

Инженерная школа природных ресурсов (ИШПР)
 Направление подготовки (бакалавриат) 21.03.01 «Нефтегазовое дело»
 Профиль «Эксплуатация и обслуживание объектов транспорта и хранения нефти, газа и продуктов переработки»
 Отделение нефтегазового дела

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

Тема работы
Разработка мероприятий для уменьшения уровня шума и вибраций центробежных насосов на нефтеперекачивающих станциях

УДК 621.67-83:622.692.4.052

Студент

Группа	ФИО	Подпись	Дата
2Б7Б	Доля Николай Николаевич		

Руководитель

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент ОНД ИШПР	Зиякаев Г.Р.	К.Т.Н.		

КОНСУЛЬТАНТЫ:

По разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент ОСНГ ШБИП	Клемашева Е.И.	К.Э.Н.		

По разделу «Социальная ответственность»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Старший преподаватель ООД	Фех А.И.			

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ:

Руководитель ООП	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
ОНД ИШПР	Брусник О.В.	К.П.Н.		

Результаты освоения ООП

Код	Результат освоения ООП	Требования ФГОС ВО, СУОС, критериев АИОР, и/или заинтересованных сторон
Р1	Применять базовые естественнонаучные, социально-экономические, правовые и специальные знания в области нефтегазового дела, самостоятельно учиться и непрерывно повышать квалификацию в течение всего периода профессиональной деятельности	<i>Требования ФГОС ВО, СУОС ТПУ (УК(У)-1, УК(У)-2, УК(У)-3, УК(У)-6, УК(У)-7, ОПК(У)-1, ОПК(У)-2)</i>
Р2	Решать профессиональные инженерные задачи на основе информационной и библиографической культуры с применением информационно-коммуникационных технологий и с учетом основных требований информационной безопасности	<i>Требования ФГОС ВО, СУОС ТПУ (УК(У)-4, УК(У)-5, УК(У)-8, ОПК(У)-5, ОПК(У)-6)</i>
Р3	Осуществлять и корректировать технологические процессы при эксплуатации и обслуживании оборудования нефтегазовых объектов	<i>Требования ФГОС ВО, СУОС ТПУ (ПК(У)-1, ПК(У)-2, ПК(У)-3, ПК(У)-6, ПК(У)-7, ПК(У)-8, ПК(У)-10, ПК(У)-11)</i>
Р4	Выполнять работы по контролю промышленной безопасности при проведении технологических процессов нефтегазового производства и применять принципы рационального использования природных ресурсов, а также защиты окружающей среды в нефтегазовом производстве	<i>Требования ФГОС ВО, СУОС ТПУ (ПК(У)-4, ПК(У)-5, ПК(У)-9, ПК(У)-12, ПК(У)-13, ПК(У)-14, ПК(У)-15)</i>
Р5	Получать, систематизировать необходимые данные и проводить эксперименты с использованием современных методов моделирования и компьютерных технологий для решения расчетно-аналитических задач в области нефтегазового дела	<i>Требования ФГОС ВО, СУОС ТПУ (ОПК(У)-4, ПК(У)-23, ПК(У)-24)</i>
Р6	Использовать стандартные программные средства для составления проектной и рабочей и технологической документации в области нефтегазового дела	<i>Требования ФГОС ВО, СУОС ТПУ (УК(У)-2, ОПК(У)-3, ОПК(У)-5, ОПК(У)-6, ПК(У)-25, ПК(У)-26)</i>

Код	Результат освоения ООП	Требования ФГОС ВО, СУОС, критериев АИОР, и/или заинтересованных сторон
Р7	Применять диагностическое оборудование для проведения технического диагностирования объектов ЛЧМГ и ЛЧМН	<i>Требования ФГОС ВО, СУОС ТПУ (ОПК(У)-4, ОПК(У)-5, ПК(У)-9, ПК(У)-14), требования профессионального стандарта 19.016 "Специалист по диагностике линейной части магистральных газопроводов".</i>
Р8	Выявлять неисправности трубопроводной арматуры, камер пуска и приема внутритрубных устройств, другого оборудования, установленного на ЛЧМГ и ЛЧМН.	<i>Требования ФГОС ВО, СУОС ТПУ (ОПК(У)-5, ОПК(У)-6, ПК(У)-9, ПК(У)-11), требования профессионального стандарта 19.010 "Специалист по транспортировке по трубопроводам газа".</i>
Р9	Владеть методами и средствами для выполнения работ по техническому обслуживанию, ремонту, диагностическому обследованию оборудования, установок и систем НППС.	<i>Требования ФГОС ВО, СУОС ТПУ (ОПК(У)-6, ОПК(У)-7, ПК(У)-4, ПК(У)-7, ПК(У)-13), требования профессионального стандарта 19.055" Специалист по эксплуатации нефтепродуктоперекачивающей станции магистрального трубопровода нефти и нефтепродуктов".</i>

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
 федеральное государственное автономное
 образовательное учреждение высшего образования
 «Национальный исследовательский Томский политехнический университет» (ТПУ)

Инженерная школа природных ресурсов (ИШПР)
 Направление подготовки (бакалавриат) 21.03.01 «Нефтегазовое дело»
 Профиль «Эксплуатация и обслуживание объектов транспорта и хранения нефти, газа и продуктов переработки»
 Отделение нефтегазового дела

УТВЕРЖДАЮ:
 Руководитель ООП
 _____ Брусник О.В.
 (Подпись) (Дата) (Ф.И.О.)

ЗАДАНИЕ на выполнение выпускной квалификационной работы

В форме:

бакалаврской работы

Студенту:

Группа	ФИО
2Б7Б	Доля Николаю Николаевичу

Тема работы:

Разработка мероприятий для уменьшения уровня шума и вибраций центробежных насосов на нефтеперекачивающих станциях	
Утверждена приказом директора (дата, номер)	05.02.2021 №36–79/с

Срок сдачи студентом выполненной работы:	
--	--

ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ:

<p>Исходные данные к работе</p> <p><i>(наименование объекта исследования или проектирования; производительность или нагрузка; режим работы (непрерывный, периодический, циклический и т. д.); вид сырья или материал изделия; требования к продукту, изделию или процессу; особые требования к особенностям функционирования (эксплуатации) объекта или изделия в плане безопасности эксплуатации, влияния на окружающую среду, энергозатратам; экономический анализ и т. д.).</i></p>	<p>Объектом для разработки мероприятий является ЦНСАн 300–600, работающих с повышенным уровнем вибрации и шума в НВВП Казанского НГКМ</p>
---	---

<p>Перечень подлежащих исследованию, проектированию и разработке вопросов</p> <p><i>(аналитический обзор по литературным источникам с целью выяснения достижений мировой науки техники в рассматриваемой области; постановка задачи исследования, проектирования, конструирования; содержание процедуры исследования, проектирования, конструирования; обсуждение результатов выполненной работы; наименование дополнительных разделов, подлежащих разработке; заключение по работе).</i></p>	<ol style="list-style-type: none"> 1. Обзор литературы 2. Источники вибрации и шума центробежных насосов 3. Разработка мероприятий для снижения шума и вибрации 4. Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережения 5. Социальная ответственность
<p>Перечень графического материала</p> <p><i>(с точным указанием обязательных чертежей)</i></p>	<p>Таблицы, рисунки</p>

Консультанты по разделам выпускной квалификационной работы

(с указанием разделов)

Раздел	Консультант
«Социальная ответственность»	Фех А.И.; старший преподаватель
«Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»	Клемашева Е.И.; доцент ОСНГ ШБИП

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

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

Задание выдал руководитель:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент ОНД ИШПР	Зиякаев Г.Р.	К.Т.Н.		

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
2Б7Б	Доля Н.Н.		

ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА «СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ»

Студенту:

Группа	ФИО
2Б7Б	Доля Николай Николаевич

Школа	Инженерная школа природных ресурсов	Отделение (НОЦ)	Отделение нефтегазового дела
Уровень образования	Бакалавриат	Направление	21.03.01 «Нефтегазовое дело»

Тема ВКР:

Разработка мероприятий для уменьшения уровня шума и вибраций центробежных насосов на нефтеперекачивающих станциях	
Исходные данные к разделу «Социальная ответственность»:	
1. Характеристика объекта исследования (вещество, материал, прибор, алгоритм, методика, рабочая зона) и области его применения	Объект исследования: Центробежный насос Область применения: Нефтеперекачивающие станции, различные цеха объектов нефтегазовой промышленности, содержащие и эксплуатирующие центробежные насосы
Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:	
1. Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности: <ul style="list-style-type: none"> – специальные (характерные при эксплуатации объекта исследования, проектируемой рабочей зоны) правовые нормы трудового законодательства; – организационные мероприятия при компоновке рабочей зоны. 	<ul style="list-style-type: none"> – "Трудовой кодекс Российской Федерации" от 30.12.2001 N 197-ФЗ (ред. от 05.04.2021) – ГОСТ Р ИСО 14738-2007. Безопасность машин. Антропометрические требования при проектировании рабочих мест машин. – ГОСТ Р ИСО 6385-2016. Эргономика. Применение эргономических принципов при проектировании производственных систем. – ГОСТ 31839-2012. Насосы и агрегаты насосные для перекачки жидкостей. Общие требования безопасности.
2. Производственная безопасность: 2.1. Анализ выявленных вредных и опасных факторов 2.2. Обоснование мероприятий по снижению воздействия	<u>Вредные факторы:</u> <ul style="list-style-type: none"> – Повышенный уровень шума – Повышенный уровень вибрации – Утечка вредных веществ – Повышенная или пониженная температура рабочей зоны <u>Опасные факторы:</u> <ul style="list-style-type: none"> – Движущиеся механизмы, подвижные части производственного оборудования

	<ul style="list-style-type: none"> – Трубопровод и насосные агрегаты, работающие под высоким давлением – Пожаровзрывоопасный фактор – Вероятность утечки токсичных веществ – Электрический ток
3. Экологическая безопасность:	<p><u>Воздействие на атмосферу:</u> Загрязнение выбросами газа или испарением от разлившейся нефти</p> <p><u>Воздействие на гидросферу:</u> Утечки, разливы перекачиваемых нефтепродуктов и технических жидкостей</p> <p><u>Воздействие на литосферу:</u> Загрязнение почвы нефтью и продуктами ее переработки, различными твёрдыми отходами (отработавшие узлы и материалы насосного оборудования)</p>
4. Безопасность в чрезвычайных ситуациях:	<ul style="list-style-type: none"> – ЧС природного характера – Разлив нефтепродуктов – Возгорание – Взрыв – Аварии механизированного парка <p><u>Наиболее типичная ЧС:</u> Возникновение пожара</p>

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

Задание выдал консультант:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Старший преподаватель ООД	Фех Алина Ильдаровна	-		

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
2Б7Б	Доля Николай Николаевич		

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

Студенту:

Группа	ФИО
2Б7Б	Доля Николай Николаевич

Школа	ИШПР	Отделение школы	ОНД
Уровень образования	бакалавриат	Направление	21.03.01 Нефтегазовое дело

Тема ВКР:

Разработка мероприятий для уменьшения уровня шума и вибраций центробежных насосов на нефтеперекачивающих станциях	
Исходные данные к разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»:	
1. Стоимость ресурсов научного исследования (НИ): материально-технических, энергетических, финансовых, информационных и человеческих	Стоимость материально-технических ресурсов на основе среднего уровня цен для г. Томска на 2021 г.
2. Нормы и нормативы расходования ресурсов	Районный коэффициент – 1,3
3. Используемая система налогообложения, ставки налогов, отчислений, дисконтирования и кредитования	Страховые взносы 30,2%.
Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:	
1. Оценка коммерческого потенциала, перспективности и альтернатив проведения НИ с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения	Проведение предпроектного анализа. Определение целевого рынка и проведение его сегментирования. Выполнение SWOT-анализа проекта
2. Определение возможных альтернатив проведения научных исследований	Определение целей и ожиданий, требований проекта. Определение заинтересованных сторон и их ожиданий.
3. Планирование процесса управления НИ: структура и график проведения, бюджет, риски и организация закупок	Составление календарного плана проекта. Определение бюджета НИ
4. Определение ресурсной, финансовой, экономической эффективности	Проведение оценки сравнительной эффективности исследования
Перечень графического материала (с точным указанием обязательных чертежей):	
1. Матрица SWOT 2. График проведения НИ	

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

Задание выдал консультант:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент ОСГН ШБИП	Клемашева Е.И.	К.Э.Н		

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
2Б7Б	Доля Николай Николаевич		

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
 федеральное государственное автономное
 образовательное учреждение высшего образования
 «Национальный исследовательский Томский политехнический университет» (ТПУ)

Инженерная школа природных ресурсов (ИШПР)
 Направление подготовки (бакалавриат) 21.03.01 «Нефтегазовое дело»
 Профиль «Эксплуатация и обслуживание объектов транспорта и хранения нефти, газа и продуктов переработки»
 Уровень образования бакалавриат
 Отделение нефтегазового дела
 Период выполнения _____ (осенний / весенний семестр 2020 /2021 учебного года)

Форма представления работы:

Бакалаврская работа

(бакалаврская работа, дипломный проект/работа, магистерская диссертация)

КАЛЕНДАРНЫЙ РЕЙТИНГ-ПЛАН выполнения выпускной квалификационной работы

Срок сдачи студентом выполненной работы:	
--	--

Дата контроля	Название раздела (модуля) / вид работы (исследования)	Максимальный балл раздела (модуля)
17.12.2020	<i>Введение</i>	8
27.12.2020	<i>Обзор литературы</i>	12
21.02.2021	<i>Центробежные насосы. Источники вибрации и шума центробежных насосов</i>	15
01.03.2021	<i>Разработка мероприятий</i>	12
01.04.2021	<i>Конструирование рамы и прочностной расчет</i>	15
07.05.2021	<i>Социальная ответственность</i>	10
13.05.2021	<i>Финансовый менеджмент</i>	10
17.05.2021	<i>Выводы</i>	8
19.05.2021	<i>Презентация</i>	10
	<i>Итого</i>	100

СОСТАВИЛ:

Руководитель ВКР

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент ОНД ИШПР	Зиякаев Г.Р.	К.Т.Н.		

СОГЛАСОВАНО:

Руководитель ООП	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
ОНД ИШПР	Брусник О.В.	К.П.Н.		

РЕФЕРАТ

Выпускная аттестационная работа по теме «Разработка мероприятий для уменьшения уровня шума и вибраций центробежных насосов на нефтеперекачивающих станциях» предоставлена 108 на листах, 18 рисунках, 34 таблицах, 30 источников литературы.

Ключевые слова: вибрация, шум, центробежный насос, электродвигатель, источник, дефекты, подшипник, смазка, опоры, рама, муфта, балансировка, центровка.

Объектом исследования является центробежный насос типа ЦНСАн 300–600.

Цель работы – разработка мероприятий для уменьшения шума и вибрации центробежного насоса ЦНСАн 300–600, установленного в НВВП на Казанском НГКМ.

Задачи:

- Рассмотреть типовые источники вибрации и шума центробежных насосов;
- Изучить различные способы снижения вибрации центробежных насосов;
- Разработка мероприятий по снижению вибрации и шума;
- Разработка конструкции рамы насосного агрегата;
- Проверка новой конструкции рамы на прочность в программном комплексе Inventor.

В данной работе рассматриваются типовые источники вибрации и шума центробежных насосов. Основываясь на изученных различных способах

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата				
					<i>Разработка мероприятий для уменьшения уровня шума и вибраций центробежных насосов на нефтеперекачивающих станциях</i>			
Разраб.		Доля Н.Н.			Реферат	Лит.	Лист	Листов
Руковод.		Зиякаев Г.Р.					10	108
Консульт.						НИ ТПУ гр. 2Б7Б		
Рук-ль ООП		Брцсник О.В.						

снижения вибрации и шума, разрабатываются мероприятия для насоса ЦНСАн 300–600, конструирование и проведение прочностного расчета новой рамы в среде Autodesk Inventor.

					<i>Реферат</i>	<i>Лист</i>
						11
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ

НА – насосный агрегат

ЭД – электродвигатель

ТОиР – техническое обслуживание и ремонт

НГКМ – нефтегазоконденсатное месторождение

НВВП – насосная внешней и внутренней перекачки

УКПГ – установка комплексной подготовки газа

УПН – установка подготовки нефти

ЦНС – центробежный насос секционный

КПД – коэффициент полезного действия

МУВП – муфта упругая втулочно – пальцевая

СИЗ – средства индивидуальной защиты

НТИ – научно–техническое исследование

ВНИИГАЗ – Всесоюзный научно-исследовательский институт природных газов

ИПТЭР – Институт проблем транспорта энергоресурсов

					<i>Разработка мероприятий для уменьшения уровня шума и вибраций центробежных насосов на нефтеперекачивающих станциях</i>		
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>			
<i>Разраб.</i>	<i>Доля Н.Н.</i>				<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Руковод.</i>	<i>Зиякаев Г.Р.</i>					12	108
<i>Консульт.</i>					<i>Список сокращений</i>		
<i>Рук-ль ООП</i>	<i>Брисник О.В.</i>						
					<i>НИ ТПУ гр. 2Б7Б</i>		

Оглавление

Реферат	10
Список сокращений	11
Введение.....	15
1. Обзор литературы.....	17
2. Объект исследования	19
3. Центробежные насосы. Источники вибрации и шума центробежных насосов.....	21
3.1 Принцип действия центробежного насоса. Примитивная конструктивная схема.....	21
3.2 Классификация центробежных насосов.....	22
3.3 Общие понятия о вибрации и шуме	25
3.4 Источники вибрации и шума центробежных насосов	38
3.4.1 Источники вибрации и шума, связанные с неисправностями крепления агрегата на фундамент	40
3.4.2 Источники вибрации и шума, связанные с неисправностями электромагнитного происхождения	41
3.4.3 Источники вибрации и шума, связанные с неисправностями гидродинамического и механического происхождения	42
3.4.3.1 Источники механического происхождения	43
3.4.3.2 Источники гидродинамического происхождения	49
4. Разработка мероприятий для снижения шума и вибрации	53
4.1 Подшипниковые узлы	53
4.2 Балансировка роторов	56
4.3 Центровка валов	58
4.4 Конструирование рамы	60
4.5 Замена муфты	67
4.6 Крепление агрегата	68

					<i>Разработка мероприятий для уменьшения уровня шума и вибраций центробежных насосов на нефтеперекачивающих станциях</i>			
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>				
<i>Разраб.</i>		<i>Доля Н.Н.</i>			<i>Оглавление</i>	<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Руковод.</i>		<i>Зиякаев Г.Р.</i>					13	108
<i>Консульт.</i>						<i>НИ ТПУ гр. 2Б7Б</i>		
<i>Рук-ль ООП</i>		<i>Брисник О.В.</i>						

5. Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережения	68
5.1 Оценка коммерческого потенциала и перспективности проведения научных исследований с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения	69
5.1.1 Потенциальные потребители результатов исследования	69
5.1.2 Анализ конкурентных технических решений	70
5.1.3 SWOT-анализ	72
5.2 Планирование научно-исследовательских работ	75
5.2.1 Структура работ в рамках научного исследования	75
5.2.2 Определение трудоемкости выполнения работ	76
5.2.3 Разработка графика проведения научного исследования	78
5.3 Бюджет научно-технологического исследования (НТИ)	79
5.3.1 Расчет затрат на специальное оборудование	80
5.3.2 Основная заработная плата исполнителей	80
5.3.3 Отчисления во внебюджетные фонды (страховые отчисления)	82
5.3.4 Формирование бюджета затрат научно-исследовательского проекта	83
5.4 Стоимость разработанных мероприятий	84
5.4.2 Определение ресурсной (ресурсосберегающей), финансовой, бюджетной, социальной и экономической эффективности	85
6. Социальная ответственность	88
6.1 Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности	88
6.2 Производственная безопасность	90
6.2.1 Анализ вредных и опасных факторов	91
6.3 Экологическая безопасность	101
6.4 Безопасность в чрезвычайных ситуациях	102
Заключение	104
Список использованной литературы	106

ВВЕДЕНИЕ

В современном мире для транспортировки нефти, газа и различных нефтепродуктов применяются насосные агрегаты. На фоне общемировой тенденции в сфере машиностроения насосные агрегаты, применяемые в нефтегазовой промышленности, развиваются в направлении увеличения мощности, объемах перекачки, облегчения конструкции и повышения ее КПД, надежности. Прогрессирование во всех этих направлениях порой приводят к некоторым коллизиям и как следствие оборудование становится более требовательно к условиям его эксплуатации. Достичь идеальных условий на практике невозможно, поэтому современные насосные агрегаты имеют очень большую виброактивность.

Повышенный уровень вибрации увеличивает нагрузки на конструктивные элементы из – за чего снижается несущая способность деталей, появляются тещины, которые в последствии являются концентраторами напряжения, что приводит к разрушениям узлов и агрегатов. По мимо этого вибрации могут породить неустойчивость в рабочих процессах, вызывать отказы, вносить серьезную погрешность в измерительную аппаратуру.

Побочным явлением вибрации является шум. Два этих параметра оказывают крайне негативное влияние на человека. При хроническом воздействии вибрации на человека на производстве, возможно развитие вибрационной болезни. Также вибрация вызывает нарушения сердечно-сосудистой, опорно-двигательной, нервной систем. Шум вызывает головные боли, снижение работоспособности, ухудшение самочувствия и ряд других негативных последствий.

Учитывая все вышеизложенные факторы, работы по снижению вибраций и шума на сегодняшний день являются одними из самых актуальных с различных точек зрения.

					<i>Разработка мероприятий для уменьшения уровня шума и вибраций центробежных насосов на нефтеперекачивающих станциях</i>			
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>				
<i>Разраб.</i>	<i>Доля Н.Н.</i>				<i>Введение</i>	<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Руковод.</i>	<i>Зиякаев Г.Р.</i>						15	108
<i>Консульт.</i>						<i>НИ ТПУ гр. 257Б</i>		
<i>Рук-ль ООП</i>	<i>Брцсник О.В.</i>							

Цель данной работы – разработка мероприятий для уменьшения шума и вибрации центробежного насоса ЦНСАн 300–600, установленного в НВВП на Казанском НГКМ.

Для достижения цели, поставленной в рамках выпускной квалификационной работы, необходимо решить ряд соответствующих задач именно:

- Рассмотреть типовые источники вибрации и шума центробежных насосов;
- Изучить различные способы снижения вибрации и шума центробежных насосов;
- Разработка мероприятий по снижению вибрации и шума;
- Разработка конструкции рамы насосного агрегата;
- Проверка новой конструкции рамы на прочность в программном комплексе Inventor.

					<i>Введение</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		16

1. ОБЗОР ЛИТЕРАТУРЫ

Приведем обзор научной и учебно-методической литературы по тематике исследования. В работах «Насосы и вентиляторы» под авторством В.В. Полякова и Л.С. Скворцова [1], а также «Насосы. Вентиляторы. Компрессоры» П.И. Дячек [2] говорится об устройстве, принципах действия, физических явлениях, лежащих в основе работы и особенностях конструкции центробежного насоса. Рассмотрены вопросы, связанные с охраной труда при монтаже и эксплуатации нагнетателей, а также мероприятия по снижению шума и вибрации.

В книге М.Д. Айзенштейна «Центробежные насосы для нефтяной промышленности» [3] и В.Я. Карелин «Кавитационные явления в центробежных и осевых насосах» [4] описаны источники возникновения кавитации, действия по уменьшению влияния этого явления и внешние воздействия на поверхность рабочего колеса от этого воздействия. Определена наибольшая опасность воздействия кавитации и необходимость создания подпора или контроль допустимой высоты всасывания.

Сулейманов М.М., Вечхайзер Л.И. в своих трудах под названием «Шум и вибрация в нефтяной промышленности: Справочное пособие» [5] пишут об источниках шума и вибрации, изменении этих параметров при изменении режимов работы нефтегазопромыслового оборудования и нагрузки на него. Приведены санитарные и технические нормы шума и вибрации, описаны мероприятия по их снижению.

Изучены работы по смежной тематике. Например, в работе Гумерова А.Г., Гумерова Р.С., Акбердина А.М. «Диагностика оборудования нефтеперекачивающих станций» [6] говорится об вибродиагностике насосно-силового оборудования нефтеперекачивающих станций и оценке их технического состояния и прогнозирования остаточного ресурса. Также приводится информация

					Разработка мероприятий для уменьшения уровня шума и вибраций центробежных насосов на нефтеперекачивающих станциях			
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата				
Разраб.	Доля Н.Н.				Обзор литературы	Лит.	Лист	Листов
Руковод.	Зиякаев Г.Р.						17	108
Консульт.						НИ ТПУ гр. 257Б		
Рук-ль ООП	Брицник О.В.							

об источниках вибрации и шума, и особенностях их диагностирования методами вибродиагностики, также возможные мероприятия по их устранению.

Для конструирования рамы насосного агрегата используются методики, изложенные в работах П.Ф. Дунаева «Конструирование узлов и деталей машин» [7] и «Рама сварные: Методические указания по выполнению курсового проекта по дисциплинам «Детали машин и основы конструирования» и «Прикладная механика» для студентов машиностроительных специальностей» [8].

					<i>Обзор литературы</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		18

2. ОБЪЕКТ ИССЛЕДОВАНИЯ

На территории УПН и УКПГ Казанского НГКМ используется широкий спектр насосно – компрессорного оборудования в БКС, БКНС и НВВП. Объектом исследования данной работы, на примере которого будет производиться разработка мероприятий для целого кластера насосной техники, является насос ЦНСАн 300 – 600 (табл. 1), установленный в насосной внешней и внутренней перекачки (НВВП) на внешнюю перекачку подготовленной нефти из резервуарного парка в магистральный трубопровод. Данный насос генерирует шум и вибрации, превышающие референсные значения и в последнее время автоматика, контролирующая уровень вибрации, регистрировала данные превышения и насосный агрегат выходил в режим аварии. В момент прохождения практики насосный агрегат встал на капитальный ремонт по наработке моточасов, в связи с чем, руководством предприятия было принято решение о параллельном проведении мероприятий для снижения его виброактивности. [14]

Согласно данным заводом изготовителем данный насос изготовлен на базе центробежного многоступенчатого секционного насоса ЦНСн производства «Гидромашсервис», входящих в «ГМС групп» и предназначены для перекачки обводненной газонасыщенной и товарной нефти в системах внутрипромыслового сбора, подготовки и транспорта нефти. Параметры перекачиваемой среды представлены в Табл.2. [14]

Таблица 1 – Технические характеристики насоса ЦНСАн 300-600.

Подача , м ³ /с (м ³ /ч)	Напор , м	Синхронная частота вращ., с ⁻¹ (об/мин)	Потребляемая мощность насоса, кВт, не более	Допускаемый кавитационный запас, м, не более	КПД агрегата, (насоса), %, не менее	Масс а, кг
0,083 (300)	600	25 (1500)	700	6	66 (70)	2410

					<i>Разработка мероприятий для уменьшения уровня шума и вибраций центробежных насосов на нефтеперекачивающих станциях</i>		
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			
Разраб.	Доля Н.Н.				Лит.	Лист	Листов
Руковод.	Зиякаев Г.Р.					19	108
Консульт.					Объект исследования		
Рук-ль ООП	Брцсник	О.В.					

Таблица 2 – Параметры перекачиваемой среды.

Параметр	Значение
Температура, °С	-0...+45
Плотность, кг/м ³	700...1050
кинематическая вязкость, мм ² /с, не более	1,5 x 10 ⁻⁴
водородный показатель, рН	7... 8,5
давление насыщенных паров, ГПа, не более	665
содержание газа (объемное), %, не более	3
содержание парафина, %, не более	20
содержание механических примесей, %, не более:	0,2
размер твердых частиц, мм, не более	До 0,2
микротвердость частиц, ГПа, не более	1,47
обводненность, %, не более	90

Данный насос эксплуатируется в паре с электродвигателем фирмы Siemens модель SIMOTICS XP 1MB55-4-BB3. Данная серия насосов имеет взрывозащитное исполнение и степень защиты от влаги и пыли по стандарту IP55. Монтажное исполнение по каталогу IM B3. Мощность насоса составляет 800кВт при 1500 об/мин. Масса составляет 4000 кг. [15]

Муфта, используемая для передачи момента от электродвигателя к насосу, имеет втулочно – пальцевое исполнение производства KTR серии Revolex Type KX-D 95.

Все это оборудование смонтировано на жесткую раму из швеллеров, которые крепятся анкерными болтами к бетонному фундаменту.

					Объект исследования	Лист
						20
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

3. ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ НАСОСЫ. ИСТОЧНИКИ ВИБРАЦИИ И ШУМА ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

3.1 Принцип действия центробежного насоса. Прimitивная конструктивная схема.

Класс центробежных насосов занимает обширную часть используемого в настоящее время насосного парка. Перекачка рабочего тела и создание давления происходит за счет вращения рабочего колеса. В зависимости от исполнения насоса количество этих колес может быть любым.

Рабочие колеса центробежного насоса состоят из дисков, лопаток и ступицы. Колеса могут иметь открытый, полуоткрытый, закрытый тип исполнения (Рис.1), а также быть с односторонним или двусторонним входом (рис. 2). Опорой ротора для рабочих колес выступают подшипники. У маломощных насосов применяются подшипники качения, у мощных – скольжения. Один из подшипников обязательно должен быть радиально–упорный для восприятия осевых нагрузок. [2]

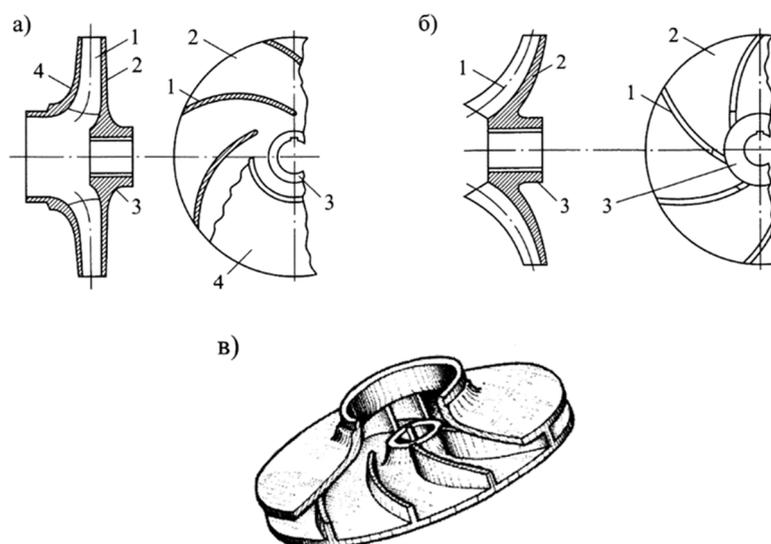


Рисунок 1 – Рабочие колеса с односторонним входом: а – закрытого типа; б – полуоткрытого типа; в – общий вид колеса закрытого типа; 1 – лопатка; 2 – задний диск; 3 – ступица; 4 – передний диск.

					Разработка мероприятий для уменьшения уровня шума и вибраций центробежных насосов на нефтеперекачивающих станциях		
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			
Разраб.	Доля Н.Н.				Лит.	Лист	Листов
Руковод.	Зиякаев Г.Р.					21	108
Консульт.					НИ ТПУ гр. 2Б7Б		
Рук-ль ООП	Брисник О.В.						
					Центробежные насосы. Источники вибрации и шума центробежных насосов		

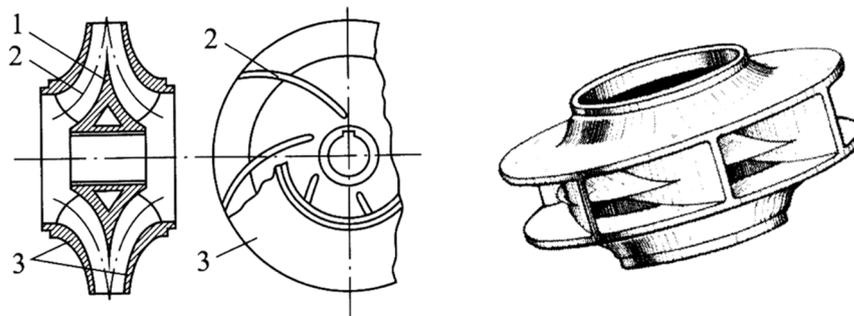


Рисунок 2 – Рабочее колесо насоса с двухсторонним входом: 1 – внутренний диск со ступицей; 2 – лопатка; 3 – внешний диски.

В результате прохождения через рабочее колесо насоса флюид обладает на выходе большим давлением и большей скоростью, чем на входе. В насосе происходит преобразование потребляемой насосом энергии с помощью центробежных сил в рабочем колесе насоса в статическую энергию потока жидкости. Поток флюида проходя через всасывающий патрубок (подвод) попадает в центр рабочего колеса. Под действием центробежных сил происходит изменение направление движения потока с осевого, на радиальное. Флюид, проходя вдоль радиально изогнутых лопаток приобретает дополнительное ускорение. Далее выходная скорость потока преобразуется в корпусе насоса в давление перед выходом. Преобразование скоростного напора в пьезометрический происходит в спиралевидном отводе или направляющем аппарате. [2]

Рабочие параметры центробежного насоса находятся в зависимости от частоты вращения рабочего колеса. Так, при увеличении частоты вращения в два раза происходит увеличение подачи насоса в два раза, рост напора в четыре раза, увеличение потребляемой насосом энергии в восемь раз.

3.2 Классификация центробежных насосов.

Классификация насосов по техническим характеристикам основывается на коэффициенте быстроходности:

$$n_s = 3,65 \times \frac{n \times \sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (1)$$

Где: n – Частота оборотов ротора [об/мин], Q – производительность насоса [$\text{м}^3/\text{сек}$], H – напор насоса [м].

Исходя из численного значения коэффициента быстроходности насосы подразделяют на:

- Тихоходные (40 – 80)
- Нормальной быстроходности (80 – 150)
- Быстроходные (150 – 300)

По мере увеличения численного значения коэффициента насосы преобразуются в:

- Диагональные (300 – 600)
- Осевые (600 – 900)

По числу ступеней центробежные насосы могут быть одноступенчатыми и многоступенчатыми и могут иметь односторонний или двухсторонний вход.

Энергетические параметры насосов представлены преимущественно напором. Так различают: [1]

- Низконапорные ($H < 20$ м)
- Средненапорные ($H = 20 - 60$ м)
- Высоконапорные ($H > 60$ м)

По размещению вала насосы бывают горизонтальные и вертикальные, по плоскости разъема корпуса: с осевыми, с торцевыми разъемами и секционные.

По расположению рабочего колеса на валу относительно опор ротора насосы бывают: консольные и со средним расположением колеса. (Рис.3)

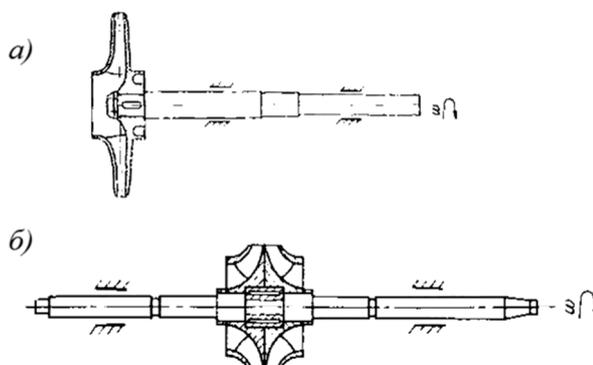


Рисунок 3 – Расположение рабочего колеса на валу: *a* – консольное; *б* – среднее.

По условиям размещения (монтажа) выделяют наземные, плавающие и погружные, скважинные и насосы с трансмиссионным валом. Насосы, имеющие малые габариты, могут непосредственно монтироваться на трубопровод.

По способу соединения с приводом насосы бывают: моноблочные (с непосредственной посадкой рабочего колеса на вал привода), приводные (со шкивом или редуктором) и соединяемые с приводом через муфту. Последние нашли широкое применение в нефтегазовой промышленности.

По эксплуатационным показателям – обратимые (могут работать в режиме двигателя), реверсивные, регулируемые, дозировочные, ручные.

Вход в насос может быть: боковым, осевым и насосы двухстороннего всасывания. По количеству потоков насосы могут быть одно-, двух-, многопоточные.

Привод насоса может быть: электрическим, от двигателя внутреннего сгорания, от турбины, пневмо- или гидропривод. Существуют насосы с ручным приводом. В нефтегазовой промышленности используются насосы с электроприводом и от ДВС.

По взаимодействию с окружающей средой выделяют герметичные, мало шумные, взрывозащитные, ударостойкие и маломощные насосы.

Насосы могут быть самовсасывающие или с предвключенной ступенью/колесом.

По характеру перекачиваемой жидкости насосы бывают: [1,3]

- Общего назначения (для перекачки чистой жидкости без мех. примесей с температурой до 105 °С)
- Теплофикационные (чистая жидкость с температурой выше 105°С)
- Теплоэнергетические (конденсатные, питательные, дренажные, циркуляционные и т.п.)
- Химические (для перекачки агрессивных сред)
- Баггерные (для перекачки жидкости с мех. примесями и шлаком) и т.д.

					Центробежные насосы. Источники вибрации и шума центробежных насосов	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		24

3.3 Общие понятия о вибрации и шуме

Согласно ГОСТ 24346-80 вибрацией называют движение точки или механической системы, при котором происходят колебания характеризующих его скалярных величин. В теории идеальная машина должна всю получаемую энергию производить в полезную работу, однако на практике из-за множества нюансов часть энергии рассеивается в механические колебания, которые воспринимаются нами как вибрация и шум. [19]

Основными параметрами, характеризующими механические колебания, являются: амплитуда колебаний, период колебаний и обратная периоду величина – частота колебаний.

Под амплитудой колебаний (A) понимают величину отклонения системы от ее равновесного положения, измеряемую в метрах [м]

Период колебаний (T) – это промежуток времени между двумя одинаковыми последовательными состояниями системы, [с]. Простыми словами период показывает за сколько времени система совершает одно полное колебание. Частота колебаний (f) – это обратная периоду величина. Она показывает сколько колебаний совершает система за промежуток времени равный 1 с, единицей измерения частоты Герцы [Гц]. [

$$f = \frac{1}{T} \quad (2)$$

Помимо частоты звук также характеризуется скоростью звука – c (скорость распространения звуковой волны) [м/с], длиной звуковой волны – λ [м] и силой звука – I [Вт/м²]. Скорость звука зависит от параметров среды, в которой происходит распространение звуковой волны. Так скорость звука в воздухе равна 331 м/с, а в воде при температуре 8 °С этот показатель уже достигает порядка 1500 м/с. С увеличением плотности среды скорость звука увеличивается. Так за 1 с в алмазе звуковая волна способна преодолеть 12000м. Длина звуковой волны – это расстояние между двумя ближайшими точками в пространстве, в которых

					Центробежные насосы. Источники вибрации и шума центробежных насосов	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		25

совершается колебания в одной и той же фазе. Частота колебаний, скорость звука и длина звуковой волны взаимосвязаны между собой следующим образом:

$$\lambda = \frac{c}{f} = cT \quad (3)$$

Сила звука или его интенсивность означает количество энергии, которое проходит за 1с через площадь 1 м^2 , расположенную перпендикулярно направлению распространения звуковой волны. Сила звука в свободном звуковом поле в направлении распространения выражается следующей формулой: [5]

$$I = \frac{p^2}{\rho c} \quad (4)$$

Где: p – давление, создаваемое звуковой волной (звуковое давление), Па; ρ – плотность среды, кг/м^3 .

Звуковым полем называют пространство, в котором распространяются звуковые волны. Важным параметром звукового поля, является его импеданс (акустическое сопротивление) ($\text{кг/м}^2 \text{ с}$):

$$z = \frac{p^2}{\rho} = \rho c \quad (5)$$

Как видно из уравнения акустическое сопротивление зависит от скорости распространения звуковых волн, которые в свою очередь зависят от упругих свойств среды и ее плотности. Так, импеданс ($\text{кг/м}^2 \text{ с}$) воздуха при температуре 20°C равен $41 \cdot 10^{-4}$, кирпича – 73, стекла – 120, алюминия – 138, стали – 390.

В технической акустике принято измерять уровень звукового давления в децибелах. Это связано с тем, что человеческое ухо способно воспринимать звуковое давление в широком диапазоне частот. Порог слышимости человека – 20 мкПа, а порог болевых ощущений – 200 Па при частоте $f = 1\text{ кГц}$. Вследствие столь широкого диапазона изменяющегося звукового давления было принято решение использовать вместо этого логарифмическое отношение звуковых давлений: [5]

$$Lp = 20 \cdot \lg \frac{p}{p_0} \quad (6)$$

Где: p – действующее звуковое давление, Па; p_0 – порог слышимости.

					Центробежные насосы. Источники вибрации и шума центробежных насосов	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		26

Шум измеряется в уровнях звукового давления, что позволяет производить оценку в децибелах, однако принято считать изменения уровня звукового давления с минимальным шагом в 1дБ, поскольку человеческий слух меньше изменения слабо воспринимает.

Акустической характеристикой источника шума является его звуковая мощность – количество звуковой энергии, излучаемой источником шума в окружающее пространство за единицу времени. Шум, излучаемой машиной, оценивается в уровнях звуковой мощности, дБ: [5]

$$L_N = 10 \cdot \lg \frac{N}{N_0} \quad (7)$$

Где: N – звуковая мощность источника шума, Вт; N_0 – пороговая величина звуковой мощности ($N_0=10^{-12}$ Вт).

О характере шума можно судить по его спектру, то есть по изменению уровней звукового давления в зависимости от частоты колебаний, представленных в графическом виде. Спектр может быть сплошным, дискретным (линейчатым) и смешанным (Рис.4). Сплошной спектр образуется, когда частоты его составляющие находятся в широком диапазоне или наоборот близко расположены друг к другу. Если очевидно выделяется какая-то одна, две частоты, то это дискретный (линейчатый) спектр. Составляющие спектра, частоты которых кратны между собой, называются гармониками.

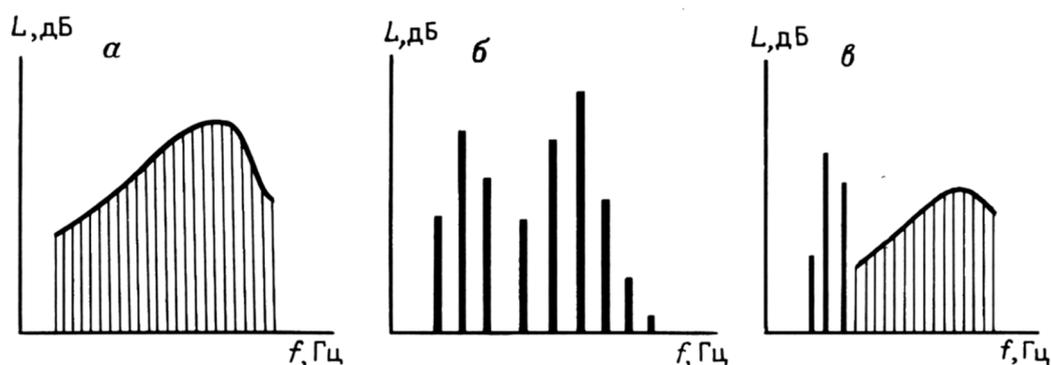


Рисунок 4 – Спектры шума: *а* – сплошной; *б*– дискретный (линейчатый); *в* – смешанный.

При построении спектра в технической акустике по оси абсцисс откладываются значения частоты колебаний. Шкала частот разбивается на равные части – полосы частот, октавные или третьоктавные. [5]

Каждая октавная полоса характеризуется нижним и верхними граничными условиями, а также среднегеометрической частотой:

$$f_{\text{ср}} = \sqrt{f_{\text{В}}f_{\text{Н}}} \quad (8)$$

Где: $f_{\text{В}}$ и $f_{\text{Н}}$ – нижние и верхние граничные частоты полос.

Соотношение верхней граничной частоты и нижней граничной частоты:

$$\frac{f_{\text{В}}}{f_{\text{Н}}} = 2 \quad \text{– для октавной полосы}$$

$$\frac{f_{\text{В}}}{f_{\text{Н}}} = \sqrt[3]{2} \quad \text{– для третьоктавной полосы}$$

Шум, распространяемый по воздуху, называют воздушным шумом. Если распространение происходит с помощью каких-то конструкций, то такой звук называют структурным звуком. Дело в том, что в нефтяной промышленности чаще всего ограждающие конструкции, применяемые в насосных станциях и т.п., изготавливаются из тонколистового металла. При возбуждении колебаний в таких конструкциях, те сами начинают выступать в роли источников звука.

В технике принято в большинстве случаев анализировать звук в полосах частот от 63 до 8000 Гц. При этом выделяют следующие октавные, представленные в табл.1 [5]

Таблица 3 – Среднегеометрические частоты и соответствующие им значения граничных частот (в Гц)

Октава		1/3 октавы	
Среднегеометрическая частота	Граничные частоты	Среднегеометрическая частота	Граничные частоты
63	44 – 88	63	55 – 71
		80	71 – 89
		100	89 – 112
125	88 – 176	125	112 – 140

		160	140 – 180
		200	180 – 224
250	180 – 355	250	224 – 280
		315	280 – 355
		400	355 – 450
500	355 – 710	500	450 – 560
		630	560 – 710
		800	710 – 900
1000	710 – 1400	1000	900 – 1120
		1250	1120 – 1400
		1600	1400 – 1800
2000	1400 – 2800	2000	1800 – 2240
		2500	2240 – 2800
		3150	2800 – 3540
4000	2800 – 5600	4000	3540 – 4500
		5000	4500 – 5600
		6300	5600 – 7100
8000	5600 – 11200	8000	7100 – 9000
		10000	9000 – 11200

Субъективное ощущение силы звука оценивается громкостью в фонах. На практике было замечено, что изменение уровня громкости в два раза, человеческим слухом будет слышима эта разница в два раза. Для субъективной оценки восприятия звука введена шкала «сон». Формула для определения громкости представлена ниже:

$$\Gamma = 2^{(L_{\Gamma}-40)/10} \quad (9)$$

Где: L_{Γ} – уровень громкости в фонах.

Основываясь на данной формуле, можно сравнить восприятие уровня громкости в 70 и 100 фон. Человеческим слухом звук с уровнем громкости в 100 фон будет восприниматься в 8 раз громче, чем звук 70 фон.

					Центробежные насосы. Источники вибрации и шума центробежных насосов	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		29

Говоря о человеческом восприятии звука, следует так же учитывать тот факт, что человеческое ухо способно не воспринимать и не слышать какие-то тихие звуки на фоне более громких – это называется эффектом маскировки звука. Так, например, низкочастотные звуки хорошо маскируют высокочастотные. На производстве данный эффект является больше негативным, так как обслуживающий персонал может не услышать каких-либо изменений в работе насосного агрегата, что в дальнейшем может привести к аварии или к какому-то несчастному случаю, если речевые или звуковые сигналы будут плохо слышимы. В целом органы чувств человека воспринимают акустические колебания в диапазоне от 16 до 20000 Гц. [5]

Колебания частотой более 16 кГц относятся к ультразвуку (ультразвуковые колебания). Они почти не вызывают слуховых ощущений у человека. Инфразвук (инфразвуковые колебания) – это акустические колебания с частотой, не превышающей 20 Гц. В воздухе инфразвук очень плохо поглощается, поэтому способен распространяться на большие расстояния. Основными источниками инфразвуковых колебаний на производстве являются тихоходные крупногабаритные машины.

Инфразвук очень негативно воздействует на организм человека. Тяжесть воздействия зависит в основном от его частоты, так как собственная частота различных органов человека находится в данном диапазоне частот. Так, например, вестибулярный аппарат человека имеет частоту 0,5 – 13 Гц. Как итог воздействия инфразвука человек ощущает головокружение, головную боль, снижение остроты зрения и слуха и т.д.

Если точечный источник звука находится на открытом пространстве, то распространения звука происходит во всех направлениях данного пространства по полусфере. При увеличении расстояния от источника шума интенсивность звука, то есть поток звуковой энергии, проходящей через единицу времени, уменьшается пропорционально квадрату расстояния.

Уровень интенсивности звука на расстоянии $r_2=2r_1$ от точечного источника в открытом пространстве будет равен:

					Центробежные насосы. Источники вибрации и шума центробежных насосов	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		30

$$L_{I_2} = 10 \lg \frac{I_2}{I_1} = L_1 - 10 \lg 4 = L_1 - 6 \quad (10)$$

Где: L_1 – уровень звукового давления на расстоянии r_1 от источника шума, дБ.

При удвоении расстояния от источника звука на открытом пространстве уровень звукового давления снижается на 6 дБ. Однако в реальных условиях на то, как распространяется звук влияет множество других факторов. Наличие растительности на местности, рельеф, температура воздуха и атмосферное давление, скорость ветра и его направление и т.п. Ученые ВНИИГАЗа еще в 90-е годы проводили исследования в данной области и установили, что измерение шума по ветру и против него отличаются на 3 – 5 дБ в зависимости от диапазона частот. Так же было замечено, что наличие снега или травы снижает уровень звукового давления в диапазоне 200 – 1000 Гц до 25 дБ на 1 км распространения звука. [5]

В нефтегазовой российской практике, в отличие от зарубежных случаев, практически невозможно встретить расположение источников звука на открытой местности. На территории РФ почти все насосные станции выполнены в блочной компоновке и находятся в помещении. Находясь в помещении часть энергии звука, генерируемой источником звука, отражается от ограждений и суммируется с звуковой энергией, излучаемой непосредственно источником звука. Уровень звука в помещении становится выше, чем при расположении источника на открытом пространстве. Большую роль на создаваемое в помещении звуковое поле оказывают звукопоглощающие свойства поверхности помещения. В результате при отключении источника звука слышимый звук не пропадает мгновенно, а какое-то время продолжает отражаться от поверхностей и постепенно угасать. Это время, затраченное на угасание звука, называется временем реверберации (Т). Для отсчета этого времени принято считать время не до полного угасания звука, а до уменьшения звукового давления в помещении до 60 дБ после отключения источника звука.

					Центробежные насосы. Источники вибрации и шума центробежных насосов	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		31

Как говорилось выше, вибрация – это перемещение механической системы или определенной точки, при котором происходит поочередное возрастание или убывание во времени значений хотя бы одной координаты.

Вибрационные колебания подразделяются на свободные (собственные) и вынужденные (возникают под воздействием внешних сил). Самым простым видом колебаний является синусоидальные (гармонические). При таком виде вибрационных колебаний их амплитуда меняется во времени по синусоидальному закону. В нефтяной промышленности столь идеальной модели колебаний встретить практически невозможно. Больше всего распространены полигармонические и случайные колебания. Полигармонические колебания проявляются в виде суммы гармонических колебаний. Примеры полигармонических и гармонических колебаний представлены на рис. 5. [5]

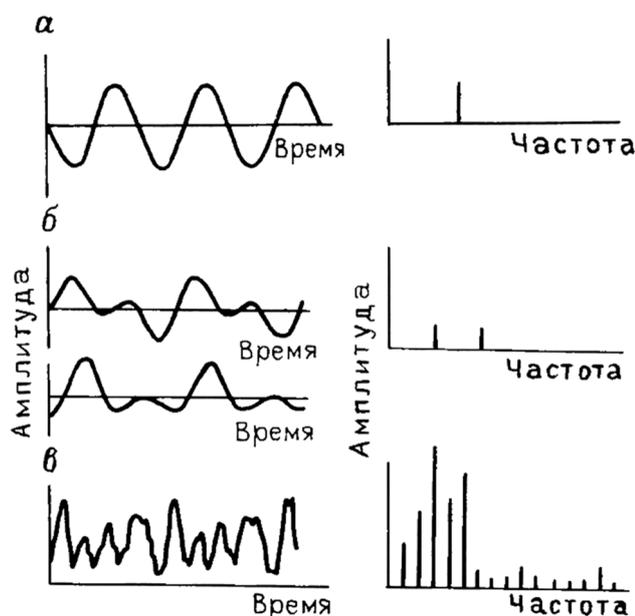


Рисунок 5 – Осциллограммы колебаний: *а* – гармонических; *б* – полигармонических; *в* – случайных.

Основные параметры, используемые при анализе колебательных процессов, как говорилось выше, это *A* – амплитуда, мм; *T* – период колебаний, с; *f* – частота колебаний, Гц; $\omega=2\pi f$ – круговая частота, рад/с, а также фаза колебаний (в рад):

$$\alpha = \frac{2\pi t}{T} \quad (11)$$

Где: *t* – время с начала колебания, с.

Частотный параметр вибрации:

$$f = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{n}{60} \quad (12)$$

Виброскорость (скорость колебательного процесса) при гармонических колебаниях определяется:

$$v = 2\pi f A \quad (13)$$

Где: v – скорость (в м/с).

Виброускорение (ускорение колебательного процесса) при гармонических колебаниях определяется по формуле:

$$a = 2 (\pi f)^2 A \quad (14)$$

Где: a – ускорение (в м/с²).

Степень ощущения вибрации человеком оценивают с помощью закона Вебера–Фехнера логарифмической относительной величиной – уровнем виброскорости L_v в децибелах:

$$L_v = 20 \lg \frac{v}{v_0} \quad (15)$$

Где: L_v – логарифмический уровень колебательной скорости, дБ; v – значение действующей виброскорости, м/с; $v_0 = 5 \cdot 10^{-8}$ м/с, пороговое значение виброскорости.

По аналогии определяется логарифмический уровень колебательного ускорения (уровень виброускорения):

$$L_a = 20 \lg \frac{a}{a_0} \quad (16)$$

Где: a – значение действующего виброускорения, м/с²; $a_0 = 3 \cdot 10^{-4}$ м/с² – пороговое значение виброускорения.

Соотношение между абсолютными значениями виброскорости и виброускорения с их логарифмическими условиями приведены в таблицах 4, 5. [5]

Таблица 4 – Соотношение между уровнями виброскорости и значениями виброскорости в абсолютных значениях.

					Центробежные насосы. Источники вибрации и шума центробежных насосов	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		33

Уровень скорости, дБ	Абсолютное значение, мм/с	Уровень скорости, дБ	Абсолютное значение, мм/с	Уровень скорости, дБ	Абсолютное значение, мм/с
70	0,158	87	1,12	104	7,93
71	0,177	88	1,26	105	8,89
72	0,199	89	1,41	106	9,98
73	0,223	90	1,58	107	11,2
74	0,251	91	1,77	108	12,6
75	0,281	92	1,99	109	14,1
76	0,316	93	2,23	110	15,8
77	0,354	94	2,51	111	17,7
78	0,397	95	2,81	112	19,9
79	0,446	96	3,16	113	22,3
80	0,500	97	3,54	114	25,1
81	0,561	98	3,97	115	28,1
82	0,630	99	4,46	116	31,6
83	0,707	100	5,00	117	35,4
84	0,793	101	5,61	118	39,7
85	0,889	102	6,30	119	44,6
86	0,996	103	7,07	120	50,0

Таблица 5 – Соотношение между уровнями виброускорения и значениями виброускорения в абсолютных значениях.

Уровень ускорения, дБ	Ускорение, м/с ²	Уровень ускорения, дБ	Ускорение, м/с ²	Уровень ускорения, дБ	Ускорение, м/с ²
50	$9,49 \cdot 10^{-2}$	71	1,06	92	11,9
51	$1,06 \cdot 10^{-1}$	72	1,19	93	13,4
52	$1,19 \cdot 10^{-1}$	73	1,34	94	15,0
53	$1,34 \cdot 10^{-1}$	74	1,50	95	16,9
54	$1,50 \cdot 10^{-1}$	75	1,69	96	18,9

55	$1,69 \cdot 10^{-1}$	76	1,89	97	21,2
56	$1,89 \cdot 10^{-1}$	77	2,12	98	23,8
57	$2,12 \cdot 10^{-1}$	78	2,38	99	26,7
58	$2,38 \cdot 10^{-1}$	79	2,67	100	30,0
59	$2,67 \cdot 10^{-1}$	80	3,00	101	33,7
60	$3,00 \cdot 10^{-1}$	81	3,37	102	37,8
61	$3,37 \cdot 10^{-1}$	82	3,78	103	42,4
62	$3,78 \cdot 10^{-1}$	83	4,24	104	47,6
63	$4,24 \cdot 10^{-1}$	84	4,76	105	53,3
64	$4,76 \cdot 10^{-1}$	85	5,33	106	59,8
65	$5,33 \cdot 10^{-1}$	86	5,98	107	67,2
66	$5,98 \cdot 10^{-1}$	87	6,72	108	75,4
67	$6,72 \cdot 10^{-1}$	88	7,54	109	84,5
68	$7,54 \cdot 10^{-1}$	89	8,45	110	94,9
69	$8,45 \cdot 10^{-1}$	90	9,49	111	106,0
70	$9,45 \cdot 10^{-1}$	91	10,6	112	119,0

Вибрации, которые имеют место быть на объектах нефтяной промышленности, делятся на стационарные и нестационарные. Простейший вид стационарной вибрации – гармонические колебания. Уравнение, описывающее данные колебания представлено ниже:

$$x(t) = x_0 \cos \omega_0 t \quad (17)$$

Где: x_0 – начальная амплитуда, мм.

Распространенным источником гармонических колебаний в насосной технике являются неуравновешенные массы вращающихся деталей механизмов, о которых мы поговорим подробнее далее.

При установившемся движении механизмов, совершающих циклические перемещения, начинают возникать периодические колебания:

$$x(t) = \sum_{k=1}^{\infty} (a_k \cos k\omega_0 t + b_k \sin \omega_0) \quad (18)$$

					Центробежные насосы. Источники вибрации и шума центробежных насосов	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		35

В системах, где одна из гармоник превалирует над остальными, можно пренебречь влиянием всех остальных. При спектральном анализе периодических процессов достаточно определить коэффициент Фурье для первых двух – трех гармоник. Однако на практике на многих объектах стационарные вибрации не являются периодическими и носят крайне нерегулярный характер. Одной из главных причин такого явления является большое количество независимых и зависимых друг от друга источников колебаний и нерегулярность протекающих внутри машины процессов, которые также в свою очередь вызывают колебания. В подавляющем большинстве случаев такие процессы представляются в виде полигармонических колебаний (в мм). [5]

$$x(t) = \sum_{k=1}^n (a_n \cos \omega_k + b_k \sin \omega_k t) \quad (19)$$

Полигармонические колебания могут быть представлены в виде суммы конечного числа периодических процессов (в мм).

$$x(t) = \sum_{k=1}^8 \sum_{l=1}^{\infty} (a_{kl} \cos l\omega_k t + b_{kl} \sin l\omega_k t) \quad (20)$$

Переходные процессы в период разгона и торможения механической системы чаще всего характеризуют нестационарные колебания. Их описывают с помощью формулы:

$$x = a(\omega) \cos \omega(t)t \quad (21)$$

Где: $\omega(t)$ – закон изменения угловой скорости движения механизма.

Когда происходит совпадение вынужденных частот колебаний с собственными происходит резкое возрастание их амплитуды. Данное явление называется резонансом. Данный процесс крайне опасен, так как может привести к разрушению конструкции или выходом из строя. Во время торможения или разгона механической системы возможно совпадение частот и появление резонанса. Поэтому необходимо, чтобы период прохождения через область резонанса был как можно более коротким.

Резонансные колебания возникают при угловой частоте (в рад/с):

					Центробежные насосы. Источники вибрации и шума центробежных насосов	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		36

$$\omega = \omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m}} \quad (22)$$

Где: c – коэффициент жёсткости системы, Н/м; m – масса системы, кг.

Уровни звука, звукового давления, звуковой мощности, виброскорости и виброускорения являются логарифмическими величинами, поэтому с ними нельзя непосредственно проводить основные математические операции, такие как сложение, вычитание и т.д. Поэтому суммарный уровень звука рассчитывается по формуле:

$$L_{\text{сум}} = 10 \lg \sum_{i=1}^n 10^{0,1L_i} \quad (23)$$

Где: n – общее число слагаемых уровней, L_i – уровень в данной точке от i – го источника, дБ.

Суммарный уровень в какой – либо точке при одновременной работе двух источников с разными уровнями L_1, L_2 определяется следующим выражением:

$$L_{\text{сум}} = L_{\text{max}} + \Delta L \quad (24)$$

Где: L_{max} – больший из двух суммируемых уровней, дБ; ΔL – поправка, определяемая по разности уровней двух источников (табл.6), дБ.

Таблица 6. Поправка, определяемая по разности уровней ($L_1 - L_2$).

$(L_1 - L_2)$, дБ	0	1	2	3	4	6	8	10	15	20
ΔL , дБ	3	2,5	2	2	1,5	1	0,6	0,4	0,2	0

Если разница уровней шума между двумя источниками более 10дБ, то шумом, создаваемым более слабым источником, можно пренебречь, так как вносимая поправка будет менее 0,5 дБ.

При большом количестве разных источников шума необходимо сначала отсеять те источники, которыми можно пренебречь по вышеописанному правилу, а после произвести последовательное суммирование оставшихся источников по формуле (24) с использованием значений поправок ΔL для каждой пары последовательно суммируемых уровней. [5]

В случае если нескольких одинаковых источников шума суммарный уровень шума в точке, равноудаленной от источников, вычисляется по формуле:

$$L_{\text{сум}} = L_1 + 10 \lg n \quad (25)$$

Где: L_1 – уровень шума одного источника или один из слагаемых уровней.

Так же определяется сумма нескольких равных между собой уровней. Значения $10 \cdot \lg(n)$ приведены в табл.7.

Таблица 7 – Значения $10 \cdot \lg(n)$.

Число одинаковых уровней или источников n	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$10 \cdot \lg(n)$	3	5	6	7	8	8	9	9	10

3.4 Источники вибрации и шума центробежных насосов

В нефтегазовом комплексе в настоящий момент задействованы десятки тысяч насосных агрегатов, которые обеспечивают непрерывную транспортировку нефти, газа и продуктов их переработки. В зависимости от целей применения насосного агрегаты диапазон их мощности крайне велик, также обороты, на которых работают насосы очень сильно варьируются от случая к случаю (от 500 до 6000 об/мин). Большая часть, используемых в настоящее время, насосных агрегатов были смонтированы более 20 лет назад и имеют очень большую наработку и естественный износ. Как итог уровень вибронагруженности таких агрегатов крайне велик и вопрос о снижении общего уровня вибрации и шума таких агрегатов, а также прогнозируемая и надежная дальнейшая эксплуатация, крайне актуальные вопросы в настоящий момент.

Одними из главных причин выхода из строя насосного оборудования являются износ деталей и узлов, деформации и накопление усталостных повреждений агрегата. Известно, что виброактивность механизмов, вибрационные перегрузки зачастую ускоряет выход из строя насосное оборудование, поэтому

необходимо крайне ответственно подходить к вопросу источников вибрации в насосной технике и проводить все возможные мероприятия по снижению ее.

Невозможно дать простой и односоставной ответ на вопрос: «Что является источником вибрации в насосах?», так как сам насосный агрегат состоит из множества механизмов, а также имеется очень большое число факторов, влияющих на виброактивность НА.

Для более систематизированного и детального анализа всех возможных источников вибрации разобьем этот кластер на три группы, предложенные специалистами ИПТЭР.

1. Источники вибрации связанные с неисправностью крепления машины и ее узлов.
2. Дефекты электромагнитного происхождения.
3. Источники механического или гидродинамического происхождения.

Для каждой группы есть характерный способ обнаружения и локализации вибрации. Характерной особенностью, например, у дефектов электромагнитного происхождения является уменьшение вибрации при отключении или уменьшении электрического питания электродвигателя. На рис. 6 показаны основные причины колебаний и способы их диагностирования. [6]

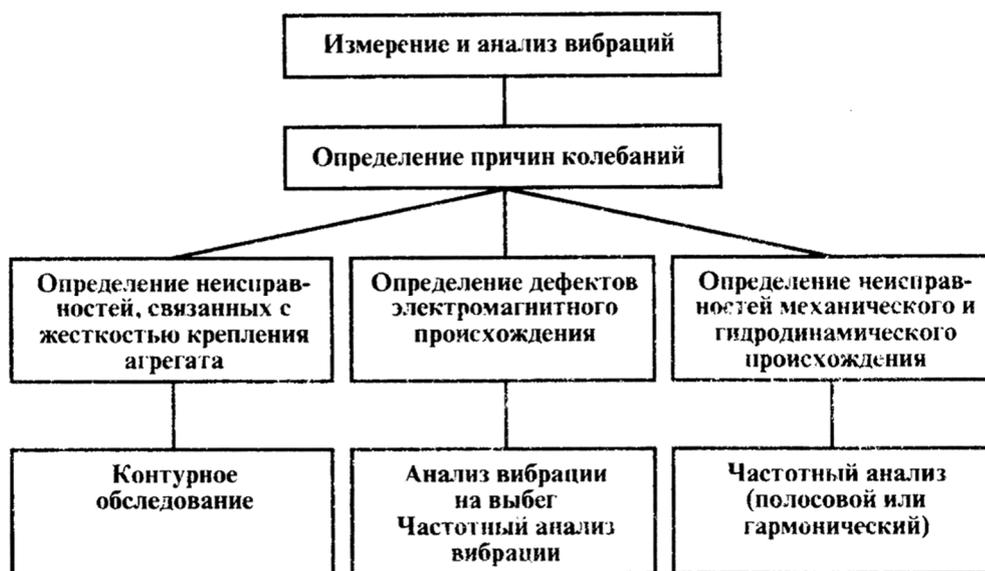


Рисунок 6 – Причины колебания и этапы диагностирования насосного агрегата.

Так как любой источник вибрации способен оказывать влияние на другие или на весь агрегат в целом, правильно будет рассмотреть основные неисправности и постоянные источники вибрации для каждой конкретной группы в отдельности.

3.4.1 Источники вибрации и шума, связанные с неисправностями крепления агрегата на фундамент

Самыми часто встречающимися дефектами насосного оборудования, связанными с установкой на фундаменте или раме, являются неплотные прилегания лап или стояков агрегатов к самому фундаменту или раме, ослабление крепления, трещины в фундаменте, разрыв анкерных болтов и коробление рамы. Данные факторы увеличивают общий уровень вибрации насосного оборудования, так как уменьшается общая жесткость системы и общая масса, которая колеблется вместе с объектом.

Если неисправностей в креплении агрегата на фундамент или раму нет, то нормальным показателем является превышение в 5 – 7 раз уровня вибрации на крышке подшипника по сравнению с вибрацией рамы вблизи мест крепления анкерными болтами. При наличии каких – то причин, снижающих жесткость системы, происходит изменение приведенного выше соотношения в сторону уменьшения разницы, а в самом месте нарушения жесткости наблюдается скачкообразное изменение уровня вибрации. Так, например, вибрация на лапе насоса составляет 7 мм/с и 3 мм/с вибрация на самой раме вблизи места крепления лапы к раме. Когда происходит резкое изменение вибрации в какой-то локальной точке в 2 и более раз, можно смело утверждать, что в данном месте наблюдается снижение жесткости крепления агрегата к раме. [6]

С помощью снятия контурной характеристики можно с легкостью обнаружить плохую жесткость крепления рамы к фундаменту из-за таких возможных случаев как некачественная подливка бетона или его разрушение в процессе эксплуатации, отставание или разрыв анкерного болта, а также коробление рамы или фундаментной плиты. Приведем пример. Анкерный болт и

					<i>Центробежные насосы. Источники вибрации и шума центробежных насосов</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		40

рама рядом с ним имеют вибрацию порядка 4 мм/с, однако бетонный фундамент рядом с анкерным болтом имеет вибрацию в 0,6 – 0,9 мм/с или еще меньше. Имея такие значения на практике, можно предположить, что анкерный болт имеет плохой контакт с бетонным фундаментом по причине обрыва или же при плохом залитии.

Если имеются неплотности прилегания по краям насосного агрегата, то происходит ослабление горизонтальной жесткости установки и, как следствие, горизонтальные вибрации увеличиваются. При другой ситуации, когда плохой контакт наблюдается вблизи от центра, то происходит возрастание вертикальной вибрации. Это связано с тем, что деформация стойки протекает не по нормальному сценарию, а из-за сжимающих сил появляются напряжения изгиба.

3.4.2 Источники вибрации и шума, связанные с неисправностями электромагнитного происхождения

При наличии неисправностей электромагнитного происхождения отличительной чертой является снижение уровня вибрации при отключении питания электродвигателя.

При прохождении ТОиР (технического обслуживания и ремонте) электродвигателя необходимо с особой внимательностью контролировать электрические и геометрические параметры электродвигателя, так как они чаще всего и являются источниками виброактивности машин.

Сила магнитный потока, формирующего радиальные электромагнитные силы притяжения, во многом зависит от так называемых воздушных зазоров – зазор между статором и ротором электродвигателя. Если воздушный зазор не равномерен по всей окружности, то возникают дополнительные силы притягивания между статором и ротором со стороны меньшего зазора. Из-за изменения магнитной проводимости при вращении ротора одна из составляющих равнодействующей электромагнитных сил изменятся с двойной частотой сети. Все это формирует

					<i>Центробежные насосы. Источники вибрации и шума центробежных насосов</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		41

дополнительные радиальные нагрузки, которые приводят к смещению ротора и статора от их базового положения, что увеличивает виброактивность машины. [6]

Дополнительные равнодействующие силы так же возникают при коротком замыкании обмотки возбуждения, котором происходит периодическое изменение магнитной индукции по периметру воздушного зазора. Возникающие силы вызывают колебания ротора и статора равные частоте вращения в радиальном направлении.

При витковом замыкании виброперемещение зависит от количества замкнутых витков и податливости статора/ротора.

Частота вибрации машины равна частоте изменения магнитной проводимости полюса, возникающей по оси каждого полюса из-за наличия пазов для обмотки.

$$f_z = \frac{nz}{60} = Z \cdot f_p \quad (26)$$

Где: Z – количество пазов; f_p – частота вращения ротора.

По отдельности вибрация от электромагнитных сил, от эллипсности шеек ротора и двойной его жесткости, вызывающие вибрацию с частотой в два раза, превышающей частоту вращения ротора, низкочастотные вибрации от неустойчивого вращения ротора на масляной пленке имеют слабую амплитуду, однако при возникновении резонанса возможно разрушение наиболее уязвимых элементов конструкции.

3.4.3 Источники вибрации и шума, связанные с неисправностями гидродинамического и механического происхождения

Самыми часто встречающимися неисправностями, приводящими к повышенному уровню шума и вибрации являются дисбаланс роторов и несоосность. Однако помимо этих дефектов имеется еще множество неисправностей.

					Центробежные насосы. Источники вибрации и шума центробежных насосов	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		42

3.4.3.1 Источники механического происхождения

Дисбаланс роторов

Дисбаланс – неуравновешенность вращающихся деталей (валов, муфт, рабочих колес насосов и вентиляторов и т. п., в общем случае роторов), заключающаяся в несовпадении геометрического центра тяжести ротора с осью вращения вследствие несимметричного распределения вращающейся массы. По итогу из-за это возникают центробежные силы и моменты, которые порождают дополнительные динамические нагрузки на подшипниковые узлы (опоры) и приводит к изгибу ротора.

Воздействие дисбаланса на опоры зависит от динамических свойств ротора, а именно, способностью к изменению формы при вращении. В настоящий момент крупные и мощные агрегаты имеют так называемые «гибкие» роторы, которые способны изменять форму оси при вращении. Маломощные или со средней мощностью агрегаты в своей конструкции используют «жесткие» роторы, которые имеют крайне малую деформацию при вращении.

Причины возникновения механического дисбаланса составляют две группы:

Первая группа – дефекты изготовления, ремонта и монтажа. Даже соблюдение технологии изготовления и обработки отдельных деталей (вала, роторной обмотки, дисков и т. п.) и выполнения установленных норм и допусков при сборке механизма на практике не позволяют достичь идеально точного его изготовления. Нарушения при изготовлении, сборке, монтаже ротора сразу же проявляются в виде повышенной вибрации после инсталляции оборудования.

Вторая группа – дефекты эксплуатации, такие как разрушение частей ротора, износ поверхностей ротора, эрозия металла, коррозия, загрязнение и т.п., что приводит к постепенному изменению амплитуды качения в течение длительного периода от нескольких часов до месяцев. [3,6]

Значение возникающей при дисбалансе ротора центробежной силы можно определить по следующей формуле:

					Центробежные насосы. Источники вибрации и шума центробежных насосов	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		43

$$R = \frac{m}{g} \omega^2 r \quad (27)$$

Где: m – равномерно распределенная масса ротора; ω – угловая скорость; r – радиус (эксцентриситет).

Как видно из формулы (27) центробежная сила будет тем больше, чем больше масса ротора и угловая скорость. Причем центробежная сила имеет квадратичную зависимость от скорости вращения.

Ось инерции – это линия, относительно которой распределена масса ротора. У идеально сбалансированного ротора ось инерции совпадает с осью вращения.

В зависимости от расположения оси инерции и оси вращения различают следующие виды дисбаланса (Рис. 7):

- Статическая неуравновешенность, при которой ось ротора и центральная ось инерции параллельны;
- Моментальная неуравновешенность – ось ротора и центральная ось инерции пересекаются в центре масс;
- Динамическая неуравновешенность – ось ротора и центральная ось инерции пересекаются не в центре масс или перекрещиваются.

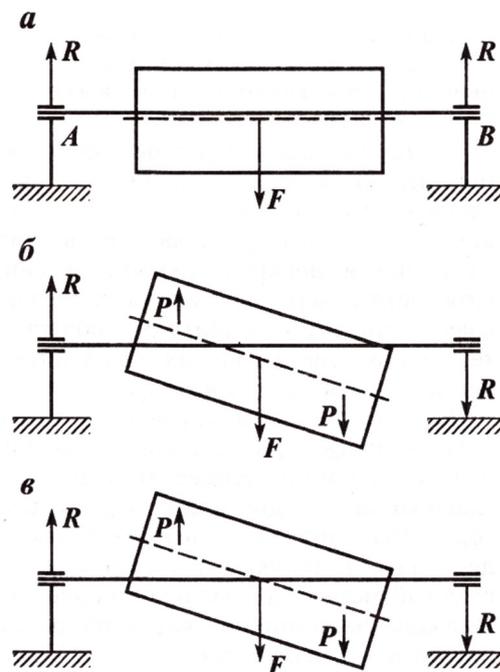


Рисунок 7 – Виды неуравновешенности ротора насоса: а – статическая неуравновешенность; б – динамическая неуравновешенность; в – моментальная неуравновешенность

неуравновешенность; A, B – подшипниковые узлы; R – усилие реакции подшипниковых узлов; F – главный вектор сил инерции; PP – пара сил моментальной составляющей неуравновешенности.

Так же выделяют еще и так называемый термический дисбаланс (термодинамическая неуравновешенность), который возникает из-за неравномерного прогрева или охлаждения ротора вдоль всей его длины. Данный дефект характерен для электродвигателей. [3, 6]

Расцентровка

Расцентровка/несоосность – это нарушение центровки, состоящее в отклонении осей подшипников от такого положения, при котором совпадают оси опирающихся на них валов. В общем случае качество центровки нескольких механизмов определяется правильностью монтажа линии вала агрегата, контролируемой по центрам опорных подшипников вала.

Различают два вида несоосности (Рис. 8):

- Радиальная (параллельная);
- Угловая (торцевая).

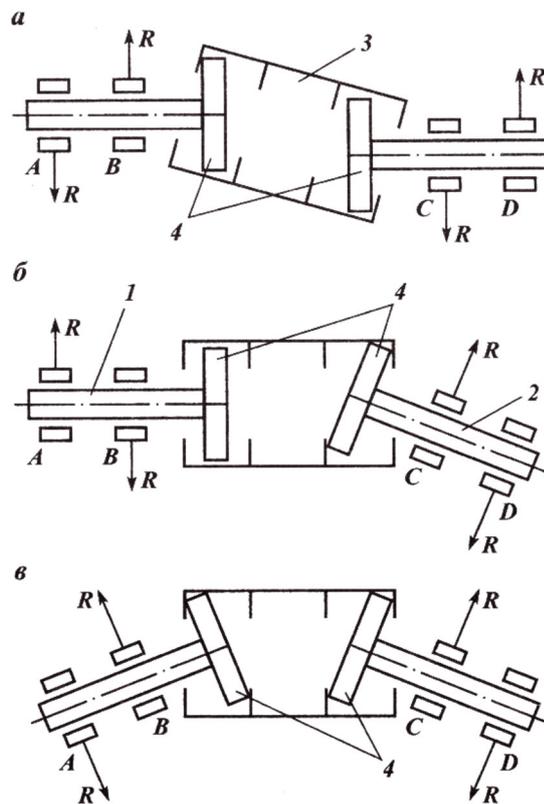


Рисунок 8 – Расцентровка валов: *а* – радиального; *б, в* – углового смещения осей.

A, B, C, D – подшипниковые опоры; R – реакции подшипниковых опор; 1, 2 – ведомый и ведущий валы; 3 – проставки; 4 – полумуфты.

При радиальной расцентровке происходит так называемый излом линии вала, что приводит к тому, что возникают дополнительные изгибающие силы, которые стремятся выровнять положение путем смещения валов от изначального положения. Все возникающие силы на себя берут подшипниковые опоры. Нагрузки действуют на подшипники противоположно друг другу, что приводит к росту вибраций подшипников. При изгибе линии валов возникающие нагрузки могут совпадать по направлению или быть противоположенными по направлению. [1, 3, 6]

Основными источниками несоосности являются:

- Неправильный монтаж валов и смещение составных частей при сборке;
- Дефекты соединительных муфт, неперпендикулярность торцов муфт к осям валов;
- Неисправности с фундаментом: деформация опор, сниженная жесткость фиксации оборудования к фундаменту и т.п.;

- Тепловое расширение конструкции машины и др.

Дефекты соединительных муфт

В нефтегазовой промышленности нашли широкое применение жесткие и полужесткие муфты, поэтому рационально будет рассмотреть типовые дефекты именно данных типов муфт.

Основанными дефектами полужестких и жестких муфт являются коленчатость и излом оси (Рис. 9). Данные дефекты не имеют ничего общего с расцентровкой, так как дефекты муфт могут быть как при идеальной расцентровке, так и несоосность может проявляться при идеальном сопряжении роторов. Поэтому необходимо быть предельно внимательным, так как очень часто путают радиальную расцентровку с коленчатостью, а торцевую с изломом оси.

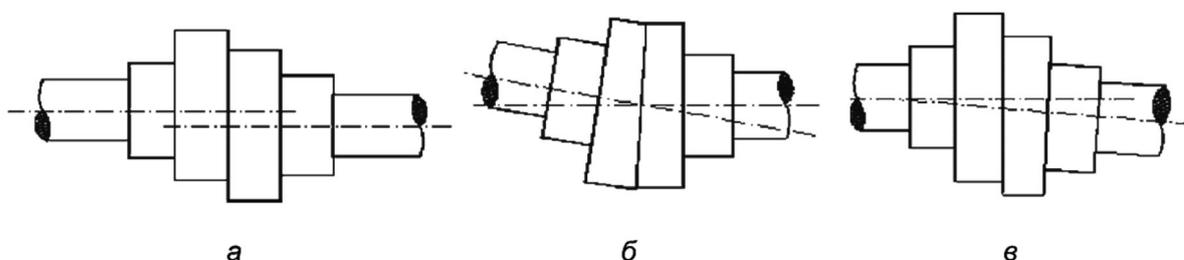


Рисунок 9 – Дефекты сопряжения муфт: *а* – коленчатость; *б* – излом оси; *в* – общий случай.

При данных дефектах возникает дисбаланс с одной стороны за счет смещения центров масс и их осей, а с другой – оси поверхностей шеек роторов оказываются смещенными относительно оси вращения.

Следствием данных дефектов является повышенная вибрация с частотой в два раза большей, чем частота вращения, поскольку за один оборот ось ротора вынуждена дважды поднимать и опускаться, следуя за двумя «горбами» колена. Так же возрастает уровень вибрации и на смежных подшипниках, и на удаленных.

Дефекты сопряжения возникают в процессе ремонта и монтажа при насадке муфт и их сборке, а также в результате прогиба одного из соединяемых роторов и ослаблении посадки муфт. [6]

Дефекты подшипников

В состав центробежного насоса и его привода входят различные типы подшипников. Но, согласно статистике, заявленный срок службы выхаживают менее 10% подшипников. Это вызвано рядом причин, которые принято разделять на две группы: дефекты изготовления и дефекты сборки, эксплуатации.

К дефектам изготовления можно отнести:

- Несоответствие проектным значениям геометрических размеров и формы деталей подшипника;
- Большие радиальные зазоры;
- Нарушение шероховатости поверхности качения.

Входной контроль подшипников на предприятиях показывает, что вплоть до 90% подшипников, внешне полностью исправных, могут содержать и содержат дефекты.

Дефектах сборки и эксплуатации можно разделить на четыре крупные группы. Процентное содержание данных дефектов от общего числа составляет 40%, 30%, 20% и 10% соответственно ниже представленному списку:

- Нарушения смазывания подшипника;
- Нарушения инсталляции и подгонки;
- Работа при неправильном режиме (сверх нагрузки, дополнительные вибрации и т.п.);
- Загрязнение и эксплуатационный износ подшипника.

В нефтегазовой промышленности особое внимание необходимо уделять смазке подшипников и режиму работы. Все дефекты так или иначе взаимосвязаны между собой, хоть и имеют разную природу происхождения. Но в нефтегазовой практике основными дефектами, которые как снежный ком, порождают другие дефекты, является некачественное смазывание и неправильный режим работы подшипникового узла. [3, 5, 6]

					Центробежные насосы. Источники вибрации и шума центробежных насосов	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		48

3.4.3.2 Источники гидродинамического происхождения

Ротор центробежного насоса может быть механически уравновешенным, однако, все равно имеет высокий уровень виброактивности. Это связано с гидродинамической неуравновешенностью насосного агрегата, избавиться от которой практически невозможно. Конкретные источники этой неуравновешенности будут далее рассмотрены в данном разделе.

Вихреобразование

В конструкции центробежного насоса самое интенсивное вихреобразование происходит при входе и выходе потока из колеса и направляющего аппарата. Лопатки рабочего колеса являются основными источниками вихрей. Так, за обтекаемым перекачиваемой средой телом происходит срыв вихрей и появляется вихреобразование. При отрыве возникает импульс силы, который и является источником вибрации и шума агрегата.

Также причинами вихреобразования являются изменения в линейной части трубопровода: изменения сечения, краны, задвижки и другая запорная арматура, повороты трубы, двойники, тройники и т.д. [6]

В силу того, что насосные агрегаты имеют разные параметры рабочего колеса и геометрию лопаток, различные входные и выходные патрубки, то образование вихрей и место их отрыва будет у каждого насоса свое. Поэтому вибрации и шум при вихреобразовании является случайным широкополосным (300 – 5000 Гц) процессом.

Неоднородность потока

Неоднородность потока – это самый часто встречаемый и характерный источник гидродинамической вибрации центробежного и не только насосов.

Вязкость текущей жидкости при обтекании тел перед рабочим колесом является причиной неоднородности потока. За обтекаемым телом возникает в

					Центробежные насосы. Источники вибрации и шума центробежных насосов	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		49

потоке кромочный след, при попадании в который лопатки колеса входная относительная скорость изменяется по величине и направлению, что, следовательно, приводит к изменению угла атаки. [5, 6]

Источники вибрации в насосе от неоднородности потока следующие:

- Пульсации давления жидкости, возникающие при пересечении лопатками направляющего аппарата вязких слоев за лопатками колеса, при отрыве вихрей, при обтекании элементов проточной части, а также при кавитации;
- Нестационарные гидродинамические силы на входе и выходе из рабочего колеса, вызванные неравномерностью поля скоростей и давлений по окружному шагу между лопатками колеса.

При несоблюдении режимов работы, заявленных производителем оборудования, возникает неоднородность потока, которая может сопровождаться начальной формой кавитации.

Турбулентность потока

Турбулентность – это режим течения жидкости, при котором в потоке жидкости или газа возникают многочисленные вихри различных размеров, из –за которых гидродинамическая характеристика потока имеют хаотичные значения в разных его участках.

Чаще всего изменения в линейной части трубопровода и вращение рабочего колеса насоса является источниками динамической неустойчивости ламинарного течения, что и вызывает турбулентность. Источниками шума и вибрации от такого режима является пульсация давления и скорости, возникающие при турбулентности, при прохождении потока через рабочее колесо, патрубки насоса и трубопровод.

Вибрация от неоднородности потока и турбулентности зачастую не велики и не определяют вибрация насосного агрегата, но они могут вызывать резонансные

					<i>Центробежные насосы. Источники вибрации и шума центробежных насосов</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		50

колебания отдельных узлов и агрегатов, а также приводить к более скорому усталостному разрушению металлов. [5, 6]

Кавитация в центробежных насосах

Кавитационный режим – это третий режим движения жидкости. Первые два это ламинарный и турбулентный. Основное различие между ними заключается в соотношении скоростей движения молекул жидкости и всего потока. При ламинарном движении равенство скоростей молекул и потока, при турбулентном молекулы двигаются с большей скоростью, чем поток, а при кавитационном режиме скорость молекул меньше скорости потока, что приводит к разрыву молекулярных связей и образованию внутрижидкостных полостей.

Кавитация – это нарушение сплошности потока в насосе вследствие снижения давления в отдельных областях проточного тракта и образования в них большого числа пузырьков, заполненным воздухом или газом, который выделяется из жидкости. [4]

В областях пониженного давления жидкость начинает переходить в газообразное состояние. Возникает эффект холодного кипения с образованием большого количества пузырьков воздуха/газа. Далее эти пузырьки переносятся потоком в зону повышенного давления, где пар в пузырьках конденсируется и происходит их схлопывание. Все это сопровождается локальным ростом давления в несколько сотен атмосфер и множеством гидроударов.

Если пузырёк в момент схлопывания находится на поверхности детали, то удар приходится по ней. Деталь не разрушается в связи с малым объёмом пузырьков и небольшой мощностью удара. Однако деталь при кавитации подвергается массивной бомбардировке отмеченными ударами и это приводит к интенсивному старению металла, в результате чего уменьшается пластичность и повышается хрупкость.

Частой причиной появления кавитации является малое давление подпора (недостаточное давление на всасывающей стороне). Также высокая концентрация

					Центробежные насосы. Источники вибрации и шума центробежных насосов	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		51

газа в жидкости, вихреобразование, неравномерность потока, воздушные мешки в трубопроводе приводят к кавитации. [4]

Кавитация обычно приводит к появлению вибрации в частотном диапазоне от 0,5 до 10 кГц с высокой амплитудой. Говоря о шуме, то при кавитации наблюдается характерный шум, напоминающий перемещение гравия с песком.

					<i>Центробежные насосы. Источники вибрации и шума центробежных насосов</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		52

4. РАЗРАБОТКА МЕРОПРИЯТИЙ ДЛЯ СНИЖЕНИЯ ШУМА И ВИБРАЦИИ

Разработка мероприятий предлагается начать с самой обширной и часто встречающейся группы источников механического происхождения.

Основными причинами механического происхождения повышенной вибрации и шума центробежных насосов, как было сказано выше, являются: [5]

- Подшипниковые узлы и проблем с ними связанные;
- Дисбаланс роторов;
- Нарушение центровки.

Разработку начнем согласно всем пунктам начиная с самого первого.

4.1 Подшипниковые узлы

Состояние подшипников качения и скольжения оказывает значительное влияние на вибрацию всего насосного агрегата, поэтому необходимо регулярно проводить диагностику данного узла и плановые ТО (техническое обслуживание) по наработке часов, согласно рекомендациям завода изготовителя.

Интенсивным источником вибрации подшипников скольжения является эффект «вихревой смазки». В данном случае вибрация является результатом прецессии вала в подшипнике под действием смазки. Пленка смазки, непосредственно соприкасающаяся с валом на граничном слое, вращается со скоростью вала, а пленка, находящаяся на неподвижной поверхности подшипника, неподвижна. Возникает масляный вихрь.

Вихревой смазки можно избежать изменением условий работы подшипника. А именно увеличением нагрузки, уменьшением зазора в подшипнике до номинального, увеличением вязкости масла, уменьшением температуры подшипника, увеличением расхода и давления масла.

					<i>Разработка мероприятий для уменьшения уровня шума и вибраций центробежных насосов на нефтеперекачивающих станциях</i>		
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>			
<i>Разраб.</i>	<i>Доля Н.Н.</i>				<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Руковод.</i>	<i>Зиякаев Г.Р.</i>					53	108
<i>Консульт.</i>					<i>НИ ТПУ зр. 2Б7Б</i>		
<i>Рук-ль ООП</i>	<i>Брисник О.В.</i>						
					<i>Разработка мероприятий для снижения шума и вибрации</i>		

Другим источником вибрации является неравномерная и неправильная смазка подшипника. В неправильно смазанных подшипниках может возникнуть сухой контакт поверхностей вала и подшипника, появляется «скрип» в результате скачкообразного движения шипа вала по поверхности опоры.

Во время пуска насоса может возникнуть контакт металлических поверхностей шипа вкладыша. С увеличением частоты вращения увеличивается поверхность, которая смазывается тонким слоем масла в месте контакта.

В условиях полной гидродинамической смазки вал свободно плавает на масляной пленке. Даже при обильной смазке возможен разрыв пленки при достаточно больших колебаниях шипа, вызванных овальностью или огранкой поверхности цапфы, неравномерным или большим зазором между элементами подшипника.

Уменьшение вязкости масла, связанное с повышением температуры, также может привести к разрыву пленки, поскольку уменьшается его демпфирующая способность. Демпфирование увеличивается при использовании масла более высокой вязкости.

Неправильное смазывание является причиной более 36 % преждевременных отказов подшипников, согласно исследованиям аналитического центра SKF представленных в их онлайн журнале и онлайн справочниках. Учитывая все эти факторы необходимо очень осознано подходить к частоте смазки подшипниковых узлов и качеству используемой смазки, исходя из условий эксплуатации. Неправильная смазка может стать также источником и прочих дефектов. В таблице 8 представлены основные дефекты подшипников скольжения и способы их устранения. Говоря о шарико – подшипниках все неисправности и дефекты, кроме неправильной посадки подшипника – в таком случае требуется доработка опорной шейки подшипника и вала и правильная его установка, требуют его полной замены, поэтому качество смазки для данного типа подшипников является основополагающим фактором надежности.

					Разработка мероприятий для снижения шума и вибрации	Лист
						54
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Таблица 8 – Основные дефекты подшипников скольжения и их устранение.

Дефект	Устранение
Вихревая смазка, неустойчивость колебания шипа на масляной пленке	Обеспечение стабильной смазки, замена подшипника, подшабривание
Неравномерность смазки подшипника	Регулировка подачи масла
Повышенный зазор в подшипнике	Восстановление деталей при ремонте, замена подшипника
Некруглость цапф ротора. Отклонение геометрии вкладыша подшипника от нормы.	Шлифовка шабровка, замена вкладышей.

При эксплуатации насосного агрегата в качестве основной смазки для подшипников на Казанском НГКМ как и на многих прочих месторождениях и нефтяных компаниях России используется Литол–24.

В рамках мероприятий по снижению вибрации и шума при проведении ТОиР насоса ЦНСАн300–600 предлагается замена используемой смазки Литол–24 на хорошо зарекомендовавшую себя по опыту Казанского МР смазку Mobil Mobilith SHC 220. Основными преимуществами являются: большой диапазон рабочих температур и большая кинематическая вязкость. Характеристики двух смазок представлены в таблице 9. На практике при использовании Литол в качестве смазки быстроходных подшипников при высоких температурах происходит критическое уменьшение вязкости и как следствие вытекание смазки из тела подшипника. По итогу при плановом ТО подшипников, при вскрытие обнаруживается недостаточное количество Литола, что часто приводило к повреждениям самого подшипника и его замене. Предлагаемая синтетическая смазка с загустителем на литиевом комплексе лишена данных недостатков и должна обеспечить нужный уровень и качество смазывания, что позволит снизить вибрации и шум при работе подшипниковых узлов и обеспечит работу подшипника с заявленным производителем ресурсом. [9]

Таблица 9 – Характеристики смазок Литол–24 и Mobil Mobilith SHC 220

Наименование показателя для Mobilith SHC 220	Значение		Наименование показателя Литол–24
	220	70	
Вязкость масла, сСт при 40°C	220	70	Эффективная вязкость при 40°C, сСт:
Пенетрация после перемешивания, 25°C, мм	280	220 – 250	Пенетрация при температуре 25°C с перемешиванием, мм
Температура каплепадения, °C	265	185	Температура каплепадения, °C, не ниже
Нагрузка сваривания в 4-шариковом аппарате, кг	250	141	Нагрузка сваривания в четырехшариковой машине, не менее, кг:

Когда причина некачественной смазки устранена возможна также модернизация всего подшипникового узла, путем замены на аналогичные или улучшенные подшипники от лидера рынка подшипникостроения – SKF. У данного производителя имеются специальные малошумные линейки, которые обладают наилучшими акустическими характеристиками за счет наименьшей шероховатости трущихся элементов подшипников.

4.2 Балансировка роторов

Обязательным условием при работе насоса является балансировка роторов. При большой наработке возможна разбалансировка роторов из – за дефектов эксплуатации, таких как разрушение частей, износ поверхностей ротора, эрозия металла, коррозия, загрязнение и т.п. При проведении ТОиР необходимо обязательно проверять текущее состояние всех частей, производить чистку. При необходимости сильно износившиеся или поврежденные детали необходимо заменить в обязательном порядке. В независимости от объёма проделанных работ с ротором при монтаже должна заново производиться его балансировка.

					Разработка мероприятий для снижения шума и вибрации	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		56

Теория и практика балансировки хорошо разработана. Роторы балансируются на балансировочных станках, на месте установки, существуют автоматические методы балансировки.

Для компенсации дисбаланса ротора проводится его динамическая балансировка: для жестких роторов — в двух плоскостях коррекции, для гибких роторов — в трех плоскостях коррекции. Допускается для жестких роторов производить только статическую балансировку, если максимальная эксплуатационная частота вращения не превышает 2 об/с и если отношение осевого размера основной массы ротора к его диаметру меньше 0,2 при любой частоте вращения. В нефтегазовой промышленности данные типы роторов составляют лишь малую часть от всего объема, применяемых на практике. Динамическая балансировка применяется для уменьшения динамической неуравновешенности, а также только статической неуравновешенности.

Частота вращения при динамической балансировке должна быть равна эксплуатационной частоте его вращения. Допускается жесткие роторы балансировать на любой частоте. Минимальная частота вращения при балансировке определяется порогом чувствительности балансировочного станка по значению дисбаланса. [5]

Балансировка роторов может быть одноплоскостной и двухплоскостной. В первом случае расчет корректирующих масс производится последовательно для каждой плоскости коррекции, во втором – одновременно. По параметрам измерений при динамической балансировке различаются методы амплитуд и фаз, применяемые при одноплоскостной балансировке, и метод с одновременным измерением амплитуд и фаз, применяемый как при одноплоскостной, так и при двухплоскостной балансировке с использованием балансировочных станков или без установки роторов на станки. [5, 6]

Уравновешивают роторы различными методами. Существует два принципиально различных подхода. В первом случае к оси ротора приводится главная центральная ось инерции ротора путем присоединения масс к ротору, удаления или перераспределения масс. Во втором случае ось вращения приводится

					Разработка мероприятий для снижения шума и вибрации	Лист
						57
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

к главной оси инерции, т.е. ось цапф совмещается с главной центральной осью инерции ротора.

Уравновешивание смещением оси вращения ротора обеспечивается эксцентричной перешлифовкой посадочных мест цапф вала. Однако, такой способ уравновешивания должен быть предусмотрен еще на стадии проектирования.

Уравновешивание увеличением массы ротора производится механическими или различными электрофизическими способами. К механическим способам относятся приклеивание, приклепывание, заклинивание, смена грузов, подбираемых по массе. Достоинством этих способов является присоединение корректирующих грузиков при неограниченной величине массы. Недостаток — необходимость предварительной подготовки поверхности для установки корректирующих масс. Приваривание также допускает присоединение значительных корректирующих масс. [5, 6]

Уравновешивание удалением материала ротора с "тяжелой стороны" механическими способами является наиболее производительным. К этим способам относятся точение, фрезерование, сверление, шлифование, шабрение.

4.3 Центровка валов

При расцентровке возможны два сценария, это – излом оси (угловое смещение) или же осевое смещение.

При диагностировании данного дефекта, а также каждый раз при съеме и установке насосного агрегата на раму необходимо заново проводить процедуру центровки с использованием набора регулировочных пластин, например, SKF TMAS, из-за чего приходится многократно повторять работы по подъему агрегата для их установки и последующей корректировки.

Однако для минимизации данных процессов и упрощении процедуры центровки возможна модернизация насосного агрегата путем применения регулировочных опор SKF Vibracon (Рис.10), аналогов которым на рынке у других производителей нет. Данные опоры разработаны для быстрой и точной

					Разработка мероприятий для снижения шума и вибрации	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		58

регулировки оборудования в вертикальной плоскости. Опоры компенсируют угловой перекос до 4° между агрегатом и монтажным основанием. Применение Vibracon позволяет обойтись без точной механической обработки основания или без дополнительной заливки опор эпоксидной смолой.



Рисунок 10 – Опоры SKF Vibracon

Самовыравнивание опор в сочетании с регулировкой по высоте позволяет избежать возникновения так называемой «мягкой лапы» в течение срока эксплуатации оборудования.

Опоры рациональнее устанавливать под наименее тяжелый компонент насосного агрегата или исходить из расстояния от лап до оси. В случае с насосом ЦНСАн 300–600 и применяемым с ним электродвигателем Siemens наиболее правильным вариантом будет установка на опоры насоса, так как во-первых его масса составляет 2410 кг в сравнение с электроприводом – 4000кг, во-вторых расстояние от опор до оси у насоса составляет 400 мм, а у электродвигателя 450 мм, а установка SKF Vibracon поможет скомпенсировать данную разность.

Опоры SKF будут использоваться в 36 размере, согласно официальному каталогу продукции SKF, что соответствует размеру болтов, используемых на лапах насоса для фиксации к раме. При использовании данных опор невозможно использование существующей рамы, из – за возникающий несоосности валов (рис. 11 – 12).

					Разработка мероприятий для снижения шума и вибрации	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		59

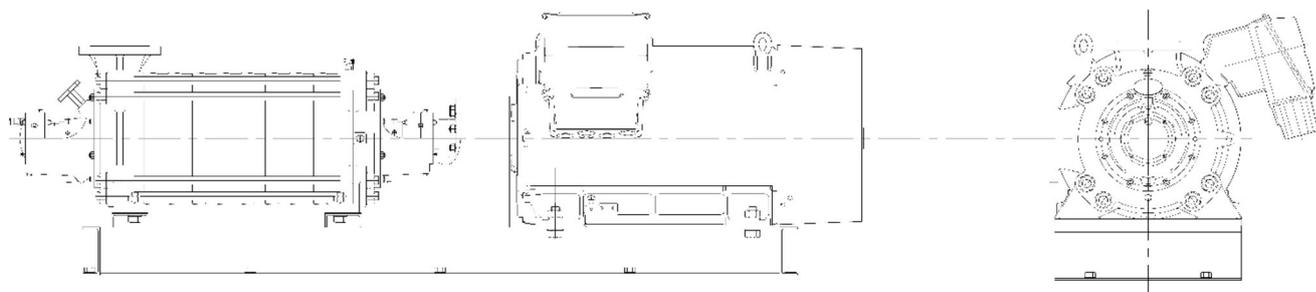


Рисунок 11 – Насосный агрегат на используемой раме (без опор).

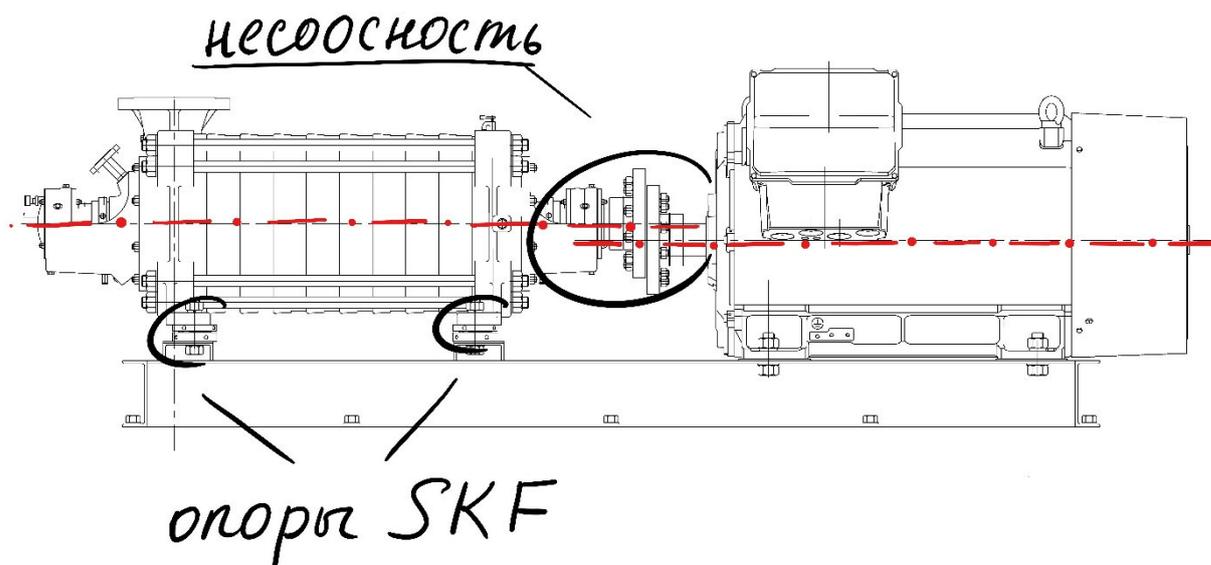


Рисунок 12 – Насосный агрегат на используемой раме с опорами SKF

4.4 Конструирование рамы

Разработку и моделирование новой насосной рамы будем производить с помощью системы САПР Inventor Professional 2020 SP4 от Autodesk.

Численный расчет рамы будет производиться на основе: «Рамы сварные. Методические указания по выполнению курсового проекта» по авторством Б.А. Сериков и К.В, Щедривых; «Конструирование узлов и деталей машин» П.Ф. Дунаев, технической документации и паспортов объектов.

Так, согласно методике расчета рамы, ее высота определяется исходя из наиболее продолжительной секции рамы. В нашем случае данная длина формируется из габаритных параметров насоса, электродвигателя и зазора между полумуфтами. Так габаритная длина, согласно паспортам объектов, составляет:

					Разработка мероприятий для снижения шума и вибрации	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		60

насоса ЦНСАн 300–600 – 2220 мм; электродвигателя Siemens SIMOTICS XP 1MB55–4–BB3 – 1995 мм; полумуфты устанавливаются заподлицо с валами электродвигателя и насоса, а необходимый между ними зазор должен быть 3 мм, как заявлено в технической документации.

Учитывая, что основная масса агрегатов заключена между передними и задними лапами опор, можно сделать укорочение конструкции на длину конструкции находящимися за задними лапами. В случае с электродвигателем в данной части установлена ветродувка для самовентиляции конструкции и ее длина составляет 420 мм. Расстояние от края насоса и до лапы – 425 мм, в данной части установлены двойные торцевые уплотнения и технологическое отверстие для установки контрольно–измерительной аппаратуры.

Итоговая длина рамы составляет:

$$L = L_{\text{н}} + L_{\text{эд}} + L_{\text{м}} - L_{\text{эд1}} - L_{\text{н1}} = 2220 + 1995 + 3 - 420 - 425 = 3373 \text{ мм} \quad (28)$$

Где: L – наибольшая длина рамы; $L_{\text{н}}$ – габаритная длина насоса; $L_{\text{эд}}$ – габаритная длина электродвигателя; $L_{\text{м}}$ – зазор между полумуфтами; $L_{\text{эд1}}$ – длина за задними лапами электродвигателя; $L_{\text{н1}}$ – длина за задними лапами насоса.

Зная длину рамы, можно рассчитать высоту несущих балок рамы:

$$H = (0,09 \dots 0,11)L = (0,09 \dots 0,11) \cdot 3373 = 303,57 \dots 371,03 \text{ мм} \quad (29)$$

Рама будет выполнена из швеллеров с параллельными гранями полок. Согласно ГОСТ 8240-97 «Швеллеры стальные горячекатаные. Сортамент» под данный параметр высоты H попадает швеллер 33П.

Проверим правильность выбора швеллера другим условием конструирования балок по высоте – это доступность к болтам, крепящим агрегаты к раме. Так, значение диаметра описанной окружности гайки или шапки болта с зазором по 6...8 мм с каждой стороны должно быть меньше, чем полка швеллера за минусом толщины швеллера. М42 – это максимальный размер используемых шпилек/болтов. Согласно ГОСТ 7798-70 диаметр описанной окружности для болта размера М42 с шестигранной головкой составляет 71,3 мм.

					<i>Разработка мероприятий для снижения шума и вибрации</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		61

$$e + 16 < b - s \quad (30)$$

$$71,3 + 16 < 105 - 7$$

$$87,3 < 98$$

Где: e – диаметр описанной окружности по ГОСТ 7798-70 для М42; b – ширина полки швеллера 33П по ГОСТ 8240-97; s – толщина стенки швеллера 33П по ГОСТ 8240-97.

Как видно неравенство (30) выполняется, следовательно и условие доступности болтов тоже из чего следует вывод, что выбранный швеллер 33П полностью удовлетворяет всем требованиям.

Ширина рамы определяется по наибольшей ширине по лапам насоса и электродвигателя. Так, согласно технической документации для насоса и электродвигателя данные параметра равны 860 и 980 мм соответственно, следовательно рама должна иметь ширину по электродвигателю.

Контур рамы замыкается поперечинами длиной 980 мм, выполненными из швеллеров того же размера, которые навариваются к торцам продольных швеллеров (рис.13).

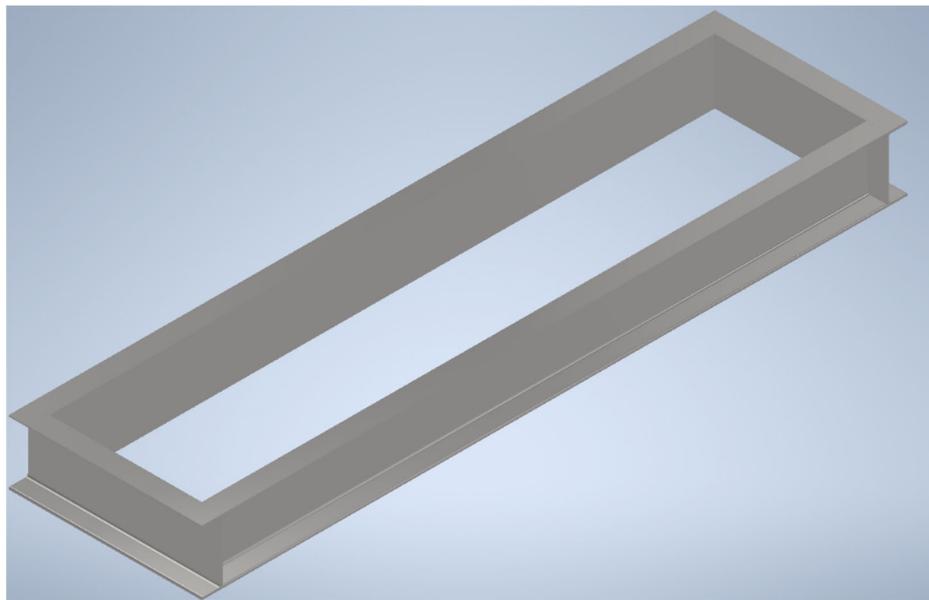


Рисунок 13 – Основа рамы из швеллеров 33П (3583 x 980 мм)

Теперь имея основу рамы необходимо установить поперечные опоры таких размеров, чтобы компенсировать несоосность между насосом и электродвигателем.

					Разработка мероприятий для снижения шума и вибрации	Лист
						62
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Так как лапы электродвигателя шире, чем полка швеллера, то необходимо как-то расширить место установки. Поэтому под опоры электродвигателя на торцы полок приварим швеллера 33П и наварим на них платы размером 270 x 180 x 8 мм. Платы размещаются под присоединительными элементами агрегатов для компенсации ошибок размеров прокатных элементов и дефектов сварных конструкций (короблений) путем последующей их механической обработки. Швеллеры необходимо под электродвигатель, так как при дальнейшем монтаже насоса необходимо будет устанавливать поперечины для того, чтобы более узкие лапы насоса можно было зафиксировать. Установка заподлицо поперечен из 33П швеллера невозможно под насос, так как лапы, так же, как и у электродвигателя шире, чем полка 33-его швеллера.

Под опоры насоса предлагается использовать швеллера 12П, наваренные поперек рамы на нее на верхние полки, одна смещенные вниз на 25 мм относительно ее, за счет вырезанного сегмента. (рис. 14). На данные поперечины, как и в случае с электродвигателем, навариваются платы размером 180 x 165 x 8 мм, на которые сверху будут в дальнейшем смонтированы опоры SKF Vibracon SM 36-CS, которые компенсируют несоосность. Общий вид готовой рамы представлен на рисунке 15.

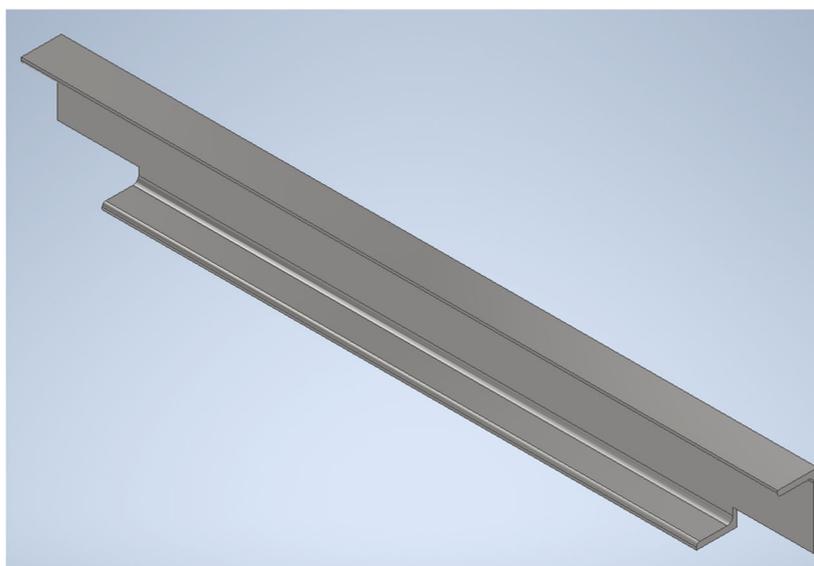


Рисунок 14 – Используемый швеллер 12П с вырезанным сегментом.

					<i>Разработка мероприятий для снижения шума и вибрации</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		63

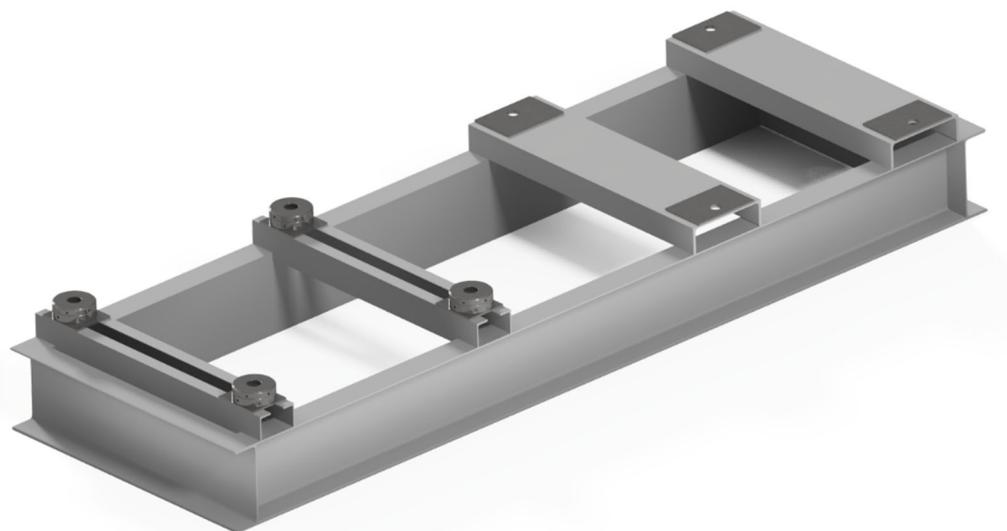


Рисунок 15 – Разработанная рама под насосный агрегат ЦНСАн 300–600

После конструирования рамы насосного агрегата необходимо произвести прочностной расчет, для того чтобы проверить пригодна ли данная рама для эксплуатации.

Расчеты будем производить в Autodesk Inventor Professional 2020 SP4 в среде Анализ напряжений методом конечных элементов.

Для начала необходимо задать характеристики материала, из которого будут изготовлены швеллеры и платы. На практике в большинстве случаев для подобных конструкций используют сталь Ст3пс. Согласно ГОСТ 380-2005 и ГОСТ 535-2005 определяем предел текучести, который равен 245 Мпа и временное сопротивление разрыву – 420 Мпа для стали Ст3пс и плотность – 7,850 г/см³. Коэффициент Пуассона примем равным 0,3.

Первым делом произведем фиксацию рамы в пространстве так, словно она установлена на фундамент с помощью анкерных болтов. Для этого зафиксируем положение нижней полки швеллеров 33П во всех направлениях(рис.16).

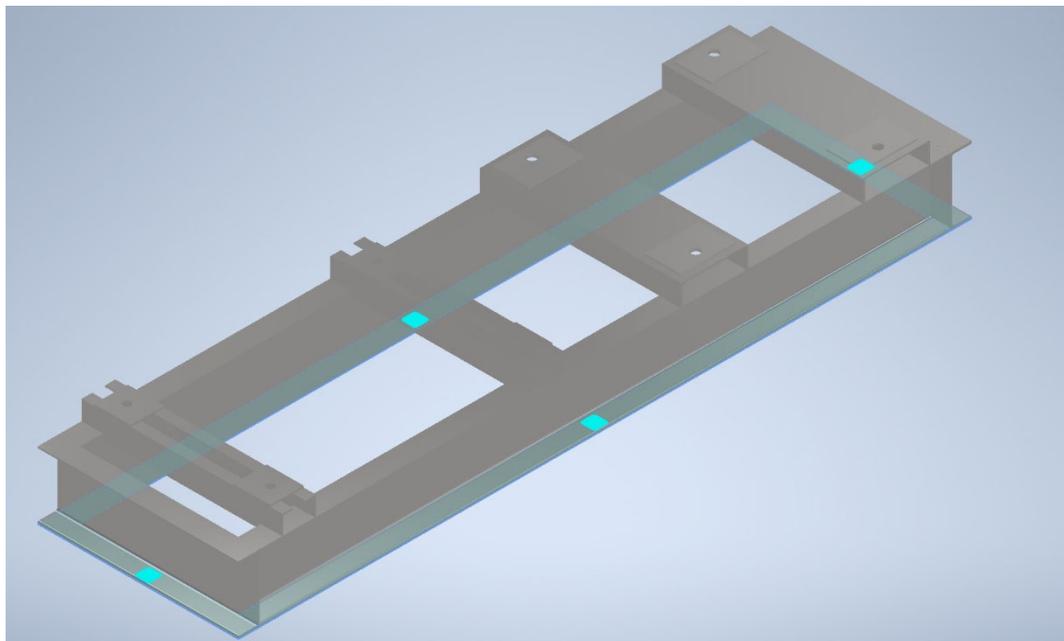


Рисунок 16 – Фиксация рамы в пространстве

Произведем нагружение рамы силами, действующими от насоса и электродвигателя исходя из их массы. Вес, создаваемый агрегатами, будет равномерно распределен между всеми четырьмя опорами. В случае с электродвигателем сила, действующая на одну опору равна:

$$F_1 = \frac{m_{\text{эд}}}{4} \cdot g = \frac{4000}{4} \cdot 9,81 = 9810 \text{ Н} \quad (31)$$

Где: F_1 – сила, действующая от электродвигателя на одну опору; $m_{\text{эд}}$ – масса электродвигателя по паспорту, 4000 кг; g – ускорение свободного падения, 9,81 м/с².

На платы под насос помимо веса ЦНСАн 300–600 будет действовать вес от опор SKF. Согласно каталогу продукции масса одной опоры SM 36–CS равна 7,5 кг, тогда как масса насоса составляет 2410 кг. В таком случае сила, действующая на платы от насоса и опор равна:

$$F_2 = \left(\frac{m_{\text{н}}}{4} + m_{\text{оп}}\right) \cdot g = \left(\frac{2410}{4} + 7,5\right) \cdot 9,81 = 5984,1 \text{ Н} \quad (32)$$

Где: F_2 – сила, действующая от насоса и опор SKF на одну опору рамы; $m_{\text{н}}$ – масса насоса по паспорту, 2410 кг; $m_{\text{оп}}$ – масса опоры SKF, 7,5 кг; g – ускорение свободного падения, 9,81 м/с².

					Разработка мероприятий для снижения шума и вибрации	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		65

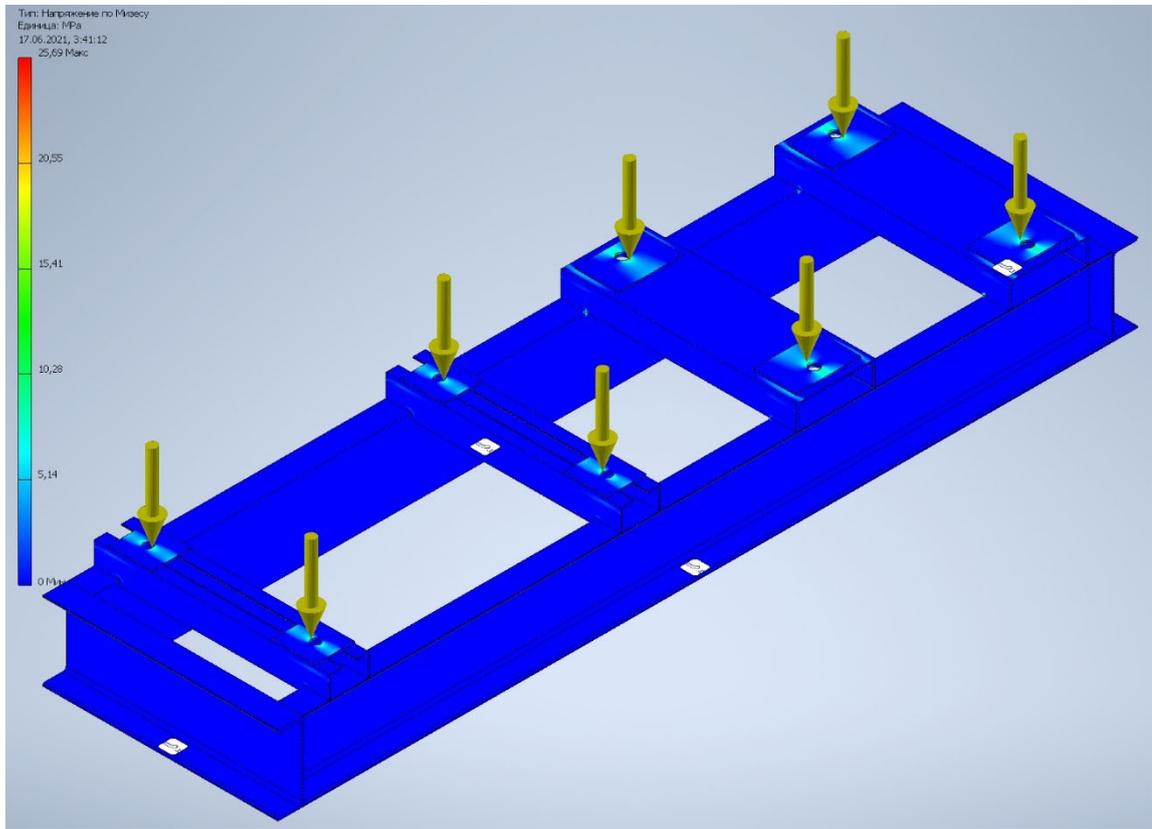


Рисунок 17 – Результат расчета напряжений по Мизесу

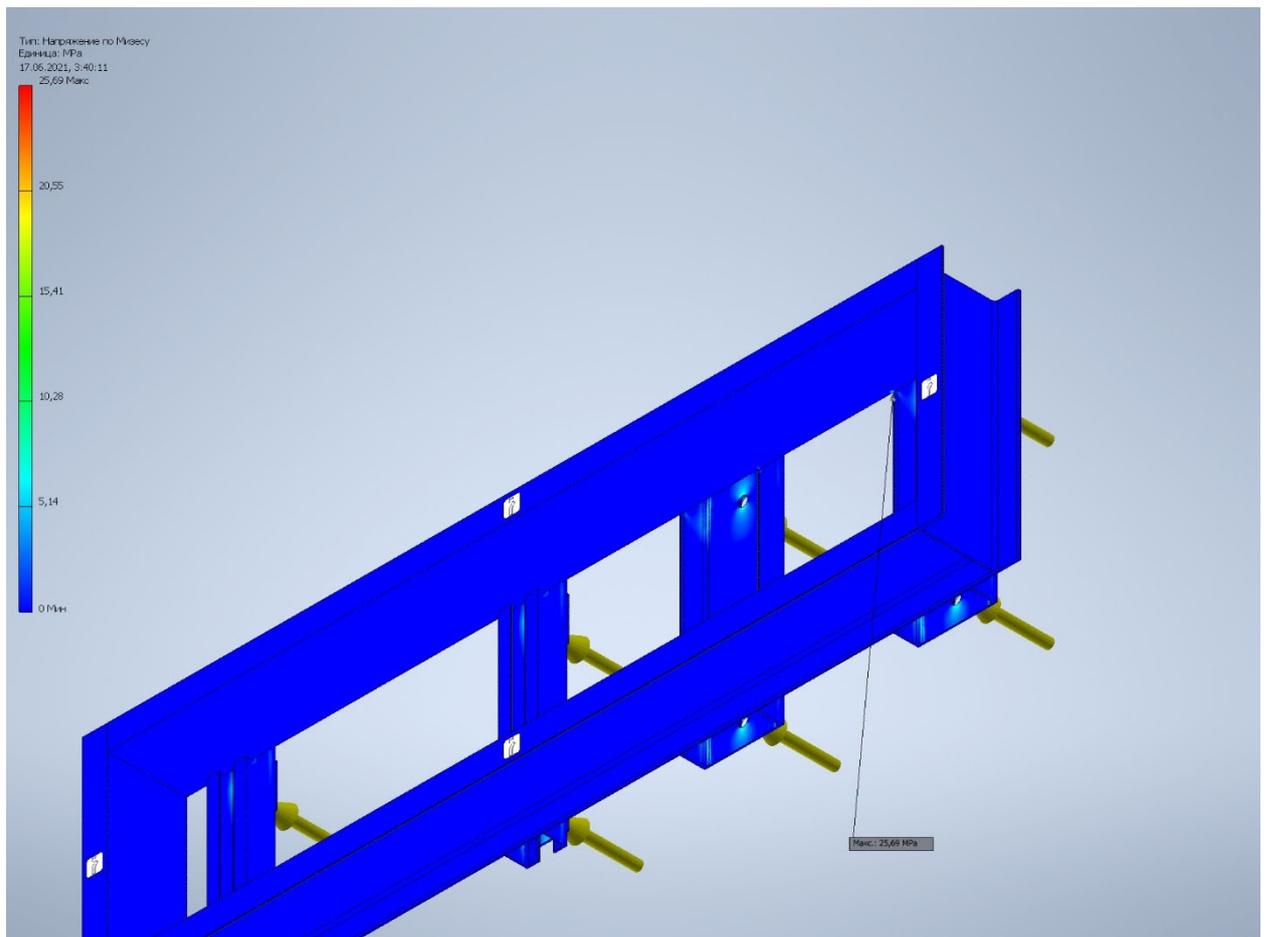


Рисунок 18 – Результат расчета напряжений по Мизесу. Вид снизу

					Разработка мероприятий для снижения шума и вибрации	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		66

Как видно из расчетов максимальное напряжение формируется в месте углового стыка между поперечным швеллером 33П, служащим опорой под электродвигатель, и продольными швеллерами рамы. Численное значение напряжения в данной точке составляет 25,69 МПа.

Для принятия данной рамы пригодной к эксплуатации необходимо сопоставить полученные значения с допустимыми напряжениями для стали Ст3пс:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{[S]} = \frac{245}{1,5} = 163,3 \text{ МПа} \quad (33)$$

Где: σ – допустимые напряжения, МПа; σ_T – предел текучести, МПа; S – коэффициент запаса прочности.

Так как полученные при расчете напряжения более чем в 6 раз меньше допустимых напряжений для стали Ст3пс, то данная конструкция рамы полностью пригодна к эксплуатации с насосом ЦНСАн 300–600 и электродвигателем Siemens SIMOTICS XP 1MB55–4–BB3.

4.5 Замена муфты

Альтернативным способом борьбы с расцентровкой, который по мимо этого способен еще и гасить аксиальные и радиальные смещения — это замена МУВП (муфты упругой втулочно – пальцевой) на другой более совершенный тип муфты. Так, например, с насосом ЦНСАн 300–600 используется МУВП от производителя KTR серии Revolex Type KX–D 95.

Согласно данным, предоставленным производителем данная муфта в данном типоразмере и при скорости вращения 1500об/мин способно гасить смещения в аксиальном направлении в диапазоне $\pm 1,5$ мм, радиальном и угловом 0,45мм.

Данный производитель выпускает крутильно-упругие кулачковые муфты серии ROTEX, основой которой является эластомер (зубчатый венец), выполненный из запатентованного материала T-PUR, устойчивого к воздействию высоких температур (от -50 °С до +120 °С) и обладающего хорошими износостойкими и демпфирующими качествами.

					Разработка мероприятий для снижения шума и вибрации	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		67

При таком же типоразмере и режиме работы данная муфта способна компенсировать существенно большие смещения во всех направлениях, не теряя своей эффективности. В таблице ниже проведено сравнение двух типов муфт.

Таблица 10 – Сравнительная таблица муфты KTR Revolex Type KX–D и KTR ROTEX GJS.

МУВП KTR Revolex Type KX–D	Значение		Крутильно-упругая кулачковая муфта KTR ROTEX GJS
Аксиальное смещение, мм	$\pm 1,5$	от – 2,0 до +4,2	Аксиальное смещение, мм
Радиальное смещение, мм	0,45	0,55	Радиальное смещение, мм
Угловое смещение, мм	0,45	5,6 (1,3°)	Угловое смещение, мм

4.6 Крепление агрегата

При монтаже рамы или проведение ТОиР необходимо также в обязательном порядке проводить контроль крепления агрегата к фундаменту. Необходимо проверять момент затяжки, а также заливку анкерных болтов. Лучший способ для этого — это проведение вибродиагностики.

При неплотном прилегании основания подшипниковых опор, необходим контроль плоскости опор и рамы, подбор прокладок, ремонт фундамента, протяжку крепежных болтов и т.п.

5. ФИНАНСОВЫЙ МЕНДЖМЕНТ, РЕСУРСОЭФФЕКТИВНОСТЬ И РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЯ

5.1 Оценка коммерческого потенциала и перспективности проведения научных исследований с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения

5.1.1 Потенциальные потребители результатов исследования

Предлагаемые разработанные мероприятия по снижению шума и вибрации центробежных насосов имеет достаточно высокий коммерческий потенциал и являются ресурсосберегающими. Основными функциями являются: гашение вибраций любой частоты и направленности и как следствие снижение шума, генерируемого насосом, а также продление срока службы подшипниковых узлов, что в целом хорошо сказывается на производительность и надежность всего оборудования.

Основными потребителями разрабатываемого продукта является весь нефтегазовый сектор, так как центробежные агрегаты являются неотъемлемой частью технологического процесса при добыче, переработке и транспортировки нефти, газа и продуктов их переработки. Также возможно использование данного продукта коммунальными компаниями, использующие крупную промышленную технику, имеющую большую наработку часов. По результатам проведенного сегментирования рынка были определены основные потребители и сегменты, влияющие на спрос продукта (таблица 11).

					<i>Разработка мероприятий для уменьшения уровня шума и вибраций центробежных насосов на нефтеперекачивающих станциях</i>		
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>			
<i>Разраб.</i>	<i>Доля Н.Н.</i>				<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Руковод.</i>	<i>Зиякаев Г.Р.</i>					69	108
<i>Консульт.</i>	<i>Клемашева Е.И.</i>				<i>НИ ТПУ зр. 2Б7Б</i>		
<i>Рук-ль ООП</i>	<i>Брицник О.В.</i>						

Таблица 11 – Сегментирование рынка

Методы борьбы с шумом и вибрацией		Размер компании		
		Малая	Средняя	Крупная
	Предлагаемые методы	+	+	+
	Альтернативные методы	+	+	+

Как видно из анализа рынка разрабатываемые методы по борьбе с шумом и вибрацией полностью охватывают рынок, как и применяемые другие методы, однако имеют ряд ключевых особенностей, анализ которых будет произведен далее.

5.1.2 Анализ конкурентных технических решений

Практические преимущества разработки заключаются в возможности гашения вибраций любой частоты возникающие при работе оборудования от подшипниковых узлов, дисбаланса роторов, а также в следствии неправильной центровки оборудования.

В данном разделе проведен анализ конкурентных технических решений с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения, с целью оценки сравнительной эффективности научной разработки, и определения направлений для дальнейшего развития. В оценочной карте (Таблица 12), сведены данные о двух конкурентных решениях, существующих на рынке: использование смазки Литол 24, комплекта центровочных проставок и МУВП (муфты упругие втулочно – пальцевые) отечественного производства, и те же комплектующие, зарубежного производства.

Таблица 12 – Оценочная карта для сравнения конкурентных технических решений (разработок)

Критерий оценки	Вес критерия	Баллы			Конкурентоспособность		
		Бф	Бк1	Бк2	Кф	Кк1	Кк2

1	2	3	4	5	6	7	8
Технические критерии оценки ресурсоэффективности							
1.Гашение радиальных смещений	0,075	5	4	4	0,375	0,3	0,3
2.Гашение аксиальных смещений	0,075	5	3	4	0,375	0,225	0,3
3.Гашение угловых смещений	0,075	5	3	3	0,375	0,225	0,225
4.Диапазон рабочих температур	0,05	5	3	4	0,25	0,15	0,2
5.Надежность	0,05	4	3	4	0,2	0,15	0,2
6.Безопасность	0,05	5	5	5	0,25	0,25	0,25
7.Простота конструкции	0,05	3	5	4	0,15	0,25	0,2
8.Простота монтажа	0,075	4	3	4	0,3	0,225	0,3
Экономические критерии оценки эффективности							
1.Конкурентоспособность	0,07	5	4	5	0,35	0,28	0,35
2.Цена	0,1	4	5	4	0,4	0,5	0,4
3. Предполагаемый срок эксплуатации	0,1	4	3	4	0,4	0,3	0,4
4. Уровень проникновения на рынок	0,05	4	5	4	0,2	0,25	0,2
5. Послепродажное обслуживание	0,03	5	3	4	0,15	0,09	0,12
6. Финансирование научной разработки	0,04	3	4	4	0,12	0,16	0,16
7. Срок выхода на рынок	0,05	4	5	4	0,2	0,25	0,2

8. Наличие сертификации разработки	0,03	5	5	5	0,15	0,15	0,15
Итого	1	–	–	–	4,245	3,755	3,955

Где: Бф – баллы предлагаемой разработки; Бк1 – баллы конкурента на отечественных комплектующих; Бк2 – баллы конкурента на импортных комплектующих.

Анализ конкурентных технических решений производился по формуле:

$$K = \sum V_i \times B_i = 4,245 \quad (34)$$

Где: К – конкурентоспособность научной разработки или конкурента; V_i – вес показателя (в долях единицы); B_i – балл i -го показателя.

Коэффициент конкурентоспособности определялся по формуле:

$$КС = \frac{K}{K_{kmax}} = \frac{4,245}{3,955} = 1,07 \quad (35)$$

Где КС – коэффициент конкурентоспособности разработки; K_{kmax} – максимальная конкурентоспособность конкурента.

Основываясь на знаниях о конкурентных решениях, можно заключить, что уязвимость позиции конкурентов обусловлена в основном меньшим диапазоном гашения смещений, особенно угловых, более скромными температурными показателями. Данные уязвимости отсутствуют у разрабатываемого проекта, за счет этого станет возможным занять нишу на рынке виброзащиты, и сотрудничать с нефтеперерабатывающими предприятиями, предлагая им свою разработку в качестве альтернативы или дополнения к применяемым на предприятии технологии и оборудования.

5.1.3 SWOT-анализ

Комплексный анализ научно-исследовательского проекта SWOT – Strengths (сильные стороны), Weaknesses (слабые стороны), Opportunities (возможности) и Threats (угрозы) представлен в таблице 13.

					Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережения	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		72

Таблица 13 – SWOT-анализ проекта

	Сильные стороны научноисследовательского проекта:	Слабые стороны научноисследовательского проекта:
	С1. Гашение вибраций любого характера и направленности.	Сл1. Первоначальная стоимость оборудования выше, чем конкурентные решения.
	С2. Выдерживание ударных нагрузок без разрушения.	Сл2. Более сложная конструкция муфты
	С3. Высокая надежность.	Сл3. Вынужденная модернизация рамы насосного агрегата.
	С4. Продление срока службы агрегатов.	
	С5. Снижение затрат и сил на проведение ТОиР и монтажных работ.	
	С6. Повышенный акустический комфорт.	
Возможности:	Стратегия «Сильные стороны и Возможности»:	Стратегия «Слабые стороны и Возможности»:
В1. Повсеместное внедрение на малые, средние и крупные предприятия	Внедрение разработанной методики позволит снизить общий уровень виброактивности оборудования и увеличит срок службы подшипниковых узлов и деталей	Повсеместное внедрение сделает комплектующие более доступными по цене, а также возможно появление отечественных аналогов
В2. Партнерство с производителями оборудования		
Угрозы:	Стратегия «Сильные стороны и Угрозы»:	Стратегия «Слабые стороны и Угрозы»:

У1. Отсутствие спроса из – за стоимости нового оборудования	Несмотря на небольшой спрос актуальность темы, по которой разработаны мероприятия все равно сохраняется и необходимо постоянно отслеживать рынок и усовершенствовать мероприятия	С последующим развитием способов борьбы с вибрацией возможно создание нескольких типовых моделей, под популярные сценарии на производстве, что поможет персонализировать продукт и сделать цену продукта наиболее адекватной
У2. Отказ от внедрения в связи с удовлетворением нынешнего потребления продукции/отсутствия значительных проблем.		

Таблица 14 – Интерактивная матрица проекта «Сильные стороны и возможности»

Сильные стороны проекта							
Возможности проекта		C1	C2	C3	C4	C5	C6
	B1	+	+	+	0	+	+
	B2	+	+	+	-	-	+

Таблица 15 – Интерактивная матрица проекта «Слабые стороны и возможности»

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

Таблица 16 – Интерактивная матрица проекта «Сильные стороны и угрозы»

Сильные стороны проекта							
Угрозы проекта		C1	C2	C3	C4	C5	C6
	У1	+	+	+	+	0	+
	У2	+	+	+	+	+	+

Таблица 17 – Интерактивная матрица проекта «Слабые стороны и угрозы»

Слабые стороны проекта				
Угрозы проекта		Сл1	Сл2	Сл3
	У1	–	–	0
	У2	0	+	–

5.2 Планирование научно-исследовательских работ

5.2.1 Структура работ в рамках научного исследования

Для выполнения научных исследований формируется рабочая группа, в чей состав входят: бакалавр, научный руководитель выпускной квалификационной работы. Составим перечень этапов и работ в рамках проведения научного исследования и проведем распределение исполнителей по видам работ (таблица 18).

Таблица 18 – Перечень этапов, работ и распределение исполнителей

Основные этапы	№раб	Содержание работ	Должность исполнителя
Выбор направления исследований	1	Выбор направления исследований	Руководитель, исполнитель
	2	Календарное планирование работ по теме	Руководитель, исполнитель
	3	Обзор современных методов и патентных исследований по данному направлению	Руководитель, исполнитель
Составление и утверждение технического задания	4	Составление и утверждение технического задания	Руководитель, исполнитель
Теоретические исследования	5	Поиск необходимого оборудования для расчета	Руководитель, исполнитель
	6	Проведение расчета	Исполнитель

	7	Сопоставление результатов расчета с допустимыми значениями	Руководитель, исполнитель
Обобщение и оценка результатов	8	Анализ и оценка полученных результатов	Руководитель, исполнитель
	9	Оценка целесообразности исследования и создания продукта	Руководитель
Проведение ВКР			
Разработка технической документации и проектирование	10	Разработка и усовершенствование методов снижения шума и вибрации ЦН	Руководитель, исполнитель
	11	Оценка эффективности производства и применения разработки	Руководитель, исполнитель
	12	Разработка социальной ответственности по теме	Исполнитель
Оформление комплекта документации по ВКР	13	Составление пояснительной записки	Исполнитель

5.2.2 Определение трудоемкости выполнения работ

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

$$t_{ожі} = \frac{3t_{mini} + 2t_{maxi}}{5} \quad (36)$$

Где: $t_{ожі}$ – ожидаемая трудоемкость выполнения i – ой работы, чел. – дн.; t_{mini} – минимально возможная трудоемкость выполнения заданной i – ой работы, чел. – дн.; t_{maxi} – максимально возможная трудоемкость выполнения заданной i – ой

работы (пессимистическая оценка: в предположении наиболее неблагоприятного стечения обстоятельств), чел. – дн.

Исходя из ожидаемой трудоемкости работ, определяется продолжительность каждой работы в рабочих днях T_p , учитывающая параллельность выполнения работ несколькими исполнителями:

$$T_{pi} = \frac{t_{ож i}}{Ч_i} \quad (37)$$

Где: T_{pi} – продолжительность одной работы, раб. дн.; $t_{ож i}$ – ожидаемая трудоемкость выполнения одной работы, чел. – дн; $Ч_i$ – численность исполнителей, выполняющих одновременно одну и ту же работу на данном этапе, чел.

Таблица 19 – Временные показатели проведения научного исследования.

№	Название работ	Трудоемкость работ			Исполнители	T_p , раб. дн.	T_p , кал. дн.
		t_{min} , чел-дн	t_{max} , чел-дн.	$t_{ож}$, чел-дн.			
1	Выбор направления исследований	0,2	1	0,5	Р	0,1	0,1
		0,2	1	0,5	И	0,1	0,1
2	Календарное планирование работ по теме	0,5	2	1	Р	0,5	0,6
		0,5	2	1	И	0,5	0,6
3	Обзор современных методов и патентных исследований по данному направлению	5	10	7	Р	3,5	4,2
		10	15	12	И	6	7
4	Составление технического задания	1	2	1,4	Р	0,7	0,8
		1	2	1,4	И	0,7	0,8
5	Поиск необходимого оборудования для проведения расчета	7	10	8,2	Р	4,1	5
		7	10	8,2	И	4,1	5
6	Проведение расчета	5	7	5,8	Р	2,9	3,5
		15	20	17	И	8,5	10
7	Сопоставление результатов расчета с допустимыми значениями	5	10	7	Р	3,5	4,2
		10	15	12	И	6	7
8	Анализ и оценка полученных результатов	7	10	8,2	Р	4,1	5
		15	20	17	И	8,5	10
9	Оценка целесообразности исследования и создания продукта	0,2	1	0,5	Р	0,5	0,5

10	Разработка и усовершенствование методов снижения шума и вибрации ЦН	7	10	8,2	Р	4,1	5
		10	15	12	И	6	7
11	Оценка эффективности производства и применения разработки	5	7	5,8	Р	2	2
		7	10	8,2	И	2,7	3
12	Разработка социальной ответственности по теме	7	10	8,2	И	4,1	5
13	Составление пояснительной записки	20	30	24	И	24	27

5.2.3 Разработка графика проведения научного исследования

Для иллюстрации календарного плана проекта приведена диаграмма Ганта, на которой работы по теме представляются протяженными во времени отрезками, характеризующимися датами начала и окончания выполнения данных работ.

Таблица 20 – Календарный план-график проведения НИ

Вид работы	Исполнители	Т _{кi} , дне й	Продолжительность выполнения работ															
			Февраль		Март			Апрель			Май							
			2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3					
Выбор направления исследований	Руководитель, исполнитель	0,1	█															
Календарное планирование работ по теме	Руководитель, исполнитель	0,6	█															
Обзор современных методов и патентных исследований по данному направлению	Руководитель, исполнитель	7		█														
Составление технического задания	Руководитель, исполнитель	0,8																
Поиск необходимого оборудования для проведения расчета	Руководитель, исполнитель	5																

5.3.1 Расчет затрат на специальное оборудование

Затраты на специальное оборудование для научных работ, включая 15% на затраты по доставке и монтажу, а также расчет стоимости электроэнергии отображены в таблице 21.

Таблица 21 – Расчет бюджета затрат на спецоборудование для научных работ

№ п/п	Наименование оборудования	Кол-во единиц оборудования	Амортизационные отчисления, руб.	Мощность электроприбора, кВт·ч	Материальные затраты, тыс. руб
1	Компьютер для проведения расчетов и моделирования	1	7958,9	0,5	1085,64
Итого, руб.		9044,54			

Расчет амортизационных отчислений:

$$A = \frac{\text{Стоимость} \cdot D}{2 \cdot 365} = \frac{70000 \cdot 83}{2 \cdot 365} = 7958,9 \text{ руб} \quad (38)$$

Расчет материальных затрат (электроэнергии):

$$E = C \cdot N \cdot H \cdot D = 4,36 \cdot 0,5 \cdot 6 \cdot 83 = 1085,64 \text{ руб} \quad (39)$$

Где: E – общее потребление электроприбором энергии на весь срок научного исследования; N – мощность электроприбора, кВт·ч; C – стоимость электроэнергии для юридических лиц по Томской области (4,36 руб/кВт·ч); H – норма рабочих часов в день (6 часов в день); D – общий срок научного исследования (83 дня).

5.3.2 Основная заработная плата исполнителей

Статья включает основную заработную плату работников, непосредственно занятых выполнением НИИ, (включая премии и доплаты) и дополнительную заработную плату. Также включается премия, выплачиваемая ежемесячно из фонда заработной платы в размере 20 – 30 % от тарифа или оклада:

					Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережения	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		80

$$Z_{\text{зп}} = Z_{\text{осн}} + Z_{\text{доп}} \quad (40)$$

Где: $Z_{\text{осн}}$ – основная заработная плата; $Z_{\text{доп}}$ – дополнительная заработная плата (12 – 20 % от $Z_{\text{осн}}$).

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

$$Z_{\text{осн}} = Z_{\text{дн}} \cdot T_p \quad (41)$$

Где: $Z_{\text{осн}}$ – основная заработная плата одного работника; $Z_{\text{дн}}$ – среднедневная заработная плата работника, руб; T_p – продолжительность работ, выполняемых научно – техническим работником, раб. дн.

Среднедневная заработная плата рассчитывается по формуле:

$$Z_{\text{дн}} = \frac{Z_m \cdot M}{F_d} \quad (42)$$

Где: Z_m – месячный должностной оклад работника, руб.; M – количество месяцев работы без отпуска в течение года; F_d – действительный годовой фонд рабочего времени научно – технического персонала, раб. дн.

В таблице 22 приведен баланс рабочего времени каждого работника НТИ.

Таблица 22 – Баланс рабочего времени.

Показатели рабочего времени	Руководитель проекта	Исполнитель
Календарное число дней	365	365
Количество нерабочих дней выходные дни/праздничные дни	66	66
Потери рабочего времени отпуск/невыходы по болезни	56	56
Действительный годовой фонд рабочего времени	243	243

Месячный должностной оклад работника:

$$Z_m = Z_{\text{тс}} \cdot (1 + k_{\text{пр}} + k_{\text{д}}) \cdot k_p \quad (43)$$

Где: $Z_{тс}$ – заработная плата по тарифной ставке, руб.; $k_{пр}$ – премиальный коэффициент, равный 0,3 (т.е. 30% от $Z_{тс}$); $k_{д}$ – коэффициент доплат и надбавок составляет примерно 0,2 – 0,5; $k_{р}$ – районный коэффициент, для Томска равный 1,3.

Расчет основной заработной платы приведен в таблице 23.

Таблица 23 – Расчет основной заработной платы.

Категория	$Z_{тс}$, руб.	$k_{д}$	$k_{р}$	$Z_{м}$, руб.	$Z_{дн}$, руб.	$T_{р}$, раб. дн.	$Z_{осн}$, руб.
Руководитель проекта							
	25000	0,35	1,3	53625	2239,89	31	69436,59
Исполнитель							
	17000	0,35	1,3	36465	1523,13	83	126419,79

Общая заработная плата исполнителей работы представлена в таблице 14.

Таблица 24 – Общая заработная плата исполнителей

Исполнитель	$Z_{осн}$, руб.	$Z_{доп}$, руб.	$Z_{зп}$, руб.
Руководитель проекта	69436,59	13887,32	83323,91
Исполнитель	126419,79	25283,96	151703,75

5.3.3 Отчисления во внебюджетные фонды (страховые отчисления)

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

$$Z_{внеб} = k_{внеб} \cdot (Z_{осн} + Z_{доп}) \quad (44)$$

Где: $k_{внеб}$ – коэффициент отчислений на уплату во внебюджетные фонды ($k_{внеб} = 0,302$ (30,2%)).

Отчисления во внебюджетные фонды представлены в таблице 25.

Таблица 25 – Отчисления во внебюджетные фонды

Исполнитель	Основная заработная плата, руб.	Дополнительная заработная плата, руб.
Руководитель проекта	69436,59	13887,32
Бакалавр	126419,79	25283,96
Коэффициент отчислений во внебюджетные фонды	0,302	
Итого:	70978,35	

5.3.4 Формирование бюджета затрат научно-исследовательского проекта

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

Определение бюджета затрат на научно-исследовательский проект по каждому варианту исполнения приведен в таблице 26.

Таблица 26 – Расчет бюджета затрат НИТ.

Наименование статьи	Сумма, руб.	Примечание
1. Затраты на приобретение и эксплуатацию спецоборудования для научных работ	9044,54	Таблица 11
2. Затраты по основной заработной плате исполнителей	195856,38	Таблица 13
3. Затраты по дополнительной заработной плате исполнителей	39171,28	Таблица 14
4. Отчисления во внебюджетные фонды	70978,35	Таблица 15
5. Бюджет затрат НИТ	315050,55	Сумма ст. 1 – 4

Как видно из таблицы 26, наибольшая статья бюджета НТИ – затраты на заработную плату исполнителей.

5.4 Стоимость разработанных мероприятий

При разработке мероприятий за основу были взяты опоры SKF серии Vibracon SM 36 – CS. Для монтажа электродвигателя или насоса необходимы данные опоры в количестве четырех штук. На начало июня 2021г цена за одну единицу SM 36 – CS в розничной торговле начинается от 11830 руб.

Итоговая цена составляет:

$$C_0 = 11830 \cdot 4 = 47320 \text{ руб.} \quad (45)$$

Применение данных опор на новых насосных агрегатах еще на стадии проектирования позволяет рассчитать и сконструировать раму с ее учетом. В случае модернизации уже стоящего на раме агрегата придется оптимизировать существующую или проектировать новую раму. Так для новой рамы под ЦНСА 300–600 и электродвигатель Siemens необходимо закупить 12 метров швеллера 33П и 4 метра швеллера 12П. Марка стали из которых будут они выполнены Ст3.

Цена за один метр швеллера 33П – 2135руб; 12П – 421 руб. Итого:

$$C_{шв} = 2135 \cdot 12 + 421 \cdot 4 = 27304 \text{ руб} \quad (46)$$

Также стоит учесть прочие расходные материалы и компоненты, необходимые для сборки и установки рамы и насосного агрегата на нее, которые представлены в таблице 27.

Таблица 27 – Расходники для рамы

Наименование	Количество	Цена за шт, руб	Итоговая цена, руб
Электроды сварочные ESAB ОК-46 4мм	6,6 кг	1549,00	1549,00
Диск отрезной Bosch по металлу 230x2x22 мм	5	162,40	812,00
Болт М36x320	4	882,63	3530,52

Гайка М36	8	206,48	1651,84
Шайба М36	8	131,43	1051,44
Болт М42х	4	525,80	2013,20
Шайба М42	8	262,60	2100,80
Шайба М42	8	262,80	2102,40

Стоимость смазки Mobil Mobilith SHC 220, которая придет на замену Литол 24, в розницу составляет 736 руб, за упаковку 0,38 кг.

Упругая муфта от KTR ROTEX 110 состоит из 3 элементов. Упругий венец, выполненный из запатентованного материала T-Pur, можно приобрести за 16180,00 руб. Вся муфта целиком продается по цене 649\$.

Итоговая стоимость всех предлагаемых мероприятий (СМ – стоимость мероприятий), с учетом курса долларов равным 1\$ = 72,00Р:

$$СМ = 47320 + 27304 + 1549 + 812 + 3530,52 + 1651,84 + 1051,44 + 2013,2 + 2100,8 + 2102,4 + 736 + 649 \cdot 72 = 136899,2 \text{ руб.}$$

5.4.2 Определение ресурсной (ресурсосберегающей), финансовой, бюджетной, социальной и экономической эффективности

Определение эффективности происходит на основе расчета интегрального показателя эффективности научного исследования. Его нахождение связано с определением двух средневзвешенных величин: финансовой эффективности и ресурсоэффективности.

Интегральный финансовый показатель разработки определяется как:

$$I_{\phi} = \frac{\Phi_{pi}}{\Phi_{max}} \quad (47)$$

Где: Φ_{pi} – стоимость i-ого варианта исполнения; Φ_{max} – максимальная стоимость исполнения научно-исследовательского проекта.

$$I_1 = \frac{48056}{136899,2} = 0,351$$

					Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережения	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		85

$$I_2 = \frac{94784}{136899,2} = 0,692$$

$$I_3 = \frac{136899,2}{136899,2} = 1$$

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

$$I_m = \sum_{i=1}^n a_i \cdot b_i \quad (48)$$

Где: I_m – интегральный показатель ресурсоэффективности вариантов; a_i – весовой коэффициент i -го параметра; b_i – бальная оценка i -го параметра для аналога и разработки, устанавливается экспертным путем по выбранной шкале оценивания; n – число параметров сравнения.

Таблица 28 – Сравнительная оценка характеристика вариантов исполнения разработки

Объект исследования Критерии	Весовой коэффициент параметра	Исп.1	Исп.2	Исп.3
1. Способствует росту производительности труда пользователя	0,1	3	4	5
2. Удобство в эксплуатации (соответствует требованиям потребителей)	0,15	4	5	5
3. Помехоустойчивость	0,15	5	3	3
4. Энергосбережение	0,20	4	3	5
5. Надежность	0,25	4	4	5
6. Материалоемкость	0,15	5	4	4
ИТОГО	1	4,2	3,8	4,55

$$I_{p-исп1} = 0,1 \cdot 3 + 0,15 \cdot 4 + 0,15 \cdot 5 + 0,2 \cdot 4 + 0,25 \cdot 4 + 0,15 \cdot 5 = 4,2$$

$$I_{p-исп2} = 0,1 \cdot 4 + 0,15 \cdot 5 + 0,15 \cdot 3 + 0,2 \cdot 3 + 0,25 \cdot 4 + 0,15 \cdot 4 = 3,8 \quad (49)$$

$$I_{p-исп3} = 0,1 \cdot 5 + 0,15 \cdot 5 + 0,15 \cdot 3 + 0,2 \cdot 5 + 0,25 \cdot 5 + 0,15 \cdot 4 = 4,55$$

Интегральный показатель эффективности вариантов исполнения разработки ($I_{исп.1}$) определяется на основании интегрального показателя ресурсоэффективности и интегрального финансового показателя по формуле:

$$I_{исп.1} = \frac{I_{р-исп1}}{I_{финр}^{исп.1}} = \frac{4,2}{0,351} = 11,966$$

$$I_{исп.2} = \frac{I_{р-исп2}}{I_{финр}^{исп.2}} = \frac{3,8}{0,692} = 5,491 \quad (50)$$

$$I_{исп.3} = \frac{I_{р-исп3}}{I_{финр}^{исп.3}} = \frac{4,55}{1} = 4,55$$

Выбираем наиболее целесообразный вариант из предложенных.

$$Эср = \frac{I_{исп1}}{I_{исп2}} \quad (51)$$

Таблица 29 – Сравнительная эффективность вариантов исполнения разработки

№ п/п	Показатели	Исп.1	Исп.2	Исп.3
1	Интегральный финансовый показатель разработки	0,351	0,692	1
2	Интегральный показатель ресурсоэффективности разработки	4,2	3,8	4,55
3	Интегральный показатель эффективности	11,966	5,491	4,55
4	Сравнительная эффективность вариантов исполнения	2,18	1,21	1

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

6. СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ

В данном разделе ВКР пойдет речь о социальной ответственности, которая по своему определению является совокупностью этических принципов. Суть данных принципов заключается в том, что при принятии тех или иных решений необходимо отталкиваться не только от собственных интересов, но и интересов общества, а также думать о защите окружающей среды.

В рамках данной работы пойдет речь о таких разделах социальной ответственности как производственная безопасность, экологическая безопасность, безопасность в чрезвычайных ситуациях, а также рассмотрены правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности на объектах транспортировки нефти и газа.

Основным источником опасных и вредных факторов являются насосные агрегаты, так как они работают под большим давлением и с пожаровзрывоопасными жидкостями/газами. Их работа сопровождается повышенным уровнем шума и вибрации, а также рисками, связанными с разливами нефтепродуктов.

Данная работа является актуальной, так как с развитием технологий увеличиваются объемы перекачиваемых флюидов, растет давление, что повышает требования к условиям эксплуатации и малейшее отклонение от заводских параметров работы агрегатов может привести к печальным последствиям.

6.1 Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности

Согласно 2-ой и 34-ой главе Трудового кодекса Российской Федерации, работодатель обязан обеспечить безопасные условия труда, а именно:[16]

- Организовать и обеспечить безопасность персонала при эксплуатации оборудования, зданий и сооружений

					<i>Разработка мероприятий для уменьшения уровня шума и вибраций центробежных насосов на нефтеперекачивающих станциях</i>			
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>				
<i>Разраб.</i>		<i>Доля Н.Н.</i>			<i>Социальная ответственность</i>	<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Руковод.</i>		<i>Зиякаев Г.Р.</i>					88	108
<i>Консульт.</i>		<i>Фех А.И.</i>				<i>НИ ТПУ гр. 257Б</i>		
<i>Рук-ль ООП</i>		<i>Брисник О.В.</i>						

- Обеспечить работников средствами индивидуальной и коллективной защиты, которые прошли обязательную сертификацию
- За счет собственных средств приобрести и выдать специальную одежду, обувь и другие средства индивидуальной защиты, смывающих и обезвреживающих средств, прошедших обязательную сертификацию
- Произвести обучение безопасным методам и приемам выполнения работ и оказанию первой помощи на производстве
- Проводить инструктажи по охране труда и проверять знания требований охраны труда
- Принимать меры по предотвращению аварийных ситуаций, сохранению жизни и здоровья работников
- Организовывать прохождение необходимых трудовым или иным законодательством необходимых медицинских осмотров

В свою очередь Трудовой кодекс также обязывает и работников соблюдать требования охраны труда: [16]

- Правильно применять средства индивидуальной и коллективной защиты
- Немедленно информировать руководство о любой ситуации, которая угрожает жизни и здоровью людей
- Проходить все обязательные медицинские осмотры
- Проходить обучение безопасным методам и приемам выполнения работ и оказанию первой медицинской помощи на производстве

Настоящим кодекс также устанавливается ежегодный дополнительный оплачиваемый отпуск и повышенную оплату труда, работникам, занятым на работах с опасными и вредными условиями труда. Минимальная продолжительность такого дополнительного отпуска составляет 7 календарных дней, а минимальный размер повышения оплаты труда составляет 4% оклада.

Правильная и комфортная эксплуатация объекта во многом зависит от изначально правильно спроектированного рабочего пространства работника, учитывающего все антропометрические и эргономические особенности и требования. Так в ГОСТ Р ИСО 6385-2016. «Эргономика. Применение

					Социальная ответственность	Лист
						89
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

эргономических принципов при проектировании производственных систем.»
установлено руководство по проектированию производственных систем на основе фундаментальных принципов эргономики. В стандарте установлен интегрированный подход к проектированию производственных систем, в котором эргономические принципы сочетаются с аспектами проектирования, особое внимание уделено управлению персоналом и учтены социальные и технические требования. В процессе проектирования производственной системы должны быть рассмотрены основные взаимосвязи между персоналом и компонентами системы, такими как производственные задания, оборудование, рабочее пространство и производственная среда. ГОСТ «Безопасность машин. Антропометрические требования при проектировании рабочих мест машин.» определяет пространственные требования тела для оборудования при обычной работе в положениях сидя и стоя. В стандарте также приведена метод анализа для определения основной рабочей позы и для каждой рабочей позы приведено несколько размеров для рабочей станции. [20, 21]

В ГОСТ 31839-2012. «Насосы и агрегаты насосные для перекачки жидкостей. Общие требования безопасности.» представлена информация о основных источниках опасности при эксплуатации насосного агрегата, которую стоит учитывать еще на стадии проектирования рабочей зоны. [22]

6.2 Производственная безопасность

Для определения и оценки потенциальных вредных и опасных факторов на территориях НПС или цехах с насосным оборудованием, применяемым для перекачки и транспортировки углеводородного ископаемого топлива и продуктов его переработки, используем ГОСТ 12.0.003-2015 «Опасные и вредные производственные факторы. Классификация» и представим краткий результат в таблице 30. [17]

					Социальная ответственность	Лист
						90
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Таблица 30 – Возможные опасные и вредные факторы

Факторы (ГОСТ 12.0.003-2015)	Этапы работы			Нормативные документы
	Разрабо тка	Изготов ление	Эксплу тация	
Повышенный уровень шума и вибрации	+	+	+	ГОСТ 12.1.003-2014 ССБТ ГОСТ 12.1.012-2004 ССБТ
Повышенная температура воздуха в производственных помещениях	—	+	+	СанПиН 2.2.4.548-96
Утечка токсичных и вредных веществ	—	+	+	ГОСТ Р 56167-2014 ГОСТ 12.1.007-76
Оборудование, работающее под давлением	—	+	+	Приказ Ростехнадзора №536
Электробезопасность	+	+	+	ГОСТ 12.1.019-2017 ССБТ
Пожарная безопасность	+	+	+	ГОСТ 12.1.004-91 ССБТ

6.2.1 Анализ вредных и опасных факторов

Повышенный уровень шума и вибрации

В зависимости от источника генерирующего колебания, различают шумы механического, аэродинамического, гидродинамического и электромагнитного происхождения.

На ряде производств преобладает механический шум, основными источниками которого являются зубчатые передачи, механизмы ударного типа, цепные передачи, подшипники качения и т.п. Он вызывается силовыми воздействиями неуравновешенных вращающихся масс, ударами в сочленениях деталей, стуками в зазорах, движением материалов в трубопроводах и т.п. Спектр механического шума занимает широкую область частот.

К аэродинамическим шумам относятся шумы, обусловленные периодическим выбросом газа в атмосферу, работой винтовых насосов и компрессоров, пневматических двигателей, двигателей внутреннего сгорания;

шумы, возникающие из-за образования вихрей потока у твердых границ. Эти шумы наиболее характерны для вентиляторов, турбовоздуходувок, насосов, turboкомпрессоров, воздухопроводов.

К гидродинамическим шумам относятся кавитационный шум, возникающий в жидкостях из-за потери жидкостью прочности на разрыв при уменьшении давления ниже определенного предела и возникновения полостей и пузырьков, заполненных парами жидкости и растворенными в ней газами. Источниками гидродинамического шума являются гидравлические удары, турбулентность потока, кавитация и др.

Шумы электромагнитного происхождения возникают в различных электротехнических изделиях (например, при работе электрических машин). Их причиной является взаимодействие ферромагнитных масс под влиянием переменных во времени и пространстве магнитных полей. Электрические машины создают шумы с различными уровнями звука от 20 – 30 дБ (микромашин) до 100 – 110 дБ (крупные быстроходные машины).[18]

Частота звука f , Гц. Частота звука определяется числом колебаний звукового давления в секунду. По частоте звуковые колебания подразделяются на три диапазона: инфразвуковые с частотой колебаний менее 20 Гц, звуковые – от 20 до 20 000 Гц и ультразвуковые – более 20 000 Гц.

Область слышимых звуков ограничивается определенным частотным диапазоном (20-20000 Гц), а также определенными предельными значениями звуковых давлений. [18]

Интенсивный уровень шума при постоянном воздействии может привести к возникновению профессионального заболевания - тугоухости. Главным симптомом этого заболевания является постепенная потеря слуха, которая изначально возникает в области высоких частот, а потом распространяется на более низкие, которые и определяют способность воспринимать речь.

При большом звуковом давлении происходит повреждение слухового аппарата, которое может привести к разрыву барабанной перепонки.

					Социальная ответственность	Лист
						92
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Помимо воздействия на органы слуха, шум влияет на различные отделы головного мозга, он нарушает нормальные процессы высшей нервной деятельности. При чем это воздействие можно отметить прежде появления некоторых изменений в органах слуха. Основными симптомами являются жалобы на апатию, общую слабость, ослабление памяти, повышенную утомляемость, потливость, раздражительность и др.

В органах зрения под влиянием шума наступают такие изменения, как снижение устойчивости ясного видения и остроты зрения, изменение чувствительности к разным цветам, также нарушаются основные функции желудочно-кишечного тракта; повышается внутричерепное давление.

Прерывистый и импульсный шум становится причиной ухудшения точности выполнения рабочих операций, затруднений приема и восприятия информации.

Учитывая всю опасность шума для человеческого организма необходимо строго соблюдать все предписания СН 2.2.4/2.1.8.562-96 по уровню шума, представленные в таблице 31. [25]

Таблица 31 – Предельно допустимые уровни звука и эквивалентные уровни звука на рабочих местах для трудовой деятельности разных категорий тяжести и напряженности в дБА

Категория напряженности трудового процесса	Категория тяжести трудового процесса				
	Легкая физическая нагрузка	Средняя физическая нагрузка	Тяжелый труд 1 степени	Тяжелый труд 2 степени	Тяжелый труд 3 степени
Напряженность легкой степени	80	80	75	75	75
Напряженность средней степени	70	70	65	65	65
Напряженный труд 1 степени	60	60	-	-	-
Напряженный труд 2 степени	50	50	-	-	-

Примечание. Для тонального и импульсного шума ПДУ на 5 дБА меньше значений, указанных в табл. 2;

- для шума, создаваемого в помещениях установками кондиционирования воздуха, вентиляции и воздушного отопления - на 5 дБА меньше фактических

уровней шума в помещениях (измеренных или рассчитанных), если последние не превышают значений табл. (поправка для тонального и импульсного шума при этом не учитывается), в противном случае - на 5 дБА меньше значений, указанных в табл. 31;

- дополнительно для колеблющегося во времени и прерывистого шума максимальный уровень звука не должен превышать 110 дБА, а для импульсного шума 125 дБА.

Для уменьшения вредного воздействия от данного фактора на производствах, эксплуатирующих насосное оборудование предусмотрен ряд мер:

- Наиболее совершенная конструкция оборудования
- Защитные кожухи/экраны
- Использование индивидуальных средств защиты
- Использование звукопоглощающих и звукоизолирующих материалов в облицовке/обшивке помещений

Вибрация также оказывает вредное воздействие на организм при работе технологического оборудования.

Согласно ГОСТ 24346-80 «Вибрация. Термины и определения» Вибрация - движение точки или механической системы, при котором происходит поочередное возрастание и убывание во времени значений, как минимум, одной координаты. [19]

При непродолжительном воздействии вибрации работник быстро утомляется и это значительно снижает его производительность. Виброблезнь является профессиональным заболеванием, которое возникает вследствие постоянного воздействия вибрации на организм человека.

Вибрация с частотой равной резонансной частоте колебаний тела работающего и его отдельных органов может быть особенно вредна. Потому что части тела, также как внутренние органы человека можно рассматривать как колебательные системы, обладающие определенной массой и соединенные между собой различными упругими элементами. Диапазон этих колебаний составляет 2-30 Гц. Воздействие на организм человека внешних колебаний с похожими

					Социальная ответственность	Лист
						94
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

частотами вызывает резонансные колебания внутренних органов (голова, желудок и сердце), механические повреждения и даже различные виды разрывов.

В зависимости от способа передачи вибрации телу человека различают:

- Общую вибрацию, которая передается на тело сидящего или стоящего человека через опорные поверхности тела

- Локальную вибрацию, которая передается через руки человека

СН 2.2.4/2.1.8.566-96 «Производственная вибрация, вибрация в помещениях жилых и общественных зданий» устанавливает предельно допустимые значения производственной вибрации в зависимости от категории рабочих мест, типов помещения. В таблице 32 представлены предельно допустимые значения производственной локальной вибрации: [25]

Таблица 32 – Предельно допустимые значения производственной локальной
вибрации

Среднегеометрические частоты октавных полос, Гц	Предельно допустимые значения по осям Хл, Ул, Зл *			
	Виброускорения		Виброскорости	
	м/кв. с	дБ	м/с × 10 ⁻²	дБ
8	1,4	123	2,8	115
16	1,4	123	1,4	109
31,5	2,8	129	1,4	109
63	5,6	135	1,4	109
125	11,0	141	1,4	109
250	22,0	147	1,4	109
500	45,0	153	1,4	109
1000	89,0	159	1,4	109
Корректированные и эквивалентные значения и их уровни	2,0	126	2,0	112

* Работа в условиях воздействия вибрации с уровнями, превышающими настоящие санитарные нормы более чем на 12 дБ (в 4 раза), по интегральной оценке, или в какой-либо октавной полосе, не допускается

Для снижения уровня вибрации от насосов на производстве важно уделить особое внимание центрированию валов, качественной смазке подшипниковых

узлов, балансировке роторов и валов, обеспечишь хороший кавитационный запас насоса. По мимо этого необходимо использовать виброизоляционные опоры и виброгасящие фундаменты и рамы.

Повышенная температура воздуха в производственных помещениях

Насосные агрегаты, выпускаемые сегодня, при максимальной нагрузке имеют КПД в районе 90-92%, малых 60-75%. У электродвигателей этот показатель составляет 80-90%. Часть неиспользуемой энергии переходит в тепло. На практике температура агрегатов и перекачиваемой жидкости может достигать настолько высоких значений, что происходит оплавление защитных покрытий на трубопровода или корпусных элементов насосов. В связи с этим в производственных помещениях температура окружающей среды превышает оптимальные и допустимые (таблица 33) значения, установленные в СанПиН 2.2.4.548-96 «Гигиенические требования к микроклимату производственных помещений». [26]

Таблица 33 – Допустимые величины показателей микроклимата на рабочих местах производственных помещений

Период года	Категория работ по уровню энергозатрат, Вт	Температура воздуха, °С		Температура поверхностей, °С	Относительная влажность воздуха, %	Скорость движения воздуха, м/с	
		диапазон ниже оптимальных величин	диапазон выше оптимальных величин			для диапазона температур воздуха ниже оптимальных величин, не более	для диапазона температур воздуха выше оптимальных величин, не более**
Холодный	Ia (до 139)	20,0-21,9	24,1-25,0	19,0-26,0	15-75*	0,1	0,1
	Iб (140-174)	19,0-20,9	23,1-24,0	18,0-25,0	15-75	0,1	0,2
	IIa (175-232)	17,0-18,9	21,1-23,0	16,0-24,0	15-75	0,1	0,3
	IIб (233-290)	15,0-16,9	19,1-22,0	14,0-23,0	15-75	0,2	0,4
	III (более 290)	13,0-15,9	18,1-21,0	12,0-22,0	15-75	0,2	0,4
Теплый	Ia (до 139)	21,0-22,9	25,1-28,0	20,0-29,0	15-75*	0,1	0,2
	Iб (140-174)	20,0-21,9	24,1-28,0	19,0-29,0	15-75*	0,1	0,3
	IIa (175-232)	18,0-19,9	22,1-27,0	17,0-28,0	15-75*	0,1	0,4
	IIб (233-290)	16,0-18,9	21,1-27,0	15,0-28,0	15-75*	0,2	0,5
	III (более 290)	15,0-17,9	20,1-26,0	14,0-27,0	15-75*	0,2	0,5

Для поддержания температуры в заданных значениях необходимо использовать правильно настроенные системы кондиционирования и вентиляции. Также необходимо понизить температуру агрегатов, путем установки дополнительных систем охлаждения масла.

Утечка токсичных и вредных веществ

Частой причиной утечек вредных веществ является коррозионное разрушение элементов трубопроводов и корпусов насосов, приводящее к появлениям свищей. Также не герметичность торцевых уплотнений, сальников и фланцевых соединений приводит к утечкам. Согласно ГОСТ 12.1.007-76 по степени воздействия на организм человека нефть и вещества, участвующие в технологических процессах хранения и транспортировки углеводородов относятся к 4 классу опасности – вещество малоопасные. ПДК (предельно допустимые концентрации) некоторых из них приведены в таблице 34. [29]

Таблица 34 – Предельно допустимые концентрации веществ

Наименование веществ	ПДК мг/м ³	Класс опасности	Наименование веществ	ПДК мг/м ³	Класс опасности
Нефть (фр. 20-200)	300	4	Окислы азота	5	2
Метан	300	4	Метилмеркаптан	0,8	2
Пропан	300	4	Ртуть	0,01	1
Бутан	300	4	Серая кислота	1	2
Бензол	5	2	Тетраэтилсвинец	0,005	1
Метанол	5	3	Толуол	50	3
Этиловый спирт	1000	4	Окись углерода	20	4
Ацетон	200	4	Дихлорэтан	10	2
Керосин	300	4	Сероводород	10	2

По характеру воздействия на организм человека вредные вещества, согласно ГОСТ 12.0.003-2015, делятся на 6 групп: [17]

- Токсические
- Раздражающие
- Сенсibiliзирующие
- Канцерогенные

- Мутагенные
- Вещества влияющие на репродуктивную функцию

Наиболее опасными отравляющими свойствами обладают нефти, содержащие значительное количество сернистых соединений, и особенно сероводород, оксиды серы и азота.

Опасность отравления при обращении с высокосернистыми нефтями состоит в комбинированном воздействии углеводородов и сероводорода (ПДК нефти – 300 мг/м³, сероводорода – 10 мг/м³, а сероводорода в смеси с углеводородами – 3 мг/м³). При работе с такими нефтями должны применяться особые меры предосторожности.

Для предотвращения утечек все насосное оборудование, использованное для перекачки углеводородов, должно в своей конструкции использовать только торцевые уплотнения. Необходимо регулярно проводить контроль фланцевых соединений и ревизию трубопровода с помощью методов неразрушающего контроля. Контроль содержания вредных веществ в воздухе рабочей зоны должен проводиться постоянно газоанализаторами в соответствии с требованиями ГОСТ 12.1.005-88. Рабочий персонал должен быть снабжен средствами индивидуальной защиты. [33]

Оборудование работающее под давлением

Все оборудование и трубопроводы, работающие с повышенным давлением, потенциально обладают повышенной опасностью, в следствии чего к ним предъявляется ряд дополнительных требований во избежание несчастных случаев:

- Эксплуатация таких объектов разрешена только лицам, имеющим специальный допуск для работ с сосудами под давлением
- Монтаж и дальнейшее использование возможно только согласно всей прилагающейся технической документации
- Трубопровод должен в обязательном порядке перед началом его эксплуатации проходить опрессовку давлением сверх рабочего

					Социальная ответственность	Лист
						98
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

- На протяжении всего срока эксплуатации необходимо проводить экспертизу безопасности согласно нормативной и технической документации
- Манометры и прочие контрольно-измерительные приборы должны быть поверены
- Сбросные клапаны и запорная арматура должны находиться в рабочем состоянии. Пломбы не сорваны.

Электробезопасность

Нефтегазоперекачивающие станции функционируют за счет большого количества электроэнергии. Электродвигатели являются приводами насосного оборудования, работа приборов освещения, диспетчерских служб и функционирование всего бытового комплекса также нуждается в электричестве, поэтому риски, связанные с электрооборудованием, являются постоянным.

Согласно ГОСТ 12.1.019-2017 ССБТ. «Электробезопасность. Общие требования и номенклатура видов защиты» для повышения безопасности при работе с электрооборудованием разработаны основные коллективные способы и средства электрозащиты, такие как изоляция токопроводящих частей (проводов) и ее непрерывный контроль; установка оградительных устройств; предупредительная сигнализация и блокировки; использование знаков безопасности и предупреждающих плакатов; защитное заземление; зануление; защитное отключение. При необходимости производится расчёт защитного заземления, зануления, выбор устройств автоматического отключения. [31]

Индивидуальные основные изолирующие электрозащитные средства способны длительно выдерживать рабочее напряжение электроустановок, поэтому ими разрешается касаться токоведущих частей под напряжением. В установках до 1000 В – это диэлектрические перчатки, инструмент с изолированными рукоятками.

					Социальная ответственность	Лист
						99
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Индивидуальные дополнительные электрозащитные средства обладают недостаточной электрической прочностью и не могут самостоятельно защитить человека от поражения током. Их назначение – усилить защитное действие основных изолирующих средств, с которыми они должны применяться. В установках до 1000 В – диэлектрические боты, диэлектрические резиновые коврики, изолирующие подставки. [31]

Пожарная безопасность

Причиной пожара может стать утечка газа, который используется в качестве рабочего вещества в ЦНС. Опасность несет не только возникающее возгорание, но и возгорание паровоздушной смеси углеводородов. Опасен не столь источник возгорания смеси, как тепловой импульс, который он создает.

Продукты горения также являются опасным фактором при возникновении пожара, так как оказывают токсичное воздействие на организм человека. Также возможны возникновение вторичных факторов, которые могут нанести еще больший вред, такие как:

- электрический ток;
- взрывы;
- возникновение большого количества осколков;
- падение и непредсказуемое движение оборудования.

Для обеспечения безопасности должны быть использованы торцевые уплотнения на оборудование, системы контроля загазованности. При архитектурном проектировании помещений под насосные необходимо брандмауэром разделять электродвигателя с насоснокомпрессорным оборудованием, во избежание возгорания пожаровзрывоопасной смеси от электрического тока. Для насосного агрегата должна предусматриваться система пенного пожаротушения, состоящая из резервуара с водой, насосной станции, сети пенных трубопроводов. Также должен быть противопожарный трубопровод с установленными гидрантами. Обязательно наличие огнетушителей на территории опасного объекта.

					<i>Социальная ответственность</i>	<i>Лист</i>
						100
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

6.3 Экологическая безопасность

Процесс добычи, транспортировки, переработки нефти и газа всегда потенциально способен нанести непоправимый вред окружающей среде в случае ЧП.

Влияние на атмосферу

На объектах нефтегазовой промышленности возможны выбросы опасных веществ в атмосферу:

- Углеводородное топливо
- Продукты полного сгорания горючих компонентов топлива
- Компоненты неполного сгорания топлива
- Окислы азота
- Сернистые соединения
- И т.п.

Для того чтобы снизить уровень возможного загрязнения необходимо тщательно соблюдать установленные технологии и следовать предписаниям производителей оборудования. Проводить более тщательную очистку и подготовку углеводородов.

Влияние на гидросферу

Возможным воздействием может являться разлив масла или перекачиваемой жидкости из ЦНС. Чаще всего это происходит при несоблюдении инструкции по эксплуатации оборудования и не своевременном прохождении технического обслуживания.

Влияние на литосферу

					<i>Социальная ответственность</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		101

Основными источниками загрязнения литосферы являются разливы ГСМ (горюче смазочных материалов), углеводородов и твердые отходы производства, которые возникают при обслуживании насосного оборудования.

Для снижения загрязнения и уменьшения экологического следа необходимо использовать торцевые уплотнения, во избежание протечек. Более качественные комплектующие вкуче с хорошими смазочными материалами позволят продлить срок службы деталей, что приведет к уменьшению общего объема технического мусора.

6.4 Безопасность в чрезвычайных ситуациях

Чрезвычайная ситуация — это обстановка на определенной территории, сложившаяся в результате аварии, катастрофы, опасного природного процесса, стихийного бедствия, которая приводит к человеческим жертвам, наносит ущерб здоровью населения и природной среде, а также вызывает значительные материальные потери и нарушение условий жизни людей

Наиболее вероятные чрезвычайные ситуации при эксплуатации центробежного насоса может быть возникновение пожара. Пожаром называется неконтролируемое горение вне специального очага. Пожары причиняют значительный материальный ущерб, в ряде случаев вызывают тяжелые травмы и гибель людей. основополагающими законодательными актами в области пожарной безопасности являются Федеральные законы "О пожарной безопасности" и "Технический регламент о требованиях пожарной

безопасности" определяющие общие правовые, экономические и социальные основы обеспечения пожарной безопасности в Российской Федерации.

К мерам предотвращения пожара относятся: применение средств защитного отключения возможных источников загорания (защитного зануления); применение искробезопасного оборудования; применение устройства молниезащиты здания; выполнение правил (инструкций) по пожарной безопасности.

К мерам противопожарной защиты относятся: применение пожарных извещателей; средств коллективной и индивидуальной защиты от факторов

					<i>Социальная ответственность</i>	<i>Лист</i>
						102
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

пожара; системы автоматической пожарной сигнализации; порошковых или углекислотных огнетушителей, два ящика с песком 0,5 м³.

Организационно-технические мероприятия: наглядная агитация и инструктаж работающих по пожарной безопасности; разработка схемы действия администрации и работающих в случае пожара, организация эвакуации людей; организация внештатной пожарной дружины.

При обнаружении загорания рабочий немедленно сообщает по телефону в пожарную охрану, сообщает руководителю, приступают к эвакуации людей и материальных ценностей. Тушение пожара организуется первичными средствами с момента обнаружения пожара. Пострадавшим при пожаре обеспечивается скорая медицинская помощь.

					<i>Социальная ответственность</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		103

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В выпускной квалификационной работе согласно поставленным задачам и цели:

- Рассмотрены типовые источники вибрации и шума центробежных насосов, а именно неправильное крепление насосного агрегата на фундамент, электромагнитные, механические и гидравлические неисправности, являющиеся источниками шума и вибрации;
- Изучены различные способы снижения вибрации центробежных насосов;
- Разработаны мероприятия по снижению вибрации и шума для объекта исследования ЦНСАн 300–600;
- Разработана конструкция рамы насосного агрегата под новые применяемые опоры SKF SM 36 – CS;
- Произведена проверка новой конструкции рамы на прочность в программном комплексе Inventor, согласно которой максимальное напряжение, возникающее в раме под нагрузкой, составляет 25,69 МПа, при допустимых 163,3 МПа для стали Ст3пс из которой выполнена рама.

В процессе проведения технико–экономического расчета была доказана конкурентоспособность данного технического решения, произведен SWOT – анализ и посчитан бюджет НТИ, основная часть которого приходится на заработную плату исполнителей и приобретения спецоборудования. Все, вышеперечисленные технико-экономические показатели проекта, позволяют сделать вывод о том, что разрабатываемые мероприятия экономически выгодны.

Также в данной работе были рассмотрены такие разделы социальной ответственности как производственная безопасность, экологическая безопасность, безопасность в чрезвычайных ситуациях, а также рассмотрены правовые и

					<i>Разработка мероприятий для уменьшения уровня шума и вибраций центробежных насосов на нефтеперекачивающих станциях</i>		
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>			
<i>Разраб.</i>	<i>Доля Н.Н.</i>				<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Руковод.</i>	<i>Зиякаев Г.Р.</i>					104	108
<i>Консульт.</i>					<i>Заключение</i>		
<i>Рук-ль ООП</i>	<i>Брицник</i>	<i>О.В.</i>					

организационные вопросы обеспечения безопасности на объектах нефтедобычи при проведении перекачки углеводородов с помощью ЦНС.

					<i>Заключение</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		105

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Поляков В.В. Насосы и вентиляторы: Учеб. для вузов / Поляков В.В., Скворцов Л.С. –Москва: Интеграл, 2014. – 336 с.
2. Дячек П.И. Насосы, вентиляторы, компрессоры: Учебное пособие. – Москва: Издательство АСВ, 2012. –432 с.
3. М.Д Айзенштейн «Центробежные насосы для нефтяной промышленности». Гостоптехиздат, 1957.
4. В.Я. Карелин. «Кавитационные явления в центробежных и осевых насосах». Издание 2-е, переработ. и доп. М., «Машиностроение», 1975
5. Сулейманов М.М. Шум и вибрация в нефтяной промышленности: справочное пособие / М. М. Сулейманов, Л. И. Вечхайзер. — Москва: Недра, 1990. — 160 с.
6. Гумеров А.Г. Диагностика оборудования нефтеперекачивающих станций / А. Г. Гумеров, Р. С. Гумеров, А. М. Акбердин. — Москва: Недра, 2003. — 347 с.
7. Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин: учебное пособие / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. — 8-е изд., перераб. и доп. — Москва: Академия, 2004. — 496 с.
8. Сериков Б.А. Рамы сварные Методические указания по выполнению курсового проекта по дисциплинам «Детали машин и основы конструирования» и «Прикладная механика» для студентов машиностроительных специальностей / Б.А. Сериков, К.В. Щедривый — Томск: Издательство Томского политехнического университета, 2009. — 41 с.
9. ГОСТ 21150-2017 Смазка Литол-24. Технические условия
10. ГОСТ 8240-97 Швеллера стальные горячекатаные
11. ГОСТ 7798-70 Болты с шестигранной головкой класса точности В. Конструкция и размеры

					<i>Разработка мероприятий для уменьшения уровня шума и вибраций центробежных насосов на нефтеперекачивающих станциях</i>		
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>			
<i>Разраб.</i>	<i>Доля Н.Н.</i>				<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Руковод.</i>	<i>Зиякаев Г.Р.</i>					106	108
<i>Консульт.</i>					<i>Список использованной литературы</i>		
<i>Рук-ль ООП</i>	<i>Бричник</i>	<i>О.В.</i>					

12. ГОСТ 380-2005 Сталь углеродистая обыкновенного качества. Марки
13. ГОСТ 535-2005 Прокат сортовой и фасонный из стали углеродистой обыкновенного качества. Общие технические условия
14. Паспорт ЦНСАн 300—600 производства «Гидромашсервис»
15. Паспорт SIMOTICS XP 1MB55-4-BB3
16. "Трудовой кодекс Российской Федерации" от 30.12.2001 N 197-ФЗ (ред. от 05.04.2021)
17. ГОСТ 12.0.003-2015 ССБТ. Опасные и вредные производственные факторы. Классификация
18. ГОСТ 12.1.003-2014 ССБТ. Шум. Общие требования безопасности
19. ГОСТ 24346-80 Вибрация. Термины и определения
20. ГОСТ Р ИСО 14738-2007. Безопасность машин. Антропометрические требования при проектировании рабочих мест машин.
21. ГОСТ Р ИСО 6385-2016. Эргономика. Применение эргономических принципов при проектировании производственных систем.
22. ГОСТ 31839-2012. Насосы и агрегаты насосные для перекачки жидкостей. Общие требования безопасности
23. ГОСТ 12.2.003-91 ССБТ. Оборудование производственное. Общие требования безопасности
24. ГОСТ 12.1.029-80 ССБТ. Средства и методы защиты от шума. Классификация
25. СН 2.2.4/2.1.8.566-96 «Производственная вибрация, вибрация в помещениях жилых и общественных зданий»
26. СанПиН 2.2.4.548-96 ФИЗИЧЕСКИЕ ФАКТОРЫ ПРОИЗВОДСТВЕННОЙ СРЕДЫ Гигиенические требования к микроклимату производственных помещений
27. ГОСТ Р 56167-2014 ВЫБРОСЫ ЗАГРЯЗНЯЮЩИХ ВЕЩЕСТВ В АТМОСФЕРУ
28. Федеральный закон от 21.07.1997 N 116-ФЗ (ред. от 08.12.2020) "О промышленной безопасности опасных производственных объектов"

					Список использованной литературы	Лист
						107
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

29. ГОСТ 12.1.007-76 ССБТ. Вредные вещества. Классификация и общие требования безопасности
30. Приказ Ростехнадзора от 15.12.2020 N 536 "Об утверждении федеральных норм и правил в области промышленной безопасности "Правила промышленной безопасности при использовании оборудования, работающего под избыточным давлением"
31. ГОСТ 12.1.019-2017 ССБТ. Электробезопасность. Общие требования и номенклатура видов защиты
32. ГОСТ 12.1.004-91 ССБТ. Пожарная безопасность. Общие требования
33. ГОСТ 12.1.005-88 ССБТ. Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны

					<i>Список использованной литературы</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		108