

Инженерная школа природных ресурсов
 Направление подготовки 15.03.02 «Технологические машины и оборудование»
 Отделение нефтегазового дела

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

Тема работы
Мультипликатор для передачи крутящего момента от электродвигателя к центробежному компрессору

УДК 621.83.061.3:621.515

Студент

Группа	ФИО	Подпись	Дата
3-4Е41	Ершов Михаил Юрьевич		

Руководитель ВКР

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Ассистент ОНД ШБИП ТПУ	Павлов М.С.			

КОНСУЛЬТАНТЫ ПО РАЗДЕЛАМ:

По разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Профессор ОСГН	Трубникова Н.В.	д.и.н., доцент		

По разделу «Социальная ответственность»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Ассистент ООТД ШБИП ТПУ	Черемискина М.С.			

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ:

Руководитель ООП	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Манабаев К.К.	к.ф.-м.н		

Планируемые результаты обучения ООП

Код Результата	Результат обучения (выпускник должен быть готов)	Требования ФГОС, критериев и/или заинтересованных сторон
Общекультурные компетенции		
Р1	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>
Р2	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>
Р3	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>
Р4	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 аспектов комплексной инженерной деятельности, осведомленность в вопросах охраны здоровья, безопасности жизнедеятельности и труда на нефтегазовых производствах.	Требования ФГОС (ОК-2; ОК-3; ОК-5; ПК-5), Критерий 5 АИОР (п. 5.2.12; п. 5.2.14), согласованный с требованиями международных стандартов <i>EUR-ACE</i> и <i>FEANI</i>
P6	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		
P7	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>
P8	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>

P9	Способность осваивать вводимое новое оборудование, проверять техническое состояние и остаточный ресурс действующего технологического оборудования, в случае необходимости обеспечивать ремонтно-восстановительные работы на производственных участках предприятия.	Требования ФГОС (ПК-2; ПК-4; ПК-16), Критерий 5 АИОР (п. 5.2.7, п. 5.2.8), 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	Требования ФГОС (ПК-11; ПК-13), Критерий 5 АИОР (п. 5.2.7; п. 5.2.15), согласованный с требованиями

	материалов, организовывать метрологическое обеспечение технологических процессов, подготавливать документацию для создания системы менеджмента качества на предприятии.	международных стандартов <i>EUR-ACE</i> и <i>FEANI</i>
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 <i>EUR-ACE</i> и <i>FEANI</i>
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 <i>EUR-ACE</i> и <i>FEANI</i>

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

Инженерная школа природных ресурсов
Направление подготовки 15.03.02 «Технологические машины и оборудование»
Отделение нефтегазового дела

УТВЕРЖДАЮ:
Руководитель ООП
_____ Манабаев К.К.
(Подпись) (Дата) (Ф.И.О.)

ЗАДАНИЕ
на выполнение выпускной квалификационной работы

В форме:

бакалаврской работы

Студенту:

Группа	ФИО
З-4Е41	Ершов Михаил Юрьевич

Тема работы:

Мультипликатор для передачи крутящего момента от электродвигателя к центробежному компрессору	
Утверждена приказом директора (дата, номер)	№ 1007/с от 08.02.2019

Срок сдачи студентом выполненной работы:	17.05.2019
--	------------

ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ:

Исходные данные к работе	Объектом исследования является одноступенчатый мультипликатор, который служит для передачи крутящего момента от электродвигателя к центробежному компрессору. Центробежный компрессор K411-122-1
Перечень подлежащих исследованию, проектированию и разработке вопросов	• Аналитический обзор литературы по зубчатым передачам, мультипликаторам, патентный поиск. • Исследование конструкции мультипликатора, его видов и основных характеристик. • Исследование конструкции центробежного компрессора. • Монтаж центробежного компрессора с

	мультипликатором. • Проектирование одноступенчатого мультипликатора. • Финансовый менеджмент и ресурсоэффективность. • Социальная ответственность на нефтегазовом предприятии.
Перечень графического материала <i>(с точным указанием обязательных чертежей)</i>	Сборочный чертеж, вал
Консультанты по разделам выпускной квалификационной работы	
Раздел	Консультант
Финансовый менеджмент и ресурсоэффективность	Трубникова Н.В.
Социальная ответственность	Черемискина М.С.

Дата выдачи задания на выполнение выпускной квалификационной работы по линейному графику	15.11.18
---	----------

Задание выдал руководитель:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Ассистент ОНД ШБИП ТПУ	Павлов М.С.			

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
З-4Е41	Ершов Михаил Юрьевич		

РЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа 93 с., 17 рис., 23 табл., 36 источников, 1 прил.

Ключевые слова: мультипликатор, центробежный компрессор, крутящий момент, угловая скорость, зубчатое зацепление.

Объектом исследования является одноступенчатый мультипликатор, который служит для передачи крутящего момента от электродвигателя к центробежному компрессору.

Цель работы – исследование мультипликатор, служащий для передачи крутящего момента к центробежному компрессору.

В процессе исследования проводились анализ конструкции мультипликатора, его виды и основные характеристики, проектирование мультипликатора.

В результате исследования был спроектирован одноступенчатый мультипликатор.

Основные конструктивные, технологические и технико-эксплуатационные характеристики: передаваемая мощность мультипликатора 6,3 МВт; частота вращения ведущего вала 3000 об/мин, ведомого вала 11613 об/мин; масса мультипликатора 3450 кг.

Область применения: нефтегазовое производство.

Определение, обозначение, сокращения

Центробежный компрессор – устройство для перемещения газа и повышения его полного давления.

Мультипликатор – это устройство для увеличения частоты вращения.

КПД – коэффициент полезного действия

ЦКМ – центробежная компрессорная машина

ГТУ – газотурбинная установка

НА – направляющий агрегат

ННА – неподвижный направляющий аппарат

ВНА – вращающийся направляющий аппарат

Оглавление

Введение	12
1. Обзор литературы	12
2. Мультипликатор, центробежный насос и их монтаж	17
2.1. Мультипликатор, его виды и основные характеристики.....	17
2.2. Центробежный компрессор.....	20
2.3. Монтаж центробежного компрессора с мультипликатором	29
3. Расчет мультипликатора.....	36
3.1. Выбор компрессора.....	36
3.2. Выбор мультипликатора для расчета.....	36
3.2. Проектировочный расчёт зубчатого зацепления	37
3.3. Расчет зубчатых передач.....	40
3.4. Предварительный расчет валов мультипликатора	45
3.5. Определение размеров элементов корпуса мультипликатора	46
3.6. Подбор и проверка подшипников	47
3.7. Подбор и проверка шпоночных и шлицевых соединений.....	49
3.8. Расчет смазки и потерь в зацеплении	52
4. Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение.....	57
4.1 Потенциальные потребители результатов исследования	57
4.2 Анализ конкурентных технических решений с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения	58
4.3 SWOT – анализ.....	59
4.4 Технология QuaD	66
4.5 Определение возможных альтернатив проведения научных исследований	67
4.6 Планирование управления научно-исследовательских проектом.....	69
4.6.1 Структура работ в рамках научного исследования	69
4.6.2 Определение трудоемкости и разработка графика выполнения работ ..	70
4.7 Бюджет научно-технического исследования	73
4.7.1 Основная заработная плата исполнителей темы	74
4.7.2 Дополнительная заработная плата исполнителей темы	77

4.7.3 Отчисления во внебюджетные фонды	78
4.7.4 Накладные расходы	79
4.7.5 Формирование бюджета затрат научно-исследовательского проекта	79
4.8 Определение ресурсоэффективности проекта	80
5 Социальная ответственность	86
5.1 Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности	87
5.2 Производственная безопасность	88
5.3 Экологическая безопасность	92
5.4 Безопасность в чрезвычайных ситуациях	92
Заключение	95
Список использованных источников	95
Приложение А	98

Введение

Мультипликатор, схожий с редуктором механизм, но имеющий противоположное назначение, он служит для увеличения угловой скорости. На предприятии эффективность различных агрегатов и машин зависит от технических характеристик. Целью данной работы является исследование мультипликатор, служащий для передачи крутящего момента к центробежному компрессору. Актуальность темы обусловлена тем, что мультипликаторы нашли широкое применение в компрессорных агрегатах. Особенностью зубчатых мультипликаторов является значительные передаваемые мощности и высокие окружные скорости зацепления. Обладая незначительными потерями мощности (КПД 0,98 – 0,99), зубчатые передачи позволяют оптимизировать газодинамические и габаритные параметры центробежных компрессорных машин (ЦКМ) и энергетических агрегатов.

В соответствие с поставленной целью необходимо решить следующие задачи:

1. Провести аналитический обзор литературы по зубчатым передачам, мультипликаторам, патентный поиск.
2. Исследовать конструкции мультипликатора и центробежного компрессора, их конструкцию и характеристики.
3. Изучить особенности монтажа центробежного компрессора с мультипликатором.
4. Спроектировать одноступенчатый мультипликатор.

1. Обзор литературы

Зубчатые приводы используются во многих отраслях промышленности и, в частности мультипликаторы, нашли широкое распространение в компрессорных агрегатах с электроприводом. В последнее время скоростные передачи применяются и в редукторах энергетических установок для согласования частоты вращения высокооборотных газовых или паровых турбин с частотой вращения электрического генератора.

Зубчатым приводам посвящен большой ряд исследований, принадлежащий таким авторам как Э.Б.Айрапетов, В.Я.Басинюк, О.В.Берестнев, К.Н.Войнов, В.И.Гольдфарб, Д.Ф.Гуревич, В.Л.Дорофеев, В.Н.Кудрявцев и др., так и зарубежных ученых - К.Арнаудова, К.Минкова, П.Парушева (Болгария), Г.Винтера, Э.Калленбаха, Г.Нимана (Германия), М.Чеккарелли (Италия), З.Домбека, В.Олексюка (Польша). Данные ученые в своих работах представляют традиционные подходы к проектированию и изготовлению редукторов и мультипликаторов.

Проектированию и производству зубчатых передач посвящены работы Матвеева Г.А., Витренко В.А., Витренко А.В., Грибанова В.М., Кириченко С.Г., Кириченко И.А., Воронцова Б.С., Борисова В.Д., Печенкина В.М. и других исследователей.

Так же проектирование зубчатых колес посвящен ряд государственных стандартов, таких например как: ГОСТ 16532–70 «Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет геометрии», ГОСТ 21354–87 «Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные. Расчет на прочность».

Большую важность имеет теории передач зацеплением, теории трения и износа, изложили в своих трудах такие авторы как Н.И.Колчин, В.А.Гавриленко, Ф.Л.Литвин, М.Л.Ерихов, В.И.Гольдфарб, Е.С.Трубачев, Э.Л.Айрапетов, Д.Т. Бабичев, В.Н.Анферов, Л.В.Коростелев, Г.И.Шевелева, В.Н.Кудрявцев, Ю.Н.Дроздов, А.Н.Петрусевич, Д.Н.Решетов, А.С.Проников, И.С.Кузьмин, И.С.Кривенко, Л.Д.Часовников, С.А.Лагугин, М.М.Хрущов, И.В.Крагельский, А.П.Семенов, Р.М.Матвеевский, В.Ф.Рещиков и др.

Мультипликаторам посвящен ряд патентных работ. Так, например, в патенте №2250193 Я.З., Гузельбаева и В.А. Залялов, представлен мультипликатор, у которого в качестве рабочего тела используются набор шариков одного диаметра из упругого материала. В патенте № 63007, автором которого является А. А. Жмудь представлена разработка по улучшению эксплуатационных характеристик редукторов-мультипликаторов с изменяемым

коэффициентом передачи вращения, увеличением надежности работы устройства, увеличением диапазона изменений мощности приводного устройства без изменения коэффициента передачи.

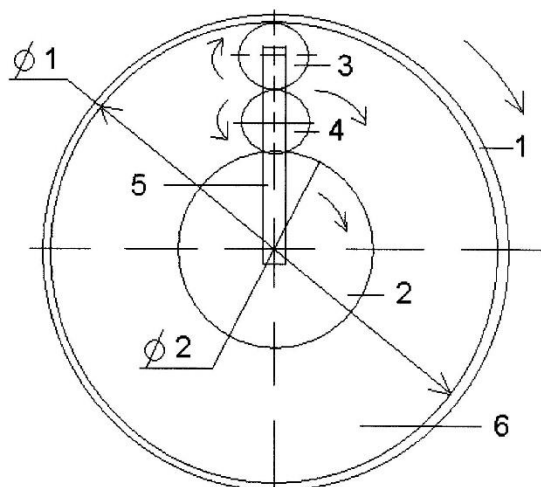


Рисунок 1 – Принцип работы редуктора-мультипликатора: 1,2 – ведущий и ведомые валы, 3,4 – промежуточные валы, 5 – перемычка.

В патенте № 118136 Н.В. Давыдова рассмотрена возможность создания мультипликатора с возможностью герметичного разделения полостей роторов быстрого и медленного вращения и улучшении динамических характеристик. Коньшин А.С., Силиченко О.Б., Чибисов В.П., Лебедев Н.Н. в патенте №2202059 предложена схема мультипликатора с циклоидальным зацеплением.

В патенте №2228454, Трушников Н.П., Бояршинова М.М., Кириевского Ю.Е., Рукавицина Л.В. и Ясырева А.А. представлено изобретение, которое позволит повысить ресурс работы мультипликатора и применять его в газоперекачивающих станциях.

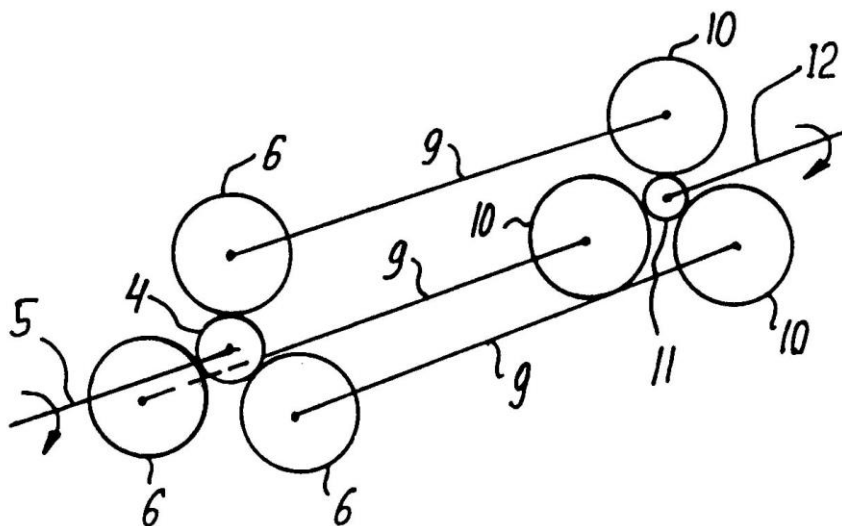


Рисунок 2 – Кинематическая схема мультипликатора, представленная в патенте №2228454

Теории проектирования мультипликаторов посвящена статья [18] А.Е. Беляева, в который отражен опыт проектирования мультипликаторов с косозубыми передачами для приводов энергетических установок, приведена конструкция таких мультипликаторов с основными характеристиками.

В настоящее время, в нефтегазовой отрасли для улучшения эксплуатационных показателей насосов используют редукторно-мультипликаторные приводы [25]. Такой привод обеспечивает равномерную загрузку насоса, а как следствие необходим меньшая установочная мощность приводных двигателей.

В учебном пособии [27] рассматривается применение мультипликатора для понижения передачи. Применение мультипликаторов для передачи крутящего момента с электродвигателя к центробежному компрессору отражено в статьях [19] и [20]. В статье [3] и [4] рассмотрены вопросы монтажа центробежного компрессора с мультипликатором.

Исследования в области турбокомпрессоростроения отражены в работах К. И. Страховича, В. Ф. Риса, К. Н. Селезнева, В. Б. Шнеппа, Г. Н. Дена, Ю. Б. Галеркина, Г. А. Раера. На основе трудов данных ученых ведется создание новых центробежных компрессоров. В конце 30-х годов В. Ф. Рисом был предложен метод проектирования центробежных компрессоров. Невские

машиностроители (Б. Л. Гунбин, А.Н. Шершнева, В. Е. Евдокимов, В. И. Дальский, Д. М. Бавельский и др.) учитывали этот метод при проведении своих научных исследований. Большой вклад в развитие методов проектирования, в исследование рабочих процессов и создание центробежных компрессоров сделан представителями предприятий и организаций г. Казани: И. Г. Хисамеевым, С. С. Евгеньевым, В. А. Максимовым, А. А. Мифтахоновым, Г. С. Баткисом, А. М. Галеевым и другими, представителями кафедры КВХТ СПбГПУ: А. В. Зуевым, Р. А. Измайловым, А. М. Симоновым, Л. Я. Стрижаком и другими, представителями научных организаций г. Москвы: Т. С. Соломаховой, И. Я. Сухомлиновым и другими.

Анализ литературных источников позволяет сделать вывод, о рациональности применения мультипликатора для передачи крутящего момента от электродвигателя к центробежному компрессору. Данная технология является современной и актуальной.

2. Мультипликатор, центробежный насос и их монтаж

2.1. Мультипликатор, его виды и основные характеристики

Мультипликатором в механике называется редуктор с передаточным отношением меньше 1 – предназначен для передачи крутящего момента с повышением оборотов на выходном валу, при этом уменьшая крутящий момент. Самым простым примером мультипликатора является обычный велосипед, где один оборот звёздочки с педалями соответствует нескольким оборотам ведомого колеса.

По количеству узлов, мультипликаторы делятся на одноступенчатые и многоступенчатые. Передача крутящего момента осуществляется цепной, ременной или зубчатой передачами.

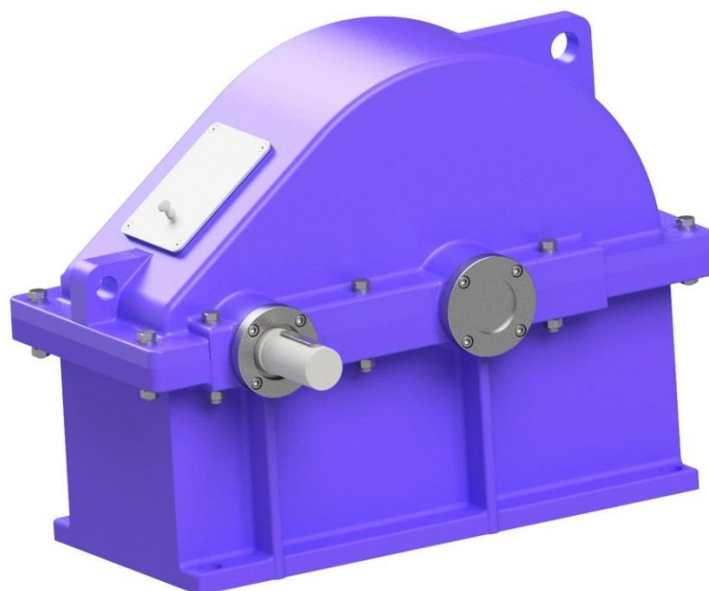


Рисунок 3 – Мультипликатор

Рассмотрим основные типы проектируемых и изготавливаемых мультипликаторов по типу конструкции [6].

1. Цилиндрические одноступенчатые (Рисунок 4)

Передаваемая мощность (кВт): до 375; 375-800; 800-1700; 1700- 3550; 3550-7500; 7500-16000 (разбивка по базам).

Частота вращения приводного вала (об/мин): 2000-5300.

Передаточные числа: 1,25-5,4; 1,25-5,4; 1,25-5,4; 1,25-5,0; 1,25-5,0; 1,25-5,0 (разбивка по базам)



Рисунок 4 – КУ 66ГЦ-1162/1,3-38 ГТУ с цилиндрическим одноступенчатым мультипликатором

2. Цилиндрические двухступенчатые (Рисунок 5)

Передаваемая мощность (кВт): 375-500.

Частота вращения приводного вала (об/мин.): 3000.

передаточное число: 16,7.



Рисунок 5 – Высокоскоростной двухступенчатый мультипликатор с раздвоенным потоком мощности

3. Цилиндрические двухпоточные (Рисунок 6)

Передаваемая мощность (кВт): до 5000.

Частота вращения приводного вала (об/мин): 3000

Передаточные числа: 1,25-5,0.



Рисунок 6 – КУ 75ГВ-90/1,4-12С с двухпоточным мультипликатором

4. Многопоточные соосные встроенные (Рисунок 7)

Передаваемая мощность (кВт): 400, 1250, 2500, 3150.

Частота вращения приводного вала (об/мин): 3000.



Рисунок 7 – Центробежный компрессор 211ГЦ2-72/5,6-112: 1, 2, 3 - цилиндры компрессора; 4 - мультипликатор; 5 - приводной электродвигатель

Важной характеристикой мультипликатора, является коэффициент мультипликации.

Коэффициент мультипликации, i – это отношение угловой скорости вращения входного (первичного) вала ω_1 к угловой скорости вращения выходного (вторичного) вала ω_2 :

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2}. \quad (1)$$

Все соотношения в мультипликаторе определяются через этот коэффициент, с учётом, конечно же, потерь мультипликатора.

Еще один не маловажный параметр мультипликатора, это крутящий момент M , который он способен передать и не сломаться. Не стоит забывать, что при повышении оборотов, крутящий момент падает. Следовательно, чтобы сохранить необходимый момент на нагрузке, на первичный вал необходимо подать крутящий момент в i раз больше, чем нужно получить. Зная коэффициент мультипликации и КПД выбранного типа передачи, можно вычислить все необходимые параметры заданного устройства.

Мультипликаторы получили примирение для турбомашин на газоперекачивающих станциях, в вертикальных насосах на нематериковых объектах, передачи крутящего момента от электродвигателя к центробежному компрессору.

2.2. Центробежный компрессор

Центробежный компрессор — устройство для перемещения газа и повышения его полного давления. Данный вид компрессора относится по принципу действия к динамическому типу компрессоров.

Центробежные компрессоры используются в большом количестве различных применений, где требуется процесс сжатия:

- нефтегазовая промышленность;
- установка для разделения воздуха;
- металлургия;
- горнодобывающая промышленность.

Центробежные компрессоры можно разделить по устройству и характеристикам [7]:

1. По конструкции входа (Рисунок 8):
 - с односторонний вход и одностороннее колесо;
 - с двусторонний вход и двустороннее колесо.

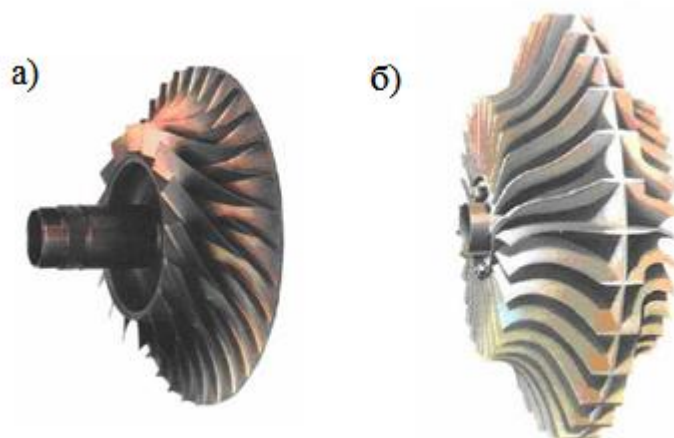


Рисунок 8 – Конструкция входа: а) односторонний вход и одностороннее колесо; б) двусторонний вход и двустороннее колесо.

2. По конструкции лопаток колеса (Рисунок 9):

- с радиальными лопатками;
- с лопатками, расположенными под углом к радиусу, против вращения.

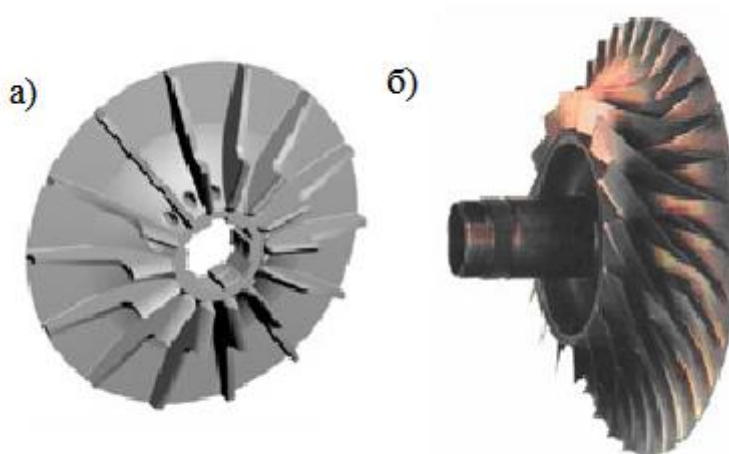


Рисунок 9 – Конструкция лопаток колеса: а) радиальные лопатки; б) лопатки, расположенные под углом к радиусу, против вращения.

3. По типу колеса (Рисунок 10):

- открытое;
- полуоткрытое;
- закрытое.

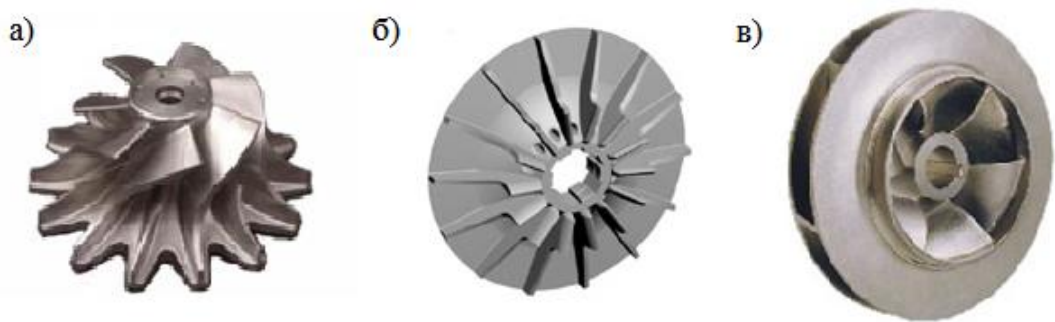


Рисунок 10 – Колесо центробежного компрессора: а) открытое;
б) полуоткрытое; в) закрытое.

4. По числу ступеней сжатия (Рисунок 11):

- одноступенчатые;
- многоступенчатые.

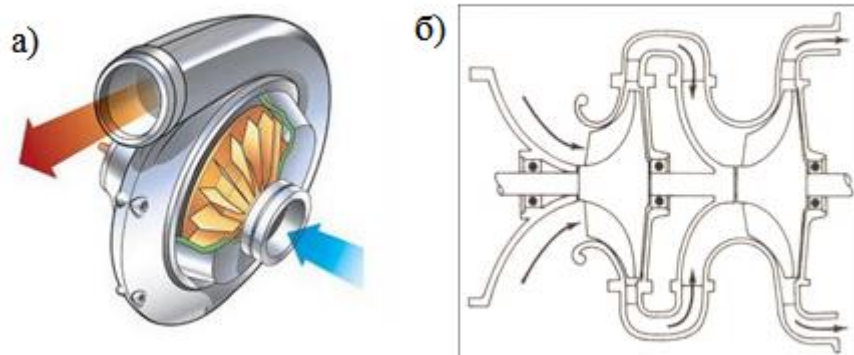


Рисунок 11 – Ступени сжатия центробежного компрессора:
а) одноступенчатый; б) многоступенчатые.

5. По типу диффузора (Рисунок 12):

- с безлопаточным;
- с лопаточным.

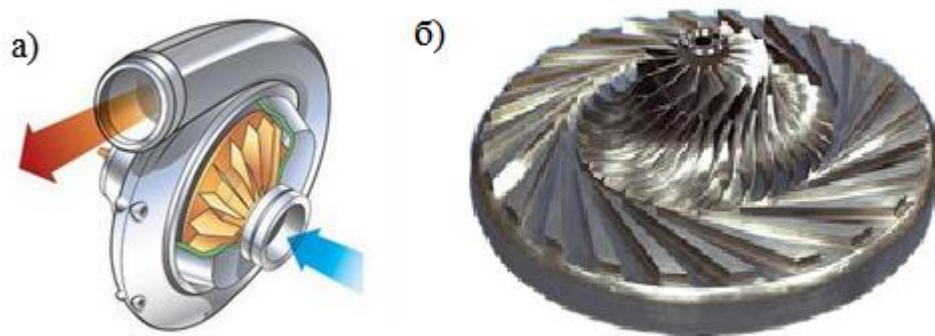


Рисунок 12 – Типы диффузоров: а) безлопаточный; б) лопаточный.

Колеса открытого типа применяются редко. В основном их используют в двухступенчатых или многоступенчатых компрессорах, на второй и последующих ступенях. Условия работы начиная со второй ступени, связаны с высокими температурами, так как выходящий сжатый газ с первой ступени имеет высокую температуру, вследствие механического сжатия. При таких условиях работы ступеней компрессора со второй и далее, центробежные колеса из алюминиевых сплавов не годятся. И их изготавливают из стали или титановых сплавов.

К преимуществам колес открытого типа можно отнести: простоту изготовления, небольшую массу колеса, почти полное отсутствие инерционных осевых усилий.

К недостаткам же относят: увеличенные гидравлические потери при изменении направления воздуха с осевого на радиальное (из-за плохой формы канала), большие потери на трение колеса о воздух, склонность лопаток к вибрации.

Лопатки, отходящие от ступицы в радиальном направлении, фрезеруются из стальной или титановой штамповки. Штамповка обеспечивает увеличению прочности лопаток (увеличивается усталостная прочность) в сравнении с листовым не обработанным материалом. Штамповка обеспечивает расположение волокон материала по конфигурации детали и создает локации упрочнения материала. Так как диск в колесе частично отсутствует, масса

колеса существенно уменьшается, инерционные осевые усилия почти отсутствуют.

На данный момент широко применяются колеса полуоткрытого типа. Лопатки такого колеса выполняются за одно целое со сплошным диском, придающим всей детали прочность и жесткость. Форма канала здесь более благоприятна (более плавный поворот струи), в силу чего гидравлические потери и потери на трение колеса о воздух меньше, чем у колес открытого типа.

Колеса закрытого типа имеют самые маленькие показатели трение о воздух. Зазор между колесом и стенкой корпуса не имеет значения, и могут достигать больших значений.

Закрытые колеса по ряду причин применяются редко:

- трудоемкость изготовления,
- не большая прочность при высоких окружных скоростях передней стенки, ограничивающей радиальные межлопаточные каналы.
- передняя стенка колеса ослаблена входным отверстием,
- сложная механическая обработка, часто при обработке передней стенки колеса, в ней частично перерезаются волокна материала, что также уменьшает ее прочность.

Такие колеса изготавливаются путем механической обработки – штамповки из алюминиевого сплава.

Полуоткрытые колеса современных компрессоров изготавливаются из жаростойких алюминиевых сплавов штамповкой с последующей механической обработкой и полированием наружных поверхностей. После полирования поверхности колес анодируется. Анодированная поверхность имеет высокую твердость, а также выполняет защитную функцию от механических повреждений и предотвращает коррозию и, кроме того, она становится более гладкой, что уменьшает потери на трение воздуха о стенки колеса.

Окончательная чистовая обработка межлопаточных каналов центробежных колес всех типов должна соответствовать 8 или 9-му классам,

что достигается зачисткой и полированием. Если при балансировке с диска снимается металл, то анодирование выполняется после балансировки.

Передача крутящего момента от вала к колесу происходит несколькими способами:

Фланцевое соединение. Участки вала крепятся к колесу с помощью фланцев и шпилек. Крутящий момент от вала к колесу передается по большей части упругой силой металла шпильки на срез, а так же силой трения, возникающей на поверхности соприкосновения фланца вала с колесом. Крепежные шпильки ввернуты с малым натягом или без натяга. При этой конструкции допустимы несколько большие окружные скорости, чем при других, так как колесо меньше ослаблено в ступице, так как шпильки ввернуты без натяга.

Шлицевое соединение. Крутящий момент передается гранями шлицов. Такое соединение ослабляет колесо. И недопустимо для компрессоров, которые используются при больших окружных скоростях. Ослабление конструкции происходит по двум причинам: во-первых, вследствие концентрации напряжений в шлицах и, во-вторых, вследствие увеличения напряжений при посадке колеса на вал с натягом. Натяг обеспечивает между колесом и валом отсутствие зазора при тепловом расширении и от расширения посадочных размеров ступицы под действием центробежных сил. Появление зазора нарушило бы балансировку колеса и вызвало ряд дефектов при работе двигателя.

В итоге получается, что при соединении, вала и колеса при помощи шпилек, которые работающих на срез, колесо ослаблено меньше. Концентрация напряжений в отверстиях под шпильки меньше, чем у шлицев. Соединение шпильками и фланцем используют в компрессорах реактивных двигателей. А способ шлицевого крепления применяют для соединения колеса с валом в нагнетателях поршневых двигателей и так же применяемые в турбостартерах.

При большой передаваемой мощности и больших окружных скоростях шлицы может срезать.

Направляющий аппарат (НА) устанавливают перед колесом компрессора в случае двух стороннего колеса, когда поток газа поступает с боку и его надо перенаправить на колесо, развернув поток на 90° . Направляющий аппарат центробежного компрессора может быть:

- неподвижным, укрепленным на входе;
- вращающимся, соединенным с колесом.

Неподвижный направляющий аппарат (ННА) устанавливается на входе в компрессор в том случае, когда необходимо создать закрутку воздуха в направлении вращения колеса. Эта закрутка служит для уменьшения относительной скорости входа воздуха на лопатки колеса, соответствующего относительной скорости потока на колесе. Лопатки ННА располагаются по окружности вокруг оси вращения и соединяются в узел с помощью боковых колец. Конструкция ННА обычно включает в себя, кроме того, набор разделительных профилированных колец для выравнивания поля скоростей воздуха на входе в колесо. Крепление узла неподвижного направляющего аппарата к силовой раме компрессора осуществляется болтами. Детали ННА изготавливаются из листового материала (из алюминиевого сплава) и после слесарной зачистки анодируются.

Вращающийся направляющий аппарат (ВНА) предназначен для обеспечения входа воздуха на колесо с минимальными потерями и обычно представляет собой лопатки, выполненные заодно с диском компрессора, так называемое — колесо компрессора. Лопатки ВНА получают путем механической обработки из штампованной заготовки с расположением волокон вдоль будущих лопаток. После обработки эта деталь приваривается к диску компрессора и также анодируется. Либо же ПНА отливают с диском заодно.

Углы направления потока к входным кромкам лопаток ВНА определяются из газодинамического расчета. При условии безударного входа воздуха на лопатку (с пулевым углом атаки) эти углы будут в то же время представлять собой углы установки лопаток. Однако на основании результатов

теоретических и экспериментальных исследований конструкций ВНА можно считать, что потери на удар сказываются на коэффициенте полезного действия компрессора гораздо меньше, чем потери, вызванные наличием диффузорности в каналах направляющего аппарата и колеса. Угол диффузорности больше $6-12^\circ$ вызывает срыв потока и появление вихрей. Для уменьшения диффузорности в каналах ВНА углы атаки лопаток делают большой величины, достигающей на наружном диаметре ВНА до $20-23^\circ$.

Корпус компрессора делается составным из нескольких частей с плоскостями разъема, перпендикулярными оси вала. Отдельные части центрируются между собой на посадочных поясах или контрольных штифтах и соединяются с помощью шпилек или болтов.

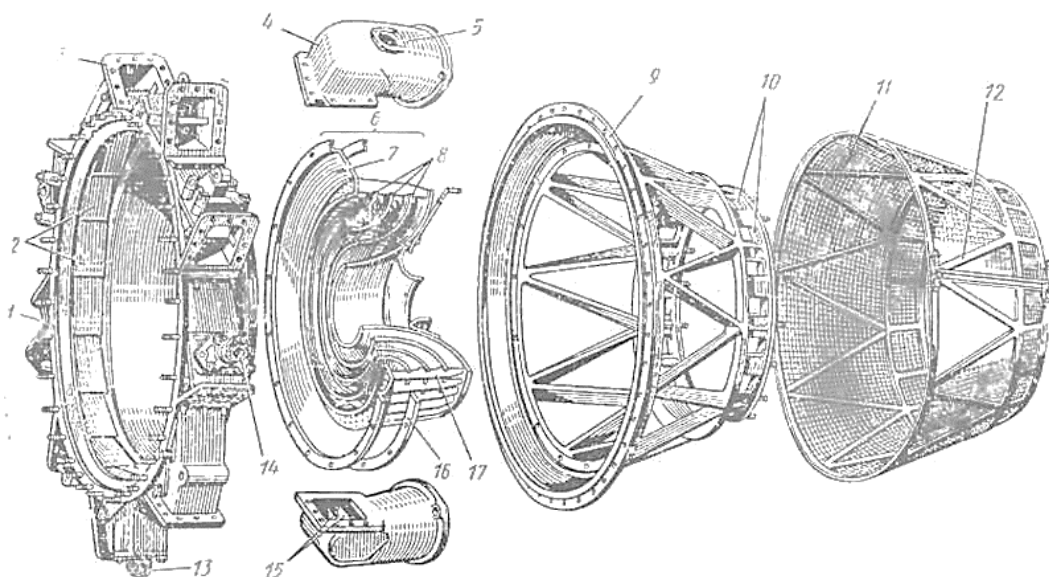


Рисунок 13 – Детали корпуса центробежного компрессора: 1—корпус диффузора; 2—лопатки диффузора; 3 и 4—выходные патрубки; 5—фланец крепления топливной форсунки; 6—задний входной канал; 7—стенка входного канала; 8—разделительные кольца во входном канале; 9—задняя силовая ферма; 10—окна для подвода воздуха к колесу вентилятора; 11—защитная сетка; 12—каркас сетки; 13—нижняя опорная точка крепления; 14—одна из двухопорных цапф; 15—лопатки в выходном патрубке; 16—регулирующая прокладка; 17—лопатки неподвижного направляющего аппарата

Центральную часть корпуса компрессора (Рисунок 13) образует корпус 1 диффузора, имеющий коробчатое сечение. С целью упрощения литья корпуса патрубки 4 выполняются отъемными. Ввиду малого радиуса закругления патрубков (что необходимо для уменьшения габаритных размеров компрессора) для выравнивания поля скоростей применяются направляющие лопатки, изготавливаемые из алюминиевого сплава и заливаемые в стенку патрубка при его отливке. Перед отливкой лопатки закрепляются в земляном стержне, образующем внутреннюю конфигурацию патрубка.

К корпусу диффузора крепятся с обеих сторон силовые рамы ферменного типа с проходами для воздуха между их стержнями. При больших размерах компрессора силовая ферма может иметь промежуточное кольцо, соединяющее стержни рамы.

Для предохранения компрессора от засасывания в него посторонних предметов входное устройство обычно закрывается проволочной сеткой с толщиной проволоки около 0,8 мм и размерами ячеек 2×2 мм. Увеличение диаметра проволоки при такой частой сетке приводит к значительному уменьшению проходного сечения: при увеличении диаметра на 0,1 мм проходное сечение уменьшается на 15%.

Подшипники ротора устанавливаются в крышках, расположенных внутри силовой фермы. Фиксация колеса относительно корпуса компрессора в осевом направлении осуществляется с помощью упорного подшипника.

Торцовые зазоры между колесом и корпусом компрессора при сборке компрессора регулируются кольцами 17 между фланцем корпуса подшипника и промежуточной стенкой, к которой крепится корпус, а также 18 — между внутренним кольцом подшипника и бортиком вала. При этом зазор между колесом и корпусом со стороны камер сгорания и упорного подшипника делается больше, с противоположной стороны — меньше. При нагревании корпус будет сдвигаться влево относительно упорного подшипника, в результате чего первый зазор будет уменьшаться, а второй — увеличиваться.

Колесо и вращающийся направляющий аппарат изготавливаются из штамповок алюминиевых сплавов АК2, АК4 и ВД17 и подвергаются механической обработке, а неподвижный направляющий аппарат изготавливается из листового дуралюмина Д1. Отдельные части корпуса и диффузора отливаются из силуминов АЛ4 и АЛ5.

Когда температуры направляющего аппарата и колеса могут быть $>250^{\circ}\text{C}$ (для компрессоров с несколькими ступенями), колесо должно быть изготовлено из титановых сплавов ВТ3, ВТ10, а неподвижный направляющий аппарат — из листового титанового сплава ВТ3-1. Материалами для вала служат стали 18ХНВА, 12Х2Н4А, 40ХНМА.

2.3. Монтаж центробежного компрессора с мультипликатором

Конструкция центробежного компрессора может быть выполнена в виде агрегата или несколькими сборочными блоками. Блок состоит из: компрессора, мультипликатора, агрегаты смазки мультипликатора, промежуточные охладители газа, электродвигатель, системы автоматики. Блоки приходят с завода практически в полной готовности, с указанным в технической документации периодом снятия пломбы. Так к примеру, с корпуса компрессора крышку снимают перед прокачкой масла, с газовых патрубков — перед трубопроводом, с крышки сальников при ремонтных работах и т.п.

Для размещения центробежных компрессоров используют рамы или стеновые фундаменты, установку производят на высоте +4,2 или +6,0 метров. Вспомогательное оборудование, систему смазки и др., устанавливают на нулевой отметке. Холодильная аппаратура размещается рядом со зданием на металлоконструкциях.

Далее монтаж происходит в несколько этапов.

— Подготовка к монтажу.

Для монтажа готовится фундамент. Приемка его осуществляется по акту. Акт подписывают представители строительной организации, монтажной и заказчик. Прием опорной (верхней) части осуществляют специалисты завода-

изготовителя и пусконаладочные организации. Важную роль играет ровность и горизонтальность опорной поверхности, под анкерные плиты. Отклонение допускается не более чем 0,5 мм на 1 м. Перед установкой блоки поднимают на деревянные брусья, для удаления консервационной смазки и осмотра. Опорные поверхности очищают от краски и смазки, промывают и вытирают насухо.

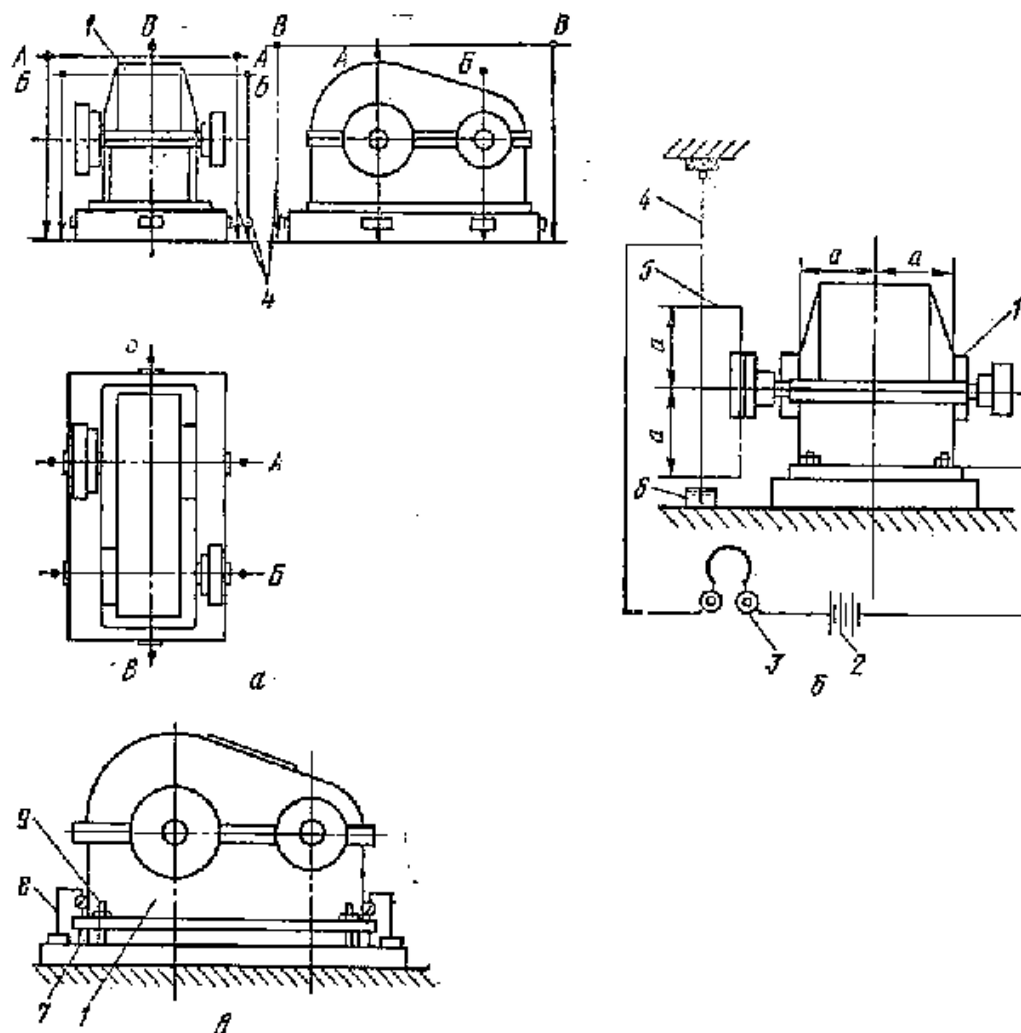


Рисунок 14 – Выверка мультипликатора: а – проверка параллельности натянутых струн при установке мультипликатора по отвесам и осевым отметкам на плашках; б – проверка электроакустическим методом вертикальности выставленного мультипликатора; в – проверка равномерности затяжек гаек фундаментных болтов индикаторами; 1 – мультипликатор; 2 – источник электропитания; 3 – радионаушники; 4 – отвес; 5 – приспособление на полумуфте, поворачиваемое на 180° при выверке; 6 – сосуд с маслом для

груза отвеса; 7 – домкрат или пакет подкладок; 8 – индикатор; 9 –
фундаментный болт

– Монтаж мультипликатора

Первый блок монтаж компрессора, который осуществляют это мультипликатор. В отверстия рамы заводят фундаментные болты, мультипликатор выставляют на установочных винтах или домкратах. Затем надевают анкерные плиты и заворачивают болты, не производя затяжку гаек. Затем, по осям валов А – А и Б – Б (Рисунок 14, а) производят натяжку струны, параллельность которой проверяют отвесами. По продольной оси корпуса мультипликатора натягивают струну В – В, так же регулируя ее при помощи отвесов. После натяжки струн, выверяют высотную отметку, производя замер расстояния от репера до оси мультипликатора или рамы. Отклонение не должно превышать ± 3 мм от высотной отметки по проекту.

Мультипликатор проверяют на горизонтальность и вертикальность. Горизонтальность мультипликатора выверяют в двух взаимно перпендикулярных плоскостях уровнем, устанавливаемым на поверочной базе (на крышке мультипликатора). Отклонение не должно превышать 0,1 мм на 1 м.

Применение электроакустического способа для выверки вертикальности мультипликатора дает более точные результаты. В этом случае измеряют расстояние от торцевой плоскости полумуфты до струны отвеса (Рисунок 14, б). Измерения ведут штихмассом от торцевой поверхности скобы – приспособления, закрепляемого на полумуфте, до струны в двух положениях, поворачивая вал на 180° . [1]

После проведенной выверки, щупом производят проверку плотности прилегания установочных приспособлений к опорным поверхностям. Затем производят затяжку гаек фундаментных болтов. Постоянно проверяя равномерность их затяжки. С этой целью на четырех углах закрепляют индикаторы циферблатного типа, упирая их наконечники в раму (Рисунок 14, в). Индикаторы фиксируют на нулевой отметке. Затем при заворачивании гайки на один оборот, сверяются со стрелкой на индикаторах. Показание индикаторов

не должны колебаться более чем на 0,03 мм. Операция может повторяться несколько раз, пока затяжка не будет произведена равномерна. Большое внимание затяжке гаек фундаментных болтов уделяется в связи с тем, что перекос из-за неравномерной затяжки может привести к ненормальной работе подшипников и зубчатой пары.

– Монтаж компрессора и электродвигателя

После установки мультипликатора на фундамент происходит монтаж электродвигателя и компрессора. Обязательно производят выверку их соотнести с валами мультипликатора. В комплект поставки включено приспособление для центровки компрессора с мультипликаторов. Прицентровка компрессора к мультипликатору имеет большое значение для надежной работы. Параллельное смещение при центровке не должно превышать 0,02 мм, а перекос осей не более 0,02 мм на длине 100 мм. [3]

При сборке полумуфты коническую часть вала и подсочную поверхность муфты притирают по краске до прилегания не менее чем на 85% поверхности. Натяг при посадке полумуфты обеспечивается приспособлением завода-изготовителя, оно представляет собой гидравлический пресс (Рисунок 15).

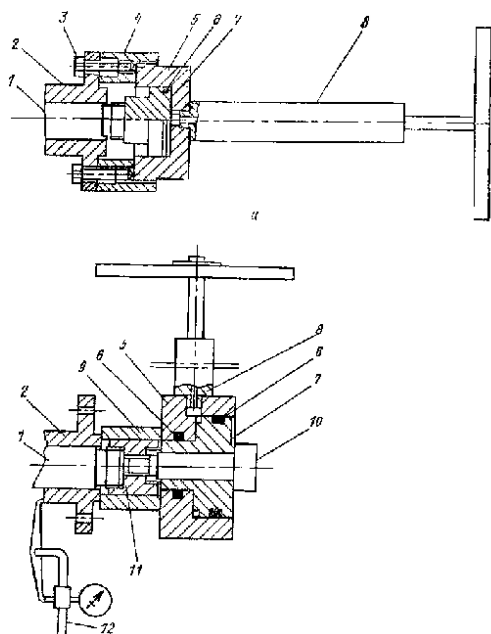


Рисунок 15 – Приспособления для снятия (а) и напрессовки (б) полумуфт на вал центробежного компрессора и мультипликатора

Величину натяга определяют по изменению стрелки на индикаторе. Индикатор фиксируется на валу и упирается в полумуфту. При давлении прессы 30 МПа полумуфта перемещается на 0,5-0,7 мм. [8]

Далее обязательно, проверяют радиальное биение установленной полумуфты при повороте вала и промежуточного вала (вал-шестерня), зажимаемого в центрах. Затем производят сборку муфты и проверяют индикатором биение промежуточного вала.

Производится пробный пуск агрегата, для этого муфту закрывают кожухом, включают маслосос, производят проверку форсунок и смотрят попадают ли струи масла на зубчатое зацепление (Рисунок 16).

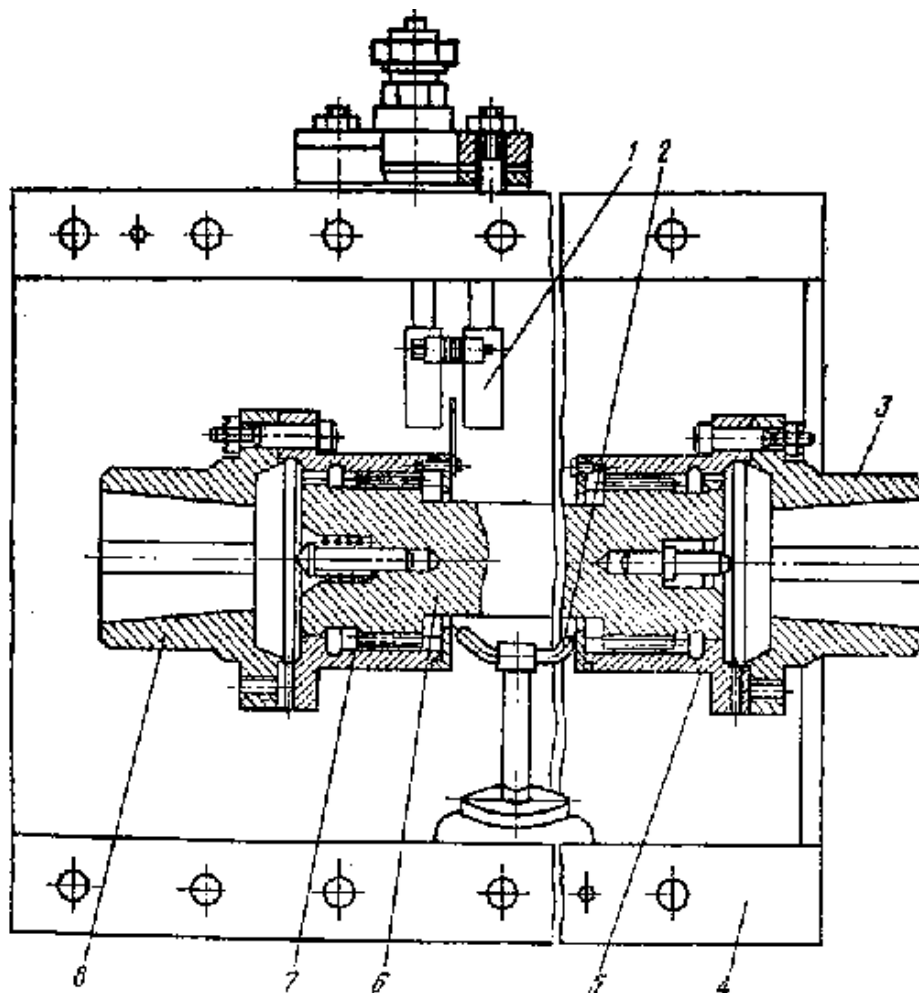


Рисунок 16 – Зубчатая муфта «мультипликатор – компрессор»

Окончательную проверку центровки проводят при затянутых фундаментных болтах и отпущенных установочных винтах.

После проведения монтажных работ, производят подливку фундамента. Поверхность предварительно очищают от мусора и масляных пятен. Поверхность увлажняют в течение нескольких дней, для того чтобы поверхность не отбирала воду у бетона подливки. При подливке следят, чтобы не образовывались воздушные мешки, бетон заполнял колодцы и полости.

– Обкатка компрессора

Перед проведением обкатки производят визуальный осмотр качества монтажа. Производят проверку сборки фильтра (чистоту и правильность сборки). Масло заливают через 4 слоя марли, на подводах масла ставят металлические сетки с марлей. Затем запускают рабочий насос компрессора и пусковой мультипликатор, прокачивают масло по системе, установив редукционным клапаном давление 0,1-0,15 МПа и подогрев масло до 45-60 °С. [1]

В ходе прокачки производят осмотр и промывку подшипников, фильтров, сеток с марлей, проводят анализ масла на наличие механических примесей.

Обкатку ведут до полного отсутствия загрязнений, далее дополнительные сетки удаляют и меняют масло. На местах подвода масла к точкам смазки ставят дроссельные шайбы. При проверке работы маслосистемы компрессора проверяют рабочий и резервный маслонасосы, а также работу реле контроля смазки, т.е. включение резервного маслонасоса при падении давления в маслосистеме, а также его включение от резервной сети при отключении щита рабочего насоса. При проверке маслосистемы мультипликатора на включенном пусковом маслонасосе перепускным клапаном проверяют развиваемое давление (должно быть 0,5-0,6 МПа). [4]

Производя пробный пуск муфты «мультипликатор-электродвигатель» рассоединяют, нажатием кнопки «пуск», включают пусковой маслонасос системы смазки мультипликатора. Далее несколько раз кратковременно осуществляют пуск всего агрегата для проверки работы его узлов, осуществляя при этом контроль уровня шума и вибрации. При останове определяют выбег

(не менее 3 минут) и проверяют, включился ли пусковой маслосос мультипликатора. [5]

После пробного пуска проводят комплексную апробацию в рабочих средах. Перед этим производят проверку работы системы давления, вакуумируют систему хладагента и проводят зарядку хладагента и хладоносителя. При установке трубопроводов следят за их чистотой, свободой прохода болтов в отверстия фланцев и параллельностью соединяемых фланцев (отклонение не более 0,3 мм на диаметр). Трубопроводы должны опираться только на опоры и не передавать нагрузку на компрессор, так как в противном случае это может сказаться на центровке агрегата. [4]

3. Расчет мультипликатора

3.1. Выбор компрессора

Компрессор K411-122-1. Предназначен для сжатия сырого нефтяного газа плотностью от 0,824 до 1,12 кг/м³ на газоперерабатывающих заводах и промысловых компрессорных станциях и подачи его в общий коллектор.

Компрессор представляет собой центробежную, двенадцатиступенчатую машину с безлопаточными диффузорами. Секции ЦНД имеют встречное направление потока сжимаемого газа, что уменьшает протечки через думмис. Компрессор снабжен противопомпажной защитой и перепускным клапаном, позволяющим длительно работать на режимах неполной загрузки. Герметичность цилиндров компрессора обеспечивается концевыми уплотнениями торцевого типа.

3.2. Выбор мультипликатора для расчета

В приложение 1, приведены технические характеристики ряда одноступенчатых мультипликаторов (редукторов) ЗАО «Невский завод им. В.И. Ленина» для центробежных машин и газотурбинных энергетических установок выбираем мультипликатор соответствующий выбранному ЦКМ [8]. Нами был выбран мультипликатор K411-122-Г, его характеристики представлены в таблице 1.

Таблица 1 – Характеристики одноступенчатых мультипликаторов

Передаваемая мощность, МВт	Частота вращения вала, об/мин		Размеры, мм						Масса, кг
	ведущего	ведомого	В	Г	Д	Е	Ж	И**	
6,3	3000	11613	430	1220	570	1430	729	630	3450

** Расстояние до торца шестерни.

Типичная конструкция мультипликатора (редуктора) приведена на рисунке 17.

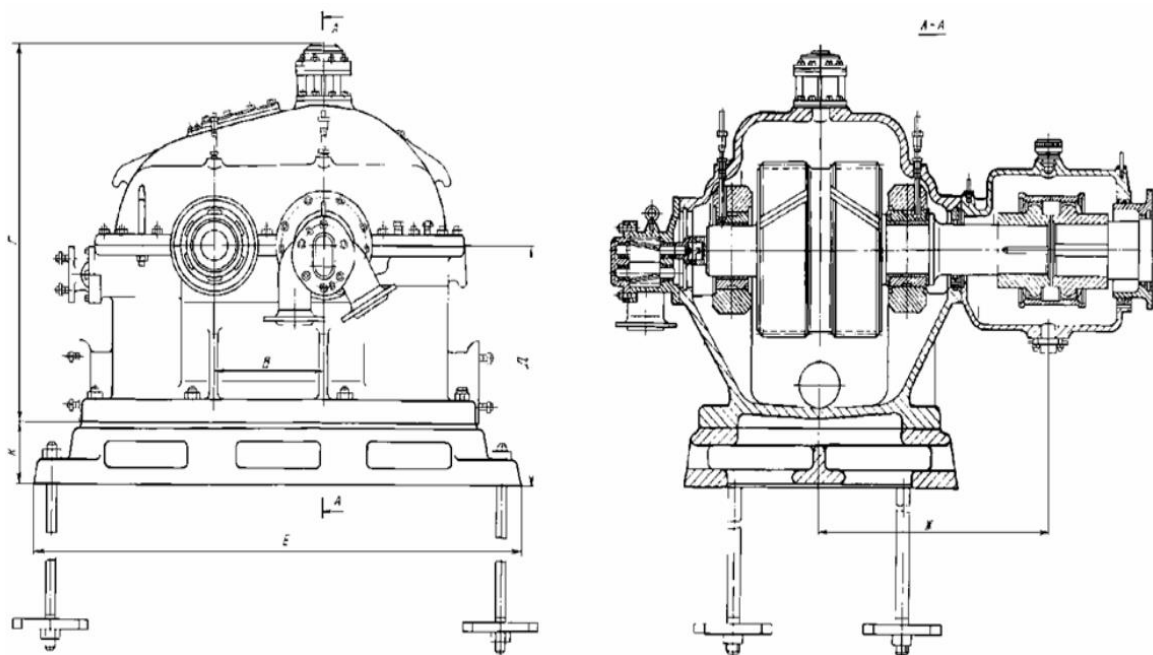


Рисунок 17 – Конструкция мультипликатора

3.2. Проектировочный расчёт зубчатого зацепления

Исходные данные:

При проектировании редуктора исходными данными являются: передаваемая мощность N , кВт; частота вращения входного вала - n_2 Гц (об/с); частота вращения выходного вала - n_1 , Гц (об/с).

Требуемое передаточное отношение:

$$u' = \frac{n_1'}{n_2'} . \quad (1)$$

$$U' = \frac{3000}{11613} = 0,25$$

U' – значение уточняется при окончательном расчете.

Введем в рассмотрение параметр относительной ширины зубчатого венца

$$q = \frac{b_w}{d_1} , \quad (2)$$

где b_w – рабочая ширина венца, мм; d_1 – делительный диаметр шестерни, мм.

Из опыта конструирования редукторов $1 \leq q \leq 2$.

В условиях проектировочного расчета принимаем:

- угол наклона линии зуба на делительном диаметре $\beta = 30^\circ$;
- коэффициент торцового перекрытия $\varepsilon_\alpha = 1,3$;
- параметр $q = 1,6$.

КПД привода равен произведению частных КПД передач, входящих в кинематическую схему:

принимаем частные КПД передач по табл. 1.1[1,2]:

коэффициент, учитывающий потери в муфтовой передаче $\eta_{м.п.} = 0,99$;

коэффициент, учитывающий потери в закрытой зубчатой передаче $\eta_{з.п.} = 0,97$;

коэффициент, учитывающий потери в подшипниках качения $\eta_{п.к.} = 0,995$;

Общий К.П.Д:

$$\eta_{пр} = \eta_{м.п.} \cdot \eta_{з.п.} \cdot \eta_{п.к.}^2 = 0,99 \cdot 0,97 \cdot 0,995^2 = 0,95$$

Частота вращения вала двигателя:

Выбираем двигатель

$$n_{дв} = \frac{n_2}{\eta_{м.п.}} = \frac{3000}{0,99} = 3030 \text{ об/мин}$$

СТД-6300-2РБ УХЛ4:

$$n_{дв} = 3000 \text{ мин}^{-1}; \quad P_{дв} = 6,3 \text{ МВт}$$

Угловая скорость двигателя:

$$\omega_{\partial в} = \frac{\pi \cdot n_{н.м}}{30} = \frac{\pi \cdot 3000}{30} = 314 \text{ рад/с}$$

момент на валу двигателя:

$$T_{\partial в} = \frac{P_{тр.}}{\omega_{\partial в}} = \frac{6300 \cdot 10^3}{314} = 20,063 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Ведущий вал редуктора:

частота вращения:

$$n_1 = 2970 \text{ мин}^{-1}.$$

угловая скорость вала:

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{\pi \cdot 2970}{30} = 311 \text{ рад/с}.$$

Мощность:

$$P_1 = P_{\partial в. (тр. в. в)} \cdot \eta_{р.л.} \cdot \eta_{н.к.} = 6300 \cdot 0,99 \cdot 0,995 = 6205 \text{ кВт}$$

Момент на валу:

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{6205 \cdot 10^3}{311} = 19951 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Ведомый вал мультипликатора:

частота вращения:

$$n_2 = 11613 \text{ мин}^{-1}.$$

угловая скорость вала

$$\omega_2 = \frac{\pi \cdot n_2}{30} = \frac{\pi \cdot 11613}{30} = 1215,5 \text{ рад/с}.$$

Мощность:

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{з.л.} \cdot \eta_{н.к.} = 6200 \cdot 0,97 \cdot 0,995 = 5984 \text{ кВт}$$

момент на валу:

$$T_2 = \frac{P_2}{\omega_2} = \frac{5984 \cdot 10^3}{1215,5} = 4923 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

3.3. Расчет зубчатых передач

Для уменьшения габаритов мультипликатора, выбираем материалы с повышенными механическими характеристиками, по таблице 3.3 [24], принимаем для шестерен сталь 12ХН3А, термообработка – цементация, с последующей закалкой с повторного нагрева; для обеспечения необходимой мелкозернистости, до твердости HRC 57; для колес – сталь 12ХН3А, термообработка цементация до твердости HRC 53, для равномерного изнашивания зубьев и лучшей прирабатываемости.

Допускаемые контактные напряжения определяем по формуле:

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{H \lim b} \cdot K_{HL}}{[S]_H}$$

Здесь $\sigma_{H \lim b}$ - предел контактной выносливости при базовом числе циклов.

По таблице 3.2 [1] для конструкционных сталей с твердостью поверхностей зубьев HRC 56 - 62 и термообработкой цементация:

$$\sigma_{H \lim b} = 23 \text{ HRC}$$

K_{HL} - коэффициент долговечности, примем для колес $K_{HL} = 1$

Для шестерен $K_{HL} = 1,1$

Коэффициент запаса прочности, для колес с поверхностной закалкой, цементированных, азотированных. $[S_H] = 1,2$.

Допускаемые контактные напряжения:

$$[\sigma]_{H1} = \frac{(23 \cdot 53) \cdot 1}{1,2} = 1015 \text{ МПа}$$

$$[\sigma]_{H2} = \frac{(23 \cdot 58) \cdot 1,1}{1,2} = 1222 \text{ МПа}$$

$$[\sigma]_{H12} = 0,45([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}) = 0,45(1015 + 1222) = 1006 \text{ МПа}$$

Допускаемые контактные напряжения при перегрузках:

$$[\sigma]_{H \max} \approx 2,8\sigma_T = 2,8 \cdot 700 = 1960 \text{ МПа}$$

Допускаемые напряжения изгиба определяем по формуле:

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_{F \lim b}}{[S]_F}$$

Здесь $\sigma_{F \lim b}$ - предел выносливости зубьев при изгибе, при базовом числе циклов.

По таблице 3.9 [1] для сталей с твердостью поверхностей зубьев HRC 57 - 63 и термообработкой объёмная закалка:

$$\sigma_{F \lim b} = 950 \text{ МПа}$$

$[S]_F$ - коэффициент запаса прочности:

$$[S]_F = [S]_F' \cdot [S]_F''$$

где, $[S]_F'$ - коэффициент, учитывающий нестабильность свойств материала колеса, по таблице 3.9 [1]: $[S]_F' = 1,55$

$[S]_F''$ - коэффициент, учитывающий способ получения заготовки колеса, для поковок и штамповок $[S]_F'' = 1$

Допускаемые напряжения изгиба для колес и шестерен:

$$[\sigma]_F = \frac{950}{1,55 \cdot 1} = 638 \text{ МПа}$$

Допускаемые напряжения изгиба при перегрузках:

K_{FL} – коэффициент долговечности для цементируемых сталей $K_{FL} = 2,5$

S_{CT} – коэффициент запаса прочности $S_{CT} = 1,75$

$$[\sigma]_{F \max} \approx \frac{\sigma_{F \lim b} \cdot K_{FL}}{S_{ct}} = \frac{950 \cdot 2,5}{1,75} = 1357 \text{ МПа}$$

Определяем межосевое расстояние по формуле:

$$a_w = (U_{3.4} + 1) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{270}{[\sigma]_H \cdot U_{1.2}} \right)^2 \frac{T_3 \cdot K_{H\beta}}{\psi_{ba}}}$$

где $K_{H\beta}$ - коэффициент нагрузки

по таблице 3.1 [24] для симметричного расположения колес $K_{H\beta} = 1,25$

ψ_{ba} - коэффициент ширины венца по межосевому расстоянию

для косозубых колес $\psi_{ba} = 0,25$

$$a_w = (3.871 + 1) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{270}{1006 \cdot 3.871}\right)^2 \frac{19951 \cdot 10^3 \cdot 1,25}{0,25}} = 381 \text{ мм}$$

принимаем по стандарту $a_{12} = 400 \text{ мм}$

Окружной модуль:

$$m_{\omega T} = (0,01 \div 0,02) \cdot a_{\omega T} = (0,01 \div 0,02) \cdot 400 = 4 \div 8 \text{ мм}$$

Принимаем $m_{\omega T} = 5 \text{ мм}$

Определяем число зубьев шестерни. Угол наклона зубьев примем $\beta = 18^\circ$.

$$z_2 = \frac{2a_w \cos \beta}{m_{\omega T}(U + 1)} = \frac{2 \cdot 400 \cdot \cos 20}{5(0,25 + 1)} = 30,86$$

Принимаем $z_2 = 30$

Определяем число зубьев колеса:

$$z_1 = z_2 \cdot U_{12} = 30 \cdot 0,25 = 116,13$$

Принимаем $z_1 = 116$

Уточненное значение угла наклона зубьев:

$$\cos \beta = \frac{m(z_1 + z_2)}{2a_w} = \frac{5 \cdot (30 + 116)}{2 \cdot 400} = 0,9125,$$

$$\beta = 24^\circ 14'.$$

Делительные диаметры:

шестерни
$$d_2 = \frac{m \cdot z_2}{\cos \beta} = \frac{5 \cdot 30}{0,9125} = 164,38 \text{ мм}$$

колеса
$$d_1 = \frac{m \cdot z_1}{\cos \beta} = \frac{5 \cdot 116}{0,9125} = 635,62 \text{ мм}$$

Проверка межосевого расстояния:

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{635,62 + 164,38}{2} = 400 \text{ мм}$$

Диаметры вершин зубьев:

шестерни $d_{a2} = d_2 + 2m_t = 164,38 + 2 \cdot 5 = 174,38 \text{ мм} ,$

колеса $d_{a1} = d_1 + 2m_t = 635,62 + 2 \cdot 5 = 645,62 \text{ мм} .$

Диаметры впадин зубьев:

шестерни $d_{f2} = d_2 - 2,5m_t = 164,38 - 2,5 \cdot 5 = 151,88 \text{ мм} ,$

колеса $d_{a1} = d_1 - 2,5m_t = 635,62 - 2,5 \cdot 5 = 623,12 \text{ мм} .$

Ширина:

колеса $b_1 = \psi_{ba} \cdot a_{wT} = 0,25 \cdot 400 = 100 \text{ мм} ,$

шестерни $b_2 = b_1 + 5 = 100 + 5 = 105 \text{ мм} .$

Определим коэффициент ширины по диаметру:

$$\psi_{bdT} = \frac{b_2}{d_2} = \frac{105}{164,38} = 0,638 .$$

Окружная скорость колеса:

$$v = \frac{\omega_2 \cdot d_2}{2} = \frac{5,24 \cdot n_2 \cdot d_2}{100} = \frac{11613 \cdot 164,38 \cdot 10^{-3}}{100} = 100,02 \text{ м/с} .$$

При данной скорости назначаем 6-ю степень точности.

Коэффициент нагрузки для проверки контактных напряжений:

$$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{Hv} = 1,29 \cdot 1,06 \cdot 1 = 1,37 .$$

здесь по таблицам 3.4, 3.5, 3.6 [1] определяем коэффициенты:

$$K_{H\beta} = 1,29; K_{H\alpha} = 1,06; K_{Hv} = 1 .$$

Проверяем контактные напряжения:

$$\sigma_H = \frac{270}{a_{wT}} \cdot \sqrt{\frac{T_3 \cdot K_H (U_{3,4} + 1)^3}{b_4 \cdot U_{3,4}^2}} = \frac{270}{400} \cdot \sqrt{\frac{19745 \cdot 10^3 \cdot 1,37(0,25 + 1)^3}{100 \cdot 0,25^2}} = 974 \text{ МПа} < [\sigma]_H .$$

Проверим контактные напряжения при перегрузках:

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \cdot \sqrt{\frac{T_{\text{нукс}}}{T}} = 974 \cdot \sqrt{\frac{1,7 \cdot T}{T}} = 1269 \text{ МПа} < [\sigma]_{H \max}$$

Силы, действующие в зацеплении:

Окружная $F_{tT} = 2 \cdot \frac{T_2 \cdot 10^3}{d_2} = 2 \cdot \frac{19951 \cdot 10^3}{635,62} = 62778 \text{ Н} .$

Радиальная $F_{rT} = F_{tT} \cdot \tan \alpha / \cos \beta = 62778 \cdot \tan 20^\circ / \cos 24 = 24849 \text{ Н}$

Осевая

$$F_{aT} = F_{tT} \cdot \operatorname{tg} \beta = \operatorname{tg} 24 = 27950 \text{ Н}$$

Проверка зубьев колеса на выносливость по напряжениям изгиба:

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} \cdot Y_{F2} \cdot Y_\beta \cdot K_{F\alpha}}{b_1 m_n} \leq [\sigma]_F.$$

где: Y_β – коэффициент, учитывающий наклонное расположение контактных линий,

$$Y_\beta = 1 - 0.0083 \cdot \beta = 0,8 \quad Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140} = 0,93$$

Здесь b_1 – рабочая ширина венца; d_1 – диаметр начальной окружности колеса; $K_{F\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями для косозубых и шевронных колес $K_{F\alpha}$ зависит от степени точности передачи, определяемой по таблице 2:

Таблица 2 – Степени точности

Степень точности	6	7	8	9
Коэффициент $K_{F\alpha}$	0,72	0,81	0,91	1,0

Таким образом $K_{F\alpha}=0,72$ для 6 степени точности.

$K_{F\beta}$ – коэффициент неравномерности нагрузки по длине зуба. Для прирабатывающихся зубьев с твердостью > 350 НВ, $K_{F\beta}$ определяется по таблице 3.8, [1].

Таким образом $K_{F\beta}=1,07$

K_{Fv} – коэффициент динамической нагрузки (см. табл. 3.9), зависящий от окружной скорости колес и степени точности передачи.

Таким образом $K_{Fv}=1.14$

Y_{F1} , Y_{F2} – коэффициент формы зуба шестерни и колеса. Определяют по таблице 3.11 в зависимости от числа зубьев шестерни и колеса. Для косозубых и шевронных передач – в зависимости от эквивалентного числа зубьев шестерни. [1]

Эквивалентное число зубьев:

$$z_{np2} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{30}{(\cos 24)^3} = 39,$$

$$z_{np1} = \frac{z_4}{\cos^3 \beta} = \frac{116}{(\cos 24)^3} = 152.$$

$$Y_{F2} = 3,4; Y_{F1} = 3,5.$$

Определяем отношения $\frac{[\sigma]_F}{Y_F}$:

$$\text{для шестерни} \quad \frac{[\sigma]_F}{Y_{F2}} = \frac{638}{3,4} = 187,64 \text{ МПа},$$

$$\text{для колеса} \quad \frac{[\sigma]_F}{Y_{F1}} = \frac{638}{3,5} = 182,28 \text{ МПа}$$

Найденное отношение меньше для колеса. Следовательно, дальнейшую проверку проводим для зубьев колеса.

Проверяем зуб колеса:

$$\sigma_{F1} = \frac{K_{F\beta} \cdot F_t \cdot Y_{F1} \cdot K_{FV} \cdot Y_{\beta} \cdot K_{F\alpha}}{b_1 \cdot m_t} = \frac{1,07 \cdot 62778 \cdot 3,5 \cdot 1,14 \cdot 0,8 \cdot 0,72}{100 \cdot 5} = 308,7 \text{ МПа} < [\sigma]_F$$

Проверяем зубья на перегрузку:

$$\sigma_{F \max} = \sigma_{F1} \cdot \frac{T_{\text{пуск}}}{T_{\max}} = 308,7 \cdot \frac{1,7 \cdot T}{T} = 524,8 \text{ МПа} \leq [\sigma]_{F \max}$$

3.4. Предварительный расчет валов мультипликатора

Расчет выполняем на кручение по пониженным допускаемым напряжениям.

Материал вал колеса примем Сталь 12ХН3А с термообработкой улучшение

Примем $[\tau]_K = 20 \text{ МПа}$

Крутящие моменты в поперечных сечениях валов:

- ведущего $T_1 = 19951 \text{ Н} \cdot \text{м};$
- ведомого $T_2 = 4293 \text{ Н} \cdot \text{м}.$

Диаметр выходного конца ведущего вала:

$$d_{\phi 1} = \sqrt[3]{\frac{T_1}{3,14 \cdot [\tau]_K}} = \sqrt[3]{\frac{19951 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 20}} = 68,23 \text{ мм},$$

принимаем $d_{\kappa 1} = 70 \text{ мм}$; шестерню выполняем заодно с валом.

Материал Сталь 12ХН3А термообработка цементация.

Диаметр выходного вала при допускаемом напряжении на кручение

$$[\tau]_K = 25 \text{ МПа}$$

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{T_2}{3,14 \cdot [\tau]_K}} = \sqrt[3]{\frac{4293 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 25}} = 37,95 \text{ мм}.$$

Принимаем диаметр $d_{\kappa 2} = 40 \text{ мм}$;

шестерню выполняем заодно с валом.

3.5. Определение размеров элементов корпуса мультипликатора

Толщина стенок корпуса:

$$\delta = 0,025 \cdot a_{\omega T} + 3 = 0,025 \cdot 400 + 3 = 13 \text{ мм}$$

принимаем $\delta = 13 \text{ мм}$.

Толщина фланцев:

- верхнего фланца корпуса

$$b = 1,5 \cdot \delta = 1,5 \cdot 13 = 19,5 \text{ мм};$$

- нижнего фланца крышки корпуса

$$b_1 = 1,5 \cdot \delta_1 = 1,5 \cdot 8 = 19,5 \text{ мм};$$

конструктивно примем $b = 20 \text{ мм}$

- нижнего фланца корпуса без бобышки

$$p = 2,35 \cdot \delta = 2,35 \cdot 13 = 30,55 \text{ мм};$$

Принимаем $p = 32 \text{ мм}$.

Толщина ребер:

- основания корпуса

$$m = (0,85 \div 1) \cdot \delta = (0,85 \div 1) \cdot 13 = 11,05 \div 13 \text{ мм},$$

принимаем $m = 13 \text{ мм}$;

- крышки

$$m_1 = (0,85 \div 1) \cdot \delta_1 = (0,85 \div 1) \cdot 13 = 11,05 \div 13 \text{ мм},$$

принимаем $m_1 = 13 \text{ мм}$.

Диаметры болтов:

- Фундаментных
принимаем конструктивно болты с резьбой M16;
- крепящих крышку к корпусу у подшипника
принимаем конструктивно болты с резьбой M12;
- соединяющих крышку с корпусом
принимаем болты с резьбой M10.
- соединяющих крышки подшипников с корпусом принимаем болты с резьбой M8.

Наименьший зазор между наружной поверхностью колеса и внутренней стенкой корпуса по диаметру:

$$A = (1 \div 1,2) \cdot \delta = (1 \div 1,2) \cdot 13 = (13 \div 15,6) \text{ мм}.$$

Примем $A = 16 \text{ мм}$,

по торцам $A_1 \approx A = 16 \text{ мм}$.

3.6. Подбор и проверка подшипников

В мультипликаторах и редукторах турбомашин применяются в основном подшипники с цилиндрической формой расточки, обладающие высокой несущей способностью. Отношение длины подшипника к диаметру выбирается в пределах $l/d = 0,8 \dots 1,2$.

Примем: $l = 70 \text{ мм}$

$$d = 70 \text{ мм}$$

В мультипликаторах ЦКМ и редукторах турбомашин применяются подшипники скольжения с антифрикционным слоем из баббита. Как правило, применяется баббит марки Б-83 ГОСТ 1320–74. [8]

Упрощенный расчет подшипников скольжения:

Расчет основан на удовлетворении условий:

$$p \leq [p], [3]$$

где

$p = F_r / ld$ — среднее давление в подшипнике;

F_r — радиальная нагрузка на подшипник, Н;

d — диаметр цапфы, мм;

l — длина цапфы, мм;

V - окружная линейная скорость на шейке вала;

$$V = \frac{\omega \cdot d}{2} = \frac{314 \cdot 0,07}{2} = 11 \text{ м/с}$$

Допускаемое давление в подшипнике **p**, представлено в таблице 3

Таблица 3 – Допускаемое давление подшипника

Марка	Область применения	$[p]$, Н/мм ²	$[v]$, м/с
Б89; Б83	Подшипники, несущие большую нагрузку и работающие при большой скорости скольжения: паровых турбин, турбогенераторов, электродвигателей мощностью свыше 750 кВт, двигателей внутреннего сгорания	20	60

$$p = \frac{F_r}{l \cdot d} = \frac{65000}{70 \cdot 70} = 13,26 \text{ Н/мм}^2, \quad p < [p]$$

В силу высокой нагруженности передач и значительной скорости на шейках работоспособность подшипников зависит от температуры масла в смазочном слое. Для баббита Б-83 работа подшипника при температуре в смазочном слое ≥ 110 °С не рекомендуется. На основе экспериментальных исследований на стендах и в натурных условиях приведена зависимость для оценки максимальной температуры в подшипниках зубчатых передач:

$$t_{\max} = \left[(6.8 + 0.85q) \cdot \sqrt{v} + t_{\text{ex}} \right] \cdot K_t,$$

где $q = \frac{Q}{ld}$ — удельная нагрузка на подшипник, МПа (здесь Q — нагрузка на подшипник, Н; l , d — длина и диаметр вкладыша, м); v — окружная

линейная скорость на шейке, $t_{\text{вх}}=30^{\circ}\text{C}$ – температура масла на входе в подшипник; K_t – коэффициент, учитывающий положение маслоподводящей канавки. При подводе масла к шейке в горизонтальной плоскости $K_t \sim 1,1$.

$$t_{\text{max}} = [(6,8 + 0,85 \cdot 12,81) \cdot \sqrt{11} + 30] \cdot 1,1 = 97,53^{\circ}\text{C}$$

Таким образом принятые значения вала зубчатого колеса $d=70$ мм, и длина подшипника скольжения $l=70$ мм, являются приемлемыми.

3.7. Подбор и проверка шпоночных и шлицевых соединений

Ведущий вал

Назначаем размеры шпонок по ГОСТ 23360–78. Материал шпонок – Сталь 30ХГСА улучшенная $[\sigma_{\text{см}}] = 539$ МПа

Проверяем соединение на смятие:

$d=100$ мм; $b \times h = 22 \times 14$ мм; $t_1 = 9$ мм; $l = 235$ мм; исполнение 3

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot T_2 \cdot 10^3}{2 \cdot d \cdot (h - t_1) l_p} = \frac{2 \cdot 19951 \cdot 10^3}{2 \cdot 100 \cdot (14 - 9)(235)} = 498,775 \text{ МПа}$$

Напряжение смятия меньше допустимого, условие выполняется.

Проверяем соединение на срез:

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{F_t}{A_c} \leq [\tau_{\text{ср}}] \quad F_t = \frac{2T}{d} \quad A_c = b \cdot l \quad [\tau_{\text{ср}}] = 220 \text{ МПа}$$

Где T – момент на колесе, d – диаметр вала, b – ширина шпонки, l – длина шпонки.

$$F_t = \frac{2 \cdot 19951 \cdot 1000}{100} = 499375 \text{ Н},$$

$$A_c = 22 \cdot 235 = 5170 \text{ мм}^2$$

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{499375}{5170} = 227 \text{ МПа} > [\tau_{\text{ср}}] \text{ – поскольку условие не выполнено, заменяем}$$

шпоночное соединение шлицевым.

Примем шлицевое соединение по ГОСТ 1139-80.

Выбираем шлицевое соединение из средней серии 10x102x112 – шлицевое соединение прямобоочное с центрированием по наружному диаметру.

$$\sigma_{cm} = \frac{2 \cdot T_2}{d_{cp} \cdot z \cdot h \cdot l \cdot f} \leq [\sigma_{cm}],$$

где f - коэффициент неравномерности распределения давления по контактной поверхности зуба $0,7 \leq f \leq 0,8$;

d_{cp} - средний диаметр соединения; z - число зубьев;

T - момент передаваемый соединением,

h и l - высота и длина контактной поверхности зубьев.

$$h = \frac{D - d}{2} - 2 \cdot f = \frac{112 - 102}{2} - 1,6 = 3,4 \text{ мм}$$

$$d_{cp} = \frac{102 + 112}{2} = 107 \text{ мм}$$

$$\sigma_{cm} = \frac{2 \cdot 19951 \cdot 1000}{107 \cdot 10 \cdot 3,4 \cdot 235 \cdot 0,7} = 419 \text{ МПа}$$

В данном расчете используется шлицевое соединение средним диаметром $d_{cp} = 107$ мм, поскольку колесо обладает большим диаметром $d_1 = 635,62$ мм, так же для устранения осевых нагрузок принимаем вместо косозубой передачи шевронную с такими же параметрами.

Рассчитаем соединение вала на входе в мультипликатор.

Назначаем размеры шпонок по ГОСТ 23360–78. Материал шпонок – Сталь 30ХГСА улучшенная $[\sigma_{cm}] = 539 \text{ МПа}$

Проверяем соединение на смятие:

$d = 85$ мм; $b \times h = 22 \times 14$ мм; $t_1 = 9$ мм; $l = 100$ мм; исполнение 3

$$\sigma_{cm} = \frac{2 \cdot T_2 \cdot 10^3}{2 \cdot d \cdot (h - t_1) l_p} = \frac{2 \cdot 19951 \cdot 10^3}{2 \cdot 85 \cdot (14 - 9) (100)} = 469,4 \text{ МПа}$$

Напряжение смятия меньше допустимого, условие выполнено.

Проверяем соединение на срез:

$$\tau_{cp} = \frac{F_t}{A_c} \leq [\tau_{cp}] \quad F_t = \frac{2T}{d} \quad A_c = b \cdot l \quad [\tau_{cp}] = 220 \text{ МПа}$$

Где T - момент на шестерне, d – диаметр вала, b – ширина шпонки, l – длина шпонки.

$$F_t = \frac{2 \cdot 19951 \cdot 1000}{85} = 469435 \text{ Н},$$

$$A_c = 22 \cdot 100 = 2200 \text{ мм}^2$$

$\tau_{cp} = \frac{469435}{2200} = 213,3 \text{ МПа} < [\tau_{cp}]$ поскольку расчетное напряжение на срез близко к допустимому, заменяем шпоночное соединение шлицевым.

Примем шлицевое соединение по ГОСТ 1139-80.

Выбираем шлицевое соединение из средней серии 12х72х82 – шлицевое соединение прямобоочное с центрированием по боковым граням.

$$\sigma_{cm} = \frac{2 \cdot T_2}{d_{cp} \cdot z \cdot h \cdot l \cdot f} \leq [\sigma_{cm}]$$

Где f - коэффициент неравномерности распределения давления по контактной поверхности зуба $0,7 \leq f \leq 0,8$

d_{cp} – средний диаметр соединения; z – число зубьев; T – момент передаваемый соединением, h и l – высота и длина контактной поверхности зубьев,

$$h = \frac{D - d}{2} - 2 \cdot f = \frac{82 - 72}{2} - 1,6 = 3,4 \text{ мм}$$

$$d_{cp} = \frac{72 + 82}{2} = 77 \text{ мм}$$

$$\sigma_{cm} = \frac{2 \cdot 19951 \cdot 1000}{77 \cdot 10 \cdot 3,4 \cdot 100 \cdot 0,7} = 221,7 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{cm} \leq [\sigma_{cm}]$$

Условие выполнено.

Ведомый вал

На ведомом вале шестерня изготавливается заодно с валом.

Рассчитаем соединение вала на выходе из мультипликатора.

Назначаем размеры шпонок по ГОСТ 23360–78. Материал шпонок – Сталь 30ХГСА улучшенная $[\sigma_{cm}] = 539 \text{ МПа}$

Проверяем соединение на смятие:

$d=70$ мм; $b \times h = 20 \times 12$ мм; $t_1 = 7,5$ мм; $l = 110$ мм; исполнение 3

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T_2 \cdot 10^3}{2 \cdot d \cdot (h - t_1) l_p} = \frac{2 \cdot 4923 \cdot 10^3}{2 \cdot 70 \cdot (12 - 7,5)(110)} = 142 \text{ МПа}$$

Напряжение смятия меньше допустимого, условие выполнено.

Проверяем соединение на срез:

$$\tau_{ср} = \frac{F_t}{A_c} \leq [\tau_{ср}] \quad F_t = \frac{2T}{d} \quad A_c = b \cdot l \quad [\tau_{ср}] = 220 \text{ МПа}$$

Где T - момент на шестерне, d – диаметр вала, b – ширина шпонки, l – длина шпонки.

$$F_t = \frac{2 \cdot 4923 \cdot 1000}{70} = 140657 \text{ Н,}$$

$$A_c = 20 \cdot 110 = 2200 \text{ мм}^2$$

$$\tau_{ср} = \frac{499375}{220} = 63,94 \text{ МПа} < [\tau_{ср}]$$

Условие выполнено.

3.8. Расчет смазки и потерь в зацеплении

Одной из важных задач, стоящих при создании надежных высокоскоростных передач, является задача обеспечения оптимальных условий смазки зубчатых колес.

Смазка зубьев всех зубчатых передач турбомашин струйная и осуществляется посредством распределительных форсунок, подающих масло в зону зацепления.

Основные назначения смазки:

- отвод тепла, т. е. поддержание необходимой температуры для нормальной работы;
- предотвращение (уменьшение) изнашивания зубьев;
- уменьшение трения в зубчатых передачах и, следовательно, снижение нагрева контактирующих поверхностей.

При правильном выборе и применении смазки может быть получен заметный экономический эффект как за счет повышения долговечности зубчатых передач, так и за счет уменьшения непроизводительных потерь энергии на трение и расширения эксплуатационных возможностей машин.

Масло, подаваемое на смазку зубьев, подвергается разбрызгиванию, выдавливанию из зоны зацепления, перемешиванию отраженных от корпуса частиц и масловоздушной среды. Потери мощности на барботаж в первую очередь зависят от окружной скорости, линейных размеров колеса, плотности масловоздушной среды и конструкции корпуса редуктора. Для зубчатых колес и шестерен при температуре смазки на выходе из редуктора 40-80 °С и плотности масла около 900 кг/м³ при t=20 °С потери на барботаж ΔP_6 можно найти по эмпирической формуле:

$$\Delta P_6 = 0,5 \cdot \omega^3 \cdot d_1^5 \cdot \left(1 + \frac{5b_1}{d_1}\right) \cdot 10^{-6} \text{ кВт}, [6]$$

где ω – угловая скорость вращения, рад/с; b_1 – рабочая ширина зубчатого венца, м; d_1 – делительный диаметр колеса, м.

$$\Delta P_6 = 0,5 \cdot 311^3 \cdot 0,6359^5 \cdot \left(1 + \frac{5 \cdot 0,1}{0,6359}\right) \cdot 10^{-6} = 2,8 \text{ кВт},$$

Потери мощности на барботаж связаны с расходом масла на зубчатое зацепление формулой [8]:

$$\Delta P_6 = K \cdot V^2 \cdot Q_z,$$

Где Q_z – расход масла на зацепление, л/мин; K – безразмерный коэффициент, при окружной скорости колеса $70 \text{ м/с} \leq V \leq 120 \text{ м/с}$ $K = 3,2 \cdot 10^{-5}$, в нашем случае $V = 100 \text{ м/с}$; таким образом:

$$Q_z = \frac{\Delta P_6}{K \cdot V^2} = \frac{2,8}{3,2 \cdot 10^{-5} \cdot 100^2} = 8,75 \text{ л/мин};$$

При работе передач масло постепенно загрязняется продуктами износа деталей передач. С течением времени оно стареет, свойства его ухудшаются. Поэтому масло, налитое в корпус редуктора, периодически меняют. Для этой цели в корпусе предусматривают сливное отверстие, закрываемое пробкой.

При длительной работе в связи с нагревом масла и воздуха повышается давление внутри корпуса. Это приводит к просачиванию масла через уплотнения и стыки. Чтобы избежать этого, внутреннюю полость корпуса сообщают с внешней средой путем установки в его верхних точках отдушины.

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

Студенту:

Группа	ФИО
3-4Е41	Ершов Михаил Юрьевич

Школа	ИШПР	Отделение (НОЦ)	ОНД
Уровень образования	бакалавриат	Направление	15.03.02 «Технологические машины и оборудование»

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

1. Стоимость ресурсов научного исследования (НИ): материально-технических, энергетических, финансовых, информационных и человеческих	- Оклад руководителя проекта – 24264 руб. в месяц. - Оклад студента – 1850 руб. в месяц; стоимость электроэнергии - 5,8 руб. кВт*ч – для юр лиц; стоимость интернета – 360 руб. в месяц. - Человеческие ресурсы – 2 человека (руководитель и дипломник). Материально-технические ресурсы 682000 руб.
2. Нормы и нормативы расходования ресурсов	Нормы расхода материалов, тарифные ставки заработной платы рабочих, нормы амортизационных отчислений, нормы времени на выполнение операций в ходе выполнения операций согласно нормативным документам. 30 % премии к заработной плате 20 % надбавки за профессиональное мастерство 1,3 - районный коэффициент для расчета заработной платы.
3. Используемая система налогообложения, ставки налогов, отчислений, дисконтирования и кредитования	На основании пункта 425 ст. закона 27.11.2017 № 361-ФЗ. 3 для учреждений осуществляющих образовательную и научную деятельность вводится пониженная ставка - 27,1% . Страховые взносы и выплаты, проводимые в пользу физических лиц за счет средств гранта (пункт 1 статьи 420 Налогового кодекса Российской Федерации). Ставка НДС 20%.

Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:

1. Оценка коммерческого потенциала, перспективности и альтернатив проведения НИИ с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения	Определение ресурсной (ресурсосберегающей), финансовой, бюджетной, социальной и экономической эффективности исследования; оценка коммерческого потенциала и перспективности проведения научных исследований; определение возможных альтернатив проведения научных исследований, отвечающих современным требованиям в области ресурсоэффективности и ресурсосбережения.
2. Планирование и формирование бюджета научных исследований	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 исполнительной темы. 6. Дополнительная заработная плата исполнительной темы. 7. Отчисление во внебюджетные фонды. 8. Накладные ресурсы. 9. Формирование бюджета затрат научно-исследовательского проекта.
Перечень графического материала (с точным указанием обязательных чертежей):	
1. Оценка конкурентоспособности технических решений; 2. Матрица SWOT; 3. Определение возможных альтернатив проведения научных исследований; 4. Альтернативы проведения НИИ; 5. График проведения и бюджет НИИ.	

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

Задание выдал консультант:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Профессор ОСГН ШБИП ТПУ	Трубникова Н.В.	д.и.н. доцент		

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
3-4Е41	Ершов Михаил Юрьевич		

4. Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение

4.1 Потенциальные потребители результатов исследования

Продукт: мультипликатор для передачи крутящего момента от электродвигателя к центробежному компрессору.

Целевой рынок: нефтяные и газовые компании.

Таблица 5 – Целевой рынок

		Вид исследования мультипликатора		
		Расчет и подбор мультипликатора	Анализ работы	Конструирование мультипликатора
Размер компании	Крупные			
	Средние			
	Мелкие			

- «Сургутнефтегаз»
 - «Томскнефть»
 - «Дагнефтегаз»

В различных исследованиях мультипликатор для передачи крутящего момента от электродвигателя к центробежному компрессору нуждаются в основном крупные компании. Мультипликатор способен значительно увеличивать частоту вращения. Крупным компаниям важен расчет и подбор мультипликатора, так как каждое месторождение требует к себе различные характеристики: окружающие условия среды, передаваемая мощность, местность. Для каждой скважины используют оборудование с разными техническими характеристиками.

На основе анализа работы ведется конструирование, учитываются факторы максимальной грузоподъемности, подбирают соответствующий материал для изготовления.

4.2 Анализ конкурентных технических решений с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения

Детальный анализ конкурирующих разработок, существующих на рынке, необходимо проводить систематически, по скольку 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 6 – 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	0,08	3	4	2	0,24	0,32	0,16

рынок							
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	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 мультипликатора;

Б_{к1} – Применение двухрядного мультипликатора;

Б_{к2} – Применение другого вида механизма.

По таблице 6 видно, что наиболее эффективно использовать двухрядный мультипликатор, так же он является наиболее конкурентоспособным к другим видам, так как обладает рядом преимуществ, он способен выдавать большую частоту вращения, при этом имеет малые габаритные размеры, что важно на рынке.

$$k1 = \frac{БФ}{Бк1} = \frac{36}{39} = 0,9; k2 = \frac{Бк2}{Бк1} = \frac{35}{39} = 0,89$$

4.3 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 представлены в табличной форме (табл. 7).

Таблица 7 – Матрица SWOT

	Сильные стороны научно-исследовательского проекта: C1: Простота механизма; C2: Использование мультипликатора; C3: Использование моделирования; C4: Наличие бюджетного финансирования.	Слабые стороны научно-исследовательского проекта: Сл1: Ненадежность механизма; Сл2: Недостаточная крутящий момент; Сл3: Внутренние производственные проблемы; Сл4: Отставание в области исследования и разработок.
Возможности: B1: Сотрудничество с изготовителями мультипликаторов; B2: Использование инновационной		

инфраструктуры ТПУ; В3: Повышение стоимости конкурентных разработок; В4: Использование других видов редукторов.		
Угрозы: У1: Отсутствие спроса на новые производства; У2: Снижение бюджета на разработку; У3: Высокая конкуренция в данной отрасли.		

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. Интерактивная матрица проекта представлена в таблицах.

Таблица 8 – Интерактивная матрица возможностей и сильных сторон проекта

Сильные стороны проекта					
Возможности проекта		C1	C2	C3	C4
	B1	-	+	-	0
	B2	-	-	+	+
	B3	-	0	0	-
	B4	-	0	+	-

При анализе данной интерактивной таблицы можно выделить следующие сильно коррелирующие возможности и сильные стороны проекта: B1C2, B2C3C4, B4C3.

Таблица 9 – Интерактивная матрица возможностей и слабых сторон проекта

Слабые стороны проекта					
Возможности проекта		Сл1	Сл2	Сл3	Сл4
	B1	-	+	-	-
	B2	0	-	-	-
	B3	-	-	0	-
	B4	0	+	-	+

При анализе данной интерактивной таблицы можно выделить следующие сильно коррелирующие возможности и слабые стороны проекта: B1Сл2, B4Сл2, B4Сл4.

Таблица 10 – Интерактивная матрица угроз и сильных сторон проекта

Сильные стороны проекта					
Угрозы проекта		C1	C2	C3	C4
	У1	+	0	-	-
	У2	-	-	-	-
	У3	0	-	-	0

При анализе данной интерактивной таблицы можно выделить следующие сильно коррелирующие угрозы и сильные стороны проекта: У3С4.

Таблица 11 – Интерактивная матрица угроз и слабых сторон проекта

Слабые стороны проекта					
Угрозы проекта		Сл1	Сл2	Сл3	Сл4
	У1	+	+	-	
	У2	0	-	-	+
	У3	-	-	0	-

При анализе данной интерактивной таблицы можно выделить следующие сильно коррелирующие угрозы и сильные стороны проекта: У1Сл1Сл2, У2Сл4, У3Сл3.

В рамках третьего этапа составляем итоговую матрицу SWOT-анализа (табл. 7).

Таблица 12 – Матрица SWOT

	Сильные стороны научно-исследовательского проекта: С1: Простота механизма; С2: Использование мультипликатора; С3: Использование моделирования; С4: Наличие бюджетного финансирования.	Слабые стороны научно-исследовательского проекта: Сл1: Ненадежность механизма; Сл2: Недостаточная крутящий момент; Сл3: Внутренние производственные проблемы; Сл4: Отставание в области исследования и разработок.
Возможности: В1: Сотрудничество с изготовителями мультипликаторов; В2: Использование инновационной инфраструктуры ТПУ; В3: Повышение стоимости конкурентных разработок;	Результаты анализа интерактивной матрицы проекта полей «Сильные стороны и возможности»: В1С2 – позволяет использовать мультипликатор для передачи крутящего момента к центробежному	Результаты анализа интерактивной матрицы проекта полей «Слабые стороны и возможности»: В1Сл2 – изготовитель может решить проблему с низкой частотой вращения других материалов и технологий, повышающих КПД

В4: Использование других видов редукторов.	компрессору. В2С3С4 – при использовании инфраструктуры ТПУ можно создавать модели при бюджетном финансировании. В4С3 – при помощи программ, можно создать и рассчитать другой механизм.	мультипликатора. В4Сл2Сл4 – при использовании других редукторов, крутящий момент может быть не передан, что приводит к отставанию в области разработок.
Угрозы: У1: Отсутствие спроса на новые производства; У2: Снижение бюджета на разработку; У3: Высокая конкуренция в данной отрасли.	Результаты анализа интерактивной матрицы проекта полей «Сильные стороны и угрозы»: У3С1 – из-за простоты конструкции и работы с ним, есть возможность найти нишу на рынке.	Результаты анализа интерактивной матрицы проекта полей «Слабые стороны и угрозы»: У1Сл1Сл2 – возможно отсутствие спроса из-за недостаточных характеристик данного оборудования. У2Сл4 – возможно снижение бюджета на разработку вследствие устаревших технологий.

4.4 Технология QuaD

Технология QuaD (QUality ADvisor) представляет собой гибкий инструмент измерения характеристик, описывающих качество новой разработки и ее перспективность на рынке и позволяющие принимать решение целесообразности вложения денежных средств в научно-исследовательский проект.

Таблица 13 - Оценочная карта

Критерии оценки	Вес критери я	Бал- лы	Макси- мальны й балл	Относи- тельное значение (3/4)	Средневзвешенно е Значения (5x2)
1	2	3	4	5	
Показатели оценка качества разработки					
1. Повышение производительности труда пользователя	0.07	65	100	0.65	0.0455
2. Удобство в эксплуатации (соответствует требованиям потребителей)	0.13	75	100	0.75	0.0975
3. Помехоустойчивость	0.03	50	100	0.5	0.015
4. Энергоэкономич- ность	0.1	70	100	0.7	0.07
5. Надежность	0.2	100	100	1	0.2
6. Уровень шума	0.04	40	100	0.4	0.016
Показатели оценки коммерческого потенциала разработки					
7. Продукт	0.03	70	100	0.7	0.021
8. Уровень проникновения на рынок	0.04	80	100	0.7	0.032

9. Цена	0.06	45	100	0.45	0.027
10. Предполагаемый срок эксплуатации	0.1	100	100		0.1
Итого :	1	695	100	6.95	0.624

Оценка качества и перспективности по технологии QuaD определяется по формуле:

$$П_{ср} = \sum B_i \cdot Б_i$$

где $П_{ср}$ – средневзвешенное значение показателя качества и перспективности научной разработки;

$В_i$ – вес показателя (в долях единицы);

$Б_i$ – средневзвешенное значение i -го показателя.

Значение $П_{ср}$ - позволяет говорить о перспективах разработки и качестве проведенного исследования. Если значение показателя $П_{ср}$ - получилось от 100 до 80, то такая разработка считается перспективной. Если от 79 до 60 – то перспективность выше среднего. Если от 69 до 40 – то перспективность средняя. Если от 39 до 20 – то перспективность ниже среднего. Если 19 и ниже – то перспективность крайне низкая.

$$П_{ср} = 75,9$$

Данное значение лежит в интервале от 60 до 79, следовательно, перспективность разработки проекта модернизации – выше среднего.

4.5 Определение возможных альтернатив проведения научных исследований

Морфологический подход основан на систематическом исследовании всех теоретически возможных вариантов, вытекающих из закономерностей строения (морфологии) объекта исследования.

Реализация метода предусматривает следующие этапы.

1. Точная формулировка проблемы исследования: предложить новую эффективную конструкцию мультипликатора, для передачи крутящего момента.

2. Раскрытие всех важных морфологических характеристик объекта исследования.

3. Раскрытие возможных вариантов по каждой характеристике. В рамках этого этапа составляется морфологическая матрица. Результаты морфологической матрицы для мультипликатора приведен в таблице.

Таблица 13 - Морфологическая матрица для мультипликатора

	1	2	3	4
А. Привод	Ручной	Электри- ческий	ДВС	Гидравлич- еский
Б. Передача	Ременная	Цепная	Муфта	
В. Тип установки	Стацио- нарная	Передвижная		
Г. Число валов	Один	Два	Три	
Д. Тип колес	Нарезные	Литые		
Е. Тип мотора	Электри- ческий	Гидравли- ческий	Механи- ческий	
Ж. Тип операций	Тяговые	Буровые	Маневровые	Скреперные
З. Конструкция передачи	Червячные	Планетарные	Гидравли- ческие	Цилиндри- ческие
И. Тип тормоза	Ленточные	Дисковые	Вакуумные	Без тормозов

Выбор наиболее желательных функционально конкретных решений. На этом этапе описываются возможные варианты решения поставленной проблемы с позиции ее функционального содержания и ресурсосбережения. Можно предложить Предложены следующие варианты: А1Б1В2Г1Д2Е3Ж1З5И1; А2Б2В2Г3Д1Е2Ж2З2И1; А3Б2В1Г1Д3Е3Ж1З1И2.

4.6 Планирование управления научно-исследовательских проектом

4.6.1 Структура работ в рамках научного исследования

При организации научно-исследовательской работы необходимо планировать занятость каждого участника и определить сроки выполнения этапов работ. При реализации проекта рассматриваются два исполнителя: руководитель (Р), студент (С). Выделенные этапы представлены в таблице №.

Таблица 14 – Перечень этапов, работ и распределение исполнителей

Основные этапы	№ раб.	Содержание работ	Должность исполнителя
Разработка технического задания	1	Составление и утверждение технического задания	Руководитель Студент
Выбор направления исследований	2	Выбор направления исследований	Руководитель
	3	Подбор и изучение литературы по теме	Бакалавр
	4	Календарное планирование работ по теме	Руководитель, Бакалавр
Теоретические и расчетные исследования	5	Поиск необходимых технических решений для повышения эффективности системы ППД	Бакалавр
	6	Проведение расчетов по подбору подшипникового узла	Бакалавр
Обобщение и оценка результатов	7	Оценка результатов исследования	Руководитель, Бакалавр
Оформления отчета по исследовательской работе	8	Составление пояснительной записки	Руководитель, Бакалавр

4.6.2 Определение трудоемкости и разработка графика выполнения работ

Для построения линейного графика необходимо рассчитать длительность этапов в рабочих днях, а затем перевести в календарные дни. Расчет продолжительности выполнения каждого этапа в рабочих днях выполняется по формуле:

$$T_{РД} = \frac{t_{ож}}{K_{ВН}} \cdot K$$

где $t_{ож}$ – трудоемкость работы, чел/дн;

$K_{ВН}$ – коэффициент выполнения работ ($K_{ВН} = 1$);

K_d – коэффициент, учитывающий дополнительное время на компенсации и согласование работ ($K_d = 1,2$).

Расчет продолжительности этапа в календарных днях ведется по формуле:

где $t_{ож}$ – трудоемкость работы, чел/дн;

$K_{ВН}$ – коэффициент выполнения работ ($K_{ВН} = 1$);

K_d – коэффициент, учитывающий дополнительное время на компенсации и согласование работ ($K_d = 1,2$).

Расчет продолжительности этапа в календарных днях ведется по формуле:

$$T_{КД} = T_{РД} \cdot T_K,$$

где $T_{РД}$ – продолжительность выполнения этапа в рабочих днях;

$T_{КД}$ – продолжительность выполнения этапа в календарных днях;

T_K – коэффициент календарности.

Коэффициент календарности рассчитывается по формуле:

$$T_K = \frac{T_{кал}}{T_{кал} - T_{вд} - T_{пд}},$$

где $T_{КАЛ}$ – календарные дни ($T_{КАЛ} = 365$);

$T_{ВД}$ – выходные дни ($T_{ВД} = 104$);

$T_{ПД}$ – праздничные дни ($T_{ПД} = 14$).

$$T_K = \frac{365}{365 - 118} = 1.478,$$

Для расчета ожидаемого значения продолжительности работ $t_{ож}$ применяется две оценки: t_{min} и t_{max} (метод двух оценок).

$$t_{ож} = \frac{3t_{min} + 2t_{max}}{5},$$

где t_{min} – минимальная трудоемкость работ, чел/дн;

t_{max} – максимальная трудоемкость работ, чел/дн.

Из расчета ожидаемой трудоемкости работ, определим продолжительность каждой работы в рабочих днях T_{pi} учитывая параллельность выполнения работ несколькими исполнителями:

$$T_{pi} = \frac{T_{ожi}}{\chi_i},$$

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

$T_{ожi}$ - ожидаемая трудоемкость выполнения одной работы, чел.-дн;

χ_i - численность исполнителей, выполняющих одновременно одну и ту же работу на данном этапе, чел.

Для построения диаграммы Ганта, переведем длительность каждого из этапов работ в календарные дни:

$$T_{ki} = T_{pi} \cdot T_k,$$

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

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

T_k – коэффициент календарности.

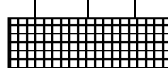
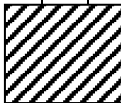
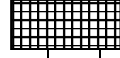
Таблица 15 - Временные показатели проведения научного исследования

№ работ	Трудоемкость работ						Исполнители	T _{pi}	T _{ki}
	t _{mini}		t _{maxi}		t _{ожи}				
	C	P	C	P	C	P		C+P	C+P
1	2	1	3	2	2,4	1,4	2	1,9	2,81
2	10	3	17	5	12,8	3,8	2	8,3	12,27
3	5	2	7	3	5,8	2,4	2	4,1	6,06

4	2	0	3	0	2,4	0	2	1,2	1,77
5	3	0	5	0	3,8	0	1	3,8	5,62
6	40	0	60	0	48	0	1	48	70,94
7	2	2	3	3	2,4	2,4	2	2,4	3,55
8	2	2	3	3	2,4	2,4	2	2,4	3,55
9	7	0	10	0	8,2	0	1	8,2	12,12
Итого:	73	10	111	16	88,2	12,4		80,3	118,68

На основании таблицы 15 построим диаграмму Ганта (таблица 16), представляющую из себя ленточный график, на котором работы по теме представляются протяженными во времени отрезками, характеризующимися датами начала и окончания выполнения работ.

Таблица 16 – Календарный план – график проведения НИОКР по теме

Вид работ	Исполнители	Т _к , кал ,дн.	Продолжительность выполнения работ														
			Янв.			Февр.			Март			Апрель			Май		
			2	3		1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3
Изучение литературы, составление литературного обзора	Бакалавр, руководитель	34															
Расчет и подбор УЭЦН	Бакалавр	17															
Обсуждение полученных результатов	Бакалавр, руководитель	12															
																	
Оформление выводов	Бакалавр, руководитель	10															
																	
Оформление пояснительной записки	Бакалавр, руководитель	21															
																	



-научный руководитель



-бакалавр

4.7 Бюджет научно-технического исследования

В состав бюджета выполнения работ по научно-технической работе включает вся себя стоимость всех расходов, необходимых для их выполнения. При формировании бюджета используется группировка затрат по следующим статьям:

- основная заработная плата исполнителей темы;
- дополнительная заработная плата исполнителей темы;
- отчисления во внебюджетные фонды (страховые отчисления);
- накладные расходы.

Расчет материальных затрат

Расчет материальных затрат осуществляется по следующей формуле:

$$З_M = (1 + k_T) \cdot \sum_{i=1}^m Ц_i + N_{рас\ xi},$$

где m – количество видов материальных ресурсов, потребляемых при выполнении научного исследования;

$N_{рас\ xi}$ – количество материальных ресурсов i -го вида, планируемых к использованию при выполнении научного исследования (шт., кг, м, м² и т.д.);

$Ц_i$ – цена приобретения единицы i -го вида потребляемых материальных ресурсов (руб./шт., руб./кг, руб./м, руб./м² и т.д.);

k_T – коэффициент, учитывающий транспортно-заготовительные расходы.

Транспортные расходы примем в размере 10% от стоимости материалов.

Для разработки проекта модернизации необходимы следующие материальные ресурсы: мышь, принтер, бумага, канцелярские принадлежности.

Таблица 17 - Материальные затраты

Наименование	Ед. измер.	Количество			Цена за ед., руб.			Затраты на материалы, (З _м), тыс.руб.		
		Исп. 1	Исп.2	Исп.3	Исп.1	Исп.2	Исп.3	Исп.1	Исп.2	Исп.3
ЭЦН6-250-1400	шт	1	1	1	650000	730000	850000	650000	730000	850000
Компьютер	шт	1	0	0	32000	0	0	32000	0	0

Итого:	682000	730000	850000
---------------	--------	--------	--------

4.7.1 Основная заработная плата исполнителей темы

По данной статье расходов планируется и учитывается основная заработная плата исполнителей, непосредственно участвующих в разработке проекта модернизации:

$$C_{\text{осн зп}} = \sum t_i \cdot C_{\text{зп}i},$$

где t_i - затраты труда, необходимые для выполнения i -го вида работ, в рабочих днях;

$C_{\text{зп}i}$ - среднедневная заработная плата работника, выполняющего i -ый вид работ, (руб./день).

Среднедневная заработная плата определяется по формуле:

$$C_{\text{зп}i} = \frac{D + D \cdot K}{F},$$

где D – месячный оклад работника (в соответствии с квалификационным уровнем профессиональной квалификационной группы);

K - районный коэффициент (для Томска – 30%);

F – количество рабочих дней в месяце (в среднем 22 дня).

Расходы на основную заработную плату определяются как произведение трудоемкости работ каждого исполнителя на среднедневную заработную плату.

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, тыс. руб.		
			Исп. 1	Исп. 2	Исп. 3		Исп. 1	Исп. 2	Исп. 3
1	Календарное планирование работ по теме	Руководитель, студент	2	3	2	2,55	5,1	7,65	5,1
2	Выбор темы исследований	Руководитель, студент	13	15	14	2,55	33,15	38,25	35,7

3	Разработка и проектирование модернизации	Студент	16	20	22	1,2	19,2	24	26,4
4	Обобщение и оценка результатов	Руководитель, студент	22	22	22	2,55	56,1	56,1	56,1
5	Составление пояснительной записки	Студент	13	12	13	2,55	33,15	30,6	33,15
Итого:							146,7	156,6	156,45

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

$$З_{п} = З_{осн} + З_{доп} ,$$

где $З_{осн}$ – основная заработная плата;

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

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

$$З_{осн} = T_p \times З_{дн}$$

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

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

$З_{дн}$ – среднедневная заработная плата работника, руб.

Среднедневная заработная плата рассчитывается по формуле:

$$З_{дн} = \frac{З_{м} \cdot M}{F_{д}} = \frac{45364,8 \cdot 10,4}{185} = 2130,59 \text{ руб.},$$

где $З_{м}$ – месячный должностной оклад работника, руб.;

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

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

Таблица 19 - Баланс рабочего времени

Показатели рабочего времени	Руководитель	Студент
Календарное число дней	365	365
Количество нерабочих дней: - выходные - праздничные	118	118
Потери рабочего времени: - отпуск - невыходы по болезни	62	72
Действительный годовой фонд рабочего времени	185	175

Месячный должностной оклад работника:

$$З_m = З_{тс} \cdot (1 + k_{пр} + k_d) \cdot k_p = 24264 \cdot (1 + 0,2 + 0,3) \cdot 1,3 = 47314 \text{ руб.},$$

где $З_{тс}$ – заработная плата по тарифной ставке, руб.;

$k_{пр}$ – премиальный коэффициент, равный 0,2 (т.е. 20% от $З_{тс}$);

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

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

Тарифная заработная плата $З_{тс}$ 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 ТПУ, согласно занимаемой должности. Из таблицы окладов для доцента (степень – кандидат наук) – 24264 руб., для ассистента (степень отсутствует) – 14584 руб.

Таблица 20 - Расчет основной заработной платы для исполнения 1

Исполнители	Зтс, тыс. руб.	кпр	кд	кр	Зм, тыс. руб.	Здн, тыс. руб.	Тр, раб. дн.	Зосн, тыс. руб.
Руководитель	24264	0,2	0,3	1,3	45365	2062,04	10	21620,36

Студент	14584	0	0	1,3	18959	861,78	56	48259,78
Итого:								68880,15

Таблица 21 - Расчет основной заработной платы для исполнения 2

Исполнители	Зтс, тыс. руб.	кпр	кд	кр	Зм, тыс. руб.	Здн, тыс. руб.	Тр, раб. дн.	Зосн, тыс. руб.
Руководитель	24264	0,2	0,3	1,3	45365	2062,04	12	22744,44
Студент	14584	0	0	1,3	18959	861,78	60	51706,91
Итого:								76451,35

Таблица 22 - Расчет основной заработной платы для исполнения 3

Исполнители	Зтс, тыс. руб.	кпр	кд	кр	Зм, тыс. руб.	Здн, тыс. руб.	Тр, раб. дн.	Зосн, тыс. руб.
Руководитель	24264	0,2	0,3	1,3	45365	2062,04	10	21620,36
Студент	14584	0	0	1,3	18959	861,78	63	54292,25
Итого:								74912,62

4.7.2 Дополнительная заработная плата исполнителей темы

Расчет дополнительной заработной платы ведется по следующей формуле:

$$З_{\text{доп}} = k_{\text{доп}} \cdot З_{\text{осн}}$$

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

Таблица 23 - Дополнительная заработная плата

Исполнитель	Основная заработная плата, руб.	Коэффициент дополнительной	Дополнительная заработная
-------------	---------------------------------	----------------------------	---------------------------

				заработной платы	плата, руб.		
	Исполни тель 1	Исполнит ель 2	Исполни тель 3		Исполни тель 1	Исполн итель 2	Исполн итель 3
Руководитель	20620,36	24744,44	20620,36	0,15	3093,05	3711,67	3093,05
Студент	48259,78	51706,91	54292,25		7238,97	7756,04	8143,84
Итого:					10332,02	11467,70	11236,89

4.7.3 Отчисления во внебюджетные фонды

Величина отчислений по внебюджетные фонды определяется исходя из следующей формулы:

$$З_{внеб} = k_{внеб} \cdot (З_{осн} + З_{доп})$$

где $k_{внеб}$ – коэффициент отчислений на уплату во внебюджетные фонды (пенсионный фонд, фонд обязательного медицинского страхования и пр.).

В 2018 г. в соответствии с Федеральным законом от 27.11.2017 № 361-ФЗ установлены следующие тарифы страховых взносов:

Пенсионные – 0.22 (22%), ФСС

На социальное страхование на случай временной нетрудоспособности и материнства – 0.029 (2,9%),

Медицинские – 0,051 (5,1%),

следовательно, $k_{внеб} = 0,3$.

Таблица 24 - Отчисления во внебюджетные фонды

Исполнитель	Основная заработная плата, руб.			Дополнительная заработная плата, руб.			Отчисления во внебюджетные фонды		
	Исп. 1	Исп. 2	Исп. 3	Исп. 1	Исп. 2	Исп. 3	Исп. 1	Исп. 2	Исп. 3
Руководитель	20620,36	24744,44	20620,36	3093,05	3711,67	3093,05	7114,02	8536,83	7114,02
Студент	48259,78	51706,91	54292,25	7238,97	7756,04	8143,84	16649,63	17838,89	18730,83
Коэффициент	0,3								

отчислений во внебюджетные фонды				
Итого		23763,65	26375,72	25844,85

4.7.4 Накладные расходы

Величина накладных расходов определяется по формуле:

$$З_{\text{накл}} = (\text{сумма статей } 1 \div 7) \cdot k_{\text{нр}}, \quad (3.18)$$

где $k_{\text{нр}}$ – коэффициент, учитывающий накладные расходы 16%.

$$З_{\text{накл}} (1) = (650000 + 20620,36 + 48259,78 + 10332,05 + 23763,65) \cdot 16 = 120476 \text{ руб.}$$

$$З_{\text{накл}} (2) = (730000 + 24744,44 + 51706,91 + 11467,7 + 26375,72) \cdot 16 = 135087 \text{ руб.}$$

$$З_{\text{накл}} (3) = (850000 + 20620,36 + 54292,25 + 11236,89 + 25844,85) \cdot 16 = 153919 \text{ руб.}$$

4.7.5 Формирование бюджета затрат научно-исследовательского проекта

Рассчитанная величина затрат научно-исследовательской работы является основой для формирования бюджета затрат проекта. Определение бюджета затрат на научно-исследовательский проект приведено в таблице 25.

Таблица 25 - Бюджет затрат на НИР

Наименование статьи	Сумма, руб. (исполнение 1)	Сумма, руб. (исполнение 2)	Сумма, руб. (исполнение 2)
Материальные затраты	650000	730000	850000
Основная заработная плата	68880	76451	74912
Дополнительная заработная плата	10332	11468	11237

Страховые взносы	23764	26376	25845
Накладные расходы	120476	135087	153919
Итого:	873452	979382	1115913

Бюджет затрат НТИ по первому варианту составил 873452 рублей, что ниже затрат по второму и третьему варианту. Наибольшие затраты приходятся на приобретение оборудования.

4.8 Определение ресурсоэффективности проекта

Определение эффективности происходит на основе расчета интегрального показателя эффективности научного исследования. Его нахождение связано с определением двух средневзвешенных величин: финансовой эффективности и ресурсоэффективности. Интегральный показатель финансовой эффективности научного исследования получают в ходе оценки бюджета затрат трех (или более) вариантов исполнения научного исследования.

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

Интегральный финансовый показатель разработки определяется как:

$$I_{\text{финр}}^{\text{исп } i} = \frac{\Phi_{pi}}{\Phi_{\text{max}}},$$

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).

Для 1-ого варианта исполнения имеем:

$$I_{\Phi}^p = \frac{\Phi_{pi}}{\Phi_{max}} = \frac{873452}{1115913} = 0.782,$$

Для 2-ого варианта исполнения имеем:

$$I_{\Phi}^p = \frac{\Phi_{pi}}{\Phi_{max}} = \frac{979382}{1115913} = 0.877,$$

Для 3-ого варианта исполнения имеем:

$$I_{\Phi}^p = \frac{\Phi_{pi}}{\Phi_{max}} = \frac{1115913}{1115913} = 1.$$

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:

$$I_{pi} = \sum a_i \cdot b_i,$$

где I_{pi} – интегральный показатель ресурсоэффективности;

a_i – весовой коэффициент разработки;

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

Таблица 26 - Сравнительная оценка характеристик проекта

Критерии	Весовой коэффициент параметра	Исп.1	Исп.2	Исп.3
1. Способствует росту производительности труда пользователя	0.2	5	4	3
2. Удобство в эксплуатации (соответствует требованиям потребителей)	0.2	4	3	2
3. Помехоустойчивость	0.1	5	3	3

4. Энергосбережение	0.2	4	3	3
5. Надежность	0.1	4	4	4
6. Материалоемкость	0.2	4	4	4
ИТОГО:	1	26	21	19

Рассчитываем показатель ресурсоэффективности:

$$I_{p-исп1} = 0,2 \cdot 5 + 0,2 \cdot 4 + 0,1 \cdot 5 + 0,2 \cdot 4 + 0,1 \cdot 4 + 0,2 \cdot 4 = 4,3.$$

$$I_{p-исп2} = 0,2 \cdot 4 + 0,2 \cdot 3 + 0,1 \cdot 3 + 0,2 \cdot 3 + 0,1 \cdot 4 + 0,2 \cdot 4 = 3,5.$$

$$I_{p-исп3} = 0,2 \cdot 3 + 0,2 \cdot 2 + 0,1 \cdot 3 + 0,2 \cdot 3 + 0,1 \cdot 4 + 0,2 \cdot 4 = 3,1.$$

Интегральный показатель эффективности вариантов исполнения разработки ($I_{испi}$) определяется на основании интегрального показателя ресурсоэффективности и интегрального финансового показателя по формуле:

$$I_{финр}^{тек.проект} = \frac{I_{тек.проект}}{I_{\phi}^p} = \frac{4,3}{0,782} = 5.49,$$

$$I_{финр}^{исп1} = \frac{I_{p-исп1}}{I_{\phi}^{a1}} = \frac{3,5}{0.877} = 3.99,$$

$$I_{финр}^{исп2} = \frac{I_{p-исп2}}{I_{\phi}^{a2}} = \frac{3.1}{1} = 3.1.$$

Сравнение интегрального показателя эффективности вариантов исполнения разработки позволит определить сравнительную эффективность проекта и выбрать наиболее целесообразный вариант из предложенных. Сравнительная эффективность проекта ($\mathcal{E}_{ср_i}$):

$$\mathcal{E}_{ср} = \frac{I_{финр}^{тек.проект}}{I_{финр}^{исп1}} = \frac{5.49}{3.1} = 1.770,$$

$$\mathcal{E}_{ср} = \frac{I_{финр}^{тек.проект}}{I_{финр}^{исп2}} = \frac{5.49}{3.1} = 1.770,$$

$$\mathcal{E}_{\text{ср}} = \frac{I_{\text{финр}}^{\text{тек.проект}}}{I_{\text{финр}}^{\text{исп3}}} = \frac{3.1}{3.1} = 1.$$

Таблица 27 - Сравнительная эффективность разработки

№ п/п	Показатели	Исп.1	Исп.2	Исп.3
1	Интегральный финансовый показатель разработки	0.782	0.877	1
2	Интегральный показатель ресурсоэффективности разработки	4.3	3.5	3.1
3	Интегральный показатель эффективности	5.49	3.99	3.1
4	Сравнительная эффективность вариантов исполнения	1.770	1.287	1

В ходе выполнения данной части выпускной работы была доказана конкурентоспособность данного технического решения, был произведен SWOT-анализ. Также был посчитан бюджет НТИ.

Данный раздел выполнялся на основе рекомендаций [17].

ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА «СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ»

Студенту:

Группа	ФИО
3-4Е41	Ершов М.Ю.

Инженерная школа природных ресурсов		Отделение	нефтегазового дела
Уровень образования	Бакалавриат	Направление	15.03.02 «Технологические машины и оборудование»

Исходные данные к разделу «Социальная ответственность»:	
1. Характеристика объекта исследования (вещество, материал, прибор, алгоритм, методика, рабочая зона) и области его применения	Мультипликатор служащий для передачи крутящего момента к центробежному компрессору, на нефтегазовом месторождении.
Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:	
1. Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности: – специальные (характерные для проектируемой рабочей зоны) правовые нормы трудового законодательства; – организационные мероприятия при компоновке рабочей зоны.	Изучить правовые нормы трудового договора для нефтегазового месторождения.
2. Производственная безопасность 2.1. Анализ выявленных вредных факторов при разработке и эксплуатации проектируемого решения в следующей последовательности: – физико-химическая природа вредности, её связь с разрабатываемой темой; – действие фактора на организм человека; – приведение допустимых норм с необходимой размерностью (со ссылкой на соответствующий нормативно-технический документ); – предлагаемые средства защиты; – (сначала коллективной защиты, затем – индивидуальные защитные средства). 2.2. Анализ выявленных опасных факторов при разработке и эксплуатации проектируемого решения в следующей последовательности: – 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).	2.1 Анализ вредных факторов: повышенный уровень шума; повышенный уровень вибрации; недостаточная освещенность рабочей зоны. 2.2 Анализ опасных факторов: электрический ток; пожароопасность.
3. Экологическая безопасность: – защита селитебной зоны – анализ воздействия объекта на атмосферу (выбросы); – анализ воздействия объекта на гидросферу (сбросы);	Анализ воздействия объекта на: - атмосферу; - гидросферу; - литосферу.

– анализ воздействия объекта на литосферу (отходы); разработать решения по обеспечению экологической безопасности со ссылками на НТД по охране окружающей среды.	
4. Безопасность в чрезвычайных ситуациях: – перечень возможных ЧС при разработке и эксплуатации проектируемого решения; – выбор наиболее типичной ЧС; – разработка превентивных мер по предупреждению ЧС; разработка действий в результате возникшей ЧС и мер по ликвидации её последствий.	Анализ возможных ЧС. Меры по предупреждению взрыво и пожароопасной обстановки. Действия в результате возникшей ЧС и меры по ликвидации её последствий

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

Задание выдал консультант:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Ассистент ООТД ШБИП ТПУ	Черемискина М.С.			

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
3-4Е41	Ершов М.Ю.		

5 Социальная ответственность

Обеспечение безопасной жизнедеятельности человека в значительной степени зависит от правильной оценки опасных, вредных производственных факторов. Одинаковые по тяжести изменения в организме человека могут быть вызваны различными причинами. Это могут быть какие-либо факторы производственной среды, чрезмерная физическая и умственная нагрузка, нервно-эмоциональное напряжение, а также разное сочетание этих причин.

Во время своей трудовой деятельности человек подвергается воздействию вредных производственных факторов, специфика и количество которых зависит от характера труда. Для предупреждения ухудшения здоровья работника от такого неблагоприятного воздействия на каждом конкретном предприятии или учреждении предусмотрен ряд мер по обеспечению безопасности и экологичности трудовой деятельности.

Рабочее место и взаимное расположение всех его элементов должно соответствовать антропометрическим, физическим и психологическим требованиям. Большое значение имеет также характер работы. В частности, при организации рабочего места программиста должны быть соблюдены все основные условия.

Целью раздела “Социальная ответственность” является анализ вредных и опасных факторов труда и разработка мер защиты от них, оценка условий труда нефтегазовом месторождения. В разделе также рассматриваются вопросы техники безопасности, пожарной профилактики и охраны окружающей среды, даются рекомендации по созданию оптимальных условий труда.

5.1 Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности

Согласно ТК РФ, N 197 -ФЗ каждый работник имеет право на:

- рабочее место, соответствующее требованиям охраны труда;
- обязательное социальное страхование от несчастных случаев на производстве и профессиональных заболеваний в соответствии с федеральным законом;
- получение достоверной информации от работодателя, соответствующих государственных органов и общественных организаций об условиях и охране труда на рабочем месте, о существующем риске повреждения здоровья, а также о мерах по защите от воздействия вредных и (или) опасных производственных факторов;
- отказ от выполнения работ в случае возникновения опасности для его жизни и здоровья вследствие нарушения требований охраны труда, за исключением случаев, предусмотренных федеральными законами, до устранения такой опасности;
- обеспечение средствами индивидуальной и коллективной защиты в соответствии с требованиями охраны труда за счет средств работодателя;
- обучение безопасным методам и приемам труда за счет средств работодателя;
- личное участие или участие через своих представителей в рассмотрении вопросов, связанных с обеспечением безопасных условий труда на его рабочем месте, и в расследовании происшедшего с ним несчастного случая на производстве или профессионального заболевания;
- внеочередной медицинский осмотр в соответствии с медицинскими рекомендациями с сохранением за ним места работы (должности) и среднего заработка во время прохождения указанного медицинского осмотра;
- гарантии и компенсации, установленные в соответствии с настоящим Кодексом, коллективным договором, соглашением, локальным нормативным актом, трудовым договором, если он занят на работах с вредными и (или) опасными условиями труда.

- повышенные или дополнительные гарантии и компенсации за работу на работах с вредными и (или) опасными условиями труда могут устанавливаться коллективным договором, локальным нормативным актом с учетом финансово-экономического положения работодателя.

Основным объектом в производственных условиях является рабочее место, представляющее собой в общем случае пространство, в котором может находиться человек при выполнении производственного процесса. Рабочее место является основной подсистемой производственного процесса.

5.2 Производственная безопасность

Опасным называется фактор, воздействие которого на работающего человека в определенных условиях приводит к травме или другому внезапному резкому ухудшению здоровья. Если же производственный фактор приводит к заболеванию или снижению трудоспособности, то его считают вредным. В зависимости от уровня и продолжительности воздействия вредный производственный фактор может стать опасным.

Работа непосредственно связана с дополнительным воздействием целой группы вредных факторов, что существенно снижает производительность труда. К таким можно отнести факторы, приведенные в таблице 22.

Таблица 22 – Опасные и вредные факторы при выполнении работ по осушке природного газа методом низкотемпературной сепарации

Источник фактора, наименование видом работ	Факторы (по ГОСТ 12.0.003-74)		Нормативные документы
	Вредные	Опасные	
техническое обслуживание мультипликатора	Повышенный уровень шума. Повышенный уровень вибрации. Недостаточность освещенности рабочей зоны	Электрический ток. Пожароопасность.	СН 2.2.4/2.1.8-562-96 [1] СН 2.2.4/2.1.8.566–96 [8] СНиП 23-05-95 [3] СанПиН 2.2.4.548–96 [4] РД 34.21.122-88 [5] РД 52.04.52-85 [6]

Анализ вредных факторов:

Повышенный уровень шума

Источников возникновения повышенного уровня шума является установки находящиеся в производственном помещении. Требование по уровню шума в помещениях - согласно СН 2.2.4/2.1.8-562-96 «Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки». Нормативное значение по уровню звукового давления составляет 80 дБА. Предусматриваются средства индивидуальной защиты персонала: беруши, наушники.

Повышенный уровень вибрации

Источниками интенсивного шума и вибрации являются машины и механизмы с не уравновешенными вращающимися массами, отдельных кинематических парах которых возникают трение и соударения, а также аппараты, в которых движение газов и жидкостей происходит с большими скоростями и сопровождается пульсацией. Установлены предельно допустимые величины параметров вибрации на постоянных рабочих местах в производственных помещениях в зависимости от среднегеометрических и граничных частот октавных полос и амплитуды (пикового значения) перемещений при гармонических колебаниях. Согласно СН 2.2.4/2.1.8.566–96 «Производственная вибрация. Вибрация в помещениях жилых и общественных зданий» предельно допустимые среднеквадратичные значения колебательной скорости лежат в интервале 92–107 дБ относительно $5 \cdot 10^{-5}$ мм/с. Трудовая деятельность в цехе попадает под категорию 3 тип «а» граница снижения производительности труда. Нормы спектральных показателей вибрационной нагрузки на оператора при длительности вибрационного воздействия 8 ч приведены в таблице 23.

Таблица 23 – Санитарные нормы спектральных показателей вибрационной нагрузки на оператора. Общая вибрация, категория 3, тип «а»
Согласно СН 2.2.4/2.1.8.566–96

Среднегеометрические частоты полос, Гц	Нормативные значения в направлениях X_0, Y_0							
	виброускорения				виброскорости			
	м/с ⁻²		дБ		м/с ⁻² 10 ⁻²		дБ	
	в 1/3-окт.	в 1/1-окт.	в 1/3-окт.	в 1/1-окт.	в 1/3-окт.	в 1/1-окт.	в 1/3-окт.	в 1/1-окт.
1,6	0,09	0,14	99	103	0,9	1,3	105	108
2,0	0,08		98		0,64		102	
2,5	0,071		97		0,46		99	
3,15	0,063	0,1	96	100	0,32	0,45	96	99
4,0	0,056		95		0,23		93	
5,0	0,056		95		0,18		91	
6,3	0,056	0,11	95	101	0,14	0,22	89	93
8,0	0,056		95		0,12		87	
10,0	0,071		97		0,12		87	
12,5	0,09	0,20	99	106	0,12	0,20	87	92
16,0	0,112		101		0,12		87	
20,0	0,140		103		0,12		87	
25,0	0,18	0,40	105	112	0,12	0,20	87	92
31,5	0,22		107		0,12		87	
40,0	0,285		109		0,12		87	
50,0	0,355	0,80	111	118	0,12	0,20	87	92
63,0	0,445		113		0,12		87	
80,0	0,56		115		0,12		87	

Недостаточная освещенность

Освещение одним из важнейших элементов благоприятных условий труда является рациональное освещение помещений и рабочих мест при правильном освещении повышается производительность труда, улучшается условия безопасности, снижается утомление. Освещение должно отвечать требованиям СНиП 23-05-95 «Естественное и искусственное освещение»

В основных производственных помещениях предусмотрено два вида освещения - рабочее и аварийное. Для ремонтного освещения принято напряжение 42В. Наружное освещение осуществляется прожекторами с натриевыми газоразрядными типа ДНаТ и дуго-разрядными лампами типа ДРЛ установленными на прожекторных мачтах с молниеотводом. Все элементы освещения (внутреннего и наружного) должны содержаться в исправном состоянии, своевременно ремонтироваться, вышедшие из строя лампы заменяться.

Анализ опасных факторов:

Электрический ток

Источником электрического тока является насосное оборудование. А также статическое электричество. Предупреждения попадания под опасное для жизни людей напряжение, взрывы и возгорания, связанные с прямым ударом молнии, искровыми разрядами статического электричества и вторичных проявлений молний, выполнены мероприятия, предусмотренные РД 34.21.122-88 «Инструкция по устройству молниезащиты зданий и сооружений». Все оборудование электроустановок и трубопроводы заземлены. Осмотр, измерение сопротивления заземляющего устройства проводят в соответствии с «Правилами технической эксплуатации электроустановок потребителей» и графиком, утвержденным техническим руководителем промысла. Измерения сопротивления заземляющих устройств проводятся специалистами подрядных организаций, результаты измерения оформляются протоколом. Электрооборудование, светильники, установленные во взрывоопасных зонах, помещениях приняты исполнением повышенной надежности против взрыва. Для ослабления генерирования зарядов статического электричества ЛВЖ и другие диэлектрические материалы должны транспортироваться по трубопроводам с малыми скоростями.

Пожароопасность

Источником пожароопасности является применение открытого огня (огневые работы). Помещения категории «А» в здании модуля подготовки газа, оборудованы УФ/ИК детекторами пламени типа U 7652В. В помещениях категории «А» блока-бокса фильтров газа, блоков-боксов маслофильтров установлены тепловые пожарные извещатели многократного действия типа ИП103-4/1 ИБ70, подключаемые к контроллеру типа «ПК-4510» через «Устройство приемно-контрольное, охранно-пожарное, взрывозащитное, с видом взрывозащиты «Искробезопасная электрическая цепь» УПКОП 135-1-1. В блоках-боксах насосной склада ГСМ, КНС предусмотрены извещатели ИП103-2/1.

Установка автоматического пенного пожаротушения УКПГ обеспечивает автоматическую сигнализацию о возникновении пожара и автоматическое тушение очага пожара пеной средней кратности. Включение установки ППТ в действие производится как в автоматическом, так и в ручном (дистанционном) режиме. Система пожаротушения находится в положении готовности к пенообразованию и подаче пены в очаг пожара любого цеха.

5.3 Экологическая безопасность

Источники выбросов загрязняющих веществ делятся на «организованные» и «неорганизованные». Источниками постоянных «организованных» выбросов загрязняющих веществ на рассматриваемых нефтегазовых промыслах являются выбросы попутного газа.

Для предотвращения попадания в водную среду загрязняющих веществ (химреагенты, ГСМ и др.) с промплощадок проведено их обвалование с устройством гидроизоляционной подушки. Организованный отвод дождевых и талых вод с территории промплощадки производится по специальным водоотводным канавам, по которым вода собирается в специальные отстойники. По мере накопления вода подается на очистные сооружения.

Важнейшим мероприятием по защите поверхностных вод на территории месторождения является очистка хозяйственных и промышленных сточных вод до установленных требований.

На нефтегазовых промыслах происходят разливы масла при техническом обслуживании агрегатов, что наносит вред литосфере.

5.4 Безопасность в чрезвычайных ситуациях

Правовую основу защиты в чрезвычайных ситуациях составляют отдельные разделы законов «О промышленной безопасности опасных производственных объектов», «О пожарной безопасности», «Об охране окружающей среды». Основопологающим законом, регламентирующим организацию работ по профилактике ЧС, порядку действий в ЧС и ликвидации их последствий, является Федеральный закон «О защите населения и территорий от чрезвычайных ситуаций природного и техногенного характера».

Взрыв и пожар представляет собой большую опасность как для персонала, так и для окружающей среды.

Ответственность за ликвидацию аварии, до приезда ответственного руководителя (начальника службы, главного инженера), несет сменный инженер объекта, принимая решения и осуществляя мероприятия по восстановлению нормального режима работы оборудования. В случае его неправильных действий главный инженер (начальник службы) промысла обязан вмешаться в ход ликвидации аварии вплоть до отстранения сменного инженера, принимая на себя руководство и ответственность за дальнейший ход ликвидации аварии.

Ликвидация аварий производится согласно плану ликвидации аварий (ПЛА), утвержденного главным инженером Общества. Дежурный персонал обязан знать признаки аварий по технологическому оборудованию и коммуникациям, методы нахождения неисправностей и ликвидации аварий.

При возникновении аварии и в течение аварийной ситуации оперативный персонал обязан с учетом складывающейся обстановки принимать быстрые и эффективные меры к предотвращению угрозы жизни и здоровью людей, повреждению смежного с аварийным объектом оборудования и коммуникаций и недопущению других нежелательных последствий.

В аварийной ситуации персонал должен:

- принять меры к локализации аварии, прекращению поступления в зону аварии горючих веществ, материалов, которые при горении выделяют вредные и ядовитые вещества;
- после осмотра места аварии сообщить о создавшейся ситуации и принятых мерах руководству промысла;
- после прибытия на место аварии восстановительных и пожарных подразделений, сообщить их руководителям о создавшейся ситуации, о положении запорной арматуры на технологических коммуникациях, примыкающих к зоне аварии, месторасположении и условиях проезда к пожарным

гидрантам.

Для принятия неотложных мер по локализации аварии и ликвидации ее последствий оперативный персонал имеет право привлекать к работам всех, кто находится на установке в момент аварии.

В данном разделе проведены анализы возможных вредных и опасных факторов при техническом обслуживании нефтегазового промысла, а также рассмотрены правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности, вопросы по обеспечению экологической безопасности и безопасности в чрезвычайных ситуациях. Перечисленные нормы и правила должны соблюдаться с целью создания безопасной среды работы для работников и не нанесения вреда окружающей среде.

Заключение

Список использованных источников

1. Анурьев В.И. Справочник конструктора машиностроителя: В 3-х томах. Т.1. – 6-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1982. – 736 с.
2. Анурьев В.И. Справочник конструктора машиностроителя: В 3-х томах. Т.2. – 6-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1982. – 584 с.
3. Балашов Б.А., Р.Р. Гальпер, Л.М. Гаркави и др.; под общ. Ред. Ю.А. Державца. / Справочник «Редукторы энергетических машин»: Машиностроение. Ленингр. отд.-ние, 1985 – 232 с., ил.
4. Воскресенский В.А., Дьяков В.И./ Расчет и проектирование опор скольжения (жидкостная смазка): Справ. – М.: Машиностроение, 1980. – 224 с.
5. Гамазин С.И. / Переходные процессы в системах промышленного электроснабжения, обусловленные электродвигательной нагрузкой. – М.: Изд-во МЭИ, 1997. – 424 с.
6. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Детали машин: Учеб. пособие для техн. Спец. вузов. – М.: Высш. школа, 2001. – 447 с.
7. Зубчатые передачи турбомашин / Н.М. Иванов, А.Е. Слицкий, Б.П. Шайдак, Л.М. Гаркави. – СПб.: Политехника, 2008. – 163 с.
8. Иванов Н.М., Ю.И. Молодова, В.А. Пронин, А.Е. Слицкий / Редукторы и мультипликаторы. Расчет и конструирование: Учеб. пособие. СПб.: Университет ИТМО, 2016. – 89 с.
9. Кабанов В.И. Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин. Лопастные машины и гидродинамические передачи: учебное пособие для вузов. М.: Высшэйшая школа, 1989. – 183 с.
10. Крайнев А.Ф. Механика машин. Фундаментальный словарь. М. Машиностроение. 2001.
11. Криницина З.В., Видяев И.Г. Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность, и ресурсосбережение: учебно-методическое пособие/

Криницина З.В., Видяев И.Г.; Томский политехнический университет. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2014. - 73

12. Максимов, В.А. Компрессорное и холодильное машиностроение на современном этапе/ В.А. Максимов, А.А. Мифтахов, И.Г. Хисамеев //Вестник Казан.технол.ун-та. – Казань. – 1998. – №1. – С. 50-100.

13. Мониторинг качества сборки, монтажа и эксплуатации агрегатов ТЭЖ/ Костюков В., Бойченко С., Костюков А., Костюков А. // Технологии топливно-энергетического комплекса, 2007. – № 2. –С. 60-65.

14. Монтаж, техническая эксплуатация и ремонт электрического и электромеханического оборудования/ Н.А. Акимова, Н.Ф.Котеленец, Н.И. // Сентюрихин – Москва, 2001

15. Разработка и исследование гидравлического редукторно-мультипликаторного привода машин и механизмов /Пилипенко С.С., Байгузин М.Р., Потапенков А.П., Перепелкин М.А. //Горная промышленность. –2016. № 1 (125). – С. 66.

16. Расчеты деталей машин: Справ. пособие/А. В. Кузьмин, И. М. Чернин, Б. С. Козинцов. — 3-е изд., перераб. и доп.— Мн.: Выш. шк., 1986. — 400 с.

17. Райко М.В. Смазка зубчатых передач. – Киев: Техника, 1970

18. Редукторы судовых турбоагрегатов / О.А. Пыж, Л.М. Гаркави, Ю.А. Державец, Р.Р. Гальпер. – Л.: Судостроение, 1975. – 272 с.

19. Редукторы энергетических машин: Справ. / Под общ. ред. Ю.А. Державца. – Л.: Машиностроение, 1985. – 232 с.

20. Рис В.Ф. Центробежные компрессорные машины. – Л.: Машиностроение, 1981. – 351 с.

21. Современные центробежные компрессоры для транспорта и переработки пнг: новые технические решения и возможности/ Биктимеров Ш.Ш., Альмяшов Ф.Н., Моисеев А.М., Харитонов А.П., Пашинкин Д.В. // Газотурбинные технологии, 2016. – № 3. – С. 12-14.

22. Фролов К.В, Попов С.А., Мусатов А.К.. Теория механизмов и машин. Под ред. К.В. Фролова. М.Высшая школа , 1987-496 с. Учебник.
23. Центробежные компрессорные установки максимальной заводской готовности для нефтехимических и нефтегазоперерабатывающих предприятий/ Харитонов А.П., Бусарев Е.А., Макаров В.Е., Биктимеров Ш.Ш., Шайхутдинов Р.Н. // Вестник Казанского технологического университета, 2013. – № 6. – С. 157-159.
24. Чернавский С.А., К.Н. Боков, И.Н. Чернин и др. Курсовое проектирование деталей машин: Учебное пособие для учащихся машиностроительных специальностей. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1988 – 416 с.
25. ГОСТ 21354–87 «Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные. Расчет на прочность»
26. ГОСТ 8889–88 «Передачи зубчатые турбин и компрессорных машин»
27. ГОСТ 12.1.030-81. ССБТ. Электробезопасность. Защитное заземление, зануление
28. ГОСТ 12.2.003-91. ССБТ. Оборудование производственное. Общие требования безопасности
29. СНиП 21-01-02-85. Противопожарные нормы
30. ГОСТ 12.1.003–2014. ССБТ. Шум. Общие требования безопасности.
31. ГОСТ 12.1.029-80. ССБТ. Средства и методы защиты от шума. Классификация
32. СН 2.2.4/2.1.8.566-96. Производственная вибрация, вибрация в помещениях жилых и общественных зданий
33. СП 52.13330.2011. Естественное и искусственное освещение
34. ГОСТ 22.0.09-97. Безопасность в чрезвычайных ситуациях. Чрезвычайные ситуации на акваториях. Термины и определения
35. Трудовой кодекс Российской Федерации от 30.12.2001 N 197-ФЗ (ред. От 27.12.2018)
36. Федеральный закон от 10 января 2002 г. № 7-ФЗ Об охране

окружающей среды.

Приложение А (справочное)

Мультипликаторы

Таблица А.1 – Характеристики мультипликаторов

Передаваемая мощность, кВт	Частота вращения вала, мин ⁻¹		Размеры, мм							Масса, кг	Применение мультипликаторов в ЦОМ и турбинах
	вдуемого	водного	В	Г	А	Е	Ж	И	К		
1,25	2975	12358/ 16122	350	1127	550	1190	615	475	-	2030/ 2060	К 104-101-1
1,3	5800	11265	320	1200	510	1200	620	480	-	2300	К 485-61-1 (ЦВД)
1,6	2980	8456	320	1223	500	1390	625	533	200	2520	540-41-1
2,5	1480	1870	520	1200	600	1560	900	940	-	5450	7500-13-1
2,5	2975	7541	350	1060	500	1280	730	737	-	2560	133-21-1
2,5	2975	10115	350	1060	500	1280	730	637	-	2600	175-21-1
2,5	2975	11516	430	1220	570	1400	729	630	-	3500	К 270-61-1
3,0	3000	7628	350	840	450	1095	770	670	-	2520	К 500-61-5
3,15	2975	9008	350	1220	500	1560	730	630	170	3600	К 420-91-1
3,15	3000	4600	350	1220	500	1560	730	650	170	3590	1000-31-1
3,2	3000	5800	310	1200	500	1250	700	600	200	3700	К 485-61-1 (ЦНД)
4,0	3000	5070	350	1220	500	1560	730	650	170	3590	1000-32-1
4,0	1000	1328	520	1198	600	1570	900	940	-	5500	12000-11-1
4,2	3000	9100	350	1221	500	1560	730	635	170	3700	К 390-112-1
											К 384-61-1
1,65	9100	16333	180	935	300	1120	495	375	250	1280	К 390-112-1 (ЦВД)
4,7	3000	5692	380	1400	570	1340	771	735	250	4240	К 905-62-1
5,0	1500	2034	480	1510	650	1920	925	940	200	6700	10000-11-1
5,0	1500	2291	480	1510	650	1920	950	940	200	6670	7600-13-1
5,0	1500	2291	480	1510	650	1920	925	940	200	6710	4500-11-1
5,0	3000	8735	380	1220	570	1360	759	660	-	4230	К 410-121-1
5,0	3000	11111	380	1220	570	1360	759	660	-	4350	415-61-1
6,0	3000	8100	380	1400	570	1340	759	695	250	4320	К 354-101-1
3,0	8100	17445	210	960	400	1140	560	460	150	1420	К 354-101-1 (ЦВД)
6,3	3000	11613	430	1220	570	1430	729	630	-	3450	К 411-122-1
7,6	3320	9296	380	1400	570	1340	715	675	250	3990	К 1290-121-1
10,0	3000	4553	480	1510	650	1920	900	900	200	6650	К 1700-61-1
12,5	3000	5023	480	1847	800	2010	1070	1015	-	10100	285-22-1
12,5	3000	6075	480	1298	650	1560	900	930	-	5880	К 890-122-1
5,0	6075	10765	280	868	400	1050	620	590	-	1700	К 890-122-1 (ЦВД)
6,0	6100	3000	480	1166	1030	1680	900	930	380	7500	ГТЗ-6
12,0	5200	3000	480	1330	1000	1770	1039	948	200	8200	ГТЭР-12
16,0	5100	3000	700	1455	990	2520	1125	1075	290	14500	ГТЗ-16
32,0	6000	3000	700	1320	1250	3265	1060	1010	650	20100	ГТЗ-25У
45,0	4500	3000	710	1780	1200	2090	1350	1350	650	21000	ГТЗ-45