 2,44 = 2,39 \text{ МПа}, \quad (28)$$

$$p_{22} = (1 + 0,01) * 6 = 6,06 \text{ МПа}, \quad (29)$$

Для удобства результаты расчетов сведем в таблицу4:

Таблица 4 – Параметры ступеней

Параметр	I-я ступень	II-я ступень
Номинальное давление, МПа		
Всасывания $p_{вci}$	1	2,44
Нагнетания p_{ni}	2,44	6
Осредненное давление в цилиндре, МПа		
Всасывания p_{1i}	0,957	2,39
Нагнетания p_{2i}	2,55	6,06
Относительное повышение давления в цилиндре		
$\varepsilon_{ци} = p_{2i} / p_{1i}$	2,66	2,53

4.2 Определение коэффициентов подачи

Коэффициент подачи определяем по следующей формуле

$$\lambda_i = \lambda_{0i} \lambda_{\partial pi} \lambda_{mi} \lambda_{nli} \lambda_{вли}, \quad (30)$$

где $\lambda_{\partial p}$ – **коэффициент дросселирования**, учитывающий уменьшение производительности из-за падения давления при протекании газа через всасывающие клапаны. Его значения находятся в пределах $\lambda_{\partial p} = 0,95 \div 0,98$ [6]. Принимаем $\lambda_{\partial p1} = 0,96$; $\lambda_{\partial p2} = 0,98$.

λ_m – **коэффициент подогрева**, который учитывает уменьшение производительности из-за подогрева всасываемого газа во время процесса всасывания, т. е. за счет того, что в цилиндре в конце всасывания температура будет выше, чем в СТВ. Его значение определяем по формуле

$$\lambda_{mi} = 1 - 0,01(\varepsilon_{ци} - 1).$$

После подстановки получаем

$$\lambda_{m1} = 1 - 0,01(2,66 - 1) = 0,983, \quad (31)$$

$$\lambda_{m2} = 1 - 0,01(2,53 - 1) = 0,984, \quad (32)$$

$\lambda_{пл}$ – **коэффициент плотности**, который учитывает уменьшение производительности из-за неплотностей рабочей полости. Его значения находятся в пределах $\lambda_{пл} = 0,96 \div 0,98$ [6]. Принимаем: $\lambda_{пл1} = 0,98$; $\lambda_{пл2} = 0,97$.

λ_0 – **объемный коэффициент**, который учитывает уменьшение производительности действительного компрессора из-за расширения газа, остающегося после нагнетания в мертвом пространстве. Его значение определяем по формуле

$$\lambda_{0i} = 1 - a_m \left[\left(\frac{p_{2i}}{p_{всi}} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right], \quad (33)$$

где a_m – значение **относительного мертвого объема**. Принимаем $a_m = 0,1$ [6], m – показатель политропы. Его значение принимаем одинаковым в обеих ступенях: $m = 1,2$.

Тогда

$$\lambda_{0i} = 1 - 0,1 \left[\left(\frac{2,55}{1} \right)^{\frac{1}{1,2}} - 1 \right] = 0,882 ; \quad \lambda_{0i} = 1 - 0,1 \left[\left(\frac{6,06}{2,44} \right)^{\frac{1}{1,2}} - 1 \right] = 0,9 , \quad (34)$$

$\lambda_{вл}$ – **коэффициент влажности**, который учитывает уменьшение производительности из-за наличия водяных паров во всасываемом газе. Его значение определяем по формуле $\lambda_{влi} = 1 - v_{ki}$, где v_{ki} – **относительная доля потери производительности**, вызываемая конденсацией водяных паров в холодильнике. Величину v_{ki} определяем по формуле

$$v_{k1} = \frac{\psi p_{нп} R_{\Gamma}}{(p_{вс1} - \psi p_{нп}) R_{ен}}, \quad (35)$$

где $\psi = 0,8$ – **относительная влажность воздуха** при условиях всасывания (дана в задании); $p_{нп} = 2332$ – давление насыщенных газов при температуре всасывания в первую ступень, Па; $R_{\Gamma} = 287,2$; $R_{ен} = 462$ –

универсальные газовые постоянные соответственно сжимаемого воздуха и водяного пара, Дж/кгК.

Получаем

$$v_{k1} = \frac{0,8 \cdot 2332 \cdot 287,2}{(10^6 - 0,8 \cdot 2332) \cdot 462} = 0,00118 \quad ; \quad \lambda_{вл1} = 1 - 0,0118 = 0,9882 \quad , \quad (36)$$

Так как ψ – величина переменная, то оценивать влияние влажности можно только приближенно. Однако ошибка не будет больше 3 % от производительности компрессора. Выпадением влаги после второй ступени можно пренебречь, так как оно слишком мало ($\lambda_{вл2} = 1$) [18].

Подставим значения всех коэффициентов в формулу для расчета коэффициента подачи

$$\lambda_1 = 0,882 \cdot 0,96 \cdot 0,983 \cdot 0,98 \cdot 0,9882 = 0,8 \quad , \quad (37)$$

$$\lambda_2 = 0,9 \cdot 0,984 \cdot 0,9748 \cdot 0,97 \cdot 1 = 0,83 \quad , \quad (38)$$

$$\lambda_i = \lambda_{0i} \cdot \lambda_{opi} \cdot \lambda_{mi} \cdot \lambda_{nli} \cdot \lambda_{вли} \quad (39)$$

Для удобства результаты расчетов сведем в таблицу 5:

Таблица 5 – Результаты коэффициентов подачи

Коэффициент подачи и его составляющие	I ступень	II ступень
λ_{opi}	0,96	0,984
λ_{mi}	0,983	0,9748
λ_{nli}	0,98	0,97
λ_{0i}	0,882	0,9
$\lambda_{вли}$	0,9882	1
λ_i	0,8	0,83

4.3 Определение основных размеров и параметров ступеней

Объем описываемый поршнем I ступени определяем по формуле

$$V_{h1} = \frac{V_e}{\lambda_1}, \quad (40)$$

где V_e – производительность компрессора. Ее значение дано в задании.

Тогда

$$V_{h1} = \frac{3,33}{0,8} = 4,1 \text{ м}^3/\text{с}. \quad (41)$$

При переходе из одной ступени сжатия в другую газ охлаждается не полностью.

Температуру всасывания во II ступень определяем по формуле:

$$T_{вс 2} = T_{вс 1} + \Delta T, \quad (42)$$

где ΔT – недоохлаждение перед II ступенью (принимаем $\Delta T = 10 \text{ К}$).

Тогда

$$T_{вс 2} = 283 + 10 = 293 \text{ К}. \quad (43)$$

Объем описанный поршнем II ступени определяем из формулы

$$V_{h2} = \frac{V_e}{\lambda_2} \cdot \frac{p_{вс 1}}{p_{вс 2}} \cdot \frac{T_{вс 2}}{T_{вс 1}}; \quad (44)$$

$$V_{h2} = \frac{3,33}{0,83} \cdot \frac{1}{2,44} \cdot \frac{293}{283} = 1,7 \text{ м}^3/\text{с}, \quad (45)$$

Активные площади поршней I, II ступеней определяем из уравнения

$$F_{Pi} = \frac{2V_{hi}}{C_m}. \quad (46)$$

Так как у нас в каждой ступени по два цилиндра, то эта формула примет вид

$$F_{\Pi i} = \frac{V_{hi}}{C_m}, \quad (47)$$

где C_m – средняя скорость поршня, для компрессора JGE/4 примем, согласно таблице 2 (стр.37) 1050 фут/мин = 5,33м/с

Тогда

$$F_{\Pi 1} = \frac{4.1}{5.33} = 0,76 \text{ м}^2, \quad F_{\Pi 2} = \frac{1,7}{5,33} = 0,33 \text{ м}^2. \quad (48)$$

В ступенях двойного действия со штоком с одной стороны поршня диаметры цилиндров находятся по формуле

$$D_i = \sqrt{\frac{(F_{\Pi i} f_{um})^2}{\pi}}, \quad (49)$$

где f_{um} – площадь штока, она равна $f_{um} = \frac{0,05 \pi D_1^2}{4}$. (50)

Тогда получим выражение для расчета диаметра цилиндра в следующем виде

$$D_1 = \sqrt{\frac{4 F_{\Pi 1}}{1,95 \pi}}, \quad (51)$$

$$D_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,76}{1,95 \cdot 3,14}} = 0,7 \text{ м}, \quad (52)$$

$$f_{um} = \frac{0,05 \cdot 3,14 \cdot 0,7^2}{4} = 0,0192 \text{ м}^2. \quad (53)$$

Рассчитаем значение D_2 :

$$D_2 = \sqrt{\frac{(0,1534 + 0,0132)^2}{\pi}} = 0,324 \text{ м}. \quad (54)$$

Значения D_1 и D_2 округляем до ближайшего стандартного размера диаметра цилиндра согласно руководству по эксплуатации моделей JGB JGV [9],(стр.20),: $D_1 = 0,7016$ метра = 27,625 дюйм; $D_2 = 0,33$ метра = 13,125 дюйм.

Рассчитаем геометрические площади поршней:

$$F'_{П1} = \pi \frac{0,7016^2}{4} = 0,386 \text{ м}^2, \quad F'_{П2} = \pi \frac{0,33^2}{4} = 0,0854 \text{ м}^2. \quad (55)$$

Уточним описанные поршнями объемы после округления диаметров цилиндров и хода поршня по формуле

$$V_{hi} = \frac{1,95 C_m \pi D_i^2}{4}, \quad (56)$$

$$V_{h1} = \frac{1,95 \cdot 5,33 \cdot \pi \cdot 0,7^2}{4} = 3,99 \text{ м}^3/\text{с}, \quad V_{h2} = \frac{1,95 \cdot 5,33 \cdot \pi \cdot 0,33^2}{4} = 0,88 \text{ м}^3/\text{с}. \quad (57)$$

Проверяем производительность компрессора с учетом округления основных размеров цилиндра:

так как
$$V_e = \lambda_I \cdot V_{h1}, \quad (58)$$

получаем:

$$V_e = 0,8 \cdot 3,99 = 3,192 \text{ м}^3/\text{с}. \quad (59)$$

Согласно ГОСТ 23680–79 производительность компрессора не должна отличаться от номинальной более чем на $\pm 5\%$. В нашем случае отклонение составляет $\pm 4\%$. [20].

Основные размеры и параметры ступеней компрессора сводим в таблицу 6:

Таблица 6 - основные размеры и параметры ступеней компрессора

Параметр	I ступень	II ступень
Число цилиндров	2	2
Диаметр цилиндров D_i , м	0,7016	0,33
Площадь поршня F_{pi}' , м ²	0,386	0,0854
Объем описываемый поршнями V_{hi} , м ³ /с.	3,99	0,88

4.4 Выбор клапанов по пропускной способности

Допустимые относительные потери мощности в клапанах и соответствующие им значения критерия скорости выбираем по рекомендациям [1]:

$$\underline{\text{I ступень:}} \left(\frac{\Delta N_{кл}}{N_{ном}} \right)_{\max} = 11,2\% \Rightarrow F_{вс \max} = 0,22, \quad (60)$$

$$\underline{\text{II ступень:}} \left(\frac{\Delta N_{кл}}{N_{ном}} \right)_{\max} = 11,2\% \Rightarrow F_{вс \max} = 0,22, \quad (61)$$

Скорость звука при условиях в клапане определяем по уравнению

$$a_{зв} = \sqrt{kRT},$$

где R – газовая постоянная воздуха: $R = 287,2$ Дж/кгК.

$$a_{зв.вс.1} = \sqrt{1,4 \cdot 287,2 \cdot 283} = 339,7 \text{ м/с}, \quad (62)$$

$$a_{зв.вс.2} = \sqrt{1,4 \cdot 287,2 \cdot 293} = 343,2 \text{ м/с}, \quad (63)$$

$$a_{зв.н.1} = \sqrt{1,4 \cdot 287,2 \cdot 427,147} = 414,438 \text{ м/с}, \quad (64)$$

$$a_{зв.н.2} = \sqrt{1,4 \cdot 287,2 \cdot 433,940} = 417,706 \text{ м/с}. \quad (65)$$

Рассчитаем допустимую условную скорость газа в клапане по формуле

$$\omega_{\phi i} = F_i \cdot a_{зв i} , \quad (66)$$

где F_i – значение критерия скорости (смотри выше).

Тогда

$$\omega_{\phi .вс .1} = 0,22 \cdot 339 = 74,5 \text{ м/с}, \quad (67)$$

$$\omega_{\phi .вс .2} = 0,22 \cdot 343,2 = 75,5 \text{ м/с}, \quad (68)$$

$$\omega_{\phi .н .1} = 0,22 \cdot 414,438 = 91,176 \text{ м/с}, \quad (69)$$

$$\omega_{\phi .н .2} = 0,22 \cdot 417,706 = 91,895 \text{ м/с}. \quad (70)$$

Выберем число клапанов в обеих ступенях: $z_{кл.вс.1} = 4$; $z_{кл.вс.2} = 4$; $z_{кл.н.1} = 4$; $z_{кл.н.2} = 4$.

Определяем необходимое значение эквивалентной площади клапана по формуле

$$\Phi_i = \frac{F'_{\Pi i} C_m}{z_{кл .i} \omega_{\phi .i}} , \quad (71)$$

где C_m – средняя скорость поршня (берем из табл. 2.3).

Тогда

$$\Phi_{вс .1} = \frac{0,3 \cdot 5,33}{4 \cdot 74,5} = 52 , \quad (72)$$

$$\Phi_{вс .2} = \frac{0,0804 \cdot 5,33}{4 \cdot 75,5} = 14,1 , \quad (73)$$

$$\Phi_{н .1} = \frac{0,3 \cdot 5,33}{4 \cdot 91,176} = 43,84 , \quad (74)$$

$$\Phi_{н.2} = \frac{0,0804 \cdot 5,33}{4 \cdot 91,895} = 11,6 . \quad (75)$$

По найденным необходимым значениям эквивалентной площади клапанов подбираем стандартизованные клапаны.

I ступень

$$\Phi_{вс.1} = 62,5 , \quad \Phi_{н.1} = 53,4 ; \quad (76)$$

II ступень

$$\Phi_{вс.2} = 28,6 , \quad \Phi_{н.2} = 23,4 . \quad (77)$$

Проверка компоновки клапанов на крышке цилиндров показывает, что выбранные клапаны могут быть расположены в крышке цилиндра. [19].

4.5 Подбор пружин клапанов

Найдем скорректированное значение эквивалентной скорости газа в клапане:

$$\omega_{\phi i} = \frac{F'_{\Pi i} \cdot C_m}{z_{кл. i} \cdot \Phi_i} . \quad (78)$$

Подставим значения

$$\omega_{\phi.вс.1} = \frac{0,3 \cdot 5,33}{4 \cdot 62,5} = 63,9 \text{ м/с}, \quad \omega_{\phi.вс.2} = \frac{0,0804 \cdot 5,33}{4 \cdot 28,6} = 37,94 \text{ м/с}, \quad (79)$$

$$\omega_{\phi.н.1} = \frac{0,3 \cdot 5,33}{4 \cdot 53,4} = 74,9 \text{ м/с}, \quad \omega_{\phi.н.2} = \frac{0,0804 \cdot 5,33}{4 \cdot 23,4} = 45,5 \text{ м/с}. \quad (80)$$

Скорректируем значение критерия скорости газа в клапане:

$$F_i = \frac{\omega \phi_i}{a_{зв i}}. \quad (81)$$

Подставим значения

$$F_{вс.1} = \frac{63,9}{339,7} = 0,188, \quad F_{вс.2} = \frac{37,941}{343,2} = 0,11; \quad (82)$$

$$F_{н.1} = \frac{74,9}{414,438} = 0,18, \quad F_{н.2} = \frac{45,5}{417,706} = 0,108. \quad (83)$$

По известному скорректированному значению критерия скорости F_i находим максимальное значение потери давления в клапане в теоретическом $x_{max i}$ случае. Для этого воспользуемся графиком [6] зависимости $x_{max i}$ от F_i :

$$x_{max вс.1} = 0,06; \quad x_{max вс.2} = 0,055; \quad x_{max н.1} = 0,065; \quad x_{max н.2} = 0,1.$$

Задаем отношение: $\Theta = \frac{x_{н.о.}}{x_{max}} = 0,1 \div 0,3$ (принимаем $\Theta = 0,2$).

По известным значениям Θ и $x_{max i}$ найдем минимальное значение перепада давлений в клапане, необходимого для преодоления силы упругости пружины в полностью открытом клапане. Для этого воспользуемся формулой:

$$x_{н.о.i} = \Theta x_{max i}. \quad (84)$$

Подставим значения

$$x_{н.о.вс.1} = 0,2 \cdot 0,06 = 0,012, \quad x_{н.о.вс.2} = 0,2 \cdot 0,055 = 0,011, \quad (85)$$

$$x_{н.о.н.1} = 0,2 \cdot 0,065 = 0,013, \quad x_{н.о.н.2} = 0,2 \cdot 0,1 = 0,02. \quad (86)$$

Рассчитаем минимальный перепад давлений необходимый для полного открытия клапана по формуле:

$$\Delta p_{n.o.i} = x_{n.o.i} p_i, \quad (87)$$

где p_i – давления всасывания и нагнетания в I и II ступени (см. табл. 2.1).

Подставим значения:

$$\Delta p_{n.o.вс.1} = 0,012 \cdot 1 = 120 \text{ Н/м}^2, \quad \Delta p_{n.o.вс.2} = 0,011 \cdot 2,44 = 268,4 \text{ Н/м}^2, \quad (88)$$

$$\Delta p_{n.o.н.1} = 0,013 \cdot 2,44 = 317,2 \text{ Н/м}^2, \quad \Delta p_{n.o.н.2} = 0,02 \cdot 6 = 1200 \text{ Н/м}^2. \quad (89)$$

Находим отношение полной высоты подъема пластины к ширине прохода в щели. Значения h и b берем из стандартных данных пластинчатых клапанов.

I ступень Всасывающие клапаны: $\frac{h}{b} = \frac{3,5}{7} = 0,5$;

Нагнетательные клапаны: $\frac{h}{b} = \frac{3,0}{7} = 0,429$.

II ступень Всасывающие клапаны: $\frac{h}{b} = \frac{3,0}{8} = 0,375$;

Нагнетательные клапаны: $\frac{h}{b} = \frac{1,5}{7} = 0,214$.

На основании полученных значений отношений h/b находим коэффициент давления потока ρ_p . Для этого воспользуемся графиком коэффициента давления потока для дисковых клапанов [6]: $\rho_{p.вс.1} = 1,28$;

$$\rho_{p.вс.2} = 1,27 ; \rho_{p.н.1} = 1,275 ; \rho_{p.н.2} = 1,17 .$$

Рассчитаем приведенную силу упругости пружины по формуле

$$B_{пр.i} = \Delta p_{n.o..i} \rho_{p.i}, \quad (90)$$

Все необходимые значения известны, подставим их в приведённую формулу и получим:

$$B_{пр.вс.1} = 1200 \cdot 1,28 = 1534 \text{ Н/м}^2, \quad B_{пр.вс.2} = 3648,7 \cdot 1,27 = 4633,849 \text{ Н/м}^2,$$

$$B_{пр.н.1} = 4311,6 \cdot 1,275 = 5497,29 \text{ Н/м}^2, \quad B_{пр.н.2} = 22000 \cdot 1,17 = 25740$$

Н/м². (88)

Округляем значения приведенной силы упругости пружины до ближайшего номинального значения из стандартного ряда [6]:

$$B_{пр.вс.1} = 2750 \text{ Н/м}^2, \quad B_{пр.вс.2} = 5500 \text{ Н/м}^2,$$

$$B_{пр.н.1} = 5500 \text{ Н/м}^2, \quad B_{пр.н.2} = 30000 \text{ Н/м}^2.$$

Рассчитаем силу давления пружины на пластины клапана по формуле

$$P_{пр.ном.i} = B_{пр.i} \cdot f_{ci}, \quad (91)$$

где f_c – площадь проходного сечения в седле, она определяется по формуле:

$$f_{ci} = \frac{\Phi_i}{0,7}, \quad (92)$$

Где Φ_i - эквивалентная площадь поршня

$$f_{с.вс.1} = \frac{62,5}{0,7} = 89,286 \text{ см}^2, \quad f_{с.вс.2} = \frac{28,6}{0,7} = 40,857 \text{ см}^2, \quad (93)$$

$$f_{с.н.1} = \frac{53,4}{0,7} = 76,286 \text{ см}^2, \quad f_{с.н.2} = \frac{23,4}{0,7} = 33,429 \text{ см}^2. \quad (94)$$

и

$$P_{пр.ном.вс.1} = 2750 \cdot 0,00893 = 24,554 \text{ Н}, \quad (95)$$

$$P_{пр.ном.вс.2} = 5500 \cdot 0,00407 = 22,471 \text{ Н}, \quad (96)$$

$$P_{пр.ном.н.1} = 5500 \cdot 0,00763 = 41,957 \text{ Н}, \quad (97)$$

$$P_{пр.ном.н.2} = 30000 \cdot 0,00334 = 100,287 \text{ Н}. \quad (98)$$

На этом тепловой расчет завершён. Для удобства составим в конце итоговую таблицу 7 с его наиболее важными результатами:

Таблица 7 – Результаты расчетов[20].

№ п/п	Параметр	I ступень		II ступень	
		Всасывание	Нагнетание	Всасывание	Нагнетание
1	Число цилиндров	2		2	
2	Диаметры цилиндров D_i , м	0,7016		0,33	
3	Площадь поршня F'_{ni} , м ²	0,386		0,0854	
4	Объем описываемый поршнями V_{hi} , м ³ /с	3,99		0,88	
5	Температура T_i , К	283	293	414	417
6	Давление p_i , МПа	0,957	2,39	0,957	2,39
7	Число клапанов z_i	4	4	4	4
8	Коэффициент подачи λ_i	0,8		0,83	
9	Индикаторная мощность N_{ii} , кВт	341,656		348,012	

В проделанных расчетах были подобраны число цилиндров, их диаметры, а также были рассчитаны площади поршней, штока, потери давления. Были рассчитаны коэффициенты подачи. Также были рассчитаны основные размеры и параметры ступеней, а именно: объем описываемый поршнем, температуру в обеих ступенях. Выполнен расчет клапанов по пропускной способности, а также подбор пружин клапанов

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

Студенту:

Группа	ФИО
4ЕЗ1	Сироткину Алексею Сергеевичу

Институт	ИПР	Кафедра	ТПМ
Уровень образования	бакалавриат	Направление/профиль	151000 «Технологические машины и оборудование» / «Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов»

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

<i>1. Стоимость ресурсов научного исследования (НИ): материально-технических, энергетических, финансовых, информационных и человеческих</i>	<i>Стоимость материальных ресурсов определялась по средней стоимости по г. Томску, стоимость интернета – 360 руб. в месяц</i>
<i>2. Нормы и нормативы расходования ресурсов</i>	<i>Устанавливаются в соответствии с заданным уровнем нормы оплат труда: 30 % премии к заработной плате 20 % надбавки за профессиональное мастерство 1,3 - районный коэффициент для расчета заработной платы.</i>
<i>3. Используемая система налогообложения, ставки налогов, отчислений, дисконтирования и кредитования</i>	<i>Общая система налогообложения с учетом льгот для образовательных учреждений 27,1% отчисления во внебюджетные фонды.</i>

Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:

<i>1. Оценка коммерческого потенциала, перспективности и альтернатив проведения НИ с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения</i>	<i>1. Определение ресурсной (ресурсосберегающей), финансовой, бюджетной, социальной и экономической эффективности исследования. 2. Оценка коммерческого потенциала и перспективности проведения научных исследований. 3. Определение возможных альтернатив проведения научных исследований, отвечающих современным требованиям в области ресурсоэффективности и ресурсосбережения.</i>
<i>2. Планирование и формирование бюджета научно-исследовательских работ</i>	<i>Бюджет научно – технического исследования (НТИ) 1. Структура работ в рамках научного исследования. 2. Определение трудоемкости выполнения работ. 3. Разработка графика проведения научного исследования. 4. Бюджет научно-технического исследования. 5. Основная заработная плата исполнителей. 6. Дополнительная заработная плата</i>

	исполнительной темы. 7. Отчисление во внебюджетные фонды. 8. Накладные ресурсы. 9. Формирование бюджета затрат научно-исследовательского проекта.
3. <i>Ресурсоэффективность</i>	1. <i>Определение интегрального показателя эффективности научного исследования.</i> 2. <i>Расчет показателей ресурсоэффективности.</i>
Перечень графического материала (с точным указанием обязательных чертежей):	
1. <i>Оценка конкурентоспособности технических решений.</i> 2. <i>Матрица SWOT.</i> 3. <i>Определение возможных альтернатив проведения научных исследований.</i> 4. <i>Альтернативы проведения НИ.</i> 5. <i>График проведения и бюджет НИ.</i>	

Дата выдачи задания для раздела по линейному графику	01.05.2017
---	------------

Задание выдал консультант:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Антонова И.С.	К.Э.Н.		

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4Е31	Сироткин Алексей Сергеевич		

5. Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение

Потенциальные потребители результатов исследования

Продукт: Поршневой компрессор «Ariel» JGJ-4

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

Таблица 8 – Нефтяные и газовые компании

		Вид исследования поршневого компрессора		
		Изучение поршневого компрессора	Исследование проблемы нереверсивной нагрузки	Выполнение расчетов компрессора
Размер компании	Крупные			
	Средние			
	Мелкие			

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

В различных исследованиях поршневого компрессора Ariel нуждаются в основном крупные компании, так как данный компрессор имеет высокий диапазон рабочих давлений, что позволяет утилизировать попутный нефтяной газ, сжигание которого карается законом. Каждая компания с экономической точки зрения заинтересована в данных компрессорах, т.к. они обладают высокой производительностью, широким диапазоном давлений и высокой степенью сжатия.

Исследование различных проблем, возникающих в процессе работы компрессора, является немаловажной частью, т.к. их решение будет

способствовать сохранению бюджета компании, рабочей силы обслуживающего персонала.

Моделирование процессов движения механизмов в компрессоре имеет не мало важную роль для выявления проблем, так как при их создании в специальных программах, типа SolidWorks, Ansys, можно исследовать все силы, действующие на рабочие элементы, как они будут вести себя в рабочем режиме, где будут максимальные нагрузки, и как эти нагрузки повлияют на механизмы. На основе моделирования ведется исследование, учитываются все силы, возникающие в процессе работы, а также приводятся возможные последствия от воздействия этих сил.

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 9 – 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 однорядного поршневого компрессора;

Б_{к1} – Применение четырехрядного поршневого компрессора;

Б_{к2} – Применение двухрядного поршневого компрессора.

По таблице 9 видно, что наиболее эффективно использовать двухрядный поршневой компрессор, так же он является наиболее

конкурентоспособным к другим видам, так как обладает рядом преимуществ, например, высокая степень сжатия и возможность сжимать газ низкого давления из-за наличия на первой ступени сжатия цилиндра большого диаметра.

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

$$k1 = \frac{Бф}{Бк1} = \frac{39}{36} = 1,1 \quad (99)$$

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 10 – Интерактивная матрица возможностей и сильных сторон проекта

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

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

Таблица 11 – Интерактивная матрица возможностей и слабых сторон проекта

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

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

Таблица 12 - Интерактивная матрица угроз и сильных сторон проекта

Угрозы проекта		C1	C2	C3	C4
	У1	-	-	-	-
	У2	0	0	-	+

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

Таблица 13 – Интерактивная матрица угроз и слабых сторон проекта

Угрозы проекта		Сл1	Сл2	Сл3
	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 14).

Таблица 14 - Матрица SWOT

	<p>Сильные стороны научно-исследовательского проекта: С1: Простота механизма; С2.Отсутствие необходимости закупки лабораторных стендов для проведения исследований; С3. Использование 3D моделирования; С4.Определение возможных причин возникновения неререверсивной нагрузки до его начала работы. С5. Квалифицированный персонал.</p>	<p>Слабые стороны научно-исследовательского проекта: Сл1. Использование некоторых упрощений (например, не учитываем материалы взаимодействующих деталей); Сл2. Отсутствие возможности проверки предлагаемых технических решений на лабораторных стендах; Сл3. Возможность возникновения ошибок в программном обеспечении.</p>
<p>В1. Использование информации предприятий, эксплуатирующих данные системы; В2. Сотрудничество с представителями данной продукции на семинарах; В3. Существование потенциального спроса на данное исследование со стороны нефтяных предприятий; 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; Мероприятия, которые позволят использовать сильные стороны и возможности: используем паспортные данные и устройство по эксплуатации данного оборудования в целях добычи необходимой информации для проведения исследований.</p>	<p>У2Сл1- угроза развития принципиально новых технологий за счет использования новых менее изнашивающихся материалов. Необходимо исследовать и изучить материалы, которые используются в исследуемых механизмах.</p>

<p>Угрозы: У1. Отсутствие возможности внедрения разработок; У2. Развитие принципиально новых технологий.</p>	<p>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.</p>	<p>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;</p>
--	--	--

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 15.

Таблица 15 – 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

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:

$$t_{ожі} = \frac{3t_{mini} + 2t_{maxi}}{5}, \quad (100)$$

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 %.

$$T_{pi} = \frac{t_{ожі}}{ч_i}, \quad (101)$$

где

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

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

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

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:

$$T_{ki} = T_{pi} * k_{\text{кал}}, \quad (102)$$

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:

$$k_{\text{кал}} = \frac{T_{\text{кал}}}{T_{\text{кал}} - T_{\text{вых}} - T_{\text{пр}}}, \quad (103)$$

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.

$$k_{\text{кал}} = \frac{365}{365 - 51 - 14} = 1,22 \quad (104)$$

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

Все рассчитанные значения сведены в таблице 16.

Таблица 16 – Временные показатели проведения научного исследования

Название работы	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	$t_{ож}$, 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	3	5	3,8	Руководитель,	2	5

исследования				Исполнитель		
Составление пояснительной записки	7	16	11,4	Руководитель, Исполнитель	6	9

На основе таблицы 16 строим план график.

Таблица 17 – Календарный план график проведения НИР по теме

№ п/п	Вид работ	Исполнители	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						□								
7	Оценка результатов	Р, И	3,8											■	□		

	исследования													
8	Составление пояснительной записки	Р, И	9											

- руководитель
 - исполнитель

Бюджет научно-технического исследования

Затраты на специальное оборудование и материальные затраты отсутствуют, поскольку настоящее исследование не требует закупки оборудования, сырья, материалов, запасных частей. В моем научно-техническом исследовании изготовление опытного образца не производится, поэтому затраты на его производство отсутствуют.

Для проведения научного исследования нам необходим компьютер, с установленным на него специальных программ и с нужным нам программным обеспечением.

Затраты на покупку компьютера:

$$Z = d_k + d_{по} = 24000 + 2000 = 26000 \text{ руб.} \quad (105)$$

где d_k – стоимость компьютера;

$d_{по}$ – стоимость программного обеспечения.

Установка специальных программ для исследования и моделирования объекта производится бесплатно.

Основная заработная плата исполнителей темы

В данную статью включается основная заработная плата научных и инженерно-технических работников, а также рабочих опытных производств, непосредственно участвующих в выполнении работ по данной теме. Величина 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 18 - Расчет основной заработной платы

№	Наименование этапов	Исполнители по категориям	Трудоемкость, чел.-дн.	Заработная плата, приходящаяся на один чел.-дн., тыс. руб.	Всего заработная плата по тарифу(окладам), 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 теоретических расчетов и обоснование	Исполнитель	8	0,23	1,84
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:

$$Z_{зп} = Z_{осн} + Z_{доп} , \quad (106)$$

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:

$$Z_{\text{осн}} = T_p \cdot Z_{\text{дн}}, \quad (107)$$

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:

$$Z_{\text{дн}} = \frac{Z_M \cdot M}{F_d} = \frac{51413 \cdot 10,4}{199} = 2661 \text{ руб}, \quad (108)$$

где Z_M – 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_d – действительный годовой фонд рабочего времени научно-технического персонала, раб. дн.

Таблица 19 - *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	199	175

рабочего времени		
------------------	--	--

Месячный должностной оклад работника:

$$Z_m = Z_{tc} \cdot (1 + k_{пр} + k_d) \cdot k_p = 23264 \cdot (1 + 0,3 + 0,4) \cdot 1,3 = 51413 \text{ руб.},$$

где Z_{tc} – заработная плата по тарифной ставке, руб.;

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

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_{tc});

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

Тарифная заработная плата Z_{tc} находится из произведения тарифной ставки работника 1-го разряда $T_{ci} = 600$ руб. на тарифный коэффициент k_t и учитывается по единой для бюджетной организации тарифной сетке. Для предприятий, не относящихся к бюджетной сфере, тарифная заработная плата (оклад) рассчитывается по тарифной сетке, принятой на данном предприятии.

За основу оклада берется ставка работника ГПУ, согласно занимаемой должности. Из таблицы окладов для доцента (степень – кандидат наук) – 23264 руб., для ассистента (степень отсутствует) – 14584 руб.

Таблица 20 - Расчет основной заработной платы

Исполнители	Z_{tc} , 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	23264	0,3	0,4	1,3	51413	2,674	20	53,48
Исполнитель	14584	0	0	1,3	18959	1,126	37	41,66
Итого:								95,14

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:

$$З_{\text{доп}} = k_{\text{доп}} \cdot З_{\text{осн}} = 0,13 \cdot 53480 = 6952 \text{ руб}; \quad (109)$$

$$З_{\text{доп}} = k_{\text{доп}} \cdot З_{\text{осн}} = 0,13 \cdot 41660 = 5416 \text{ руб}, \quad (110)$$

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

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:

$$З_{\text{внеб}} = k_{\text{внеб}} \cdot (З_{\text{осн}} + З_{\text{доп}}) = 0,271 \cdot (53480 + 6952) = 16377 \text{ руб},$$

где $k_{\text{внеб}}$ – коэффициент отчислений на уплату во внебюджетные фонды (пенсионный фонд, фонд обязательного медицинского страхования и пр.). На 2014 г. в соответствии с Федеральным законом от 24.07.2009 №212-ФЗ установлен размер страховых взносов равный 30%. На основании пункта 1 ст.58 закона №212-ФЗ для учреждений, осуществляющих образовательную и научную деятельность, в 2014 году водится пониженная ставка – 27,1%.

Таблица 21 - Отчисления во внебюджетные фонды

Исполнитель	Основная заработная плата, тыс. руб	Дополнительная заработная плата, тыс. руб
	Исп. 1	
Руководитель	53,480	6,952
Исполнитель проекта	41,660	5,416
Коэффициент отчислений во внебюджетные фонды	0,271	
Итого		
Исполнение 1	29,134	

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:

$$Z_{\text{накл}} = (\text{сумма статей } 1 \div 7) \cdot k_{\text{нр}} = (Z_{\text{осн}} + Z_{\text{доп}} + Z_{\text{внеб}}) \cdot 0,16 = \\ = (95140 + 12368 + 29134) \cdot 0,16 = 21863 \text{ руб,}$$

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 22 - Расчет бюджета затрат НИИ

Наименование статьи	Сумма, руб.	Примечание
1. Затраты по основной заработной плате исполнителей темы	95140	
2. Затраты по дополнительной заработной плате исполнителей темы	12368	
3. Отчисления во внебюджетные фонды	29134	
4. Затраты на покупку компьютера	28000	
5. Прочие расходы	21863	
6. Бюджет затрат НИИ	186505	Сумма ст. 1-5

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 соотносится финансовые значения по всем вариантам исполнения.

Интегральный финансовый показатель разработки определяется как:

$$I_{\text{финр}}^{\text{исп } i} = \frac{\Phi_{pi}}{\Phi_{\text{max}}} = \frac{186505}{186505} = 1, \quad (111)$$

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 размах (значение больше единицы), либо соответствующее численное удешевление стоимости разработки в размах (значение меньше единицы, но больше нуля).

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

$$I_{pi} = \sum a_i \cdot b_i, \quad (112)$$

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 коэф.	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. Ремонтпригодность	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 по формуле 112:

$$I_p = 0,1 \cdot 5 + 0,15 \cdot 4 + 0,15 \cdot 5 + 0,2 \cdot 5 + 0,25 \cdot 4 + 0,15 \cdot 5 = 4,6$$

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

$$I_p = 0,1 \cdot 4 + 0,15 \cdot 4 + 0,15 \cdot 4 + 0,2 \cdot 4 + 0,25 \cdot 4 + 0,15 \cdot 4 = 4$$

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

Таким образом, проведение исследований поршневого компрессора «Ariel» являются актуальными, т.к. модернизирование компрессора делает 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
4Е31	Сироткину Алексею Сергеевичу

Институт	ИПР	Кафедра	ТПМ
Уровень образования	бакалавриат	Направление/профиль	15.03.02 «Технологические машины и оборудование» / «Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов»

Исходные данные к разделу «Социальная ответственность»:

<p>1. Описание рабочего места (рабочей зоны, технологического процесса, механического оборудования) на предмет возникновения:</p> <ul style="list-style-type: none"> – вредных проявлений факторов производственной среды (метеоусловия, вредные вещества, освещение, шумы, вибрации, электромагнитные поля, ионизирующие излучения) – опасных проявлений факторов производственной среды (механической природы, термического характера, электрической, пожарной и взрывной природы) – негативного воздействия на окружающую природную среду (атмосферу, гидросферу, литосферу) – чрезвычайных ситуаций (техногенного, стихийного, экологического и социального характера) 	<p>Рабочее место – дожимная компрессорная станция. Оборудование: поршневой компрессор. Вредные факторы: - повышенный уровень шума на рабочем месте; - повышенный уровень вибрации. Опасные факторы: - повышенная температура маслосистемы; - пожароопасность; - наличие вращающихся механизмов. Воздействие на окружающую среду: - загрязнение атмосферы; - загрязнение гидросферы; - загрязнение литосферы. Возникновение чрезвычайных ситуаций: - аварийная остановка при выходе из строя крейцкопфа; - нарушение рабочего режима маслосистемы; - аварийная остановка при превышении уровня вибрации; - пожар при повреждении системы подачи газа.</p>
<p>2. Перечень законодательных и нормативных документов по теме</p>	<p>ГОСТ 12.0.003-74 ССБТ. Опасные и вредные производственные факторы. Классификация. ГОСТ 12.1.012-2004 ССБТ. Вибрационная безопасность. Общие требования. ГОСТ 12.1.003-83 ССБТ. Шум. Общие требования ГОСТ 12.1.029-80 ССБТ. Средства и методы защиты от шума. Общие требования. ГОСТ 12.2.062-81 Оборудование производственное. Ограждения защитные. СанПиН 2.2.1/2.1.1.1200-03 Санитарно-защитные зоны и санитарная классификация предприятий, сооружений и иных объектов.</p>
Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:	
<p>1. Анализ выявленных вредных факторов проектируемой производственной среды в следующей последовательности:</p> <ul style="list-style-type: none"> – физико-химическая природа вредности, её связь с разрабатываемой темой; 	<p>Физико-химическая природа вредных факторов: - повышенные уровни шума; - повышенные уровни вибрации. Действие факторов на организм человека:</p>

<ul style="list-style-type: none"> - действие фактора на организм человека; - приведение допустимых норм с необходимой размерностью (со ссылкой на соответствующий нормативно-технический документ); - предлагаемые средства защиты (сначала коллективной защиты, затем – индивидуальные защитные средства) 	<ul style="list-style-type: none"> - ухудшение слуха; - влияние на нервную систему; - раздражение человека; - нарушение работы сердечно-сосудистой системы; - головные боли; - тошнота. <p>Средства коллективной защиты:</p> <ul style="list-style-type: none"> - шумопоглощающая изоляция; - звукоизолирующие кожухи; - активные средства виброзащиты. <p>Средства индивидуальной защиты:</p> <ul style="list-style-type: none"> - противошумные наушники; - противошумные вкладыши; - вибродемпфирующие перчатки; - рукавиц.
<p>2. Анализ выявленных опасных факторов проектируемой производственной среды в следующей последовательности</p> <ul style="list-style-type: none"> - механические опасности (источники, средства защиты); - термические опасности (источники, средства защиты); - электробезопасность (в т.ч. статическое электричество, молниезащита – источники, средства защиты); - пожаровзрывобезопасность (причины, профилактические мероприятия, первичные средства пожаротушения) 	<p>Источник опасных факторов:</p> <ul style="list-style-type: none"> - работающие клапана; - маслосистема. <p>Средства защиты:</p> <ul style="list-style-type: none"> - защитные экраны; - термостойкие перчатки; - системы пожаротушения. <p>Причины пожаров:</p> <ul style="list-style-type: none"> - механическое повреждение патрубков; - утечка газа. <p>Профилактические мероприятия:</p> <ul style="list-style-type: none"> - обучение пожарной ТБ; - контроль оборудования. <p>Первичные средства пожаротушения:</p> <ul style="list-style-type: none"> - огнетушитель; - песок.
<p>3. Охрана окружающей среды:</p> <ul style="list-style-type: none"> - защита селитебной зоны - анализ воздействия объекта на атмосферу (выбросы); - анализ воздействия объекта на гидросферу (сбросы); - анализ воздействия объекта на литосферу (отходы); - разработать решения по обеспечению экологической безопасности со ссылками на НТД по охране окружающей среды. 	<p>Защита селитебной зоны: учет санитарно-защитной зоны при строительстве газоперекачивающих станций.</p> <p>Воздействие на атмосферу:</p> <p>выбросы продуктов сгорания топлива, содержащие:</p> <ul style="list-style-type: none"> - продукты полного сгорания горючих компонентов топлива; - компоненты неполного сгорания топлива. <p>Воздействие на гидросферу:</p> <p>возможный разлив смазочно-охлаждающих жидкостей.</p> <p>Воздействие на литосферу:</p> <p>твердые бытовые отходы при техническом обслуживании и ремонте газотурбинных установок.</p> <p>Решения по обеспечению экологической безопасности:</p> <ul style="list-style-type: none"> - соблюдение инструкций при операциях по наливу и сливу смазочно-охлаждающих жидкостей; - Все работники должны быть обучены безопасности труда в соответствии с ГОСТ 12.0.004-90; - применение индивидуальных средств защиты по типовым отраслевым нормам при работе с нефтепродуктами.
<p>4. Защита в чрезвычайных ситуациях:</p> <ul style="list-style-type: none"> - перечень возможных ЧС на объекте; - выбор наиболее типичной ЧС; 	<p>Возможные ЧС на объекте:</p> <ul style="list-style-type: none"> - аварийная остановка при превышении уровня вибрации;

<ul style="list-style-type: none"> - разработка превентивных мер по предупреждению ЧС; - разработка мер по повышению устойчивости объекта к данной ЧС; - разработка действий в результате возникшей ЧС и мер по ликвидации её последствий 	<p>- аварийная остановка при превышении уровня шума;</p> <p>-аварийная остановка при превышении допустимой температуры деталей компрессора;</p> <p>В случае возникновения аварийной ситуации необходимо действовать согласно инструкции, предписанной данному предприятию на случай возникновения ЧС.</p>
<p>5. Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности:</p> <ul style="list-style-type: none"> - специальные (характерные для проектируемой рабочей зоны) правовые нормы трудового законодательства; - организационные мероприятия при компоновке рабочей зоны 	<p>Правила безопасного ведения работ регламентируются ПБ 12-368-00 "Правила безопасности в газовом хозяйстве". 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.</p> <p>Действующая с 1 января 2014 г. редакция ТК РФ определяет, что работникам, занятым на работах с вредными и (или) опасными условиями труда, положены следующие гарантии и компенсации:</p> <p>1) сокращенная продолжительность рабочего времени с возможностью выплаты денежной компенсации за работу в пределах общеустановленной 40-часовой рабочей недели (ст. 92 ТК РФ);</p> <p>2) ежегодный дополнительный оплачиваемый отпуск работникам с возможностью выплаты компенсации за часть такого отпуска, превышающую минимальную продолжительность (ст. 117 ТК РФ);</p> <p>3) повышенная оплата труда работников (ст. 147 ТК РФ).</p>
<p>Перечень графического материала:</p>	
<p>При необходимости представить эскизные графические материалы к расчётному заданию (обязательно для специалистов и магистров)</p>	

<p>Дата выдачи задания для раздела по линейному графику</p>	<p>01.05.2017</p>
--	-------------------

Задание выдал консультант:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
<p>Ассистент</p>	<p>Невский Е.С.</p>			

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
<p>4Е31</p>	<p>Сироткин Алексей Сергеевич</p>		

6. Социальная ответственность

Выпускная квалификационная работа посвящена исследованию реверсивной нагрузки в поршневых компрессорах «Ariel», которые используются для компримирования газа в различных областях, а именно нефтегазовых промыслах, автозаправочных станциях, а также на перерабатывающих заводах. В связи с этим данный раздел ВКР посвящен анализу возможных опасных и вредных факторов при работе с поршневым компрессором «Ariel».

В качестве персонала рассматривается машинист технологических компрессоров.

Рабочим местом машиниста является машинный зал газоперекачивающего агрегата.

В обязанности машиниста входит обслуживание щитов управления агрегатного уровня, отдельных технологических компрессоров. Запуск и остановка газоперекачивающих агрегатов, регулирование технологического режима их работы, контроль над работой технологического оборудования. Ремонт компрессоров и их приводов, узлов газовых коммуникаций, аппаратов и вспомогательного оборудования цехов, выявление и устранение неисправностей в работе газоперекачивающих агрегатов. Ведение ремонтных журналов.

Основной целью раздела является рассмотрение оптимальных норм для улучшения условий труда, обеспечения производственной безопасности человека, повышения его производительности, сохранения работоспособности в процессе деятельности, а также охраны окружающей среды.

Описание рабочего места на предмет возникновения опасных и вредных факторов, вредного воздействия на окружающую среду

Согласно ГОСТ 12.0.003-74 ССБТ «Опасные и вредные факторы производства» можно выделить следующие вредные факторы производственной среды на дожимной компрессорной станции при работе с поршневым компрессором:

- повышенный уровень шума на рабочем месте;
- повышенный уровень вибрации.

Непосредственными источниками шума и вибрации являются поршневой компрессор и привод компрессора. В зависимости от мощности, в компрессоре, работающем с частотой вращения 1500 об/мин, полный цикл в 360 градусов повторяется каждые 0,04 или 1/25 секунды, что значительно повышает шум подшипниковых узлов.

Наличие даже минимального дисбаланса в технической системе многократно преумножается в сильные вибрации, которые воздействуют на машинистов, работающих в непосредственной близости от ПК.

К опасным факторам относятся следующие:

- повышенная температура маслосистемы;
- пожароопасность;
- наличие вращающихся механизмов.

Поршневой компрессор – это энергетическая установка, привод который может использовать как природный газ, так и дизельное топливо, а также электроэнергию, в зависимости от типа привода. Газ при смешении с воздухом образует взрывоопасную смесь. Утечки газа на дожимной компрессорной станции могут достичь высокой концентрации и привести к взрыву и последующему пожару на предприятии.

Воздействие на окружающую среду оказывают выхлопной газ с механическими примесями, возможные разливы смазочно-охлаждающих

жидкостей, твердые бытовые отходы, образуемые при ремонтных операциях поршневого компрессора, привода и других систем, находящихся на ДКС.

Анализ выявленных вредных факторов проектируемой производственной среды

В зависимости от длительного и интенсивного воздействия шума происходит снижение чувствительности органов слуха, которое выражается временным смещением порога слышимости, исчезающим после прекращения воздействия шума. При большой интенсивности и длительности шума происходят такие необратимые потери слуха, как тугоухость, которая характеризуется постоянной изменой порога слышимости.

Повышенный шум влияет на репродуктивную функцию человека, нервную и сердечно-сосудистую системы, вызывает нарушение сна, раздражение, агрессивность, утомление, способствует психическим заболеваниям.

Пагубное воздействие оказывает даже шум, не ощущаемый ухом человека (находящийся за пределами чувствительности его слухового аппарата): инфразвуки, к примеру, вызывают чувство тревоги, боли в ушах и позвоночнике, а при длительном воздействии сказываются на нарушении периферического кровообращения.

Также шум влияет на производительность труда. Увеличение уровня шума на 1-2 дБ приводит к снижению производительности труда на 1%.

По ГОСТ 12.1.003-83 «Шум. «Общие требования безопасности» допустимый уровень шума на рабочем месте дожимной компрессорной станции 80 дБ. Однако при работе уровень шума может достигать 120 дБ.

Для снижения вредного воздействия шума на организм человека необходимо применение коллективных и индивидуальных средств защиты.

Согласно ГОСТ 12.1.029-80 «Средства и методы защиты от шума. Классификация» внутреннюю часть стен блока, где находится ПК, можно покрыть шумопоглощающей изоляцией. Также возможно применение звукоизолирующего кожуха непосредственно для поршневого компрессора.

В качестве средств индивидуальной защиты по ГОСТ 12.1.029-80 персонал необходимо снабдить противошумными наушниками, закрывающими ушную раковину снаружи, либо противошумными вкладышами, перекрывающими наружный слуховой проход и прилегающие к нему.

Воздействие вибрации на организм человека может привести к появлению вибрационной болезни, которая проявляется в нарушении работы сердечно-сосудистой и нервной систем, в поражении мышечных тканей и суставов, нарушении функций опорно-двигательного аппарата.

Воздействие локальной вибрации на организм человека приводит к головным болям, тошноте; оказывает воздействие на процесс кровообращения и нервные окончания. По ГОСТ 26568-85 к коллективным средствам защиты от вибрации относятся активные средства виброзащиты.

К индивидуальным средствам защиты от вибрации относятся специальные вибродемпфирующие перчатки, рукавицы, нагрудники, специальные костюмы, обувь.

Анализ выявленных опасных факторов проектируемой производственной среды

На дожимной компрессорной станции основным рабочим органом является привод и поршневой компрессор. На данных агрегатах имеются различные детали, находящиеся под воздействием высокого давления. При несвоевременном обслуживании агрегата возможен срыв, раскрепление этих деталей, которые приведут к повреждению агрегата и травмированию человека. В качестве средств защиты необходимо использовать защитные экраны, закрывающие непосредственно рабочие части агрегата по ГОСТ 12.2.062-81.

Маслосистема представлена совокупностью трубопроводов, окутывающих ПК. Контакт с системой при работающем агрегате может привести к ожогам различной степени, в зависимости от времени контакта и

температуры. В качестве средства защиты необходимо использовать термостойкие перчатки.

Причиной пожара может стать утечка газа, дизельного топлива, которые используются в качестве топлива в приводе. В качестве меры профилактики должны использоваться системы контроля загазованности. На компрессорной станции должна предусматриваться система пенного пожаротушения, состоящая из резервуара с водой, насосной станции, сети пенных трубопроводов. Также должен быть противопожарный трубопровод с установленными гидрантами. Обязательно наличие огнетушителей на территории компрессорной станции.

Охрана окружающей среды

Защита селитебной зоны

При строительстве дожимных компрессорных станций, в которых в качестве привода поршневых компрессоров используются газопоршневые, дизельные двигатели, газотурбинные установки, учитываются нормы санитарно-защитной зоны согласно СанПиН 2.2.1/2.1.1.1200-03. Для снижения неблагоприятного воздействия на организм человека и на окружающую среду для станции данная зона составляет 500м. С целью уменьшения загрязнения атмосферного воздуха вредными веществами, выделяемыми приводами, размещение приводов осуществляется с учетом господствующего направления ветра, чтобы уменьшить попадание веществ, загрязняющих атмосферный воздух, на селитебную зону.

Воздействие на атмосферу

У привода поршневого компрессора используется в качестве топлива природный газ, дизельное топливо. В общем случае продукты сгорания данного топлива могут содержать:

- продукты полного сгорания горючих компонентов топлива;
- компоненты неполного сгорания топлива.

Выхлопные газы с продуктами неполного сгорания загрязняют атмосферу. Частицы, содержащиеся в выхлопном газе, наносят вред здоровью человека, попадая в органы дыхания. Для снижения концентрации вредных веществ выхлопных газов необходима более тщательная подготовка топливного газа, для снижения содержания механических примесей.

Воздействие на гидросферу

Возможным воздействием может являться разлив смазочно-охлаждающих жидкостей, а также отработанного масла поршневого компрессора и двигателя, в случае несоблюдения правил замены жидкостей и их транспортировки.

Воздействие на литосферу

Работа поршневого компрессора и его привода подразумевает осуществление регулярного технического обслуживания. Замена отработавших материалов и узлов приводит к образованию твердых отходов производства (металлолом, фторопласт, прочий бытовой и технический мусор). Для утилизации бытовых отходов применяются полигоны твердых бытовых отходов.

Решения по обеспечению экологической безопасности

При выполнении работ по наливу, сливу, зачистке транспортных средств и хранилищ следует соблюдать инструкции и правила техники безопасности, производственной санитарии и пожарной безопасности, разработанные для каждого предприятия с учетом специфики производства.

Работающие с нефтепродуктами должны быть обучены безопасности труда в соответствии с ГОСТ 12.0.004-90.

При работе с отработанными нефтепродуктами, являющимися легковоспламеняющимися и ядовитыми веществами, необходимо применять индивидуальные средства защиты по типовым отраслевым нормам. Для предотвращения загрязнения окружающей

среды нефтепродуктами, уменьшения пожарной опасности и улучшения условий труда рекомендуются установки герметичного налива и слива, стационарные шланговые устройства, системы автоматизации процессов сливно-наливных операций.

Режим слива и налива нефтепродуктов, конструкция и условия эксплуатации средств хранения и транспортирования должны удовлетворять требованиям электростатической искробезопасности по ГОСТ 12.1.018-93.

Устройства полигонов твердых бытовых отходов должны организовываться в соответствии с СанПиНом 2.1.7.722-98.

Защита в чрезвычайных ситуациях

Перечень возможных ЧС на объекте

Возможные ЧС на объекте:

- аварийная остановка при превышении частоты вращения;
- нарушение рабочего режима маслосистемы;
- аварийная остановка при превышении уровня вибрации;
- аварийная остановка при превышении уровня шума;
- аварийная остановка при превышении допустимой температуры деталей компрессора;
- дисбаланс коленчатого вала и, как следствие, разрушение компрессора;
- пожар при повреждении системы подачи топлива в привод.

Описание превентивных мер по предупреждению ЧС

Для предупреждения проявления данных чрезвычайных ситуаций необходимо соблюдать график технического обслуживания, текущего и капитального ремонта, для выполнения своевременной затяжки крепежных элементов, проверки работы деталей и механизмов, проверки и замены различных уплотнений, замены масла в маслосистеме, проверке работоспособности различных контрольных датчиков. Необходимо

проверять знания и компетентность рабочего персонала, обслуживающего агрегаты на ДКС.

Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности

Дожимная компрессорная станция является объектом повышенной опасности для всего персонала. Она также является объектом, на котором установлено дорогостоящее оборудование, эксплуатировать которое должны специалисты предприятия, прошедшие обучение и имеющие допуск к работе оборудования, транспорта. Такие специалисты должны знать, как действовать в нештатных ситуациях и в случаях аварий.

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. Действующая с 1 января 2014 г. редакция ТК РФ определяет, что работникам, занятым на работах с вредными и (или) опасными условиями труда, положены следующие гарантии и компенсации:

1) сокращенная продолжительность рабочего времени с возможностью выплаты денежной компенсации за работу в пределах общеустановленной 40-часовой рабочей недели (ст. 92 ТК РФ);

2) ежегодный дополнительный оплачиваемый отпуск работникам с возможностью выплаты компенсации за часть такого отпуска, превышающую минимальную продолжительность (ст. 117 ТК РФ);

3) повышенная оплата труда работников (ст. 147 ТК РФ).

Вывод: в данном разделе проведен анализ вредных факторов таких как повышенный уровень шума, повышенный уровень вибрации. Выявлены опасные факторы: повышенная температура маслосистемы, пожароопасность, наличие вращающихся механизмов.

Заключение

Исследуя реверсивную нагрузку, заметили, что по мимо неё возникает ещё и нереверсивная. Выяснили причины, по которым нереверсивная нагрузка имеет место быть и оказывать влияние на составляющие в частности и в общем на весь компрессор в целом. В отличие от реверсивной нагрузки, которая оказывает благоприятное воздействие на механизмы, обеспечивая смазку и охлаждение самых нагруженных взаимодействующих частей компрессора, в процессе исследования выяснили, что существует и обратная ей нагрузка, называемая нереверсивной. Данную нагрузку можно назвать «вытекающей» нагрузкой в следствие нарушения конструктивных особенностей компрессора, в частности это нарушение работы клапанов, также в следствие отсутствия учета климатических условий, в которых работает компрессор, а также в следствие несоблюдения оптимальных параметров работы компрессора, т.е. превышение одного из параметров работы компрессора, который может вызвать превышение нагрузки на цилиндропоршневые группы и кривошипно-шатунные механизмы, и в следствие этого возникнет нереверсивная нагрузка.

Предприняв действия по предотвращению причин возникновения нереверсивной нагрузки заблаговременно, приведет к оптимальной и длительной работе компрессора. Это обеспечит продолжительную работу компрессора, избавит предприятие от внепланового ремонта, а также остановки его функционирования, сохранит материалы, силы и средства. Предложенные решения могут стать толчком к началу принятия действий по сохранению долговечности агрегата, увеличения его ресурса и созданию дополнительных приборов или устройств, которые будут служить средством оповещения о нарушении конструктивных особенностей.

Список использованных источников

1. Биттнер Э., Семерка Б., Бичевой Р., «40 лет лидеру поршневого компрессоростроения» //Компрессорная техника и пневматика 2006. №4 с. 12 – 18;
2. Семерка Б., Шестоперов И., (Корпорация Ариель, США), Флейшман И., Буланов С. (Инженерный центр «Энергосервис») // Ред. 12.05.2016, Труды 15 международного симпозиума по компрессорам, Санкт-Петербург, Санкт-Петербургский Политехнический Университет, 2010, стр. 52 – 62;
4. Титов А. (Ариель Корп.), Семерка Б., Бойко А. (Газпром) Доклад на втором Европейском форуме по поршневым компрессорам. 17-18 мая 2001 г., г.Гаага (Нидерланды). «Химическая техника» №5, 2013, с. 8 - 12»;
5. Reciprocating Compressors for Petroleum, Chemical and Gas Industry Services/ API Standard 618. Fifth edition, December 2007. API Energy, 190 p.
- 6.<http://www.petroleumjournal.kz//index.php?aid1=59&aid2=300&id=720&outlang=1&r=article> // Ариель – лидер поршневого компрессоростроения;
7. Молодцов В.В. <http://dlib.rsl.ru/01004230998> // «Обоснование и обеспечение энергосберегающих параметров и режимов работы рудничных компрессорных установок»
8. «Mobile Compressor packadges offer operating flexibility». «Compressor Tech» magazine, June 2009, pp. 48-51
9. TransCanada Pipelines Calls on Enerflex Manufacturing For Higher Horsepower «Transfer» Compressors», «Compressor Tech» magazine, July-August 1997, pp-108-109.
10. Седых А.Д. «Развитие и опыт эксплуатации компрессорной техники в газовой промышленности». Труды пятого международного симпозиума «Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования» С-Пб.1999, с.13-18;

11. Константинова И.М., Цыгельников Л.С. «Опыт работы головной КС в условиях падающего пластового давления» ВНИИЭгазпром, М.1973.
12. Сеницын С. Н., Барцев И. В., Т.Т. Пятахина «Дожимные компрессорные станции». ВНИИЭгазпром, М. 1982.
13. Буракевич П.Ф., Астахов Н.Д., Веселовский В.Е. «Результаты обустройства Уренгойского месторождения на ЭВМ». Газовая промышленность, №1 с.14-16
14. Шайхутдинов А.З., Огнев В.В, Щуровский В.А., Сальников С.Ю. «Технологические направления применения компрессоров на объектах ОАО «Газпром»
15. Биттнер Э., Семерка Б., Бичевой Р., «40 лет лидеру поршневого компрессоростроения»
16. Б.М. Семерка, И.А. Легун «Компрессоры Ариель на нефтеперерабатывающих и нефтехимических предприятиях, особенности и опыт применения», «Химическая техника» №5, 2013г., стр 8-12.
17. Хуснутдинов М.Х // Технология и организация строительства наземных объектов нефтяной и газовой промышленности.
18. Пластинин П.И. «Поршневые компрессоры». Том 2. Основы проектирования. Конструкции. – 3-е издание.
19. Пластинин П.И. «Поршневые компрессоры». Том 1. Основы проектирования. Конструкции. – 3-е издание - дополнительное.
20. Юша В.Л. Учебное пособие по курсовому проектированию «Теория, расчёт и конструирование поршневых компрессоров» //