

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

Инженерная школа природных ресурсов (ИШПР)
 Направление подготовки (специальность) 21.04.01 «Нефтегазовое дело»
 Профиль «Надежность и долговечность газонефтепроводов и хранилищ»
 Отделение нефтегазового дела

МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

Тема работы
«Оценка технического состояния центробежных машин на нефтеперекачивающих станциях и моделирование их неисправностей»

УДК: 621.671:622.692.4.052

Студент

Группа	ФИО	Подпись	Дата
2БМ81	Романов Е.С.		

Руководитель

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент ОНД	Рудаченко А.В.	к.т.н., доцент		

КОНСУЛЬТАНТЫ:

По разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Романюк В.Б.	к.э.н., доцент		

По разделу «Социальная ответственность»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Ассистент	Черемискина М.С.	-		

Консультант-лингвист

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент ОИЯ	Поздеева Г.П.	к.ф.н., доцент		

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ:

Руководитель ООП	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
ОНД ИШПР	Шадрина А.В.	к.т.н., доцент		

ПЛАНИРУЕМЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ОБУЧЕНИЯ

по Основной образовательной программе подготовки магистров
по направлению **21.04.01 «Нефтегазовое дело»**,
Профиль подготовки: Надежность газонефтепроводов и хранилищ

<i>Кодрезультата</i>	<i>Результат обучения (выпускник должен быть готов)</i>
В соответствии с общекультурными, общепрофессиональными и профессиональными компетенциями	
P1	Приобретение профессиональной эрудиции и широкого кругозора в области гуманитарных и естественных наук и использование их в профессиональной деятельности
P2	Уметь анализировать экологические последствия профессиональной деятельности в совокупности с правовыми, социальными и культурными аспектами и обеспечивать соблюдение безопасных условий труда
P3	Уметь самостоятельно учиться и непрерывно повышать квалификацию в течение всего периода профессиональной деятельности
P4	Грамотно решать профессиональные инженерные задачи с использованием современных образовательных и информационных технологий
<i>в области производственно-технологической деятельности</i>	
P5	Управлять технологическими процессами, эксплуатировать и обслуживать оборудование нефтегазовых объектов
P6	Внедрять в практическую деятельность инновационные подходы для достижения конкретных результатов
<i>в области организационно-управленческой деятельности</i>	
P7	Эффективно работать индивидуально и в коллективе по междисциплинарной тематике, организовывать работу первичных производственных подразделений, обеспечивать корпоративные интересы и соблюдать корпоративную этику
P8	Осуществлять маркетинговые исследования и участвовать в создании проектов, повышающих эффективность использования ресурсов
<i>в области экспериментально-исследовательской деятельности</i>	
P9	Определять, систематизировать и получать необходимые данные для экспериментально-исследовательской деятельности в нефтегазовой отрасли
P10	Планировать, проводить, анализировать, обрабатывать экспериментальные исследования с интерпретацией полученных результатов с использованием современных методов моделирования и компьютерных технологий
<i>в области проектной деятельности</i>	
P11	Способность применять знания, современные методы и программные средства проектирования для составления проектной и рабочей и технологической документации объектов бурения нефтяных и газовых скважин, добычи, сбора, подготовки, транспорта и хранения углеводородов

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

Инженерная школа природных ресурсов (ИШПР)
 Направление подготовки (специальность) 21.04.01 «Нефтегазовое дело»
 Профиль «Надежность газонефтепроводов и хранилищ»
 Уровень образования магистратура
 Отделение нефтегазового дела
 Период выполнения _____ (осенний / весенний семестр 2019/2020 учебного года)

Форма представления работы:

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)
05.04.2020	<i>Введение</i>	
13.04.2020	<i>Обзор литературы</i>	
20.04.2020	<i>Failures of centrifugal machines</i>	
20.04.2020	<i>Классификация дефектов центробежных насосных агрегатов</i>	
03.05.2020	<i>Виброизмерительное портативное устройство АДП-3101</i>	
04.05.2020	<i>Вибрационная диагностика дебаланса в ЦНА с применением лабораторного стенда.</i>	
10.05.2020	<i>Социальная ответственность</i>	
14.05.2020	<i>Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение</i>	
17.05.2020	<i>Заключение</i>	
17.05.2020	<i>Презентация</i>	
	<i>Итого</i>	

Составил преподаватель:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент ОНД	Рудаченко А.В.	к.т.н., доцент		

СОГЛАСОВАНО:

Руководитель ООП	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
ОНД ИШПР	Шадрина А.В.	к.т.н., доцент		

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

Инженерная школа природных ресурсов (ИШПР)
 Направление подготовки (специальность) 21.04.01 «Нефтегазовое дело»
 Профиль «Надежность газонефтепроводов и хранилищ»
 Отделение нефтегазового дела

УТВЕРЖДАЮ:
 Руководитель ООП ОНД ИШПР

 (Подпись) (Дата) Шадрин А.В. (Ф.И.О.)

ЗАДАНИЕ
на выполнение выпускной квалификационной работы

В форме:

магистерской диссертации

Студенту:

Группа	ФИО
2БМ81	Романову Егору Сергеевичу

Тема работы:

«Оценка технического состояния центробежных машин на нефтеперекачивающих станциях и моделирование их неисправностей»
--

Утверждена приказом директора (дата, номер)	от
---	----

Срок сдачи студентом выполненной работы:	21.05.2020г.
--	--------------

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><i>Объект исследования:</i> Лабораторный центробежный стенд для физического моделирования неисправностей центробежных насосных агрегатов.</p> <p><i>Характеристики центробежного лабораторного стенда:</i> Частота вращения.....50,8 Гц Протяженность.....3048 об/мин</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>	<p>Произвести литературный обзор по теме Оценка технического состояния центробежных машин на нефтеперекачивающих станциях и моделирование их неисправностей. Выполнить анализ параметров вибрации. Сделать выводы о целесообразности.</p>
--	---

<p>Перечень графического материала <i>(с точным указанием обязательных чертежей)</i></p>	<ol style="list-style-type: none"> 1. Графики зависимости N1 от M1 для бездефектного состояния. 2. Графики зависимости N1 от M1 при дефекте рабочего колеса 3. Графики зависимости N1 от M1 при дефекте подшипника. 4. Графики зависимости N1 от M1 при расцентровке валов электродвигателя и центробежной установки.
---	---

Консультанты по разделам выпускной квалификационной работы
(с указанием разделов)

Раздел	Консультант
«Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»	Романюк В.Б., к.э.н. ОНД, ИШПР
«Социальная ответственность»	Черемискина М.С., ассистент ООД, ШБИП
«Иностранный язык»	Поздеева Г.П., к.ф.н., доцент

Названия разделов, которые должны быть написаны на русском и иностранном языках: реферат (abstract), зарубежный опыт (foreign experience).

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

Задание выдал руководитель:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент ОНД	Рудаченко Александр Валентинович	к.т.н., доцент		19.09.2018

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
2БМ81	Романов Егор Сергеевич		19.09.2018

ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА «ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ, РЕСУРСООБЪЕКТИВНОСТЬ И РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ»

Студенту:

Группа	ФИО
2БМ81	Романову Егору Сергеевичу

Инженерная школа	Природных ресурсов	Отделение	Нефтегазового дела
Уровень образования	магистратура	Направление/специальность	21.04.01 «Нефтегазовое дело» профиль <u>«Надежность газонефтепроводов и хранилищ»</u>

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

1. Стоимость ресурсов научного исследования (НИ): материально-технических, энергетических, финансовых, информационных и человеческих	Расчет сметной стоимости выполняемых работ, согласно применяемой техники и технологии
2. Нормы и нормативы расходования ресурсов	Нормы расхода материалов, тарифные ставки заработной платы рабочих, нормы амортизационных отчислений, нормы времени на выполнение операций, нормы расхода материалов, инструмента и др.
3. Используемая система налогообложения, ставки налогов, отчислений.	Ставка налога на прибыль 20 %; Страховые взносы 30%; Налог на добавленную стоимость 20%

Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:

1. Оценка коммерческого потенциала, перспективности и альтернатив проведения НИ с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения	Технико-экономическое обоснование целесообразности внедрения новой техники или технологии выполнения работ
2. Планирование и формирование бюджета научных исследований	Линейный график выполнения работ
3. Определение ресурсной (ресурсосберегающей), финансовой, бюджетной, социальной и экономической эффективности исследования	Расчет экономической эффективности внедрения новой техники или технологии

Перечень графического материала (с точным указанием обязательных чертежей):

1. Оценка готовности проекта к коммерциализации
2. Матрица SWOT
3. График проведения НИ
4. Расчет затрат на проведение мероприятий по диагностике технического состояния трубопровода.

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

Задание выдал консультант:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
	Романюк В.Б.	к.э.н, доцент-		

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
2БМ81	Романов Е.С.		

**ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА
«СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ»**

Студенту:

Группа	ФИО
2БМ81	Романову Егору Сергеевичу

Инженерная школа	Природных ресурсов	Отделение	Нефтегазового дела
Уровень образования	магистратура	Направление/специальность	21.04.01 «Нефтегазовое дело», профиль <u>«Надежность газонефтепроводов и хранилищ»</u>

Оценка технического состояния центробежных машин на нефтеперекачивающих станциях и моделирование их неисправностей

Исходные данные к разделу «Социальная ответственность»:

1. Характеристика объекта исследования (вещество, материал, прибор, алгоритм, методика, рабочая зона) и области его применения	Объектом исследования является лабораторный стенд, включающий в себя центробежную машину, которая используется в газонефтеперерабатывающем производстве.
--	--

Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:

<p>1. Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности:</p> <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 №197 – ФЗ (ред. от 03.07.2016) (с изм. и доп., вступ. в силу с 01.01.2017) // СПС «Консультант Плюс». - Конституция Российской Федерации (принята всенародным голосованием 12.12.1993) (с учетом поправок, внесенных Законами РФ о поправках к Конституции РФ от 30.12.2008 № 6-ФКЗ, от 30.12.2008 № 7-ФКЗ, от 05.02.2014 № 2-ФКЗ, от 21.07.2014 № 11-ФКЗ) // СПС «Консультант Плюс» - ГОСТ 12.2.061-81 Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Оборудование производственное. Общие требования безопасности к рабочим местам
<p>2. Производственная безопасность</p> <p>2.1 Анализ выявленных вредных и опасных факторов;</p> <p>2.2 Обоснование мероприятий по снижению воздействия</p>	<p style="text-align: center;">Вредные факторы</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Повышенный уровень шума; 2. Повышенная запыленность и загазованность воздуха рабочей зоны; 3. Повышенный уровень вибрации; 4. Недостаточная освещенность. <p style="text-align: center;">Опасные факторы: Электрический ток</p>
<p>3. Экологическая безопасность:</p>	Работа осуществлялась за персональным компьютером, который работает от сети переменного тока (220 В).

	<p>Влияния на окружающую среду: На атмосферу: выброс выделение паров метана. На гидросферу: загрязнение водостоков в ходе монтажных работ. На литосферу: деградация почвы, что влияет на ее плодородность при монтаже бетонных блоков.</p>
<p>4. Безопасность в чрезвычайных ситуациях</p>	<p>При оценке технического состояния центробежных машин на нефтеперекачивающих станциях, в том числе в условиях лабораторного исследования, нужно строго соблюдать правила техники безопасности. При этом необходимо руководствоваться нормативными документами.</p> <p>Планы ликвидации возможных аварий разрабатываются и рассматривается специальной комиссией.</p>

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

Задание выдал консультант:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Ассистент	Черемискина М.С.	-		

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
2БМ81	Романов Егор Сергеевич		

РЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа 193 с., 21 рис., 48 табл., 57 источника.

Ключевые слова: вибродиагностика, анализ, мониторинг, расчёт, центробежный лабораторный стенд, виброанализ, испытание, динамика изменения, надёжность, методика решения, метод главных компонент, прогнозирование технического состояния агрегатов.

Объектом исследования. Лабораторный центробежный стенд для физического моделирования неисправностей, портативный анализатор диагностический АДП-3101.

Цель работы – повышение ресурсоэффективности ЦНА, на основе определения текущего технического состояния и планирования технического обслуживания и ремонта с использованием методов комплексной диагностики, путём выделения области признаков текущего состояния ЦНА.

В процессе исследования проводились балансировка центробежной машины, измерение вибрации установки при различных дефектах, измерение числа оборотов центробежной машины, определение дебаланса, анализ вибраций при дефекте подшипника, анализ вибрации при расцентровке валовэлектродвигателя и центробежного лабораторного стенда. Контроль текущего технического состояния возможен на основе анализа диагностических признаков эксплуатационных параметров агрегата. В дополнении к эксплуатационным параметрам (температура узлов, потребляемая мощность, напор, виброскорость, виброускорение, виброперемещение, спектральные данные, СКЗ). Одним из основных диагностических признаков является определение параметров вибрационных характеристик. Большое количество параметрических признаков и диагностических параметров осложняет текущий диагноз, и усложняет аппаратное обеспечение процесса. Решение задач возможно за счёт изменения алгоритмов сбора и обработки диагностической информации, и выделения области комплексных диагностических признаков. Основные конструктивные, технологические и технико-эксплуатационные характеристики: технология и организация выполнения работ, подготовительные работы, монтаж центробежной машины, проведение центровки центробежной машины, настройка диагностического виброанализатора.

					Оценка технического состояния центробежных машин на нефтеперекачивающих станциях и моделирование их неисправностей			
Изм.	Лист	№ докум.№	Подпись	Дата				
Разраб.		Романов Е.С.			Реферат	Лит.	Лист	Листов
Руковод.		Рудаченко А.В.					9	177
Консульт.К						НИ ТПУ гр. 2БМ81		
Рук-ль		Шадрина А.В.						

ABSTRACT

The master's thesis includes 193 pages of text material, 21 figures, 48 tables, 57 sources, 3apps.

Key words: vibrodiagnostics, analysis, monitoring, calculation, centrifugal laboratory stand, vibroanalysis, testing, dynamics of change, reliability, method of solution, method of main components, forecasting of technical condition of aggregates.

The object of the study. Laboratory centrifugal stand for physical modeling of malfunctions, portable diagnostic analyzer ADP-3101.

The aim of the work is to increase the resource efficiency of the TSNA, based on the determination of the current technical condition and planning of maintenance and repair using integrated diagnostic methods, by isolating the area of signs of the current state of the TSNA.

In the course of the research, balancing of the centrifugal machine, measuring the vibration of the apparatus for various defects, measuring the rotational speed of the centrifugal machine, determining the unbalance, analyzing the vibrations in the case of a bearing defect, analyzing the vibration during the alignment of the motor shafts and the centrifugal laboratory stand were carried out. Monitoring of the current technical condition is possible because of an analysis of the diagnostic features of the operational parameters of the unit. In addition to the operational parameters (knot temperature, power consumption, head, vibration velocity, vibration acceleration, vibration displacement, spectral data, RMS). One of the main diagnostic features is the determination of the parameters of vibration characteristics. A large number of parametric signs and diagnostic parameters complicates the current diagnosis, and complicates the hardware support of the process. The solution of problems is possible due to changes in the algorithms for the collection and processing of diagnostic information, and the identification of a region of complex diagnostic features.

					Оценка технического состояния центробежных машин на нефтеперекачивающих станциях и моделирование их неисправностей			
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата				
Разраб.		Романов Е.С.			<i>Abstract</i>	Лит.	Лист	Листов
Руковод.		Рудаченко А.В.					11	177
Консульт.						НИ ТПУ гр. 2БМ81		
Рук-ль ООП		Шадрина А.В.						

The main design, technological and technical-operational characteristics: technology and organization of work execution, preparatory works, installation of a centrifugal machine, centrifugal machine alignment, adjustment of a diagnostic vibration analyzer.

Applications: Oil pumping stations.

Economic efficiency / significance of the work. Maintenance costs are less than with maintenance of centrifugal machines without analysis and fault monitoring.

In the future, it is planned to simplify the technology for analyzing and monitoring centrifugal machines, introducing a software package for analyzing vibrations, and increasing the speed of processing the vibration spectrum.

					<i>Abstract</i>	Лист
						12
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

ОПРЕДЕЛЕНИЯ, ОБОЗНАЧЕНИЯ, СОКРАЩЕНИЯ, НОРМАТИВНЫЕ ССЫЛКИ

Нормативные ссылки

В работе использованы ссылки на следующие нормативные документы:

- ГОСТ Р 53565-2009 Контроль состояния и диагностика машин. Мониторинг состояния оборудования опасных производств. Вибрация центробежных насосных и компрессорных агрегатов.
- ГОСТ 26875-86 Вибрация. Аппаратура переносная балансировочная. Технические требования
- ГОСТ Р 55265.7-2012 Вибрация. Контроль состояния машин по измерениям вибрации на невращающихся частях. Часть 7. Насосы динамические промышленные.
- ГОСТ ИСО 7919-1-2002 Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на вращающихся валах. Общие требования.
- ГОСТ 20815-93 Машины электрические вращающиеся. Механическая вибрация некоторых видов машин с высотой оси вращения 56 мм и более. Измерение, оценка и допустимые значения
- ГОСТ ИСО 10816-3-2002 Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на невращающихся частях. Часть 3. Промышленные машины номинальной мощностью более 15 кВт и номинальной скоростью от 120 до 15000 об/мин.
- ГОСТ ИСО 10817-1-2002 Вибрация. Системы измерений вибрации вращающихся валов. Часть 1. Устройство для снятия сигналов относительной и абсолютной вибрации

					Оценка технического состояния центробежных машин на нефтеперекачивающих станциях и моделирование их неисправностей			
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	<i>ОПРЕДЕЛЕНИЯ, ОБОЗНАЧЕНИЯ, СОКРАЩЕНИЯ, НОРМАТИВНЫЕ ССЫЛКИ</i>	Лит.	Лист	Листов
Разраб.		Романов Е.С.					13	177
Руковод.		Рудаченко А.В.				НИ ТПУ гр. 2БМ81		
Консульт.								
Рук-ль ООП		Шадрина А.В.						

ГОСТ 12.1.010-76 ССБТ. Взрывобезопасность. Общие требования
ГОСТ 12.2.011-2012 ССБТ. Машины строительные, дорожные и
землеройные. Общие требования безопасности

Определения

В работе используются следующие термины с соответствующими определениями:

обслуживание после отказа: Техническое обслуживание, выполняемое после отказа машины.

обслуживание по состоянию: Техническое обслуживание, выполняемое на основе данных о техническом состоянии машины.

контроль (технического) состояния: Сбор и обработка данных, характеризующих техническое состояние машины в разные моменты времени.

диагностирование: Анализ диагностических признаков или комплексов диагностических признаков с целью определения природы неисправности или отказа (вида, места, степени развития).

отказ: Утрата объектом способности выполнять требуемую функцию.

неисправность: Состояние объекта, когда один из его элементов или группа элементов проявляют признаки деградации или нарушения работы, что может привести к отказу машины.

характеристики машины: Характерные показатели, качества и свойства машины (ее частей/узлов), описывающие конструкцию, эксплуатационные качества и возможности, режимы работы.

					ОПРЕДЕЛЕНИЯ, ОБОЗНАЧЕНИЯ, СОКРАЩЕНИЯ, НОРМАТИВНЫЕ ССЫЛКИ	Лист
						14
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Оглавление

Введение	18
1 Литературный обзор.....	20
1.1 Центробежные машины.....	20
1.2. Центровка центробежных машин	21
1.3. Основные причины нарушения центровки в процессе эксплуатации.....	21
1.4 Роль вибродиагностики в обеспечении надёжности центробежных машин.....	22
1.5 Колебания центробежных машин	23
1.6 Относительные колебания валов	25
1.7 Абсолютные колебания опор	25
1.8 Общие требования к измерению вибрации	26
2 Резонанс крутильных колебаний центробежных насосов вследствие кавитационной эрозии колес насоса.....	28
2.1 Исследуемые насосы и их система	29
2.2 Экспериментальные исследования и испытания	29
2.3 Характеристика повреждений компонентов насоса.....	31
2.3.1 Валы	31
2.3.2 Рабочие колеса и спиральные корпуса	32
2.3.3 Героторные насосы.....	35
2.4 Экспериментальная схема для измерения вибрации.....	38
2.5 Разработка бесконтактных методов мониторинга	43
3 Анализ вибрации	46
3.1 Основные виды анализа и область их применения	47
3.2 Анализ относительной вибрации.....	52
3.3 Спектральный анализ	53
3.4 Анализ временной формы вибрационного сигнала	57
4 Классификация дефектов центробежных насосных агрегатов (ЦНА).....	61
4.1 Возникновение вибрации при неисправности крепления агрегатов на фундаменте.....	64
4.2 Классификация дефектов рабочего колеса центробежных насосных агрегатов.	67
4.3 Классификация дефектов подшипников центробежных насосных агрегатов.	70
4.4 Классификация дефектов валов насоса и электродвигателя центробежных насосных агрегатов	72

					Оценка технического состояния центробежных машин на нефтеперекачивающих станциях и моделирование их неисправностей			
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата				
Разраб.		Романов Е.С.			<i>Введение</i>	Лит.	Лист	Листов
Руковод.		Рудаченко А.В.					15	177
Консульт.						НИ ТПУ гр. 2БМ81		
Рук-ль ООП		Шадрина А.В.						

4.5 Проверка вертикальности общей линии валов ЦНА	77
5 Виброизмерительное портативное устройство АДП-3101	81
5.1 Описание прибора АДП-3101	81
6 Вибрационная диагностика дебаланса в ЦНА с применением лабораторного стенда.	84
6.1 Сравнение результатов исследования. Вибрационная диагностика в центробежной установке при дефекте рабочего колеса.	85
6.2 Сравнение результатов исследования. Вибрационная диагностика в центробежной установке при дефекте подшипника.	100
6.3 Сравнение результатов исследования. Вибрационная диагностика центробежной установки при потере соосности валов центробежной лабораторной установки (расцентровка валов).	112
6.4 Сравнение результатов исследования вибраций при различных дефектах.	125
7. Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение	129
7.1 Оценка коммерческого потенциала и перспективности проведения научных исследований с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения	129
7.1.1 SWOT- анализ	130
7.2 Планирование научно-исследовательских работ	131
7.2.1 Оценка готовности проекта к коммерциализации	131
7.2.2 Инициация проекта	133
7.2.3 Структура работ в рамках научного исследования	134
7.2.4 Бюджет научно-технического исследования	136
8 Социальная ответственность	141
8.1 Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности	142
8.2 Производственная безопасность	143
8.2.1 Повышенный уровень шума на рабочем месте.	144
8.2.2 Повышенная загазованность и запыленность воздуха рабочей зоны.	145
8.2.3 Повышенный уровень вибрации.	147
8.2.4 Электрический ток	147
8.2.5 Недостаточная освещенность рабочей зоны.	149
8.3 Экологическая безопасность	149
8.4 Безопасность в чрезвычайных ситуациях	151
8.4.1 Анализ вероятных ЧС	151
8.4.2 Обоснование мероприятий по предотвращению ЧС и разработка порядка действия в случае возникновения ЧС	152
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	155
СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ	157
ПРИЛОЖЕНИЯ	162

ВВЕДЕНИЕ

Нефтеперекачивающие станции являются важным элементом магистрального трубопровода. Повышение энергии перекачиваемого продукта осуществляется нагнетательными машинами (центробежными насосными агрегатами). Аварийная остановка центробежных насосных агрегатов (ЦНА) в большинстве случаев связана с разрушением элементов нагнетательных машин. Поэтому для повышения надёжности работы центробежных насосных агрегатов необходим контроль воздействующих сил и оценка технического состояния. Для проведения ремонтно-восстановительных работ необходима оценка технического состояния центробежных машин для снижения действующих сил и замены деталей, которые подверглись износу.

Цель работы: повышение ресурсоэффективности ЦНА, на основе определения текущего технического состояния и планирования технического обслуживания и ремонта.

Задачи: анализ возможных методов определения текущего технического состояния, исследование признаков, характеризующих состояние объекта, разработка метода анализа признаков, выбор и обоснование методов принятия решения о состоянии оборудования

Новизна: Контроль текущего технического состояния возможен на основе анализа диагностических признаков эксплуатационных параметров агрегата. В дополнении к эксплуатационным параметрам (температура узлов, потребляемая мощность, напор, виброскорость, виброускорение, виброперемещение, спектральные данные, СКЗ). Одним из основных диагностических признаков является определение параметров вибрационных характеристик.

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

В настоящее время межремонтные периоды эксплуатации ЦНА установлены по среднестатистическим нормам. Это в свою очередь приводит к преждевременной остановке ЦНА или недоиспользованию ресурса агрегатов, что приводит к повышенным эксплуатационным расходам. Установленные нормы в полной мере не учитывают индивидуальные конструктивные и технологические особенности используемого оборудования, а также конкретные условия работы ЦНА.

Для снижения действующих сил необходимо выявить причины их роста. То есть, необходим анализ работы машин, основой которого является определение зависимости действующих сил от технического состояния и условий эксплуатации ЦНА. Конструктивным элементом ЦНА, непосредственно является валопровод с рабочим колесом. Поэтому техническое состояние валопровода в основном и определяет соответствие ЦНА к предъявленным требованиям. Валопровод является конструктивным элементом ЦНА и представляет собой сложную техническую систему.

Эта система состоит из ряда элементов (вал с рабочим колесом или колёсами, подшипники, подшипниковые стойки, муфты и электродвигатель), оказывающих различное влияние на надёжность и долговечность работы центробежных насосных агрегатов.

Диагностика позволяет своевременно обнаружить отклонения технического состояния агрегатов от нормы (до появления необратимых процессов), установить причины отклонений и устранить их с минимальными затратами. Оценка технического состояния ЦНА в целом должна основываться на указанных методах технической диагностики.

В данной работе рассматриваются основы диагностики ЦНА как механической системы по внешним параметрам, а именно, методы вибрационной диагностики, основанной на измерении и анализе параметров вибрации. К основным задачам технического диагностирования относятся:

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

- оценка технического состояния лабораторной центробежной установки путём сравнения значений диагностических параметров с его минимальными рабочими и предельно допустимыми значениями (в нашем случае значений, которые соответствуют рабочему состоянию лабораторного стенда для измерения вибрации);
- выявление зарождающихся дефектов и причин их возникновения;
- разработка рекомендаций и заключений о возможности дальнейшей эксплуатации лабораторного стенда.

Значения вибрации будут обработаны при помощи Python, а именно будет применен Метод Главных Компонент (РСА)

					<i>Введение</i>	Лист
						19
Изм.	Лист	№ докум.№	Подпись	Дата		

1 Литературный обзор

1.1 Центробежные машины

Центробежные насосы в нефтяной промышленности применяют для перекачки различных жидкостей. Центробежные насосы, турбогазоводувки, турбокомпрессоры, турбовоздуходувки, паровые и газовые турбины относятся к центробежным машинам. Центробежные машины перекачивают взрывоопасные и токсичные газы. Поэтому при ремонте центробежных машин и оборудования большое значение приобретают требования, предъявляемые к сборке и качеству ремонта, как всей центробежной машины, так и отдельных деталей, узлов, так как неисправности в насосах, компрессорах и их узлах приводят к нарушению технологического режима, авариям и несчастным случаям. Для привода центробежных машин обычно применяют электродвигатели и газотурбинные двигатели. Удобно, когда центробежная машина предназначена для нагнетания природного газа, который используется в качестве топлива для газовой турбины для меньших затрат. В состав установки помимо машин, предназначенных непосредственно для нагнетания газа, входят также центробежные машины, обслуживающие газовую турбину и электрогенераторы, используемые для получения электроэнергии. Такие агрегаты называются газотурбинными установками [1].

					Оценка технического состояния центробежных машин на нефтеперекачивающих станциях и моделирование их неисправностей			
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата				
Разраб.		Романов Е.С.			<i>Литературный обзор</i>	Лит.	Лист	Листов
Руковод.		Рудаченко А.В.					20	177
Консульт.						НИ ТПУ гр. 2БМ81		
Рук-ль ООП		Шадрина А.В.						

1.2. Центровка центробежных машин

Центровка роторных машин необходима в связи с тем, что сопрягаемые в муфте валы ротора часто не являются горизонтальным продолжением друг друга. При этом возникают ситуации:

- перекося валов в муфте,
- параллельное смещение валов,
- излом валов (и перекося и параллельное смещение).

Такое положение валов вызывает появление динамических сил, приводящих к вибрации на 2, 3 иногда 4 гармониках оборотной частоты. Поэтому вибродиагностическим признаком расцентровки является появление высших гармоник в осевой вибрации агрегата. Одним из радикальных средств снижения вибрации является качественная центровка насоса и электродвигателя, приводящая к тому, что под нагрузкой вибрация электродвигателя снижается на 20 - 30% по сравнению с вибрацией в не агрегированном состоянии [3].

1.3. Основные причины нарушения центровки в процессе эксплуатации

Под центровкой агрегата понимается производство ряда операций, обеспечивающих в рабочем положении агрегата правильное геометрическое расположение деталей и совпадение осей роторов с осями подшипников и корпусов.

При монтаже агрегата последовательно производится центровка: 1-ая - по уровню и струне; 2-ая - по расточкам под уплотнения; 3-ая - по полумуфтам.

Центровка по уровню и струне обеспечивает нормальное расположение деталей роторов и корпусов подшипников в вертикальной и горизонтальной плоскостях. Центровка по расточкам позволяет обеспечить совпадение осей вращения ротора и расточки корпуса, что обеспечивает минимальные и

					<i>Литературный обзор</i>	Лист
						21
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

равномерно распределенные радиальные зазоры в уплотнениях и проточной части. Завершающим этапом центровки является центровка по полумуфтам. Выполнение этой операции обеспечивает такое взаимное расположение роторов, когда ось электрической машины является продолжением оси вала центробежной машины, а ось всей центробежной машины с приводом является одной непрерывной линией. Этот заключительный этап центровки позволяет проконтролировать все предыдущие этапы [2].

Проверка центровки по полумуфтам является обязательной при капитальном ремонте, поскольку в процессе длительной эксплуатации, как правило, происходит смещение корпусов подшипников относительно мест их установки.

1.4 Роль вибродиагностики в обеспечении надёжности центробежных машин

В связи с огромной информационной емкостью виброакустических процессов, сопровождающих бесперебойное функционирование машин и механизмов, использованию современной микропроцессорной техники и новых методов обработки измерительной информации, требования обеспечения комплексной оценки технического состояния машинного оборудования в рабочих условиях без его демонтажа выдвигают на передний план именно методы пьезоэлектрической диагностики как самой чувствительной к изменению колебаний объекта исследования под воздействием возникших неисправностей [7].

Качество работы любой технической системы, характеризующееся точностью и эффективностью функционирования, несёт тенденцию со временем наработки к изменению свойств материалов изделий под влиянием внешних и внутренних факторов. Нарушение работоспособности системы в теории надёжности называется отказом. По физической сущности отказы механической системы делятся на внезапные и постепенные. Внезапные отказы

					<i>Литературный обзор</i>	Лист
						22
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

чаще всего возникают из-за технологических и конструктивных дефектов, или внезапных внешних воздействий.

Постепенные отказы возникают из-за старения, накопления повреждений в результате изнашивания, усталости, пластических деформаций, коррозии, эрозии и других физико-химических процессов, которые протекают в материалах изделий при эксплуатации центробежного оборудования. Хотя отказы центробежных машин являются случайными событиями, их вызывают определенные процессы, зависящие от ряда факторов: принципа действия изделия, конструктивных особенностей, используемых материалов, технологии изготовления, режимов и условий работы [7].

1.5 Колебания центробежных машин

При эксплуатации центробежных машин бывает два принципиально различных метода измерения вибраций - при помощи датчиков измерения абсолютных колебаний и относительных колебаний. Вибрация центробежных машин создаётся преимущественно их вращающимися частями (ротор электрической центробежной машины и ротор самого центробежного агрегата) и пульсациями давления, которые возникают при перекачке центробежной машиной какой-либо из сред. Самым главным возбудителем вибраций является неуравновешенность роторов насоса и электродвигателя центробежной машины.

Вызванные дебалансом центробежные силы побуждают ротор и вал ротора к колебаниям рисунок 1. Через подшипники качения колебания передаются на опоры и на фундамент центробежной машины. Колебания, которые возникают на центробежной машине зависят от различных параметров. Самые существенные из них: жесткость и демпфирование масляной пленки, опор и фундаментов, масса роторов, опор и фундаментов [5].

					<i>Литературный обзор</i>	Лист
						23
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

1.6 Относительные колебания валов

Ротор, имеющий дисбаланс, приводит к колебаниям вала и самой установки в целом. Центр вала движется во время вращения по кинетической траектории вала.

Если применяются изотропные вал и подшипники кинетическая траектория, вызванная дисбалансом, составляет круг для каждого сечения ротора. Но чаще всего для центробежных машин применяют анизотропные подшипники, т.е. они имеют разную податливость в своих обоих главных направлениях жесткости. Из-за этого их кинетическая траектория вала принимает характер эллипса, которая может приобрести форму прямой. Величина, форма и положение кинетической траектории вала изменяется в зависимости от частоты вращения центробежной машины. Обычно кинетические траектории с наибольшим отклонением от оси вращения достигают максимума при критической частоте вращения вала.

Кинетическая траектория вала содержит все информации о колебаниях вала ротора. Для получения кинетической траектории вала в одной радиальной плоскости ротора следует закрепить два датчика относительной вибрации в двух перпендикулярных к друг другу направлениях).

1.7 Абсолютные колебания опор

Колебания вала центробежной машины представляют собой непосредственную реакцию ротора на воздействующие на него переменные усилия. Через реагирующую как пружина пленку масла подшипника скольжения или через тело качения подшипника качения частично колебания вала передаются на саму опорную конструкцию, на раму и на фундамент где жестко крепится центробежная машина с механизмами. Такие колебания представляют косвенную реакцию на усилия ротора и называются колебаниями опор [6].

					<i>Литературный обзор</i>	Лист
						25
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Соотношение величин между колебаниями вала ротора и возникающими на поверхности машины колебаниями опор зависит от различных факторов влияния. Из-за этого их нельзя заранее с уверенностью предопределить. Вообще же, как правило, на основании колебаний вала заключений по поводу колебаний опор, и наоборот, делать нельзя. При абсолютных колебаниях опор, рассматриваются колебания, которые возникают на поверхности центробежной машины и на опорах, к которым эта машина крепится. Эти колебания чаще всего измеряются без особых трудностей в трех координатных направлениях на корпусах подшипниковых опор.

1.8 Общие требования к измерению вибрации

Для правильного замера параметров колебаний необходимо соблюдать следующие правила:

- Рабочий частотный и динамический диапазоны не должны быть ограничены в следствие ненадежного крепления акселерометра;
- Добавлении присущей акселерометрам массы не должно обусловить динамических характеристик вибрирующего объекта;
- Места крепления акселерометров должны быть точно определены и должны допускать многократное крепление используемых вибродатчиков;
- Необходимо как можно лучше подготовить поверхность (ровность, гладкость и чистота) исследуемого объекта (связано с собственной частотой колебаний акселерометра);
- Необходимо учитывать совпадение оси максимальной чувствительности закрепленного акселерометра с направлением, соответствующим условиям обследования (для уменьшения поперечной чувствительности акселерометра);

					<i>Литературный обзор</i>	Лист
						26
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

- Места крепления акселерометров нужно выбирать с учетом достижения как можно коротких и определенных путей распространения механических колебаний от источников к вибродатчикам. Между источником колебаний и местами крепления акселерометров должны находиться только жесткие элементы, в то время как упругие и/или демпфирующие элементы (пружины, прокладки, крышки) нужно по мере возможности исключить [7].

					<i>Литературный обзор</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		27

2 Резонанс крутильных колебаний центробежных насосов вследствие кавитационной эрозии колес насоса

Основная цель исследования заключалась в выяснении причины возникновения трещин в валах насоса. Исследование показало, что повреждения были вызваны, главным образом, резонансом между собственными вибрациями вращения вала и колебаниями давления, связанными с частотой вращения вала и числом лопастей рабочего колеса. Резонанс возник в результате интенсивной эрозии рабочих колес насоса, вызванной кавитацией, что повлияло на сокращение массы рабочего колеса примерно на 20%.

Исследование включает в себя: распознавание эрозионных повреждений, испытания рабочих условий исследуемых насосов, спектральный анализ колебаний давления, создаваемых системой лопаток насоса, а также анализ прочности вала насоса и частот его естественных изгибных и крутильных колебаний.

Центробежные насосы, питающие систему охлаждения двух дизель-генераторных установок на одной из береговых электростанций, имели повреждения, вызванные переломами вала. Поломки произошли на четырех насосах примерно после 1900, 2100, 2400 и 3000 часов работы соответственно. В каждом из случаев были обнаружены существенные повреждения, вызванные кавитацией рабочих колес насоса и спиральных корпусов.

На наш взгляд, отказ насосов был вызван факторами, которые возникли во время работы насосов и ввиду условий их эксплуатации. Анализ, основанный на результатах инспекции на месте, результаты измерений и испытаний, а также соответствующие расчеты, выполненные на основе

					Оценка технического состояния центробежных машин на нефтеперекачивающих станциях и моделирование их неисправностей			
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	<i>Резонанс крутильных колебаний центробежных насосов вследствие кавитационной эрозии колес насоса</i>	Лит.	Лист	Листов
Разраб.		Романов Е.С.					28	177
Руковод.		Рвладченко А.В.				НИ ТПУ гр. 2БМ81		
Консульт.								
Рук-ль ООП		Шадрина А.В.						

имеющейся документации насосов и насосной системы, включая условия их работы, позволили определить причину отказов насосов.

2.1 Исследуемые насосы и их система

В рамках данной работы были исследованы три одинаковых одноступенчатых центробежных насоса с двойными всасывающими трубами, установленных вертикально в системе охлаждения морской водой электростанции, оснащенной двумя дизель-генераторными установками. Каждый насос был оснащен сепаратором и самовсасывающим устройством [2]. Насосы были оснащены запорными клапанами с номинальным диаметром $D_n = 250$ мм.

После включения сигнала запуска заливочное устройство и клапаны управлялись автоматически в соответствии с принятой последовательностью. После запуска рабочие параметры насосы не регулировались – двигатели насоса поддерживали практически постоянную скорость вращения, а обратный и центральный запорные клапаны были открыты.

2.2 Экспериментальные исследования и испытания

Техническое исследование, целью которого было выявление причин повреждения валов рассматриваемых насосов с морской водой, предполагало проведение экспериментальных исследований этих насосов на месте. Эксплуатационные характеристики насосов были исследованы в различных рабочих условиях: для отдельных и параллельных режимов, в установленных условиях и во время их переходных процессов (то есть в момент запуска и остановки). Также было проведено измерение давления во всасывающем и нагнетательном соплах насосов, измерение абсолютной радиальной вибрации нижнего корпуса подшипника насосов и фиксация положения дисков обратного клапана. Был проведен визуальный осмотр поврежденных частей насосов и подготовлена соответствующая фото документация. Испытания переходных прогонов насосов проводились для того, чтобы обнаружить явление гидравлического удара и оценить его интенсивность. Данное явление было

					<i>Резонанс крутильных колебаний центробежных насосов вследствие кавитационной эрозии колес насоса</i>	Лист
						29
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

вызвано динамическим поведением обратных клапанов и условиями, при которых один насос был остановлен, а второй находился в обычных условиях эксплуатации.

Изменения давления в нагнетательной трубе остановленного насоса, вызванные уменьшением скорости вращения его рабочего колеса, перекрывались сильными колебаниями давления ввиду гидравлического удара. Причиной этого явления было срабатывание невозвратного клапана, что привело к немедленному перекрытию потока воды через насос. Изменения давления, вызванные этим процессом, распространялись вдоль нагнетательного трубопровода в гидравлическую систему насоса. Максимальный рост давления во время испытаний, измеренных в нагнетательной трубе остановленного насоса составил около 0,2 МПа, а в нагнетательной трубе насоса, находящегося в течение этого времени при нормальной работе, был около 0,16 МПа. Следует отметить, что в ходе испытаний, проводимых во время остановок насосов, динамические нагрузки, вызванные изменениями давления, сильно повлияли на детали насосов, их трубопроводы и оборудование. В ходе испытаний наблюдался высокий уровень шума, вызванный грохотом обратных клапанов, а также повышенная вибрация насосов и трубопроводов. В отличие от остановки работы, запуск насосов проходил более плавно.

Кроме того, были проведены измерения пульсаций давления обеих сторон насосов при установленных условиях работы с целью обнаружения резонансных явления в системе течения. Примерный частотный спектр колебаний нижнего подшипникового корпуса насоса (диапазон измерения частоты до 5 кГц) показал эффект усиления вибрационной составляющей с частотой около 492 Гц, что в четыре раза превышает гармоническую частоту, равную около 123 Гц. Это связано со скоростью вращения и количеством лопастей рабочего колеса насоса. Следует подчеркнуть, что этот доминирующий компонент и другие компоненты, кратные частотной составляющей 123 Гц, не наблюдались в спектрах пульсации давления. Это

					<i>Резонанс крутильных колебаний центробежных насосов вследствие кавитационной эрозии колес насоса</i>	Лист
						30
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

указывает на наличие резонансных явлений в конструкции насосов. В ходе проведенных испытаний в сигнале вибрации и в сигнале пульсации давления воздействие кавитации не проявлялось. Вероятно, что в исследуемых случаях кавитационное воздействие можно бы было распознать как значительный скачок частоты, если бы измерения проводились на более высоких частотах, чем 5 кГц. Тем не менее, возникновение кавитации в исследуемых насосах должно рассматриваться на основании воздействия кавитационной эрозии на рабочее колесо и спиральные корпуса насосов, а также на основе звукового воздействия, характерного для кавитации. Дальнейший анализ условий работы насосов также показал наличие кавитации в данных условиях.

2.3 Характеристика повреждений компонентов насоса

2.3.1 Валы

В рамках исследования были осмотрены три поврежденных вала насоса. Повреждения этих валов были следующие: повреждение вала в секции шарнирного соединения крыльчатки насоса, повреждение вала в секции крепления ступицы муфты, повреждение стенок шпоночной канавки. Частотный спектр пульсации давления определялся на выпускном патрубке насоса, питающего одну дизель-генераторную установку. Частотный спектр пульсации давления был идентифицирован на выпускной трубе насоса, в то время, как две дизель-генераторные установки были снабжены насосами. У всех трех исследованных валов имелись трещины в секции шарнирного соединения рабочего колеса вального насоса. Большая часть площади поперечного сечения этих трещин относится к усталостному виду разрушения: эти части площади поперечного сечения были гладкими и охватывали большую часть площади поперечного сечения вала. Гораздо меньшая часть площади – в зоне остаточного разрушения со следами хрупкого разрушения. Это свидетельствует о высокой изменчивости напряжения при низких средних

					<i>Резонанс крутильных колебаний центробежных насосов вследствие кавитационной эрозии колес насоса</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		31

показателях. У двух анализируемых валов были выявлены трещины на участке крепления диска сцепления. Такие трещины характерны хрупкому разрушению. Такое разрушение является результатом превышения предела пластичности, что возможно при практически постоянном напряжении. Предположительно, это вторичные трещины, которые образовались после первичных трещин в секции шарнирного соединения рабочего колеса вала насоса

В секции соединения рабочего колеса вала насоса и в секции крепления ступицы муфты были обнаружены повреждения шпоночных канавок. Были повреждены шпоночные пазы и ключи. Ниже приведен пример повреждения ключа от секции крепления ступицы муфты. Ключ имел заметную деформацию боковых стенок и трещину характерную хрупкому разрушению. Также были обнаружены значительные пластические деформации с обеих сторон ключа, расположенного в секции соединения рабочего колеса вала насоса (передача крутящего момента от вала к рабочему колесу), что свидетельствует о высокой изменчивости крутящего момента во время работы насоса. Локальная перфорация.

2.3.2 Рабочие колеса и спиральные корпуса

Работки колеса насоса, изготовленные из силиконовой бронзы ВК331 (CuSi3Zn3Mn) имели значительные повреждения, вызванные кавитационной эрозией. Степень этих повреждений зависела от количества часов работы рабочих колес. Перфорация лопастей рабочего колеса с начальной толщиной 6 мм подтвердила высокую интенсивность кавитации и привела к значительным потерям веса рабочих колес из-за кавитационной эрозии. Наибольшая потеря в весе рабочих колес отмечена у насоса, работающего в течение 3000 часов, она достигла 23% от первоначальной массы рабочего колеса. По словам производителя насоса, вес каждого рабочего колеса насоса после изготовления

					<i>Резонанс крутильных колебаний центробежных насосов вследствие кавитационной эрозии колес насоса</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		32

составлял около 30,8 кг, в то время как три исследуемых поврежденных колеса имели следующие веса:

- 26.5 кг - после 2100 часов работы;
- 25.5 кг - после 2400 часов работы;
- 24 кг - после 3000 часов работы.

Два спиральных корпуса насосов, которые также анализировались в рамках исследования, так же, как и рабочие колеса насоса, были повреждены кавитацией. Область повреждения находилась на внутренней поверхности «языка» в близости вращающихся лопастей рабочего колеса. Входная и выходная секции спирального корпуса не имели значительных повреждений, вызванных кавитационной эрозией.

Анализ условий работы насосов, как при индивидуальной работе с системой охлаждения, питающей один дизель-генераторный агрегат на электростанции, так и при параллельной работе с двумя дизель-генераторными агрегатами, показал, что рабочие параметры этих насосов находились в допустимых пределах.

Касательные напряжения, вызванные радиальными силами, и нормальные напряжения, возникающие в результате осевых сил, не были включены в расчет из-за их малых значений.

Расчеты на прочность показали, что шпонка шарнира рабочего колеса вала характеризуется самым высоким напряжением. Поперечное сечение вала ближе всего к первичным участкам повреждения, имеющимся на всех трех исследуемых валах. Максимальное значение напряжения равнялось 172 МПа, в то время как предел текучести материала вала (хромоникелевая сталь Cr17Ni2 N17N2) был равен 630 МПа (согласно польскому стандарту PN74/H-93,004). Из этого следует, что максимальное уменьшение напряжения в материале вала, вызванные нормальной работой насоса, были относительно низкими (около

					<i>Резонанс крутильных колебаний центробежных насосов вследствие кавитационной эрозии колес насоса</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		33

27% предела текучести материала). Предполагалось, что для условий с полным отключением потока мощность на валу насоса составляла 64 кВт.

Согласно потере массы рабочего колеса $\Delta m \approx 5.6$ кг, общая масса рабочего колеса насоса была близка к 25.4 кг (масса нового рабочего колеса была приблизительно равна 31 кг). При этой ситуации резонансные крутильные колебания вращающейся системы насоса увеличивались в результате пульсаций давления, создаваемых лопастями рабочего колеса. Это означает, что даже при пульсациях низкого давления и связанных с ними малых колебаниях крутящего момента амплитуда крутильных колебаний на частоте, близкой к резонансной частоте, достигала большого значения. Это привело к высокой амплитуде напряжений в материале вала, что повлияло на повреждение вала.

Все три исследуемых вала насоса имеют переломы в одинаковых сечениях, в которых, согласно анализу, напряжение достигало самых высоких значений. Более того, повреждениям способствовал дисбаланс массы рабочего колеса, возникший в результате чрезмерной кавитационной эрозии, которая вызывает увеличение нагрузки на вал. Случаи переломов исследуемых валов насоса, которые произошли в результате значительной потери веса рабочих колес насоса (от 31 кг до 24-26 кг) ввиду износа материала подтвердили сформулированный тезис. Это привело к повреждениям валов насоса, а также к повреждению шпоночных канавок и ключей, что доказывает зависимость повреждений от усталостных нагрузок.

Владелец завода после четырех аварийных повреждений валов исследуемых насосов решил заменить их на новые с аналогичными рабочими характеристиками, но с лучшими кавитационными свойствами. Такое решение было обусловлено техническими трудностями, возникшими при изменении настроек высоты первоначально установленных насосов с целью уменьшения интенсивности кавитации.

					<i>Резонанс крутильных колебаний центробежных насосов вследствие кавитационной эрозии колес насоса</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		34

Вывод: на основании ряда исследований и анализов была выявлена основная причина повреждений валов насосов, установленных в системе охлаждения двух дизель-генераторных установок на береговой электростанции. Причиной стал резонанс крутильных колебаний валов, вызванный значительной потерей массы рабочего колеса ввиду чрезмерной кавитационной эрозии при обычных условиях эксплуатации насосов. Дисбаланс массы рабочих колес в результате неравномерного распределения массы, вызванного кавитационной эрозией может привести к образованию трещин. Чтобы выявить причину отказа насоса в исследуемых случаях, нам потребовалось провести всестороннее исследование и тщательный анализ различных аспектов работы насосов с рабочим колесом.

2.3.3 Героторные насосы

Героторные насосы подвержены кавитации сильнее, чем предполагалось, особенно в условиях работы двигателя. Кавитация коррелирует с динамикой автомобиля, особенно с тенденцией к снижению массы масла в поддоне. Настоящее исследование выполнено путем эксперимента на насосе с помощью мониторинга скорости потока подаваемого масла, также проведен анализ колебаний давления в кавитационных условиях и исследована кавитация с помощью системы диагностики неисправностей, основанной на обнаружении вибрации.

Лабораторный стенд позволяет проверить работу насоса путем изменения частоты вращения вала, температуры масла, всасывание и нагнетание давления. Основными измеряемыми параметрами являются крутящий момент вала, скорость потока масла, среднее давление всасывания и нагнетания, а также мгновенное давление всасывания и нагнетания. Как и предполагалось, испытания выявили высокое влияние давления на скорость потока подаваемой нефти, в то время как на адсорбированный крутящий момент значительного влияния не было отмечено. Колебания давления в насосе зависят от давления

					<i>Резонанс крутильных колебаний центробежных насосов вследствие кавитационной эрозии колес насоса</i>	Лист
						35
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

всасывания. Во время эксперимента на масляном насосе был установлен неинтрузивный акселерометр. Поскольку вибрация, вызванная кавитацией – основная задача данного исследования, акселерометр был установлен на всасывающем отверстии в радиальном направлении. Исследование было проведено с и без кавитации, изменяющей скорость вращения насоса.

Ограничения, связанные с обнаружением проблем кавитации с помощью мониторинга спектров вибраций БПФ, были преодолены путем внедрения альтернативного метода, основанного на стохастическом подходе. Этот метод диагностики анализа временных рядов акселерометра, основанный на методе – скользящего среднего (ARMA), использовался для определения неисправности насоса. Результаты диагностики показали способность математического метода идентифицировать кавитационные явления, доказав, что предлагаемый подход является полезным для выявления наличия неисправностей. Этот подход может с высокой точностью предсказать отказ насоса в режиме реального времени, а также позволяет установить пороговый уровень вибрации в децибелевой шкале.

Результат правильно идентифицировал кавитационные явления, когда давление в указанной зоне жидкой области было ниже давления насыщения. В этом случае образуются пузырьки пара, а затем они разрушаются при повышении давления. Существует много физических моделей для образования и переноса пузырьков пара в жидкости, но только несколько вычислительных кодов можно применить к кавитации. Это связано с трудностью обработки смесей газ/жидкость с различной плотностью. Даже небольшие изменения давления могут привести к численной нестабильности, если они не будут оптимально обработаны. Известно, что кавитация генерирует высокую частоту вибрации, из которой можно распознать существование кавитации. С этим также связано шумовое явление. Для обеспечения безопасности насоса вибрация должна поддерживаться в допустимых пределах. Высокий уровень вибрации означает возможную механическую или гидравлическую проблему.

					<i>Резонанс крутильных колебаний центробежных насосов вследствие кавитационной эрозии колес насоса</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		36

Для преодоления этой проблемы путем использования данных вибрации для мониторинга в режиме реального времени математическая методика авторегрессии и скользящего среднего (ARMA) успешно используется для прогнозирования возникающих неисправностей насоса или других проблем, таких как кавитация. Порядок модели не известен априори, поэтому требуются эксперименты с различными порядками прежде, чем можно будет выбрать правильный порядок для данной конечной записи сигнала длиной N выборок. Процесс моделирования ARMA состоит в определении модели. В некотором смысле это моделирование означает нахождение представления передаточной функции, то есть порядка и коэффициентов многочленов знаменатель-числитель. Параметры не могут быть найдены без знания порядка числителя и знаменателя. В большинстве случаев принимают порядок, а затем оценивают параметры.

Данная модель выбора является фундаментальной, поскольку на величину остаточной квадратической ошибки влияет выбор модели, поэтому соответствующее количество моделей является основополагающим, чтобы избежать неумышленной диагностики неисправностей. Затем пара порядка m , которая дает наименьшее значение из выбранного критерия, выбирается в качестве истинной модели, при которой дисперсии ошибок используются для вычисления порядка модели по сигналам, чтобы выполнить информацию о возможной неисправности системы. Как только выбран правильный порядок, лучшая модель используется для оценки вибрационных сигналов, полученных в ходе экспериментального испытания для определения наличия кавитации с использованием правильного порогового уровня. Чтобы использовать надлежащий порог, стандартное отклонение вибрации, полученное в результате математического подхода, указывается в уровне вибрации и выражается в дБ.

2.4 Экспериментальная схема для измерения вибрации

Сигнал давления во временной области в нижней по потоку камере испытательной системы. С помощью просмотра сигнала вибрации в зависимости от времени в течение ограниченного времени. Очевидно, что по мониторингу вибрации во временной области сложно понять, когда происходит нарушение. Простой способ изучения поведения накачки состоит в том, чтобы выполнить БПФ (Быстрое преобразование Фурье) истории времени ускорения и сравнить спектры между ненормальной и нормальной работой для определения возможных изменений. Чтобы провести тщательный анализ насоса и определить безопасные рабочие уровни вибрации, был проведен БПФ анализ во всех рабочих условиях в присутствии и в отсутствии кавитации для вибрации и давления в сигналах ниже по потоку. Спектр давления ниже по потоку при наличии и отсутствии кавитации при частоте вращения вала 40 об/мин, спектр давления после насоса при 40 об/мин в двух случаях: без кавитации (синяя кривая) и с кавитацией (красная кривая). Основная частота при 600 Гц проявляется в двух условиях, а также в ее гармониках. Частота 600 Гц представляет частоту сетки, как частоту, с которой пары зубьев соприкасаются при прохождении через сетку, выраженную в герцах.

Измерения вибрации выполняются для частоты 102,400 Гц и спектров (с использованием анализа БПФ с окном Хеннинга) и наносятся на график для диапазона частот до 51,200 Гц с разрешением полосы пропускания 1,25 Гц с частотой отсечки 51,200 Гц, чтобы визуализировать проблему кавитации, связанную с высокой частотой и высокой интенсивностью уровня вибрации. Экспериментальная схема позволяет определять БПФ (частоту прохождения лезвия) и ее гармоники.

В качестве примера приведены спектры вибрации при 40 об/мин частоты вращения вала в кавитационном режиме в увеличенной области частот до 4 Гц и во всем исследованном диапазоне частот до 51,200 Гц. При просмотре

					<i>Резонанс крутильных колебаний центробежных насосов вследствие кавитационной эрозии колес насоса</i>	Лист
						38
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

спектров становится очевидным наличие основной частоты, которая возникает при 66,67 Гц для этой скорости вращения частоты сетки, встречающейся при 600 Гц, и гармоник. Девятая гармоника (600 Гц), соответствующая гармоникам частоты прохождения лопастного колеса (соответствует девяти зубьям внутреннего зубчатого колеса), также имеет высокую амплитуду. Во всем исследованном диапазоне частот очевидна область частот, в которой сигнал вибрации показывает высокую амплитуду до 10 кГц, соответствующую эффекту кавитации. Также дается сравнение спектров вибрации во всех исследованных скоростных условиях.

В ходе исследования удалось определить спектры колебаний при 20-50 об/мин в кавитационном и некавитационном состоянии. Из спектров очевидно, что возникновение кавитации в вибрационных спектрах демонстрирует сигналы высокой энергии на высоких частотах от 10 Гц. Также выявляется не только основную частоту, но и множество частот и случайный шум. Сравнение спектров показывает, что сигналы вибрации при некавитационной работе насоса имеют меньшую амплитуду и имеют преимущественно более низкие частотные составляющие. Еще одно важное наблюдение связано с тем, что сигналы датчика в кавитационном состоянии более богаты по частотным составляющим по сравнению с сигналами в некавитационном режиме. Очевидно, в случае кавитации насос заполнен жидкостью и пузырьками пара. Вращение лопастей мешает как жидкости, так и пару, из-за сжимаемости пузырьков пара эффект возмущения усиливается и проявляется в более высоких уровнях вибрации, возбуждающий резонансы в структуре насоса.

Результаты, полученные с использованием БПФ преобразования для сигналов временной вибрации, показали, что метод БПФ анализа частотной области может эффективно преобразовывать сигнал во временной области, что приводит к меньшему количеству информации, более низкому отношению сигнал/шум и затрудняет идентификацию и анализ сигнала в частотной области для обнаружения неисправности вибрации мембранного насоса. Такой вид

					<i>Резонанс крутильных колебаний центробежных насосов вследствие кавитационной эрозии колес насоса</i>	Лист
						39
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

анализа с использованием БПФ преобразования недопустим в качестве инструмента прогнозирования кавитации насоса, так как его трудно отслеживать в режиме реального времени и/или на любой дискретной частоте.

Поскольку правильная модель ARMA (n, m) должна реализовывать наименьшую дисперсию с минимальным количеством параметров, необходимо искать модели AR и MA, достигающие самого низкого уровня AIC. Выбор модели осуществляется следующим образом: выбираются диапазоны рассматриваемых моделей (например, $1 \leq n \leq n_{\max}$ and $1 \leq m \leq m_{\max}$); в этом случае $n_{\max}=10$ $m_{\max}=10$. Для каждой пары (n, m) оцениваются коэффициенты модели ARMA. На основании выбранного критерия AIC для каждой пары вычисляется дисперсия ошибки прогнозирования. В качестве оптимальной пары выбирается пара (n, m), которая дает наименьшее значение выбранного критерия. Для определения наилучшей модели разработана процедура Matlab™. Метод был применен к полному временному ряду, включающему в себя более 800 циклов в одном рабочем состоянии (1000 об/мин). Первоначально, увеличивая n и m, индекс AIC будет уменьшаться, в дальнейшем увеличение n и m приведет к незначительным улучшениям. Минимальное значение AIC достигается при значениях: $n = 4$ and $m = 8$, что, следовательно, представляет правильные модели, которые нужно выбрать. После настройки модель ARMA применяется ко всем исследованным условиям эксплуатации, в том числе и при наличии неисправностей. Значения дисперсии шума плотностей вероятностей признаков повреждения были использованы для статистического измерения количества отклонений относительно здорового состояния насоса. Для этого значения дисперсии шума были рассчитаны с помощью уравнения 3 для расположения датчика при различных условиях повреждения насоса. Результаты модели даны для каждой исследуемой скорости вала, уровней дисперсии шума от цикла к циклу, возникающих в результате обработки каждого отдельного цикла в режиме насоса без кавитационной работы. Из-за наличия фоновых колебаний на высоких скоростях наблюдается линейно увеличивающийся уровень ускорения. Его наклон на

					<i>Резонанс крутильных колебаний центробежных насосов вследствие кавитационной эрозии колес насоса</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		40

разных скоростях возникает в результате анализа отдельных циклов, демонстрирующих высокие пики дисперсии шума.

Циклическая дисперсия шума для всех исследованных скоростей двигателя не показала кавитации, которая возбуждает вибрирующую структуру. От насосов такого типа следует ожидать определенного уровня шума, необычно высокие уровни шума (свыше 120 дБ) или высокие частоты могут быть индикатором возможных механических неисправностей или проблем с вибрацией в насосах. Появление значительных уровней шума указывает на достаточное количество энергии, которая может быть потенциальной причиной вибраций и возможного повреждения насоса. Установив пороговый уровень в 120 дБ, общий уровень вибрации, достигнутый при нетрадиционной работе насоса, – выше уровня, что говорит о том, что насос работает в состоянии отказа для всех проанализированных циклов и для всех рассмотренных скоростей вала. Представленные результаты демонстрируют возможность применения метода кавитационного обнаружения на основе вибрации к исследуемому насосу. Применение алгоритма модели ARMA к сигналам вибрации и использование вибрации уровня шума в дБ позволяет использовать постоянный пороговый уровень во всех условиях эксплуатации, определяя уровень восприятия человеком как общий предел, выше которого четко определяется неисправность насоса. Таким образом, использование неинтрузивного акселерометра и применения такой временной методики к вибрационным сигналам позволяет избежать проблемы, связанной с распознаванием вибрационных сигнатур в частотном диапазоне насоса. Точные результаты позволяют идентифицировать возможные повреждения насоса и условия неисправности в работе [2].

Выводы и замечания: данное исследование посвящено разработке методики прогнозирования кавитации в героторных насосах, используемых в контурах смазки двигателей внутреннего сгорания. Кавитирование и отсутствие кавитирующих условия были вызваны изменением диаметра всасывающего

					<i>Резонанс крутильных колебаний центробежных насосов вследствие кавитационной эрозии колес насоса</i>	Лист
						41
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

канала насоса с различными калиброванными отверстиями. Без ограничений было продемонстрированное полное отсутствие кавитации. Путем уменьшения диаметра с помощью калиброванных отверстий были обнаружены эффекты кавитации. Сравнение кривых (Q , об/мин) при одном и том же давлении нагнетания показало явное снижение КПД насоса, в частности в меньшем отверстии (3 мм) скорость потока становится практически постоянной. Однако снижения эффективности с уменьшением диаметра входного отверстия не влияет на запрос крутящего момента насоса. Экспериментальная характеристика позволила сравнить пульсации давления диаметра калиброванных отверстий. Амплитуда пульсаций увеличивается от некавитирующего отверстия (15 мм) до отверстия 3 мм. Это важный эффект, обусловленный кавитацией.

Общее понимание характеристик вибрации, вызванной кавитацией, в первую очередь, осуществляется с помощью БПФ анализа, который приводит к улучшению обнаружения и контроля кавитации в исследуемом насосе. После глубокой экспериментальной кампании путем получения вибрации, а также давления всасывания и нагнетания при всех исследованных скоростях и условиях работы насоса представлены для вида анализа. Сначала представлен БПФ анализ сигналов вибрации. Результаты демонстрируют трудности в определении наличия кавитации путем мониторинга энергии вибрации и в определении надлежащего порогового уровня. В связи с этим предлагается другой подход с использованием модели ARMA, которая используется для прогнозирования работы насоса в условиях кавитации. Использование математической реализации ARMA для таких целей эффективнее, чем метод БПФ, особенно при меньшей частоте дискретизации. В исследовании представлен порядок выбора модели. После того, как выбрано правильное количество параметров, модель ARMA может применяться ко всем исследуемым условиям насоса. В частности, значения дисперсии шума плотностей вероятностей признаков повреждения были использованы для

					<i>Резонанс крутильных колебаний центробежных насосов вследствие кавитационной эрозии колес насоса</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		42

статистического измерения количества отклонений в извлеченных признаках повреждения относительно здорового состояния насоса.

Результаты, как и ожидалось, продемонстрировали, что дисперсия шума зависит от скоростей вала и в связи с этим может быть выбран непостоянный порог. По этой причине и для фиксирования априорного постоянного порогового уровня для дисперсии шума вибрационных сигналов с учетом оперативного мониторинга насоса эталонные уровни виброускорения были выражены в децибелах (дБ) путем фиксирования порогового уровня в 120 дБ в качестве порогового уровня риска для слуха человека. Таким образом, благодаря определению уровня восприятия человеком как общего предела, выше которого можно четко распознать диагностику неисправности насоса, можно решить проблему выбора постоянного порогового предела работы насоса.

2.5 Разработка бесконтактных методов мониторинга

Техническое обслуживание и ремонт насосных агрегатов требуют много времени и больших материальных затрат. Контроль вибрационных и параметрических характеристик насосных агрегатов в режиме реального времени позволяет выявить дефект насосных агрегатов на ранней стадии. Мониторинг состояния вращающейся машины эффективен, но часто устранение неисправностей машины является сложной и трудоемкой задачей для технического обслуживания бригады. Анализ вибрации – это метод, используемый для мониторинга состояния машины.

Измеренные сигналы поступают в фильтры или декомпозеры сигналов и помогают производить идентификацию при мониторинге состояния или диагностике неисправностей. Однако, часто игнорируется тот факт, что опытный эксперт сможет понять, что происходит, просто наблюдая за сигналами, представленными на осциллографе даже без аналитического отчета.

					<i>Резонанс крутильных колебаний центробежных насосов вследствие кавитационной эрозии колес насоса</i>	Лист
						43
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Вибрационный мониторинг состояния – важный подход для обеспечения надежности промышленных машин. В статье предложена поллуправляемая вибрационная классификация и мониторинг состояния поршневых компрессоров в холодильных установках. Использование беспроводных сенсорных сетей для мониторинга вращающихся машин постоянно растет. В статье предложена система мониторинга процесса, которая интегрирована с виртуальной обработкой для более точной диагностики операции обработки и без необходимости испытательной обработки.

Измерение вибрации на валу (OSV) было предложено в исследовании с использованием акселерометра MicroElectroMechanicalSystems (MEMS) с беспроводным узлом для передачи данных на компьютер. Ожидается, что этот подход уменьшит количество датчиков, используемых в настоящее время, и будет содержать расширенную информацию о вибрации вала, что упростит процесс диагностики неисправностей. В исследовании был представлен подход к анализу вибрации машины и мониторингу работоспособности, сочетающий слепое разделение источников (BSS) и обнаружение изменений в сигналах источников, когда проблема переносится из исходного пространства измерений в пространство независимых источников, что приводит к уменьшению числа компонентов. Это упростит задачу мониторинга, а методы обнаружения изменений будут применяться для скалярных сигналов. Данные о вибрации делают процесс диагностики сложным для больших машин, поддерживаемых несколькими опорами подшипников. Доплеровский сдвиг частоты лазерного луча использовался в исследованиях для контроля внешних и крутильных колебаний главной оси в станке с числовым программным управлением. Разработка системы мониторинга состояния станка требует надежных данных обработки. В исследовании описывается метод автоматического построения элементов, который может выявить внутреннюю взаимосвязь между входными сигналами вибрации и выходными состояниями обработки с использованием разумного и математического подхода. Поскольку анализ вибрационных

					<i>Резонанс крутильных колебаний центробежных насосов вследствие кавитационной эрозии колес насоса</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		44

сигналов может быть утомительным, используется метод мягких вычислений (ANFIS – AdaptiveNeuro-FuzzyInferenceSystem). Методология мягких вычислений основана на полученных парах входных/выходных данных. Следовательно, нет необходимости знать внутренние знания о поведении системы. Основная идея заключается в создании системы измерения и сбора данных для мониторинга вибрации, в которой анализ данных и принятие решений основаны на мягком вычислительном методе. Гидростатические колебания центробежных насосов являются результатом возникновения вихрей в потоке жидкости, неоднородности потока, турбулентных пульсаций скорости и давления и явления кавитации. Вихри образуются во время прохождения жидкости через каналы циркуляции из-за отделения потока от поверхности канала, гидродинамического следа и потери жидкости через зазоры и герметики. Нестабильные потоки с относительно высокой градацией давления замечены в точке, где вихри отделяются от поверхности потока. Интенсивность вибраций, вызванных вихревыми источниками, пропорциональна шестой степени периферийной скорости линии потока. Во многих случаях в центробежных насосах турбулентные пульсации также генерируются вместе с вихрями. Их активность вызывает вибрации стенок насоса. Поле скорости и давления потока жидкости после линии потока является неоднородным и нестационарным, что вызывает пульсацию гидродинамической силы потока на рабочем колесе и спиральном язычке. Существуют также пульсации потока гидродинамической силы из-за неоднородности потока. Вибрации, вызванные неоднородностью потока, можно избежать путем правильного выбора радиального зазора между лопаткой рабочего колеса и улиткой. В центробежных насосах неоднородность потока создает наибольший уровень вибрации после рабочего колеса, частота которого равна БПФ. Интенсивность этих колебаний пропорциональна шестой степени периферийной скорости линии потока и не зависит от конструкции насоса и корпуса.

					<i>Резонанс крутильных колебаний центробежных насосов вследствие кавитационной эрозии колес насоса</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		45

3 Анализ вибрации

Виброакустическая диагностика является разделом технической диагностики - области знаний, охватывающей теорию, методы и средства определения технического состояния объектов [54].

Процесс определения технического состояния объекта - это техническое диагностирование, задачами которого являются:

- контроль технического состояния центробежной машины;
- поиск места и определение причин отказа (неисправности);
- прогнозирование технического состояния [54].

Контроль технического состояния содержит в себе соответствия значений параметров объекта требованиям технической документации и на этой основе определение одного из заданных видов технического состояния в данный момент времени [54].

Прогнозирование технического состояния - это определение технического состояния объекта с заданной вероятностью на предстоящий момент времени [54]. Виброакустическая диагностика определяет состояние объекта по информации, содержащейся в виброакустическом сигнале.

Техническое состояние центробежной машины - это совокупность подверженных изменению свойств, характеризуемое в определенный момент времени признаками, установленными документацией на этот агрегат, на протяжении его жизни. При проектировании, отработке конструкции, производстве и ремонте: от неработоспособности и неисправности к работоспособности и исправности. А на производстве при эксплуатации оборудования всё протекает наоборот.

					Оценка технического состояния центробежных машин на нефтеперекачивающих станциях и моделирование их неисправностей			
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата				
Разраб.		Романов Е.С.			Анализ вибрации	Лит.	Лист	Листов
Руковод.		Рудаченко А.В.					46	177
Консульт.						НИ ТПУ гр. 2БМ81		
Рук-ль ООП		Шадрина А.В.						

Работоспособность - это техническое состояние объекта в рассматриваемый момент времени, отображающее индивидуальное или совокупное проявление его свойств и способность выполнять установленные для него служебные функции в последующий за рассматриваемым моментом период времени [54].

Мониторинг технического состояния исследуемого объекта – наблюдение за процессом изменения его работоспособности с целью предупреждения обслуживающего персонала о достижении им предельного состояния [55].

Мониторинг технического состояния центробежной машины позволяет перевести большинство отказов из категории внезапных в категорию постепенных за счет раннего обнаружения и оповещения персонала о развивающейся неисправности, которая пока не является опасной и не нарушает работоспособность центробежной машины.

Техническое состояние машин характеризуется ее структурными параметрами, изменение которых является причиной изменения технического состояния. Структурными параметрами называются параметры деталей машин, их взаимные расположения - размеры, перекосы, нарушение геометрии, взаимное расположение и сопряжение деталей, микроструктура металла, зазоры, люфты, деформации и износы.

3.1 Основные виды анализа и область их применения

Под анализом вибрации принято понимать исследование функциональных зависимостей измеряемых параметров вибрации от одной или нескольких независимых переменных. Наиболее часто в качестве переменных используют время, частоту, пространственную координату или порядковый номер в группе независимых измерений вибрации [56].

При исследовании вибрации как функции времени чаще всего на практике анализируют форму временного сигнала вибрации, орбиту движения

					<i>Анализ вибрации</i>	Лист
						47
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

центра вала, а также параметры плотности распределения вероятностей мгновенных ее значений. Из частотных видов анализа вибрации наиболее широко используют спектральный, следящий и синхронный. Большинство задач пространственного анализа вибрации связано с определением формы колебаний машин и оборудования или координат дефектов в протяженных системах, например, трубопроводах. И, наконец, групповой анализ параметров сигнала вибрации чаще всего используют для определения пороговых значений в диагностических моделях. Вибрация работающих машин и оборудования обычно содержит большое количество компонентов разного происхождения. Поэтому для ее изучения используют либо статистические методы анализа сигналов, либо предварительно выделяют отдельные компоненты вибрации, которые затем исследуют детерминистскими или статистическими методами анализа [56].

Сигнал вибрации электрической машины, измеренной на одном из ее подшипниковых щитов (рис. 2) - типичный пример сложной формы вибрации роторной машины - убедительно иллюстрирует необходимость разделения его при диагностическом анализе на отдельные компоненты.

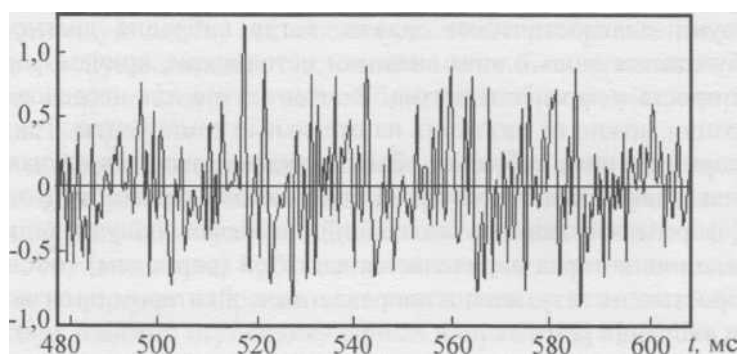


Рисунок 2 – Форма сигнала вибрации работающей электрической машины

В редких случаях сложный сигнал вибрации анализируют без предварительного разделения на его составляющие. Для этого используют

					<i>Анализ вибрации</i>	Лист
						48
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

статические методы анализа сигнала. Но при статическом анализе сложных сигналов вибрации большая часть диагностической информации теряется. Но для оценки оперативной симметрии вибрации относительно среднего значения, для этого можно использовать статический анализ вибрации.

Очень полезен и информативен метод анализа использующий пространственно-раздельные колебания узла в одной плоскости. Примером можно поставить анализ орбит движения вала в подшипниках, для этого производится измерение вибрации вала относительно неподвижной платформы неподвижной части подшипника в двух взаимно перпендикулярных направлениях. Результат измерения такого вибросмещения вала в двух направлениях приведён на рисунке 3.

Орбита движения вала в подшипнике зависит от многих факторов, а именно от дефектов вала и самого подшипника, а также качества и количества нанесённой смазки. Такой анализ позволяет обнаружить возможные виды дефектов и определить степень опасности того или иного объекта за несколько оборотов вала центробежной машины. В настоящее время в практике вибродиагностики наибольшее распространение имеют способы диагностики по параметрам виброскорости и виброперемещения.

В редких случаях сложный сигнал вибрации анализируют без предварительного деления на его составляющие. Для этого используют статические методы анализа сигнала. Но при статическом анализе сложных сигналов вибрации большая часть диагностической информации теряется. Но для оценки оперативной симметрии вибрации относительно среднего значения, для этого можно использовать статический анализ вибрации.

Очень полезен и информативен метод анализа использующий пространственно-раздельные колебания узла в одной плоскости. Примером можно поставить анализ орбит движения вала в подшипниках, для этого производится измерение вибрации вала относительно неподвижной платформы

					<i>Анализ вибрации</i>	Лист
						49
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Конструкция центробежной машины консольного типа приведена на рисунке 4. Агрегат состоит из двигателя (1), соединительной муфты (2), центробежной машины (3), в составе которого находится импеллер (рабочее колеса) (4). Роторы двигателя и насоса опираются на подшипниковые узлы (5,6).



Рисунок 4 – Конструкция центробежной машины

В ниже в таблице 1 приведены основные виды дефектов центробежного насоса и их проявление в спектре вибрации [4].

№	Вид дефекта	Спектральный признак
1	Дисбаланс	1 Гармоника F_r
2	Нарушение центровки	2-3 гармоники F_r . При максимальном уровне второй гармоники.
3	Нарушение крепления	Низкочастотная вибрация ($F < F_r$)

4	Дефекты подшипников	Частоты, не кратные частоте вращения.
5	Дефекты рабочего колеса,	1-3 гармоники лопаточной частоты $F_l = N - Fr$, где N – число лопаток импеллера.

Одна из важных характеристик вибрации – это мощность, при этом не всего сигнала вибрации, а составляющих этой вибрации, которые имеют одну природу и предварительно выделяются из сигнала:

- Если выделенные составляющие вибрации представляют собой сумму двух близких по частоте компонентов, то мощность самой вибрации изменяется с частотой биений и в этом спектре колебаний мощности появляется одна составляющая – частота биений;
- Если мощность постоянна во времени, то в спектре колебаний не будет составляющих;
- Если вибрация имеет много разных компонентов и при этом присутствует ударный компонент ударного вида, который возбуждается периодическими ударами, то мощность выделенных составляющих вибрации меняется периодическими скачками [52].

3.2 Анализ относительной вибрации

Для измерения относительных вибраций широко используют измерения относительного виброперемещения ротора в подшипниках качения. Для этого используются вихретоковые датчики и проксиметры (устройства, представляющие собой осциллятор/демодулятор, которые обеспечивают функционирование бесконтактных вихретоковых датчиков). Такие датчики позволяют формировать параметры измеряемых сигналов, а именно:

- Переменную составляющую сигнала (отрицательный компонент), эта составляющая показывает колебания вала относительно точки крепления датчика.
- Постоянную составляющую сигнала, постоянный сигнал пропорционален среднему положению вала относительно точки (места) крепления датчика.

Для измерения вибраций и мониторинга машин, следует устанавливать два датчика ортогонально друг другу на подшипниках, что обеспечивает получение постоянных и переменных компонентов сигналов, необходимых для контроля в режиме on-line и диагностики. Это позволяет обеспечивать получение измерительной информации, которая необходима для мониторинга существенных свойств роторных машин (орбита движения, направление прецессии относительно направления вращения, усредненную позицию вала). При использовании датчиков относительной вибрации следует учитывать неизбежную погрешность измерения, которая возникает из-за того, что наряду с полезным сигналом, пропорциональным зазору между головкой самого датчика и вибрирующей деталью, измеряются помехи механического и электромагнитного происхождения (неровности и шероховатости шейки вала и ее магнитную неоднородность по углу поворота).

3.3 Спектральный анализ

Спектральный анализ – это метод обработки сигналов, который позволяет выявить частотный состав сигнала. Известны методы обработки вибрационного сигнала: корреляционный, автокорреляционный, спектральной мощности, кепстральных характеристик, расчета эксцесса, огибающей. Наибольшее распространение получил спектральный анализ, как метод представления информации, из-за однозначной идентификации повреждений и понятных кинематических зависимостей между происходящими процессами и спектрами вибрации.

					<i>Анализ вибрации</i>	Лист
						53
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Спектральный анализ вибрационных параметров проводится для уточнения причины повреждения.

Наглядное представление о составе спектра дает графическое изображение вибрационного сигнала в виде спектрограмм. Выявлением повышенных амплитуд вибрации позволяет идентифицировать неисправности оборудования. Анализ спектрограмм виброускорения позволяет идентифицировать повреждения на ранней стадии [57].

Спектрограммы виброскорости используются при мониторинге развитых повреждений. При составлении словаря неисправностей спектрального анализа кроме частоты колебаний учитывают значение амплитуды на данной частоте и фазой – углом сдвига сигнала данной частоты, относительно момента начала регистрации.

Поиск повреждений проводится на заранее определенных частотах возможных повреждений.

Для анализа вибрационного спектра, необходимо выделить основные составляющие спектрального сигнала:

- Обратная частота – частота вращения приводного вала механизма или частота рабочего процесса - первая гармоника. Гармоники – частоты кратные оборотной частоте. Превышают оборотную частоту в целое число раз (2, 3, 4, 5, ...). Часто гармоники называют супергармониками. Гармоники характеризуют неисправности: несоосность, изгиб вала, повреждения соединительной муфты, износ посадочных мест.
- Количество и амплитуда гармоник показывают степень повреждения механизма.
- Субгармоники – дробные части первой гармоники ($1/2$, $1/3$, $1/4$, ...оборотной частоты вращения), их появление в спектре вибрации

					<i>Анализ вибрации</i>	Лист
						54
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

свидетельствует о наличии зазоров, повышенной податливости деталей и опор.

- Резонансные частоты – частоты собственных колебаний деталей механизма. Резонансные частоты остаются неизменными при изменении частоты вращения вала. Резонансные частоты могут проявляться во всем частотном диапазоне.
- Негармонические колебания – на данных частотах проявляются повреждения подшипников качения. При значительном развитии повреждения появляются гармонические частоты.
- Зубцовые частоты – частоты равные произведению частоты вращения вала на число элементов (число зубьев, число лопастей, число пальцев). Повреждения, проявляемые на зубцовой частоте, могут генерировать гармонические составляющие при дальнейшем развитии повреждения.
- Боковые полосы – модуляция процесса, появляются при развитии повреждений зубчатых колес, подшипников качения. Причины появления – изменение скорости (увеличение и уменьшение) при взаимодействии поврежденных поверхностей. Значение модуляции указывает на источник возбуждения колебаний. Анализ модуляций позволяет узнать происхождение и степень развития повреждения.
- Вибрация электрического происхождения обычно наблюдается на частоте 50 Гц, 100 Гц, 150 Гц и других гармониках. Частота вибрация электромагнитного происхождения исчезает в спектре при отключении электрической энергии.
- Шумовые составляющие, возникающие при заеданиях, механических контактах. Характеризуются большим числом составляющих различной амплитуды.

Правила анализа спектральных составляющих:

					<i>Анализ вибрации</i>	Лист
						55
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Большее число гармоник характеризует большие повреждения механизма

1. Амплитуды гармоник должны уменьшаться с увеличением числа гармоники;

2. Амплитуды субгармоник должны быть меньше амплитуды первой гармоники;

3. Увеличение числа боковых полос свидетельствует о развитии повреждения;

4. Большее значение должна иметь амплитуда первой гармоники;

5. Глубина модуляции (отношение амплитуды гармоники к амплитуде боковых полос) определяет степень повреждения механизма;

6. Амплитуды составляющих виброскорости не должны превышать допустимых значений, принятых при анализе общего уровня вибрации;

7. Одним из признаков наличия значительных повреждений является присутствие в спектре виброускорения составляющих со значениями свыше $9,8 \text{ м/с}^2$.

Запись каждого спектра состоит из 800...6400 линий, определяющих частоту и амплитуду составляющих. Анализ одной спектрограммы позволяет сформировать 2...4 информационных сообщения. Эти сообщения могут быть аналогичными или отличными от информационных сообщений по контрольным точкам механизма.

При диагностировании 4-х опорного механизма роторного типа необходимо проанализировать минимум 24 спектрограммы виброскорости и виброускорения, отметив совпадающие и отличные частоты повреждений.

Таким образом, объем анализируемых данных увеличивается на 3...4 порядка, а результат носит уточняющий характер о виде повреждения. Это позволяет использовать полученные данные для прогноза, учитывая различную скорость развития повреждений отдельных элементов.

					<i>Анализ вибрации</i>	Лист
						56
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

3.4 Анализ временной формы вибрационного сигнала

Вибрационный сигнал может быть представлен во временной форме, являющейся основной формой представления временного сигнала. Наиболее эффективно использование анализа временной формы вибрационного сигнала для диагностирования переходных, нестационарных, ударных процессов. Для этого используются периоды 30...400 мкс, количество измерений 10000...16000 и более. Примеры временной формы вибрационного сигнала приведен на рисунке 5.

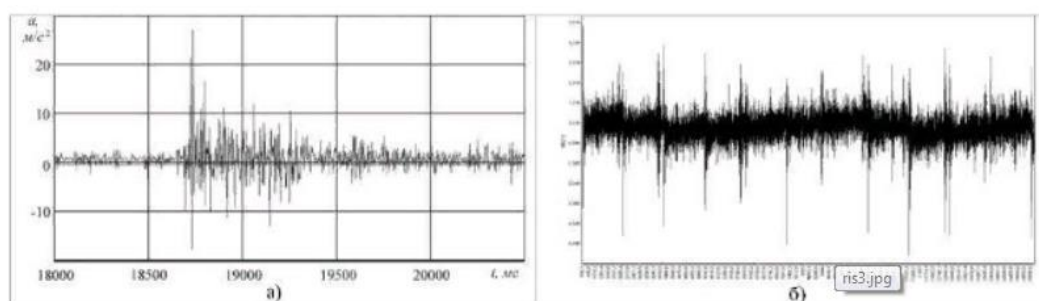


Рисунок 5 - – Примеры временной формы вибрационного сигнала: а) ударный процесс; б) повреждения зубатихоходного колеса редуктора.

Анализ изменения формы временного сигнала позволяет выполнять раннее обнаружение повреждений. Трудность анализа заключается в отсутствии правил формализации и обработки временных реализаций параметров быстропротекающих процессов. Во многом данный процесс субъективен и зависит от опыта специалиста. Спектральные составляющие вибрационного сигнала часто остаются практически без изменений из-за усреднения вибрационного сигнала, необходимого для получения достоверной оценки. В тоже время анализ фактического сигнала несет дополнительную информацию о техническом состоянии механизма [55].

Правила анализа временного сигнала:

1 Необходимо оценить повторяемость параметров колебательного процесса. Одинаковым воздействиям должны соответствовать одинаковые

реализации параметров колебаний. Можно использовать сравнительный анализ однотипных процессов в различных точках при использовании двухканального анализатора вибрации.

2 Оценка симметричности сигнала относительно нулевого (начального) уровня колебаний. Наличие симметричного сигнала свидетельствует о хорошем состоянии (идеальным случаем является синусоидальная форма колебаний – абсолютно симметричная), отклонения – увеличивают степень асимметрии. Диагностические параметры для анализа – положительные и отрицательные значения амплитуд колебаний. Причины асимметрии – нелинейность характеристик системы, анизотропия деталей подшипникового узла.

3 Наиболее значимым является время успокоения системы после возмущающего воздействия. Системы с малой жесткостью и малыми демпфирующими свойствами будут иметь большее время затухания. Следует определить причины, снижающие жесткость и демпфирующие свойства системы. Оценить стабильность демпфирующих свойств механической системы возможно при определении декремента колебаний как натурального логарифма отношения двух последующих амплитуд.

Характер измерения вибрации при изменении частоты вращения механизма так же является диагностическим признаком, требующим анализа временных реализаций.¹

1. Если при изменении частоты вращения происходит увеличение вибрации в линейной зависимости, причиной повреждений являются механические повреждения деталей.

2. Если при изменении частоты вращения происходит увеличение вибрации в квадратичной зависимости, причиной повреждений является дисбаланс ротора.

					<i>Анализ вибрации</i>	Лист
						58
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

3. Если при изменении частоты вращения происходит увеличение вибрации в экспоненциальной зависимости, причиной повреждений является трещина в корпусной детали или в основании.

4. Резкое уменьшение вибрации электродвигателя при отключении питания – признак наличия повреждений, вызванных повреждениями в электрической части двигателя.

5. Постепенное снижение вибрации при остановке механизма – признак наличия повреждений в механической системе.

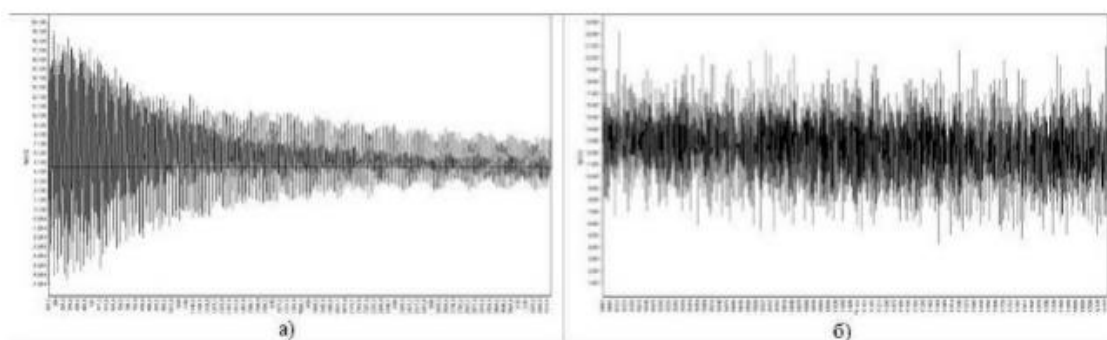


Рисунок 6 – Примеры временной формы виброускорения при остановке электродвигателя: а) повреждения электрической части двигателя; б) повреждения механической части двигателя

Информация о техническом состоянии необходима для реализации операций по поддержанию или восстановлению работоспособного состояния путем проведения технического обслуживания или ремонта. Перечень ремонтных воздействий ограничен операциями по смазке, затяжке резьбовых соединений, регулировке, замене быстроизнашивающихся и восстановлению корпусных деталей. Необходимость каждого воздействия можно определить несколькими диагностическими параметрами. Эти же параметры можно использовать для оценки качества ремонта [57].

По отношению к техническому состоянию механического оборудования предлагается следующее определение информации – сообщение, полученное на основе анализа данных характеризующих изменение параметров технической

системы с использованием решающих правил, используемое для определения необходимости проведения ремонтного воздействия.

Предлагается необходимость каждого воздействия можно определить несколькими диагностическими параметрами, эти же параметры использовать для оценки качества ремонта.

					<i>Анализ вибрации</i>	Лист
						60
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

4 Классификация дефектов центробежных насосных агрегатов (ЦНА)

Большую часть машинного оборудования различных предприятий составляют ЦНА, которые различаются разнообразием конструктивного исполнения и технических характеристик, которые служат для перекачивания нефтепродуктов [1].

Предотказное состояние может возникнуть как в результате внутренних процессов, так и внешних воздействий на объект в процессе его функционирования [3]. Аварийная остановка ЦНА всегда связана с разрушением элементов машин. Для повышения надёжности работы необходимо контролировать действующие силы и оценивать техническое состояние. Надёжность – это свойство объекта сохранять во времени способность выполнять требуемые функции в заданных режимах и условиях применения, технического обслуживания, хранения и транспортирования [3].

Диагностика есть отрасль знаний, включающая в себя теорию и методы организации процессов диагноза, а также принципы построения средств диагноза. Когда объектами диагноза являются объекты технической природы, говорят о технической диагностике.

Вибрационная диагностика – техническая диагностика, основанная на анализе вибрации объекта диагностирования [2].

Для снижения действующих сил необходимо выявить причины их роста, необходим анализ работы машин, основой которого является определение зависимости действующих сил от технического состояния ЦНА. Конструктивным элементом ЦНА, взаимодействующим и передающим потоку энергию, является вал ЦНА с рабочим колесом. Поэтому техническое

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Оценка технического состояния центробежных машин на нефтеперекачивающих станциях и моделирование их неисправностей			
Разраб.		Романов Е.С.			Анализ вибрации	Лит.	Лист	Листов
Руковод.		Рудаченко А.В.					46	177
Консульт.						НИ ТПУ гр. 2БМ81		
Рук-ль ООП		Шадрина А.В.						

состояние вала и рабочего колеса в основном определяет соответствие ЦНА предъявленным требованиям. Валопровод является конструкционным элементом ЦНА и представляет собой сложную техническую систему, в которую входит (вал с рабочим колесом, подшипники, подшипниковые стойки, вал электродвигателя и соединительная муфта), данные составляющие влияют на надёжность и долговечность его работы.

Рабочее колесо непосредственно действует на поток, так же как и масса, скорость и давление потока оказывает воздействие на рабочее колесо и весь валопровод ЦНА. Поэтому изменение технических параметров ЦНА оказывает влияние на гидрогазодинамические и механические процессы работы ЦНА. В данной главе рассмотрены дефекты, возникающие при работе ЦНА. Большая часть ЦНА работает в различных агрессивных и высококоррозионных средах, а также при высоких температурах. Кроме того, значительно влияет собственная вибрация насоса и вибрация трубопроводов обвязки, которая возникает при перекачке различных нефтепродуктов. Она отрицательно сказывается на техническом состоянии ЦНА, увеличивая вероятность возникновения дефектов [5].

Следует отметить, что процесс диагностирования и прогнозирования изменения технического состояния центробежных насосных агрегатов, связан с распознаванием неисправностей, приводящих к постепенным отказам. Время развития неисправностей до критического уровня достаточно для прогнозирования момента отказа ЦНА. Разделение отказов на постепенные и внезапные в определённой степени условно, так как любому скачкообразному изменению параметров (характеризует внезапный отказ) предшествует процесс постепенного изменения определяющих параметров, формирующих диапазон неисправностей.

Вопрос состоит в том, что метрологические характеристики средств измерения не обеспечивают достаточной чувствительности для выявления

					<i>Классификация дефектов центробежных насосных агрегатов</i>	Лист
						62
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

такого рода процессов. В ряде случаев затруднения дополнительно связаны с недостаточным изучением процессов развития неисправностей, приводящих к отказам. В таблице 2 представлены основные неисправности центробежных насосных агрегатов и методы их диагностирования [9].

Таблица 2

Основные неисправности ЦНА и методы их диагностирования

Неисправность	Диагностические параметры	Метод диагностирования
Разрушение лопаток	Шум и вибрация, падение частоты вращения вала, рост температуры продуктов сгорания, падение давления	Виброакустический, термогазодинамический
Усталостные трещины	Распределение напряжения по лопаткам, амплитуда и частота колебаний, параметры вибрации и шума.	Бесконтактное измерение колебаний лопаток, виброакустический
Потеря напряжения между антивибрационными полками лопаток	Зазор между лопатками и статором, вибрация и шум, пульсации давления	Виброакустический, термогазодинамический
Эрозионный износ лопаток, Занос проточной части	КПД, расход топлива, воздуха степень сжатия	Термогазодинамический, бесконтактное измерение зазора
Термические усталостные трещины, деформация, коробление, прогар, растрескивание	Шум и вибрация, повышение температуры продуктов	Виброакустический, пирометрический, термогазодинамический
Нагарообразование, и как следствие возбуждение резонансных колебаний лопаток турбины	Шум и вибрация, повышение температуры продуктов	Виброакустический, термогазодинамический
Износ сопрягаемых деталей, следы фриттинга	Параметры шума и вибрации, Перепад температур	Виброакустический, термогазодинамический
Перегрев материала диска	Неравномерное поле температур	Виброакустический, термогазодинамический
Трещины в пазах диска	Параметры вибрации	Вибрационный
Разрушение лопаток	В момент разрушения параметры шума и вибрации, при дальнейшей работе изменение амплитуды и частоты вращения рабочего колеса, рост потребления энергии	Виброакустический, бесконтактное измерение колебаний лопаток, термогазодинамический
Вытяжка лопаток	Надиры на корпусе, зазор между торцом лопатки и корпусом, параметры шума и вибрации, выбег ротора, повышение температуры продуктов перекачки	Виброакустический, термогазодинамический

Обгорание лопаток	Неравномерность температурного поля перед ЦНА, повышенная температура продуктов перекачки	Термогазодинамический
Резонансные колебания лопаток	Амплитуда и частота колебаний, температурное поле перед установкой	Бесконтактное измерение колебаний лопаток, термогазодинамический
Усталостные и термические трещины лопаток	Амплитуда и фаза колебаний	Виброакустический
Перегрев лопаток	Температурное поле перед ЦНА	Термогазодинамический
Износ дорожек качения подшипника, разрыв сепаратора, усталостные выкашивания, проскальзывание	Вибрация и шум, повышенная температура корпуса подшипника, температура масла на выходе из опоры, выбег ротора, радиальный зазор между лопатками и корпусом, Химические и физические параметры масла	Виброакустический, термометрирование, спектральный анализ масла, температура опор подшипников
Износ подшипника скольжения, разрушение, отслаивание баббита, электроэрозия	Вибрация и шум, температура баббита, температура масла на выходе из опоры, частицы в масле, радиальный зазор между лопатками и корпусом ЦНА, радиальный зазор в подшипнике	Виброакустический, термометрирование, спектральный анализ масла, температура опор подшипников

4.1 Возникновение вибрации при неисправности крепления агрегатов на фундаменте

Проблемы диагностики технического состояния фундаментов, на которых устанавливают центробежные насосные агрегаты, необходимо решать специалистам служб по вибрационной диагностике. Причина этого заключается в том, что чаще всего состояние фундаментов определяет вибрацию центробежного насосного оборудования [5]. Из-за неплотного прилегания лап или стояков ЦНА к фундаменту или раме, появления трещин, ослабления крепления, разрыва анкерных болтов происходит уменьшение жёсткости установок, и потеря общих масс, которые колеблются с рамой. При необходимой жесткости системы (фундамента, рамы на которую крепится ЦНА

и самого центробежного агрегата), вибрация крышек подшипников в 5-7 раз выше вибрации рамы вблизи анкерных болтов. Если жесткость системы нарушается, то соотношение вибрации уменьшается, происходит скачкообразное изменение вибрации в месте где нарушена жесткость. Так, если вибрация на одной из лап подшипниковой опоры составляет 10 мм/с, а на раме 5 мм/с и меньше, то можно сделать вывод, что лапа плохо прикреплена к раме. При резком изменении вибрации в 2 раза и выше в локальной точке системы, то это связано с плохой жесткостью крепления.

Чаще всего плохая жесткость крепления рамы к фундаменту из-за разрушения бетона в период эксплуатации, некачественной подливки бетона, коробления рамы или фундаментной плиты, ослабления анкерного болта от фундамента. Если вибрация на раме рядом с анкером составляет 5 мм/с и на анкере вибрация тоже 5 мм/с, то на бетоне вибрация 0,7-0,9 мм/с, можно предположить, что анкер плохо залит в фундамент. При увеличении вибрации снижается КПД центробежных насосных агрегатов.

Фундаменты включая колодцы для фундаментных болтов, при приёмке под монтаж должны быть полностью освобождены от опалубки и тщательно очищены от остатков бетона, строительного мусора. В процессе приёма фундаментов под монтаж результаты фактических замеров всех осевых и привязочных размеров и отметок фундаментов заносятся в формуляр фундамента. Отклонения указанных размеров и отметок от проектных не должны превышать (в мм) [6]:

- смещение вертикальной оси фундамента под электродвигатель относительно вертикальной оси фундамента под насос – не более 10;
- основным размерам в плане не больше 20;
- основным размерам в плане не более 30;
- высотным отметкам поверхности фундамента (без учёта высоты подливки бетонного раствора) не менее 30;

					Классификация дефектов центробежных насосных агрегатов	Лист
						65
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

-
- по размерам уступов в плене не менее 20;
- размерам колодцев не более 20;
- отметки уступов в выемках и колодцах не менее 20
- по осям колодце для фундаментных болтов не менее 5.

Силы, действующие со стороны центробежных насосных агрегатов на фундамент в стационарном рабочем режиме, известны весьма ориентировочно, и расчёт колебаний фундамента носит оценочный характер. Расчёт динамических податливостей под действием единичных гармоничных сил, приложенных к поперечным стержням (ригелям) верхнего пояса системы, где в подшипниковых узлах установлены подшипники, и к продольным стержням (балки), на которых закреплены лапы статора. Такие динамические податливости являются наиболее точной характеристикой динамических свойств фундаментов, при дальнейшей оценке его пригодности для установки ЦНА [7].

При плохом контакте стойки подшипникового узла с рамой вблизи от центра возрастают вертикальные колебания, так как вместо нормальной деформации стойки от сжимающих сил возникает изгибающее напряжение. Если стойки подшипника не плотно прилегают к раме, то в этом случае ослабляется жесткость установки, в зависимости от этого возрастает горизонтальная вибрация [8].

К фундаментам ЦНА предъявляют жёсткие требования. Это связано с большими динамическими нагрузками на сам фундамент при работающем ЦНА с частотой вращения ротора 3000 об/мин и более. Так как при смещении ротора на сотые доли миллиметра вызывает усиленное биение с последующей остановкой на ремонт.

					<i>Классификация дефектов центробежных насосных агрегатов</i>	Лист
						66
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

4.2 Классификация дефектов рабочего колеса центробежных насосных агрегатов.

Возникновение отказов чаще всего связано с первичной неисправностью конструктивного или эксплуатационного характера. Уменьшить множество отказов можно путём создания системы контроля и диагностики технического состояния ЦНА на ранней стадии зарождения дефекта. Наиболее частыми дефектами рабочего колеса являются кавитационно-коррозионные разрушения, истирание твёрдыми наносами, трещины. Рабочее колесо не должно иметь люфты в механизмах поворота лопастей [9].

В случае люфта лопасти при разборке рабочего колеса, ее находят и устраняют причину возникновения люфта. Не допускают протечек масла в уплотнениях цапф лопастей колёс и по прокладке между втулкой и обтекателями. Если каверны от кавитационно-коррозионных разрушений и от истирания взвесью на лопастях, втулке и обтекателе не глубже (1-2 мм), то только производят зачистку места повреждения наждачным камнем и шлифовкой. Перед заваркой глубокой каверны ее поверхность вырубается до неповреждённого металла, трещины высверливают по краям и разделяют края зубилом зля сваривания. После наплавки металла поверхность должна быть тщательно отполирована заподлицо со старой поверхностью. В случае наплавки большого количества металла рабочее колесо должно быть тщательно отбалансировано. Если центр масс не совпадает с осью вращения появляется вибрация, которая приведёт к преждевременному выходу из строя. Дисбаланс и вибрация колеса приводит к преждевременному отказу подшипников и других деталей центробежных насосных агрегатов. Неуравновешенность может быть следствием неоднородности материала из которого изготовлена деталь, погрешность заготовки, имеющей чёрные необработанные поверхности, погрешности механической обработки, погрешность сборки узлов из-за перекоса или излома деталей, гидравлического дисбаланса, как следствия разных профилей лопастей, неточности узлов установки в одном колесе, скоса

					Классификация дефектов центробежных насосных агрегатов	Лист
						67
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

неравномерного потока, поступающей из всасывающего пространства на лопасти рабочего колеса.

При ремонте неуравновешенность является следствием неравномерной наплавки металла, в результате чего центр тяжести колеса сместится относительно оси вращения. Различают статистическую и динамическую балансировки. Обычно колесо подвергают статистической балансировке, так как высота колеса меньше его диаметра. Если частота вращения колеса выше 1000 оборотов в минуту, то его подвергают динамической балансировке [6].

Статистически можно балансировать или на оправке, когда ось рабочего колеса горизонтальна, или на шаре, если ось вертикальна. Для балансировки на оправке в горизонтальном положении необходимо иметь параллельные брусья. Во избежание смятия оправки при установке на параллельных брусьях оправку изготавливают из высокоуглеродистой закалённой стали, а поверхность ее шлифуют под диаметр расточки рабочего колеса. Параллельные брусья устанавливают на строганую плиту. Верхняя поверхность плиты должна быть строго горизонтальна, что проверяют по уровню в нескольких местах по взаимно перпендикулярных направлениях. Чугунные стойки двух параллельных брусьев устанавливают на таком расстоянии, чтобы между ними свободно проходило рабочее колесо, и прикрепляют к плите болтами. На стойках и закрепляют две линейки из закалённой стали. После установки и закрепления всего приспособления проверяют по уровню горизонтальность верхней поверхности линеек. При наличии уклона между линейками и стойками или между стойками и плитой ставят прокладки из листового железа. Верхние рабочие кромки линеек для повышения точности балансировки делают по возможности узкими, но так, чтобы при установке оправки не оставались вмятины.

Для балансировки на линейки устанавливают оправку с закреплённым рабочим колесом. Рабочее колесо будет вращаться на линейках пока его

					<i>Классификация дефектов центробежных насосных агрегатов</i>	Лист
						68
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

наиболее тяжёлая сторона не займёт нижнее положение.

Для уравнивания с диаметрально противоположной стороны устанавливают груз так, чтобы рабочее колесо в любом случае оставалось в покое. Находят величину груза и его местоположение, вращая колесо с оправкой на параллельных брусках и проверяя его уравновешенность. После этого колесо снимают с оправки, снимают груз и взвешивают его. В соответствии с тяжёлой стороны снимают лишнюю массу или на лёгкой стороне прикрепляют соответствующий груз. Для снятия массы можно применить шлифовальную машинку. При добавлении груза его крепят к внутренней поверхности втулки рабочего колеса.

При балансировке рабочего колеса на шаре в вертикальном положении требуется оправка с шаром из закалённой стали, которую устанавливают во внутреннюю расточку втулки рабочего колеса. Опора шара при балансировке должна быть выше центра тяжести рабочего колеса, иначе оно будет иметь неустойчивое положение. На горизонтальной плите устанавливают стойку с закреплённой на ней стальной закалённой пластиной. Верхняя поверхность пластины должна быть строго горизонтальна, что проверяют при помощи уровня. При правильном уравнивании при отсутствии дебаланса ось рабочего колеса должна быть вертикальна при любом положении колеса.

Вертикальность оси проверяют при помощи стойки с иглой или с индикаторной головкой. Стойку передвигают по плите около неподвижного колеса, установив иглу и стержень индикатора так, чтобы они касались обода. Можно установить стойку неподвижно и поворачивать колесо вокруг оси. Проверку производят лишь после того, как прекратятся колебания, вызванные поворотом колеса. По расстоянию (просвету) между иглой стойки и плоскостью обода в разных точках определяют местоположение уравнивающего дебаланс груза [6].

					<i>Классификация дефектов центробежных насосных агрегатов</i>	Лист
						69
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

4.3 Классификация дефектов подшипников центробежных насосных агрегатов.

Основными признаками работоспособности подшипников, характеризующими изменение их динамических параметров, которые постепенно приводят к установленному выкрашиванию, повышенному износу, поломкам деталей, являются изменения момента сопротивления вращению, уровня вибрации, характера электрического сопротивления гидродинамической масляной плёнки в динамике [15].

Работоспособность изменяется из-за нарушения контактной выносливости, износостойкости и общей прочности. Из-за нарушения износостойкости, контактной выносливости и общей прочности происходит изменение геометрических размеров деталей, появляется волнистость гранность беговых дорожек подшипников, увеличивается разноразмерность тел качения, возрастает биение колец. Изменение состояния подшипников в общем случае влечёт за собой структурные изменения материала поверхностей качения, изменения геометрии деталей и влечёт за собой ухудшение качества качения. Перечисленные изменения характеризуют степень ухудшения работоспособности подшипниковых узлов по мере сопротивляемости контактными нагрузкам [26].

Оценку работоспособности можно дать при определении:

1. структурных параметров путём испытания твёрдости и микротвёрдости материала, электрографическими исследованиями, токовихревой проверкой или металлографическим анализом;
2. по геометрическим параметрам, установив зазоры, измерения разноразмерности тел качения, отклонения от геометрических форм;
3. физические параметры, установив момент сопротивления вращению, уровень шумов, уровень вибрации, изменение гидродинамической масляной плёнки. Физические параметры принимают как основные при определении работоспособности подшипниковых узлов без разборки.

					Классификация дефектов центробежных насосных агрегатов	Лист
						70
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

В подшипниках существует трение при качении. Возникающее трение обусловлено многими факторами, но главный из них это трение, так же на трение подшипников влияет износ и тепловой режим работы подшипника в подшипниковом узле.

Дифференциальное проскальзывание. При качении шарика по кольцу с радиусом кривизны R в плоскости, плоскость перпендикулярна к направлению качения. При этом «чистое» качение будет только на двух линиях, расположенных на эллипсе контакта шарика и двумя желобами будет проскальзывать из-за неодинакового расстояния точек контакта от осей вращения. Момент сил сопротивления, обусловленный дифференциальным проскальзыванием тел качения на площадках контакта.

Упругий гистерезис в материале контактирующих тел. Вызываемые энергетические потери при упругом гистерезисе в материале подшипника, можно определить, допуская, что на протяжении цикла нагружений тратится кинетическая энергия. Чаще всего встречается в подшипниках с низким количеством оборотов (низкоскоростные подшипники). Но при работе с подшипниками с высокими скоростями появляются большие центробежные силы, которые создают дополнительные напряжения.

Геометрические погрешности и действие микрогеометрии контактирующих поверхностей. Основная причина возникновения изменения момента сопротивления вращению является погрешности геометрической формы деталей, подшипников (гранность колец и шариков, овальность, шероховатость в виде микронеровности).

Момент, вызванный действием сепаратора. Внутреннее кольцо подшипника вращается вокруг вертикальной оси и сепаратор под действием собственной массы соприкасается с шариком подшипника в одной точке, при этом вызывается момент сопротивления тел качения с гнёздами сепаратора.

					Классификация дефектов центробежных насосных агрегатов	Лист
						71
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Момент сопротивления, обусловленный сдвигом и сбросом смазки.

Наличие смазки вызывает в подшипнике дополнительные потери энергии, из-за вязкости масла, находящегося между телами качения. Изменяются его физические характеристики, а именно давление, относительная скорость потока смазки, тепловой режим, и конструктивные особенности подшипника. Создаваемая в подшипнике масляная прослойка предотвращает контакт тел качения (уменьшается износ и напряжение металла в месте контакта) и увеличивается площадь соприкосновения.

Момент сопротивления, при увеличении температуры. В какой-то степени и температура влияет на момент сопротивления вращению. При увеличении температуры до 100-120° С момент сопротивления качению уменьшается, из-за уменьшения вязкости смазки. При увеличении температуры более 120-140° С увеличивается постоянная составляющая момента сопротивления вращению при изменении геометрических размеров отдельных деталей подшипникового узла [10].

При окончании ремонта подшипников до установки на место их проверяют по находящемуся в горизонтальном положении валу, чтобы определить действительные зазоры и степень касания расточкой вкладыша шейки вала. Подшипники соединяют на валу и, поворачивая его замеряют снизу в четырёх положениях диаметральный зазор по всей длине вкладыша. Если зазоры между валом и вкладышем больше чем на 20% отличаются от проектных, то подшипник исправляют шабрением лигнофоля или установкой прокладок под планки [6].

4.4 Классификация дефектов валов насоса и электродвигателя центробежных насосных агрегатов

На валах обычно обнаруживают следующие дефекты, которые устраняют в период ремонта: выработку центрирующих выступов; повышенное торцевое

					Классификация дефектов центробежных насосных агрегатов	Лист
						72
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

биение фланцев вала; несоосность шеек и центровочных заточек; выработку или отслоение слоя нержавеющей стали на шейках валов; прогиб вала [25].

Центрирующий выступ в валу должен плотно входить в заточку сопрягаемого вала; если выступ входит в заточку слабо (с зазором более 0,1 мм), то необходимо либо уменьшить диаметр заточки, или увеличить диаметр выступа. Существует два способа восстановления посадочного сопряжения. Если сработка по диаметру достигает 0,1–0,2 мм, то сопряжение восстанавливают ударами в торец выточки с последующей проточкой вала на станке. При больших зазорах восстанавливают посадочное сопряжение наплавкой буртика или выточки с преследующей проточкой. Для этого наплавляемую поверхность предварительно протачивают, чтобы толщина наплавленного металла после проточки была не более 2 мм. Перед проточкой вал тщательно выверяют на станке по шейкам и центрирующим заточкам. Повышенное торцевое биение исправляют на станке. В таких случаях рекомендуется одновременно протачивать шейки вала, центрирующие буртики или впадины, торцы фланца, где биение не допускается более 0,02 мм. Если биение незначительное, а при проверке обнаружен излом линии валов, то торцевую поверхность рекомендуется шабрить. Качество шабрения проверяют по плите [6].

Технология шабрения следующая. Производят центровку вала насоса с валом электродвигателя. Предварительно с помощью латунных прокладок между фланцем валов электродвигателя и насоса определяют толщину снижаемого слоя на торце вала, для чего используют геометрически подобные треугольники. Далее ослабляют болты фланцевого соединения, выпускают прокладки и измеряют их микрометром наибольшую их суммарную толщину. Центр положения прокладок наносят керном на цилиндрической поверхности вала. Точку центра прокладок переносят на 180° по окружности фланца. Рассоединяют болты фланцевого соединения, опускают ротор насоса на подставку под верхний фланец вала на величину 200 мм. В точке, находящейся

					<i>Классификация дефектов центробежных насосных агрегатов</i>	Лист
						73
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

на 180° от центра ранее установленных прокладок, на плоскости фланца вала насоса перпендикулярно к плоскости биения наносят равномерную отстоящие одна от другой параллельные линии, вдоль которых вышабривают маяки такой глубины, при которой их вершины будут лежать в одной плоскости, образующей в мете первоначальной нешлифовкой, подлежащей снятию поверхностью клин [6].

Глубину маяков проверяют индикатором. После нанесения маяков поверхность диска шлифуют на клин, ориентируясь на эти маяки. В результате должна получиться плоскость, проходящая через вершины маяков. При этом контроль осуществляют проверочной линейкой и проверочной плитой по краске. Учитывая, что шебер снимает стружку толщиной 0,002–0,005 мм, припуск на шебрение при этом оставляют небольшим, порядка 0,1–0,2 мм. Поэтому, если надо снять слой толщиной 0,2–0,3 мм, рекомендуется предварительно машинкой В–54А или напильником снимать грубо клин на плоскости фланца выхода на маяки. С помощью проверочной плиты окончательно прошабривают поверхность.

Дальнейшие работы проводят согласно заводской инструкции по монтажу насоса. После соединения валов, если биения на шейках насоса будет выходить за пределы, указанные в инструкции, шабрение повторяют.

В случае незначительной выработки валов шейки зашлифовывают. При значительной выработке шейки протачивают до полного устранения повреждения. Новые шейки вала восстанавливают электронаплавкой нержавеющей электродами или устанавливают «рубашку» из листов нержавеющей стали [20].

Технология наплавления нержавеющей электродами следующая. Наплавку производят нержавеющей электродами типа ЭА-92 марки А-5 или ОЗЛ-6. Перед наплавкой вал очищают от пыли и грязи, устанавливают на станок и обрабатывают шейки под наварку. Шейки обрабатывают на размер

					Классификация дефектов центробежных насосных агрегатов	Лист
						74
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

меньший на 2 мм диаметра вала. При этом биение вала не должно быть выше 0,3 мм на сторону. Наплавляют в среде углекислого газа при давлении 0,5 кгс/см² и подаче его через отверстие диаметром 2мм. Напряжение дуги при этом 24–26 В. Проволока подаётся со скоростью 172 м/ч при подаче электрода 5,6 мм/об. Частоту вращения вала выбирают в зависимости от его диаметра. После наплавки первого слоя поверхность очищают от крупных брызг (диаметром больше 4 мм) при помощи зубила и молотка. Второй слой наплавляют с соблюдением тех же режимов [11].

При наплавке обращают внимание на угол наклона электрода к оси вала, который по фронтальной проекции должен быть 10–15°. Толщина наплавленного слоя должна быть в пределах 2,5 – 3,0 мм. Чешуйчатость наплавленной поверхности должна быть не более 0,5 мм. Раковины, поры и наплавыв не допускаются.

В условиях эксплуатации на изношенные валы устанавливают рубашки из листов нержавеющей стали, состоящие из двух половин. Толщина рубашек 15 мм. Размечают четыре половины рубашек в размер. Размечают плоскость разъема под строжку, строгают плоскости разъёма или фрезеруют их. После этого, прихватив две половины на планки, устанавливают их на станок. Выверяют по разъёму и внутреннему диаметру, подрезают торцы на токарном станке в размер, растачивают внутренний диаметр рубашки согласно диаметру шейки по классу и посадке. Сверлят отверстия в рубашке диаметром 10–12 мм под электрозаклёпки через каждые 100 мм в шахматном порядке. Срубуют планки с рубашками.

Устанавливают вал в центры и протачивают шейки под рубашки в размер. Устанавливают рубашки на проточные места и прихватывают. Плотность прилегания рубашки к валу проверяют по звуку при лёгком постукивании молотком. Приваривают рубашки к валу, при этом варят только на постоянном токе при обратной полярности. Каждый проход зачищается от шлака. После электронаплавки на шейках вала или установки рубашек вал

					<i>Классификация дефектов центробежных насосных агрегатов</i>	Лист
						75
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

протачивают на токарном станке. Чистовую обработку рубашек по наружной поверхности производят совместно с чистовой обработкой всего вала. Во избежание попадания воды в небольшие зазоры между рубашкой и валом насоса торцы рубашки тщательно зачеканивают. Если вал однофланцевый, то целесообразно установить цельную втулку из нержавеющей стали. Насаживают втулки на горячую [6].

Несколько сложнее исправление прогиба вала. Для этой цели применяют термический способ правки валов местным нагревом или наплавкой электрошлава, либо механический способ чеканкой. При правке валов местным нагревом необходимо интенсивно нагревать определённый небольшой выпуклый участок вала до высокой температуры, но ниже чем температура нижней критической точки. После остывания волокна металла укорачиваются на выпуклой стороне вала и последний выправляется. Данный способ применяют при правке валов из сталей, имеющих предел текучести ниже 30 кгс/мм² и слабо воспринимающих закалку. Вал свободно укладывается выпуклой стороной (горбом) кверху. Участок максимального нагрева изолируют размоченными в воде кусочками асбеста по всей периферии с оставлением окна, свободного от асбеста, в самой верхней точке вала. Для предохранения от сползания, асбест приматывают проволокой [6].

Правку вала механическим путём проводят в холодном состоянии с чеканкой в местах наибольшего прогиба. Сущность ее заключается том, чтобы растянуть сжатые волокна вала. Последний кладут так, чтобы увеличить растягивающие напряжения, и производят чеканку по вогнутой стороне. При чеканке сжатые волокна растягиваются по направлению к концам вала, удлиняются и вал выпрямляется. При окончании чеканки и выправления вал отжигают. После отжига обычно возникает небольшой изгиб вала, поэтому производят повторную чеканку.

					<i>Классификация дефектов центробежных насосных агрегатов</i>	Лист
						76
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

4.5 Проверка вертикальности общей линии валов ЦНА

Общую линию валов проверяют на отсутствие излома на вертикальность. Сначала следует производить проверку отсутствия излома. Для этого на верхний торец вала электродвигателя устанавливают приспособление в виде крестовины, при помощи которого вращают ротор агрегата тросом или краном [27].

В одной вертикальной плоскости по всей длине ротора устанавливают три индикатора: два I_2 и I_3 у шеек подшипников и один I_1 под установленным верхним подшипником для определения сдвига ротора по пяте (вследствие зазоров у этого подшипника). Действительное и радиальное биение определяют вычитаний показаний индикатора I_1 из показателей индикаторов I_2 и I_3 при последовательном повороте ротора агрегата на 45, 90, 135, 180, 225, 270, 315 и 360° (восемь точек). Радиальное биение не должно превышать 0,03 мм. Контроль правильности показаний индикаторов производят по показаниям их в первоначальной точке установки 0°.

По результатам замеров строят графики для определения характера биения вала на шейках подшипников. По характеру кривой за один оборот определяют величину биения. Устранение излома осевой линии валов производят перетяжкой болтов фланцевого соединения вал электродвигателя – верхний фланец вала – проставок (если величина излома невелика) или шабрением стыкующихся поверхностей этих фланцев (если величина излома значительна). Параллельное смещение валов ликвидируют опиловкой центрирующего буртика вала на нужную величину и смещением валов по плоскости фланцев.

Вертикальность валов проверяют методом четырёх струн. К верхнему фланцу вала крепят специальную крестовину. С крестовины опускают попарно четыре струны в двух взаимно перпендикулярных плоскостях с грузами на концах. Для удобства ориентации следует принимать плоскости, совпадающие

					Классификация дефектов центробежных насосных агрегатов	Лист
						77
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

с продольной осью X канала и поперечной осью Y стенок канала. С целью уменьшения времени колебания струн грузы погружают в вязкую жидкость (масло), Налитую в ведро. Струны должны быть изолированы от вала резиной или другим изоляционным материалом.

Для струн используют специальную проволоку (колиброванную) без сгибов и узлов диаметром 0,3–0,5 мм. Вес груза P выбирают расчётом максимально возможного натяжения струны. Точка подвеса груза должна лежать в плоскости симметрии груза. При отсутствии крестовины струны можно крепить к отверстиям в верхнем фланце.

В данном случае струны также должны быть надёжно изолированы от вала. Струны соединяют через электролампу или чувствительный гальванометр с одним полюсом батареи. Второй полюс соединяют с валом. При одновременном касании микроштихмасом струны и вала электрическая цепь замыкается и стрелка гальванометра отклоняется. Поворачивая разводную головку микроштихмаса, добиваются такого положения, при котором поворот головки на 0,02 мм размыкает и замыкает ток в цепи гальванометра. Это показание и является расстоянием вала от струны с точностью до 0,02 мм. Более высокая точность измерения достигается при наличии в цепи миллиамперметра. При отсутствии гальванометра и миллиамперметра в цепь включают электрическую лампочку, звонов или телефонную трубку. Точность измерения при этом уменьшается.

Для удобства замеров один из концов микроштихмаса ввёртывают в гайку, приваренную к гребню угольника с размером угольника 50x50 или 80x80 мм и длиной 50–60 мм. Плоскость прилегания угольника к валу шабрится на плите. Для более правильной установки микроштихмаса с угольником на вал надевают специальных хомутов в плоскостях замеров, а угольник устанавливают так, чтобы он опирался на верхний торец хомута и прижимается к валу. Хомуты следует устанавливать, как можно ближе к фланцам вала. Так как при изготовлении угольника трудно добиться строгой перпендикулярности его

					Классификация дефектов центробежных насосных агрегатов	Лист
						78
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

опорной плоскости к оси микроштрихмаса, то при замере угольник держат одной стороной вверх и наносят на нём ясное клеймение.

Струны не обязательно подвешивать на одинаковом расстоянии от вала, так как разность диаметров вала в плоскостях замера не имеет значения, так же, как и абсолютные значения расстояния вала до струн. Записывают только показания по разводной головке микроштрихмаса при обязательном условии, чтобы замеры в одной плоскости (горизонтальном сечении) были в пределах развода головки без смены наборных звеньев штихмаса.

Для определения направления валов по координатам основных осей замеров строится схема векторов с учётом разности направлений и величины уклонов вала электродвигателя и вала насоса. Все замеры при выверке вертикальной общей линии спаренных валов производят на свободновисящем роторе агрегата, и при этом ротор не касается неподвижных деталей корпуса. Кроме метода выверки вертикальности валов по четырём струнам-отвесам, существует метод выверки по уровню путём сравнения его показаний при следующих условиях. Последовательно на вал насоса выше нижней шейки под подшипник устанавливают приспособление для установки уровня. Положение площадки в горизонтальной плоскости регулируется и фиксируется установочными винтами. При выверке, изменяя положение площадки, выводят установленный уровень в среднее положение. Не меняя положения уровня, поворачивают свободно висящий ротор агрегата на опорной пяте на 180° и по сравнению показаний уровня устанавливают вертикальное положение вала в обеих перпендикулярных плоскостях путём поджатия сегментов или установкой всего электродвигателя в сборе.

Указанная выверка первоначально осуществляется при регулировании поджатия сегментов опорной пяты электродвигателя, а затем при выверке вертикальности всей линии валов. Для ускорения проведения указанной операции устанавливают два уровня на приспособление, имеющее две площадки. Уровни располагают в радиальном направлении под углом 90° . В

					Классификация дефектов центробежных насосных агрегатов	Лист
						79
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

этом случае выверка и установка вертикальности проводится сразу в двух перпендикулярных плоскостях [18].

					<i>Классификация дефектов центробежных насосных агрегатов</i>	Лист
						80
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

5 Виброизмерительное портативное устройство АДП-3101

5.1 Описание прибора АДП-3101

Прибор предназначен для использования персоналом, обслуживающим энерго-механическое оборудование, проводящим виброналадку и исследование вибрации машин и механизмов. Прибор предназначен для измерения параметров низковольтных сигналов, поэтому попадание на его виброизмерительные входы повышенного напряжения (более 10 В) может привести к повреждению входных цепей. АДП-3101 не предназначен для подключения к высоковольтным источникам питающего напряжения. Не следует подключать прибор к источникам напряжения выше 220В. Для проведения измерений к прибору АДП-3101 можно подключать серийно выпускаемые пьезоакселерометры (высокоимпедансные, с встроенными усилителями заряда, симметричные) общего и промышленного исполнения, датчик оборотов (фазоотметчик), датчики или устройства переменного напряжения до 10 В СКЗ, устройства с плавно меняющимися (постоянными) сигналами на выходе. С прибором также применяется датчик оборотов ДО-01 (ДО.2001М.001ЧТУ), выполненный во взрывозащищенном исполнении и имеющий маркировку по взрывозащите "1ExibIIAT6" [23].

При использовании прибора АДП-3101 для диагностики не требуется применения компьютеров и других измерительных приборов, т.к. все диагностические программы хранятся в памяти самого прибора.

Технические характеристики виброизмерительного прибора АДП-3101:

1. Рабочий диапазон виброизмерительного прибора АДП-3101 при измерении вибрации (используемые каналы для снятия вибрации 1, 2), для переменного напряжения (каналы 1 и 2) - от 0,5 до 20000 Гц с поддиапазонами.

					Оценка технического состояния центробежных машин на нефтеперекачивающих станциях и моделирование их неисправностей			
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата				
Разраб.		Романов Е.С.			Виброизмерительное портативное устройство АДП- 3101	Лит.	Лист	Листов
Руковод.		Рудаченко А.В.					82	177
Консульт.						НИ ТПУ гр. 2БМ81		
Рук-ль ООП		Шадрина А.В.						

2. Неравномерность амплитудно-частотной характеристики прибора при измерении вибросигналов и переменного напряжения:

- диапазон частот от 0,5 до 20 Гц, не более $\pm 5\%$;
- диапазоне свыше 20 до 20000 Гц, не более $\pm 3\%$.

3. При измерении среднеквадратических значений диапазоны прибора вибропараметров при чувствительности используемого вибродатчика, равной 5 пКл/м/с² приведено в таблице 3.

Таблица 3

Диапазон прибора при измерении среднеквадратических значений

виброускорение	0,063-200 м/с ² (в диапазоне частот от 0,5 до 20000 Гц);
виброскорость	- 0,126-1000 мм/с (в диапазоне частот от 1 до 25 Гц); - 0,0101-1280 мм/с (в диапазоне частот от 25 до 20000 Гц);
виброперемещение	0,0051- 160000 мкм (в диапазоне частот от 1 до 4000 Гц),

4. При измерении среднеквадратического значения переменного напряжения в диапазоне частот от 0,5 до 20000 Гц от 3,16 мВ до 10 В.

5. Предел основной относительной погрешности АДП- 3101 при измерении среднеквадратического значения вибропараметров и переменного напряжения, $\pm 4 \%$.

6. Пределы допустимой основной относительной погрешности прибора при измерении среднеквадратического значения вибропараметров и переменного напряжения:

- в диапазоне от 0,5 до 20 Гц включительно, 10 %;
- в диапазоне свыше 20 до 20000 Гц, 6 %.

7. Пределы допустимой дополнительной относительной погрешности прибора при измерении вибропараметров и переменного напряжения:

					Виброизмерительное портативное устройство АДП-3101	Лист
						82
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

- от изменения температуры в рабочих условиях, $\pm 5 \%$;
- от воздействия влажности в рабочих условиях, $\pm 3 \%$;
- от воздействия магнитного поля уровнем 80 А/м частотой 50 Гц, $\pm 3\%$;
- от воздействия акустического шума уровнем 100 дБ в полосе частот 125-8000 Гц, $\pm 2\%$.



Рисунок 7 – Общий вид прибора АДП-3101 с вибродатчиками.

6 Вибрационная диагностика дебаланса в ЦНА с применением лабораторного стенда.

Дебаланс в центробежных насосных агрегатах является наиболее распространённым дефектом, который приводит к увеличению вибрации. Явление дебаланса связано с процессами, происходящими в механической, тепловой или электромагнитной системах роторов, и именно в результате дебаланса энергия вращения ротора преобразуется в энергию вибрации. Одна из причин возникновения механического дебаланса – это несовпадение центра масс с осью вращения. Вибрация, которая при этом возникает возбуждается центробежной силой. Вибрация, побуждаемая ротором, передается на подшипниковые узлы, подшипники, электродвигатель и центробежная сила, протекающая один раз за один оборот вала центробежной установки, может быть обнаружена в любой точке машины [1].

Для повышения эффективности эксплуатации необходим переход к эксплуатации ЦНА по техническому состоянию и использования средств технической диагностики. Системы диагностики должны разрабатываться не только с учётом получения собственно оценок, но и с учётом использования результатов диагностики в управлении системой транспорта нефти [3].

Механические колебания - колебания значений кинематической или динамической величины, характеризующей механическую систему [2].

					Оценка технического состояния центробежных машин на нефтеперекачивающих станциях и моделирование их неисправностей			
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата				
Разраб.		Романов Е.С.			<i>Вибрационная диагностика дебаланса в ЦНА с применением лабораторного стенда</i>	Лит.	Лист	Листов
Руковод.		Рудаченко А.В.					85	177
Консульт.						НИ ТПУ гр. 2БМ81		
Рук-ль ООП		Шадрина А.В.						

6.1 Сравнение результатов исследования. Вибрационная диагностика в центробежной установке при дефекте рабочего колеса.

Для данного эксперимента необходимо получить данные вибрационной диагностики при дефекте рабочего колеса (импеллера). Для сравнения были измерены данные вибрации в рабочем состоянии центробежной установки в трёх точках измерения рисунок 8

Данные измерения вибрации без дефекта и с дефектом рабочего колеса центробежной установки приведены в таблице 4. В каждой из трёх точек измерения было проведено по 36 измерений для дальнейшей обработки в Excel при помощи метода главных компонент. Измерения велись при частоте вращения 50,8 Hz или 3048 оборотов в минуту, температура при часе работы лабораторной центробежной установки составила 39-41° C.

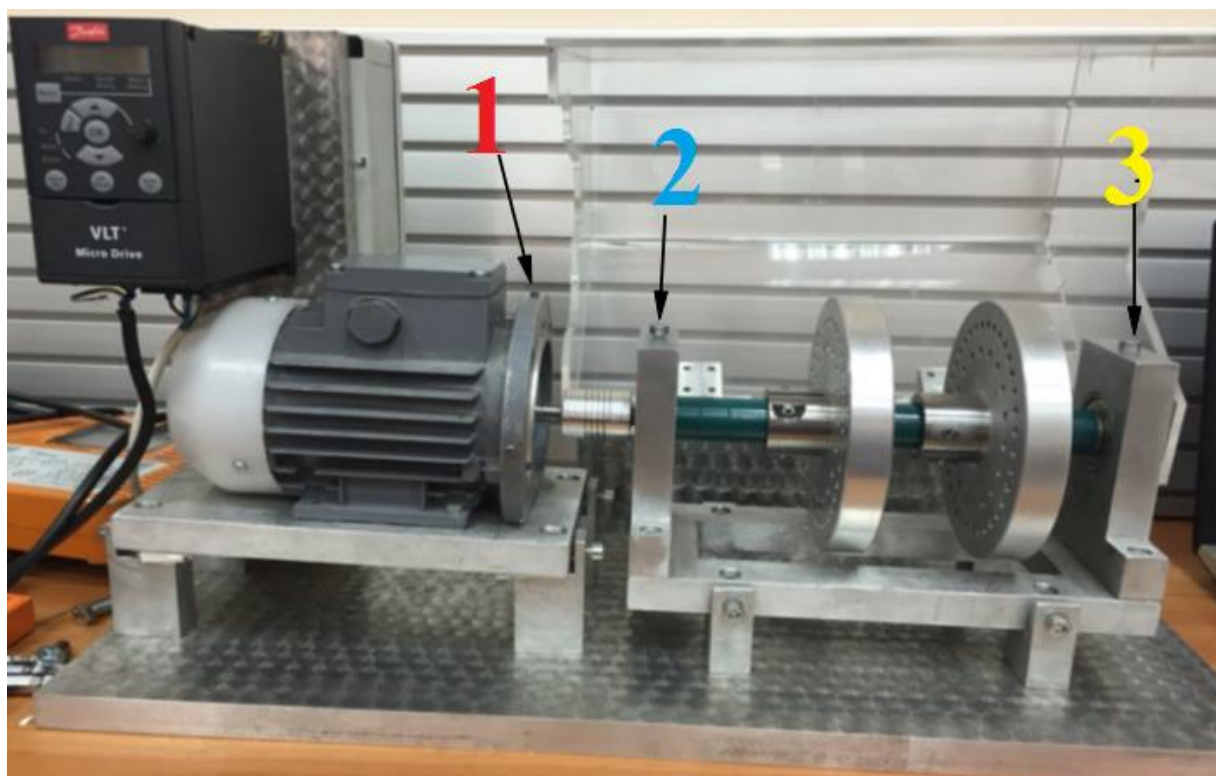


Рисунок 8 – Точки измерения вибрационных данных

					Вибрационная диагностика дебаланса в ЦНА с применением лабораторного стенда	Лист
						85
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Таблица 4.

Величина вибрации на электродвигателе

№ пп	Без дефекта					Дефект рабочего колеса				
	X, мм/с	Y, мм/с	Z, мм/с	Hz	V, В	X, мм/с	Y, мм/с	Z, мм/с	Hz	V, В
1	0,0639	0,0623	0,0775	50,9	0,658	0,1539	0,1736	0,0881	50,8	0,628
2	0,0649	0,0623	0,0827	50,9	0,490	0,1823	0,1802	0,0797	50,8	0,961
3	0,0642	0,0652	0,0731	50,9	0,529	0,1566	0,1665	0,0748	50,8	0,844
4	0,0658	0,0638	0,079	50,8	0,530	0,1569	0,1698	0,0791	50,8	0,863
5	0,0671	0,0645	0,0613	50,8	0,658	0,1574	0,1598	0,0812	50,8	1,229
6	0,0664	0,0633	0,0748	50,9	0,588	0,1669	0,1621	0,0779	50,8	1,002
7	0,0689	0,0642	0,0656	50,8	0,636	0,1716	0,1802	0,0675	50,8	1,024
8	0,0668	0,0642	0,0678	50,8	0,621	0,173	0,1549	0,0851	50,8	0,787
9	0,068	0,0631	0,0805	50,8	0,630	0,1777	0,1853	0,0659	50,8	0,872
10	0,068	0,0626	0,0834	50,8	0,639	0,1641	0,1539	0,0837	50,8	0,988
11	0,0671	0,0618	0,0811	50,8	0,426	0,1604	0,1625	0,0733	50,8	1,272
12	0,0687	0,0621	0,0907	50,8	0,387	0,1798	0,164	0,0793	50,8	1,576
13	0,0657	0,0648	0,0788	50,8	0,409	0,1799	0,1771	0,1002	50,8	1,760
14	0,0641	0,0611	0,0833	50,8	0,390	0,1679	0,1929	0,092	50,8	1,587
15	0,0642	0,0622	0,0876	50,8	0,381	0,1622	0,1705	0,0921	50,8	6,697
16	0,0692	0,0672	0,0747	50,8	0,373	0,1634	0,1835	0,087	50,8	2,953
17	0,067	0,0609	0,0816	50,8	0,364	0,184	0,1561	0,0708	50,8	1,773
18	0,0678	0,0636	0,0684	50,8	0,355	0,1866	0,177	0,0851	50,8	3,451
19	0,0656	0,0625	0,0898	50,8	0,346	0,1578	0,1649	0,0725	50,8	1,506
20	0,0658	0,0651	0,0827	50,8	0,337	0,1533	0,1452	0,0749	50,8	1,157
21	0,0679	0,0625	0,0857	50,9	0,328	0,168	0,1676	0,0751	50,8	0,808
22	0,0659	0,0623	0,0815	50,7	0,319	0,1683	0,1999	0,0744	50,8	0,673
23	0,0649	0,0656	0,0864	50,8	0,310	0,1682	0,181	0,0714	50,8	0,589
24	0,0657	0,0653	0,073	50,8	0,301	0,1882	0,1617	0,0842	50,8	0,471
25	0,0663	0,0631	0,0662	50,7	0,292	0,1826	0,177	0,0822	50,8	0,362
26	0,0663	0,0648	0,0962	50,7	0,283	0,1879	0,166	0,0827	50,8	0,307
27	0,0639	0,0646	0,0821	50,7	0,274	0,1668	0,11775	0,0959	50,8	0,262
28	0,0677	0,0637	0,0806	50,7	0,265	0,1677	0,1465	0,0688	50,8	0,106
29	0,0657	0,0618	0,0899	50,8	0,256	0,1514	0,1979	0,0759	50,8	0,108
30	0,0679	0,0658	0,0687	50,7	0,247	0,1632	0,1557	0,0874	50,8	0,110
31	0,0644	0,0656	0,0874	50,7	0,238	0,1697	0,1605	0,0884	50,8	0,112
32	0,0679	0,0622	0,0727	50,7	0,229	0,1566	0,153	0,0656	50,8	0,114
33	0,0677	0,0639	0,0811	50,7	0,220	0,1787	0,1609	0,0798	50,8	0,116
34	0,0665	0,0645	0,0803	50,7	0,211	0,1701	0,1733	0,0768	50,8	0,118
35	0,0686	0,0636	0,0741	50,7	0,202	0,1738	0,1774	0,0765	50,8	0,120
36	0,0678	0,0675	0,0776	50,7	0,193	0,1694	0,1747	0,0902	50,8	0,122

Из данных таблицы можно сделать вывод, что вибрация без дефекта в первой точке измерения меньше в 2,5 – 3 раза чем с дефектом рабочего колеса. При появлении дефекта рабочего колеса также увеличилась токовая нагрузка системы и выросла температура в точках измерения (на подшипниковых узлах) до 45-48° С.

					Вибрационная диагностика дебаланса в ЦНА с применением лабораторного стенда	Лист
						86
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Для наглядности при помощи Python понижаем размерность используя метод главных компонент и строим график по данным с пониженной размерностью.

Режим идентификации дефектов запускается периодически и по событию, при превышении одним из контролируемых параметров вибрации пороговых значений или появлении сильного скачка параметра. При запуске режима диагностирования формируется матрица превышений диагностических параметров размером $M \times N$, где M – число диагностических параметров (число строк), а N – число точек контроля (число столбцов) [7].

Имеется матрица переменных X размерностью $(I \times J)$, где I – число образцов (строк), а J – это число независимых переменных (столбцов), которых, как правило, много ($J \gg 1$). В методе главных компонент используются новые, формальные переменные t_a ($a=1, \dots, A$), являющиеся линейной комбинацией исходных переменных x_j ($j=1, \dots, J$).

$$t_a = p_{a1}x_1 + \dots + p_{aJ}x_J \quad (1)$$

С помощью этих новых переменных матрица X разлагается в произведение двух матриц T и P . Матрица T называется матрицей счетов (scores). Ее размерность $(I \times A)$. Матрица P называется матрицей нагрузок (loadings). Ее размерность $(J \times A)$. E – это матрица остатков, размерностью $(I \times J)$.

$$X = TP^t + E = \sum_{a=1}^A t_a P_a^t + E \quad (2)$$

Новые переменные t_a называются главными компонентами (PrincipalComponents), поэтому и сам метод называется методом главных компонент (PCA). Число столбцов – t_a в матрице T , и p_a в матрице P , равно A , которое называется числом главных компонент (PC). Эта величина заведомо меньше числа переменных J и числа образцов I . Важным свойством PCA

					Вибрационная диагностика дебаланса в ЦНА с применением лабораторного стенда	Лист
						87
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

является ортогональность (независимость) главных компонент. Поэтому матрица счетов T не перестраивается при увеличении числа компонент, а к ней просто прибавляется еще один столбец – соответствующий новому направлению. То же происходит и с матрицей нагрузок P . При исследовании данных методом PCA, особое внимание уделяется графикам счетов. Они несут в себе информацию, полезную для понимания того, как устроены данные. На графике счетов каждый образец изображается в координатах (t_i, t_j) , чаще всего – (t_1, t_2) , обозначаемых N1 и M1. Близость двух точек означает их схожесть, т.е. положительную корреляцию. Точки, расположенные под прямым углом, являются некоррелированными, а расположенные диаметрально противоположно – имеют отрицательную корреляцию.

Для матрицы счетов имеют место следующие соотношения (3):

$$T^t T = \Lambda = \text{diag}\{\lambda_1, \dots, \lambda_A\} \quad (3)$$

где величины $\lambda_1 \geq \dots \geq \lambda_A \geq 0$ – это собственные значения. Они характеризуют важность каждой компоненты.

$$\lambda_a = \sum_{i=1}^I t_{ia}^2, \quad a = 1, \dots, A \quad (4)$$

Нулевое собственное значение λ_0 определяется как сумма всех собственных значений, т.е.

$$\lambda_0 = \sum_{a=1}^A \lambda_a = \text{sp}(X^t X) = \sum_{i=1}^I \sum_{j=1}^J x_{ij}^2 \quad (5)$$

Для вычисления PCA-счетов в надстройке ChemometricsAdd-In используется функция ScoresPCA.

Применяем метод главных компонент к данным вибрации лабораторного исследования без дефекта (таблица 5) и дефектом рабочего колеса (таблица 6).

Таблица 5

Величина вибрации при понижении размерности без дефекта в первой точке

					Вибрационная диагностика дебаланса в ЦНА с применением лабораторного стенда	Лист
						88
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

№ пп	Без дефекта				
	X, мм/с	Y, мм/с	Z, мм/с	N1	M1
1	0,0639	0,0623	0,0775	-0,66785	0,091796
2	0,0649	0,0623	0,0827	-0,66407	0,095419
3	0,0642	0,0652	0,0731	-0,66888	0,087118
4	0,0658	0,0638	0,079	-0,66502	0,091505
5	0,0671	0,0645	0,0613	-0,67468	0,076601
6	0,0664	0,0633	0,0748	-0,66747	0,088065
7	0,0689	0,0642	0,0656	-0,67111	0,079226
8	0,0668	0,0642	0,0678	-0,67104	0,082002
9	0,068	0,0631	0,0805	-0,66312	0,09186
10	0,068	0,0626	0,0834	-0,6616	0,094336
11	0,0671	0,0618	0,0811	-0,66396	0,093248
12	0,0687	0,0621	0,0907	-0,65698	0,09995
13	0,0657	0,0648	0,0788	-0,66469	0,091035
14	0,0641	0,0611	0,0833	-0,6648	0,096722
15	0,0642	0,0622	0,0876	-0,66155	0,099679
16	0,0692	0,0672	0,0747	-0,66385	0,085197
17	0,067	0,0609	0,0816	-0,66417	0,094018
18	0,0678	0,0636	0,0684	-0,67037	0,082201
19	0,0656	0,0625	0,0898	-0,65921	0,100621
20	0,0658	0,0651	0,0827	-0,6621	0,093964
21	0,0679	0,0625	0,0857	-0,66031	0,096242
22	0,0659	0,0623	0,0815	-0,66419	0,093976
23	0,0649	0,0656	0,0864	-0,66014	0,097156
24	0,0657	0,0653	0,073	-0,66798	0,086263
25	0,0663	0,0631	0,0662	-0,67288	0,08138
26	0,0663	0,0648	0,0962	-0,65371	0,104511
27	0,0639	0,0646	0,0821	-0,66388	0,094606
28	0,0677	0,0637	0,0806	-0,66294	0,091871
29	0,0657	0,0618	0,0899	-0,65944	0,100904
30	0,0679	0,0658	0,0687	-0,66901	0,081594
31	0,0644	0,0656	0,0874	-0,65983	0,098194
32	0,0679	0,0622	0,0727	-0,6684	0,086061
33	0,0677	0,0639	0,0811	-0,66253	0,092194
34	0,0665	0,0645	0,0803	-0,66344	0,091936
35	0,0686	0,0636	0,0741	-0,66641	0,086318
36	0,0678	0,0675	0,0776	-0,66278	0,088074

Таблица 6

Величина вибрации при понижении размерности с дефектом рабочего колеса
в первой точке

№ пп	Дефект рабочего колеса				
	X, мм/с	Y, мм/с	Z, мм/с	N1	M1
1	0,1539	0,1736	0,0881	-0,55016	0,01562
2	0,1823	0,1802	0,0797	-0,53466	-0,00741
3	0,1566	0,1665	0,0748	-0,56024	0,006325
4	0,1569	0,1698	0,0791	-0,55576	0,008389
5	0,1574	0,1598	0,0812	-0,55925	0,013416
6	0,1669	0,1621	0,0779	-0,55431	0,00529
7	0,1716	0,1802	0,0675	-0,54862	-0,0118
8	0,173	0,1549	0,0851	-0,54986	0,010582
9	0,1777	0,1853	0,0659	-0,5506	-0,01199

№ пп	Дефект рабочего колеса				
	X, мм/с	Y, мм/с	Z, мм/с	N1	M1
10	0,1641	0,1539	0,0837	-0,55664	0,014223
11	0,1604	0,1625	0,0733	-0,56087	0,004709
12	0,1798	0,164	0,0793	-0,54465	-0,00065
13	0,1799	0,1771	0,1002	-0,53127	0,015448
14	0,1679	0,1929	0,092	-0,52947	0,004835
15	0,1622	0,1705	0,0921	-0,54424	0,015813
16	0,1634	0,1835	0,087	-0,54003	0,00649
17	0,184	0,1561	0,0708	-0,55129	-0,00659
18	0,1866	0,177	0,0851	-0,53038	-0,0041
19	0,1578	0,1649	0,0725	-0,56172	0,004491
20	0,1533	0,1452	0,0749	-0,57299	0,015724
21	0,168	0,1676	0,0751	-0,55256	0,000545
22	0,1683	0,1999	0,0744	-0,53642	-0,01182
23	0,1682	0,181	0,0714	-0,5479	-0,00732
24	0,1882	0,1617	0,0842	-0,53772	-8E-05
25	0,1826	0,177	0,0822	-0,54067	-9,4E-05
26	0,1879	0,166	0,0827	-0,53663	-0,00267
27	0,1668	0,11775	0,0959	-0,56651	0,036037
28	0,1677	0,1465	0,0688	-0,5673	0,003327
29	0,1514	0,1979	0,0759	-0,54679	-0,00158
30	0,1632	0,1557	0,0874	-0,55401	0,016945
31	0,1697	0,1605	0,0884	-0,54702	0,012798
32	0,1566	0,153	0,0656	-0,5727	0,003919
33	0,1787	0,1609	0,0798	-0,54659	0,00141
34	0,1701	0,1733	0,0768	-0,54736	-0,0012
35	0,1738	0,1774	0,0765	-0,54321	-0,00475
36	0,1694	0,1747	0,0902	-0,53889	0,009243

Далее для сравнения вибрационных данных необходимо построить график в двумерных данных N1от M1рисунк 9.

Графическое представление двумерных данных N1, M1

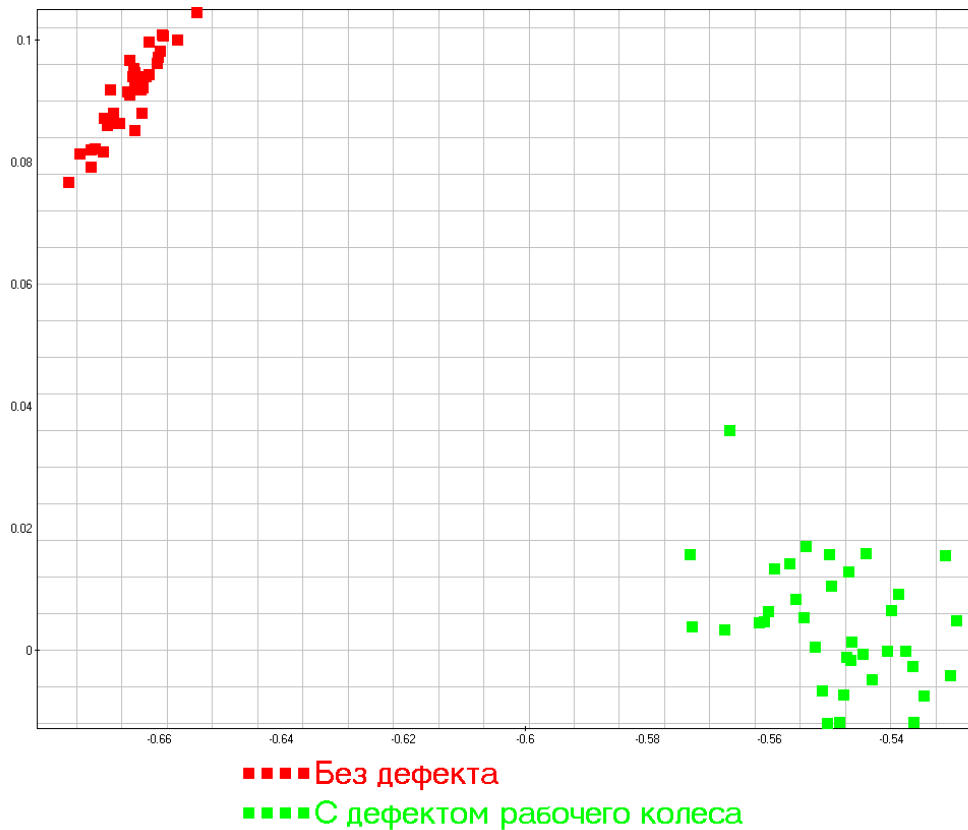


Рисунок 9 - Графическое представление двумерных данных N1, M1

По аналогии сделаем те же шаги для второй точки измерения (первый подшипниковый узел и третьей точки измерения (второй подшипниковый узел). Данные измерения вибрации без дефекта и с дефектом рабочего колеса центробежной установки во второй точке измерения приведены в таблице 7.

Таблица 7

Величина вибрации на первом подшипниковом узле.

№ пп	Без дефекта					Дефект рабочего колеса				
	X, мм/с	Y, мм/с	Z, мм/с	Hz	V, В	X, мм/с	Y, мм/с	Z, мм/с	Hz	V, В
1	0,0643	0,0625	0,0855	50,8	0,546	0,1721	0,1588	0,2332	51	0,899
2	0,0638	0,0638	0,0782	50,8	0,480	0,166	0,1611	0,1796	50,8	0,623
3	0,0664	0,0657	0,0852	50,8	0,561	0,1675	0,1851	0,1892	50,8	0,192
4	0,0679	0,0653	0,0922	50,8	0,498	0,1888	0,1627	0,1622	50,8	0,221
5	0,0647	0,0614	0,0854	50,8	0,408	0,1624	0,1634	0,1751	50,8	0,525
6	0,0686	0,0646	0,0824	50,8	0,405	0,1675	0,1629	0,1695	50,8	0,211

7	0,0637	0,0638	0,0879	50,8	0,380	0,1677	0,1622	0,1915	50,8	0,147
8	0,0661	0,0659	0,0784	50,8	0,354	0,1738	0,1839	0,1827	50,8	0,275
9	0,0684	0,0658	0,0846	50,8	0,325	0,1826	0,1422	0,1663	50,8	0,155
10	0,066	0,0648	0,0887	50,8	0,297	0,1842	0,1546	0,1799	50,8	0,219
11	0,0658	0,0644	0,0771	50,8	0,302	0,1733	0,1831	0,189	50,8	0,249
12	0,0678	0,0661	0,0715	50,7	0,307	0,1826	0,1599	0,1767	50,8	0,101
13	0,068	0,0677	0,0721	50,7	0,313	0,1725	0,1648	0,1622	50,8	0,126
14	0,0664	0,0647	0,0726	50,7	0,318	0,1742	0,1679	0,1729	50,8	0,174
15	0,0677	0,0659	0,0879	50,7	0,323	0,177	0,1505	0,1519	50,8	0,162
16	0,065	0,063	0,0825	50,8	0,329	0,1772	0,1532	0,1667	50,8	0,150
17	0,0649	0,0653	0,0779	50,7	0,334	0,1645	0,1776	0,1729	50,8	0,138
18	0,0659	0,0653	0,0742	50,8	0,340	0,1684	0,1533	0,1673	50,8	0,126
19	0,0678	0,0667	0,0902	50,8	0,345	0,1679	0,1847	0,1822	50,8	0,129
20	0,0668	0,0651	0,0895	50,8	0,350	0,1843	0,1828	0,1739	50,8	0,133
21	0,0664	0,0652	0,0813	50,8	0,387	0,1689	0,1775	0,1666	50,8	0,136
22	0,0685	0,0657	0,0763	50,7	0,440	0,172	0,1794	0,1763	50,8	0,140
23	0,069	0,0647	0,0761	50,7	0,482	0,1708	0,1692	0,1621	50,8	0,143
24	0,068	0,0655	0,0837	50,8	0,527	0,1737	0,1843	0,1991	50,8	0,147
25	0,066	0,0646	0,0814	50,8	0,489	0,1952	0,149	0,1853	50,8	0,150
26	0,0649	0,0657	0,0901	50,7	0,450	0,1877	0,1745	0,1859	50,8	0,154
27	0,0669	0,0678	0,079	50,7	0,411	0,1669	0,1708	0,1922	50,8	0,157
28	0,0667	0,0642	0,092	50,8	0,372	0,1866	0,1645	0,1631	50,8	0,161
29	0,066	0,0647	0,0833	50,7	0,333	0,185	0,1506	0,1825	50,8	0,164
30	0,0674	0,0663	0,0724	50,7	0,294	0,1755	0,1887	0,1578	50,8	0,168
31	0,0677	0,0655	0,0817	50,7	0,255	0,1816	0,1531	0,1825	50,8	0,171
32	0,0701	0,0639	0,0845	50,7	0,216	0,1822	0,1641	0,1992	50,8	0,175
33	0,0668	0,0653	0,0668	50,7	0,177	0,1791	0,1666	0,1633	50,8	0,178
34	0,0652	0,0653	0,0671	50,8	0,138	0,1705	0,1605	0,1777	50,8	0,182
35	0,0663	0,066	0,0878	50,7	0,120	0,1624	0,1581	0,1721	50,8	0,185
36	0,0687	0,0667	0,0705	50,8	0,127	0,1774	0,1447	0,1825	50,8	0,189

Из данных таблицы можно сделать вывод, что вибрация без дефекта в первой точке измерения меньше в 3 – 3,5 раза чем с дефектом рабочего колеса

Таблица 8

Величина вибрации на втором подшипниковом узле.

№ пп	Без дефекта					Дефект рабочего колеса				
	X, мм/с	Y, мм/с	Z, мм/с	Hz	V, В	X, мм/с	Y, мм/с	Z, мм/с	Hz	V, В
1	0,0662	0,0631	0,0721	51	0,680	0,1647	0,1751	0,0818	51	0,349
2	0,0664	0,0626	0,0898	50,9	0,677	0,164	0,1905	0,0774	51	0,473
3	0,0675	0,0643	0,0826	50,8	0,868	0,1595	0,1673	0,0755	50,9	0,537
4	0,0644	0,0634	0,0919	50,8	0,590	0,1909	0,1765	0,0958	50,9	1,302
5	0,0673	0,0636	0,0662	50,8	0,740	0,166	0,1643	0,0789	50,9	1,181
6	0,0674	0,0664	0,0659	50,8	0,670	0,1739	0,1629	0,0766	50,9	0,347
7	0,0672	0,0644	0,0812	50,8	0,630	0,1576	0,1543	0,0808	50,9	0,346
8	0,0665	0,0623	0,0745	50,8	0,546	0,1757	0,1461	0,079	50,9	0,327
9	0,0662	0,0625	0,0812	50,8	0,576	0,1541	0,1713	0,0827	50,8	0,320
10	0,0656	0,0641	0,084	50,8	0,556	0,15	0,1645	0,0771	50,8	0,310

№ пп	Без дефекта					Дефект рабочего колеса				
	X, мм/с	Y, мм/с	Z, мм/с	Hz	V, В	X, мм/с	Y, мм/с	Z, мм/с	Hz	V, В
11	0,0688	0,064	0,078	50,8	0,536	0,1772	0,1954	0,0765	50,8	0,300
12	0,0661	0,0666	0,0936	50,8	0,516	0,1727	0,1756	0,0789	50,8	0,290
13	0,0673	0,0605	0,0773	50,8	0,497	0,1789	0,1484	0,0796	50,8	0,280
14	0,0668	0,0635	0,0699	50,8	0,477	0,1759	0,1673	0,0865	50,8	0,270
15	0,0682	0,0627	0,0603	50,8	0,457	0,1848	0,163	0,0803	50,8	0,260
16	0,0676	0,0642	0,0922	50,8	0,437	0,1752	0,1687	0,077	50,8	0,250
17	0,0684	0,0613	0,0952	50,8	0,417	0,1793	0,1554	0,0836	50,8	0,240
18	0,0632	0,0643	0,0795	50,8	0,398	0,1835	0,1636	0,0839	50,8	0,230
19	0,0651	0,0652	0,0823	50,8	0,378	0,1528	0,1716	0,0865	50,8	0,220
20	0,0661	0,0637	0,0866	50,8	0,358	0,1703	0,1662	0,0732	50,8	0,210
21	0,0679	0,0617	0,0686	50,8	0,338	0,1555	0,1771	0,0779	50,8	0,200
22	0,0673	0,0616	0,0812	50,8	0,366	0,174	0,1584	0,0893	50,8	0,190
23	0,064	0,0627	0,0769	50,8	0,372	0,1635	0,1607	0,071	50,8	0,180
24	0,066	0,0626	0,0683	50,8	0,264	0,1628	0,1679	0,0752	50,8	0,170
25	0,0665	0,0622	0,0567	50,8	0,199	0,1861	0,1758	0,0901	50,8	0,160
26	0,0685	0,0624	0,0899	50,8	0,211	0,1802	0,1599	0,0863	50,8	0,194
27	0,0651	0,0629	0,0916	50,8	0,204	0,1773	0,1565	0,0734	50,8	0,155
28	0,0672	0,0625	0,0893	50,8	0,197	0,163	0,166	0,0803	50,8	0,110
29	0,0636	0,0618	0,0792	50,8	0,190	0,1748	0,1646	0,0748	50,8	0,147
30	0,0664	0,0641	0,084	50,8	0,183	0,169	0,189	0,0993	50,8	0,184
31	0,066	0,0647	0,0787	50,8	0,176	0,167	0,1486	0,0795	50,8	0,265
32	0,0682	0,0628	0,0756	50,8	0,169	0,1685	0,18	0,0918	50,8	0,200
33	0,0693	0,065	0,0853	50,8	0,162	0,1747	0,151	0,0967	50,8	0,184
34	0,0678	0,0638	0,0722	50,8	0,155	0,1763	0,1675	0,0792	50,8	0,173
35	0,0639	0,0631	0,0896	50,8	0,148	0,1679	0,1601	0,0728	50,8	0,156
36	0,0689	0,0637	0,0642	50,8	0,141	0,1923	0,1552	0,0928	50,8	0,120

Из данных таблицы можно сделать вывод, что вибрация без дефекта в первой точке измерения меньше в 2,5 – 3,5 раза чем с дефектом рабочего колеса.

Применяем метод главных компонент к данным вибрации лабораторного исследования без дефекта (таблица 5) и дефектом импеллера (таблица 6) в точке №2.

Таблица 9

Величина вибрации при понижении размерности без дефекта во второй точке измерения

№ пп	Без дефекта				
	X, мм/с	Y, мм/с	Z, мм/с	N1	M1
1	0,0643	0,0625	0,0855	-0,66262	0,097859
2	0,0638	0,0638	0,0782	-0,66672	0,091858
3	0,0664	0,0657	0,0852	-0,6599	0,09543
4	0,0679	0,0653	0,0922	-0,65492	0,100376
5	0,0647	0,0614	0,0854	-0,663	0,09798
6	0,0686	0,0646	0,0824	-0,66083	0,092527

№ пп	Без дефекта				
	X, мм/с	Y, мм/с	Z, мм/с	N1	M1
7	0,0637	0,0638	0,0879	-0,66086	0,099585
8	0,0661	0,0659	0,0784	-0,66414	0,090124
9	0,0684	0,0658	0,0846	-0,659	0,093933
10	0,066	0,0648	0,0887	-0,65847	0,098723
11	0,0658	0,0644	0,0771	-0,66587	0,089784
12	0,0678	0,0661	0,0715	-0,66721	0,083752
13	0,068	0,0677	0,0721	-0,66591	0,08355
14	0,0664	0,0647	0,0726	-0,6681	0,085818
15	0,0677	0,0659	0,0879	-0,65736	0,096854
16	0,065	0,063	0,0825	-0,66377	0,094958
17	0,0649	0,0653	0,0779	-0,66548	0,090536
18	0,0659	0,0653	0,0742	-0,66713	0,087114
19	0,0678	0,0667	0,0902	-0,65549	0,098337
20	0,0668	0,0651	0,0895	-0,65734	0,098853
21	0,0664	0,0652	0,0813	-0,66254	0,092524
22	0,0685	0,0657	0,0763	-0,66406	0,08735
23	0,069	0,0647	0,0761	-0,66439	0,087307
24	0,068	0,0655	0,0837	-0,65995	0,093526
25	0,066	0,0646	0,0814	-0,66303	0,093017
26	0,0649	0,0657	0,0901	-0,65783	0,100048
27	0,0669	0,0678	0,079	-0,66232	0,089518
28	0,0667	0,0642	0,092	-0,65633	0,101206
29	0,066	0,0647	0,0833	-0,66182	0,094485
30	0,0674	0,0663	0,0724	-0,6668	0,084589
31	0,0677	0,0655	0,0817	-0,66135	0,092091
32	0,0701	0,0639	0,0845	-0,659	0,093702
33	0,0668	0,0653	0,0668	-0,6711	0,080813
34	0,0652	0,0653	0,0671	-0,67189	0,08184
35	0,0663	0,066	0,0878	-0,65823	0,097429
36	0,0687	0,0667	0,0705	-0,66697	0,0823

Таблица 10

Величина вибрации при понижении размерности с дефектом рабочего колеса
во второй точке

№ пп	Дефект рабочего колеса				
	X, мм/с	Y, мм/с	Z, мм/с	N1	M1
1	0,1721	0,1588	0,2332	-0,45804	0,126842
2	0,166	0,1611	0,1796	-0,49329	0,086593
3	0,1675	0,1851	0,1892	-0,47434	0,084785
4	0,1888	0,1627	0,1622	-0,48924	0,061002
5	0,1624	0,1634	0,1751	-0,49706	0,083975
6	0,1675	0,1629	0,1695	-0,49763	0,077209
7	0,1677	0,1622	0,1915	-0,48444	0,094777
8	0,1738	0,1839	0,1827	-0,47509	0,076967
9	0,1826	0,1422	0,1663	-0,50091	0,074707
10	0,1842	0,1546	0,1799	-0,48534	0,080205
11	0,1733	0,1831	0,189	-0,47195	0,082489
12	0,1826	0,1599	0,1767	-0,48558	0,076547
13	0,1725	0,1648	0,1622	-0,49808	0,06828
14	0,1742	0,1679	0,1729	-0,48895	0,074791
15	0,177	0,1505	0,1519	-0,51619	0,068989

№ пп	Дефект рабочего колеса				
	X, мм/с	Y, мм/с	Z, мм/с	N1	M1
16	0,1772	0,1532	0,1667	-0,50566	0,07963
17	0,1645	0,1776	0,1729	-0,49601	0,080404
18	0,1684	0,1533	0,1673	-0,5033	0,078491
19	0,1679	0,1847	0,1822	-0,47858	0,079191
20	0,1843	0,1828	0,1739	-0,47463	0,065222
21	0,1689	0,1775	0,1666	-0,49114	0,068951
22	0,172	0,1794	0,1763	-0,48237	0,074414
23	0,1708	0,1692	0,1621	-0,49695	0,06745
24	0,1737	0,1843	0,1991	-0,46494	0,089853
25	0,1952	0,149	0,1853	-0,4782	0,081078
26	0,1877	0,1745	0,1859	-0,46945	0,076042
27	0,1669	0,1708	0,1922	-0,48013	0,09262
28	0,1866	0,1645	0,1631	-0,48911	0,062149
29	0,185	0,1506	0,1825	-0,4853	0,083313
30	0,1755	0,1887	0,1578	-0,48682	0,054687
31	0,1816	0,1531	0,1825	-0,4861	0,084086
32	0,1822	0,1641	0,1992	-0,46996	0,093037
33	0,1791	0,1666	0,1633	-0,49249	0,065246
34	0,1705	0,1605	0,1777	-0,49202	0,083087
35	0,1624	0,1581	0,1721	-0,50158	0,083515
36	0,1774	0,1447	0,1825	-0,50021	0,095107

Далее для сравнения вибрационных данных необходимо построить график в двумерных данных N1 от M1 рисунок 10.

					<i>Вибрационная диагностика дебаланса в ЦНА с применением лабораторного стенда</i>	Лист
						95
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Графическое представление двумерных данных N1, M1

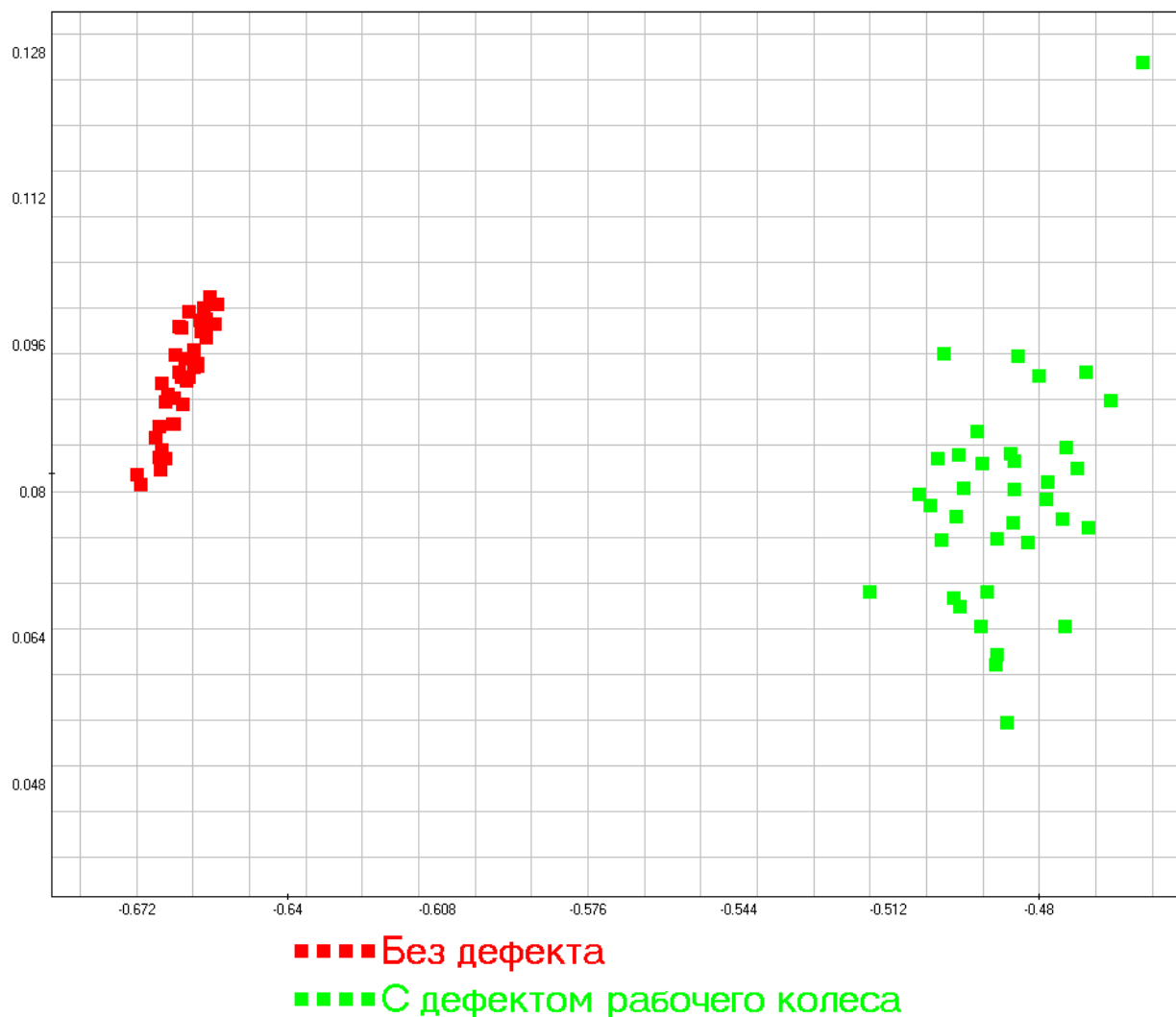


Рисунок 10 - Графическое представление двумерных данных N1, M1

Таблица 11

Величина вибрации при понижении размерности без дефекта в третьей точке измерения

№ пп	Без дефекта				
	X, мм/с	Y, мм/с	Z, мм/с	N1	M1
1	0,0662	0,0631	0,0721	-0,66934	0,086099
2	0,0664	0,0626	0,0898	-0,65867	0,100191
3	0,0675	0,0643	0,0826	-0,66153	0,093336
4	0,0644	0,0634	0,0919	-0,6582	0,10255
5	0,0673	0,0636	0,0662	-0,67202	0,080706
6	0,0674	0,0664	0,0659	-0,67072	0,079408
7	0,0672	0,0644	0,0812	-0,66252	0,092339
8	0,0665	0,0623	0,0745	-0,6681	0,08814

№ пп	Без дефекта				
	X, мм/с	Y, мм/с	Z, мм/с	N1	M1
9	0,0662	0,0625	0,0812	-0,66409	0,093518
10	0,0656	0,0641	0,084	-0,66194	0,095453
11	0,0688	0,064	0,078	-0,6637	0,089162
12	0,0661	0,0666	0,0936	-0,6545	0,101902
13	0,0673	0,0605	0,0773	-0,66682	0,090611
14	0,0668	0,0635	0,0699	-0,67012	0,083917
15	0,0682	0,0627	0,0603	-0,67553	0,075917
16	0,0676	0,0642	0,0922	-0,65566	0,100921
17	0,0684	0,0613	0,0952	-0,65482	0,103949
18	0,0632	0,0643	0,0795	-0,66604	0,093002
19	0,0651	0,0652	0,0823	-0,66272	0,093956
20	0,0661	0,0637	0,0866	-0,66025	0,097409
21	0,0679	0,0617	0,0686	-0,67115	0,082996
22	0,0673	0,0616	0,0812	-0,66388	0,093301
23	0,064	0,0627	0,0769	-0,66795	0,091127
24	0,066	0,0626	0,0683	-0,67204	0,08337
25	0,0665	0,0622	0,0567	-0,67902	0,074087
26	0,0685	0,0624	0,0899	-0,65743	0,099307
27	0,0651	0,0629	0,0916	-0,65821	0,102148
28	0,0672	0,0625	0,0893	-0,65854	0,099437
29	0,0636	0,0618	0,0792	-0,66725	0,09347
30	0,0664	0,0641	0,084	-0,66145	0,095058
31	0,066	0,0647	0,0787	-0,66462	0,090844
32	0,0682	0,0628	0,0756	-0,66614	0,087992
33	0,0693	0,065	0,0853	-0,65844	0,094332
34	0,0678	0,0638	0,0722	-0,66795	0,085136
35	0,0639	0,0631	0,0896	-0,66006	0,101085
36	0,0689	0,0637	0,0642	-0,67222	0,078298

Таблица 12

Величина вибрации при понижении размерности с дефектом рабочего колеса
в третьей точке

№ пп	Дефект рабочего колеса				
	X, мм/с	Y, мм/с	Z, мм/с	N1	M1
1	0,1647	0,1751	0,0818	-0,54667	0,004767
2	0,164	0,1905	0,0774	-0,54197	-0,00393
3	0,1595	0,1673	0,0755	-0,55764	0,005161
4	0,1909	0,1765	0,0958	-0,52148	0,002426
5	0,166	0,1643	0,0789	-0,55314	0,005731
6	0,1739	0,1629	0,0766	-0,55045	0,000521
7	0,1576	0,1543	0,0808	-0,56216	0,014987
8	0,1757	0,1461	0,079	-0,55641	0,0076
9	0,1541	0,1713	0,0827	-0,5545	0,012078
10	0,15	0,1645	0,0771	-0,56386	0,012122
11	0,1772	0,1954	0,0765	-0,5393	-0,00701
12	0,1727	0,1756	0,0789	-0,54333	-0,00177
13	0,1789	0,1484	0,0796	-0,55293	0,005667
14	0,1759	0,1673	0,0865	-0,54095	0,005782
15	0,1848	0,163	0,0803	-0,54151	-0,00196
16	0,1752	0,1687	0,077	-0,54647	-0,0019
17	0,1793	0,1554	0,0836	-0,54669	0,006108
18	0,1835	0,1636	0,0839	-0,5398	0,001313

№ пп	Дефект рабочего колеса				
	X, мм/с	Y, мм/с	Z, мм/с	N1	M1
19	0,1528	0,1716	0,0865	-0,55282	0,015618
20	0,1703	0,1662	0,0732	-0,55304	-0,00159
21	0,1555	0,1771	0,0779	-0,55973	0,009827
22	0,174	0,1584	0,0893	-0,54492	0,012149
23	0,1635	0,1607	0,071	-0,5613	0,00201
24	0,1628	0,1679	0,0752	-0,55551	0,00308
25	0,1861	0,1758	0,0901	-0,52824	0,000533
26	0,1802	0,1599	0,0863	-0,54222	0,006176
27	0,1773	0,1565	0,0734	-0,56088	0,004539
28	0,163	0,166	0,0803	-0,55324	0,007704
29	0,1748	0,1646	0,0748	-0,55013	-0,00196
30	0,169	0,189	0,0993	-0,52632	0,011479
31	0,167	0,1486	0,0795	-0,56013	0,011383
32	0,1685	0,18	0,0918	-0,53577	0,009039
33	0,1747	0,151	0,0967	-0,54373	0,020334
34	0,1763	0,1675	0,0792	-0,54506	-0,00027
35	0,1679	0,1601	0,0728	-0,55783	0,001483
36	0,1923	0,1552	0,0928	-0,53327	0,007053

Далее для сравнения вибрационных данных необходимо построить график в двумерных данных N1 от M1 рисунок 11.

Графическое представление двумерных данных N1, M1

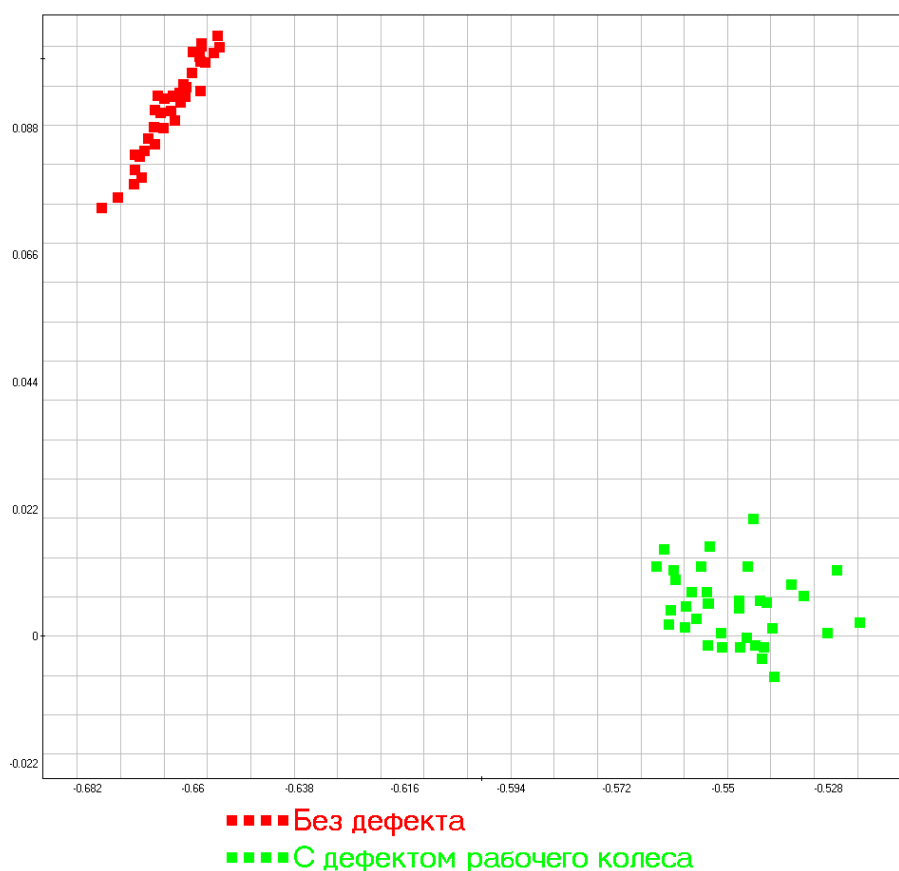


Рисунок 11 - Графическое представление двумерных данных N1, M1

Далее построим график вибрационных данных для трёх точек измерения рисунок 12.

Графическое представление двумерных данных N1, M1

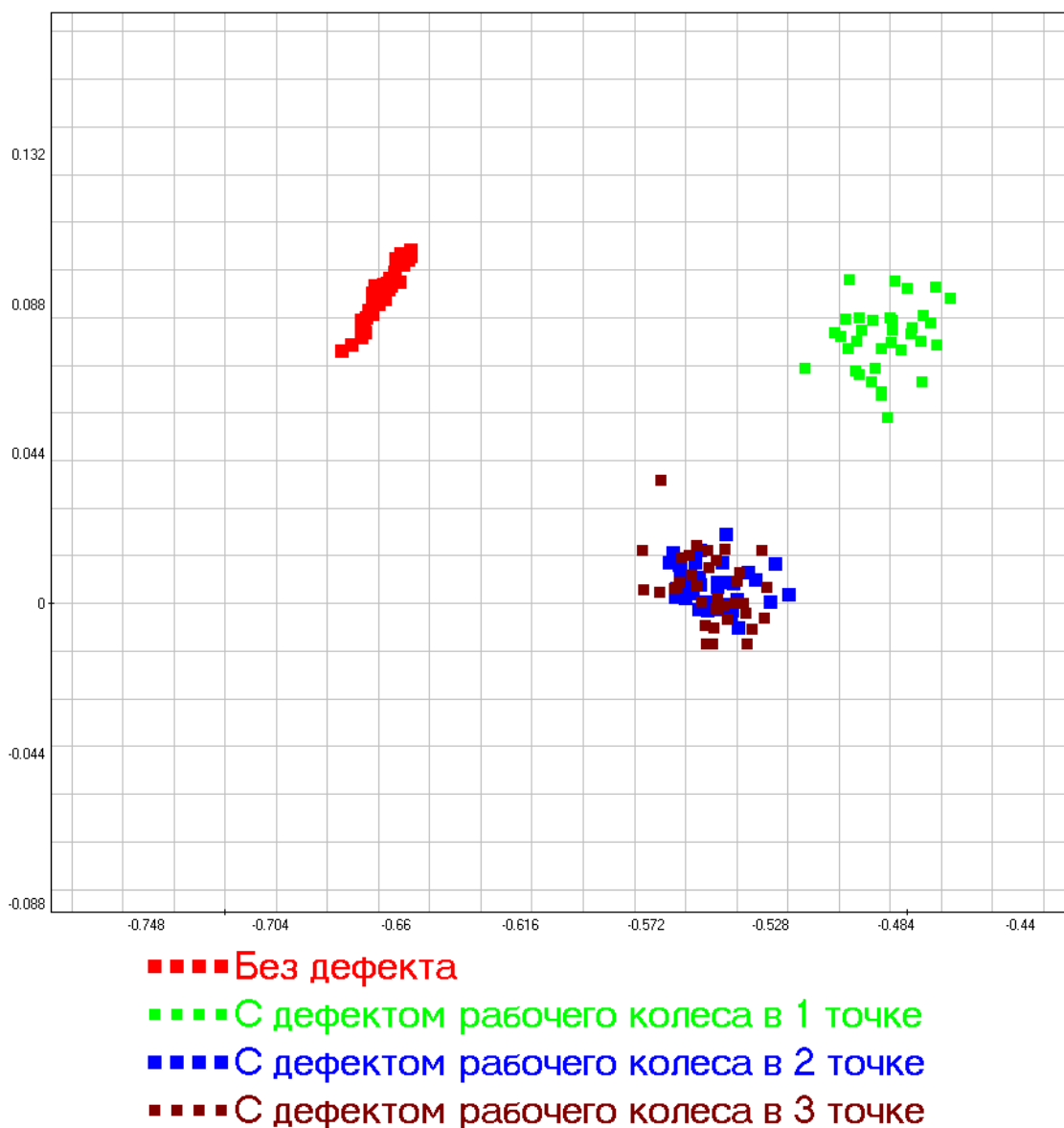


Рисунок 12 – Графическое представление для трех точек измерения

Вывод: по данным области диаграммы видна аналогия, вибрация лабораторного стенда без дефекта находится в одной области. При дефекте рабочего колеса точки находятся в другой области, при этом вибрация в сравнении отличается в 2-3 порядка. При появлении дебаланса установки происходит повышение динамических нагрузок. При этом температура в точках измерения увеличивается с 39-41° С до 45-48° С. Также повышается

					Вибрационная диагностика дебаланса в ЦНА с применением лабораторного стенда	Лист
						99
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

токовая нагрузка, в конечном итоге это приводит к дополнительным затратам энергии, повышению вибрации и понижению энергетического эффекта.

Рекомендации: Устранить дефект рабочего колеса (заменить рабочее колесо или отремонтировать дефектное) и сбалансировать центробежную установку.

6.2 Сравнение результатов исследования. Вибрационная диагностика в центробежной установке при дефекте подшипника.

Долговечность, надежность и диагностика – взаимосвязанные параметры, определяющие техническое состояние машин и механизмов в целом. Различные параметры подшипников, подшипниковых узлов и роторных систем можно оценивать различными методами и проверять как стандартными, так и специализированными устройствами, и приборами. В нашем случае был использован прибор АДП – 3101. Методами диагностирования подшипниковых узлов, как и других систем, являются: визуальный контроль; статистическая диагностика; динамическая диагностика; система тестовой диагностики [4]. На данный момент существуют подшипники, которые по сложности не уступают целым узлам.

На данном лабораторном стенде установлены подшипники марки 6204Z. Направление воспринимаемых нагрузок – радиальное и осевое в обе стороны. Осевое – до 70% неиспользованной допустимой радиальной нагрузки. Защитная шайба предохраняет подшипник от утечки смазки и проникновения пыли и грязи в полость подшипника, с одной стороны. Количество шариков 8, внутренний диаметр подшипника 20 мм, наружный диаметр 47 мм, ширина 14 мм.

Рассмотрен случай дефекта подшипника на первом подшипниковом узле. Подшипник был деформирован при помощи давления на стенку. Для данного эксперимента необходимо получить данные вибрационной диагностики при дефекте подшипника (первый подшипниковый узел). Для

					Вибрационная диагностика дебаланса в ЦНА с применением лабораторного стенда	Лист
						100
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

сравнения были измерены данные вибрации в рабочем состоянии центробежной установки в трёх точках измерения. Данные измерения вибрации без дефекта центробежной установки и с дефектом подшипника приведены в таблице 13.

Таблица 13

Величина вибрации на электродвигателе

№ пп	Без дефекта					Дефект подшипника				
	X, мм/с	Y, мм/с	Z, мм/с	Hz	V, В	X, мм/с	Y, мм/с	Z, мм/с	Hz	V, В
1	0,0639	0,0623	0,0775	50,9	0,658	0,7262	0,6527	1,7591	50,8	0,7262
2	0,0649	0,0623	0,0827	50,9	0,490	0,7198	0,6631	1,7684	50,8	0,7198
3	0,0642	0,0652	0,0731	50,9	0,529	0,7242	0,6694	1,7638	50,8	0,7242
4	0,0658	0,0638	0,079	50,8	0,530	0,7266	0,6765	1,7783	50,8	0,7266
5	0,0671	0,0645	0,0613	50,8	0,658	0,7185	0,6791	1,7784	50,8	0,7185
6	0,0664	0,0633	0,0748	50,9	0,588	0,7146	0,6775	1,7907	50,8	0,7146
7	0,0689	0,0642	0,0656	50,8	0,636	0,7311	0,678	1,8132	50,8	0,7311
8	0,0668	0,0642	0,0678	50,8	0,621	0,7266	0,6723	1,8071	50,8	0,7266
9	0,068	0,0631	0,0805	50,8	0,630	0,7266	0,6764	1,8267	50,8	0,7266
10	0,068	0,0626	0,0834	50,8	0,639	0,7275	0,6778	1,8261	50,8	0,7275
11	0,0671	0,0618	0,0811	50,8	0,426	0,6984	0,7104	1,8442	50,8	0,6984
12	0,0687	0,0621	0,0907	50,8	0,387	0,7361	0,7184	1,838	50,8	0,7361
13	0,0657	0,0648	0,0788	50,8	0,409	0,7448	0,7215	1,8193	50,8	0,7448
14	0,0641	0,0611	0,0833	50,8	0,390	0,743	0,7077	1,832	50,8	0,743
15	0,0642	0,0622	0,0876	50,8	0,381	0,743	0,7053	1,8537	50,8	0,743
16	0,0692	0,0672	0,0747	50,8	0,373	0,7306	0,7044	1,8783	50,8	0,7306
17	0,067	0,0609	0,0816	50,8	0,364	0,7479	0,7067	1,8959	50,8	0,7479
18	0,0678	0,0636	0,0684	50,8	0,355	0,7426	0,7116	1,8945	50,8	0,7426
19	0,0656	0,0625	0,0898	50,8	0,346	0,7325	0,712	1,8901	50,8	0,7325
20	0,0658	0,0651	0,0827	50,8	0,337	0,7346	0,7077	1,8715	50,8	0,7346
21	0,0679	0,0625	0,0857	50,9	0,328	0,7356	0,7089	1,8985	50,8	0,7356
22	0,0659	0,0623	0,0815	50,7	0,319	0,7365	0,7068	1,893	50,8	0,7365
23	0,0649	0,0656	0,0864	50,8	0,310	0,7376	0,7119	1,899	50,8	0,7376
24	0,0657	0,0653	0,073	50,8	0,301	0,7299	0,7073	1,9226	50,8	0,7299
25	0,0663	0,0631	0,0662	50,7	0,292	0,7276	0,7098	1,9082	50,8	0,7276
26	0,0663	0,0648	0,0962	50,7	0,283	0,7329	0,7064	1,9089	50,8	0,7329
27	0,0639	0,0646	0,0821	50,7	0,274	0,7383	0,7082	1,9016	50,8	0,7383
28	0,0677	0,0637	0,0806	50,7	0,265	0,7436	0,7115	1,9177	50,8	0,7436
29	0,0657	0,0618	0,0899	50,8	0,256	0,7477	0,6974	1,9027	50,8	0,7477
30	0,0679	0,0658	0,0687	50,7	0,247	0,7437	0,7099	1,9887	50,8	0,7437
31	0,0644	0,0656	0,0874	50,7	0,238	0,7384	0,7055	1,8871	50,8	0,7384
32	0,0679	0,0622	0,0727	50,7	0,229	0,7501	0,6961	1,8976	50,8	0,7501
33	0,0677	0,0639	0,0811	50,7	0,220	0,7425	0,7034	1,8813	50,8	0,7425
34	0,0665	0,0645	0,0803	50,7	0,211	0,7424	0,6931	1,8735	50,8	0,7424
35	0,0686	0,0636	0,0741	50,7	0,202	0,7412	0,7018	1,8771	50,8	0,7412
36	0,0678	0,0675	0,0776	50,7	0,193	0,7434	0,7045	1,8857	50,8	0,7434

Из данных таблицы можно сделать вывод, что вибрация с дефектом в первой точке измерения выше в 10 – 11 раз по оси X и Y чем с дефектом подшипника, а осевая вибрация возрастает на 24 порядка.

Применяем метод главных компонент к данным вибрации лабораторного исследования без дефекта (таблица 14) и дефектом импеллера (таблица 15).

Таблица 14

Величина вибрации при понижении размерности без дефекта в первой точке

№ пп	Без дефекта				
	X, мм/с	Y, мм/с	Z, мм/с	N1	M1
1	0,0639	0,0623	0,0775	-0,66785	0,091796
2	0,0649	0,0623	0,0827	-0,66407	0,095419
3	0,0642	0,0652	0,0731	-0,66888	0,087118
4	0,0658	0,0638	0,079	-0,66502	0,091505
5	0,0671	0,0645	0,0613	-0,67468	0,076601
6	0,0664	0,0633	0,0748	-0,66747	0,088065
7	0,0689	0,0642	0,0656	-0,67111	0,079226
8	0,0668	0,0642	0,0678	-0,67104	0,082002
9	0,068	0,0631	0,0805	-0,66312	0,09186
10	0,068	0,0626	0,0834	-0,6616	0,094336
11	0,0671	0,0618	0,0811	-0,66396	0,093248
12	0,0687	0,0621	0,0907	-0,65698	0,09995
13	0,0657	0,0648	0,0788	-0,66469	0,091035
14	0,0641	0,0611	0,0833	-0,6648	0,096722
15	0,0642	0,0622	0,0876	-0,66155	0,099679
16	0,0692	0,0672	0,0747	-0,66385	0,085197
17	0,067	0,0609	0,0816	-0,66417	0,094018
18	0,0678	0,0636	0,0684	-0,67037	0,082201
19	0,0656	0,0625	0,0898	-0,65921	0,100621
20	0,0658	0,0651	0,0827	-0,6621	0,093964
21	0,0679	0,0625	0,0857	-0,66031	0,096242
22	0,0659	0,0623	0,0815	-0,66419	0,093976
23	0,0649	0,0656	0,0864	-0,66014	0,097156
24	0,0657	0,0653	0,073	-0,66798	0,086263
25	0,0663	0,0631	0,0662	-0,67288	0,08138
26	0,0663	0,0648	0,0962	-0,65371	0,104511
27	0,0639	0,0646	0,0821	-0,66388	0,094606
28	0,0677	0,0637	0,0806	-0,66294	0,091871
29	0,0657	0,0618	0,0899	-0,65944	0,100904
30	0,0679	0,0658	0,0687	-0,66901	0,081594
31	0,0644	0,0656	0,0874	-0,65983	0,098194
32	0,0679	0,0622	0,0727	-0,6684	0,086061
33	0,0677	0,0639	0,0811	-0,66253	0,092194
34	0,0665	0,0645	0,0803	-0,66344	0,091936
35	0,0686	0,0636	0,0741	-0,66641	0,086318
36	0,0678	0,0675	0,0776	-0,66278	0,088074

Таблица 15

Величина вибрации при понижении размерности с дефектным подшипником
в первой точке

№ пп	Дефект подшипника				
	X, мм/с	Y, мм/с	Z, мм/с	N1	M1
1	0,7262	0,6527	1,7591	1,06098	0,883083
2	0,7198	0,6631	1,7684	1,068042	0,889843
3	0,7242	0,6694	1,7638	1,071108	0,881758
4	0,7266	0,6765	1,7783	1,085021	0,889488
5	0,7185	0,6791	1,7784	1,081475	0,892621
6	0,7146	0,6775	1,7907	1,085799	0,904858
7	0,7311	0,678	1,8132	1,109821	0,914351
8	0,7266	0,6723	1,8071	1,100468	0,9138
9	0,7266	0,6764	1,8267	1,114512	0,927833
10	0,7275	0,6778	1,8261	1,115404	0,926409
11	0,6984	0,7104	1,8442	1,125298	0,94331
12	0,7361	0,7184	1,838	1,148502	0,916926
13	0,7448	0,7215	1,8193	1,143953	0,896716
14	0,743	0,7077	1,832	1,143606	0,912639
15	0,743	0,7053	1,8537	1,155633	0,930682
16	0,7306	0,7044	1,8783	1,16265	0,956592
17	0,7479	0,7067	1,8959	1,185081	0,961163
18	0,7426	0,7116	1,8945	1,18349	0,960899
19	0,7325	0,712	1,8901	1,174865	0,962251
20	0,7346	0,7077	1,8715	1,162607	0,948046
21	0,7356	0,7089	1,8985	1,180304	0,968491
22	0,7365	0,7068	1,893	1,176429	0,964452
23	0,7376	0,7119	1,899	1,183348	0,966817
24	0,7299	0,7073	1,9226	1,190736	0,990955
25	0,7276	0,7098	1,9082	1,181816	0,979788
26	0,7329	0,7064	1,9089	1,183741	0,978957
27	0,7383	0,7082	1,9016	1,183483	0,969866
28	0,7436	0,7115	1,9177	1,197476	0,977855
29	0,7477	0,6974	1,9027	1,184391	0,970003
30	0,7437	0,7099	1,9887	1,240794	1,035532
31	0,7384	0,7055	1,8871	1,173323	0,959315
32	0,7501	0,6961	1,8976	1,182078	0,965252
33	0,7425	0,7034	1,8813	1,171211	0,953461
34	0,7424	0,6931	1,8735	1,161162	0,951056
35	0,7412	0,7018	1,8771	1,167045	0,951355
36	0,7434	0,7045	1,8857	1,175002	0,956103

					Вибрационная диагностика дебаланса в ЦНА с применением лабораторного стенда	Лист
						103
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Графическое представление двумерных данных N1, M1

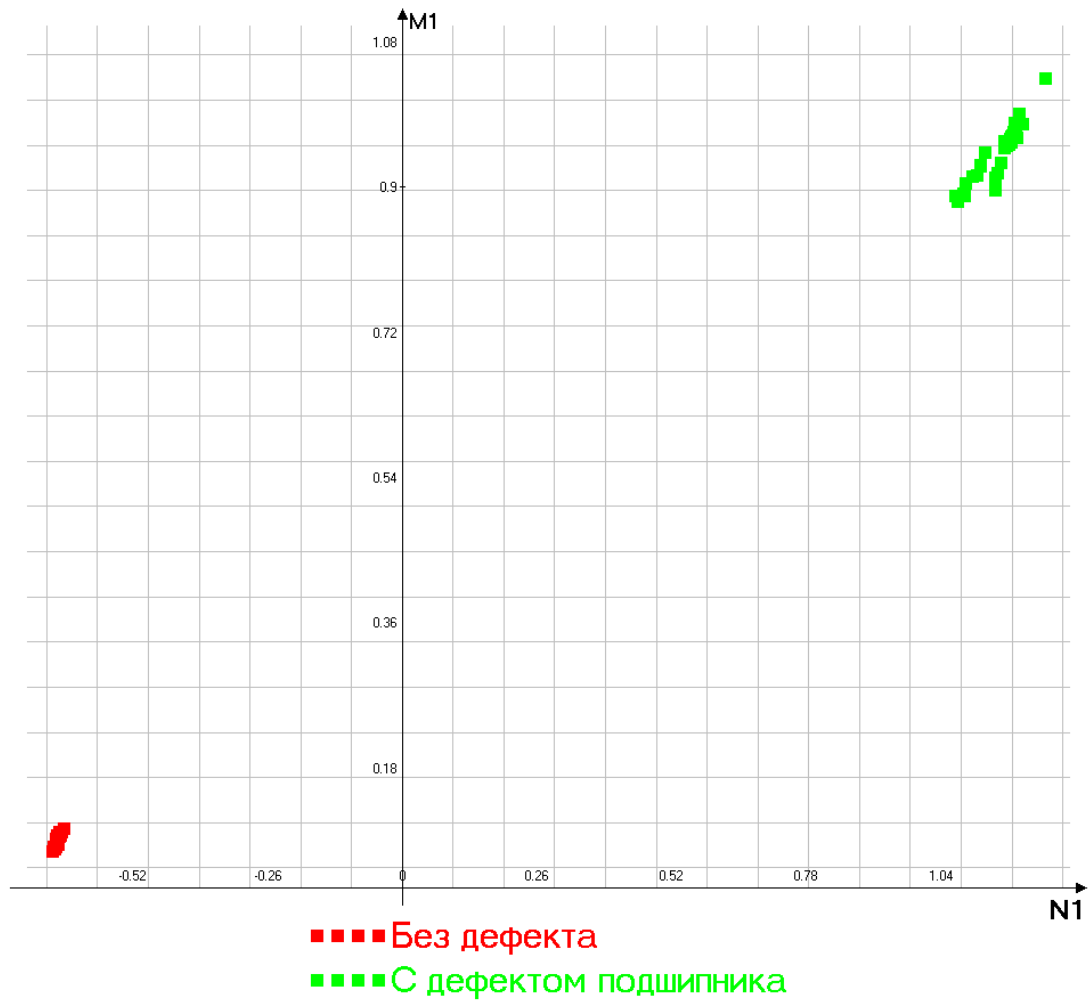


Рисунок 19 - Графическое представление двумерных данных N1, M1

По аналогии сделаем те же шаги для второй точки измерения (первый подшипниковый узел и третьей точки измерения (второй подшипниковый узел). Данные измерения вибрации без дефекта и с дефектом подшипника центробежной установки во второй точке измерения приведены в таблице 16.

Таблица 16

Величина вибрации на первом подшипниковом узле

№ пп	Без дефекта					Дефект подшипника				
	X, мм/с	Y, мм/с	Z, мм/с	Hz	V, В	X, мм/с	Y, мм/с	Z, мм/с	Hz	V, В
1	0,0643	0,0625	0,0855	50,8	0,546	0,6178	0,4094	0,581	50,8	1,057
2	0,0638	0,0638	0,0782	50,8	0,480	0,5919	0,4116	0,5773	50,8	1,601
3	0,0664	0,0657	0,0852	50,8	0,561	0,5801	0,4005	0,59	50,8	2,387
4	0,0679	0,0653	0,0922	50,8	0,498	0,5854	0,3986	0,594	50,8	1,547

5	0,0647	0,0614	0,0854	50,8	0,408	0,5888	0,4027	0,5898	50,8	1,095
6	0,0686	0,0646	0,0824	50,8	0,405	0,5759	0,3901	0,5886	50,8	0,876
7	0,0637	0,0638	0,0879	50,8	0,380	0,5914	0,4076	0,5871	50,8	1,159
8	0,0661	0,0659	0,0784	50,8	0,354	0,5759	0,3976	0,5995	50,8	1,953
9	0,0684	0,0658	0,0846	50,8	0,325	0,5816	0,412	0,6056	50,8	1,380
10	0,066	0,0648	0,0887	50,8	0,297	0,6057	0,3993	0,5993	50,8	0,703
11	0,0658	0,0644	0,0771	50,8	0,302	0,6067	0,4032	0,5984	50,8	0,965
12	0,0678	0,0661	0,0715	50,7	0,307	0,605	0,4177	0,5949	50,8	0,837
13	0,068	0,0677	0,0721	50,7	0,313	0,6224	0,4178	0,5965	50,8	0,781
14	0,0664	0,0647	0,0726	50,7	0,318	0,6214	0,4129	0,5942	50,8	0,970
15	0,0677	0,0659	0,0879	50,7	0,323	0,6057	0,4032	0,5921	50,8	1,108
16	0,065	0,063	0,0825	50,8	0,329	0,5804	0,4092	0,5967	50,8	1,280
17	0,0649	0,0653	0,0779	50,7	0,334	0,5945	0,3996	0,5923	50,8	1,444
18	0,0659	0,0653	0,0742	50,8	0,340	0,5742	0,4	0,5993	50,8	1,607
19	0,0678	0,0667	0,0902	50,8	0,345	0,5816	0,3891	0,6056	50,8	1,771
20	0,0668	0,0651	0,0895	50,8	0,350	0,5782	0,3911	0,6058	50,8	1,934
21	0,0664	0,0652	0,0813	50,8	0,387	0,5868	0,3896	0,6101	50,8	2,098
22	0,0685	0,0657	0,0763	50,7	0,440	0,5802	0,3963	0,6053	50,8	2,261
23	0,069	0,0647	0,0761	50,7	0,482	0,5891	0,392	0,6117	50,8	2,380
24	0,068	0,0655	0,0837	50,8	0,527	0,5933	0,3914	0,6154	50,8	2,559
25	0,066	0,0646	0,0814	50,8	0,489	0,5955	0,3994	0,6155	50,8	0,972
26	0,0649	0,0657	0,0901	50,7	0,450	0,5941	0,3915	0,6025	50,8	0,735
27	0,0669	0,0678	0,079	50,7	0,411	0,6014	0,3914	0,5938	50,8	1,013
28	0,0667	0,0642	0,092	50,8	0,372	0,595	0,3965	0,6034	50,8	1,291
29	0,066	0,0647	0,0833	50,7	0,333	0,5966	0,3945	0,6099	50,8	1,569
30	0,0674	0,0663	0,0724	50,7	0,294	0,6086	0,3868	0,5984	50,8	1,098
31	0,0677	0,0655	0,0817	50,7	0,255	0,6076	0,398	0,6032	50,8	1,020
32	0,0701	0,0639	0,0845	50,7	0,216	0,5659	0,3902	0,6045	50,8	1,103
33	0,0668	0,0653	0,0668	50,7	0,177	0,5649	0,3909	0,6023	50,8	1,186
34	0,0652	0,0653	0,0671	50,8	0,138	0,5785	0,3968	0,6026	50,8	1,269
35	0,0663	0,066	0,0878	50,7	0,120	0,6023	0,3987	0,5971	50,8	1,352
36	0,0687	0,0667	0,0705	50,8	0,127	0,5921	0,4003	0,599	50,8	1,435

Из данных таблицы можно сделать вывод, что вибрация с дефектом в первой точке измерения выше в 8 – 9 раз по оси X. Вибрация возросла 5,5 – 6 раз по оси Y, а осевая вибрация возрастает на 8 - 9 раз, что гораздо меньше чем на электродвигателе.

Применяем метод главных компонент к данным вибрации лабораторного исследования без дефекта (таблица 17) и дефектом импеллера (таблица 18).

Таблица 17

Величина вибрации при понижении размерности без дефекта на первом
подшипниковом узле

№ пп	Без дефекта				
	X, мм/с	Y, мм/с	Z, мм/с	N1	M1
1	0,0643	0,0625	0,0855	-0,66262	0,097859
2	0,0638	0,0638	0,0782	-0,66672	0,091858
3	0,0664	0,0657	0,0852	-0,6599	0,09543
4	0,0679	0,0653	0,0922	-0,65492	0,100376
5	0,0647	0,0614	0,0854	-0,663	0,09798
6	0,0686	0,0646	0,0824	-0,66083	0,092527
7	0,0637	0,0638	0,0879	-0,66086	0,099585
8	0,0661	0,0659	0,0784	-0,66414	0,090124
9	0,0684	0,0658	0,0846	-0,659	0,093933
10	0,066	0,0648	0,0887	-0,65847	0,098723
11	0,0658	0,0644	0,0771	-0,66587	0,089784
12	0,0678	0,0661	0,0715	-0,66721	0,083752
13	0,068	0,0677	0,0721	-0,66591	0,08355
14	0,0664	0,0647	0,0726	-0,6681	0,085818
15	0,0677	0,0659	0,0879	-0,65736	0,096854
16	0,065	0,063	0,0825	-0,66377	0,094958
17	0,0649	0,0653	0,0779	-0,66548	0,090536
18	0,0659	0,0653	0,0742	-0,66713	0,087114
19	0,0678	0,0667	0,0902	-0,65549	0,098337
20	0,0668	0,0651	0,0895	-0,65734	0,098853
21	0,0664	0,0652	0,0813	-0,66254	0,092524
22	0,0685	0,0657	0,0763	-0,66406	0,08735
23	0,069	0,0647	0,0761	-0,66439	0,087307
24	0,068	0,0655	0,0837	-0,65995	0,093526
25	0,066	0,0646	0,0814	-0,66303	0,093017
26	0,0649	0,0657	0,0901	-0,65783	0,100048
27	0,0669	0,0678	0,079	-0,66232	0,089518
28	0,0667	0,0642	0,092	-0,65633	0,101206
29	0,066	0,0647	0,0833	-0,66182	0,094485
30	0,0674	0,0663	0,0724	-0,6668	0,084589
31	0,0677	0,0655	0,0817	-0,66135	0,092091
32	0,0701	0,0639	0,0845	-0,659	0,093702
33	0,0668	0,0653	0,0668	-0,6711	0,080813
34	0,0652	0,0653	0,0671	-0,67189	0,08184
35	0,0663	0,066	0,0878	-0,65823	0,097429
36	0,0687	0,0667	0,0705	-0,66697	0,0823

Таблица 18

Величина вибрации при понижении размерности с дефектным подшипником
на первом подшипниковом узле

№ пп	Дефект подшипника				
	X, мм/с	Y, мм/с	Z, мм/с	N1	M1
1	0,6178	0,4094	0,581	0,152499	0,091895
2	0,5919	0,4116	0,5773	0,135605	0,100941
3	0,5801	0,4005	0,59	0,130547	0,120819
4	0,5854	0,3986	0,594	0,135248	0,122059
5	0,5888	0,4027	0,5898	0,136833	0,115577
6	0,5759	0,3901	0,5886	0,12186	0,125538
7	0,5914	0,4076	0,5871	0,139253	0,110389
8	0,5759	0,3976	0,5995	0,132319	0,131457
9	0,5816	0,412	0,6056	0,146817	0,128275
10	0,6057	0,3993	0,5993	0,151184	0,115993
11	0,6067	0,4032	0,5984	0,153222	0,113379
12	0,605	0,4177	0,5949	0,156802	0,106643
13	0,6224	0,4178	0,5965	0,16902	0,098862
14	0,6214	0,4129	0,5942	0,164522	0,099304
15	0,6057	0,4032	0,5921	0,148768	0,108885
16	0,5804	0,4092	0,5967	0,139234	0,122833
17	0,5945	0,3996	0,5923	0,140252	0,115865
18	0,5742	0,4	0,5993	0,132381	0,13127
19	0,5816	0,3891	0,6056	0,135195	0,136545
20	0,5782	0,3911	0,6058	0,134265	0,137657
21	0,5868	0,3896	0,6101	0,141358	0,137362
22	0,5802	0,3963	0,6053	0,137815	0,134397
23	0,5891	0,392	0,6117	0,144952	0,136628
24	0,5933	0,3914	0,6154	0,14946	0,137703
25	0,5955	0,3994	0,6155	0,154919	0,133808
26	0,5941	0,3915	0,6025	0,142124	0,127061
27	0,6014	0,3914	0,5938	0,141202	0,116612
28	0,595	0,3965	0,6034	0,145758	0,125524
29	0,5966	0,3945	0,6099	0,149683	0,130603
30	0,6086	0,3868	0,5984	0,146055	0,118365
31	0,6076	0,398	0,6032	0,15406	0,118612
32	0,5659	0,3902	0,6045	0,125534	0,143017
33	0,5649	0,3909	0,6023	0,123938	0,141516
34	0,5785	0,3968	0,6026	0,135387	0,132918
35	0,6023	0,3987	0,5971	0,147469	0,116144
36	0,5921	0,4003	0,599	0,143237	0,122099

Графическое представление двумерных данных N1, M1

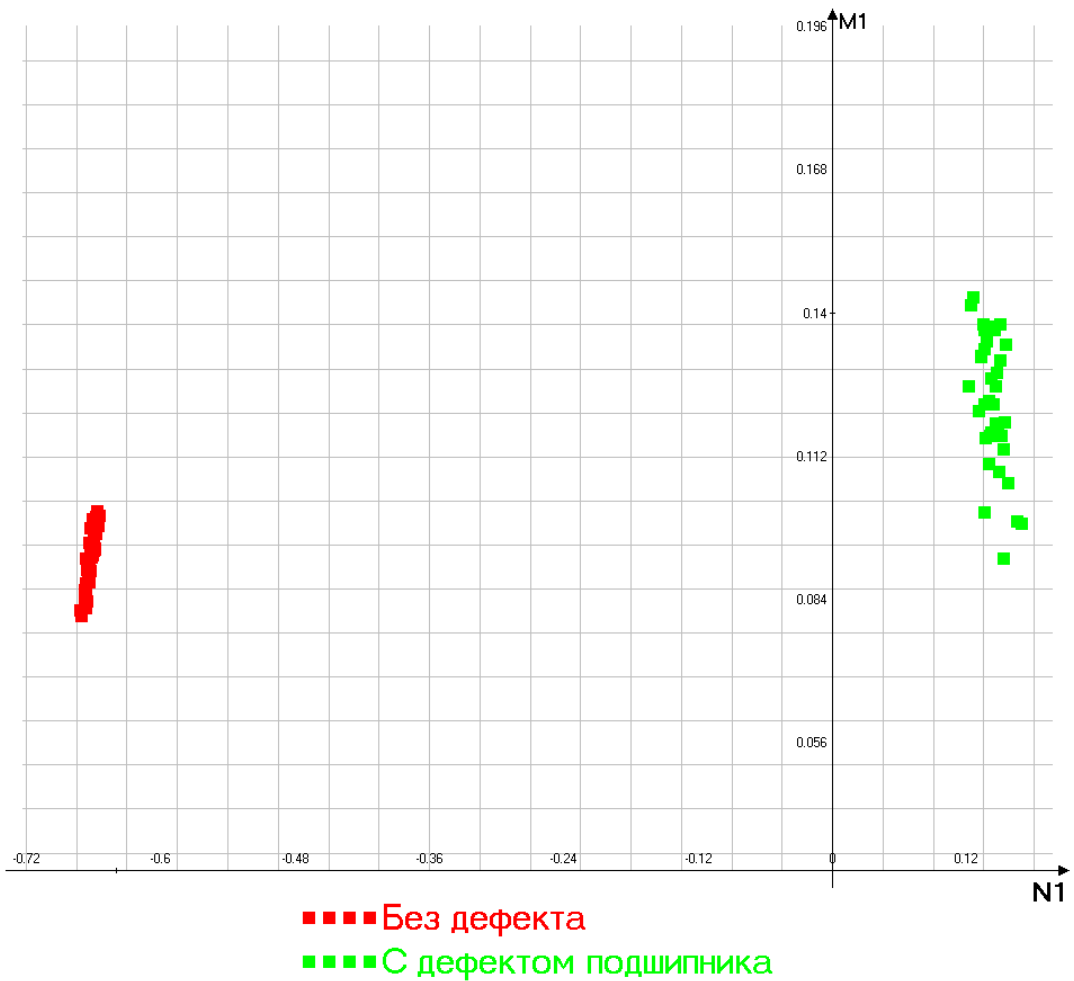


Рисунок 14 - Графическое представление двумерных данных N1, M1

Таблица 19

Величина вибрации при понижении размерности без дефекта в третьей точке измерения

№ пп	Без дефекта				
	X, мм/с	Y, мм/с	Z, мм/с	N1	M1
1	0,0662	0,0631	0,0721	-0,66934	0,086099
2	0,0664	0,0626	0,0898	-0,65867	0,100191
3	0,0675	0,0643	0,0826	-0,66153	0,093336
4	0,0644	0,0634	0,0919	-0,6582	0,10255
5	0,0673	0,0636	0,0662	-0,67202	0,080706
6	0,0674	0,0664	0,0659	-0,67072	0,079408
7	0,0672	0,0644	0,0812	-0,66252	0,092339
8	0,0665	0,0623	0,0745	-0,6681	0,08814
9	0,0662	0,0625	0,0812	-0,66409	0,093518
10	0,0656	0,0641	0,084	-0,66194	0,095453
11	0,0688	0,064	0,078	-0,6637	0,089162
12	0,0661	0,0666	0,0936	-0,6545	0,101902
13	0,0673	0,0605	0,0773	-0,66682	0,090611

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Вибрационная диагностика дебаланса в ЦНА с применением лабораторного стенда	Лист
						108

№ пп	Без дефекта				
	X, мм/с	Y, мм/с	Z, мм/с	N1	M1
14	0,0668	0,0635	0,0699	-0,67012	0,083917
15	0,0682	0,0627	0,0603	-0,67553	0,075917
16	0,0676	0,0642	0,0922	-0,65566	0,100921
17	0,0684	0,0613	0,0952	-0,65482	0,103949
18	0,0632	0,0643	0,0795	-0,66604	0,093002
19	0,0651	0,0652	0,0823	-0,66272	0,093956
20	0,0661	0,0637	0,0866	-0,66025	0,097409
21	0,0679	0,0617	0,0686	-0,67115	0,082996
22	0,0673	0,0616	0,0812	-0,66388	0,093301
23	0,064	0,0627	0,0769	-0,66795	0,091127
24	0,066	0,0626	0,0683	-0,67204	0,08337
25	0,0665	0,0622	0,0567	-0,67902	0,074087
26	0,0685	0,0624	0,0899	-0,65743	0,099307
27	0,0651	0,0629	0,0916	-0,65821	0,102148
28	0,0672	0,0625	0,0893	-0,65854	0,099437
29	0,0636	0,0618	0,0792	-0,66725	0,09347
30	0,0664	0,0641	0,084	-0,66145	0,095058
31	0,066	0,0647	0,0787	-0,66462	0,090844
32	0,0682	0,0628	0,0756	-0,66614	0,087992
33	0,0693	0,065	0,0853	-0,65844	0,094332
34	0,0678	0,0638	0,0722	-0,66795	0,085136
35	0,0639	0,0631	0,0896	-0,66006	0,101085
36	0,0689	0,0637	0,0642	-0,67222	0,078298

Таблица 20

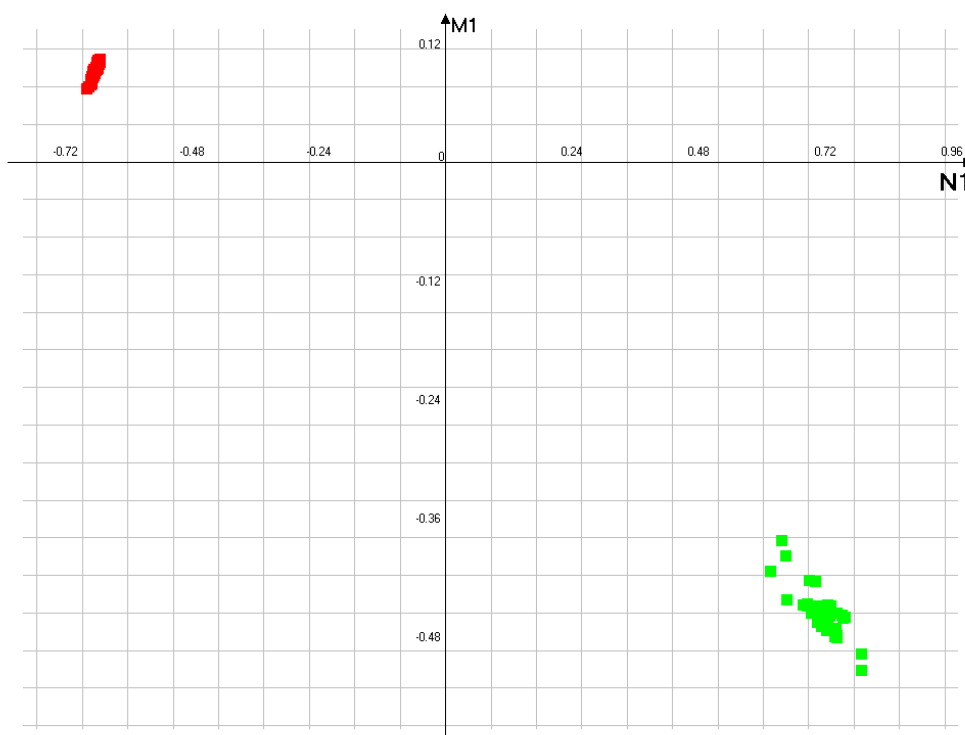
Величина вибрации при понижении размерности с дефектом рабочего колеса
в третьей точке

№ пп	Дефект подшипника				
	X, мм/с	Y, мм/с	Z, мм/с	N1	M1
1	1,15	0,8265	0,4637	0,616257	-0,41397
2	1,2008	0,83	0,4607	0,647098	-0,44265
3	1,238	0,8263	0,4756	0,676939	-0,44786
4	1,2357	0,8399	0,4816	0,686105	-0,44689
5	1,2466	0,8449	0,479	0,693685	-0,45613
6	1,2703	0,8606	0,4972	0,727175	-0,45908
7	1,2507	0,8639	0,4784	0,705454	-0,46548
8	1,2658	0,8593	0,4799	0,713219	-0,47008
9	1,2631	0,8876	0,4874	0,730517	-0,47303
10	1,2869	0,8732	0,4864	0,737073	-0,48036
11	1,2302	0,8477	0,4797	0,685559	-0,4485
12	1,2785	0,858	0,4823	0,721748	-0,47397
13	1,2982	0,863	0,4911	0,741638	-0,47853
14	1,2626	0,8698	0,4925	0,724292	-0,46232
15	1,2824	0,8468	0,4909	0,723685	-0,46504
16	1,2822	0,84	0,4852	0,716634	-0,467
17	1,2537	0,8539	0,4825	0,704706	-0,46011
18	1,3027	0,8606	0,4897	0,742303	-0,48099
19	1,2633	0,8624	0,5067	0,72963	-0,44875
20	1,2941	0,8597	0,512	0,750227	-0,45877
21	1,2619	0,8654	0,5026	0,727798	-0,45239
22	1,2805	0,8629	0,5081	0,741199	-0,45631
23	1,2833	0,8841	0,5139	0,757201	-0,46075

№ пп	Дефект подшипника				
	X, мм/с	Y, мм/с	Z, мм/с	N1	M1
24	1,3465	0,8806	0,5053	0,788613	-0,49745
25	1,2812	0,8813	0,5103	0,752305	-0,46156
26	1,2072	0,7503	0,504	0,636972	-0,38275
27	1,2216	0,7564	0,4965	0,644248	-0,39799
28	1,2864	0,7556	0,5049	0,688379	-0,423
29	1,377	0,8569	0,4925	0,787322	-0,51406
30	1,2526	0,8445	0,4915	0,70476	-0,44905
31	1,2786	0,84	0,4951	0,720487	-0,45739
32	1,2773	0,8521	0,4992	0,728339	-0,45787
33	1,31	0,8384	0,4957	0,739138	-0,47182
34	1,2452	0,8242	0,5094	0,700883	-0,4239
35	1,2624	0,855	0,5038	0,723557	-0,44793
36	1,2795	0,8581	0,5052	0,736385	-0,45638

Далее для сравнения вибрационных данных необходимо построить график в двумерных данных N1 от M1 рисунок 15.

Графическое представление двумерных данных N1, M1



■ ■ ■ ■ Без дефекта

■ ■ ■ ■ С дефектом подшипника

Рисунок 15 - Графическое представление двумерных данных N1, M1

Далее построим график вибрационных данных для трёх точек измерения рисунок 16.

Графическое представление двумерных данных N1, M1

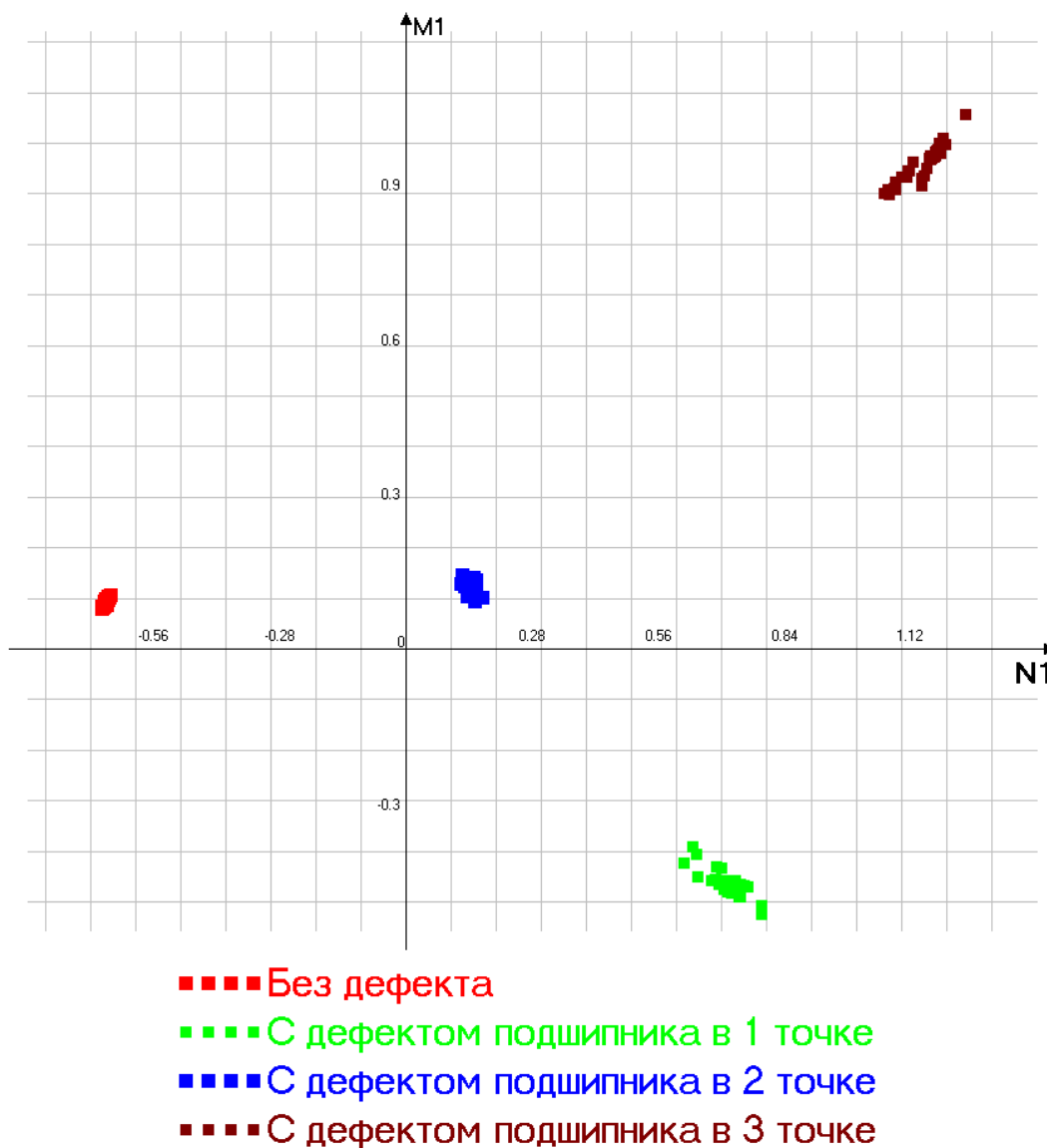


Рисунок 16 - Графическое представление двумерных данных N1, M1

Вывод: по данным области диаграммы видна аналогия, вибрация лабораторного стенда без дефекта находится в одной области. При дефекте рабочего колеса точки находятся в трёх областях, при этом вибрация в сравнении отличается на 8-10 порядков. Вибрационные данные измеренные на первом подшипниковом узле (дефект подшипника был смоделирован на первом подшипниковом узле) более равномерные по трём осям, но в первой

					Вибрационная диагностика дебаланса в ЦНА с применением лабораторного стенда	Лист
						111
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

точке измерения ярко выражена осевая вибрация, которая может привести к выводу из строя ротора электродвигателя. В третьей же точке ярко больше выражена горизонтальная вибрация, которая может также вывести из строя второй подшипник качения и опорную стойку подшипникового узла. Было замечено что первый подшипниковый узел и стойка данного узла подвергалась обильному нагреванию, что плохо влияет на смазку подшипника. Температура данного узла возросла за час работы установки до 76⁰ С. При нагреве подшипника происходил нагрев вала и рабочего колеса. При нагреве металла втулка рабочего колеса может расширяться и добавить вибрацию установке. Также возрастает токовое напряжение из-за преодоления динамических нагрузок, действующих на первый подшипник, это приводит к увеличению затрат энергии, повышению вибрации и понижению энергоэффективности.

Рекомендации: Устранить дефект подшипника в первом подшипниковом узле (заменить подшипник качения) с последующей балансировкой центробежной установки.

6.3 Сравнение результатов исследования. Вибрационная диагностика центробежной установки при потере соосности валов центробежной лабораторной установки (расцентровка валов).

Рассмотрен перекося вала (нарушение соосности). Перекося вала смоделирован на центробежной установке путём перемещения платформы вала рабочего колеса относительно платформы электродвигателя. Для данного эксперимента необходимо получить данные вибрационной диагностики при нарушении соосности. Для сравнения были измерены данные вибрации в рабочем состоянии центробежной установки в трёх точках измерения. Данные измерения вибрации без дефекта центробежной установки и с нарушением соосности приведены в таблице 21.

					<i>Вибрационная диагностика дебаланса в ЦНА с применением лабораторного стенда</i>	Лист
						112
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Таблица 21

Величина вибрации на электродвигателе

№ пп	Без дефекта					Расцентровка валов				
	X, мм/с	Y, мм/с	Z, мм/с	Hz	V, В	X, мм/с	Y, мм/с	Z, мм/с	Hz	V, В
1	0,0639	0,0623	0,0775	50,9	0,658	0,9727	0,6853	0,4913	50,8	0,780
2	0,0649	0,0623	0,0827	50,9	0,490	0,894	0,586	0,5026	50,8	0,811
3	0,0642	0,0652	0,0731	50,9	0,529	1,1728	0,7791	0,512	50,8	0,698
4	0,0658	0,0638	0,079	50,8	0,530	0,9197	0,5623	0,4988	50,8	0,671
5	0,0671	0,0645	0,0613	50,8	0,658	0,9449	0,6023	0,4986	50,8	0,840
6	0,0664	0,0633	0,0748	50,9	0,588	1,0232	0,6858	0,4879	50,8	0,706
7	0,0689	0,0642	0,0656	50,8	0,636	1,0578	0,7247	0,5103	50,8	0,812
8	0,0668	0,0642	0,0678	50,8	0,621	1,0411	0,7242	0,4983	50,8	0,928
9	0,068	0,0631	0,0805	50,8	0,630	0,9636	0,645	0,4994	50,8	0,574
10	0,068	0,0626	0,0834	50,8	0,639	1,0627	0,7489	0,4893	50,8	0,554
11	0,0671	0,0618	0,0811	50,8	0,426	1,0013	0,7003	0,5103	50,8	0,675
12	0,0687	0,0621	0,0907	50,8	0,387	0,9154	0,5859	0,5068	50,8	0,912
13	0,0657	0,0648	0,0788	50,8	0,409	1,0067	0,7125	0,5021	50,8	0,862
14	0,0641	0,0611	0,0833	50,8	0,390	0,9202	0,603	0,4927	50,8	0,869
15	0,0642	0,0622	0,0876	50,8	0,381	0,9735	0,6486	0,4971	50,8	1,356
16	0,0692	0,0672	0,0747	50,8	0,373	0,9932	0,699	0,4891	50,8	1,304
17	0,067	0,0609	0,0816	50,8	0,364	0,9241	0,5982	0,4971	50,8	1,232
18	0,0678	0,0636	0,0684	50,8	0,355	1,0214	0,721	0,5002	50,8	1,265
19	0,0656	0,0625	0,0898	50,8	0,346	0,9232	0,6124	0,4987	50,8	1,271
20	0,0658	0,0651	0,0827	50,8	0,337	1,0068	0,7126	0,4893	50,8	0,841
21	0,0679	0,0625	0,0857	50,9	0,328	0,997	0,7119	0,5103	50,8	0,838
22	0,0659	0,0623	0,0815	50,7	0,319	1,00918	0,8498	0,5009	50,8	0,479
23	0,0649	0,0656	0,0864	50,8	0,310	1,0119	0,7354	0,4877	50,8	0,442
24	0,0657	0,0653	0,073	50,8	0,301	1,0581	0,8425	0,4939	50,8	0,373
25	0,0663	0,0631	0,0662	50,7	0,292	1,0464	0,7656	0,4815	50,8	0,378
26	0,0663	0,0648	0,0962	50,7	0,283	1,089	0,8621	0,5036	50,8	0,298
27	0,0639	0,0646	0,0821	50,7	0,274	1,0355	0,8037	0,4899	50,8	0,342
28	0,0677	0,0637	0,0806	50,7	0,265	1,0126	0,7645	0,502	50,8	0,442
29	0,0657	0,0618	0,0899	50,8	0,256	1,0782	0,8179	0,505	50,8	0,368
30	0,0679	0,0658	0,0687	50,7	0,247	1,0683	0,8326	0,4832	50,8	0,339
31	0,0644	0,0656	0,0874	50,7	0,238	1,0431	0,8197	0,493	50,8	0,389
32	0,0679	0,0622	0,0727	50,7	0,229	1,0158	0,8001	0,4992	50,8	0,320
33	0,0677	0,0639	0,0811	50,7	0,220	1,0264	0,7876	0,5103	50,8	0,237
34	0,0665	0,0645	0,0803	50,7	0,211	1,0484	0,8156	0,4828	50,8	0,234
35	0,0686	0,0636	0,0741	50,7	0,202	1,0944	0,8604	0,4918	50,8	0,184
36	0,0678	0,0675	0,0776	50,7	0,193	1,0994	0,8653	0,5	50,8	0,122

Из данных таблицы можно сделать вывод, что вибрация с дефектом в первой точке измерения выше в 14 – 15 раз по оси X и в 12-13 раз по оси Y, а осевая вибрация возрастает в 6 - 7 раз. Увеличиваются затраты энергии, так же при расцентровке центробежного лабораторного стенда начинает обильно нагреваться муфта соединяющая вал электродвигателя и вал центробежного стенда до 56°С при часе работы установки.

					Вибрационная диагностика дебаланса в ЦНА с применением лабораторного стенда	Лист
						113
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Применяем метод главных компонент к данным вибрации лабораторного исследования без дефекта (таблица 22) и дефектом импеллера (таблица 23).

Таблица 22

Величина вибрации при понижении размерности без дефекта в первой точке

№ пп	Без дефекта				
	X, мм/с	Y, мм/с	Z, мм/с	N1	M1
1	0,0639	0,0623	0,0775	-0,66785	0,091796
2	0,0649	0,0623	0,0827	-0,66407	0,095419
3	0,0642	0,0652	0,0731	-0,66888	0,087118
4	0,0658	0,0638	0,079	-0,66502	0,091505
5	0,0671	0,0645	0,0613	-0,67468	0,076601
6	0,0664	0,0633	0,0748	-0,66747	0,088065
7	0,0689	0,0642	0,0656	-0,67111	0,079226
8	0,0668	0,0642	0,0678	-0,67104	0,082002
9	0,068	0,0631	0,0805	-0,66312	0,09186
10	0,068	0,0626	0,0834	-0,6616	0,094336
11	0,0671	0,0618	0,0811	-0,66396	0,093248
12	0,0687	0,0621	0,0907	-0,65698	0,09995
13	0,0657	0,0648	0,0788	-0,66469	0,091035
14	0,0641	0,0611	0,0833	-0,6648	0,096722
15	0,0642	0,0622	0,0876	-0,66155	0,099679
16	0,0692	0,0672	0,0747	-0,66385	0,085197
17	0,067	0,0609	0,0816	-0,66417	0,094018
18	0,0678	0,0636	0,0684	-0,67037	0,082201
19	0,0656	0,0625	0,0898	-0,65921	0,100621
20	0,0658	0,0651	0,0827	-0,6621	0,093964
21	0,0679	0,0625	0,0857	-0,66031	0,096242
22	0,0659	0,0623	0,0815	-0,66419	0,093976
23	0,0649	0,0656	0,0864	-0,66014	0,097156
24	0,0657	0,0653	0,073	-0,66798	0,086263
25	0,0663	0,0631	0,0662	-0,67288	0,08138
26	0,0663	0,0648	0,0962	-0,65371	0,104511
27	0,0639	0,0646	0,0821	-0,66388	0,094606
28	0,0677	0,0637	0,0806	-0,66294	0,091871
29	0,0657	0,0618	0,0899	-0,65944	0,100904
30	0,0679	0,0658	0,0687	-0,66901	0,081594
31	0,0644	0,0656	0,0874	-0,65983	0,098194
32	0,0679	0,0622	0,0727	-0,6684	0,086061
33	0,0677	0,0639	0,0811	-0,66253	0,092194
34	0,0665	0,0645	0,0803	-0,66344	0,091936
35	0,0686	0,0636	0,0741	-0,66641	0,086318
36	0,0678	0,0675	0,0776	-0,66278	0,088074

Таблица 23

Величина вибрации при понижении размерности с дефектным подшипником в первой точке

					Вибрационная диагностика дебаланса в ЦНА с применением лабораторного стенда	Лист
						114
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

№ пп	Расцентровка валов				
	X, мм/с	Y, мм/с	Z, мм/с	N1	M1
1	0,9727	0,6853	0,4913	0,453613	-0,25372
2	0,894	0,586	0,5026	0,362251	-0,17011
3	1,1728	0,7791	0,512	0,635549	-0,36986
4	0,9197	0,5623	0,4988	0,363534	-0,17723
5	0,9449	0,6023	0,4986	0,399039	-0,20426
6	1,0232	0,6858	0,4879	0,482505	-0,28148
7	1,0578	0,7247	0,5103	0,536962	-0,29486
8	1,0411	0,7242	0,4983	0,519227	-0,29595
9	0,9636	0,645	0,4994	0,43257	-0,22826
10	1,0627	0,7489	0,4893	0,539406	-0,32264
11	1,0013	0,7003	0,5103	0,490217	-0,25819
12	0,9154	0,5859	0,5068	0,377779	-0,1773
13	1,0067	0,7125	0,5021	0,494687	-0,27175
14	0,9202	0,603	0,4927	0,380771	-0,197
15	0,9735	0,6486	0,4971	0,439014	-0,23627
16	0,9932	0,699	0,4891	0,471691	-0,27051
17	0,9241	0,5982	0,4971	0,383392	-0,19371
18	1,0214	0,721	0,5002	0,506782	-0,28357
19	0,9232	0,6124	0,4987	0,391028	-0,19713
20	1,0068	0,7126	0,4893	0,486986	-0,28197
21	0,997	0,7119	0,5103	0,493489	-0,26026
22	1,00918	0,8498	0,5009	0,565143	-0,32351
23	1,0119	0,7354	0,4877	0,500682	-0,29398
24	1,0581	0,8425	0,4939	0,586918	-0,35053
25	1,0464	0,7656	0,4815	0,533207	-0,32681
26	1,089	0,8621	0,5036	0,621579	-0,36517
27	1,0355	0,8037	0,4899	0,551041	-0,32854
28	1,0126	0,7645	0,502	0,524605	-0,29352
29	1,0782	0,8179	0,505	0,593433	-0,34277
30	1,0683	0,8326	0,4832	0,581566	-0,36045
31	1,0431	0,8197	0,493	0,565675	-0,33562
32	1,0158	0,8001	0,4992	0,542909	-0,31017
33	1,0264	0,7876	0,5103	0,549787	-0,3021
34	1,0484	0,8156	0,4828	0,560592	-0,34482
35	1,0944	0,8604	0,4918	0,616798	-0,37656
36	1,0994	0,8653	0,5	0,62733	-0,3743

Строим график зависимости N1 от M1 для наглядности рисунок 17. В общем случае сопрягаемые валы имеют сложное взаимное смещение. Различают два основных вида расцентровки: угловая (торцевая) – излом осей; параллельная (радиальная) – параллельное смещение осей. В данном случае была нарушена угловая соосность на 5,3%. Таким образом был образован «излом». В этом случае на опорах подшипников возникает интенсивная вибрация, которая пропорциональна ошибке центровки и массе роторов.

Графическое представление двумерных данных N1, M1

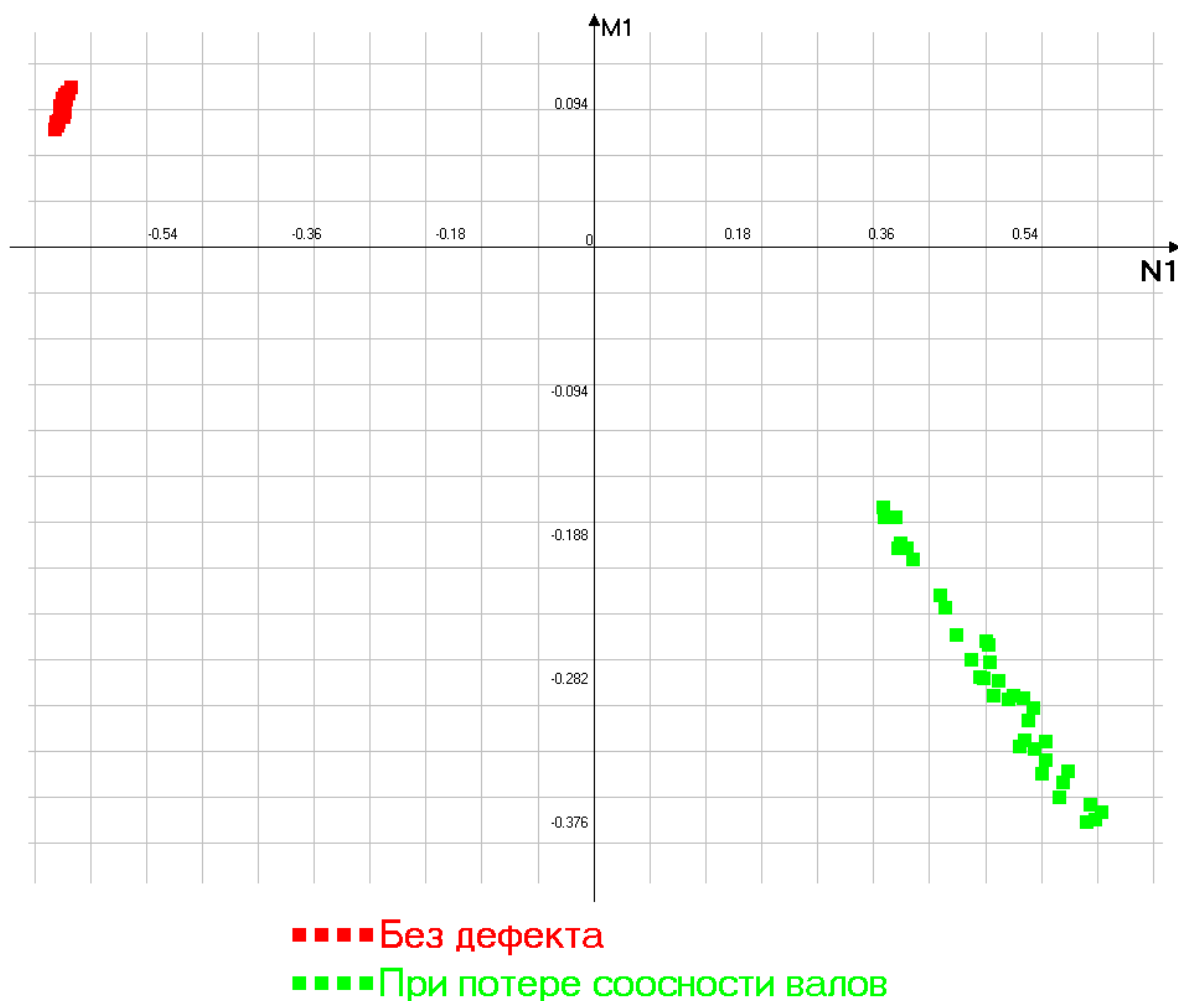


Рисунок 17 - Графическое представление двумерных данных N1, M1

По аналогии сделаем те же шаги для второй точки измерения (первый подшипниковый узел и третьей точки измерения (второй подшипниковый узел). Данные измерения вибрации без дефекта и с перекосом вала центробежной установки во второй точке измерения приведены в таблице 24.

Таблица 24

Величина вибрации на первом подшипниковом узле

№ пп		Без дефекта			Расцентровка валов		
<i>Вибрационная диагностика дебаланса в ЦНА с применением лабораторного стенда</i>							Лист
							116
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			

	X, мм/с	Y, мм/с	Z, мм/с	Hz	V, B	X, мм/с	Y, мм/с	Z, мм/с	Hz	V, B
1	0,0643	0,0625	0,0855	50,8	0,546	0,7712	0,7249	0,5039	50,8	0,730
2	0,0638	0,0638	0,0782	50,8	0,480	0,7393	0,7438	0,4961	50,8	0,965
3	0,0664	0,0657	0,0852	50,8	0,561	0,7333	0,7529	0,4962	50,8	0,837
4	0,0679	0,0653	0,0922	50,8	0,498	0,7329	0,744	0,5061	50,8	0,625
5	0,0647	0,0614	0,0854	50,8	0,408	0,7347	0,7556	0,4981	50,8	0,781
6	0,0686	0,0646	0,0824	50,8	0,405	0,7141	0,7461	0,4936	50,8	0,970
7	0,0637	0,0638	0,0879	50,8	0,380	0,7625	0,7915	0,4877	50,8	1,108
8	0,0661	0,0659	0,0784	50,8	0,354	0,7747	0,7759	0,4891	50,8	0,887
9	0,0684	0,0658	0,0846	50,8	0,325	0,7691	0,7601	0,4922	50,8	0,898
10	0,066	0,0648	0,0887	50,8	0,297	0,8052	0,848	0,4915	50,8	1,483
11	0,0658	0,0644	0,0771	50,8	0,302	0,7826	0,8254	0,4976	50,8	1,259
12	0,0678	0,0661	0,0715	50,7	0,307	0,7487	0,7289	0,4891	50,8	1,311
13	0,068	0,0677	0,0721	50,7	0,313	0,8563	0,7338	0,4986	50,8	1,360
14	0,0664	0,0647	0,0726	50,7	0,318	0,8677	0,721	0,4994	50,8	1,386
15	0,0677	0,0659	0,0879	50,7	0,323	0,8624	0,7444	0,4936	50,8	1,368
16	0,065	0,063	0,0825	50,8	0,329	0,8604	0,7516	0,4979	50,8	1,275
17	0,0649	0,0653	0,0779	50,7	0,334	0,8588	0,7878	0,4878	50,8	1,259
18	0,0659	0,0653	0,0742	50,8	0,340	0,8484	0,7667	0,5021	50,8	2,380
19	0,0678	0,0667	0,0902	50,8	0,345	0,8437	0,7686	0,5013	50,8	2,559
20	0,0668	0,0651	0,0895	50,8	0,350	0,8488	0,7578	0,5143	50,8	0,972
21	0,0664	0,0652	0,0813	50,8	0,387	0,8425	0,7475	0,5271	50,8	0,732
22	0,0685	0,0657	0,0763	50,7	0,440	0,8515	0,7339	0,5485	50,8	1,013
23	0,069	0,0647	0,0761	50,7	0,482	0,841	0,7612	0,5589	50,8	0,655
24	0,068	0,0655	0,0837	50,8	0,527	0,8247	0,8027	0,5318	50,8	0,563
25	0,066	0,0646	0,0814	50,8	0,489	0,8304	0,8689	0,5269	50,8	0,471
26	0,0649	0,0657	0,0901	50,7	0,450	0,8369	0,8304	0,5251	50,8	0,379
27	0,0669	0,0678	0,079	50,7	0,411	0,8568	0,8347	0,5374	50,8	0,576
28	0,0667	0,0642	0,092	50,8	0,372	0,8321	0,8265	0,5261	50,8	0,626
29	0,066	0,0647	0,0833	50,7	0,333	0,8329	0,8163	0,5187	50,8	0,695
30	0,0674	0,0663	0,0724	50,7	0,294	0,8306	0,8064	0,5335	50,8	0,751
31	0,0677	0,0655	0,0817	50,7	0,255	0,8375	0,7724	0,5223	50,8	0,811
32	0,0701	0,0639	0,0845	50,7	0,216	0,848	0,7526	0,5263	50,8	0,870
33	0,0668	0,0653	0,0668	50,7	0,177	0,8569	0,7464	0,5233	50,8	0,930
34	0,0652	0,0653	0,0671	50,8	0,138	0,8725	0,7399	0,518	50,8	0,989
35	0,0663	0,066	0,0878	50,7	0,120	0,8702	0,747	0,5219	50,8	1,049
36	0,0687	0,0667	0,0705	50,8	0,127	0,8749	0,7458	0,5247	50,8	1,108

Из данных таблицы можно сделать вывод, что вибрация с дефектом во второй точке измерения выше в 12,5 – 13 раз по оси X. Вибрация возросла 11 – 11,5 раз по оси Y, а осевая вибрация возрастает на 7 - 8 раз.

Применяем метод главных компонент к данным вибрации лабораторного исследования без дефекта (таблица 25) и с изломом вала (таблица 26).

Таблица 25

					Вибрационная диагностика дебаланса в ЦНА с применением лабораторного стенда	Лист
						117
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Величина вибрации при понижении размерности без дефекта в точке №2

№ пп	Без дефекта				
	X, мм/с	Y, мм/с	Z, мм/с	N1	M1
1	0,0643	0,0625	0,0855	-0,66262	0,097859
2	0,0638	0,0638	0,0782	-0,66672	0,091858
3	0,0664	0,0657	0,0852	-0,6599	0,09543
4	0,0679	0,0653	0,0922	-0,65492	0,100376
5	0,0647	0,0614	0,0854	-0,663	0,09798
6	0,0686	0,0646	0,0824	-0,66083	0,092527
7	0,0637	0,0638	0,0879	-0,66086	0,099585
8	0,0661	0,0659	0,0784	-0,66414	0,090124
9	0,0684	0,0658	0,0846	-0,659	0,093933
10	0,066	0,0648	0,0887	-0,65847	0,098723
11	0,0658	0,0644	0,0771	-0,66587	0,089784
12	0,0678	0,0661	0,0715	-0,66721	0,083752
13	0,068	0,0677	0,0721	-0,66591	0,08355
14	0,0664	0,0647	0,0726	-0,6681	0,085818
15	0,0677	0,0659	0,0879	-0,65736	0,096854
16	0,065	0,063	0,0825	-0,66377	0,094958
17	0,0649	0,0653	0,0779	-0,66548	0,090536
18	0,0659	0,0653	0,0742	-0,66713	0,087114
19	0,0678	0,0667	0,0902	-0,65549	0,098337
20	0,0668	0,0651	0,0895	-0,65734	0,098853
21	0,0664	0,0652	0,0813	-0,66254	0,092524
22	0,0685	0,0657	0,0763	-0,66406	0,08735
23	0,069	0,0647	0,0761	-0,66439	0,087307
24	0,068	0,0655	0,0837	-0,65995	0,093526
25	0,066	0,0646	0,0814	-0,66303	0,093017
26	0,0649	0,0657	0,0901	-0,65783	0,100048
27	0,0669	0,0678	0,079	-0,66232	0,089518
28	0,0667	0,0642	0,092	-0,65633	0,101206
29	0,066	0,0647	0,0833	-0,66182	0,094485
30	0,0674	0,0663	0,0724	-0,6668	0,084589
31	0,0677	0,0655	0,0817	-0,66135	0,092091
32	0,0701	0,0639	0,0845	-0,659	0,093702
33	0,0668	0,0653	0,0668	-0,6711	0,080813
34	0,0652	0,0653	0,0671	-0,67189	0,08184
35	0,0663	0,066	0,0878	-0,65823	0,097429
36	0,0687	0,0667	0,0705	-0,66697	0,0823

Таблица 26

Величина вибрации при понижении размерности во второй точке измерения

№ пп	Расцентровка валов				
	X, мм/с	Y, мм/с	Z, мм/с	N1	M1
1	0,7712	0,7249	0,5039	0,358851	-0,1587
2	0,7393	0,7438	0,4961	0,344281	-0,15597
3	0,7333	0,7529	0,4962	0,345311	-0,15622

					Вибрационная диагностика дебаланса в ЦНА с применением лабораторного стенда	Лист
						118
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

№ пп	Расцентровка валов				
	X, мм/с	Y, мм/с	Z, мм/с	N1	M1
4	0,7329	0,744	0,5061	0,346594	-0,14497
5	0,7347	0,7556	0,4981	0,348693	-0,15638
6	0,7141	0,7461	0,4936	0,328596	-0,14636
7	0,7625	0,7915	0,4877	0,377472	-0,19128
8	0,7747	0,7759	0,4891	0,377829	-0,19056
9	0,7691	0,7601	0,4922	0,368297	-0,17964
10	0,8052	0,848	0,4915	0,434434	-0,22973
11	0,7826	0,8254	0,4976	0,412943	-0,2056
12	0,7487	0,7289	0,4891	0,338164	-0,16077
13	0,8563	0,7338	0,4986	0,41189	-0,20806
14	0,8677	0,721	0,4994	0,412815	-0,20843
15	0,8624	0,7444	0,4936	0,417927	-0,21886
16	0,8604	0,7516	0,4979	0,422989	-0,21707
17	0,8588	0,7878	0,4878	0,434223	-0,23735
18	0,8484	0,7667	0,5021	0,425918	-0,21328
19	0,8437	0,7686	0,5013	0,423536	-0,21228
20	0,8488	0,7578	0,5143	0,429091	-0,20061
21	0,8425	0,7475	0,5271	0,427845	-0,18365
22	0,8515	0,7339	0,5485	0,439479	-0,16624
23	0,841	0,7612	0,5589	0,453295	-0,16269
24	0,8247	0,8027	0,5318	0,447902	-0,19109
25	0,8304	0,8689	0,5269	0,481974	-0,22169
26	0,8369	0,8304	0,5251	0,46529	-0,21241
27	0,8568	0,8347	0,5374	0,487083	-0,21404
28	0,8321	0,8265	0,5261	0,461002	-0,20784
29	0,8329	0,8163	0,5187	0,451795	-0,21041
30	0,8306	0,8064	0,5335	0,454406	-0,19399
31	0,8375	0,7724	0,5223	0,434511	-0,19398
32	0,848	0,7526	0,5263	0,43329	-0,18884
33	0,8569	0,7464	0,5233	0,433725	-0,19336
34	0,8725	0,7399	0,518	0,436679	-0,2029
35	0,8702	0,747	0,5219	0,441264	-0,20124
36	0,8749	0,7458	0,5247	0,445223	-0,20091

					<i>Вибрационная диагностика дебаланса в ЦНА с применением лабораторного стенда</i>	Лист
						119
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Графическое представление двумерных данных N1, M1

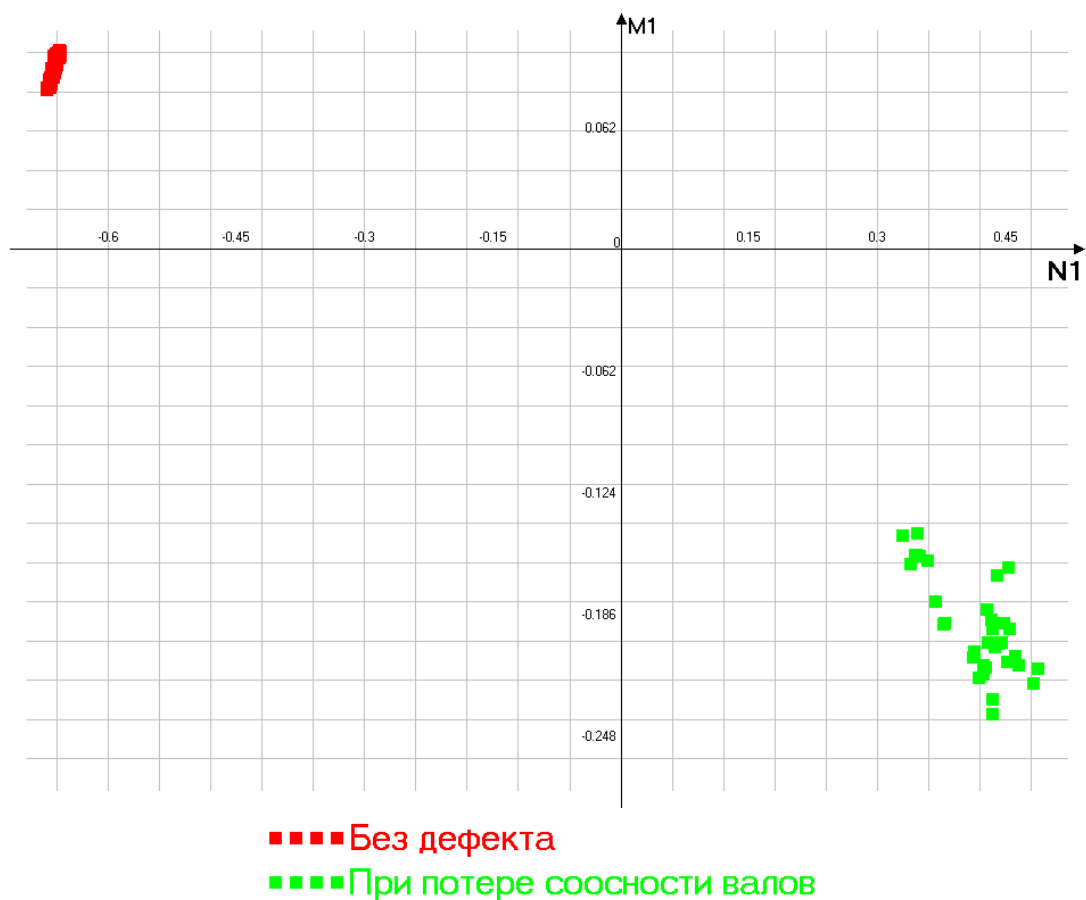


Рисунок 18 - Графическое представление двумерных данных N1, M1

					Вибрационная диагностика дебаланса в ЦНА с применением лабораторного стенда	Лист
						120
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Таблица 27

Величина вибрации при понижении размерности без дефекта в третьей точке
измерения

№ пп	Без дефекта				
	X, мм/с	Y, мм/с	Z, мм/с	N1	M1
1	0,0662	0,0631	0,0721	-0,66934	0,086099
2	0,0664	0,0626	0,0898	-0,65867	0,100191
3	0,0675	0,0643	0,0826	-0,66153	0,093336
4	0,0644	0,0634	0,0919	-0,6582	0,10255
5	0,0673	0,0636	0,0662	-0,67202	0,080706
6	0,0674	0,0664	0,0659	-0,67072	0,079408
7	0,0672	0,0644	0,0812	-0,66252	0,092339
8	0,0665	0,0623	0,0745	-0,6681	0,08814
9	0,0662	0,0625	0,0812	-0,66409	0,093518
10	0,0656	0,0641	0,084	-0,66194	0,095453
11	0,0688	0,064	0,078	-0,6637	0,089162
12	0,0661	0,0666	0,0936	-0,6545	0,101902
13	0,0673	0,0605	0,0773	-0,66682	0,090611
14	0,0668	0,0635	0,0699	-0,67012	0,083917
15	0,0682	0,0627	0,0603	-0,67553	0,075917
16	0,0676	0,0642	0,0922	-0,65566	0,100921
17	0,0684	0,0613	0,0952	-0,65482	0,103949
18	0,0632	0,0643	0,0795	-0,66604	0,093002
19	0,0651	0,0652	0,0823	-0,66272	0,093956
20	0,0661	0,0637	0,0866	-0,66025	0,097409
21	0,0679	0,0617	0,0686	-0,67115	0,082996
22	0,0673	0,0616	0,0812	-0,66388	0,093301
23	0,064	0,0627	0,0769	-0,66795	0,091127
24	0,066	0,0626	0,0683	-0,67204	0,08337
25	0,0665	0,0622	0,0567	-0,67902	0,074087
26	0,0685	0,0624	0,0899	-0,65743	0,099307
27	0,0651	0,0629	0,0916	-0,65821	0,102148
28	0,0672	0,0625	0,0893	-0,65854	0,099437
29	0,0636	0,0618	0,0792	-0,66725	0,09347
30	0,0664	0,0641	0,084	-0,66145	0,095058
31	0,066	0,0647	0,0787	-0,66462	0,090844
32	0,0682	0,0628	0,0756	-0,66614	0,087992
33	0,0693	0,065	0,0853	-0,65844	0,094332
34	0,0678	0,0638	0,0722	-0,66795	0,085136
35	0,0639	0,0631	0,0896	-0,66006	0,101085
36	0,0689	0,0637	0,0642	-0,67222	0,078298

Величина вибрации при понижении размерности с изломом вала в третьей точке

№ пп	Расцентровка валов				
	X, мм/с	Y, мм/с	Z, мм/с	N1	M1
1	1,0307	1,1977	0,4203	0,705595	-0,52356
2	1,0326	1,1875	0,4179	0,700109	-0,52271
3	1,0171	1,1254	0,4119	0,655504	-0,49739
4	1,0142	1,122	0,403	0,646582	-0,50178
5	1,0122	1,125	0,417	0,655434	-0,49079
6	1,0136	1,1263	0,4127	0,65432	-0,49535
7	1,0096	1,1227	0,4155	0,651769	-0,48987
8	1,0098	1,1394	0,4188	0,662381	-0,49338
9	1,007	1,1285	0,412	0,650995	-0,49345
10	1,0123	1,1207	0,4072	0,647331	-0,49705
11	1,0105	1,1134	0,4113	0,645034	-0,49028
12	1,0055	1,1054	0,4047	0,633904	-0,49015
13	1,0014	1,1237	0,4166	0,647961	-0,48531
14	1,0166	1,1793	0,4079	0,680112	-0,51977
15	1,0379	1,0571	0,4113	0,633126	-0,48345
16	1,0365	1,0661	0,4068	0,634095	-0,48957
17	1,0436	1,0942	0,3977	0,647119	-0,51043
18	1,0448	1,0899	0,4185	0,658363	-0,493
19	1,0454	1,105	0,4137	0,663461	-0,50255
20	1,034	1,0968	0,4245	0,658958	-0,48542
21	1,039	1,1013	0,4213	0,66233	-0,49204
22	1,0457	1,1064	0,4058	0,659532	-0,50946
23	1,109	1,0243	0,4182	0,663933	-0,5012
24	1,0754	1,003	0,4177	0,631771	-0,47829
25	1,0611	1,0066	0,4185	0,626001	-0,47095
26	1,0734	1,0126	0,4153	0,634574	-0,48172
27	1,0626	1,0155	0,4258	0,635886	-0,46913
28	1,0736	1,0171	0,4053	0,630876	-0,49136
29	1,0642	1,0204	0,401	0,624209	-0,49132
30	1,0712	1,0393	0,3957	0,634823	-0,50579
31	1,0622	1,0382	0,3953	0,628547	-0,50127
32	1,0673	1,0499	0,3998	0,640333	-0,50445
33	1,0717	1,048	0,3922	0,637406	-0,51195
34	1,0685	1,0362	0,4019	0,635392	-0,49843
35	1,057	1,0212	0,3948	0,616452	-0,49296
36	1,0594	1,0292	0,3951	0,622154	-0,4968

Далее для сравнения вибрационных данных необходимо построить график в двумерных данных N1 от M1 рисунок 19.

					Вибрационная диагностика дебаланса в ЦНА с применением лабораторного стенда	Лист
						122
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Графическое представление двумерных данных N1, M1

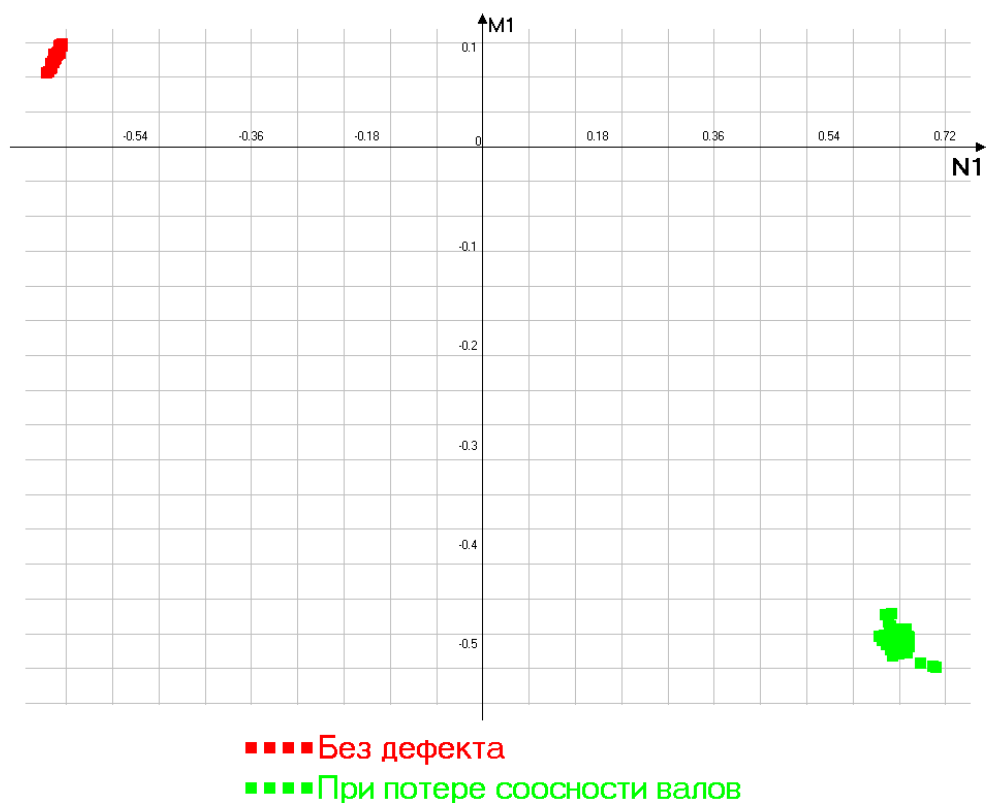


Рисунок 19 - Графическое представление двумерных данных N1, M1

Далее построим график вибрационных данных для трёх точек измерения рисунок 20.

Графическое представление двумерных данных N1, M1

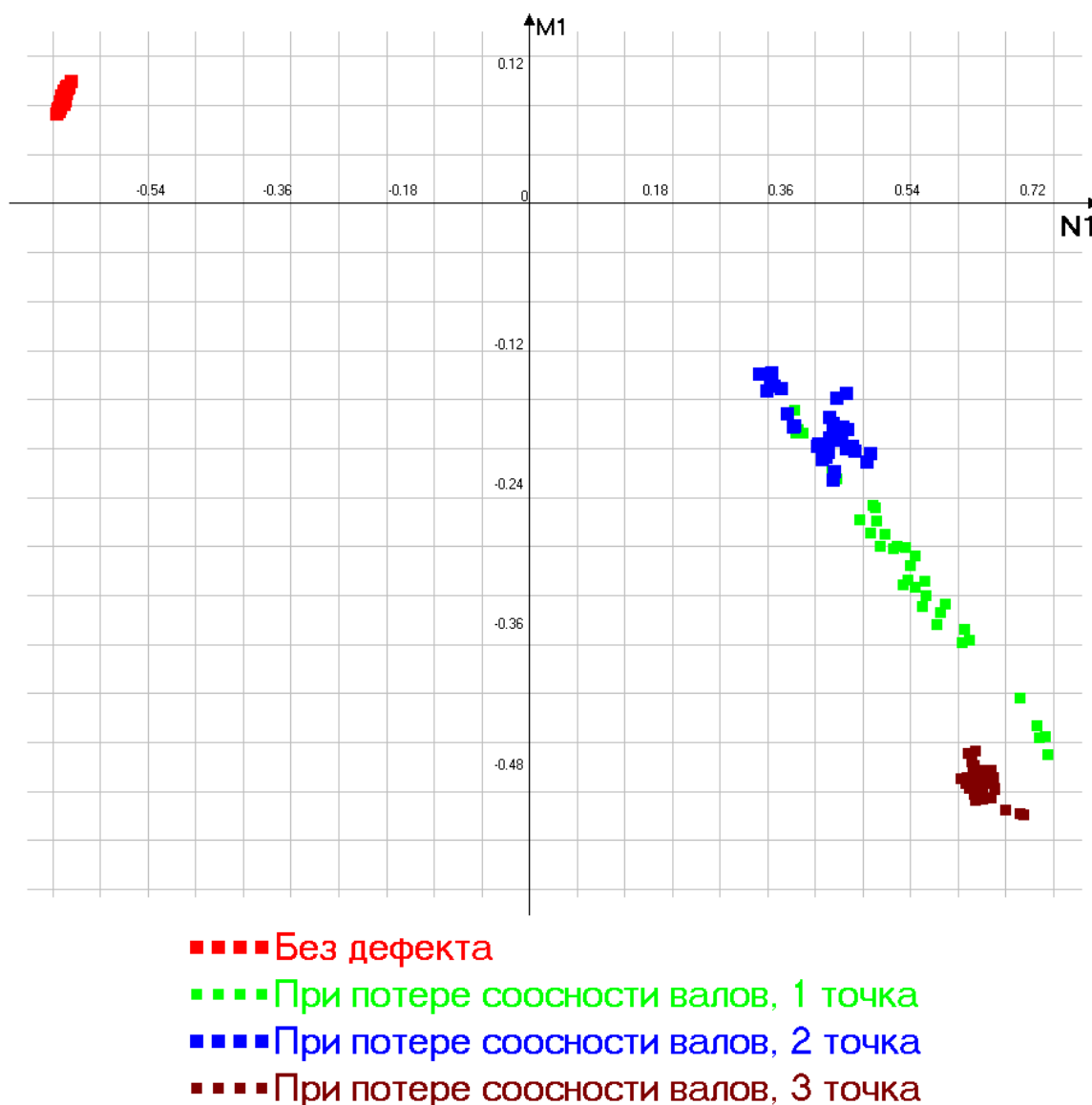


Рисунок 20 - Графическое представление двумерных данных N1, M1

Вывод: по данным области диаграммы видна аналогия, вибрация лабораторного стенда без дефекта находится в одной области. При изломе вала точки находятся в двух областях, при этом вибрация в сравнении отличается. Таким образом влияние расцентровки существенно изменяет вибрационное состояние агрегата и нагрузки на вал ротора электродвигателя и вала с рабочим колесом. Также на лабораторном стенде установлена виброгасящая муфта, однако даже с ней вибрация при изломе вала возрастает на несколько порядков.

					Вибрационная диагностика дебаланса в ЦНА с применением лабораторного стенда	Лист
						124
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Рекомендации: Устранить расцентровку вала путём центровки электродвигателя и вала рабочего колеса.

6.4 Сравнение результатов исследования вибраций при различных дефектах.

Многообразие причин появления дебаланса в ЦНА можно разделить на несколько групп:

- наличие недостаточно прочно закреплённых, дефектных, изношенных деталей узлов;
- неравномерный износ отдельных деталей, появление деформаций после нерасчётных режимов работы, которые приводят к перегреву и ударам;
- искривление ротора, которое возникает из-за нерассчитанного технологического режима;
- появление внутренних дефектов в материалах подшипников и роторов.

Рассмотренные дефекты на лабораторном стенде при должной обработке вибрационных данных позволило скомпоновать дефекты и позволило провести аналогию между измерениями. У каждого дефекта появляется разная вибрация, что при наработке базы данных позволяет определить какой это дефект при меньшем количестве измерений. На рисунке 20 представлены различные дефекты: дефект рабочего колеса центробежной установки (импеллера), дефект подшипника, расцентровка валов.

					<i>Вибрационная диагностика дебаланса в ЦНА с применением лабораторного стенда</i>	Лист
						125
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Графическое представление двумерных данных N1, M1

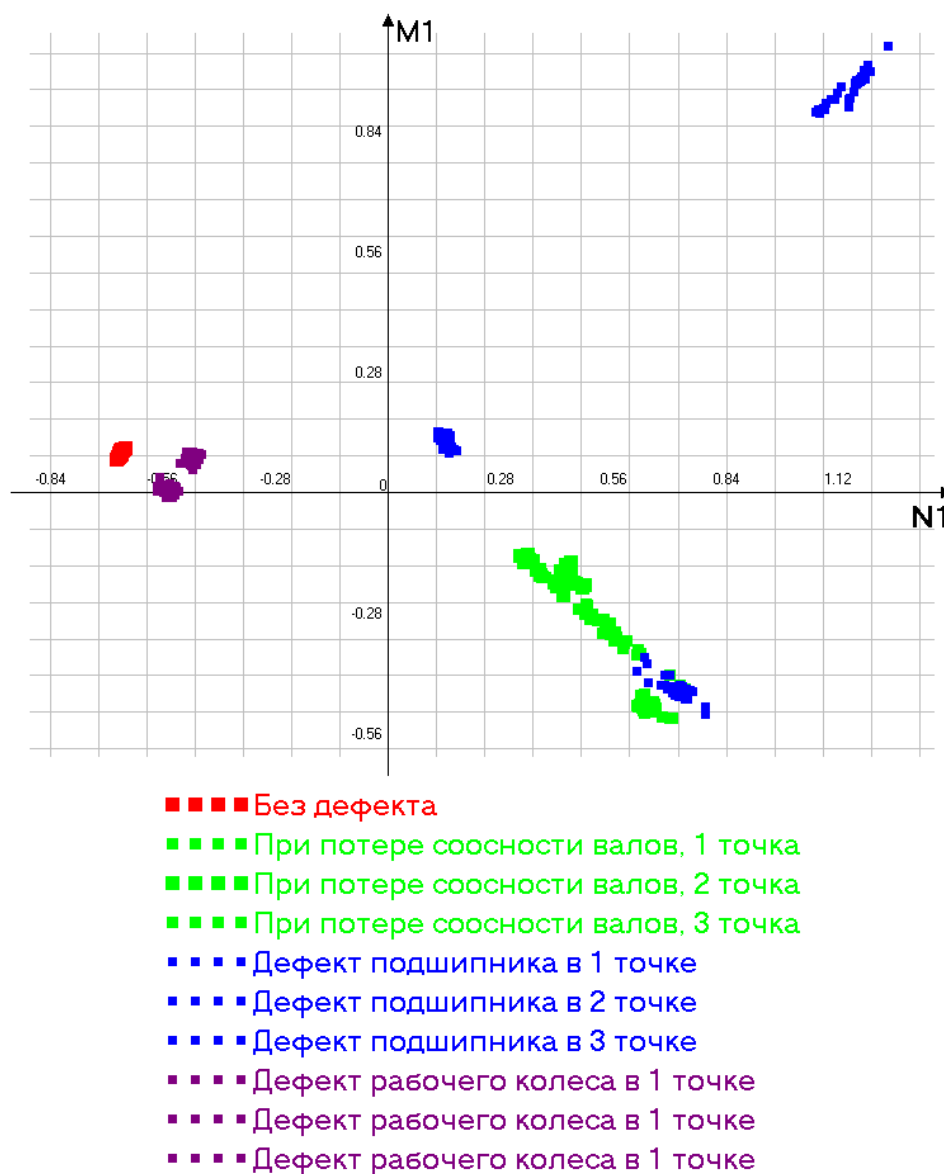


Рисунок 20 - Графическое представление двумерных данных N1 от M1 дефектов рабочего колеса, подшипника и перекоса вала (излома)

Из данного графика можно сделать вывод что у разных дефектов своё местонахождение в пространстве. При относительно небольшой длине выборки позволяет нам определить дефект с высокой точностью, что позволит сократить затраты на ремонт оборудования.

При определении дефекта важную роль играет определение температуры. Так как при возникновении дефекта появляются динамические нагрузки, которые воздействуют на металл и деформируют его. На рисунке 34 представлена разница температур при различных дефектах.

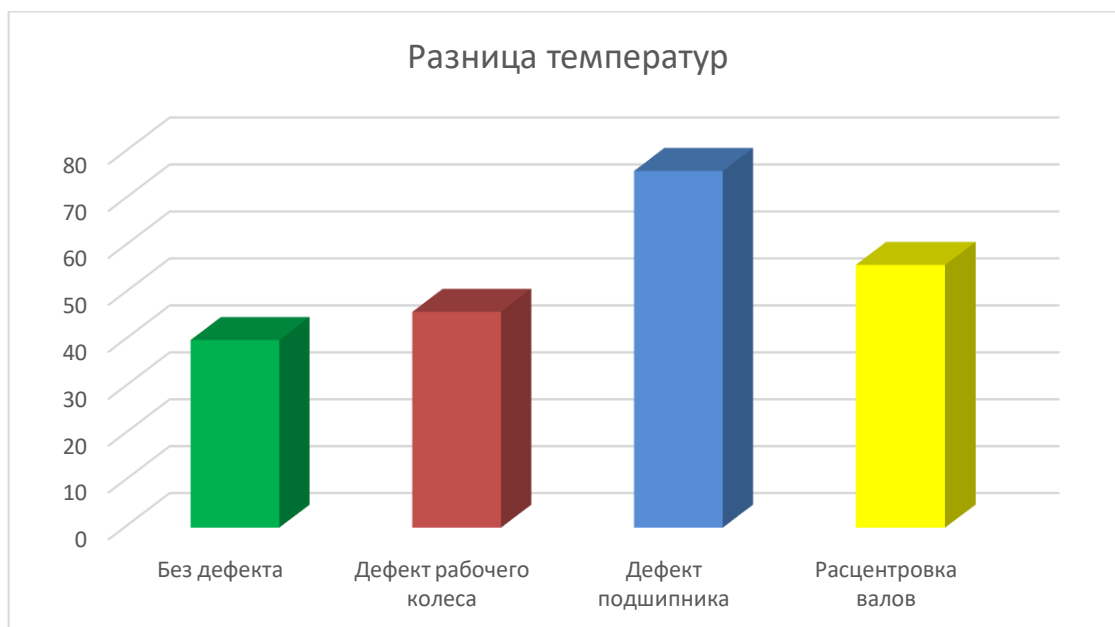


Рисунок 21 – разница температур при различных дефектах лабораторной центробежной установки

ЗАКЛЮЧЕНИЕ: На переднем и заднем подшипниках электродвигателя, предположительно, имеются дефекты наружного кольца. Уровень развития дефектов слабый. Состояние агрегата соответствует оценке «хорошо».

РЕКОМЕНДАЦИИ: Допускается эксплуатация агрегата без ограничений. Провести следующее вибродиагностическое обследование агрегата не позднее чем через 3 месяца.

Метод главных компонент выгодно отличается от поузлового принципа диагностики, при котором дефект узла определяется по его вибрации без учета вибрации соседних узлов. К примеру, некоторые дефекты влияют на определенные параметры преимущественно в одной точке (дефект конкретного подшипника), другие дефекты могут влиять на вибрацию сразу

в нескольких точках (дефект проточной части насоса, дефект муфты, дисбаланс), и это необходимо учитывать [7]. Если все данные которые мы учитываем, могут быть выявлены, то вибрация является многокомпонентной, где определяются среднеквадратические значения, скорость, ускорение, спектры вибрации, температура узлов, которые подвергаются воздействию того или иного дефекта. В конечном итоге это приводит к дополнительным затратам энергии, появлению вибрации и понижению энергоэффективности. Необходимо учитывать все характеристики установки так, как каждое изменение технического состояния вызывает у центробежных насосных агрегатов повышение динамических нагрузок. Характеристика неисправностей центробежных насосных агрегатов:

- Неисправности рабочего колеса сопровождаются повышению горизонтальной и вертикальной вибрации и увеличению токовой нагрузки.
- Неисправности подшипников приводят к повышению горизонтальной и вертикальной вибрации, ещё большим затратам токового напряжения, повышению температуры узла.
- Неисправности, связанные с расцентровкой – это неисправности в виде повышения осевой вибрации, затраты токового напряжения и повышение температуры соединительной муфты.

					<i>Вибрационная диагностика дебаланса в ЦНА с применением лабораторного стенда</i>	Лист
						128
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

7. Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение

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

Необходимым процессом в достижении поставленной задачи является диагностика технического состояния трубопровода. Посредственное отношение к определению технического состояния, не соблюдения технологий установленной нормативно-технической документацией, а также проведение диагностики, не обладающие достаточным качеством может быть причиной нарушения и остановки производственного процесса, аварий, инцидента и других нежелательных последствий, которые в дальнейшем потребуют больших финансовых затрат. Метод применения анализа и определения неисправностей центробежных насосных агрегатов показывает, что при использовании на практике методы оценивания технического состояния ЦНА путём понижения размерности с применением метода главных компонент в полной мере учитывает все признаки, которые могут влиять на техническое состояние центробежных насосных агрегатов. При мониторинге и анализе вибраций центробежных насосных агрегатов встает вопрос о целесообразности вкладывания средств в проект, поскольку для обслуживания дефектов используется достаточно дорогостоящее оборудование, требующее постоянного контроля и квалифицированных кадров. Центробежные насосные агрегаты должны работать без каких-либо отклонений от нормативных характеристик. При поломке ЦНА мы будем нести материальные потери связанные с остановкой производства на техническое обслуживание и ремонт, что можно избежать при постоянном контроле работоспособности оборудования. В случае неудовлетворения этих требований, определение

					Оценка технического состояния центробежных машин на нефтеперекачивающих станциях и моделирование их неисправностей			
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата				
Разраб.		Романов Е.С.			<i>Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение</i>	Лит.	Лист	Листов
Руковод.		Рудаченко А.В.					130	177
Консульт.		Романюк В.Б.				НИ ТПУ гр. 2БМ81		
Рук-ль ООП		Шадрина А.В.						

совокупностей диагностических признаков центробежных насосных агрегатов попросту не будет оправдывать затраты, вложенные в его сооружение.

7.1.1 SWOT- анализ

Для визуализации качеств проекта, анализа сильных и слабых сторон, возможных угроз и потенциала научного исследования используется SWOTанализ, как средство для принятия решения.

Из вышеперечисленного можно заключить, что SWOT анализ, представляющий собой матрицу, несет в себе полную информацию о научной работе и применяется для исследования внешней и внутренней среды проекта.

Для анализа методов диагностики трубопровода актуальна представленная в таблице 7.1 SWOTмодель.

Таблица 7.1

SWOT-анализ анализа и мониторинга неисправностей центробежных машин

		Сильные стороны:	Слабые стороны:
Внутренняя среда Внешняя среда		С1: Долговременные сроки функционирования С2: Выявление дефектов на стадии их зарождения С3: Практически не требует вложений в процессе эксплуатации С4: Постоянное поддержание работоспособности на проектной мощности	Сл1: Требования к наличию нормативных документов Сл2: Сложность определения дефекта Сл3: Требуются квалифицированные специалисты Сл4: Большие первоначальные вложения в проект
	Возможности	В1: Обнаружение дефекта на стадии возникновения В2: Возможность перенести обслуживание оборудования на другой срок В3: Точное определение вышедшей из строя детали (механизма) В4: Создает дополнительные рабочие места на предприятии	1. Исследование новых методов определения поломки 2. Заблаговременное устранение поломки до аварийного состояния 3. Обеспечение бесперебойной работы на требуемых мощностях 4. Развитие навыков персонала, повышение показателей производства

Угрозы	У1: Введение дополнительных государственных требований к сертификации оборудования	1. Отслеживание изменений в Российском законодательстве	1. Проведение своевременного технического обслуживания и ремонта
	У2: Необходимость следить за исправностью оборудования	2. Проектирование новых систем обеспечения безопасности	2. Регулярное повышение квалификации персонала
	У4: Для обслуживания требуется высококвалифицированный персонал		

7.2 Планирование научно-исследовательских работ

7.2.1 Оценка готовности проекта к коммерциализации

Перед применением и внедрением проекта на действующие объекты транспортировки углеводорода, необходимо произвести оценку проекта, которая позволит выявить степень готовности к коммерциализации. Для оценки готовности проекта разработана специальная форма (таблица 2), представленная таблицей, содержащей показатель степени проработанности научно-исследовательской работы и показатель имеющихся знаний у разработчика представленного проекта, где каждый пункт оценивается баллом по шкале от 1 до 5.

Анализ и мониторинг технического состояния центробежного оборудования, на текущий период очень широко применяется на производстве. Организации эксплуатирующие центробежные машины (такие как Газпром) давно обладают необходимой базой знаний, и всеми необходимыми средствами, для качественной реализации проектов.

Главным же аргументом, для введения проекта в силу и начала его реализации, является способность обнаружения технического дефекта центробежной машины.

При составлении проекта, так же формируется таблица, в которой путем использования пятибалльной системы помечаются основные моменты, которые необходимо изучить в проекте, и то, насколько они на данный момент изучены.

						Лист
						131
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Оценка готовности научного проекта к коммерциализации (или уровень имеющихся знаний у разработчика) определяется по формуле:

$$B_{\text{сум}} = \sum B_i, \quad (1)$$

где $B_{\text{сум}}$ – суммарное количество баллов по каждому направлению;

B_i – балл по i -му показателю.

Необходимо заполнить специальную форму, содержащую показатели о степени проработанности проекта с позиции коммерциализации и компетенциям разработчика научного проекта. Результаты анализа степени готовности приведены в таблице 7.2.

Таблица 7.2

Бланк оценки степени готовности научного проекта к коммерциализации

Наименование	Степень проработанности научного проекта	Уровень имеющихся знаний у разработчика
Определен имеющийся научно-технический задел	4	4
Определены перспективные направления коммерциализации научно-технического задела	4	4
Определены отрасли и технологии (товары, услуги) для предложения на рынке	5	5
Определена товарная форма научно-технического задела для представления на рынок	5	4
Определены авторы и осуществлена охрана их прав	4	4
Проведена оценка стоимости интеллектуальной собственности	5	5
Проведены маркетинговые исследования рынков сбыта	3	4
Разработан бизнес-план коммерциализации научной разработки	2	2

Определены пути продвижения научной разработки на рынок	3	3
Разработана стратегия (форма) реализации научной разработки	3	3
Проработаны вопросы международного сотрудничества и выхода на зарубежный рынок	3	3
Проработаны вопросы использования услуг инфраструктуры поддержки, получения льгот	2	3
Проработаны вопросы финансирования коммерциализации научной разработки	4	5
Имеется команда для коммерциализации научной разработки	4	4
Проработан механизм реализации научного проекта	4	4
ИТОГО БАЛЛОВ	55	57

Согласно расчетам по данным из формы для оценки степени готовности научного проекта к коммерциализации, степень проработанности научного проекта и уровень знаний составляют 55 и 57 баллов соответственно, что позволяет судить о средней перспективности разработки.

7.2.2 Инициация проекта

Для конкретизации целей и обозначения направленности научно-исследовательской работы предлагается ознакомиться с информацией.

Таблица 7.3

Заинтересованные стороны проекта

Заинтересованные стороны проекта	Ожидания заинтересованных сторон
ПАО «Транснефть»	Разработка системы определения диагностических признаков технического состояния центробежных насосных агрегатов для обеспечения безопасности и надежности транспортировки нефти и нефтепродуктов

									Лист
									133
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	<i>Финансовый менеджмент</i>				

Таблица 7.4

Цели и результаты проекта

Цели проекта:	Анализ эффективности методов диагностики технического состояния ЦНА; на основе проведенного анализа, алгоритма определения неисправностей для поиска различного рода закономерностей, а так же принятия и обоснования решения по определению технического состояния центробежных насосных агрегатов.
Ожидаемые результаты проекта:	Разрабатываемая на основе анализа эффективности методов диагностики технического состояния вибродиагностика позволит оперативно и при меньших затратах продиагностировать техническое состояние ЦНА, определить эффективные мероприятия по результатам совокупности диагностических параметров технического состояния ЦНА, а также наиболее целесообразную последовательность ремонтно-профилактических мероприятий на эксплуатируемом объекте. Это позволит компании, обслуживающей ЦНА, оперативно реагировать на любые изменения в нём при принятии диагностических решений по диагностике технического состояния и исключить возможные аварийные ситуаций и остановку оборудования на ремонт оборудования нефтеперекачивающих станций.
Критерии приемки результата проекта:	Соответствие регламенту нормативно-технической документации

7.2.3 Структура работ в рамках научного исследования

Разработка научного проекта подразумевает формирования различного рода временных графиков, отражающих информацию о видах производимых работ, таблицы 7.5 и 7.6.

Таблица 7.5

Календарный план проекта

					<i>Финансовый менеджмент</i>	Лист
						134
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Код	Название	Длительность, дни	Дата начала работ	Дата окончания работ	Состав участников (ФИО ответственных исполнителей)
1	Выбор направления для научно-исследовательской работы	10	01.09.18	10.09.18	Романов Е.С. Рудаченко А.В.
2	Введение в проблемную область	30	11.09.18	11.10.18	Романов Е.С.
3	Обзор литературы по проблемной области	20	12.10.18	2.11.18	Романов Е.С.
4	Постановка целей и задач научного-исследования	20	3.11.18	23.11.18	Романов Е.С. Рудаченко А.В.
5	Теоретическая анализ и научное обоснование	45	15.02.19	30.03.19	Романов Е.С.
6	Научное исследование	90	01.04.18	30.07.19	Романов Е.С.
7	Получение результатов проведенного научного исследования	60	01.08.19	30.09.19	Романов Е.С.
8	Анализ результатов	90	01.10.19	30.12.19	Романов Е.С.
9	Оформление результатов научного исследования по заданной теме	60	01.02.20	31.03.20	Романов Е.С.
10	Подготовка результатов научного исследования по установленным правилам к защите	40	01.04.20	11.05.20	Романов Е.С.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

Код	Название	Длительность, дни	Дата начала работ	Дата окончания работ	Состав участников (ФИО ответственных исполнителей)
11	Предзащита научного-исследования	4	14.05.20	18.05.20	Романов Е.С.
12	Корректировка и форматирование составленного отчета	10	21.05.20	31.05.20	Романов Е.С. Рудаченко А.В.
13	Презентация проведенного научного исследования по заданной теме	1	1.06.20	2.06.20	Романов Е.С. Рудаченко А.В.
Итого:		480			

7.2.4 Бюджет научно-технического исследования

Внедрение и реализация разрабатываемого проекта, как и любого другого нововведения в компании с установленным производственным процессом сопровождается различного рода финансовыми затратами. Для определения основных видов затрат включён раздел «Бюджет научно-технического исследования», целью которого является представление подробного и достоверного отчета о затратах и расходах, необходимых для реализации разрабатываемого проекта.

Затраты на реализацию проекта, включают в себя следующие пункты:

- приобретение необходимого для функционирования оборудования;
- установка и подключение оборудования.

Рассчитаем Затраты на диагностику ЦНА до внедрения разрабатываемого проекта.

Затраты для летнего и зимнего периода будут различны, по причине усложнения производства работ и необходимости использования

дополнительного оборудования, что увеличивает материальные затраты. Для большей наглядности разницы расходов, нижеприведенные расчеты произведены с учетом летнего периода производства работ.

Рассчитаем заработную плату (ЗП) на бригаду, в бригаде 3 человека и непосредственный руководитель. Районный коэффициент равен 1,5, премия 5%. Тогда заработная плата бригады составит:

$$3 \text{ чел.} \cdot 40000 \text{руб/чел} \cdot 1,5 \cdot 1,05 = 189000 \text{руб/мес.}$$

ЗП руководителя составляет:

$$1 \text{ руководитель} \cdot 90000 \cdot 1,05 \cdot 1,5 = 141750 \text{руб/мес};$$

Рассчитаем расход ГСМ для производства осмотра и непосредственной диагностики трубопровода. Затраты на приобретение и (или) аренду автомобиля не включены в расчет, в связи с не достаточной информативностью. Расчет произведен Сузунского месторождения разделенного на два участка с общей длиной 112 км, с возможностью непосредственного подъезда на технике к непосредственному месту работы диагностической группы.

– Осмотр и нахождения дефектов ЦНА;

Таким образом, общее расстояние проезда автомобиля для диагностики ЦНА составляет 112 км.

С расходом в 15 литров топлива на 100км (повышенный расход связан со сложными дорожными условиями, большая часть дорог представлена болотами, приспособленными для езды крупногабаритной техники) затраты на ГСМ:

$$112 \cdot 0,15 \cdot 39 = 655,2$$

– амортизация оборудования

– материалы

– затраты на контроль по плану графику

Затраты на непосредственное обследование ЦНА обходится примерно в 40000 рублей на 1 обслуживание центробежного насосного агрегата, когда на компрессорной станции находится 12 рабочих агрегатов и 4 резервных. Тогда:

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

40000 руб./1 агрегат *16 об. = 640000 рублей

Постоянный контроль и прогноз позволяет уменьшить затраты, производимые на ремонт, а также составить план график с гораздо большими интервалами выезда рабочих для обследования неисправностей центробежных насосных агрегатов.

Затраты на диагностику с реализованным и внедренным проектом;

17200 руб./1 агрегат *16 об. = 275200 рублей

Что космически меньше первоначальной. А конкретно на 57%.

Таблица 7.6

Смета затрат при определении технического состояния

№ ПП	Наименование оборудования/услуг	Цена, руб
1	Комплектация виброанализатора АДП-3101	Прибор – 1 шт.
		Зарядное устройство – 1 шт.
		Кабель USB - 1 шт.
		пьезоакселерометр однопозиционный в комплекте - 2 шт.
		магнит для крепления пьезоакселерометра- 2 шт.
		кронштейн для установки 2-х пьезоакселерометров - 1 шт.
		датчиков оборотов ДО-01 в комплекте - 1 шт.
		магнитная стойка - 1 шт.
		светоотражающая лента - 1 шт.
		сумка для переноски - 1 шт.
		защитный чехол - 1 шт.
		программное обеспечение - загрузка-выгрузка данных, восстановление данных - 1 шт.
		программное обеспечение АРМИД - База данных
		эксплуатационная документация - 1 шт.
программное обеспечение "АРМИД - Эксперт" - 1 шт.		
2	Алюминиевый лист 1105АМ 2 х 1200 х 3000	6 742 руб.
3	Токарные работы 15 часов	4 267 руб.

№ пп	Наименование оборудования/услуг	Цена, руб
4	Подшипник 6204z – 2 шт.	200 руб.
5	Преобразователь частоты FC-51 0,18 кВт с однофазным напряжением 200–240 В перем. тока – 1 шт.	6823 руб.
6	Электродвигатель АИР71А2 IM1081 3ф 0,75 кВт 3000 об/мин – 1 шт.	7116 руб.
7	Болт М6×12 – 30 шт.	240 руб.
8	Соединительная муфта – 1 шт	353 руб.
Итого		383281 руб.

Экономия при обслуживании центробежного оборудования с использованием анализа и мониторинга неисправностей центробежных машин для Омского нефтеперекачивающего завода приведены в таблице 7.7.

Таблица 7.7

Показатели экономии

№ пп	Показатели экономии для 30 центробежных машин в год	Результаты
1	Экономия расходов на ремонт оборудования	39.15 млн. руб.
2	Экономия от предупреждения аварий центробежных машин, сокращения продолжительности производственных неполадок и простоев установок	324.4 млн. руб.
3	Экономия за счет ускорения ввода в эксплуатацию новых и модернизированных производств	220.5 млн. руб
4	Общий экономический эффект	584.05 млн. руб.
5	Срок окупаемости	9 дней

Обеспечение анализа и мониторинга технического состояния центробежного оборудования является выгодным проектом, который оправдывает себя за 9 дней, а после начинает приносить чистую прибыль, не требуя никаких крупных вложений. Мониторинг технического состояния способен самостоятельно обеспечивать себя после выхода на проектные мощности. Тем не менее для достижения такого результата требуются крупные экономические вложения на начальном этапе обслуживания.

Blank area for content.

					<i>Финансовый менеджмент</i>	Лист
						140
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

8 Социальная ответственность

Данная диссертационная работа подразумевает под собой оценку технического состояния центробежных машин на нефтеперекачивающих станциях и моделирование их неисправностей. Данное исследование позволяет с помощью неразрушающего метода контроля получать данные о техническом состоянии насосных агрегатов.

Согласно ФЗ №116 «О промышленной безопасности опасных производственных объектов» центробежная машина для перекачки нефти относится к опасному производственному объекту, IV класс опасности. Опасными факторами во время рабочего процесса является опасность поражения электрическим током, движение машины и ее механизмов, недостаточная освещенность рабочего места.

С целью безопасности работ, окружающей среды и общества необходимо разработать комплекс мероприятий с целью минимизации неблагоприятных последствий.

В данном разделе рассмотрены основные вопросы, связанные с организацией рабочего места в соответствии с техникой безопасности.

Оценка технического состояния центробежной машины осуществлялась в учебно-исследовательской лаборатории в корпусе №20 Томского Политехнического университета.

Данная работа проходит в сидячем положении и характеризуется как легкая физической нагрузка, не требующая поднятия и переноса тяжестей.

СанПиН 2.2.4.548-96. [55]

С целью обеспечения безопасности для работника общества и окружающей среды необходимо разработать комплекс мероприятий снижающие вероятность неблагоприятных последствий.

					Оценка технического состояния центробежных машин на нефтеперекачивающих станциях и моделирование их неисправностей			
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Социальная ответственность	Лит.	Лист	Листов
Разраб.		Романов Е.С.						
Руковод.		Рудаченко А.В.					142	177
Консульт.		Черемискина М.С.						
Рук-ль ООП		Шадрина А.В.				НИ ТПУ гр. 2БМ81		

8.1 Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности

Согласно Трудовому кодексу РФ работник имеет право на заключение, изменение и расторжение трудового договора в порядке и на условиях, которые установлены настоящим Кодексом, иными федеральными законами;

- предоставление ему работы, обусловленной трудовым договором;
- рабочее место, соответствующее государственным нормативным требованиям охраны труда и условиям, предусмотренным коллективным договором;

Работник обязан:

- добросовестно исполнять свои трудовые обязанности, возложенные на него трудовым договором;
- соблюдать правила внутреннего трудового распорядка;
- соблюдать трудовую дисциплину;
- выполнять установленные нормы труда;

Продолжительность ежедневной работы (смены) для работников, занятых на работах с вредными и (или) опасными условиями труда, где установлена сокращенная продолжительность рабочего времени, максимально допустимая продолжительность ежедневной работы (смены) не может превышать:

- при 36-часовой рабочей неделе - 8 часов;
- при 30-часовой рабочей неделе и менее - 6 часов.

В случае если для проведения работ задействованы работники, работающие по вахтовому методу, то режим работы изменяется следующим образом:

При вахтовом методе работы устанавливается суммированный учет рабочего времени за месяц, квартал или иной более длительный период, но не более чем за один год.

Что касается, персональной информации работника подразумевает соблюдение определенных правил. Целью соблюдения правил является обеспечение прав и свобод гражданина и человека. Выполнять требования по

обработке должны работодатель и его представитель, выполняющий эти обязанности. Требования к защите персональных данных работника установлены в 14 главе Трудового Кодекса РФ.

8.2 Производственная безопасность

В данном разделе будут рассмотрены вредные и опасные факторы при разработке и эксплуатации центробежной машины.

Таблица 8.1 - Возможные опасные и вредные факторы

Факторы (ГОСТ 12.0.003-2015)	Этапы работ			Нормативные документы
	Разработка	Монтаж	Эксплуатация	
1. Повышенный уровень шума на рабочем месте;			+	ГОСТ 12.1.003–2014 ССБТ. Шум. Общие требования Безопасности[56]
2. Повышенная запыленность и загазованность воздуха рабочей зоны;	+		+	О промышленной безопасности опасных производственных объектов: федеральный закон от 21.07.1997 № 116-ФЗ [57]
3. Повышенный уровень вибрации;			+	ГОСТ 12.1.003-83 [41];
4. Электрический ток			+	ГОСТ 12.1.019-2017 Система стандартов безопасности труда. Электробезопасность [58]
5. Недостаточная освещенность рабочей	+	+	+	СНиП 23-05-95 [59]

										Лист
										143
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Социальная ответственность					

зоны.				
-------	--	--	--	--

8.2.1 Повышенный уровень шума на рабочем месте.

Источниками шума являются звуки, производимые работающими механизмами и агрегатами, такие как болгарка (90 дБА), газовая резка металла (80 дБА), а также шумы от работающего технологического оборудования.

Действие шума на человека определяется влиянием на слуховой аппарат и многие другие органы и системы организма, в том числе и на нервную систему.

Громкость до 80 дБА обычно не влияет на органы слуха.

Длительное действие шума более 85 - 90 дБА в соответствии с нормативными документами СН 2.2.4/2.1.8.562-96 и ГОСТ 12.1.003-83, приводит к снижению, слуховой чувствительности.

Согласно нормативной документации СанПиН 2.2.4.3359-16 [42] эквивалентным уровнем звука на рабочих местах, является 80 дБА, за исключением отраслей экономики допускается эквивалентный уровень шума на рабочих местах от 80 до 85 дБА при условии подтверждения приемлемого риска здоровью работающих по результатам проведения оценки профессионального риска здоровью работающих, а также выполнения комплекса мероприятий, направленных на минимизацию рисков здоровью работающих.

Основные методы борьбы с шумом:

- снижение шума в источнике (применение звукоизолирующих средств);
- средства индивидуальной защиты (СИЗ): наушники;

8.2.2 Повышенная загазованность и запыленность воздуха рабочей зоны.

Во время проведения оценки технического состояния центробежных машин на лабораторном стенде опасность загазованности минимальная, поэтому рассмотрим данный процесс на нефтеперекачивающих станциях.

Причиной загазованности в первую очередь являются газы, содержащиеся в парах нефти. На месте проведения газоопасных работ согласно наряду-допуску должен быть организован контроль воздушной среды, он должен проводиться не реже одного раза в час, по первому требованию работника, после каждого перерыва в работе, перед началом и после окончания работ.

Метан является самым физиологически безопасным газом в гомологическом ряду парафиновых углеводородов. Физиологическое действие метан не оказывает и не ядовит (из-за малой растворимости метана в воде и плазме крови и присущей парафинам химической инертности). Погибнуть человеку в воздухе, с высокой концентрацией метана можно только от малого количества кислорода необходимого для дыхания при очень высоких концентрациях метана. Так, при содержании в воздухе 25—30 % метана появляются первые признаки асфиксии (учащение пульса, увеличение объёма дыхания, нарушение координации тонких мышечных движений и т. д.). Более высокие концентрации метана в воздухе вызывают у человека кислородное голодание, головную боль, одышку, — симптомы, характерные для горной болезни.

Так как метан легче воздуха, он не скапливается в проветриваемых подземных сооружениях. Поэтому весьма редки случаи гибели людей от вдыхания смеси метана с воздухом от асфиксии.

Первая помощь при тяжелой асфиксии: удаление пострадавшего из вредной атмосферы. При отсутствии дыхания немедленно (до прихода врача) искусственное дыхание изо рта в рот. При отсутствии пульса — непрямой массаж сердца

					Социальная ответственность	Лист
						145
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

8.2.3 Повышенный уровень вибрации.

Вибрация возникает при использовании различного технологического оборудования (насосы, лебедка, вибросита, двигатели, ротор, компрессор). Вибрация вызывает в организме человека реакции, которые являются причиной функциональных расстройств различных органов. Вредные действия вибрации выражаются в виде повышенного утомления, головной боли, боли в суставах, повышенной раздражительности, некоторого нарушения координации движения. Наиболее вредное влияние на организм человека оказывает вибрация, частота которой совпадает с частотой собственных колебаний отдельных органов, примерные значения которых следующие (Гц): желудок – 2...3; почки – 6...8; сердце – 4...6; кишечник – 2...4; вестибулярный аппарат – 0,5. Мероприятия по безопасной работе с инструментами, вызывающими вибрации, следует проводить согласно ГОСТ 12.1.012–2004 ССБТ «Вибрационная безопасность».

Предельная норма виброускорения работника с местной вибрацией течение дня составляет $5,0 \text{ м/с}^2$. Если виброускорение с вибрацией превышает $2,5 \text{ м/с}^2$, следует принять меры по сокращению влияния вибрации.

Мероприятия по устранению вибрации:

- применение коллективных средств защиты: балансировка, установка амортизаторов, проведение планово-предупредительных ремонтов, увеличение массы основания вибрирующих устройств, крепление вибрационных систем;
- применение средств индивидуальной защиты (виброобувь, виброручкавицы, виброгасящие коврики).

8.2.4 Электрический ток.

Поражение человека электрическим током или электрической дугой может произойти в следующих случаях:

					<i>Социальная ответственность</i>	Лист
						147
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

- при прикосновении человеком, неизолированного от земли, к нетоковедущим металлическим частям электроустановок, оказавшимся под напряжением из-за замыкания на корпусе;
- при однофазном (однополюсном) прикосновении неизолированного от земли человека к неизолированным токоведущим частям электроустановок, находящихся под напряжением.

Степень опасного воздействия на человека электрического тока зависит от:

- рода и величины напряжения и тока;
- частоты электрического тока;
- пути прохождения тока через тело человека;
- продолжительности воздействия на организм человека;
- условий внешней среды.

Согласно ПУЭ рабочее место по степени опасности поражения электрическим током можно отнести к классу помещений без повышенной опасности.

Защита от электрического тока делится на два типа:

- коллективная,
- индивидуальная.

С целью предупреждения рабочих об опасности поражения электрическим током широко используются плакаты и знаки безопасности.

Мероприятия по созданию безопасных условий:

- инструктаж персонала;
- аттестация оборудования;
- соблюдение правил безопасности и требований при работе с электротехникой.

Согласно ГОСТ 12.1.030-81г. мероприятиями по защите от электропоражения являются:

- обеспечение недоступности токоведущих частей путем использования изоляции в корпусах оборудования;

					<i>Социальная ответственность</i>	Лист
						148
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

- применение средств коллективной защиты от поражения электрическим током;
- защитного заземления;
- защитного зануления;
- защитного отключения;
- использование устройств бесперебойного питания.

Технические способы и средства применяют отдельно или в сочетании друг с другом так, чтобы обеспечивалась оптимальная защита.

Контроль выполнения требований электробезопасности должен проходить на следующих этапах:

- проектирование;
- реализация;
- эксплуатация.

8.2.5 Недостаточная освещенность рабочей зоны.

Обеспечение нормальной освещенности является одним из наиболее важных условий работы. При плохом освещении работник испытывает утомление органов зрения и организма в целом. Также помещение должно исключать меры освещенности, такие как слепящие лампы, плохо освещенные опасные зоны и т.д.

Как правило, на практике совмещают два вида освещения: естественное и искусственное. Вместе эти два вида представляют собой комбинированное освещение. В свою очередь искусственное освещение может быть местным, то есть предназначенным для освещения исключительно рабочих поверхностей.

8.3 Экологическая безопасность.

Воздействие на атмосферу

					Социальная ответственность	Лист
						149
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Главным объектом исследования работы является центробежная машина, которая непосредственно взаимодействует с трубопроводом. При проведении монтажных работ по установке центробежной машины в атмосферу попадают пары метана, способствующие парниковому эффекту. При этом, метан также вытесняет кислород и у рабочего может случиться кислородное голодание. Предельно допустимая норма (ПДК) паров в воздухе рабочей зоны не должна превышать: углеводороды – 0,3 г/м³, бензин – 0,1 г/м³, тетраэтилсвинец (ТЭС) – 0,005г/м³[61].

С целью снижения испарений нефтесодержащих продуктов с поверхности центробежной машины и специальной техники их накрывают плотным полотном, все топливные баки плотно закрывают и переносят в безопасное место.

Воздействие на литосферу

Центробежные машины различны по своим габаритам. В некоторых случаях для их монтажа необходимо снять верхний слой грунта, для кладки бетонных блоков. При выполнении монтажных работ возможно попадание на почву загрязняющих веществ с работающей техники и оборудования. На всех этапах монтажных работ центробежной машины необходимо выполнять мероприятия, которые предотвращают следующие процессы:

- Появление неблагоприятных эрозионных процессов
- Загрязнение территории различными отходами
- Загорание торфяников и естественной растительности

Все ремонтные работы должны проводиться исключительно в пределах отведённой полосы для уменьшения ущерба, наносимого окружающей природной среде.

По окончании всех работ необходимо полностью вывезти производственные отходы (металлолом, изоляционные покрытия и т.д.) и восстановить разрушенный рельеф местности.

					Социальная ответственность	Лист
						150
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Воздействие на гидросферу

При проведении монтажных работ по естественным водостокам в водные объекты могут попасть загрязняющие вещества с рабочей техники. Необходимо исключить слив отработанного масла, разлив горюче смазочных материалов, мойку специальной техники и автотранспорта в неустановленных для этого места и т.п.

Для восстановления существующей до начала выполнения ремонтных работ системы местного водостока следует обеспечить расчистку ложбин временного стока, русел водотоков от грунта, попадающего в них во время проведения земляных работ.

При оборудовании временного городка и оснащении участков работ следует предусматривать специальные зоны для заправки, технического обслуживания, ремонта машин и механизмов, а также оснащать их емкостями для сбора отработанных материалов.

8.4 Безопасность в чрезвычайных ситуациях

8.4.1 Анализ вероятных ЧС

Чрезвычайные ситуации в зависимости от характера их возникновения подразделяют на природный и технический характер.

Исследование по данной работе проводилось в лаборатории №20 Томского политехнического университета.

Аварии, причиной которых являются стихийные факторы, в нашем случае исключены, поскольку Университет находится в городе географическое положение которого исключает сильные землетрясения, наводнения и прочие стихийные бедствия.

К чрезвычайным ситуациям в лаборатории корпуса №20 Томского политехнического университета можно отнести возгорание локального масштаба. Возникновение пожара, причиной которого могут быть

					<i>Социальная ответственность</i>	Лист
						151
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

неисправности в используемом электрооборудовании, нарушение правил эксплуатации оборудования, требований безопасности.

В случае возникновения аварийной ситуации работники лаборатории обязаны прекратить работу и сообщить о случившемся заведующему корпоративного института. Далее выполнять его указания по устранению возникшей аварийной ситуации.

8.4.2 Обоснование мероприятий по предотвращению ЧС и разработка порядка действия в случае возникновения ЧС

При проведении данного исследования нужно строго соблюдать правила техники безопасности, руководствуясь нормативными документами. Все инструкции предусматривают разделы по технике безопасности, которые составлены в соответствии с требованиями действующих правил для каждого конкретного условия с учетом специфики работ. С данными инструкциями знакомят технических и рабочий персонал, с выдачей на руки инструкции по виду деятельности.

Возможные чрезвычайные ситуации:

–при выявлении нарушении изоляции проводки, выключить питание и сообщить об этом заведующему лаборатории;

–при коротком замыкании необходимо обесточить сеть и сообщить ответственному лаборатории;

–при перегрузке сети, приводящей к сильному нагреву токоведущих частей и оборудования: обесточить сеть, подождать, когда оборудование остынет, проверить целостность проводов, сообщить заведующему лаборатории.

Здание Университета построено из негоряемого материала. Зданиям из негоряемого материала присваивают вторую степень огнестойкости. Сама же

					<i>Социальная ответственность</i>	Лист
						152
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

лаборатория имеет категорию Д по степени пожароопасности, поскольку содержит негорючие материалы в холодном состоянии.

При возникновении пожара, работник лаборатории должен [61]:

–сообщить по телефону в пожарную охрану (необходимо назвать место возникновения пожара, сообщить свою фамилию);

–принять меры по вызову к месту пожара своего непосредственного руководителя или другого ответственного лица;

–отключить электрооборудование, электрические приборы, аппараты и электропитание в помещении, где возник пожар;

–выключить приточно-вытяжную вентиляцию;

–вынести из помещения сосуды с огне- и взрывоопасными веществами (если имеются), используя при необходимости индивидуальные средства защиты органов дыхания;

–приступить к ликвидации пожара, используя первичные средства пожаротушения.

Лаборатория находится на первом этаже выход является эвакуационным, так как он ведет с первого этажа наружу.

Согласно СНиП 21-01-97 [62] лаборатория предусмотрена для одновременного пребывания менее 10 человек, помещение находится на первом этаже, а расстояние от земли до окон со стороны улицы составляет менее 2 м.

В качестве первичного средства пожаротушения в учебно-исследовательской лаборатории находится огнетушитель ОУ-7 объемом 10 литров.

В случаях, требующих вмешательство неотложной медицинской помощи, – отравление угарным газом, ожоги. Ушибы, переломы, ранения, поражения

					<i>Социальная ответственность</i>	Лист
						153
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

электрическим током и т.д. Все работники лаборатории должны уметь оказать первую неотложную помощь пострадавшим и обязательно вызвать врача.

Выводы:

К основным опасным факторам, возникающим при проведении исследований в лаборатории, относятся:

- Повышенный уровень шума;
- Повышенная запыленность и загазованность воздуха рабочей зоны;
- Повышенный уровень вибрации;
- Недостаточная освещенность.

К опасным факторам относится:

- Электрический ток.

Для максимального снижения вредных и возникновения опасных факторов организация и проведение исследований должны осуществляться в соответствии с требованиями руководящих документов и регламентов.

Проанализированы возможные влияния на окружающую среду. Главным аспектом является правильно хранение нефтесодержащих продуктов (масла, нефть, бензин и т.д.) и полная очистка окружающей среду после проведения работ.

Были приведены меры и рекомендации по безопасной работе во время оценки и исследования неисправности центробежных машин.

					<i>Социальная ответственность</i>	Лист
						154
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В ходе выполнения выпускной работы, было проведено определение совокупности неисправностей технического состояния центробежных насосных агрегатов. В теоретической части разобрано центробежное оборудование и какие факторы влияют на появление вибрации в узлах данной машины. Описан анализатор диагностический АДП-3101, а именно его составные части и параметры при которых возможно вести анализ вибраций.

Лабораторное исследование показало, что при появлении дебаланса центробежной установки повышается уровень вибрации и повышение токовых нагрузок, повышение рабочей температуры. Большую важность при эксперименте играет настройка датчиков, которые измеряют вибрации и количество оборотов.

На основании метода оценки текущего технического состояния выбран метод вибрационной диагностики и определены его возможные признаки. Выделены основные составляющие и наиболее часто встречающиеся неисправности. Предложен вариант определения признаков с помощью МГК, который применен для анализа диагностических признаков. Анализ этих признаков и их распределение позволяет решить задачу разработки метода принятия решения в качестве которых наиболее целесообразно использование метрических методов распознавания.

Путем лабораторного исследования было определено, что вибрация меньше, если вал находится на одной оси с электрической машиной и не происходит расцентровки валов электродвигателя и центробежной установки.

					Оценка технического состояния центробежных машин на нефтеперекачивающих станциях и моделирование их неисправностей			
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата				
Разраб.		Романов Е.С.			Заключение	Лит.	Лист	Листов
Руковод.		Рудаченко А.В.					155	177
Консульт.						НИ ТПУ гр. 2БМ81		
Рук-ль ООП		Шадрина А.В.						

При определении дефектов важно учитывать совокупность диагностических признаков, так как температура и напряжение влияют на возникновение вибрации, которая в свою очередь может привести к разрушению элементов центробежных насосных агрегатов.

Был проведён экономический анализ при использовании данной технологии измерения вибраций центробежных машин. Данная установка окупает себя за 9 дней, а в дальнейшем несёт стабильную прибыль практически без вложений денежных средств.

Проведена оценка социальной ответственности для анализа и мониторинга неисправностей центробежных машин. При этом выявлено что аварии при использовании данной технологии уменьшатся так, как анализ и мониторинг неисправностей центробежных машин позволяет на стадии зарождения определить дефект и устранить его, не доводя центробежную машину до аварийного состояния.

					Заключение	Лист
						156
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Пинчук А.К. Оценка долговечности рабочих колес центробежного насоса, 2003. – 217
2. ГОСТ 24346-80. Вибрация. Термины и определения
3. ГОСТ 27.002-2015 Надежность в технике (ССНТ). Термины и определения
4. Закирничная М.М., Сулейманов М.Р., Нафиков А.Ф.Использование результатов службы технической диагностики при проведении ремонта насосного оборудования. (Уфимский государственный нефтяной технический университет)
5. Русов В.А. "Диагностика дефектов вращающегося оборудования по вибрационным сигналам" 2012 г.
6. А.Л. Герман, И.И. Киселёв, Л.М. Лебедев, В.В. Васильев, Крупные осевые и центробежные насосы, 1977. – 80-81.
7. В.Н. Челомей, Вибрации в технике, 1980. – 532.
8. А.Г. Гумеров, Р.С. Гумеров, А.М. Акбердин, Диагностика оборудования нефтеперекачивающих станций, 2003. – 74.
9. В.И. Иванова, Справочник мастера строительно-монтажных работ, 2007. – 359-361
10. К.М.Рагульскис, А.Ю.Юркаускас, Вибрация подшипников, Машиностроение, 1985. – 15-27.
11. Шубов И.Г., Шум и вибрация электрических машин, 1974. – 138-139
12. В.М.Писаревский, В.А.Поляков, А.Д.Прохоров Основы технической диагностики. Часть 2. Основы вибрационной диагностики роторных машин. Учебное пособие, 2000. – 90

					Оценка технического состояния центробежных машин на нефтеперекачивающих станциях и моделирование их неисправностей					
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	<i>Список используемых источников</i>					
Разраб.		Романов Е.С.						Лит.	Лист	Листов
Руковод.		Рудаченко А.В.							157	177
Консульт.								НИ ТПУ гр. 2БМ81		
Рук-ль ООП		Шадрина А.В.								

13. ГОСТ 24346-80. Вибрация. Термины и определения
 14. А.А. Козобков, А.Г. Толстов Вибрационная диагностика газоперекачивающих агрегатов. Учебное пособие, 2001. – 34
 15. К.М.Рагульскис, А.Ю.Юркаускас, Вибрация подшипников, Машиностроение, 1985. – 5-6.
 16. Ю. Б. Монахова, А. М. Цикин, С. П. Муштакова Журнал аналитической химии, 2015, том 70, № 9, с. 925–932 метод независимых компонент как альтернатива методу главных компонент и дискриминантным алгоритмам в обработке спектрометрических данных. 2015
 17. Надтока И.И., Велигура С.А., Махмаджонов Ф.Д.Прогнозирование максимальных суточных графиков мощностиэнергосистемы по методу главных компонент
 18. Д. В. Грищенко Система непрерывного мониторинга состояния и оперативной диагностики судового роторного оборудования.
-
19. ГОСТ 20911-89 Техническая диагностика. Термины и определения - М.: ИПК Издательство стандартов, 1990.
 20. Костюков В.Н. Мониторинг безопасности производства. - М.: Машиностроение, 2002. - 204 с.
 21. Диагностика безопасности. – учебное пособие Г.В. Зусман, А.В. Барков, 2011. – 95 с.
 22. Костюков В.Н. Науменко А.Н. Практические основы виброакустической диагностики машинного оборудования. Учебное пособие. - Омск, Издательство ОмГТУ, 2002. - 106 с.
 23. Руководство по эксплуатации АДП.3101. 000.001 РЭ
 24. Бойченко С. Н. Контроль и мониторинг технического состояния центробежного насосного агрегата по спектральным параметрам вибрации
 25. Гольдин А.С. Вибрация роторных машин: - 2-е изд. 2000. - 344 с.
 26. Бейзельман Р.Д., Цыпкин Б.В. Подшипники качения. Справочник - Машиностроение, 1975. -362с.

					<i>Список используемых источников</i>	Лист
						158
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

27. Болотин В.В. Прогнозирование ресурсов машин и конструкций. - Машиностроение, 1984. -312с.
28. Вибрации в технике: Справочник. - т. 31/ Под ред. Ф.М.Дименейберга и К.С.Колесникова. Машиностроение, 1980. -544с.
29. Ф.Я.Балийкий, М.А.Иванова, А.Г.Соколова, Е.И.Хомяков. Виброакустическая диагностика зарождающихся дефектов,1984. -120с.
30. Дайерд, Стюарт Р. Обнаружение повреждений подшипников качения путем статистического анализа вибраций: Пер. с англ. Конструирование и технология машиностроения, 1978. - с.23-31
31. ГОСТ ИСО 10816-3-2002 Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на невращающихся частях. Часть 3. Промышленные машины номинальной мощностью более 15 кВт и номинальной скоростью от 120 до 15000 об/мин
32. ГОСТ ИСО 10817-1-2002 Вибрация. Системы измерений вибрации вращающихся валов. Часть 1. Устройство для снятия сигналов относительной и абсолютной вибрации
33. ГОСТ ИСО 10846-1-2002 Вибрация. Измерения виброакустических передаточных характеристик упругих элементов конструкций в лабораторных условиях. Часть 1. Общие принципы измерений и руководство по их проведению
34. Карл Шенк Измерение, контроль, диагноз и устранение колебаний машин
35. И.А. Биргер, Техническая диагностика, 1978. – 83-92
36. Dario Buonoa, Daniela Siano, Emma Frosinaa, Adolfo Senatorea. Gerotor pump cavitation monitoring and fault diagnosis using vibration analysis through the employment of auto-regressive-moving-average technique, Simulation Modelling Practice and Theory. – 2016. – №71. – P. 116-121.
37. Qiang Fu, Bo He, RongshengZhua. Annals of Nuclear Energy: A systematic investigation on flow characteristics of impeller passage in a nuclear centrifugal pump under cavitation state. – November 2016. – №97. – P. 190-197.

					Список используемых источников	Лист
						159
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

38. Adam Adamkowski, Adam Henke, Mariusz Lewandowski. Engineering Failure Analysis: Torsional resonances of centrifugal pumps due to cavitation erosion of pump impellers – June 2016. – №70. – P. 56-72.

39. Dario Buono, Fulvio Domenico Schiano di Cola, Adolfo Senatore, Emma Frosina, Giorgio Buccilli, Jonathan Harrison. Energy Procedia: Modelling Approach on a Gerotor Pump Working in Cavitation Conditions. – 2016. – №101. – P. 701-709.

40. СП 52.13330.2016 Естественное и искусственное освещение. Актуализированная редакция СНиП 23-05-95*;

41. ГОСТ 12.1.005-88 Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны;

42. СанПиН 2.2.4.3359-16 «Санитарно-эпидемиологические требования к физическим факторам на рабочих местах»;

43. СанПиН 2.2.2/2.4.1340-03 Гигиенические требования к персональным электронно-вычислительным машинам и организации работы

44. ГОСТ Р 12.4.026-2001 Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Цвета сигнальные, знаки безопасности и разметка сигнальная. Назначение и правила применения. Общие технические требования и характеристики. Методы испытаний (с Изменением N 1)

45. ГОСТ 12.4.011-89 Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Средства защиты работающих. Общие требования и классификация

46. СТО Газпром 2-1.1-321-2009. Перечень помещений, зданий и наружных установок с категориями по взрывопожарной и пожарной опасности для объектов транспортировки газа ОАО «Газпром»;

47. ФЗ - №123 от 2008 г. «Технический регламент о требованиях пожарной безопасности»;

48. СанПиН 2.2.4.548-96 «Гигиенические требования к микроклимату производственных помещений»;

					Список используемых источников	Лист
						160
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

49. ГОСТ 12.1.005-88 Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны (с Изменением N 1)

50. СП 51.13330.2011 «Защита от шума. Актуализированная редакция СНиП 23-03-2003 (с Изменением N 1)»;

51. ГОСТ 12.2.003-91 «Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Оборудование производственное. Общие требования безопасности»;

52. ГОСТ 12.1.038-82 «Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Электробезопасность. Предельно допустимые значения напряжений прикосновения и токов (с Изменением N 1)»;

53. ГОСТ 12.1.007-76 «Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Вредные вещества. Классификация и общие требования безопасности (с Изменениями N 1, 2)»

54. Генкин М.Д., Соколова А.Г. Виброакустическая диагностика машин и механизмов. – М.: Машиностроение, 1987. – 288 с.

55. Ширман А.Р., Соловьев А.Д. Практическая вибродиагностика и мониторинг состояния механического оборудования. – Москва, 1996. – 276 с.

56. Винер Н. Кибернетика, или управление и связь в животном и машине. М.: Советское радио, 1968. – 340с.

57. Беленький Д.М., Ханукаев М.Г. Теория надежности машин и металлоконструкций. – Ростов н/д: Феникс, 2004. – 608 с.

					<i>Список используемых источников</i>	Лист
						161
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Сравнение результатов исследования

					Оценка технического состояния центробежных машин на нефтеперекачивающих станциях и моделирование их неисправностей					
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	<i>Приложение А</i>					
Разраб.		Романов Е.С.						Лит.	Лист	Листов
Руковод.		Рудаченко А.В.							163	177
Консульт.								НИ ТПУ гр. 2БМ81		
Рук-ль ООП		Шадрина А.В.								

Величина вибрации с использованием метода главных компонент без дефекта в первой точке

№ пп	Без дефекта				
	X, мм/с	Y, мм/с	Z, мм/с	PC1	M1
1	0,0639	0,0623	0,0775	-0,6718	0,0925
2	0,0649	0,0623	0,0827	-0,6680	0,0961
3	0,0642	0,0652	0,0731	-0,6728	0,0878
4	0,0658	0,0638	0,0790	-0,6690	0,0922
5	0,0671	0,0645	0,0613	-0,6786	0,0772
6	0,0664	0,0633	0,0748	-0,6714	0,0887
7	0,0689	0,0642	0,0656	-0,6750	0,0799
8	0,0668	0,0642	0,0678	-0,6749	0,0827
9	0,0680	0,0631	0,0805	-0,6671	0,0925
10	0,0680	0,0626	0,0834	-0,6655	0,0950
11	0,0671	0,0618	0,0811	-0,6679	0,0939
12	0,0687	0,0621	0,0907	-0,6609	0,1006
13	0,0657	0,0648	0,0788	-0,6686	0,0917
14	0,0641	0,0611	0,0833	-0,6687	0,0974
15	0,0642	0,0622	0,0876	-0,6655	0,1004
16	0,0692	0,0672	0,0747	-0,6678	0,0859
17	0,0670	0,0609	0,0816	-0,6681	0,0947
18	0,0678	0,0636	0,0684	-0,6743	0,0829
19	0,0656	0,0625	0,0898	-0,6632	0,1013
20	0,0658	0,0651	0,0827	-0,6660	0,0947
21	0,0679	0,0625	0,0857	-0,6643	0,0969
22	0,0659	0,0623	0,0815	-0,6681	0,0946
23	0,0649	0,0656	0,0864	-0,6641	0,0979
24	0,0657	0,0653	0,0730	-0,6719	0,0869
25	0,0663	0,0631	0,0662	-0,6768	0,0820
26	0,0663	0,0648	0,0962	-0,6577	0,1052
27	0,0639	0,0646	0,0821	-0,6678	0,0953
28	0,0677	0,0637	0,0806	-0,6669	0,0925
29	0,0657	0,0618	0,0899	-0,6634	0,1016
30	0,0679	0,0658	0,0687	-0,6729	0,0823
31	0,0644	0,0656	0,0874	-0,6638	0,0989
32	0,0679	0,0622	0,0727	-0,6723	0,0867
33	0,0677	0,0639	0,0811	-0,6665	0,0929
34	0,0665	0,0645	0,0803	-0,6674	0,0926
35	0,0686	0,0636	0,0741	-0,6703	0,0870
36	0,0678	0,0675	0,0776	-0,6667	0,0887
37	0,0692	0,0701	0,0782	-0,6642	0,0876
38	0,0701	0,0692	0,0755	-0,6657	0,0853
39	0,0711	0,0688	0,0803	-0,6624	0,0888
40	0,0693	0,0679	0,0798	-0,6643	0,0896
41	0,0712	0,0694	0,0791	-0,6628	0,0876
42	0,0725	0,0712	0,0823	-0,6591	0,0888
43	0,0703	0,0683	0,0856	-0,6599	0,0935
44	0,0695	0,0708	0,0796	-0,6628	0,0883
45	0,0699	0,0697	0,0804	-0,6626	0,0891
46	0,0715	0,0677	0,0789	-0,6636	0,08790
47	0,0729	0,0695	0,0799	-0,6612	0,08736
48	0,0705	0,0703	0,0802	-0,6621	0,08850

Величина вибрации с использованием метода главных компонент без дефекта во второй точке

№ пп	Без дефекта				
	X, мм/с	Y, мм/с	Z, мм/с	PC1	M1
1	0,0643	0,0625	0,0855	-0,666630522	0,098544482
2	0,0638	0,0638	0,0782	-0,670714688	0,092540136
3	0,0664	0,0657	0,0852	-0,663907871	0,096133959
4	0,0679	0,0653	0,0922	-0,658938534	0,101086533
5	0,0647	0,0614	0,0854	-0,667003483	0,098656355
6	0,0686	0,0646	0,0824	-0,664820413	0,093212223
7	0,0637	0,0638	0,0879	-0,664880889	0,100285708
8	0,0661	0,0659	0,0784	-0,668122726	0,090817776
9	0,0684	0,0658	0,0846	-0,662998223	0,094632068
10	0,0660	0,0648	0,0887	-0,662481209	0,099427497
11	0,0658	0,0644	0,0771	-0,66985576	0,090464585
12	0,0678	0,0661	0,0715	-0,671174697	0,084429397
13	0,0680	0,0677	0,0721	-0,669877628	0,084240134
14	0,0664	0,0647	0,0726	-0,672071561	0,086490942
15	0,0677	0,0659	0,0879	-0,661370365	0,097561579
16	0,0650	0,0630	0,0825	-0,667772287	0,095640644
17	0,0649	0,0653	0,0779	-0,669464559	0,091226493
18	0,0659	0,0653	0,0742	-0,671101332	0,08779566
19	0,0678	0,0667	0,0902	-0,65950637	0,099053762
20	0,0668	0,0651	0,0895	-0,661353675	0,099559866
21	0,0664	0,0652	0,0813	-0,666531164	0,093216628
22	0,0685	0,0657	0,0763	-0,668031829	0,088032657
23	0,0690	0,0647	0,0761	-0,668353752	0,087980276
24	0,0680	0,0655	0,0837	-0,663941799	0,094222267
25	0,0660	0,0646	0,0814	-0,667018896	0,093706407
26	0,0649	0,0657	0,0901	-0,661847736	0,100764495
27	0,0669	0,0678	0,0790	-0,666306673	0,090224002
28	0,0667	0,0642	0,0920	-0,660351194	0,101911429
29	0,0660	0,0647	0,0833	-0,66581358	0,09517849
30	0,0674	0,0663	0,0724	-0,670771213	0,085270772
31	0,0677	0,0655	0,0817	-0,665340808	0,092784021
32	0,0701	0,0639	0,0845	-0,662980841	0,094383276
33	0,0668	0,0653	0,0668	-0,67504789	0,081478742
34	0,0652	0,0653	0,0671	-0,675844496	0,082509128
35	0,0663	0,0660	0,0878	-0,662237069	0,098140166
36	0,0687	0,0667	0,0705	-0,670928007	0,082977937
37	0,0692	0,0701	0,0782	-0,664221183	0,087636252
38	0,0701	0,0692	0,0755	-0,665767071	0,08536687
39	0,0711	0,0688	0,0803	-0,662440654	0,088821562
40	0,0693	0,0679	0,0798	-0,664301472	0,08963479
41	0,0712	0,0694	0,0791	-0,662804973	0,087607603
42	0,0725	0,0712	0,0823	-0,659153537	0,088865665
43	0,0703	0,0683	0,0856	-0,659962293	0,093599759
44	0,0695	0,0708	0,0796	-0,662832409	0,088350714
45	0,0699	0,0697	0,0804	-0,662658414	0,089176654
46	0,0715	0,0677	0,0789	-0,663603665	0,087902006
47	0,0729	0,0695	0,0799	-0,661228052	0,08736505
48	0,0705	0,0703	0,0802	-0,662109088	0,088508488

Величина вибрации с использованием метода главных компонент без дефекта в третьей точке

№ пп	Без дефекта				
	X, мм/с	Y, мм/с	Z, мм/с	PC1	M1
1	0,0662	0,0631	0,0721	-0,67331	0,0867595
2	0,0664	0,0626	0,0898	-0,66268	0,1008808
3	0,0675	0,0643	0,0826	-0,66552	0,0940218
4	0,0644	0,0634	0,0919	-0,66222	0,1032542
5	0,0673	0,0636	0,0662	-0,67597	0,0813567
6	0,0674	0,0664	0,0659	-0,67467	0,0800782
7	0,0672	0,0644	0,0812	-0,66651	0,0930242
8	0,0665	0,0623	0,0745	-0,67207	0,0887983
9	0,0662	0,0625	0,0812	-0,66808	0,0941919
10	0,0656	0,0641	0,0840	-0,66594	0,0961443
11	0,0688	0,0640	0,0780	-0,66768	0,0898345
12	0,0661	0,0666	0,0936	-0,65853	0,1026286
13	0,0673	0,0605	0,0773	-0,67079	0,0912607
14	0,0668	0,0635	0,0699	-0,67408	0,0845753
15	0,0682	0,0627	0,0603	-0,67946	0,0765485
16	0,0676	0,0642	0,0922	-0,65968	0,1016244
17	0,0684	0,0613	0,0952	-0,65883	0,1046348
18	0,0632	0,0643	0,0795	-0,67004	0,0936917
19	0,0651	0,0652	0,0823	-0,66672	0,0946538
20	0,0661	0,0637	0,0866	-0,66425	0,0981011
21	0,0679	0,0617	0,0686	-0,6751	0,0836362
22	0,0673	0,0616	0,0812	-0,66786	0,0939657
23	0,0640	0,0627	0,0769	-0,67194	0,091799
24	0,0660	0,0626	0,0683	-0,67599	0,0840206
25	0,0665	0,0622	0,0567	-0,68294	0,074711
26	0,0685	0,0624	0,0899	-0,66144	0,0999909
27	0,0651	0,0629	0,0916	-0,66223	0,1028465
28	0,0672	0,0625	0,0893	-0,66255	0,1001233
29	0,0636	0,0618	0,0792	-0,67124	0,0941404
30	0,0664	0,0641	0,0840	-0,66545	0,0957481
31	0,0660	0,0647	0,0787	-0,66861	0,0915288
32	0,0682	0,0628	0,0756	-0,67011	0,0886522
33	0,0693	0,0650	0,0853	-0,66243	0,0950249
34	0,0678	0,0638	0,0722	-0,67191	0,0857988
35	0,0639	0,0631	0,0896	-0,66408	0,1017832
36	0,0689	0,0637	0,0642	-0,67615	0,0789422
37	0,0692	0,0701	0,0782	-0,66422	0,0876363
38	0,0701	0,0692	0,0755	-0,66577	0,0853669
39	0,0711	0,0688	0,0803	-0,66244	0,0888216
40	0,0693	0,0679	0,0798	-0,6643	0,0896348
41	0,0712	0,0694	0,0791	-0,6628	0,0876076
42	0,0725	0,0712	0,0823	-0,65915	0,0888657
43	0,0703	0,0683	0,0856	-0,65996	0,0935998
44	0,0695	0,0708	0,0796	-0,66283	0,0883507
45	0,0699	0,0697	0,0804	-0,66266	0,0891767
46	0,0715	0,0677	0,0789	-0,6636	0,087902
47	0,0729	0,0695	0,0799	-0,66123	0,0873651
48	0,0705	0,0703	0,0802	-0,66211	0,0885085

Величина вибрации с использованием метода главных компонент дефекта рабочего колеса в первой точке

№ пп	Дефект рабочего колеса				
	X, мм/с	Y, мм/с	Z, мм/с	PC1	M1
1	0,1539	0,1736	0,0881	-0,55398171	0,016915159
2	0,1823	0,1802	0,0797	-0,538369201	-0,006149754
3	0,1566	0,1665	0,0748	-0,564007248	0,007538515
4	0,1569	0,1698	0,0791	-0,559539701	0,009633683
5	0,1574	0,1598	0,0812	-0,563020461	0,014591359
6	0,1669	0,1621	0,0779	-0,558049132	0,006454452
7	0,1716	0,1802	0,0675	-0,55233007	-0,010530385
8	0,1730	0,1549	0,0851	-0,553586616	0,011694272
9	0,1777	0,1853	0,0659	-0,554330143	-0,010682953
10	0,1641	0,1539	0,0837	-0,560389001	0,015344942
11	0,1604	0,1625	0,0733	-0,564619058	0,005882194
12	0,1798	0,1640	0,0793	-0,548343773	0,000504351
13	0,1799	0,1771	0,1002	-0,535024111	0,016647732
14	0,1679	0,1929	0,0920	-0,533274556	0,00624573
15	0,1622	0,1705	0,0921	-0,548042116	0,01707553
16	0,1634	0,1835	0,0870	-0,543825567	0,007834005
17	0,1840	0,1561	0,0708	-0,554939496	-0,005523649
18	0,1866	0,1770	0,0851	-0,534076727	-0,002862311
19	0,1578	0,1649	0,0725	-0,565480898	0,005685667
20	0,1533	0,1452	0,0749	-0,5767495	0,016790464
21	0,1680	0,1676	0,0751	-0,556293167	0,001741638
22	0,1683	0,1999	0,0744	-0,540181839	-0,010393721
23	0,1682	0,1810	0,0714	-0,551635107	-0,006035455
24	0,1882	0,1617	0,0842	-0,541391006	0,001046135
25	0,1826	0,1770	0,0822	-0,544361946	0,00106468
26	0,1879	0,1660	0,0827	-0,5403091	-0,001517236
27	0,1668	0,1166	0,0959	-0,570232715	0,036906062
28	0,1677	0,1465	0,0688	-0,570988148	0,004359316
29	0,1514	0,1979	0,0759	-0,550622724	-0,000126436
30	0,1632	0,1557	0,0874	-0,557779722	0,018089208
31	0,1697	0,1605	0,0884	-0,550764912	0,013964851
32	0,1566	0,1530	0,0656	-0,576433289	0,005017002
33	0,1787	0,1609	0,0798	-0,55028242	0,002542936
34	0,1701	0,1733	0,0768	-0,551089329	3,31452E-05
35	0,1738	0,1774	0,0765	-0,546932091	-0,003488264
36	0,1694	0,1747	0,0902	-0,542665219	0,010515981
37	0,1699	0,1779	0,0759	-0,549429714	-0,002209878
38	0,1700	0,1695	0,0756	-0,553803693	0,000475451
39	0,1770	0,1802	0,0753	-0,544285903	-0,007016039
40	0,1689	0,1706	0,0750	-0,554284422	0,000154852
41	0,1691	0,1745	0,0747	-0,552352965	-0,001574275
42	0,1693	0,1751	0,0744	-0,552134459	-0,002105995
43	0,1733	0,1756	0,0741	-0,549591005	-0,00451958
44	0,1762	0,1762	0,0738	-0,547720562	-0,006388415
45	0,1698	0,1767	0,0735	-0,551540122	-0,003651633
46	0,1689	0,1773	0,0732	-0,551994627	-0,003638603
47	0,1705	0,1778	0,0729	-0,55091956	-0,004863641
48	0,1753	0,1784	0,0726	-0,547886644	-0,007673408

Величина вибрации с использованием метода главных компонент дефекта рабочего колесавторной точке

№ пп	Дефект рабочего колеса				
	X, мм/с	Y, мм/с	Z, мм/с	PC1	M1
1	0,1721	0,1588	0,2332	-0,462157903	0,128263309
2	0,1660	0,1611	0,1796	-0,497299919	0,087943575
3	0,1675	0,1851	0,1892	-0,478396991	0,086323519
4	0,1888	0,1627	0,1622	-0,493114672	0,06228084
5	0,1624	0,1634	0,1751	-0,501072818	0,085342061
6	0,1675	0,1629	0,1695	-0,501608927	0,078550277
7	0,1677	0,1622	0,1915	-0,488470904	0,096153928
8	0,1738	0,1839	0,1827	-0,479100267	0,078471135
9	0,1826	0,1422	0,1663	-0,504795274	0,075859447
10	0,1842	0,1546	0,1799	-0,489273215	0,081468892
11	0,1733	0,1831	0,1890	-0,475982515	0,084000344
12	0,1826	0,1599	0,1767	-0,489513536	0,077846612
13	0,1725	0,1648	0,1622	-0,502024263	0,069609832
14	0,1742	0,1679	0,1729	-0,492911942	0,076160269
15	0,1770	0,1505	0,1519	-0,520112552	0,070212908
16	0,1772	0,1532	0,1667	-0,509628797	0,080900722
17	0,1645	0,1776	0,1729	-0,500011145	0,081777978
18	0,1684	0,1533	0,1673	-0,507255679	0,079756646
19	0,1679	0,1847	0,1822	-0,482608887	0,080713143
20	0,1843	0,1828	0,1739	-0,478581015	0,066678567
21	0,1689	0,1775	0,1666	-0,495122941	0,070388941
22	0,1720	0,1794	0,1763	-0,486369339	0,075877349
23	0,1708	0,1692	0,1621	-0,500897465	0,068815159
24	0,1737	0,1843	0,1991	-0,468992161	0,091390969
25	0,1952	0,1490	0,1853	-0,482096589	0,082287703
26	0,1877	0,1745	0,1859	-0,47341025	0,07745316
27	0,1669	0,1708	0,1922	-0,484180855	0,094061839
28	0,1866	0,1645	0,1631	-0,493002414	0,063447363
29	0,1850	0,1506	0,1825	-0,489228817	0,084551223
30	0,1755	0,1887	0,1578	-0,490762443	0,056174626
31	0,1816	0,1531	0,1825	-0,490043306	0,085350213
32	0,1822	0,1641	0,1992	-0,473957919	0,094409927
33	0,1791	0,1666	0,1633	-0,49640637	0,066577033
34	0,1705	0,1605	0,1777	-0,496005154	0,084419925
35	0,1624	0,1581	0,1721	-0,505579349	0,084837582
36	0,1774	0,1447	0,1825	-0,504207767	0,096345773
37	0,1699	0,1779	0,1822	-0,484807749	0,082155746
38	0,1700	0,1695	0,1846	-0,487540856	0,086983274
39	0,1770	0,1802	0,1870	-0,476382195	0,081633984
40	0,1689	0,1706	0,1894	-0,484739843	0,090947074
41	0,1691	0,1745	0,1918	-0,481167515	0,091360146
42	0,1693	0,1751	0,1853	-0,484737193	0,085882854
43	0,1733	0,1756	0,1859	-0,481646782	0,084183336
44	0,1762	0,1762	0,1922	-0,47576532	0,087550988
45	0,1698	0,1767	0,1631	-0,497087507	0,067437645
46	0,1689	0,1773	0,1777	-0,488486833	0,079272442
47	0,1705	0,1778	0,1721	-0,490632737	0,073842345
48	0,1753	0,1784	0,1825	-0,481097108	0,079522034

Величина вибрации с использованием метода главных компонент дефекта рабочего колесавтретьей точке

№ пп	Дефект рабочего колеса				
	X, мм/с	Y, мм/с	Z, мм/с	PC1	M1
1	0,1647	0,1751	0,0818	-0,55044	0,0060374
2	0,1640	0,1905	0,0774	-0,54575	-0,002557
3	0,1595	0,1673	0,0755	-0,5614	0,0063746
4	0,1909	0,1765	0,0958	-0,5252	0,0036746
5	0,1660	0,1643	0,0789	-0,55688	0,006915
6	0,1739	0,1629	0,0766	-0,55415	0,0016733
7	0,1576	0,1543	0,0808	-0,56593	0,0161215
8	0,1757	0,1461	0,0790	-0,5601	0,0086318
9	0,1541	0,1713	0,0827	-0,55831	0,0133457
10	0,1500	0,1645	0,0771	-0,56766	0,0133397
11	0,1772	0,1954	0,0765	-0,54308	-0,0056
12	0,1727	0,1756	0,0789	-0,54706	-0,000402
13	0,1789	0,1484	0,0796	-0,55661	0,0067091
14	0,1759	0,1673	0,0865	-0,54468	0,0069804
15	0,1848	0,1630	0,0803	-0,54518	-0,000824
16	0,1752	0,1687	0,0770	-0,55018	-0,000706
17	0,1793	0,1554	0,0836	-0,55039	0,0072073
18	0,1835	0,1636	0,0839	-0,54349	0,0024632
19	0,1528	0,1716	0,0865	-0,55664	0,0168983
20	0,1703	0,1662	0,0732	-0,55675	-0,000409
21	0,1555	0,1771	0,0779	-0,56351	0,0110383
22	0,1740	0,1584	0,0893	-0,54865	0,0132927
23	0,1635	0,1607	0,0710	-0,56503	0,0031592
24	0,1628	0,1679	0,0752	-0,55926	0,00429
25	0,1861	0,1758	0,0901	-0,53195	0,001777
26	0,1802	0,1599	0,0863	-0,54592	0,0073112
27	0,1773	0,1565	0,0734	-0,5646	0,0056584
28	0,1630	0,1660	0,0803	-0,557	0,0089098
29	0,1748	0,1646	0,0748	-0,55383	-0,000802
30	0,1690	0,1890	0,0993	-0,53014	0,0128731
31	0,1670	0,1486	0,0795	-0,56385	0,0124522
32	0,1685	0,1800	0,0918	-0,53956	0,0103554
33	0,1747	0,1510	0,0967	-0,54747	0,0214362
34	0,1763	0,1675	0,0792	-0,54877	0,0009196
35	0,1679	0,1601	0,0728	-0,56155	0,0026207
36	0,1923	0,1552	0,0928	-0,53695	0,0081394
37	0,1850	0,1598	0,0952	-0,53763	0,0120343
38	0,1879	0,1603	0,0748	-0,54803	-0,005741
39	0,1907	0,1608	0,0993	-0,53114	0,012107
40	0,1935	0,1613	0,0795	-0,54117	-0,005193
41	0,1964	0,1618	0,0918	-0,5317	0,0029762
42	0,1992	0,1624	0,0967	-0,52672	0,0052738
43	0,2021	0,1629	0,0792	-0,53535	-0,010201
44	0,2049	0,1634	0,0901	-0,52673	-0,003143
45	0,2077	0,1639	0,0863	-0,52704	-0,007748
46	0,2106	0,1644	0,0734	-0,53288	-0,019573
47	0,2134	0,1770	0,0803	-0,52668	-0,015689
48	0,2163	0,1775	0,0748	-0,52803	-0,021643

Таблица А7

Величина вибрации с использованием метода главных компонент дефекта подшипника в первой точке

№ пп	Дефект подшипника				
	X, мм/с	Y, мм/с	Z, мм/с	PC1	M1
1	0,7262	0,6527	1,7591	1,054248	0,8897198
2	0,7198	0,6631	1,7684	1,06125	0,8965872
3	0,7242	0,6694	1,7638	1,064336	0,8885289
4	0,7266	0,6765	1,7783	1,078211	0,8963319
5	0,7185	0,6791	1,7784	1,074633	0,8995024
6	0,7146	0,6775	1,7907	1,078912	0,911759
7	0,7311	0,6780	1,8132	1,102934	0,9212625
8	0,7266	0,6723	1,8071	1,093588	0,9206685
9	0,7266	0,6764	1,8267	1,107575	0,9347682
10	0,7275	0,6778	1,8261	1,10847	0,933351
11	0,6984	0,7104	1,8442	1,11817	0,9505852
12	0,7361	0,7184	1,8380	1,141519	0,9241647
13	0,7448	0,7215	1,8193	1,137047	0,9039224
14	0,7430	0,7077	1,8320	1,136677	0,9197741
15	0,7430	0,7053	1,8537	1,148649	0,9378404
16	0,7306	0,7044	1,8783	1,155557	0,9638176
17	0,7479	0,7067	1,8959	1,178002	0,9684001
18	0,7426	0,7116	1,8945	1,17639	0,9681798
19	0,7325	0,7120	1,8901	1,167739	0,9695491
20	0,7346	0,7077	1,8715	1,155543	0,9552736
21	0,7356	0,7089	1,8985	1,173171	0,9757756
22	0,7365	0,7068	1,8930	1,169316	0,9717094
23	0,7376	0,7119	1,8990	1,176217	0,9741201
24	0,7299	0,7073	1,9226	1,18352	0,9982858
25	0,7276	0,7098	1,9082	1,174627	0,987115
26	0,7329	0,7064	1,9089	1,176573	0,986249
27	0,7383	0,7082	1,9016	1,176352	0,9771458
28	0,7436	0,7115	1,9177	1,190321	0,985175
29	0,7477	0,6974	1,9027	1,177304	0,9771857
30	0,7437	0,7099	1,9887	1,23345	1,0429757
31	0,7384	0,7055	1,8871	1,166234	0,9665475
32	0,7501	0,6961	1,8976	1,175015	0,9724109
33	0,7425	0,7034	1,8813	1,164155	0,9606585
34	0,7424	0,6931	1,8735	1,154139	0,9581647
35	0,7412	0,7018	1,8771	1,159997	0,9585362
36	0,7434	0,7045	1,8857	1,167936	0,9633145
37	0,7428	0,7043	1,8746	1,160736	0,9549179
38	0,7429	0,7059	1,8718	1,159896	0,9520841
39	0,7431	0,7074	1,8690	1,159056	0,9492504
40	0,7432	0,7089	1,8662	1,158215	0,9464166
41	0,7434	0,7104	1,8634	1,157375	0,9435828
42	0,7435	0,7119	1,8606	1,156535	0,940749
43	0,7437	0,7135	1,8578	1,155694	0,9379153
44	0,7438	0,7150	1,8550	1,154854	0,9350815
45	0,7440	0,7177	1,8522	1,154014	0,9322477
46	0,7441	0,7180	1,8494	1,153173	0,9294139
47	0,7443	0,7195	1,8466	1,152333	0,9265802
48	0,7444	0,7211	1,8438	1,151493	0,9237464

					Приложение А	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		169

Таблица А9

Величина вибрации с использованием метода главных компонент дефекта подшипников третьей точке

№ пп	Дефект подшипника				
	X, мм/с	Y, мм/с	Z, мм/с	PC1	M1
1	1,1500	0,8265	0,4637	0,614281	-0,409447
2	1,2008	0,8300	0,4607	0,645311	-0,438224
3	1,2380	0,8263	0,4756	0,675253	-0,443515
4	1,2357	0,8399	0,4816	0,684377	-0,442429
5	1,2466	0,8449	0,4790	0,691998	-0,451779
6	1,2703	0,8606	0,4972	0,725507	-0,454513
7	1,2507	0,8639	0,4784	0,703761	-0,46089
8	1,2658	0,8593	0,4799	0,711582	-0,46555
9	1,2631	0,8876	0,4874	0,728816	-0,468278
10	1,2869	0,8732	0,4864	0,73548	-0,475762
11	1,2302	0,8477	0,4797	0,683807	-0,443973
12	1,2785	0,8580	0,4823	0,720153	-0,469475
13	1,2982	0,8630	0,4911	0,740085	-0,474019
14	1,2626	0,8698	0,4925	0,722598	-0,457684
15	1,2824	0,8468	0,4909	0,722095	-0,460619
16	1,2822	0,8400	0,4852	0,715066	-0,462636
17	1,2537	0,8539	0,4825	0,703025	-0,455584
18	1,3027	0,8606	0,4897	0,740773	-0,476509
19	1,2633	0,8624	0,5067	0,727909	-0,444146
20	1,2941	0,8597	0,5120	0,748608	-0,454238
21	1,2619	0,8654	0,5026	0,72608	-0,447767
22	1,2805	0,8629	0,5081	0,739537	-0,45173
23	1,2833	0,8841	0,5139	0,755508	-0,456018
24	1,3465	0,8806	0,5053	0,787177	-0,492901
25	1,2812	0,8813	0,5103	0,750618	-0,456843
26	1,2072	0,7503	0,5040	0,63519	-0,378832
27	1,2216	0,7564	0,4965	0,642531	-0,394073
28	1,2864	0,7556	0,5049	0,686877	-0,419216
29	1,3770	0,8569	0,4925	0,78606	-0,509773
30	1,2526	0,8445	0,4915	0,703063	-0,444572
31	1,2786	0,8400	0,4951	0,71888	-0,452999
32	1,2773	0,8521	0,4992	0,726702	-0,453384
33	1,3100	0,8384	0,4957	0,737646	-0,467506
34	1,2452	0,8242	0,5094	0,699136	-0,41952
35	1,2624	0,8550	0,5038	0,72185	-0,443382
36	1,2795	0,8581	0,5052	0,734732	-0,451837
37	1,2746	0,8461	0,5098	0,72845	-0,441508
38	1,2737	0,8461	0,5123	0,729439	-0,439155
39	1,2729	0,8461	0,5147	0,730429	-0,436802
40	1,2721	0,8461	0,5172	0,731418	-0,434449
41	1,2713	0,8461	0,5196	0,732407	-0,432097
42	1,2705	0,8461	0,5221	0,733397	-0,429744
43	1,2697	0,8461	0,5245	0,734386	-0,427391
44	1,2688	0,8461	0,5270	0,735375	-0,425039
45	1,2680	0,8461	0,5294	0,736364	-0,422686
46	1,2672	0,8461	0,5319	0,737354	-0,420333
47	1,2664	0,8461	0,5343	0,738343	-0,41798
48	1,2656	0,8461	0,5368	0,739332	-0,415628

					Приложение А	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		171

Таблица А10

Величина вибрации с использованием метода главных компонент при расцентровке первой точки

№ пп	Расцентровка валов				
	X, мм/с	Y, мм/с	Z, мм/с	PC1	M1
1	0,9727	0,6853	0,4913	0,451089	-0,249773
2	0,8940	0,5860	0,5026	0,359531	-0,166689
3	1,1728	0,7791	0,5120	0,633586	-0,365642
4	0,9197	0,5623	0,4988	0,360946	-0,174044
5	0,9449	0,6023	0,4986	0,396495	-0,200839
6	1,0232	0,6858	0,4879	0,480173	-0,277657
7	1,0578	0,7247	0,5103	0,53465	-0,290786
8	1,0411	0,7242	0,4983	0,516887	-0,29186
9	0,9636	0,6450	0,4994	0,43004	-0,224577
10	1,0627	0,7489	0,4893	0,537138	-0,318439
11	1,0013	0,7003	0,5103	0,487729	-0,25417
12	0,9154	0,5859	0,5068	0,375126	-0,17392
13	1,0067	0,7125	0,5021	0,492226	-0,267668
14	0,9202	0,6030	0,4927	0,378151	-0,193536
15	0,9735	0,6486	0,4971	0,436522	-0,232579
16	0,9932	0,6990	0,4891	0,469231	-0,266519
17	0,9241	0,5982	0,4971	0,380781	-0,190277
18	1,0214	0,7210	0,5002	0,504368	-0,279464
19	0,9232	0,6124	0,4987	0,388392	-0,193588
20	1,0068	0,7126	0,4893	0,484559	-0,277909
21	0,9970	0,7119	0,5103	0,490971	-0,256146
22	1,0092	0,8498	0,5009	0,562528	-0,318441
23	1,0119	0,7354	0,4877	0,49825	-0,289773
24	1,0581	0,8425	0,4939	0,584508	-0,345638
25	1,0464	0,7656	0,4815	0,53088	-0,322466
26	1,0890	0,8621	0,5036	0,619232	-0,360181
27	1,0355	0,8037	0,4899	0,548606	-0,323887
28	1,0126	0,7645	0,5020	0,522102	-0,289073
29	1,0782	0,8179	0,5050	0,591097	-0,338079
30	1,0683	0,8326	0,4832	0,579234	-0,355675
31	1,0431	0,8197	0,4930	0,56324	-0,330854
32	1,0158	0,8001	0,4992	0,540382	-0,305479
33	1,0264	0,7876	0,5103	0,547285	-0,297497
34	1,0484	0,8156	0,4828	0,558208	-0,340121
35	1,0944	0,8604	0,4918	0,614504	-0,371616
36	1,0994	0,8653	0,5000	0,625027	-0,36932
37	1,0679	0,8538	0,4918	0,594921	-0,3562
38	1,0700	0,8607	0,4901	0,598657	-0,361008
39	1,0720	0,8677	0,4884	0,602394	-0,365815
40	1,0740	0,8747	0,4867	0,60613	-0,370622
41	1,0760	0,8816	0,4850	0,609867	-0,37543
42	1,0781	0,8886	0,4833	0,613603	-0,380237
43	1,0801	0,8955	0,4816	0,61734	-0,385044
44	1,0821	0,9025	0,4799	0,621076	-0,389852
45	1,0841	0,9095	0,4782	0,624813	-0,394659
46	1,0861	0,9164	0,4765	0,628549	-0,399466
47	1,0882	0,9234	0,4749	0,632285	-0,404274
48	1,0902	0,9304	0,4732	0,636022	-0,409081

Таблица А11

Величина вибрации с использованием метода главных компонент при расцентровке второй точке

№ пп	Расцентровка валов				
	X, мм/с	Y, мм/с	Z, мм/с	PC1	M1
1	0,7712	0,7249	0,5039	0,355512134	-0,154002665
2	0,7393	0,7438	0,4961	0,340823411	-0,151082444
3	0,7333	0,7529	0,4962	0,341820459	-0,15125235
4	0,7329	0,7440	0,5061	0,343086268	-0,140049699
5	0,7347	0,7556	0,4981	0,345198691	-0,151393762
6	0,7141	0,7461	0,4936	0,325050481	-0,141400227
7	0,7625	0,7915	0,4877	0,374062961	-0,186118017
8	0,7747	0,7759	0,4891	0,374479954	-0,185527974
9	0,7691	0,7601	0,4922	0,364938285	-0,174703304
10	0,8052	0,8480	0,4915	0,431102829	-0,224245401
11	0,7826	0,8254	0,4976	0,409540493	-0,200215029
12	0,7487	0,7289	0,4891	0,334776755	-0,156018123
13	0,8563	0,7338	0,4986	0,40886374	-0,203501422
14	0,8677	0,7210	0,4994	0,409844246	-0,203982199
15	0,8624	0,7444	0,4936	0,414923924	-0,214240829
16	0,8604	0,7516	0,4979	0,4199588	-0,2123869
17	0,8588	0,7878	0,4878	0,431169524	-0,232419616
18	0,8484	0,7667	0,5021	0,422814316	-0,208455952
19	0,8437	0,7686	0,5013	0,420414491	-0,207435544
20	0,8488	0,7578	0,5143	0,425967367	-0,195824647
21	0,8425	0,7475	0,5271	0,424677	-0,178903793
22	0,8515	0,7339	0,5485	0,436303325	-0,161568705
23	0,8410	0,7612	0,5589	0,450021256	-0,157779219
24	0,8247	0,8027	0,5318	0,444590034	-0,185895752
25	0,8304	0,8689	0,5269	0,478616022	-0,216035316
26	0,8369	0,8304	0,5251	0,4620068	-0,20705676
27	0,8568	0,8347	0,5374	0,483834314	-0,208674709
28	0,8321	0,8265	0,5261	0,457703221	-0,202505997
29	0,8329	0,8163	0,5187	0,448531316	-0,205163475
30	0,8306	0,8064	0,5335	0,451106238	-0,188778282
31	0,8375	0,7724	0,5223	0,431307392	-0,189048454
32	0,8480	0,7526	0,5263	0,430137954	-0,184067229
33	0,8569	0,7464	0,5233	0,430621033	-0,188660712
34	0,8725	0,7399	0,5180	0,433653696	-0,198290883
35	0,8702	0,7470	0,5219	0,438211302	-0,196570358
36	0,8749	0,7458	0,5247	0,44218099	-0,196251691
37	0,8751	0,7151	0,5219	0,425077069	-0,187748859
38	0,8795	0,7036	0,5215	0,421685137	-0,186133919
39	0,8838	0,6921	0,5211	0,418293205	-0,184518978
40	0,8882	0,6806	0,5207	0,414901273	-0,182904037
41	0,8925	0,6691	0,5204	0,41150934	-0,181289097
42	0,8969	0,6576	0,5200	0,408117408	-0,179674156
43	0,9012	0,6461	0,5196	0,404725476	-0,178059216
44	0,9056	0,6346	0,5192	0,401333544	-0,176444275
45	0,9099	0,6232	0,5188	0,397941611	-0,174829335
46	0,9142	0,6117	0,5185	0,394549679	-0,173214394
47	0,9186	0,6002	0,5181	0,391157747	-0,171599453
48	0,9229	0,5887	0,5177	0,387765814	-0,169984513

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Chapter B

Literature review: Failures of centrifugal machines

Студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
2БМ81	Романов Егор Сергеевич		

Руководитель ВКР

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент ОНД ИШПР	Рудаченко Александр Валентинович	к.т.н., доцент		

Консультант – лингвист отделения иностранных языков ШБИП;

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент ОИЯ	Поздеева Галина Петровна	к.филол.н.		

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Оценка технического состояния центробежных машин на нефтеперекачивающих станциях и моделирование их неисправностей			
Разраб.		Романов Е.С.			Приложение Б	Лит.	Лист	Листов
Руковод.		Рудаченко А.В.					176	177
Консульт.		Поздеева Г.П.				НИ ТПУ гр. 2БМ81		
Рук-ль ООП		Шадрина А.В.						

2 Torsional resonances of centrifugal pumps due to cavitation erosion of pump impellers

The main goal of the research is to identify the cause for occurring fractures in pump shafts. The research has shown that the fractures were caused mainly by the resonance between pump shaft torsional natural vibrations and those following from the pressure fluctuations related to the frequency of the shaft rotational speed and the number of impeller blades. The resonance occurred as a result of intense erosion of pump impellers derived mainly from cavitation phenomenon that caused about 20% of the impeller mass decrease. The investigation includes: erosion damage recognition, tests of the investigated pumps operating conditions, spectral analysis of pressure fluctuation generated by the pump blade system as well as strength analysis of the pump shaft and the frequencies of its natural bending and torsional vibrations. The centrifugal pumps supplying the cooling system of two Diesel generator sets in one of the coastal power plants experienced breakdowns caused by their shaft fractures. The failures occurred at four pumps after about 1900, 2100, 2400 and 3000 h of operation, respectively. In each of these cases substantial destruction derived from cavitation of pump impellers and spiral cases was found.

The failures of pumps were not incidental that means that they were not caused by e.g. material defects. It seemed that breakdowns were caused by some other phenomena that occurred during operation of the pumps and because of operation conditions. It should be noted that there were not any signs that pumps of the same type installed on ships and other marine installations experienced similar failures - based on reported cases, pumps of the same type operated at the positive suction head, which seemed to be the main reason for the lack of cavitation erosion threats in such systems. The analysis based on the results of the inspection on site and measurements and tests results as well as appropriate calculations made on the basis of available documentation of the pumps and the pumping system including

					<i>Приложение Б</i>	Лист
						176
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

conditions for their joint operation made it possible to determine the causes of failures [36].

2.1 Tested pumps and their systems

Three identical single stage centrifugal pumps with double suction pipes were installed vertically in the seawater cooling system of the power plant equipped with two Diesel generator sets. Each pump was equipped with a separator and a self-priming device [37].

The demand for cooling water volume was covered by two pumps, while the third pump is the reserve one. The pumps were equipped with the shut-off valves of nominal diameter $D_n = 250$ mm, installed directly.

After switching on the signal to the pump start, the priming device and the valves were controlled automatically according to the adopted sequence. After the start, the pump operating parameters were not regulated - the pump motors kept almost constant rotational speed and the non-return and central shut-off valves were fully open.

2.2 Experimental tests

As part of a technical investigation which aimed to identify the causes of shaft fractures of considered seawater pumps, the experimental research of these pumps were conducted on site. The operational performance of the pumps was investigated in different working conditions: for individual and parallel working configurations, under the steady-state conditions and during their- transient runs (i.e. starting and stopping). The tests included, among others, measurement of the pressure in suction and discharge nozzles of the pumps measurement of the absolute radial vibration of the lower bearing housing of pumps and recording position of the non-return valve discs. Furthermore, the visual inspection of the damaged parts of pumps was carried out and the relevant photographic documentation was prepared. The tests of the transient runs of pumps were conducted in order to identify of the water hammer phenomenon and assess its intensity. This phenomenon was induced by the dynamic behavior of the non-

					<i>Приложение Б</i>	Лист
						177
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

return valves and the situation when one pump was stopped while the second one was under normal operation was of special consideration.

Pressure changes in the discharge pipe of the stopped pump, caused by decreasing of rotational speed of its impeller were overlapped by violent pressure oscillations originated from the water hammer phenomenon. The main reason for this phenomenon was a very rapid flap slamming of the non-return valve causing almost immediate cut-off- of the water flow through the pump. Pressure changes induced in this process propagated along the discharge pipe to the hydraulic system of the cooperating pump. Maximum pressure rise during the tests measured in the discharge pipe of the pump being stopped was about 0.2 MPa and in the discharge pipe of the pump being during this time in normal operation was about 0.16 MPa. It should be emphasized that during all tests made during the stops of the pumps the dynamic loads caused by pressure changes affected parts of pumps and their piping and equipment very adversely. The effects observed during these tests consisted of a very high noise level caused by slamming flaps of non-return valves and also increased vibration of pumps and pipelines. In contrary to stopping, starting of the pumps ran much more smoothly.

Additionally, the measurements of pressure pulsations on both sides of the pumps tested under steady state conditions of their operation were carried out. These tests were aimed at detecting any resonant phenomena in the flow system. Exemplary frequency spectrum of vibrations of the lower bearing housing of the pump presented for a frequency measuring range up to 5 kHz, showed the effect of strengthening the vibration component with a frequency of about 492 Hz. It was a four times of the harmonic frequency equal ca. 123 Hz that was associated with the rotation speed and the number of blades of the pump impeller. It should be noted that this dominant component and other components being multiples of a 123 Hz frequency component were not observed in the spectra of the- pressure pulsation. This fact pointed to the resonance phenomena within the construction of the pumps. During the conducted tests, in vibration signal as well as in pressure

					<i>Приложение Б</i>	Лист
						178
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

pulsation signal the cavitation effects did not become apparent. It is very likely that these effects could be recognized in the investigated cases as broad frequency bump if measurements were made at higher frequencies than 5 kHz. However, the occurrence of cavitation in tested pumps had to be considered as indisputable based on the effects of cavitation erosion of impeller and spiral cases of these pumps presented later in this paper, and based on the sound effects typical for cavitation. Further analysis of the working conditions of pumps also indicated the cavitation phenomenon in these conditions.

2.3 Description of damages of pump components

2.3.1 Shafts

Three destroyed pump shafts were inspected. Damages of these shafts were mainly as follows: fracture of the shaft at the pump impeller keyed joint section, fracture of the shaft at the coupling hub attachment section, failures of keyway walls. The frequency spectrum of pressure pulsation was identified at the discharge pipe of the pump while two Diesel generator sets were supplied by pumps. The shaft fractures at shaft-pump impeller keyed joint section occurred in all three cases under investigation. The most of cross-section area of these fractures were characteristic for fatigue failure – these parts of fracture cross-section area were smooth and they covered the major part of the shaft cross-sectional area. A much smaller area was covered by the residual fracture zone showing brittle fracture traces. This indicates high variability of stress at low average level. The shaft fractures at the coupling disc attachment section were identified in two of the analyzed cases. These fractures were of brittle nature. Such fracture is a result of exceeding the plasticity limit that takes place at an almost permanent stress. It may be assumed that these were the secondary fractures that occurred following the primary fractures located at shaft-pump impeller keyed joint section [36].

Damage to keyways was found at shaft-pump impeller joint section as well as at the coupling hub attachment section. Together with keyways the keys were also damaged. Schematic example of destruction character of the key from the

					<i>Приложение Б</i>	Лист
						179
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

coupling hub attachment section is presented. This key had visible large deformation of its side walls and fracture of brittle nature. Significant plastic deformations were found also at both sides of the key located at shaft-pump impeller joint section (transferring torque from the shaft to the impeller) that indicated high variability of the torque during pump operation.

2.3.2 Impellers and spiral cases

The pump impellers, made of silicon bronze BK331 (CuSi3Zn3Mn), showed extensive damages caused by cavitation erosion. The extent of these damages were dependent on the number of operation hours of the investigated impellers. Local perforation of the impeller blades, with initial thickness of 6 mm, confirmed high intensity of cavitation and resulted in significant weight losses of the impellers, due to cavitation erosion. The highest loss in weight reached up 23% of the initial weight of the impeller and was observed for the pump operating for 3000 h. According to the pump manufacturer, the weight of each pump impeller after fabrication and balancing was about 30.8 kg, while investigated three destroyed pump impellers had the following weights:

- 26.5 kg - after 2100 h of operation;
- 25.5 kg - after 2400 h of operation;
- 24 kg - after 3000 h of operation.

Two spiral cases of the pumps that were available for investigation were also damaged due to the cavitation phenomenon in similar way as it was observed in pump impellers. The damage area was focused on the inner surface of tongue, in the immediate vicinity of the rotating impeller blades. The inlet and outlet sections of the spiral case were free of significant signs of damage caused by cavitation erosion.

The analysis of the operating conditions of the pumps, both for their individual work with the cooling system supplying one Diesel generator set in the power plant, and for their parallel operation when two Diesel generator sets are

					<i>Приложение Б</i>	Лист
						180
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

supplied, has shown that the working parameters of these pumps were within the acceptable range [38].

The shear stresses caused by the radial forces and the normal stresses resulting from axial forces were omitted in the calculation due to their negligibly small values.

Strength calculations showed that impeller keyed joint section of the shaft was characterized by the highest stresses. This shaft cross-section is the closest to the primary fracture sections located on all three shafts under investigation. The maximum value of stress was about 172 MPa while the yield strength of shaft material (chromium-nickel Cr17Ni2 steel H17N2) was equal to 630 MPa (according to the Polish Standard PN74/H-93,004). It follows that the maximum reduced stresses in the shaft material induced by the normal operation of the pump were relatively low, accounting for about 27% of the yield strength of the material, and the safety factor related to the yield strength was about. It was assumed that for conditions with complete flow cut-off the power on the shaft of the pump was 64 kW.

According to the impeller mass loss of $\Delta m_{cr} \approx 5.6$ kg the total mass of the pump impeller was close to $m_i - cr = 25.4$ kg (the new impeller mass was approximately $m_i = 31$ kg). In this situation the resonant torsional vibration of pump rotating system had increased as a result of the pressure pulsations generated by the impeller blades. This means that even at low pressure pulsations and related small fluctuations of torque, the amplitude of the torsional vibration, at a frequency close to the resonance frequency reached very large value. It resulted in very high amplitude of stresses in the shaft material, which quickly led to shaft fracture.

All three investigated pump shafts fractured at similar cross-sections, in which, according to the analysis, the stresses reached the highest values. Additionally, those fractures were favored by the impeller mass unbalance which was the result of excessive cavitation erosion causing increase in the load exerted to the shaft. The formulated thesis had been confirmed by the cases of fractures of

					<i>Приложение Б</i>	Лист
						181
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

the investigated pump shafts that occurred as a result of significant weight loss of pump impellers (from 31 kg down to 24–26 kg) due to wear of material. These led directly to the destruction of the pump shafts, as well as the keyways and keys clearly showed that fatigue-torsional loads are responsible for the damage.

The plant owner after four accidents of shaft fractures of the studied pumps decided to replace them with new ones with similar performance parameters, but, with much better cavitation properties. This decision was due mainly to severe technical difficulties (that made this practically impossible) in changing the height settings of the originally installed pumps in order to reduce the intensity of cavitation [38].

Conclusions: On the basis of a number of studies and analyses, the main cause of fractures of the shafts of pumps installed in the cooling system of two Diesel generator sets in a coastal power plant was identified. The cause revealed was the resonance of torsional vibration of the shafts following from considerable loss of impeller mass due to excessive cavitation erosion during normal operation of the pumps. The mass imbalance of the impellers resulting from the uneven mass distribution caused by cavitation erosion could favor cracks. Detecting the cause of the pump failures in the considered cases was a difficult task which required carrying out comprehensive research and thorough analysis of various aspects of the impeller pumps operation.

2.3.3 The gerotor pumps

The gerotor pumps are much subjected to cavitate than expected, especially under particular operating conditions of the engine. Cavitation also correlates to vehicle dynamics particularly with the recent tendency to reduce the mass of oil in the sump. Therefore, the research aimed at avoiding cavitation is crucial nowadays. Consequently, this study has been firstly performed with an experimentation on the pump by monitoring the delivered oil flow-rate and the adsorbed torque on the pump shaft. An accurate analysis of the pressure oscillations in cavitation conditions, has been, also, conducted. Then, an accelerometer sensor has been

properly located to study the cavitation with a fault diagnosis system based on vibration detection.

The bench allows testing the pump working by varying the shaft speed, the oil temperature, the suction and the delivery pressure. The main measured parameters are shaft torque, oil flow rate, mean suction and delivery pressure and the instantaneous suction and delivery pressure. As expected, tests revealed the high influence of the suction pressure on the delivered oil flow rate, while no significant influence has been noted on the adsorbed torque. Furthermore, the pressure oscillations in the pump delivery are highly influenced by the suction pressure. A nonintrusive accelerometer has been installed during the experimentation on the oil pump. Since the vibration due to cavitation is the main concern of this study, the accelerometer has been mounted at the suction port in the radial direction. The investigation has been made with and without the presence of cavitation varying the pump rotation speeds. Limitations due to the detection of the on line cavitation problems by monitoring the FFT vibration spectra have been overcome by implementing an alternative method based on stochastic approach. This diagnosis method of accelerometer time seriesanalysis based on an Auto Regressive and Moving Average (ARMA) method has been used to determine the pump failure. The diagnosis results have demonstrated the ability of the proposed mathematical technique in the identification of cavitation phenomena proving that the proposed approach is a useful methodology to detect the presence of fault. The approach can predict, with good accuracy, pump failure in real time operation. In addition, a threshold vibration level in decibel scale is also fixed.

The research has demonstrated correct prediction of cavitation when pressure in a specified zone of the fluid domain falls below the saturation- pressure. Vapor bubbles form and then collapse as the pressure rises again. Many physical models for the formation and transport of vapor bubbles in the liquid are available in literature, but only few computational codes offer robust cavitation models. This is due to the difficulty to handle gas/liquid mixtures with very different densities.

					<i>Приложение Б</i>	Лист
						183
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Even small pressure variations may cause numerical instability if they are not optimally treated. It is well known that cavitation generates typically high frequent vibration from which the existence of cavitation can be recognized. Also noise phenomenon is associated to this occurrence. To ensure the safety of the pump, the vibration must be kept within acceptable limits. High level of vibration means possible mechanical or hydraulic problem. In the research panorama of vibration analysis of fault diagnosis of oil pump a great number of studies have been proposed.

For this purpose and to overcome such problem by using vibration data for real time monitoring condition an Autoregressive and Moving Average (ARMA) mathematical technique is successfully used to predict incipient faults of the pump or other problem like cavitation. The model order is not known a priori and some experiments with different orders are required before the right order can be selected for the given finite record of signal of length N samples. In the ARMA modelling process, the goal is to determine the order of the ARMA model. In a way, this modeling means finding a transfer function representation, that is, the order and the coefficients of the denominator–numerator polynomials. However, the parameters cannot be found without knowing the order of the numerator and denominator. In most cases, the user assumes the order and then the parameters are estimated according to [36].

This order selection model is fundamental because the value of residual squared error is influenced by order selection so an appropriate number of orders is fundamental to avoid non confident fault diagnosis. Then, the m n order pair that yields the lowest value of the selected criterion is chosen as the true model order the error variances are used to compute the model order on the signals to carry out information possible fault of the system. Once the right order selection is obtained, the best model is used to evaluate the vibrational signals acquired during the experimental test and to detect if cavitation is present by using the right threshold level. In order to use a proper- threshold the vibration standard deviation coming

from the mathematical approach have been reported in vibration level and expressed in dB. So that the threshold can be easily applied.

2.4 Experimental layout for vibration measurement.

Pressure signal (bar) in time domain in downstream chamber of the test system. By viewing vibration signal vs. time in a limited time trace. Obviously, by monitoring the vibration in time domain is very difficult to understand when a disturbing occurs. A simple way to study the pump behavior is to perform a FFT (Fast Fourier Transform) analysis of the acceleration time history and comparing spectra between the abnormal operation and the normal one to identify possible changes in the spectrum failures. In order to draw up a careful analysis of the pump and to define safe operational levels of vibration the FFT analysis, in all operating conditions in presence and in absence of cavitation, has been performed on the vibration and pressure in downstream signals, as well. The pressure spectrum in downstream the pump in presence and absence of cavitation at 40 rpm shaft speed, is reported. The pressure spectrum downstream the pump at 40 rpm- in the two operations is: no cavitation (blue curve) and cavitation (red curve). The fundamental frequency at 600 Hz is evident in the two conditions and as well as its harmonics. The frequency 600 Hz represents the mesh frequency as the rate at which tooth pairs contact as they pass through mesh, expressed in Hertz.

Vibration measurements for all test conditions are undertaken and their spectra are also visualized. Vibration measurements are carried out for a sample frequency of 102,400 Hz and spectra (by using FFT analysis with hanning window) and plotted for a frequency range up to 51, 200 Hz with a bandwidth resolution of 1. 25 Hz with a cut off frequency of 51, 200 Hz in order to well visualize the cavitation problem associated to high frequency with high intensity of vibration level. The setting of experimental layout allows detecting with high resolution the BPF (Blade Passing Frequency) and its harmonics [39].

As an example, vibration spectra at 40 rpm of shaft speed in cavitation condition in a zoomed frequency region up to 40 Hz and in all investigated

frequency range up to 51, 200 Hz, are reported. It is apparent, by viewing the spectra, the presence of fundamental frequency that occurs at 66.67 Hz for this rpm speed (f rg) and the mesh frequency occurring at 600 Hz and their harmonics. The ninth harmonic (600 Hz) which corresponds to the impeller vane pass frequency harmonics (corresponding to the 9 teeth of the internal gear) also presents high amplitude. In all investigated frequency range, the frequency region where the vibration signal shows a high amplitude up to 10 KHz corresponding to the cavitation effect is evident. The comparison of vibration spectra in all investigated speed conditions are also reported.

The vibration spectra at 20 to 50 rpm in cavitation and non-cavitation condition are identified. From the spectra, it is apparent that the occurrence of cavitation in vibration spectra exhibits high energy signals at high frequencies from 10 Hz to 10. 0 Hz. By viewing the spectra, it is possible to note not only fundamental frequency, but also multiple frequencies and some random noise. The comparison of the spectra also highlights that the vibration signals in non-cavitation operation of the pump are lower in amplitude and have predominantly lower frequency components. Another important observation is due: the signals of the sensor in cavitation condition are relatively richer in frequency components compared to those in non-cavitation operation. It is apparent that in the case of cavitation, the pump is filled with liquid and some vapor bubbles (compressible fluid). The rotation of blades disturbs both the liquid and vapor, due to the compressibility of the vapor bubbles, the effect of disturbance is amplified and results is evident in higher levels of vibration exciting the structure resonances of the pump. The results shown up to now and carried out by using the FFT transformation on the vibration time signals have highlighted that the frequency domain analysis method of FFT can effectively transform time domain signal, which results in less information, lower signal to noise ratio and difficult to identify and analyze into frequency domain signal for analysis in diaphragm pump vibration fault detection. Such kind of analysis by using FFT transformation is not

valid as prediction tool for pump cavitation because it is very difficult to monitor in real time operation and or on-board any discrete frequency.

Since a proper ARMA (n,m) model should realize the lowest variance with the minimum number of parameters, the AR and MA orders reaching the lowest AIC level must be searched. In particular, the order selection is performed as follows: The ranges of the ARMA model orders to be considered are selected (e.g. $1 \leq n \leq n_{max}$ and $1 \leq m \leq m_{max}$); in this case $n_{max} = 10$ $m_{max} = 10$. For each order pair (n, m), the coefficients of the ARMA model, are then estimated. Based on the selected AIC criterion, the prediction error variance is calculated for each pair. Finally, the (n, m) order pair that yields the lowest value of the selected criterion is chosen as the optimal pair. For this purpose, a Matlab TM routine is, then, in house developed in order to identify the best model order. The method has been applied to a complete time series, involving more than 800 cycles in a single operating condition (1000 rpm). Initially, by increasing both n and m, the AIC index rapidly reduces, while further increases in both orders only imply negligible improvements. The minimum AIC value is reached at the values: $n = 4$ and $m = 8$, which hence represents the proper orders to be selected. Once set up, the ARMA [4,8] model is applied to all investigated operating conditions also in presence of fault condition. The noise variance values of the damage feature probability densities were used to statistically measure the amount of the deviations in the extracted damage features with respect to the healthy condition of the pump. To achieve this goal, noise variance values were calculated by using Eq. 3 for the sensor location at different damage conditions of the pump. A complete picture of the model outcomes is given at each investigated shaft speed, the cycle-by-cycle noise variance levels resulting from the processing of each individual cycle in non cavitation operation pump mode, similarly, the same behavior in non-conventional operation (cavitation condition). Due to the presence of background fluctuations at high speeds, a linearly increasing acceleration level is seen. Its slope at different speeds cannot be fully rigorous and mainly comes out from the analysis of some individual cycles exhibiting high noise variance peaks.

					<i>Приложение Б</i>	Лист
						187
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Cycle-by-cycle noise variance for all investigated engine speeds shows no cavitation which excites the vibrating structure. Although a certain amount of noise is to be expected from such kind of pump, unusually high noise levels (in excess of 120 dB) or particularly high frequencies can be an early indicator of potential mechanical failures or vibration problems in pumps. The occurrence of significant noise levels indicates that sufficient energy exists to be a potential cause of vibrations and possible damage to the pump. It is apparent that by fixing the threshold level of 120 dB as the threshold risk level for human hearing, the overall vibration level achieved in, in a nonconventional pump operation, shows a trend above the level confirming that the pump is operated in a fault condition for all the analyzed cycles and for the all considered shaft speeds. The presented results demonstrate the feasibility of applying vibration-based cavitation detection technique to the pump under investigation. The application of the time series-based ARMA model algorithm on vibration signals and the use of the noise level-vibration in dB allows using a constant threshold level in all operation condition by defining the human perception level as overall limit above which fault diagnosis of the pump can clearly be recognized. In this way, by using a nonintrusive accelerometer and by applying such time based technique on the vibrational signals avoiding the problem due to the recognition of the vibration signatures in frequency range of the pump, very accurate results in identifying possible pump damage and fault operation condition can be obtained [37].

Conclusion and remarks: The presented research is focused on the development of the methodology to predict cavitation in Gerotor pumps used in lubrication circuits of internal combustion engines. Cavitating and no cavitating conditions have been induced varying the diameter for the suction duct of the pump with different calibrated orifices. Without restriction, the complete absence of cavitation was demonstrated. Then, by reducing the diameter with calibrated orifices, the effects of cavitation have been detected. Comparison of the (Q, rpm) curves at the same delivery pressure has been demonstrated a clear reduction of the pump efficiency, in particular with the smaller orifice (3 mm) the flow-rate

					Приложение Б	Лист
						188
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

becomes almost constant with rpm. However, the reduction of the efficiency with the reduction of the inlet diameter has no effect on the torque request by the pump. The experimental characterization has allowed comparing the pressure ripple by changing the diameter of the calibrated orifices. The amplitude of the ripples increases from the no cavitating orifice (15 mm) to the orifice of 3 mm, this is also another important effect due to cavitation.

An overall understanding of cavitation induced vibration characteristic is firstly carried out by using a FFT analysis leading to improvement of detecting and controlling cavitation in the pump under investigation. More in detail, after a deep experimental campaign by acquiring the vibration and as well as suction and discharge pressures in all investigated speeds and pump operation conditions, two kind of approach analyses, are presented. Firstly, a FFT analysis of the vibration signals is presented. The results demonstrate the difficulty in identifying cavitation presence by monitoring vibration energy and in particular in defining a proper threshold level. To this aim, a different approach is here proposed. An ARMA model is, for this purpose, properly designed to predict if pump is working in cavitation condition. The use of the ARMA mathematical implementation on such problem- has demonstrated the higher resolution achievable over the FFT technique especially with a smaller sampling rate. Of course, as in any process of stochastic mathematical procedure the order is not known a priori and has to be determined via order selection criteria. In this study, it has been shown clearly how the true order can be accurately determined in the way as larger orders are less preferable. Once, the right numbers of parameters were selected the ARMA model was then applied to the all investigated pump conditions. In particular, the noise variance values of the damage feature probability densities were used to statistically measure the amount of the deviations in the extracted damage features with respect to the healthy condition of the pump. The results, as expected, have demonstrated that the noise variance strongly depends on the shaft speeds and for this reason a non-constant threshold can be selected. For this reason and to fix a priori a constant threshold level for the noise variance of the vibrational signals

					<i>Приложение Б</i>	Лист
						189
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

also in view of pump on-line monitoring, the reference vibration acceleration levels were expressed in decibel (dB)- by fixing the threshold level of 120 dB as the threshold risk level for human hearing. In this way by defining the human perception level as overall limit above which fault diagnosis of the pump can clearly be recognized overcomes the problem of choosing a constant threshold limit of pump operation by monitoring on line vibration data. The presented results demonstrate the feasibility of applying vibration-based cavitation detection technique to the pump under investigation and promising results have been obtained from the experiments.

2.5 The development of non-invasive methods of monitoring

Maintenance and repair of pumping units require a lot of high material costs and time. Therefore, control of vibration and parametric characteristics of pumping units in real time allows identifying defect of pumping units at an early stage. The monitoring of a rotating machine state is efficient, but often it is a difficult and labour-intensive task for maintenance crew to troubleshoot the machine and vibration analysis is a method used for monitoring the machine state.

Measured signals are usually fed into filters or signal decomposers to extract useful features to assist making identification in state monitoring or fault diagnosis. However, what is routinely ignored is that an experienced expert can realize what is happening just by watching the signals presented on the oscilloscope even without- the analyzing report. Vibration-based condition monitoring is an important approach to ensure the reliability of industrial machines. Semi-supervised vibration-based classification and condition monitoring of the reciprocating compressors installed in refrigeration appliances was proposed in paper. The use of wireless sensor networks (WSN) for monitoring of rotating machinery is constantly growing. A process monitoring system which is integrated with virtual machining for a more accurate diagnosis of machining operation without the need for test machining was proposed in article [38].

					<i>Приложение Б</i>	Лист
						190
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

On-shaft vibration (OSV) measurement has been proposed in study using a tiny Micro Electro Mechanical Systems (MEMS) accelerometer with a wireless node for the data transmission to the computer and the approach was expected to reduce the number of sensors used currently and may also contain enriched vibration information about the shaft which may ease the fault diagnosis process. The research presented an approach for machine vibration analysis and health monitoring combining blind source separation (BSS) and change detection in source signals where the problem is transferred from the original space of the measurements to the space of independent sources, which leads to the reduced number of components is going to simplify the monitoring problem while the change detection methods are going to be applied for scalar signals. A large vibration data set makes the diagnosis process complex generally for a large rotating machine supported through a number of bearing pedestals. The Doppler-frequency shift of a laser beam was used in the research to monitor flexural and torsional vibration of the main axle in a numerically controlled machining tool. Development of a system for machine condition monitoring system requires reliable machining data that can reflect machining processes. The research describes an automatic feature construction method which can reveal the inherent relationship between the input vibration signals and the output machining states, including idling moving, stable cutting and chatter, using a reasonable and mathematical way. Since the analyzing of the vibration signals could be highly tedious and nonlinear task, the soft computing method (ANFIS – Adaptive Neuro-Fuzzy Inference System) is applied. The soft computing methodology is based on the acquired input/output data pairs. Therefore, there is no need to know internal knowledge of the system behavior. The basic design idea is to create a measurement and data collection system for vibration monitoring in which the data analyses and decision-making are based on soft computing method. Hydrostatic vibrations of centrifugal pumps are the result of vortex arisen in liquid stream, flow heterogeneousness, turbulent pulsation of speed and pressure, and cavitation phenomenon. Vortexes are generated during the liquid run through circulation

					<i>Приложение Б</i>	Лист
						191
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

channels because of stream segregation from channel surface, hydrodynamic trail and liquid loss through gaps and sealants. Unstable flows with relative high gradation of pressure are noticed at a point where vortexes segregate from streamed object's surface. Intensity of vibrations, caused by vortex sources, is proportional to the sixth grade of stream line peripheral speed. In numerous cases at centrifugal pumps, turbulent pulsations are also generated together with vortexes. Their mutual activity causes vibrations of pump walls. Field of speed and pressure of liquid flow after the stream line is heterogeneous and non-stationary, causing the pulsation of flow hydrodynamic force on impeller and volute tongue. There are also pulsations- of flow hydrodynamic force because of flow heterogeneousness after entry directional apparatus. Vibrations generated flow heterogeneousness can be avoided by proper selection of radial gap between impeller blade and volute tongue. At centrifugal pumps the flow heterogeneousness produces the highest level of vibrations after the impeller, with its frequency being equal to the BPF. The intensity of these vibrations is proportional to the sixth grade of stream line peripheral speed and does not depend on a pump and casing construction [38-39].

					<i>Приложение Б</i>	Лист
						192
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		