

Министерство образования и науки
Донецкой Народной Республики

Государственная организация высшего профессионального образования
«ДОНЕЦКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ ЭКОНОМИКИ И
ТОРГОВЛИ ИМЕНИ МИХАИЛА ТУГАН-БАРАНОВСКОГО»

На правах рукописи

ПУНДИК МИХАИЛ АЛЕКСАНДРОВИЧ

**ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ ВИНТОВЫХ КОМПРЕССОРОВ
ОХЛАЖДАЮЩИХ УСТАНОВОК ПИЩЕВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ**

Специальность 05.18.12 – процессы и аппараты пищевых производств

Диссертация
на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:
кандидат технических наук, доцент
Карнаух Виктория Викторовна

ДОНЕЦК – 2022

СОДЕРЖАНИЕ

ПЕРЕЧЕНЬ УСЛОВНЫХ СОКРАЩЕНИЙ	5
ВВЕДЕНИЕ	6
РАЗДЕЛ 1. АНАЛИТИЧЕСКИЙ ОБЗОР КОМПРЕССОРНЫХ АГРЕГАТОВ ПРЕДПРИЯТИЙ ПИЩЕВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ И ПУТЕЙ ПОВЫШЕНИЯ ИХ БЕЗОТКАЗНОСТИ	11
1.1. Конструкция и принцип работы вертикальных герметичных винтовых компрессоров в пищевой промышленности	11
1.2. Анализ отказов компрессорно-конденсаторных агрегатов пищевой промышленности	16
1.2.1. Повышение давления конденсации	16
1.2.2. Перезаправка холодильного модуля хладагентом	18
1.2.3. Недозаправка холодильного модуля хладагентом	19
1.2.4. Нарушение режима работы терморегулирующего вентиля	20
1.2.5. Механические повреждения компрессорно-конденсаторных агрегатов	21
1.3. Обзор методов технической диагностики компрессорно-конденсаторных агрегатов	26
1.3.1. Теплофизический метод технической диагностики компрессорно-конденсаторных агрегатов	30
1.3.2. Вибрационный метод технической диагностики механической части компрессорно-конденсаторных агрегатов	35
1.4. Постановка задач исследования	46
Выводы по разделу 1	50
РАЗДЕЛ 2. ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ РАННЕГО ДИАГНОСТИРОВАНИЯ НА ОСНОВЕ ЛОГИКО-ВЕРОЯТНОСТНЫХ МОДЕЛЕЙ	51
2.1. Построение диагностических матриц и сценариев развития повреждений компрессорно-конденсаторных агрегатов	52

2.2.	Логико-вероятностная модель влияния изменения технического состояния основных узлов на работу компрессорно-конденсаторных агрегатов	65
2.3.	Вероятностная оценка отказов в работе механической части компрессорно-конденсаторных агрегатов	73
	Выводы по разделу 2	85
РАЗДЕЛ 3. АППАРАТУРНОЕ И МЕТОДИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ		86
3.1.	Описание экспериментального стенда для определения влияния компрессорного масла на вибрационный сигнал	86
3.2.	Методико – аппаратное обеспечение исследований влияния компрессорного масла на вибрационный сигнал	88
3.3.	Методика обработки экспериментальных данных	91
3.4.	Программные продукты и компьютерные технологии используемые при проведении исследований	94
	Выводы по разделу 3	94
РАЗДЕЛ 4. ВЛИЯНИЕ КОМПРЕССОРНОГО МАСЛА НА ВИБРАЦИОННУЮ КАРТИНУ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ КОМПРЕССОРНО-КОНДЕНСАТОРНОГО АГРЕГАТА		96
4.1.	Вибрационные и тепловые параметры работы герметичного вертикального винтового компрессора	96
4.2.	Влияние трехфакторного параметра на функцию отклика виброускорения $u_{\text{вых}}$	110
4.3.	Влияние однофакторного параметра на функцию отклика виброускорения $u_{\text{вх}}$	117
4.4.	Результаты значений затухания вибрационного сигнала при влиянии трехфакторного параметра	121
	Выводы по разделу 4	126

РАЗДЕЛ 5. ПРАКТИЧЕСКАЯ РЕАЛИЗАЦИЯ РЕЗУЛЬТАТОВ ИССЛЕ-	
ДОВАНИЯ	127
Выводы по разделу 5	133
ВЫВОДЫ	134
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	136
ПРИЛОЖЕНИЯ	161

ПЕРЕЧЕНЬ УСЛОВНЫХ СОКРАЩЕНИЙ

ТС – техническое состояние

ТД – техническая диагностика

ВАХ – виброакустические характеристики

ТСО – техническое состояние объекта

СКЗ – среднеквадратическое значение

ВБР – вероятность безотказной работы

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы. Компрессорно-конденсаторные агрегаты различных фирм широко применяются в таких пищевых отраслях как: хлебобулочной, пивоваренной, мясной, а также находят применение и в отдельных линиях замораживания и хранения продуктов питания.

По данным международной аналитической компании BSRIA, мировой рынок компрессоров оценивается в 8,4 млрд долларов США. Рассматривая этот рынок и классифицируя по типам, отмечается, что на центробежные компрессора, приходится 2,0 млрд. долларов США, на поршневые, винтовые и спиральные компрессора – 5,4 млрд. долларов США. Изучая рынок компрессоров Российской Федерации, специалисты BISRIA сделали вывод, что в 2018 г., продажи компрессоров достигли 3350 единиц, из них 75% - это винтовые машины мощностью от 500 до 1500 кВт.

Явление выхода из строя и отказ работы винтовых компрессоров, вызывает длительный простой оборудования или линии в целом, что приводит к значительным экономическим затратам. Несмотря на то, что в литературе предложены различные модели повышения надежности и долговечности отдельных элементов, на сегодняшний день задача повышения безотказности винтовых компрессоров на основе комплекса вибрационных параметров не имеет окончательного решения. Высокие требования, предъявляемые к надёжности системы в настоящее время, определяют актуальность представленной работы.

Связь работы с научными программами, планами, темами.

Работа содержит результаты исследований, выполненных автором в государственной бюджетной тематике НИР ГО ВПО «ДонНУЭТ» Д-2016-11 «Повышение надежности, безопасности и энергетической эффективности бытового и торгового холодильного оборудования», хоздоговорной НИР «Использование инновационных методов моделирования при проектировании современных бытовых холодильных приборов».

Цель и задачи исследования. Цель работы заключается в предотвращении внезапных отказов в работе компрессорно-конденсаторного агрегата линий охла-

ждений на предприятиях пищевых производств за счет комплексного подхода к оценке фактического технического состояния методом ранней технической диагностики. Для достижения этой цели необходимо реализовать следующие *основные задачи*:

1. Проанализировать конструкционные особенности винтовых компрессоров и выявить основные причины появления внезапных отказов; определить виды износа механической части компрессорно-конденсаторного агрегата и разработать диагностические матрицы сценария развития повреждений.
2. Определить зависимость вероятности безотказной работы компрессорно-конденсаторного агрегата от комплекса технического состояния его основных узлов.
3. Определить функциональную зависимость сочетательного влияния температуры масла, частотного диапазона и расстояния, пройденного вибрационным сигналом через масляный слой на затухание среднеквадратичного значения виброускорения.
4. Разработать предложения по совершенствованию надежности и безотказности компрессорно-конденсаторных агрегатов на раннем этапе развития повреждений.
5. Внедрить результаты исследований в учебный процесс, на предприятиях пищевой промышленности и общественно-административных зданиях, использующих винтовые компрессоры.

Объектом исследований является компрессорно-конденсаторный агрегат охлаждающих установок предприятий пищевой промышленности.

Предмет исследования – виброакустические и тепловые характеристики компрессорно-конденсаторного агрегата.

Методы исследования:

- теоретические методы: анализ информационных источников в области надежности и диагностики роторных машин различных мощностей, методы математического моделирования.

- экспериментальные методы: технический метод определения вибрационного сигнала механической части в момент его начальной стадии повреждения для преждевременных ремонтных воздействий; методы математической статистики для обработки и моделирования результатов внезапных отказов механической части компрессорно-конденсаторного агрегата; метод планирования эксперимента.

Научная новизна полученных результатов заключается в установлении последовательности проведения технической диагностики компрессорно-конденсаторных агрегатов на раннем этапе развития неисправности.

1. Обоснована перспективность использования комплексного метода технического диагностирования по тепловым и вибрационным параметрам для предотвращения внезапных отказов компрессорно-конденсаторной системы.

2. Впервые установлена комплексная зависимость вероятности безотказной работы компрессорно-конденсаторного агрегата от технического состояния его основных узлов.

3. Разработан метод раннего диагностирования электромеханической и тепловой системы компрессорно-конденсаторного агрегата по комплексу диагностических параметров.

4. Получена функциональная зависимость сочетательного влияния температуры масла, частотного диапазона и расстояния, пройденного вибрационным сигналом через масляный слой на среднеквадратическое значение виброускорения подшипникового узла компрессорно-конденсаторного агрегата.

Практическое значение полученных результатов:

1. Разработана методика оценки технического состояния компрессорно-конденсаторных агрегатов на ранних этапах развития повреждений механической части.

2. Разработан алгоритм определения вибрационных характеристик компрессорно-конденсаторного агрегата и оценка его технического состояния.

3. Разработаны предложения по определению контрольно-диагностирующих точек технического состояния подшипникового узла для вертикального герметичного винтового компрессора.

Личный вклад автора заключается в анализе состояния проблемы, обосновании и формировании темы диссертации, выборе направления и разработке методики исследований, установлении комплексной зависимости вероятности безотказной работы основных узлов компрессорно-конденсаторного агрегата, математической обработке зависимостей изменения температурных и вибрационных характеристик, формулировании выводов.

Апробация результатов диссертации.

Основные результаты по теме диссертационной работы докладывались на Республиканской научно-практической интернет-конференции «Энергоэффективные и ресурсосберегающие технологии и оборудование пищевой промышленности и теплохладотехники», 30-31 мая 2016 г., г. Донецк ГО ВПО «ДонНУЭТ»; II Международной научно-практической конференции «Экологическая ситуация в Донецком регионе: проблемы безопасности и рекультивации поврежденных территорий для их экономического возрождения», 16-17 мая 2017 г., г. Донецк ГО ВПО «ДонНУЭТ»; «Совершенствование, повышение надежности и эффективности холодильной техники», 14 марта 2017 г., г. Донецк ГО ВПО «ДонНУЭТ»; II Международной научно-практической конференции «Современные процессы в пищевых производствах и инновационные технологии обеспечения качества пищевых продуктов», 2018 г., г. Донецк ГО ВПО «ДонНУЭТ»; «Современные системы тепло- и хладотехники», 20 марта 2018 г., г. Донецк ГО ВПО «ДонНУЭТ»; «Научно-методической конференции научно-педагогических работников Университета», 16 апреля 2019 г., г. Донецк ГО ВПО «ДонНУЭТ»; Научной конференции преподавателей и аспирантов Университета по итогам Научно-исследовательской работы за 2018 год «Техника и технология 21 века», 4 апреля 2019 г., г. Донецк ГО ВПО «ДонНУЭТ»; Научной конференции преподавателей и аспирантов Университета по итогам Научно-исследовательской работы за 2018 год «Совершенствование, повышение надежности и эффективности холодильной техники», 4 ап-

реля 2019 г., г. Донецк ГО ВПО «ДонНУЭТ»; Симпозиуме, посвященном 50-летию кафедры холодильной и торговой техники имени Осокина В.В. и 20-летию Учебно-научно-производственного комплекса «Совершенствование надежности и эффективности холодильной техники», 18-19 апреля 2019 г., г. Донецк ГО ВПО «ДонНУЭТ»; IV Международная научно-практическая конференция «Современные процессы в пищевых производствах и инновационные технологии обеспечения качества пищевых продуктов», посвященная 100-летию Донецкого национального университета экономики и торговли имени Михаила Туган-Барановского, 23-27 января 2020 г., г. Сочи; Международная научно-техническая конференция «Доктрина продовольственной безопасности России: холодильные технологии, как основа хранения сельскохозяйственной продукции», 29 июня, 2020 г, г. Москва Московский государственный университет технологий и управления им. К.Г. Разумовского; II Национальная научно-практическая конференция с международным участием «Актуальные проблемы техники, технологии и образования», 2021 г., г. Сочи; V Международная научно-практическая конференция «Современные процессы в пищевых производствах и инновационные технологии обеспечения качества пищевых производств», 2021 г., г. Сочи; II Международная научно-практическая конференция «Современные тенденции интеграции науки. Образования и народного хозяйства», 2021 г., г. Сочи.

По теме диссертации опубликовано 11 научных труда, в том числе 6 статей в профильных изданиях, 2 статьи в научных журналах и сборниках трудов конференций.

РАЗДЕЛ 1.

АНАЛИТИЧЕСКИЙ ОБЗОР КОМПРЕССОРНЫХ АГРЕГАТОВ ПРЕДПРИЯТИЙ ПИЩЕВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ И ПУТЕЙ ПОВЫШЕНИЯ ИХ БЕЗОТКАЗНОСТИ

1.1. Конструкция и принцип работы вертикальных герметичных винтовых компрессоров в пищевой промышленности

Пищевая промышленность – это группа промышленных отраслей, производящих пищевые продукты в готовом или полуфабрикатном виде, а также напитки прочие изделия. В структуру пищевой промышленности входит: мясная, рыбная, переработка и хранение фруктов и овощей, масложировая, молочная, мукомольная, хлебобулочная, кондитерская промышленность и др.

На основе литературного анализа определено, что компрессорные агрегаты широко применимы в таких пищевых отраслях как: хлебобулочной, пивоваренной и мясной [85,88,75].

Компрессорные агрегаты в пищевой промышленности также применимы и в отдельных линиях замораживания или хранения продуктов питания [89,95,22].

Донецкой Народной Республике компрессорное оборудование применяется на таких предприятиях пищевой промышленности как: ПАО «Винтер», ООО «Донецкий комбинат замороженных продуктов», ТМ «Геркулес».

ПАО «Винтер» применяет винтовые компрессорные агрегаты в технологической схеме производства мороженого. Машинно-аппаратурная схема линии производства мороженого представлена на рисунке 1.1.

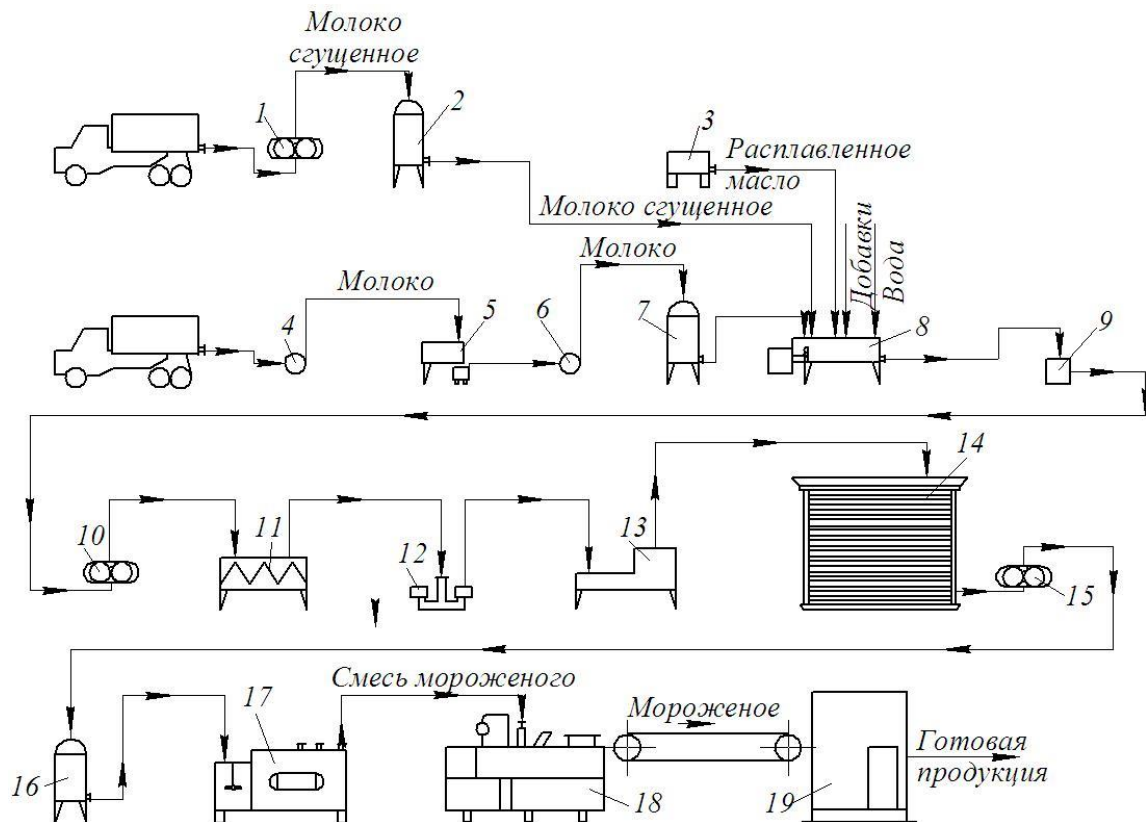


Рисунок 1.1 – Машинно-аппаратурная схема линии производства мороженого

1,4,6,10,15 - перекачивающий насос; 2,7 – резервуар; 3 – маслоплавитель; 5 – весы; 8 - смесительная ванна; 9,12 – цилиндрический фильтр; 11 – пастеризатор; 13 – гомогенизатор; 14 – оросительный охладитель; 16 – теплоизолированный резервуар; 17 – фризер; 18 – фасовочная машина; 19 – скороморозильный аппарат.

Оросительный охладитель и скороморозильный аппарат в данной схеме являются холодильными модулями, предназначенными для охлаждения продукта, до определенно заданных температур.

Холодильный модуль состоит из конденсаторного агрегата, компрессорного блока, манометров высокого и низкого давления, ресивера, фильтра осушителя, терморегулирующего вентиля и трубопровода [134].

По данным международной аналитической компании BSRIA, мировой рынок компрессоров оценивается в 8,4 млрд долларов США. Рассматривая этот рынок и классифицируя по типам, отмечаем, что на центробежные компрессора

приходится 2,0 млрд. долларов США, на поршневые, винтовые и спиральные чиллеры – 5,4 млрд. долларов США. Изучая рынок компрессоров Российской Федерации, специалисты BISRIA сделали вывод, что в 2018 г., продажи компрессоров достигли 3350 единиц, из них 75% - это винтовые машины мощностью от 500 до 1500 кВт [153,113].

Задача повышения надежности и долговечности холодильного модуля пищевой промышленности, решается созданием принципиально новых моделей компрессорных агрегатов [117].

Применение герметичных вертикальных винтовых компрессоров позволяет, за счет своей конструктивной особенности, полностью отделить компрессорное масло от парогазовой смеси в рабочем объеме сжатия. Кроме того, данная конструкция обеспечивает более точную отцентровку винтовой пары в процессе сборки агрегата [105].

Герметичный вертикальный винтовой компрессор схематически представлен на рисунке 1.1.

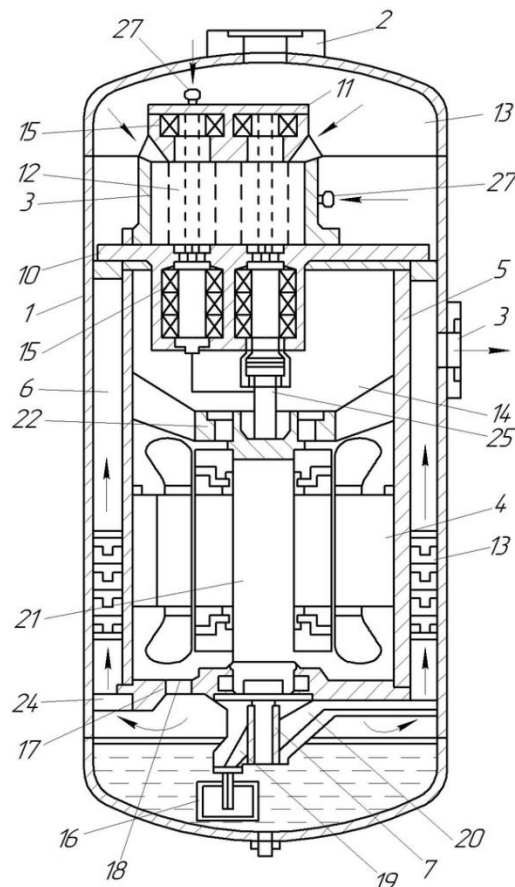


Рисунок 1.1 – Герметичный вертикальный винтовой компрессор

Герметичный вертикальный винтовой компрессор, изображенный на рисунке 1.1, содержит герметичный корпус 1 с окнами 2 и 3 всасывания и нагнетания, встроенный на стороне нагнетания электродвигатель 4 с кожухом 5, установленным с зазором 6 относительно корпуса 1, маслосос 7 и закрепленный в герметичный корпус винтовой компрессор 8. Винтовой компрессор содержит разъемный корпус 9 с фланцами 10 и 11 и роторами 12. Роторы установлены на опорах, выполненных в виде опорных подшипников 15 и упорных подшипников 16, которые размещены в нижней части. Полость нагнетания 14 снабжена проставкой 17, в которой выполнены нагнетательный канал 18, канал подвода 19 и канал отвода масла 20.

Компрессорный агрегат также содержит устройство для плавного регулирования производительности, газовый фильтр, фильтр тонкой очистки масла, предохранительные и регулирующие клапаны, запорную арматуру и электрический клеммник.

Герметичный вертикальный винтовой компрессор работает следующим образом: крутящий момент от вала ротора электродвигателя к ведущему ротору компрессора передается посредством промежуточного вала, соединяющего зубчатые полумуфты компрессора и электродвигателя. Данная конструкция позволяет обеспечить компенсацию перекосов осей и предотвратить смещение осей ведущего ротора и вала электродвигателя. Масло подается в компрессор через штуцеры. Газомасляная смесь проходит через щели между статором электродвигателя и кожухом, а также частично через зазор между ротором. Окончательно масло отделяется в пакете сеток маслоотделителя. Масло сливается в нижнюю часть герметичного корпуса и маслососом по каналам удаляется из герметичного корпуса.

Несвоевременное проведение технического обслуживания холодильных модулей предприятий пищевой промышленности приводит к длительному простоя оборудования, а также к значительным экономическим затратам.

Безотказность компрессорно-конденсаторного агрегата – это свойство системы непрерывно сохранять в течении заданного времени работоспособность или некоторые наработки [154].

В начале XXI века разрабатывается группа стандартов [44-46,48-49] по оценке рисков и надёжности технологического оборудования. Анализ объекта или системы, предлагается рассматривать в аспектах качественного и количественного анализа. Для этого используют статистическую информацию о надёжности элементов без привлечения сведений о физических свойствах материала, деталей и соединений, о внешних нагрузках и воздействиях, о механизмах взаимодействия между элементами. Исходную информацию представляют в виде известных значений вероятности безотказной работы элементов или интенсивности отказов [52].

Качественный анализ позволяет определить: режимы неисправностей системы и компонентов, причины и последствия отказов; определить механизм деградации, который может привести к отказу; выполнить анализ ремонтпригодности с учетом времени и метода восстановления; определить адекватность методов диагностики неисправностей; выполнить анализ возможностей предотвращения неисправностей; определить стратегии технического обслуживания и ремонта [124].

Количественный анализ позволяет: разработать модели надежности; определить необходимые числовые данные и выполнить анализ критичности видов повреждений и отказов [148]. Методы анализа надежности, используемые для решения общих задач, включают: прогнозирование интенсивности отказов; анализ дерева неисправностей; анализ Парето; анализ дерева событий; анализ структурной схемы надежности; марковский процесс; анализ сети Петри; анализ режимов и последствий (критичности) отказов; исследование HAZOP; анализ прочности и напряжений; статические методы надежности [36].

Для описания случайного характера возникновения отказов в процессе эксплуатации изделий используют вероятностно-статистические методы [129]. Наиболее распространенными являются модели отказов, основанные на распре-

делении случайных величин. Основными видами распределения наработок изделия до отказа являются: экспоненциальное, Вейбулла, гамма, логарифмически-нормальное, нормальное. ГОСТ Р 27.004 – 2009, содержащий требования к вероятностным моделям отказов, распространяется на изделия любых видов техники, для которых решают задачи прогнозирования безотказности и обработки статистических данных об отказах на различных стадиях жизненного цикла. Стандарт устанавливает модели отказов невосстанавливаемых и восстанавливаемых изделий с простым техническим обслуживанием и ремонтом, проводимым на месте эксплуатации данных изделий. Но стандарт не распространяется на сложные восстанавливаемые системы, безотказность которых существенно связана с чередованием режимов функционирования, разнообразием способов их технического обслуживания и ремонта.

1.2. Анализ отказов компрессорно-конденсаторных агрегатов пищевой промышленности

Повышение безотказности компрессорно-конденсаторных агрегатов базируется на изучении изменения исходного технического состояния объекта до момента его повреждения, на его раннем этапе развития [110]. С этой целью изучается, распределение хода отказов во времени, причины отказов, предупреждение отказов и их дальнейшее последствие.

Исследуя реальный холодильный цикл путем измерения параметров в определенных точках холодильной машины, можно оценить отклонения $\lg P-i$ диаграммы от нормы и, исходя из этого, определить характер неисправности холодильной машины [98,14].

1.2.1. Повышение давления конденсации

Причинами повышения давления конденсации холодильного агента могут быть: наличие воздуха или недоконденсируемых газов в замкнутом контуре холо-

дильной машины, недостаточная площадь теплопередающей поверхности конденсатора, избыточная заправка холодильной машины холодильным агентом, наличие жидкости в конденсаторе, загрязнение поверхности конденсатора, недостаточная мощность или неисправность электродвигателя вентилятора, повышенная температура окружающего воздуха, регулятор давления конденсации настроен на слишком высокое давление, нарушение герметичности сильфон регулятора давления [80].

Визуально повышение давление конденсации, в следствии загрязнения поверхности конденсатора, на lgP-i диаграммах выглядит следующим образом (рисунок 1.2).

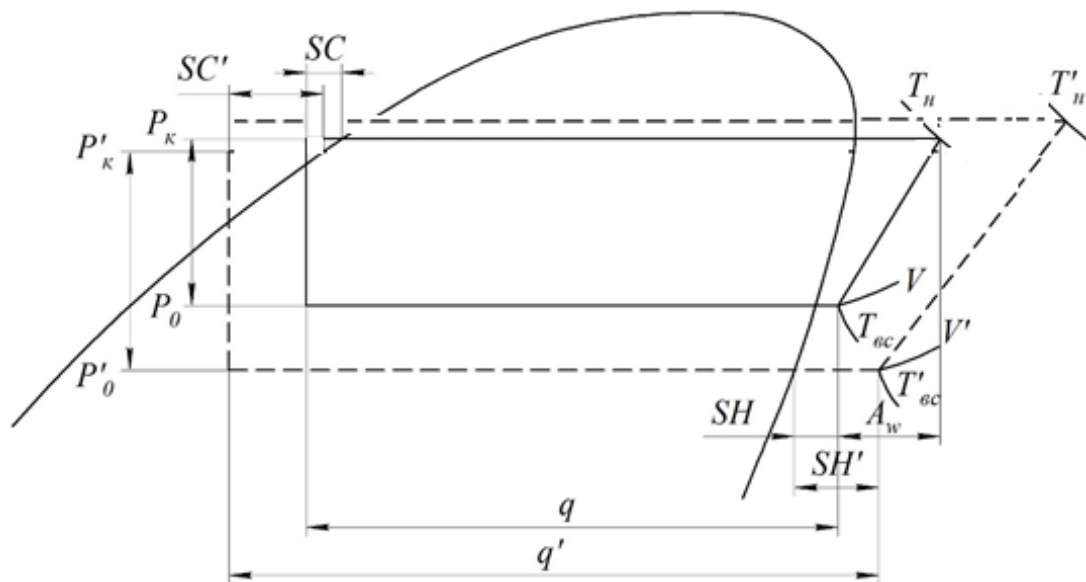


Рисунок 1.2 – Цикл работы холодильной машины в lgP-i диаграмме при нарушении процесса теплоотдачи в конденсаторном аппарате

Анализируя ее цикл в lgP-i диаграмме, к характерным отклонениям в работе холодильной машины можно отнести незначительное снижение температуры конденсации паров холодильного агента, повышение температуры всасывания паров холодильного агента, в следствии чего температура в рабочей зоне компрессора значительно возрастает. Повышение температуры сжатия приводит к перегреву масляной пленки между винтовой парой и перегреву компрессора. На цикле работы холодильной машины рисунок 1.2. курсивом выделен цикл в мо-

мент проявления описываемой неисправности, который сравнивается с реальным циклом работы холодильной машины. В следствии загрязнения конденсаторного теплообменника, в цикле также присутствует повышение температуры докипания паров холодильного агента, перед линией всасывания SH и снижение температуры переохлаждения холодильного агента SC , по сравнению с реальным циклом работы установки [142].

Недостатком данного анализа является значительное влияние температуры окружающей среды на построение цикла работы холодильной машины.

1.2.2. Перезаправка холодильного модуля хладагентом

К причине повышенного давления конденсации также относится избыточное количество хладагента в системе холодильной машины [78]. Данная неисправность характеризуется циклом работы холодильной машины в $\lg P-i$ диаграмме на рисунке 1.3.

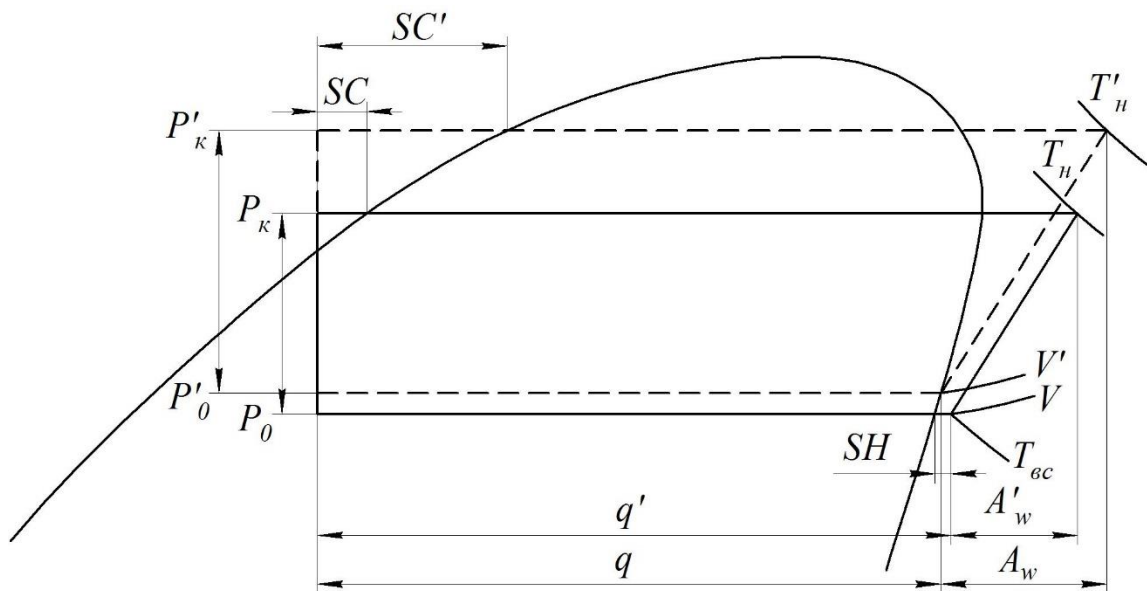


Рисунок 1.3 – Цикл работы холодильной машины в $\lg P-i$ диаграмме при его перезаправке

К особенностям данного анализа следует отнести, что при избыточном количестве холодильного агента в системе снижается температура всасывания паров

холодильного агента в компрессор V' , однако температура нагнетания паров холодильного агента в конденсаторный агрегат T' существенно повышается. Повышенное значение температуры нагнетания паров холодильного агента в конденсаторный агрегат приводит к повышению температуры конденсации по сравнению с реальным циклом работы холодильной машины. Применение данного анализа целесообразно в период запуска охлаждающей машины на предприятиях пищевой промышленности, однако доза заправки холодильного агента регулируется, в современных холодильных модулях через смотровое стекло, на линии низкого давления.

1.2.3. Недозаправка холодильного модуля хладагентом

Недозаправка холодильной машины хладагентом характеризуется пониженным давлением в системе. Цикл работы холодильной машины при низком количестве холодильного агента аналогичен с циклами ее работы при нарушении подачи паров холодильного агента через терморегулятор, утечках и нарушении работы капиллярной трубки [59]. Пример цикла работы холодильной машины с данным видом нарушения изображен на рисунке 1.4.

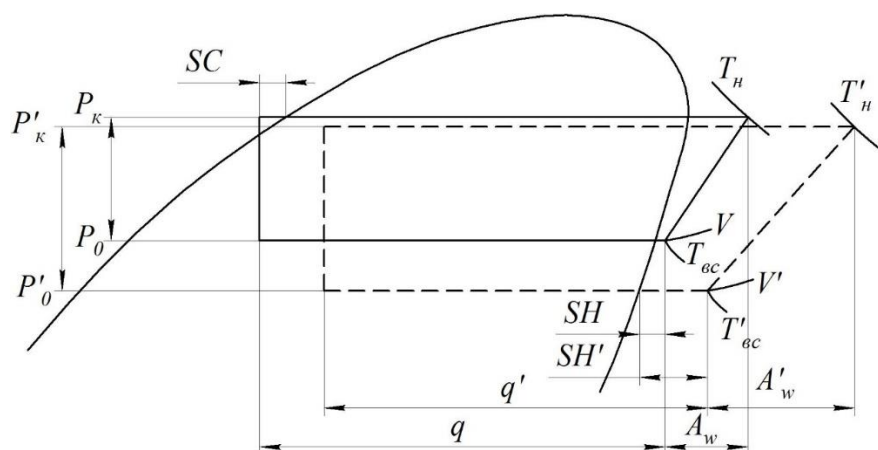


Рисунок 1.4 – Цикл работы холодильной машины в $\lg P$ - i диаграмме при недозаправке холодильного агента

Приведенный цикл работы холодильной машины с недозаправкой холодильного агента характеризуется повышением температуры перегрева паров холодильного агента в компрессор T'_{bc} , в следствии чего повышается и температура нагнетания паров холодильного агента в конденсаторный агрегат T'_n . Удельная холодопроизводительность установки q' , по сравнению с реальным циклом снижается, за счет нарушения процесса конденсации паров холодильного агента и преждевременного начала процесса дросселирования. Соотношение давления кипения P'_o и давлений конденсации P'_k увеличивается, по сравнению с нормальным циклом работы холодильного модуля.

Данный анализ цикла работы холодильной машины имеет общие характерные особенности с циклом работы при избыточном количестве холодильного агента в системе, однако ключевой особенностью является снижение температуры конденсации паров холодильного агента на выходе из конденсаторного агрегата.

1.2.4. Нарушение режима работы терморегулирующего вентиля

Терморегулирующий вентиль предназначен для регулирования потока и температуры жидкого холодильного агента, подаваемого в испаритель холодильного контура [83]. Неисправности, вызванные отказом терморегулирующего вентиля, изменяют цикл работы холодильного модуля в $\lg P-i$, которые отображены на рисунке 1.5.

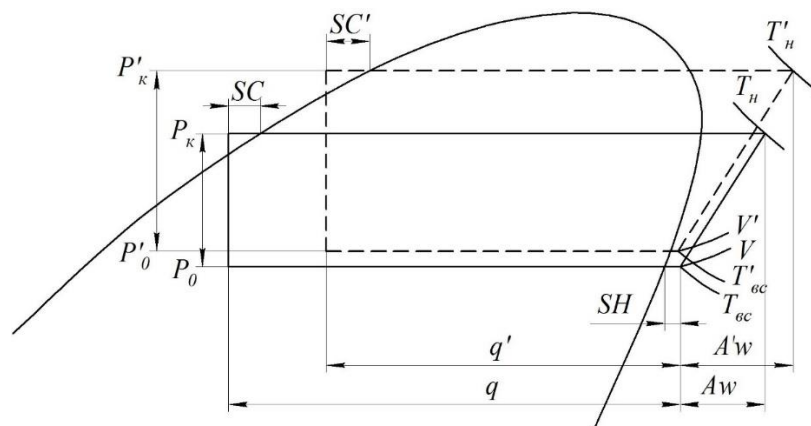


Рисунок 1.5 – Цикл работы холодильной машины в $\lg P-i$ диаграмме при нарушении работы терморегулирующего вентиля

Анализ данного цикла позволяет сделать выводы, что при нарушении режима подачи жидкого холодильного агента происходит повышение давления конденсации и повышение давления кипения паров холодильного агента. Температура нагнетания паров холодильного агента на выходе из компрессора увеличивается T'_H , снижается температура перегрева паров холодильного агента в компрессор $T'_{вс}$, процесс переохлаждения холодильного агента SC' , после конденсации, по сравнению с исправным циклом работы холодильной машины уменьшается.

Данный термодинамический анализ работы холодильной машины в lgP-i диаграммах показал, что все приведенные циклы имеют весьма ситуативный характер, который может быть изменен повышением или понижением температуры окружающей среды. Некоторые из приведенных циклов содержат разную информативную картину о моделях поведения переохлаждения SC' и перегрева SH' , однако во всех рассмотренных циклах основной частью диагностического параметра является температура и давление паров холодильного агента в момент их всасывания в компрессор V и нагнетания их в конденсатор T_H . Данный анализ отказов не дает полного понимания связи развития повреждений механической части герметичных вертикальных винтовых компрессоров, в следствии чего следует проводить дополнительный обзор отказов механической части компрессорно-конденсаторных агрегатов и методов их диагностики.

1.2.5. Механические повреждения компрессорно-конденсаторных агрегатов

В маслозаполненных винтовых компрессорах вращение от привода через соединительную муфту или ременную передачу сообщается одному из роторов – ведущему. К ведомому ротору крутящий момент передается через демпфирующий элемент, которым служит масло. Компрессорное масло, впрыскиваемое внутрь винтового блока, обеспечивает отсутствие металлического контакта между роторами, смазывание подшипников и отвод тепла, выделяющегося при сжатии.

Масло затем выделяется из газо- или воздушно-масляной смеси системой сепарации, охлаждается и возвращается в винтовой блок. Газ (холодильный агент) сжимается в камерах, которые формируются стенками корпуса винтовой пары и роторами. Объём камер сжатия постепенно уменьшается, а давление увеличивается по направлению движения сжимаемой среды.

Масло в винтовом компрессоре является элементом, имеющим несколько функций. Поэтому, изменение свойств и характеристик масла в процессе эксплуатации часто становится причиной изменения физических процессов износа и технического состояния. В винтовых компрессорах используются подшипники качения или подшипники скольжения. Безотказность и долговечность подшипников скольжения в данной конструкции выше, чем подшипников качения. Обычно, повреждения винтов – это следствие износа и повреждений рядом расположенных элементов. Характерные повреждения винтовых компрессоров: разрушение вала; износ вкладышей подшипников скольжения; разрушение фиксирующих элементов; задевание винтов за неподвижный корпус; повреждения сепаратора, колец и тел качения подшипников качения [112].

В исправном состоянии винтовые компрессоры являются полностью уравновешенными, не производят больших вибраций, имеют стабильную температуру и не нуждаются в массивном фундаменте. Основными источниками вибрации механического происхождения являются винты и подшипники компрессора. При диагностировании винтовых компрессоров наиболее информативным является спектральный анализ параметров вибрации, позволяющий определить зарождение повреждений на ранней стадии. Признаки повреждения – повышение температуры и значений вибрационных параметров, повышенное потребление электроэнергии, снижение производительности, изменение характера шума [52]. Эти признаки фиксируются органолептическими или инструментальными методами. Точная постановка диагноза и принятие правильного решения требует проведения визуального осмотра, выполняемого при неполной или полной разборке механизма. Анализ видов механического износа и расположение повреждений позволяет

определить причины и последовательность развития неисправности и последующего отказа.

При неполной разборке проводится осмотр: золотника, подшипников и сальника. Отсутствие повреждений золотника (рисунок 1.6а) позволяет сделать вывод о наличии достаточного зазора между роторами и корпусом. Если начался износ подшипников, сместились оси роторов, на поверхности золотника появляются следы металлического контакта с роторами (рисунок 1.6б). Глубина и ширина изношенной поверхности позволяют локализовать подшипник с наибольшим износом. При проведении ремонта потребуется замена всего комплекта подшипников, однако следует выяснить причины повышенного износа в конкретном месте расположения.

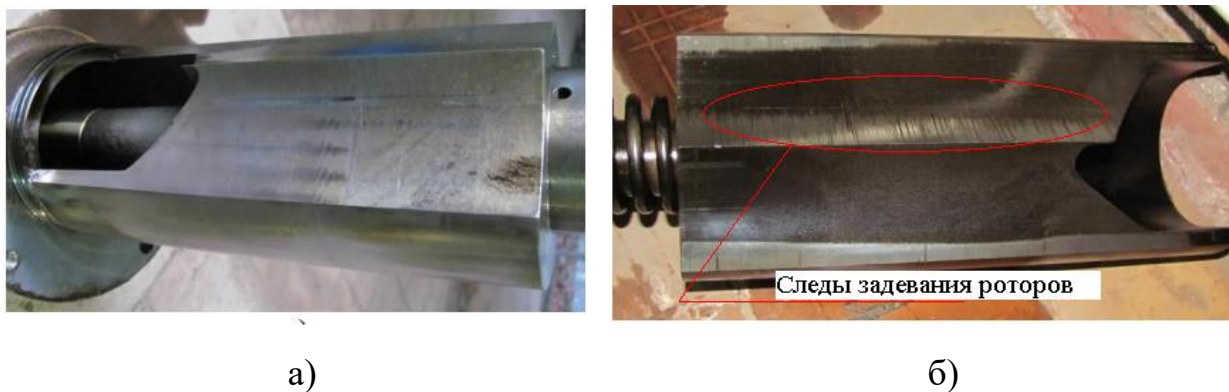


Рисунок 1.6 – Состояние золотника: без повреждений (а); со следами задевания роторов (б)

Подшипники в этом случае осматриваются только с торцевой поверхности, состояние беговых дорожек оценить невозможно. Визуально можно зафиксировать следующие повреждения: трещину сепаратора с видимой стороны (рисунок 1.7а), повреждения тел качения (рисунок 1.7б). Следует обратить внимание на целостность колец подшипника, несмотря на то, что поперечные трещины колец подшипника в данных механизмах встречаются редко.

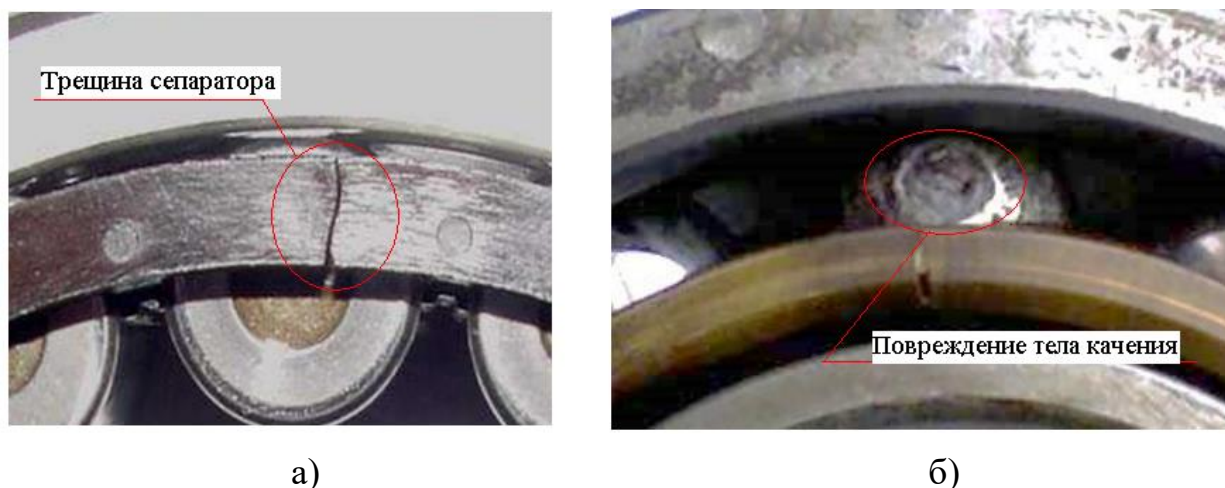


Рисунок 1.7 – Осмотр подшипника: а) трещина сепаратора; б) повреждение тела качения

Состояние сальника фиксируется по наличию или отсутствию подтеканий масла, увеличению утечки из сальника. При осмотре во время неполной разборки следует обратить внимание на состояние неподвижных и подвижных уплотнений сальника, что косвенно связано с состоянием ведущего вала. Полная разборка позволяет составить полную картину возможных повреждений. Последовательно осматриваются подшипники, винты, корпусные детали и фиксируются замеченные повреждения. Некоторые из возможных повреждений показаны на рисунках 1.8, 1.9, 1.10.



Рисунок 1.8 – Повреждения подшипников качения: а) износ внутреннего кольца; б) осповидное выкрашивание беговой дорожки внутреннего кольца



Рисунок 1.9 – Повреждения корпуса: а) износ поверхности задней крышки; б) износ цилиндрической поверхности корпуса

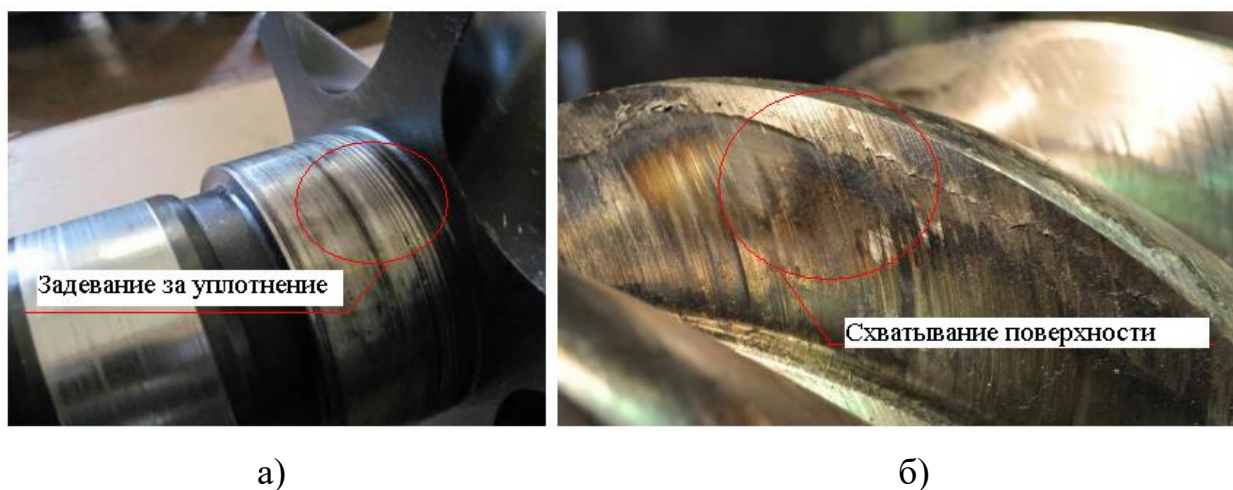


Рисунок 1.10 – Повреждения винтов: а) задевания за лабиринтное уплотнение; б) схватывание на рабочей поверхности

Анализ результатов осмотра позволяет определить последовательность развития повреждений и причину отказа. В конструкции винтового компрессора сочетаются детали с различной твёрдостью: наиболее твёрдыми являются подшипники качения, чуть менее твёрдыми – винты и относительно мягкий корпус [27]. Конструкция механизма жёсткая. Винты вращаются с частотой 2000...6000 об/мин в газо-масляной среде. Зазоры между винтами и корпусом составляют 0,2...0,3 мм [77]. Положение винтов определяется зазорами в подшипниках.

В этих условиях изменение режима смазывания (свойств, расхода смазочного материала, условий отвода смазки, загрязнение смазки и др.) приводит к износу подшипника. Обнаружить эти малые отклонения по диагностическим параметрам вибрации весьма затруднительно. Часто этот период износа проходит постепенно и незаметно. Медленно накапливающиеся повреждения практически невозможно отследить органолептическими методами. Для предупреждения внезапной остановки компрессора рекомендуется с периодичностью 4...10 дней проводить диагностирование состояния по вибрационным, тепловым и токовым параметрам.

Разрушения сепаратора, проворачивание внутреннего кольца подшипника по валу указывают на неравномерное распределение сил между телами качения и повышение момента трения из-за нарушения режима смазывания [67]. Малые зазоры между винтами и корпусом в случае износа подшипника уменьшаются, смазка перестаёт быть демпфирующим элементом и происходит металлический контакт винтов с деталями корпуса, сопровождаемый осповидным выкрашиванием поверхности. Это второй период износа – наиболее доступный для обнаружения и благоприятный для проведения ремонта. Наступление этого периода износа связано с резкими изменениями в диагностических параметрах: меняются температурные параметры, меняются значения виброускорения в частотном диапазоне 2...5 кГц, снижается производительность компрессора, меняется характер шума механизма [32].

1.3. Обзор методов технической диагностики компрессорно-конденсаторных агрегатов

Надежность оборудования определяется его конструкцией и качеством изготовления. Однако, в ходе эксплуатации из-за процессов старения материалов и внешних воздействий, надежность оборудования снижается. Поэтому, в ходе эксплуатации винтовых компрессоров необходимо проведение работ по поддержанию требуемого технического состояния [121].

С начала 1970-х годов проблеме диагностики оборудования стали уделять большее внимание. Было изучено и разработано большое количество методологий, основанных на физической и аналитической избыточности. В 1973 году Джонс представил хорошо известный метод «фильтров выявления отказов» для линейных систем. Вилски обобщил ранние исследования в этой области. Ролт рассмотрел применение методов идентификации к выявлению отказов реактивных двигателей [57].

Первая книга по методам диагностики, основанным на моделях, применительно к химическим процессам была опубликована Химмелблау в 1978 году. Выявление отказов датчиков, основанное на аналитической избыточности наблюдателей было предложено Кларком. Использование методов оценки параметров для выявления отказов технических систем было продемонстрировано Холлманом, Гейгером, Филбертом и Метсгером. Развитие методов выявления отказов процесса, основанное на моделировании, оценке параметров и состояния, было обобщено Изерманом. Методы вектора равенства были изначально предложены Шой и Вилски, а затем, в дальнейшем, доработаны Патоном и Ченом. Методы частотной области обычно применяются, когда воздействие отказов отличается друг от друга, следовательно, частотный спектр служит критерием различия отказов. Данные методы рассматриваются в работах Франка и Динга [5].

Согласно ГОСТ 20911-89, техническая диагностика (ТД) — это область знаний, охватывающая теорию, методы и средства, определяющие техническое состояние (ТС) объекта [38]. Под ТС понимается состояние, которое характеризуется в определенный момент времени, при определенных условиях внешней среды, значениями параметров, установленных технической документацией на объект. Различают следующие виды состояния объекта, характеризуемые значениями параметров объекта в заданный момент времени (рисунок 1.11):

- исправное — объект соответствует всем требованиям нормативно-технической или конструкторской документации;
- неисправное — объект не соответствует хотя бы одному из требований нормативно-технической или конструкторской документации;

— работоспособное — значения всех параметров, характеризующих способность объекта выполнять заданные функции, соответствуют требованиям нормативно-технической или конструкторской документации;

— неработоспособное — значение хотя бы одного параметра, характеризующего способность объекта выполнять заданные функции, не соответствует требованиям нормативно-технической или конструкторской документации;



Рисунок 1.11 – Классификация технических состояний объекта

Основной задачей диагностирования является своевременное обнаружение и поиск дефектов, т.е. определение их наличия, характера и места нахождения.

Обнаружение дефекта – установление факта наличия дефекта у объекта.

Поиск дефекта – указание с определенной точностью его местонахождения в объекте [137].

Назначение технической диагностики состоит в повышении надежности объектов на этапе эксплуатации, а также предотвращении производственного брака на этапе изготовления [61]. Требования, которым должен удовлетворять объект, определяются соответствующей нормативно-технической документацией.

Методы диагностики подразделяются на органолептические и инструментальные (рисунок 1.12) [13].

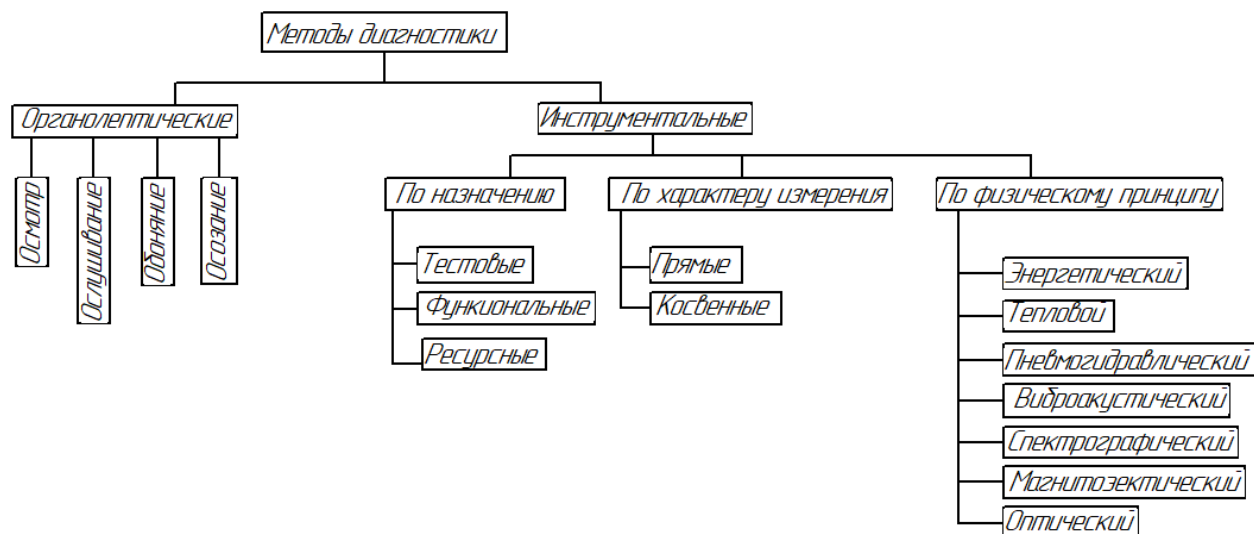


Рис 1.12 – Классификация методов технической диагностики

Органолептический метод основан на определении значений показателей с помощью органов чувств. Он широко применяется в машиностроении при визуальном осмотре [69].

Осмотром выявляют места подтекания топлива, масла и технических жидкостей, находят трещины на металлоконструкциях и определяют их деформацию, определяют цвет отработанных газов, натяжение цепных передач и др.

Прослушиванием (в том числе с помощью стетоскопа) выявляют места и характер стуков, шумов, биение вращающихся частей и перебоев в работе.

Осязанием определяют места и степень ненормального нагрева, биения, вибраций деталей.

Достоинство субъективных методов – простота и низкая трудоемкость. Однако, этот метод дает только качественные оценки и зависит от опыта и квалификации диагноста [151].

Инструментальные методы диагностики – это экспериментальные методы, использующие приборы и инструменты, направленные на изучение явлений и процессов, позволяющие получить объективные количественные данные [24].

По характеру измерения инструментальные методы диагностики подразделяют на прямые и косвенные. Прямой непосредственно характеризует техническое состояние узла. Косвенный характеризует техническое состояние лишь опосредовано [150].

Средства диагностики могут быть аппаратными и программными. Средства и объект образуют систему диагностирования. Различают системы тестового и функционального диагностирования. В системах тестового диагностирования на объект подаются специально организуемые тестовые воздействия и изучается их результат. В системах функционального диагностирования используются только рабочие воздействия [137].

Ресурсный метод диагностирования применяется для определения остаточного ресурса диагностируемого узла [147].

Методы технической диагностики можно классифицировать по физическому принципу, которые будут подразделяться по тем физическим процессам, параметры которых они контролируют.

1.3.1. Теплофизический метод технической диагностики компрессорно-конденсаторных агрегатов

В вертикальном герметичном винтовом компрессоре преобладает в большей мере механическая энергия, которая в результате работы, превращается в тепловую. Интенсивность выработки тепловой энергии зависит от совокупности внешних и внутренних параметров компрессорно-конденсаторного агрегата, в том числе от наличия в них скрытых дефектов, которые могут привести к изменению общих характеристик теплового поля, что дает возможность составить картину о техническом состоянии винтовой пары и подшипника качения, которые находятся вне поля доступа органолептической диагностики.

Задача диагностики холодильного модуля предприятия пищевой промышленности на базе теплофизических методов в общем виде формулируется как задача идентификации теплового поля компрессорно-конденсаторного агрегата хо-

лодильной машины, как объекта диагностирования с эталонным полем. Эталонные тепловые поля могут быть получены как экспериментальным путем, так и с помощью математического моделирования.

Разработка принципов диагностирования механического и электрического оборудования по температурным полям, работающего в длительных режимах, основано на содержании работ – Савова А.В., Решетова А.А. Рукасевича В.В. [103,104,106]. Реализация теоретических положений, развитие элементной базы привели к появлению портативных средств для построения температурных полей.

Для измерения температур используются контактные и бесконтактные методы [6]. Контактные методы контроля температур реализуются при помощи термометров, термопар, терморезисторов и жидкокристаллических индикаций. Данные методы используются в системах стационарного контроля технологических процессов. Несмотря на относительную простоту данных методов, они имеют ряд недостатков, а именно: температура измеряется в локальных точечных участках схемы, значительные погрешности полученных температур, температурный диапазон диагностики составляет 0 ... 100 °C [126].

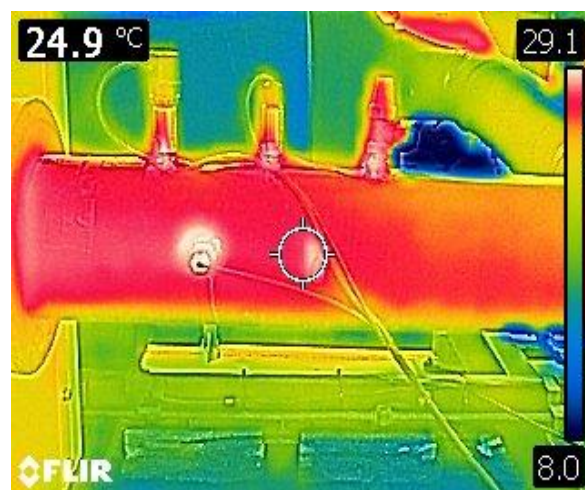
К бесконтактным приборам контроля температур относятся пирометры и тепловизоры. Бесконтактные приборы позволяют оперативно измерить температуру в локальной площади механических узлов компрессорной системы и теплообменных аппаратов – конденсатора и испарителя, а также на участках капиллярных трубок и терморегулирующих вентилей.

Тепловизоры позволяют получить тепловую картину объекта в различных диапазонах температур [74].

Тепловизионная съемка вертикального герметичного винтового компрессора (рисунок 1.13) позволяет получить информацию о техническом состоянии системы. В данном случае, техническое состояние вертикального герметичного винтового компрессора исправное, температура сжатия паров холодильного агента, внутри герметичного рабочего объема компрессора находится в допустимом диапазоне. Однако предоставить информацию о техническом состоянии винтовой пары и подшипника качения невозможно на раннем этапе диагностирования.



а)



б)

Рисунок 1.13 – Тепловизионная съемка: а) вертикальный герметичный винтовой компрессор 1227NHL6X6KM; б) трубопровод компрессорно-конденсаторного агрегата

Тепловизоры классифицируют по самым разным критериям, по которым среди современных тепловизоров можно выделить отдельные классы и группы, в зависимости от их конструкции или функциональных особенностей.

По принципу получения изображения [139]:

1. Сканирующие тепловизоры (тепловизоры с оптико-механическим сканированием). Термограмма в таких приборах получается путем сканирования пространства. Система, состоящая из вращающихся и качающихся зеркал и призм поочередно экспонирует на приемник излучение каждой точки наблюдаемого пространства. Приемник излучения при этом может быть одноэлементным, либо состоять из линейки чувствительных элементов, либо небольшой матрицы. Преимуществом сканирующих систем является то, что измерение в каждой точке термограммы получено одним датчиком (в одноэлементной системе). К недостаткам относят наличие движущихся деталей и относительно невысокую скорость формирования термограммы [21].

2. Матричные тепловизоры (тепловизоры, обладающие матрицей в фокальной плоскости). В фокальной плоскости оптической системы матричных теплови-

зоров устанавливается многоэлементный приемник ИК-излучения — матрица. Каждый пиксель в термограмме получается в результате преобразования соответствующим детектором матрицы ИК-излучения. В современных тепловизорах размеры матрицы и получаемой термограммы могут сильно отличаться. В дешевых моделях начального уровня могут быть установлены матрицы размером от 60х60 до 180х180 точек. В коммерческих профессиональных тепловизорах устанавливаются матрицы размером 640х480 точек [28].

По спектральному диапазону:

1. Коротковолновые тепловизоры – рабочий спектральный диапазон составляет от 3 мкм до 5 мкм. Коротковолновые тепловизоры представляют собой охлаждаемые тепловизионные камеры, причем охлаждение может быть либо азотным, либо термоэлектрическим; также может быть использован микрохолодильник Стирлинга.

2. Длинноволновые тепловизоры имеют рабочий спектральный диапазон от 8 мкм до 14 мкм. Матрицы таких тепловизоров не требуют охлаждения.

По типу исполнения:

1. Стационарные тепловизоры. Предназначаются для стационарной установки наблюдения за фиксированной зоной и передачи информации через каналы связи. Такие тепловизоры используются: в системах безопасности; в промышленности (следят за температурным режимом движущихся объектов или поверхностей).

2. Портативные тепловизоры. Предназначаются для тепловизионной съемки в энергетике, строительстве, промышленности и других смежных отраслях. Модели таких тепловизоров конструктивно представляют собой моноблочный корпус, в котором содержатся все системы тепловизора: оптика, матрица, электроника, экран, органы управления, аккумулятор, носитель для записи термограмм. Портативный тепловизор может быть оснащен встроенным фотоаппаратом, лазерным целеуказателем, лампами подсветки, аудио-гарнитурой.

По возможности измерения температуры:

1. Наблюдательные тепловизоры. Наблюдательные тепловизоры представляют интенсивность ИК-излучения объектов с помощью выбранной цветовой шкалы (палитры), и делают тепловое излучение исследуемых объектов видимым.

2. Измерительные тепловизоры. Предназначаются для бесконтактного измерения температуры поверхностей и визуализации температурных полей.



Рисунок 1.14 – Модели тепловизоров а) Testo 875-1i, б) FLIR E5, в) Fluke Ti450, г) RGK TL-80

Контроль температуры в компрессорно-конденсаторных агрегатах пищевой промышленности позволяет получить следующие диагностические параметры: абсолютное значение температур в локально-измеряемых точках; разность температур масла или холодильного агента на входе и выходе из компрессора или конденсатора; интенсивность нарастания или понижения температуры в компрессорном агрегате или конденсаторном узле.

К основным причинам повышения или понижения температур в компрессорно-конденсаторном агрегате относятся: дефекты системы смазывания: недостаточное или избыточное количество смазки; загрязнение смазки; неверно выбран смазочный материал; повреждение подшипников качения: износ или повреждение колец или тел качения; повреждение уплотнительных устройств; нарушение герметичности конденсатора; недостаточное или избыточное количество хладагента в системе [149].

1.3.2. Вибрационный метод технической диагностики механической части компрессорно-конденсаторных агрегатов

Преобладание процедур измерения над процедурами контроля является особенностью диагностирования механических систем. Наиболее информативным диагностическим параметром для механизмов роторного типа является измерение параметров вибрации, базирующееся на фундаментальной работе [64]. Теоретическое решение вопросов виброметрии позволило использовать полученные результаты при оценке технического состояния механических систем. В качестве диагностических параметров исследовались акустические и вибрационные физические поля [10,33,102]. Эти работы посвящены выработке принципов виброакустической диагностики механизмов, определению границ категорий технического состояния, разработке аппаратуры для виброконтроля. Одновременно проводятся прикладные исследования по изучению изменения состояния элементов механизма: подшипников качения [114,152], зубчатых передач [87,120].

Рассмотрение вопросов вибрации стало основным содержанием справочника «Вибрация в технике» под редакцией Челомея В.Н. [23]. Разработка принципов диагностирования роторного механического оборудования, работающего в длительном режиме с использованием параметров вибрации и спектрального анализа – основное содержание работ Русова В.А., Ширмана А.Р., Соловьева А.Б., Гольдина А.С., Баркова А.В., Барковой Н.А., Розенберга Г.Ш., Сидорова В.А. [15-17,25,35,76,119]. В работах Макарова Р.А., Коллакота Р.А., Голуба Е.С., Мадорского Е.З. рассматривается необходимость комплексного подхода к оценке технического состояния механизмов при использовании взаимодополняющих диагностических параметров [34,72,73,86].

Реализация теоретических положений, развитие элементной базы привели к появлению портативных средств для измерения вибрации [125], анализаторов вибрации [122], стационарных систем [56, 131]. Необходимо отметить появление большого перечня стандартов по технической диагностике [38, 39] и по нормированию параметров вибрации, среди которых наибольшее распространение полу-

чил ГОСТ ИСО 10816 – 1 - 97. «Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на не вращающихся частях» [40].

Винтовой компрессор – это механизм [130], состоящий из пары роторов сложной объёмной винтовой конфигурации, вращающихся в корпусе, имеющем окна всасывания и нагнетания (рисунок 1.15). Роторы имеют различное число зубьев, что определяет снижение или повышение частоты вращения ведомого ротора. Нагрузка от роторов воспринимается осевыми и радиальными подшипниками. В маслозаполненных винтовых компрессорах крутящий момент от привода через соединительную муфту или ременную передачу сообщается только одному из роторов – ведущему. Синхронизирующая передача между роторами отсутствует. К ведомому ротору вращающий момент передается через демпфирующий элемент, которым служит масло.

Компрессорное масло, впрыскиваемое внутрь винтового блока, обеспечивает отсутствие контакта между двумя роторами, а также смазывание их подшипников и отвод тепла, выделяющегося при сжатии. Масло затем выделяется из воздушно-масляной смеси, встроенной в компрессор системой сепарации, охлаждается и возвращается в винтовой блок. От степени износа рабочей части поверхности винтов зависит производительность винтовых компрессоров.

Смазывание жидким маслом обеспечивает: отсутствие металлического контакта между зубьями роторов, уменьшение коэффициента трения подшипников, отвод тепла и продуктов износа из зоны трения. На протяжении всего процесса сжатия в рабочую камеру компрессора впрыскивается масло, которое имеет постоянную начальную температуру 30...45°C.

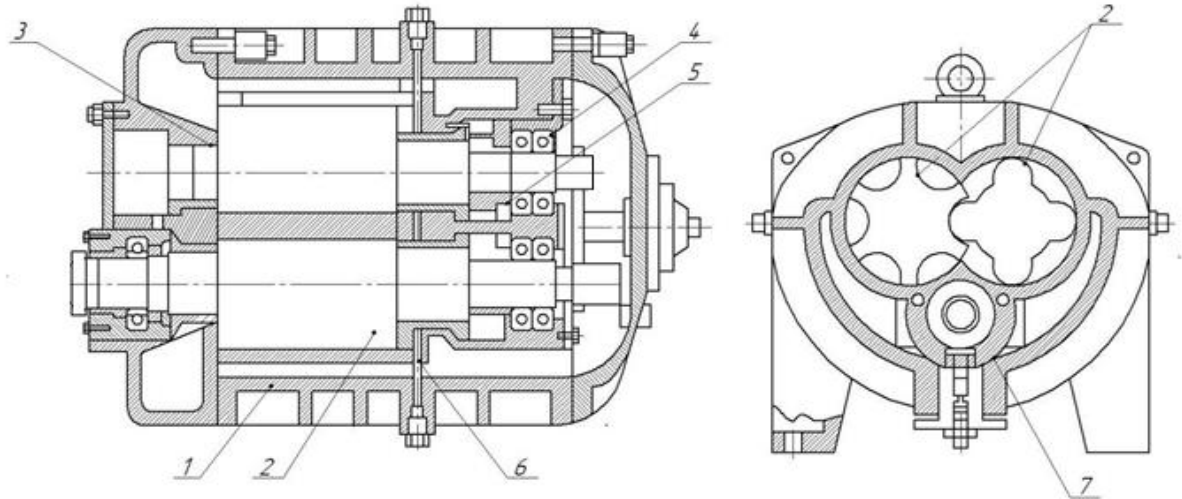


Рисунок 1.15 – Общий вид винтовой компрессорной установки

1 – корпус компрессора; 2 – роторы компрессора; 3 – подшипники качения; 4 – радиально-упорные шарикоподшипники; 5 – разгрузочный поршень; 6 – сменная торцевая подставка

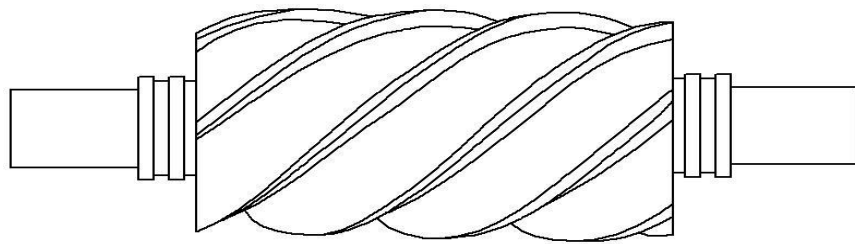


Рисунок 1.16 – Геометрический профиль рабочего винта

Большинство повреждений приводят к изменению картины механических колебаний. Поэтому, вибрационный контроль является одним из наиболее информативных методов при техническом диагностировании винтового компрессора. Точность поставленных диагнозов определяется выбором контрольных точек, аппаратурой измерения, выбранным методом вибрационного анализа и критериями для определения категорий технического состояния.

Точки измерения вибрации определяются требованиями ГОСТ ИСО 10816-1-97. Согласно данному стандарту на каждой подшипниковой опоре необходимо провести измерения в трёх направлениях: вертикальном, поперечном и осевом.

Для оценки технического состояния, горизонтально установленного винтового компрессорного агрегата, требуется провести измерения в 6-ти контрольных точках, схемы расположения которых, отдельно для двигателя и компрессора.

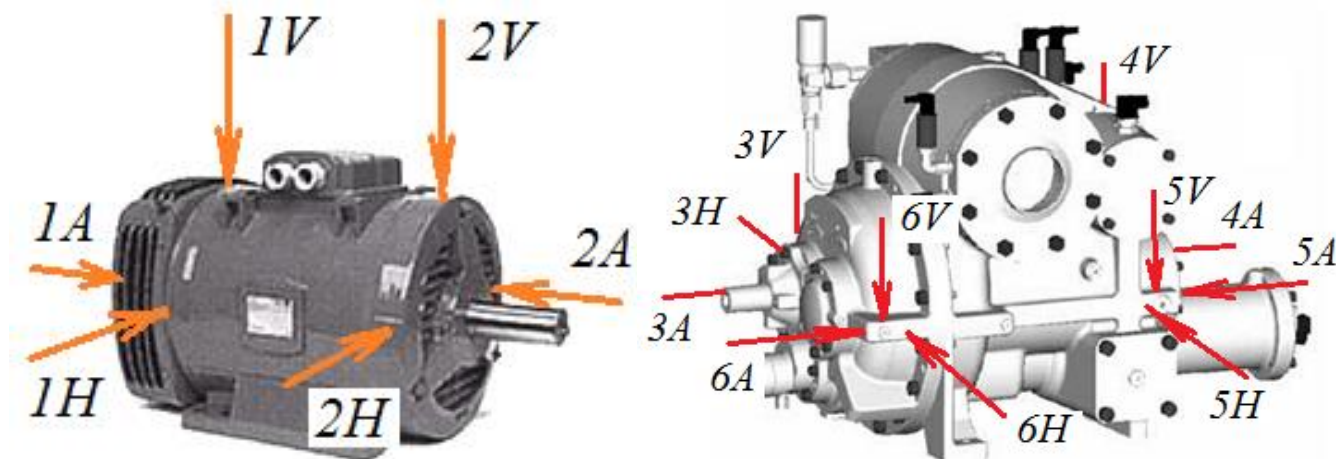


Рисунок 1.17 – Схемы расположения контрольных точек измерения вибрации для двигателя и компрессора на горизонтально установленном винтовом компрессорном агрегате

Следует учитывать рекомендации: установка датчика проводится максимально близко к подшипнику; необходимо обеспечить плотное прилегание датчика к поверхности объекта; нельзя устанавливать датчик на кожухах двигателя, защитных щитках.

Измерение вибрационных параметров в настоящее время осуществляется, в основном, за счёт преобразования механических колебаний в электрический сигнал при помощи пьезоэлектрических датчиков. Температурный диапазон измерения 30...80°C. Частотный диапазон определяется амплитудно-частотной характеристикой датчика и способом крепления. Наиболее оперативное крепление при помощи магнита снижает верхний частотный диапазон до 5000 Гц. Крепление при помощи шпильки требует предварительных работ по подготовке мест измерения.

Средства технического диагностирования, используемые для диагностики механического оборудования, по уровню решаемых задач и приборной реализа-

ции можно разделить на: портативные средства, анализаторы и встроенные системы.

Портативные средства реализуют измерение одного или нескольких диагностических параметров, характеризуются малыми габаритами. Преимущества: быстрота процесса измерения, простое обслуживание и управление, оперативное и наглядное получение информации в виде одиночного результата, низкая стоимость. Область применения – оперативный контроль технического состояния оборудования работниками ремонтных служб и технологическим персоналом.



а)



б)



в)



г)

Рисунок 1.18 – Портативные приборы:

- а) виброметр Vibration Penplus CMVP 50 SKF; б) виброметр VIB-10;
в) виброметр 107B; г) виброметр BK-5M

Анализаторы позволяют выполнить детальный анализ диагностических параметров [101]. Полученная информация позволяет обнаружить повреждения на ранней стадии развития. Переносной прибор предназначен для сбора и предварительного анализа, а компьютер и программное обеспечение – для спектрального анализа и обзора трендов. Применение анализаторов оправдано при специализации процессов контроля, высокой квалификации специалистов, необходимости обеспечения качества проводимых измерений. Область применения – специализированные подразделения промышленных предприятий по экспертизе технического состояния, наладке механического оборудования.



а)



б)



в)



г)

Рисунок 1.19 – Анализаторы вибрации:

а) 795M; б) СД-21; в) VIBROTEST 80; г) Emerson

Встроенные системы используются для постоянного контроля технического состояния оборудования. Основные задачи: диагностирование состояния оборудования, мониторинг технического состояния, защита оборудования от ненормативных режимов работы, использование комплекса диагностических параметров. Основные направления развития: расширение комплекса контролируемых диагностических параметров; использование персональных компьютеров при обработке однотипной информации; блочный принцип построения; универсальность. В настоящее время для диагностирования вибрационного состояния вертикальных герметичных винтовых компрессоров встроенные системы не используются.

Общий уровень вибрации позволяет определить категорию технического состояния механизма в целом и отдельных его элементов [97]. В исправном состоянии винтовые компрессоры являются полностью уравновешенными, имеют малый уровень вибрационных параметров и могут работать на лёгком или податливом фундаменте. Источниками вибрации винтовых компрессорных агрегатов являются вынуждающие силы электромагнитного, механического и аэрогидродинамического происхождения. Основными источниками вибрации механического происхождения являются роторы электродвигателя и компрессора, а также их подшипники.

Общий уровень вибрации винтового компрессора оценивается параметрами [55]:

- размахом виброперемещения (S , размах) в частотном диапазоне 10...500 Гц;
- среднеквадратичным значением виброскорости (V , СКЗ), измеренным в частотном диапазоне 10...1000 Гц;
- пиковым и среднеквадратичным значениями виброускорения (A , ПИК, СКЗ), измеренными в частотном диапазоне 10...4000 Гц.

Стандарт ГОСТ ИСО 10816-1-97 рекомендует оценивать состояние механизма по значениям среднеквадратичного значения виброскорости в частотном диапазоне 10...1000 Гц. Уровень виброскорости винтовых компрессоров мощностью 250 кВт регламентируются в части 1, приложением Б, в котором для класса

машин II устанавливается максимально допустимое значение виброскорости - 7,1 мм/с, зафиксированное в любом из трёх взаимно перпендикулярных направлений.

Допустимые значения виброскорости для двигателя более жёсткие, в соответствии с ГОСТ 20815-93 [37], и составляют 2,8 мм/с в жёстко закреплённом состоянии, для категории машин N (нормальные относительно требований по вибрации) и частоте вращения свыше 1800 об/мин.

Аксиомы при анализе общего уровня вибрации: меньшие значения виброскорости соответствуют лучшему техническому состоянию; большие значения виброскорости указывают на повышенную податливость подшипниковой опоры в данном направлении или большие действующие силы; направление больших значений виброскорости определяет характер повреждения.

Вибрационная картина идеальной подшипниковой опоры включает [123]: значения виброскорости в осевом направлении минимальны; значения виброскорости в горизонтальном направлении максимальны; значения виброскорости в горизонтальном направлении превышают на 20% значения в вертикальном направлении.

В требованиях руководящих документов предписано проводить измерение вибрации компрессорного агрегата при номинальной нагрузке. Опыт эксплуатации показывает, что для исправного компрессора изменение уровня нагрузки практически не влияет на значения параметров вибрации. Возникающие повреждения, особенно связанные с регулировкой производительности, делают компрессор более чувствительным к изменению нагрузки.

Необходимо отметить отсутствие стандартов и рекомендаций к зонам технического состояния оборудования. Возможно использование следующих рекомендаций [123] относительно соотношения пикового и среднеквадратичного значений виброускорения в частотном диапазоне 10...5000 Гц: 1) хорошее состояние – пиковое значение не превышает 10,0 м/с²; 2) удовлетворительное состояние – среднеквадратичное значение не превышает 10,0 м/с²; 3) плохое состояние насту-

пает при превышении $10,0 \text{ м/с}^2$ среднеквадратичным значением; 4) если пиковое значение превышает $100,0 \text{ м/с}^2$ – состояние становится аварийным.

Спектральный анализ позволяет более точно идентифицировать характер повреждения по соотношению составляющих вибрационного сигнала [123]: оборотной частоты, гармоник и субгармоник, зубцовых и негармонических частот, модуляций и «белого шума», резонансов и электромагнитных составляющих. Определение информативных частот возможных повреждений проводится по общеизвестным формулам кинематического взаимодействия механических элементов и для винтового компрессора с 6-ю винтами на ведущем и 4-ю винтами на ведомом роторе, установленном на подшипниках NU 2311 и NU 2312 приведены в таблице 1.1.

Таблица 1.1 – Информативные частоты повреждений винтового компрессора

Оборотная ведущего ротора, Гц	Оборотная ведомого ротора, Гц	Субгармоники ведущего ротора, Гц	Субгармоники ведомого ротора, Гц	Зубцовая частота, Гц
50	75	25, 16,6, 12,5...	37,5, 25, 18,75...	300
Подшипниковые частоты				
Подшипник	Повреждения сепаратора, Гц	Повреждения тел качения, Гц	Повреждения внутреннего кольца, Гц	Повреждения наружного кольца, Гц
NU 2311	20	116,4	392	258
NU 2312	30	180	585	390

Пример спектра виброскорости, зафиксированный для исправного состояния, показан на рисунке 1.20. Отмечено, преобладание оборотной частоты вращения (50 Гц), присутствие убывающих первой (300 Гц), второй (600 Гц) и третьей зубцовой (900 Гц) частот. Значение максимальной составляющей – $2,6 \text{ мм/с}$.

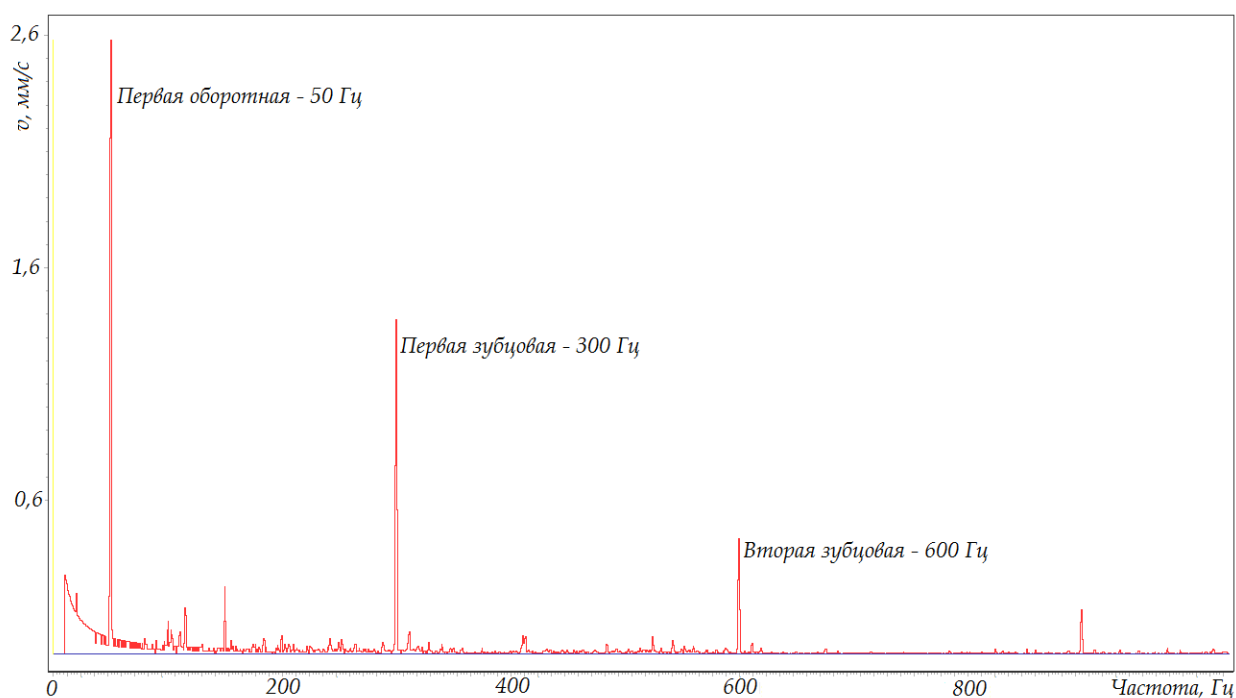


Рисунок 1.20 – Спектр виброскорости при исправном техническом состоянии компрессора

Анализ спектров виброускорения показывает уровень развития повреждений, в первую очередь, подшипников качения [31]. Пример спектра виброускорения, зафиксированный для начальной стадии развития повреждений показан на рисунке 1.19. Частотный диапазон 10...4000 Гц. Число линий 1600, усреднение – линейное 4. Зафиксировано преобладание первой зубцовой частоты (300 Гц), серия гармонических частот: вторая зубцовая (600 Гц), третья зубцовая (900 Гц), четвёртая зубцовая (1200 Гц) – с убыванием, пятая зубцовая (1500 Гц) с увеличением амплитуды и шестая зубцовая (1800 Гц), модуляция колебаний в диапазоне 1000...2000 Гц частотой вращения быстроходного вала (74 Гц), «энергетический горб» в диапазоне 3300...4000 Гц. Значение максимальной составляющей – 2,8 м/с².

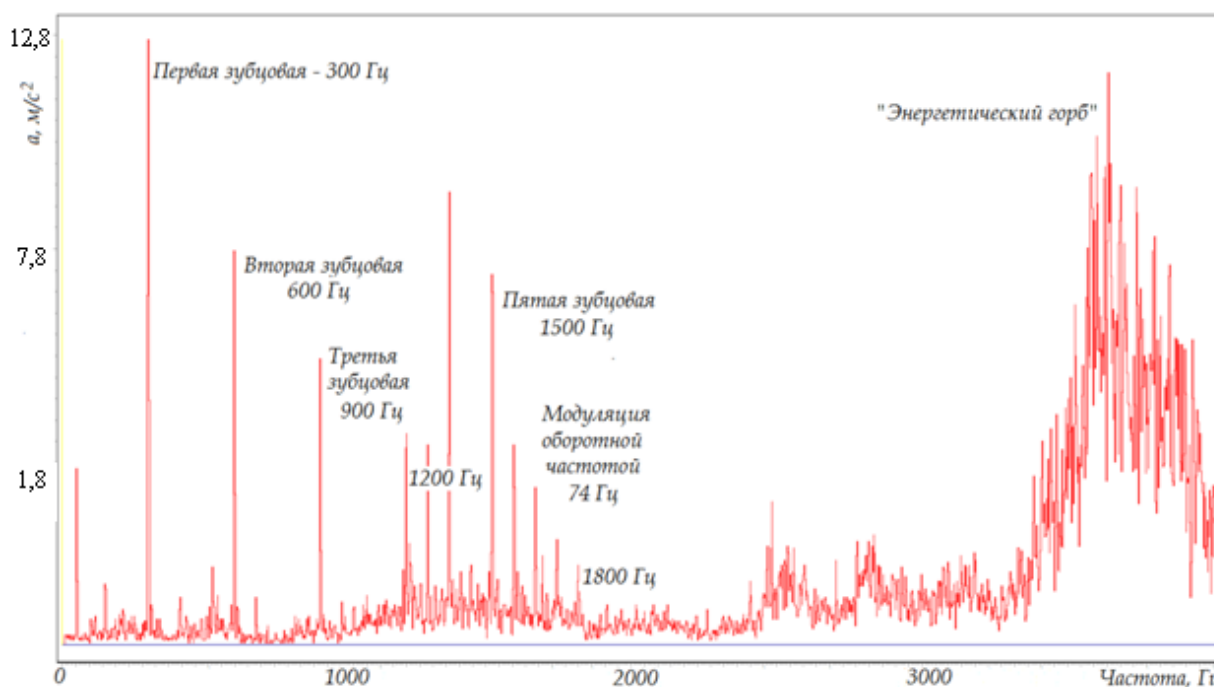


Рисунок 1.21 – Спектр виброускорения, зафиксированный на начальной стадии развития повреждений

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

Анализ временного сигнала позволяет уточнить техническое состояние и обнаружить случайные проявления повреждений [68]. Интервал между измерениями – 300 мкс, количество измерений – 16000, режим – без усреднений.

Реализация, показанная на рисунке 1.22 соответствует размаху колебаний около $14,0 \text{ м/с}^2$, с периодом 20 мс – частотой вращения вала двигателя.

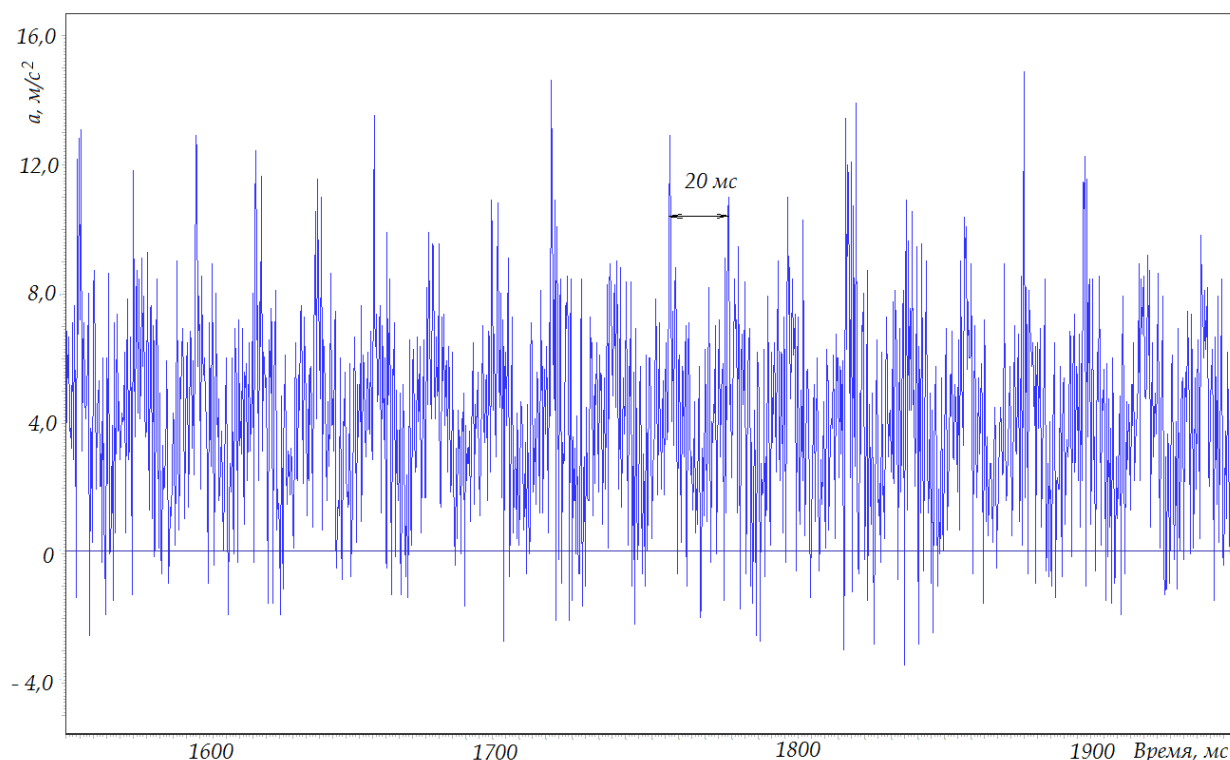


Рисунок 1.22 – Временная реализация сигнала виброускорения

Дополнительные методы вибрационного анализа – анализ огибающей, измерение ударного импульса, кепстральный и корреляционный анализ требуют специальной подготовки мест измерения вибрации, анализаторов вибрации высокого уровня и специалистов соответствующей квалификации. Данные методы могут быть рекомендованы для проведения специальных исследований.

1.4 Постановка задач исследования

Проведенный анализ литературных источников свидетельствует об актуальности направления исследований в области повышения надежности и безотказности компрессорно-конденсаторных агрегатов, в связи с их повышением спроса на мировом рынке. Высокие требования к повышению надежности и безотказности холодильных модулей предприятий пищевой промышленности повлекли за собой создание принципиально новых моделей винтовых компрессоров, а именно вертикальных герметичных.

Вертикальный герметичный винтовой компрессор представлен на рисунке 1.23.

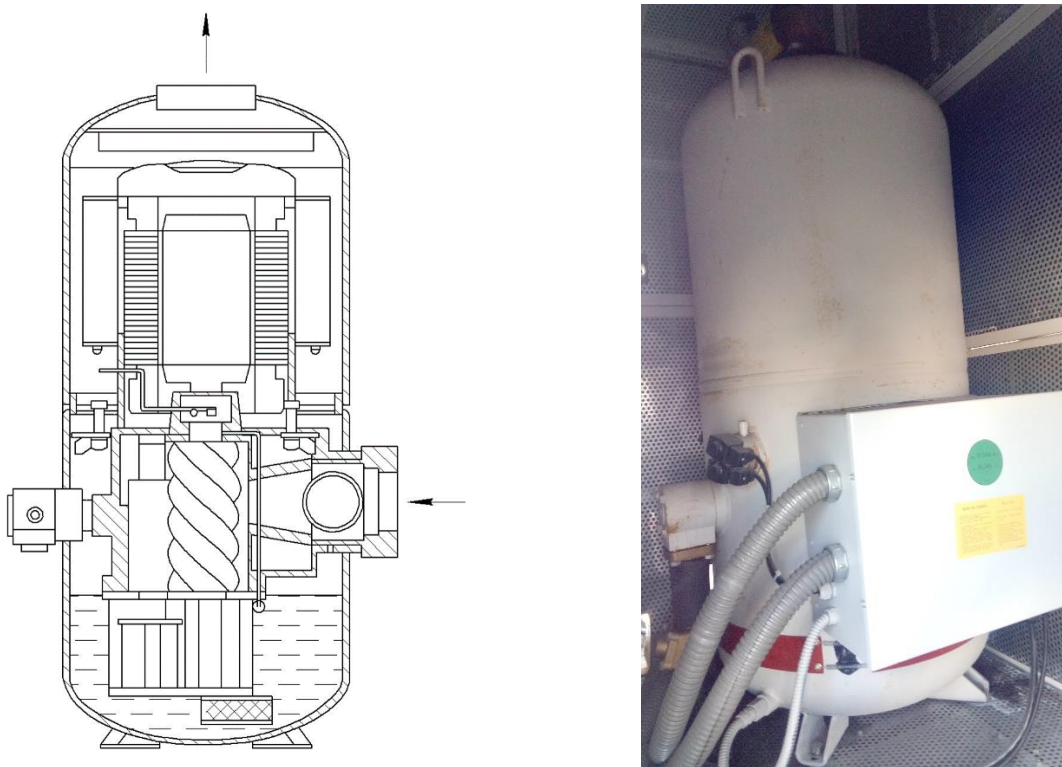


Рисунок 1.23 – Герметичный вертикальный винтовой компрессор
ACDX310R-SPN1

Одновременно установлено, что перспективным методом диагностики технического состояния герметичных вертикальных винтовых компрессоров является вибрационный метод.

Затухание вибрационного сигнала и определение фиксированных точек измерения вибрации требуют разработки индивидуального алгоритма диагностирования. Этот алгоритм должен включать решение вопросов:

- оценки технического состояния по общему уровню вибрации на основе моделирования развития повреждений;
- распознавания технического состояния по спектральным картинам при потере масляного слоя между винтовой парой;
- учёт степени затухания вибрационного сигнала на информационных частотах в местах возможных повреждений.

На рисунке 1.24 предложена схема прохождения вибрационного сигнала от возможных источников ее возникновения.

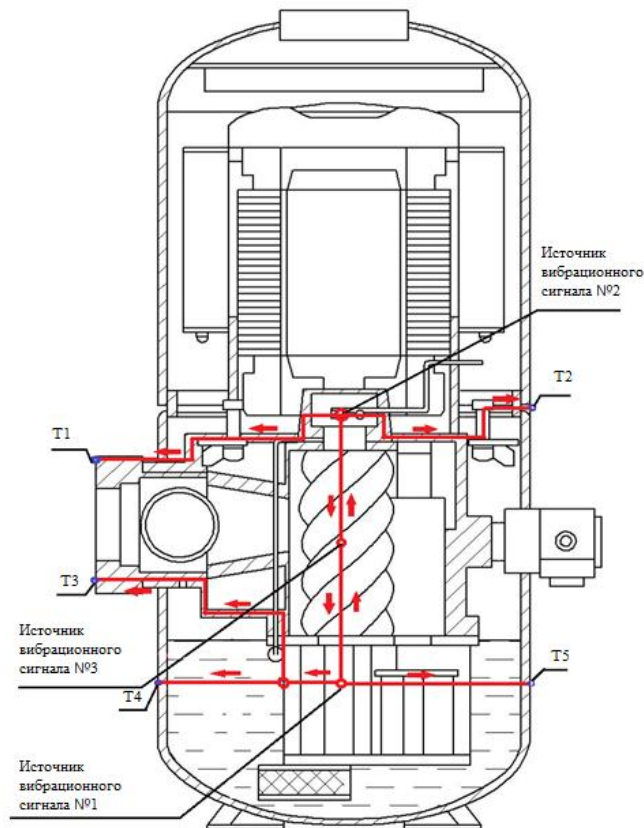


Рисунок 1.24 – Схема прохождения вибрационного сигнала

Источником вибрационного сигнала №1 и №2, являются подшипниковые узлы, от которых сигнал проходит по жестко закрепленным конструкциям на корпус компрессора. Нарушение режима подачи смазки и отсутствие масляной пленки между роторами винтового компрессора приводит к схватыванию винтовых пар и появлению трения между роторами, что в свою очередь приводит к появлению вибрационного сигнала №3. Фиксируемые точки измерения вибрационного сигнала T1, T2, T3 определяются в зависимости от пути прохождения сигнала и жесткости места установки датчика. Точки T4 и T5 принимают вибрационный сигнал от источника №3, с учетом того, что на процесс затухания вибрационного сигнала начинает влиять масло в масляной ванне, которое до момента выхо-

да на режим винтового компрессора, будет постоянно изменять свои теплофизические параметры.

На основании проведенного аналитического обзора по теме работы, была сформирована структурно-логическая схема исследований, представленная на рисунке 1.25.

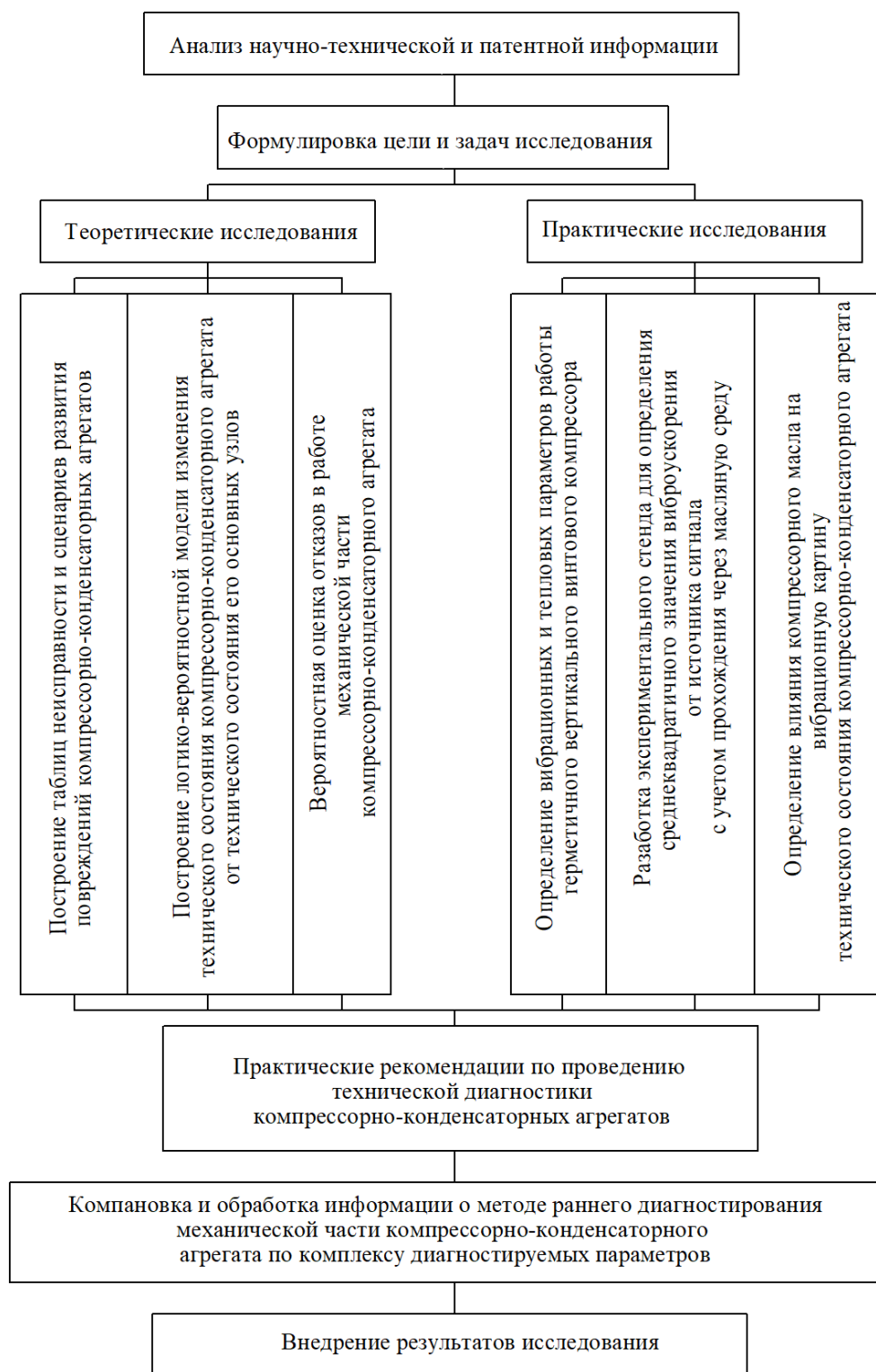


Рисунок 1.25 – Структурно-логическая схема исследований

Выводы по разделу 1:

1. Проведенный аналитический обзор литературных источников по теме компрессорно-конденсаторных агрегатов показал, что наибольшее распространение получили винтовые компрессора средних и крупных мощностей различных конструктивных исполнений. На основе собственных исследований установлено отсутствие структурированного порядка проведения технической диагностики герметичных вертикальных винтовых компрессоров на раннем этапе развития повреждения.

2. Проведен анализ возможных отказов компрессорно-конденсаторных агрегатов и методов их технической диагностики по теплофизическим и вибрационным параметрам, который показал, что наиболее рациональный метод технической диагностики механической части герметичных вертикальных винтовых компрессоров на раннем этапе развития повреждения по параметрам вибрации.

3. Изучена последовательность проведения технической диагностики герметичных вертикальных винтовых компрессоров по спектральному анализу составляющих вибрационного сигнала. Предложена схема возможного пути прохождения вибрационного сигнала с указанием рекомендуемых фиксируемых точек контроля.

РАЗДЕЛ 2.

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ РАННЕГО ДИАГНОСТИРОВАНИЯ
НА ОСНОВЕ ЛОГИКО-ВЕРОЯТНОСТНЫХ МОДЕЛЕЙ

Компрессорно-конденсаторная система относится к динамическим системам, для определения надежности которых можно применить структурную схему математической модели надежности, представленную на рисунке 2.1, где $F(t)$ – вектор внешних воздействий; $H(t)$ – вектор числа отказов за время t ; $P(t)$ – вектор помех; $B(t)$ – вектор эксплуатационных воздействий, приводящих к уменьшению вредного влияния ряда факторов [36].

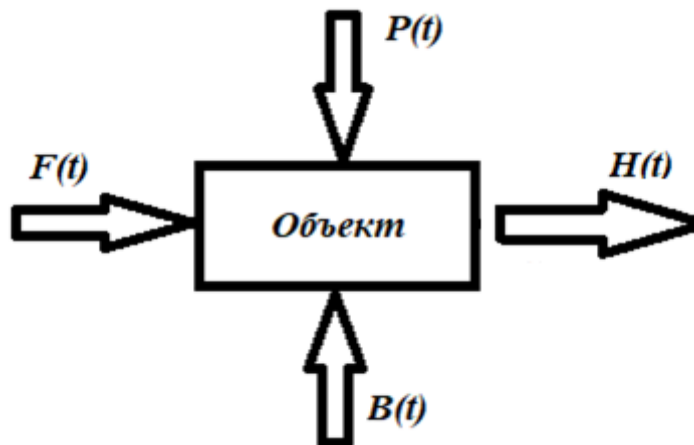


Рис. 2.1 – Структурная схема математической модели надежности

При воздействии внешних и внутренних факторов возникает реакция системы, которая выражается в появлении вектора потока отказов [9]:

$$H(t) = Q[F(t), P(t), B(t)]$$

где Q – характеристика объекта, которую необходимо определить при исследовании надежности системы.

Модель возникновения параметрического отказа работы компрессорно-конденсаторного агрегата сводится к разделению агрегата на технические узловые составляющие, которые рассматриваются и учитываются в дальнейшем как комплекс узлов, влияющих не только на отказ работы системы, но и на ее техническое состояние в целом [8]. При этом, для конкретных условий работы учиты-

вается физика отказов, механизмы и вероятностные характеристики процесса изнашивания.

Теоретические исследования в области износостойкости деталей компрессорно-конденсаторного агрегата показали [81,82], что наилучшей детермической основой интенсивности изнашивания является мультипликативная зависимость от безразмерных обобщенных критериев системы [108].

Интенсивность отказов определяется по зависимости [84]:

$$\lambda = f(T)/P(T) \quad (2.1)$$

где: $f(T)$ – плотность распределения отказов;

$P(T)$ – вероятность безотказной работы узла.

Основной проблемой математической модели технического состояния и прогнозирования отказа работы компрессорно-конденсаторного агрегата является отсутствие математической зависимости влияния узлов и деталей на техническое состояния друг друга и системы в целом [144].

2.1. Построение диагностических матриц и сценариев развития повреждений компрессорно-конденсаторных агрегатов

Высокие требования к надежности машин и аппаратов обусловлены тем, что в большинстве случаев их отказы в работе приводят к нарушению технологических процессов и простою оборудования [1]. Компрессорно-конденсаторные агрегаты пищевой промышленности, в данном случае, не являются исключением. Несвоевременное проведение технического обслуживания систем и технологических линий приводит не только к длительному простоя оборудования, нарушению технологии его работы, но и к значительным экономическим затратам. Обычно потери за счет недостаточной надежности представляют собой сумму стоимости выходящего из строя агрегата и стоимости связанного с ним оборудования, которое портится или разрушается в результате отказа [116].

Согласно ГОСТ Р 53480-2009 «Надежность в технике», надежность – это свойство готовности и влияющее на него свойство безотказности и ремонтпригодности, и поддержка технического обслуживания [51].

Для проведения анализа надежности используются различные методы идентификации опасностей и оценивания риска.

Таблица 2.1 – Использование методов для решения общих задач анализа надежности [47]

<i>Метод</i>	<i>Распределение требований/целей надежности</i>	<i>Качественный анализ</i>	<i>Количественный анализ</i>
Прогнозирование интенсивности отказов	Применим для последовательных систем без резервирования	Возможно применение для анализа стратегии технического обслуживания	Вычисление интенсивностей отказов и средней наработки на отказ для электронных компонентов и оборудования
Анализ дерева неисправностей	Применим, если поведение системы зависит от времени или последовательности событий	Анализ комбинации неисправностей	Вычисление показателей безотказности работоспособности и относительного вклада подсистем в системы
Анализ дерева событий	Возможен	Анализ дерева последовательности отказов	Вычисление интенсивности отказов системы
Анализ структурной схемы надежности	Применим для систем, у которых можно выделить независимые блоки	Анализ путей работоспособности	Вычисление показателей безотказности и комплексных показателей надежности системы
Марковский анализ	Применим	Анализ последовательности отказов	Вычисление показателей безотказности и комплексных показателей надежности системы
Анализ сети Петри	Применим	Анализ последовательности отказов	Вычисление показателей безотказности и комплексных показателей надежности системы
Анализ режимов и последствий (критичности) отказов FME(C)A	Применим для систем, у которых преобладают единичные отказы	Анализ воздействия отказов	Вычисление интенсивностей отказов (и критичности) системы
Исследование HAZOP	Поддержка	Анализ причин и последствий отклонений	Не применим
Анализ человеческого фактора	Поддержка	Анализ воздействия действий эффективности человека на работу системы	Вычисление вероятностей ошибок человека
Анализ прочности и напряжений	Не применим	Применим как средство для предотвращения неисправностей	Вычисление показателей безотказности электромеханических компонентов
Таблица истинности (анализ функциональной структуры)	Не применим	Возможен	Вычисление показателей безотказности и комплексных показателей надежности системы
Статический метод надежности	Возможен	Анализ воздействий неисправностей	Определение количественных оценок показателей безотказности с неопределенностью

Для повышения энергетической эффективности и надежности герметичных вертикальных винтовых компрессоров, целесообразно использовать методы идентификации анализа дерева неисправности и анализа дерева событий [141].

Анализ дерева неисправностей позволяет выявить пути реализации опасного события, в первую очередь при оценке риска для определения вероятностей или частот неисправностей аварий. Общие рекомендации по применению анализа дерева неисправностей приведены в ГОСТ Р 51901-2002 [46].

Модель дерева неисправностей должна отображать продвижение этапов проекта, для более глубокого понимания типов неисправностей [107].

Процедура анализа дерева неисправностей состоит из следующих этапов:

- определение области анализа;
- определение проекта, функций и действия системы;
- определение вершины событий;
- конструирование дерева неисправностей;
- анализ логики дерева неисправности и составление отчета о результатах анализа.

В дерево неисправностей должны включаться события, являющиеся следствием всех причин возможных отказов. Такие причины должны включать результаты воздействия всех условий окружающей среды или других условий, которые могут воздействовать на элемент, включая те, появление которых возможно в процессе работы, даже если они не предусмотрены в проектной спецификации.

Для построения дерева неисправностей компрессорно-конденсаторных агрегатов с применением вертикального герметичного винтового компрессора, необходимо учесть внутренние и внешние факторы воздействия, которые могут привести систему к отказу.

Внутренним фактором воздействия является:

- состояние неподвижных соединений;
- состояние режима подачи смазочного материала;
- взаимность расположения элементов;

- равномерность распределения сил в системе;
- накопленность усталостных повреждений (трещин).

Внешним фактором воздействия является:

- отключение электропитания компрессора;
- воздействие окружающей среды;
- выход из строя приборов КИП;

Техническое состояние компрессорно-конденсаторного агрегата классифицируется по четырем признакам [71]:

- Хорошее;
- Удовлетворительное;
- Плохое;
- Аварийное.

Вершинами событий в построении таблиц неисправности компрессорно-конденсаторного агрегата являются ее основные узлы и элементы:

- Подшипники качения – предназначены для восприятия нагрузки от роторов винтового компрессора. В конструктивном исполнении один из подшипников работает полностью погруженным в масляную ванну компрессора.

- Винтовая пара является рабочим органом компрессора, которая предназначена для сжатия паров холодильного агента за счет уменьшения рабочего объема. К ведомому ротору крутящий момент передается через демпфирующий элемент, которым служит масло. Также компрессорное масло, которое впрыскивается в рабочую зону, обеспечивает отсутствие металлического контакта между роторами и отводит теплоту.

- Трубопровод и теплообменники. Система теплообменников состоит из медных змеевиковых испарителей и конденсаторов, которые как показывает практика, наиболее часто подвержены воздействию внешних факторов.

Таблица 2.2 – Диагностическая матрица технического состояния подшипника качения при воздействии внутренних факторов

Состояние неподвижных соединений	Состояние режима подачи смазочного материала	Взаимность расположения элементов	Равномерность распределения сил в системе	Накопление усталостных повреждений	-
Неподвижность сопрягаемых узлов	Режим подачи и отвода смазки не нарушен. Отсутствует загрязнение смазочного материала	Угол перекоса подшипникового узла отсутствует или находится в допустимом диапазоне $\pm 8' \dots 4'$	Равномерное распределение нагрузки между телами качения	Отсутствие трещин	Хорошее
Малые перемещения сопрягаемых узлов	Смазочный материал окисляется	Не значительное изменение площади контакта соприкасающихся элементов	Равномерное распределение нагрузки между телами качения	Повышение усталостных напряжений на кольца сепаратора подшипников качения, больше допустимых норм	Удовлетворительное
	Изменяется химический состав и физические свойства масла				
Смещение сопрягаемых деталей относительно друг другу	Снижение и нарушение расхода смазочного материала	Снижение площади контакта сопрягающихся поверхностей	Нарушение равномерности распределения нагрузки между телами качения	Развитие и проявление усталостных трещин на кольце сепаратора	Плохое
Возникновение ударных сил между телами качения	Абразивный износ тел качения	Нарушение взаимного расположения тел качения	Нарушение равномерности распределения нагрузки между телами качения	Интенсивное развитие усталостных повреждений	Аварийное

Анализ диагностической матрицы неисправности подшипника качения позволяет получить следующий сценарий развития повреждений:

1. В момент малого отклонения технического состояния системы происходит изменение химического состава и физических свойств масла. Масло, в свою очередь, находится в технической системе винтового компрессора.

2. При нарушении расхода смазочного материала и/или его загрязнении и/или изменении его физических свойств происходит абразивный износ тел качения.

3. При абразивном износе тел качения нарушается равномерность распределения нагрузки на подшипнике. На подшипнике появляются выкрашиваемые поверхности и/или вмятины.

4. Нарушение равномерности распределения нагрузки влияет на взаимное расположение рабочих элементов подшипника.

5. Возникновение ударных сил между телами качения является последствием нарушения взаимного расположения.

6. Интенсивное развитие усталостных трещин может привести не только к разрушению и появлению трещин на внутреннем кольце подшипника, но и к изменению его угла поворота.

В приведенном выше сценарии развития повреждения, на нарушение равномерности распределения нагрузки имеет прямое влияние не только абразивный износ смазочного материала, но и совокупность внешних факторов воздействия. Техническое состояние подшипника качения при внешних факторах воздействия приведено в таблице 2.3.

Таблица 2.3 – Диагностическая матрица технического состояния подшипника качения при воздействии внешних факторов

Влияние человеческого фактора	Влияние окружающей среды	Отключение электропитания	Выход из строя приборов КИ-ПиА	-
Обслуживающий персонал состоит из ответственных высококвалифицированных специалистов	Температура окружающей среды не влияет на работу подшипников качения	При работе компрессора не наблюдаются перепады напряжения	Приборы автоматики в исправном состоянии	Хорошее
	Окружающая среда не влияет на нарушение герметичности системы			
Обслуживающий персонал не проводил плановый осмотр	Температура окружающей среды не влияет на работу подшипников качения	При работе компрессора возникали нарушения перепада электропитания	Приборы автоматики имеют малые отклонения	Удовлетворительное
	Окружающая среда не влияет на нарушение герметичности системы	Частый пусковой момент запуска электродвигателя повысил допустимые нагрузки		
Обслуживающий персонал не проводил плановый осмотр системы	Окружающая среда является не благоприятной для работы или установки оборудования	Работа электросети не стабильна	Приборы автоматики имеют малые отклонения	Плохое

Продолжение таблицы 2.3.

По вине обслуживающего персонала произошло нарушение герметичности системы подачи масла или герметичности кожуха масляной ванны на месте установки подшипника качения				
По вине обслуживающего персонала произошло нарушение герметичности системы подачи масла или герметичности кожуха масляной ванны на месте установки подшипника качения	Окружающая среда является причиной нарушения герметичности систем экономайзера и/или кожуха компрессора и/или конденсатора	Из-за нестабильной работы электросети и возникновении частых пусковых моментов произошло превышение допустимых нагрузок на подшипник качения	Из-за выхода из строя приборов автоматики коэффициент рабочего времени компрессора равен 1	Аварийное
Холодильный агент не докипел в испарителе и в жидком состоянии попадает в компрессор (влажный ход)			Повышенный расход электроэнергии и интенсивный износ подшипникового узла	
Гидравлический удар по внутреннему кольцу подшипника качения				

Внешние факторы могут иметь прямой и косвенный характер воздействия на техническое состояние компрессорно-конденсаторного агрегата. Например, если рассматривать, подшипниковый узел, то внешние факторы не оказывают никаких прямых воздействий на техническое состояние подшипникового узла, но являются основополагающими для внутреннего фактора развития повреждения.

Анализ диагностической матрицы подшипника качения при внешних факторах воздействия позволяет предусмотреть следующий алгоритм сценария развития повреждения (таблица 2.3):

1. В исправном состоянии винтовой компрессор обслуживает ответственный, высококвалифицированный персонал, который исключает полностью влияние человеческого фактора на техническое состояние системы. Окружающая среда является благоприятной и не способна нарушить герметичность системы, температура окружающей среды не влияет на работу подшипника. Электропитание сети стабильное и бесперебойное.

2. Начало малого отклонения технического состояния компрессорно-конденсаторного агрегата и подшипникового узла наступает в момент несвоевременного проведения технического осмотра компрессора. Обслуживающий персо-

нал не провел своевременную замену масла, что в дальнейшем уже косвенно влияет на химический состав масла.

3. Необходимость проведения ремонтных работ наступает в момент нарушения герметичности компрессора. Здесь сценарий развития повреждения выглядит следующим образом:

- по вине обслуживающего персонала происходит нарушение герметичности теплообменников и/или системы подачи масла и/или компрессора. Если происходит нарушение герметичности теплообменника, холодильный агент из-за снижения давления в системе «не докипает». При нарушении герметичности системы подачи масла нарушается процесс теплоотдачи масла в рабочем объеме винтового компрессора;

- нарушение герметичности системы также происходит из-за «агрессивности» окружающей среды.

4. Наиболее важным является описание алгоритма отказа подшипников качения. В случае несвоевременного проведения ремонтных работ, при нарушении герметичности системы происходит гидравлический удар жидкости по внутреннему кольцу подшипника качения. Изменение угла поворота внутреннего кольца подшипника приводит к нарушению соосности винтовой пары. Выход из строя приборов автоматики стремительно повышает коэффициент рабочего времени компрессорно-конденсаторного агрегата, повышается расход электроэнергии и повышенный износ подшипников качения.

Анализ диагностической матрицы винтовой пары компрессорно-конденсаторного агрегата определяет следующий сценарий развития повреждения (таблица 2.4).

Таблица 2.4 – Диагностическая матрица технического состояния винтовой пары при воздействии внутренних факторов

Состояние неподвижных соединений	Состояние режима подачи смазочного материала	Взаимность расположения элементов	Равномерность распределения сил в системе	Накопление усталостных повреждений	-
Неподвижность сопрягаемых узлов	Режим подачи и отвода смазки не нарушен. Отсутствует загрязнение смазочного материала	Винтовая пара имеет соосное расположение	Равномерное распределение нагрузки между винтовой парой	Отсутствие трещин	Хорошее
Неподвижность сопрягаемых узлов	Смазочный материал загрязнен	Винтовая пара имеет соосное расположение	Равномерное распределение нагрузки между винтовой парой	Отсутствие трещин	Удовлетворительное
Увеличение торцевого зазора	Чрезмерный расход и утечка масла	Нарушение соосности винтовой пары	Повышение нагрузки на винтовую пару в следствии точечного соприкосновения винтов	Появление «задиоров» на винтах в точках соприкосновения	Плохое
Уменьшение торцевого зазора или заклинивание роторов	Отсутствие масляной пленки между винтовой парой	Нарушение соосности винтовой пары	Повышение сил трения	Выкрашивание цилиндрической поверхности корпуса рабочего объема винтовой пары	Аварийное

1. В исправном состоянии винтовая пара обеспечивает соблюдение соосности, не производит сильных вибрационных параметров.

2. Малы отклонения в техническом состоянии происходят при загрязнении смазочного материала. Из-за загрязнения масла, в момент его подачи в рабочую полость происходит интенсивный износ фильтра маслоотделителя.

3. Выход из строя фильтра маслоотделителя или проявление не герметичности уплотнителя масляного фильтра влечет за собой чрезмерный расход масла – этот момент в техническом состоянии системы является первым признаком необходимости проведения ремонтных воздействий.

4. В обоих случаях, описанных выше, при своевременном осмотре можно обойтись заменой уплотнителя или самого фильтра, но при развитии неисправности может произойти увеличение или уменьшение торцевого зазора, которое влечёт за собой нарушение соосности винтовой пары и отсутствие масляной пленки.

5. При увеличении торцевого зазора происходит точечное соприкосновение винтов, температура в момент соприкосновения повышается от 300 °С до 400 °С, что приводит к температурному расширению металла, а в дальнейшем – склиниванию винтовой пары.

6. При уменьшении торцевого зазора происходит повышение сил трения винтовой пары о цилиндрическую поверхность корпуса. Это приводит к выкрашиванию цилиндрической поверхности, и наступлению аварийного состояния. Причиной может быть:

- отказ фильтра маслоотделителя;
- негерметичность уплотнения фильтра маслоотделителя.

Таблица 2.5 – Диагностическая матрица технического состояния винтовой пары при воздействии внешних факторов

Влияние человеческого фактора	Влияние окружающей среды	Отключение электропитания	Выход из строя приборов КИ-ПиА	-
Обслуживающий персонал состоит из высококвалифицированных специалистов	Температура окружающей среды не влияет на работу винтовой пары	При работе компрессора не наблюдаются перепады напряжения	Приборы автоматики в исправном состоянии	Хорошее
Обслуживающий персонал не проводил замену масла	Температура окружающей среды не влияет на работу винтовой пары	Компрессор не стабильно включается или не перезапускается	Приборы автоматики имеют малые отклонения	Удовлетворительное
Обслуживающий персонал не проводил плановый осмотр фильтра маслоотделителя	Температура окружающей среды не влияет на работу винтовой пары	Компрессор не стабильно включается или не перезапускается	Отключение компрессора термостатом	Плохое
-	Температура окружающей среды не влияет на работу винтовой пары	Резкое снижение коэффициента полезного действия компрессора. Повышение расхода электроэнергии	-	Аварийное

Таблица 2.6 – Диагностическая матрица технического состояния фильтра подачи масла при воздействии внутренних факторов

Состояние неподвижных соединений	Состояние режима подачи смазочного материала	Взаимность расположения элементов	Равномерность распределения сил в системе	Накопление усталостных повреждений	-
Неподвижность сопрягаемых узлов	Режим подачи и отвода смазки не нарушен. Отсутствует загрязнение смазочного материала	Отсутствует изменение площади контакта фильтра	Равномерное распределение нагрузки	Отсутствие трещин	Хорошее
Неподвижность сопрягаемых узлов	Смазочный материал загрязнен	Отсутствует изменение площади контакта фильтра	Равномерное распределение нагрузки	Отсутствие трещин	Удовлетворительное
Неподвижность сопрягаемых узлов	Чрезмерный расход и утечка масла	Уменьшение площади контакта фильтра.	Снижение сил трения масла в масляном фильтре	Появление трещины на уплотнителе и нарушение герметичности	Плохое
Неподвижность сопрягаемых узлов	Чрезмерный расход и утечка масла	Уменьшение площади контакта фильтра или полное его отсутствие	Снижение сил трения масла в масляном фильтре	Выкрашивание уплотнителя и проявление трещин на фильтре маслоотделителя	Аварийное

Таблица 2.7 – Диагностическая матрица технического состояния фильтра подачи масла при воздействии внешних факторов

Влияние человеческого фактора	Влияние окружающей среды	Отключение электропитания	Выход из строя приборов КИПиА	-
Обслуживающий персонал состоит из высококвалифицированных специалистов	Температура окружающей среды не влияет на работу фильтра	Отключение электропитания не влияет на работу фильтра	Приборы автоматики в исправном состоянии	Хорошее
Обслуживающий персонал не проводил замену масла	Температура окружающей среды не влияет на работу фильтра	Отключение электропитания не влияет на работу фильтра	Приборы автоматики имеют малые отклонения	Удовлетворительное
Обслуживающий персонал не проводил плановый осмотр фильтра маслоотделителя	Температура окружающей среды не влияет на работу фильтра	Отключение электропитания не влияет на работу фильтра	Выход из строя регулятора и электромагнитного клапана.	Плохое

Продолжение таблицы 2.7.

Обслуживающий персонал не проводил плановый осмотр фильтра маслоотделителя и уплотнителя маслоотделителя	Температура окружающей среды не влияет на работу фильтра	Отключение электропитания не влияет на работу фильтра	Выход из строя регулятора и электромагнитного клапана. Изменение коэффициента рабочего времени компрессора	Аварийное
--	--	---	--	------------------

Стоит отметить, что основным признаком нарушения работы или герметичности масляного фильтра или уплотнителя маслоотделителя является снижение коэффициента полезного действия компрессора.

Приборы автоматики – это технические средства, предназначенные для управления процессами без непосредственного участия человека. В любых холодильных модулях, к наиболее распространенным относятся следующие приборы автоматики:

- Реле температуры. Предназначено для измерения микроклиматических условий в охлаждаемом объеме и отключении компрессора при определенно достигнутых температурных параметрах. Исходя из этого, реле температуры непосредственно влияет на коэффициент рабочего времени компрессора. Если рассматривать ситуацию отказа элемента реле температуры, то в целом система будет являться работоспособной, но будет иметь вероятность отказа через определенный промежуток времени. Например, в момент выхода из строя реле температуры, компрессор перестает работать циклично, отсутствует время простоя компрессора. В связи с этим происходит интенсивный износ подшипника и в дальнейшем картина развития дерева повреждения характеризуется таблицей 2.3.

- Реле давления. Служит для защиты холодильной машины от недопустимо низкого давления в испарителе и высокого давления в конденсаторе, а также для автоматического регулирования холодопроизводительности компрессора. Картина неисправности реле низкого давления может, в худшем случае, не допустить включения компрессора, что приведет к простоя компрессорно-конденсаторного агрегата. В случае с выходом из строя реле высокого давления, происходит нарушение контроля за предельно допустимым давлением в конденсаторном узле. Несвоевременное проведение ремонтных работ приводит к повышению коэффици-

ента рабочего времени компрессора, интенсивному износу подшипника и нарушению герметичности конденсаторного узла, при совокупном влиянии фактора неблагоприятной окружающей среды.

- Терморегулирующий клапан. Предназначен для автоматического регулирования массы подаваемого холодильного агента в испаритель, в зависимости от тепловой нагрузки на испарительный блок, а также для дросселирования холодильного агента в момент его попадания в испаритель. Процесс дросселирования подразумевает резкое снижение давления холодильного агента, в результате которого происходит фазовый переход вещества из жидкого в парообразное. Рабочим органом терморегулирующего клапана является чувствительная мембрана, которая выполняет функцию открытия и закрытия клапана в момент остановки компрессора и повышения давления в испарителе. Последствием выхода из строя терморегулирующего клапана может быть нарушение процесса дросселирования холодильного агента, в результате чего жидкий холодильный агент попадает в испаритель, нарушая холодопроизводительность установки. Более опасной и дорогостоящей проблемой отказа системы при несвоевременном проведении ремонтных воздействий, является попадание жидкого холодильного агента в рабочую полость компрессорного блока, в результате которого происходит гидравлический удар.

Несвоевременный контроль за показаниями приборов автоматики может привести к развитию неисправности подшипникового узла или винтовой пары и вызвать полную остановку системы, при отказе реле низкого давления, без дальнейшего развития повреждения системы.

Последней вершиной события анализа таблиц неисправности является трубопровод. Под термином трубопровод подразумевается не только трубопроводная магистраль, по которой происходит движения холодильного агента от одного узла к другому, но и совокупность теплообменных аппаратов, которые задействованы в компрессорно-конденсаторном агрегате.

Трубопровод компрессорно-конденсаторного агрегата выполнен из медных трубок с различными толщинами и диаметрами. Магистральные участки выпол-

нены из меди большей толщины и с большим диаметром, а конденсаторный блок выполнен из медных трубок меньшего диаметра.

Техническое состояние трубопровода характеризуется как и описанные ранее остальные узлы. Здесь важной отличительной особенностью, по сравнению с предыдущими элементами, является отсутствие воздействия внутреннего фактора, а лишь влияния внешнего фактора.

Внешние факторы воздействия на трубопровод имеют незначительные изменения, например, перепады электроэнергии не способны влиять на техническое состояние трубопровода, а влияние окружающей среды оказывает более расширенное воздействие.

Как правило, внешний фактор воздействия окружающей среды на трубопровод классифицируется по следующим признакам:

- Температура окружающей среды;
- Влажность воздуха;
- Запыленность.

2.2. Логико-вероятностная модель влияния изменения технического состояния основных узлов на работу компрессорно-конденсаторных агрегатов

На начальном этапе построения модели зависимости надежности компрессорно-конденсаторного агрегата необходимо определить:

- Определить функции, выполняемые системой;
- Определить параметры эффективности диагностирования и допустимые границы их измерения;
- Определить режимы эксплуатации системы и условия влияния окружающей среды.

Подобные модели представляются схемами с последовательным или параллельным соединением блоков. Блоками являются узлы системы, наиболее подверженные вероятности отказа.

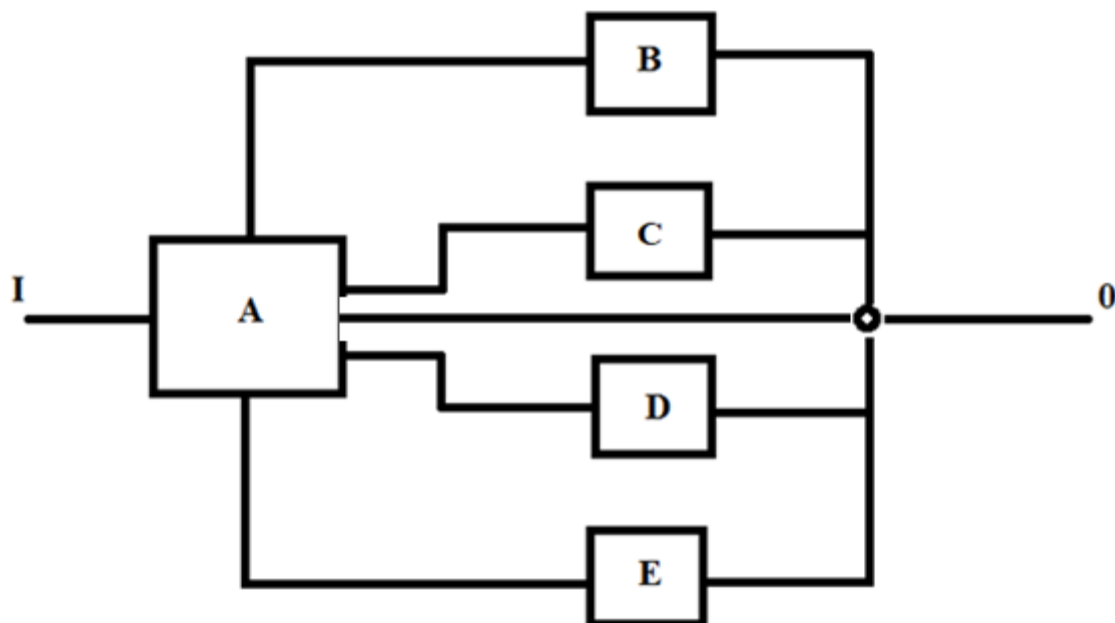


Рисунок 2.2 – Структурная схема надежности компрессорно-конденсаторного агрегата:

A – винтовая пара; B – подшипниковый узел;

C – приборы автоматики и автоматизации; D – фильтры;

E – трубопровод.

Данная модель наиболее информативно характеризует сценарии развития повреждений системы, которые были описаны в пункте 2.1.

Пути работоспособности, изображенные с помощью структурной схемы надежности, описываются Булевым выражением [47]:

$$SS = A \cup B \cup C \cup D \cup E \quad (2.2)$$

где:

SS – событие, состоящее в том, что система находится в работоспособном состоянии;

A, B, C, D, E – событие, состоящее в том, что узлы системы находятся в работоспособном состоянии.

где:

A – событие, состоящее в том, что винтовая пара находится в работоспособном состоянии;

B – событие, состоящее в том, что подшипниковые узлы находятся в работоспособном состоянии;

C – событие, состоящее в том, что приборы автоматики находятся в работоспособном состоянии;

D – событие, состоящее в том, что фильтры находятся в работоспособном состоянии;

E – событие, состоящее в том, что трубопровод находится в работоспособном состоянии.

События A, B, C, D, E не могут быть заменены вероятностями R_A, R_B, R_C, R_D, R_E для определения вероятности безотказной работы (ВБР) системы, так как выражение (2.1) является набором пересекающихся событий.

Для определения вероятности безотказной работы, необходимо логическое сортирование вероятных последовательных событий с применением таблиц истинности.

Таблица 2.8 – Таблица истинности

Элемент					Система
A	B	C	D	E	
0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	1	0
0	0	0	1	0	0
0	0	0	1	1	0
0	0	1	0	0	0
0	0	1	0	1	0
0	0	1	1	0	0
0	0	1	1	1	0
0	1	0	0	0	0

Продолжение таблицы 2.8.

0	1	0	0	1	0
0	1	0	1	0	0
0	1	0	1	1	0
0	1	1	0	0	0
0	1	1	0	1	0
0	1	1	1	0	0
0	1	1	1	1	0
1	0	0	0	0	1
1	0	0	0	1	1
1	0	0	1	0	1
1	0	0	1	1	1
1	0	1	0	0	1
1	0	1	0	1	1
1	0	1	1	0	1
1	0	1	1	1	1
1	1	0	0	0	1
1	1	0	0	1	1
1	1	0	1	0	1
1	1	0	1	1	1
1	1	1	0	0	1
1	1	1	0	1	1
1	1	1	1	0	1
1	1	1	1	0	1
1	1	1	1	1	1
1	1	1	1	1	1

Примечание – 1 – исправный элемент, 0 – элемент с дефектом

Преобразовывая выражение (2.1), подставляя комбинации с результатом работоспособной системы как сумму непересекающихся событий, из таблицы 2.8, получим следующее выражение:

$$SS = \bar{A}\bar{B}\bar{C}\bar{D}\bar{E} \cup \bar{A}\bar{B}\bar{C}\bar{D}E \cup \bar{A}\bar{B}\bar{C}D\bar{E} \cup \bar{A}\bar{B}\bar{C}DE \cup \bar{A}\bar{B}C\bar{D}\bar{E} \cup \bar{A}\bar{B}C\bar{D}E \cup \bar{A}\bar{B}CD\bar{E} \cup \bar{A}\bar{B}CDE \cup \bar{A}B\bar{C}\bar{D}\bar{E} \cup \bar{A}B\bar{C}\bar{D}E \cup \bar{A}B\bar{C}D\bar{E} \cup \bar{A}B\bar{C}DE \cup \bar{A}BC\bar{D}\bar{E} \cup \bar{A}BC\bar{D}E \cup \bar{A}BCD\bar{E} \cup \bar{A}BCDE \quad (2.3)$$

С позиции Булевой алгебры, выражение (2.2) и (2.3) идентичны. Однако в выражении (2.3) каждый буквенный символ $\bar{A}\bar{B}\bar{C}\bar{D}\bar{E}$ и $ABCDE$ должен быть преобразован в соответствующие системы ВБР, а именно:

$$\bar{A} = (1 - R_A); \quad (2.4)$$

$$A = R_A; \quad (2.5)$$

$$\bar{B} = (1 - R_B); \quad (2.6)$$

$$B = R_B; \quad (2.7)$$

$$\bar{C} = (1 - R_C); \quad (2.8)$$

$$C = R_C; \quad (2.9)$$

$$\bar{D} = (1 - R_D); \quad (2.10)$$

$$D = R_D; \quad (2.11)$$

$$\bar{E} = (1 - R_E); \quad (2.12)$$

$$E = R_E. \quad (2.13)$$

Преобразовав выражение (2.3), с учетом выражений (2.4-2.13), получим:

$$\begin{aligned} SS = & (1 - R_A) \cdot (1 - R_B) \cdot (1 - R_C) \cdot (1 - R_D) \cdot (1 - R_E) + (1 - R_A) \cdot \\ & (1 - R_B) \cdot (1 - R_C) \cdot (1 - R_D) \cdot R_E + (1 - R_A) \cdot (1 - R_B) \cdot (1 - R_C) \cdot R_D \cdot (1 - R_E) + \\ & (1 - R_A) \cdot (1 - R_B) \cdot (1 - R_C) \cdot R_D \cdot R_E + (1 - R_A) \cdot (1 - R_B) \cdot R_C \cdot (1 - R_D) \cdot \\ & (1 - R_E) + (1 - R_A) \cdot (1 - R_B) \cdot R_C \cdot (1 - R_D) \cdot R_E + (1 - R_A) \cdot (1 - R_B) \cdot R_C \cdot R_D \cdot \\ & (1 - R_E) + (1 - R_A) \cdot (1 - R_B) \cdot R_C \cdot R_D \cdot R_E + (1 - R_A) \cdot R_B \cdot (1 - R_C) \cdot (1 - R_D) \cdot \\ & (1 - R_E) + (1 - R_A) \cdot R_B \cdot (1 - R_C) \cdot (1 - R_D) \cdot R_E + (1 - R_A) \cdot R_B \cdot (1 - R_C) \cdot R_D \cdot \\ & (1 - R_E) + (1 - R_A) \cdot R_B \cdot (1 - R_C) \cdot R_D \cdot R_E + (1 - R_A) \cdot R_B \cdot R_C \cdot (1 - R_D) \cdot \end{aligned}$$

$$(1 - R_E) + (1 - R_A) \cdot R_B \cdot R_C \cdot (1 - R_D) \cdot R_E + (1 - R_A) \cdot R_B \cdot R_C \cdot R_D \cdot (1 - R_E) + (1 - R_A) \cdot R_B \cdot R_C \cdot R_D \cdot R_E \quad (2.14)$$

Сократив выражение (2.14), получим, что техническое состояние системы напрямую зависит от технического состояния элемента R_A , а именно:

$$SS = (1 - R_A) \quad (2.15)$$

Для определения ВБР винтовой пары и логического описания влияния приборов автоматики, трубопровода, фильтра и подшипника, необходимо построить таблицу истинности событий работы винтовой пары.

Таблица 2.9 – Таблица истинности событий работы винтовой пары

Элемент				Винтовая пара
В	С	Д	Е	
0	0	0	0	0
1	0	0	0	0
0	1	0	0	0
0	0	1	0	0
0	0	0	1	0
1	0	0	1	0
1	0	1	0	0
1	1	0	0	0
0	1	0	1	0
0	0	1	1	0
0	1	1	0	0

Продолжение таблицы 2.9.

1	0	1	1	1
1	1	0	1	1
1	1	1	0	1
0	1	1	1	0
1	1	1	1	1
Примечание – 1 – исправный элемент, 0 – элемент с дефектом				

На подобии выражения (2.14), определим вероятность безотказной работы винтовой пары:

$$SS_{\text{винтовая пара}} = \bar{B}\bar{C}\bar{D}E + \bar{B}\bar{C}D\bar{E} + \bar{B}C\bar{D}\bar{E} + \bar{B}\bar{C}\bar{D}\bar{E} \quad (2.16)$$

Преобразовав выражение (2.16), с учетом выражений (2.4-2.13), получим:

$$SS_{\text{винтовая пара}} = (1 - R_B) \cdot (1 - R_C) \cdot (1 - R_D) \cdot R_E + (1 - R_B) \cdot (1 - R_C) \cdot R_D \cdot (1 - R_E) + (1 - R_B) \cdot R_C \cdot (1 - R_D) \cdot (1 - R_E) + (1 - R_B) \cdot (1 - R_C) \cdot (1 - R_D) \cdot (1 - R_E) \quad (2.17)$$

С учетом преобразований и сокращений выражение (2.17) примет следующий вид:

$$SS_{\text{винтовая пара}} = (R_B - 1) \cdot (R_E \cdot R_D + R_E \cdot R_C + R_D \cdot R_C - 2 \cdot R_C \cdot R_D \cdot R_E - 1) \quad (2.18)$$

Вероятность безотказной работы компрессорно-конденсаторного агрегата с применением вертикального герметичного винтового компрессора, с учетом выражений (2.15) и (2.18) будет иметь следующий вид:

$$SS_{\text{системы}} = 1 - (R_B - 1) \cdot (R_E \cdot R_D + R_E \cdot R_C + R_D \cdot R_C - 2 \cdot R_C \cdot R_D \cdot R_E - 1) \quad (2.19)$$

Часть выражения (2.19)

$$(E \cdot D + E \cdot C + D \cdot C - 2 \cdot C \cdot D \cdot E - 1)$$

охарактеризуем как обобщенный коэффициент зависимости безотказной работы винтовой пары, тогда система выражений примет общий вид с тремя переменными:

B – ВБР подшипника качения;

$Z = (E \cdot D + E \cdot C + D \cdot C - 2 \cdot C \cdot D \cdot E - 1)$ – коэффициент, описывающий ВБР трубопровода/теплообменника, терморегулирующего клапана и масляного фильтра/уплотнителя маслоотделителя;

$SS_{\text{системы}}$ – ВБР системы.

В системе автоматизированного проектирования Mathcad, задаем матричный массив переменных, описывая их выражением:

$$f(SS_{\text{системы}}) = (B - 1) \cdot Z$$

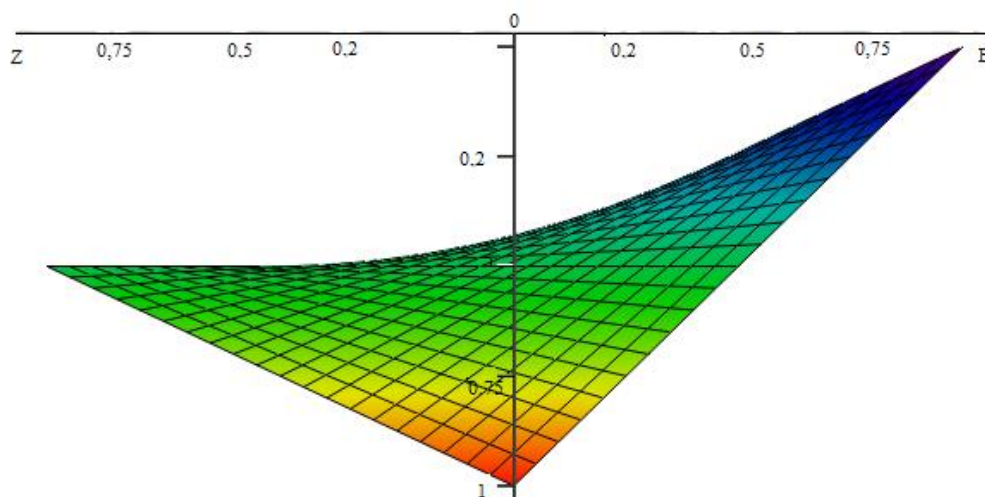


Рисунок 2.3 – График поверхности, описывающий зависимость ВБР подшипника качения, трубопровода, теплообменника, терморегулирующего клапана и масляного фильтра к вероятности отказа винтовой пары

2.3. Вероятностная оценка отказов в работе механической части компрессорно-конденсаторных агрегатов

Приведены сведения обо всех видах гарантийных ремонтов в течение четырех лет (2015-2019 гг.), в том числе ремонтов негерметичной компрессорной системы. Внезапный отказ механической части винтовых компрессоров, а именно подшипникового узла и винтовой пары, происходил не только в герметичных системах, но и в полугерметичных. Проведенный анализ журналов регистрации отказов различных предприятий пищевой промышленности и крупных торговых центров, где используются винтовые компрессоры различных фирм, позволил получить информацию о количестве ремонтных работ компрессорно-конденсаторных агрегатов с применением винтовых компрессоров (таблица 2.10).

Таблица 2.10 – Сведения о ремонтах компрессорно-конденсаторных агрегатов, работающих с применением винтовых компрессоров, которые выполнены сервисной службой «Ost-West» в 2015-2019 гг.

Дефекты	01/01/2015 – 31/12/2019												
	Сентябрь	Октябрь	Ноябрь	Декабрь	Январь	Февраль	Март	Апрель	Май	Июнь	Июль	Август	Всего
110001. Утечка в патрубке заправочном по запаю	0	0	0	0	0	0	0	1	2	4	0	1	8
110002. Утечка хладагента в патрубке заправочном по пережиму	0	0	0	0	0	1	0	0	2	1	1	1	5
110003. Утечка в стыке фильтр-осуш.-змеевик конденсатора	1	2	2	1	0	0	0	1	5	1	0	0	13

Продолжение таблицы 2.10.

110004. Утечка в стыке фильтр-осушитель - трубка капиллярная	2	4	1	1	1	1	10	0	0	0	0	0	20
110005. Утечка в фильтре-осушителе	0	0	1	0	0	0	0	1	0	1	2	12	17
110006. Утечка в стыке патрубков нагнет.- патр. компрессора	1	0	1	2	2	0	6	0	1	0	0	0	13
110007. Утечка в стыке патрубков заправ.-патрубок компрессора	4	0	1	4	1	0	0	0	0	6	0	2	18
110008. Утечка в стыке патруб. отсасывающий-патр. компрессор	0	0	0	3	0	1	7	0	4	1	0	1	17
110009. Утечка в змеевике конденсатора	1	1	0	0	0	0	1	2	4	1	5	1	16
110010. Утеч. в стыке патрубков нагн. змеевик конденсатора	1	0	4	0	0	1	0	1	0	1	2	0	10
110011. Утечка в стыке змеев. конденсатора-патрубок маслоохл.	1	0	2	1	1	0	3	1	1	0	1	0	11
110012. Утечка в стыке патр. маслоохл. патр. компрессора	0	2	0	0	0	0	4	4	1	1	6	0	18
110013. Утеч.в стыке трубка перех.-испарит	0	2	4	0	1	5	1	6	1	1	0	0	21
110014. Утечка в стыке трубопр. отсас.	3	4	0	1	1	2	6	4	1	0	1	1	24

Продолжение таблицы 2.10.

110015. Утечка в стыке медь-алюминий	2	6	9	1	0	1	1	1	1	0	0	0	22
110016. Утечка в стыке трубка обогрева - переходник	0	0	0	1	10	1	6	1	4	0	0	0	23
110017. Утечка в стыке переходник - конденсатора	0	0	0	1	0	4	0	2	5	1	0	0	13
120003. Избыток хладагента в системе	10	1	0	11	8	0	1	6	4	5	1	2	49
120004. Недостаток хладагента в системе	1	6	0	7	1	1	13	10	1	8	10	10	68
120010. Засор фильтра-осушителя	1	0	0	1	2	6	4	1	3	6	1	0	25
220001. Пробой на корпус	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1
230001. Недостаточная производительность	1	6	0	1	0	1	0	0	4	2	0	6	21
230002. Дефект винтовой пары	5	4	3	2	1	1	2	3	4	5	7	6	43
310005. Механическое повреждение подшипникового узла	37	30	19	16	16	21	23	32	36	43	45	43	361
320006. Дефекты уплотнителя	0	4	1	3	4	0	8	7	6	1	1	1	36
330001. Электропроводка	3	2	1	3	1	1	0	0	0	0	1	1	13
330006. Блок сигнализации	2	1	2	0	0	0	0	0	0	5	1	1	12
330010. Дефект датчика реле-температуры	4	4	1	1	6	5	1	2	0	0	0	0	24

Продолжение таблицы 2.10.

330032. Дефект реле пуска защитного	1	1	1	1	0	1	0	2	0	0	0	0	7
Всего	82	80	53	60	56	54	97	87	89	94	85	88	925

В течении этого периода было зарегистрировано 925 отказов компрессорно-конденсаторных узлов, в которых имеются винтовые компрессоры, в том числе 43 отказа вызваны за счет выхода из строя винтовой пары, процент которых составляет 4,6% от общего числа отказов. В указанном количестве общих отказов 361 отказ – произошел в следствии выхода из строя подшипника, процент которых в общем объеме составляет 39%.

Целью данного исследования является математическая обработка статистических данных об отказах компрессорно-конденсаторного агрегата за 4 года, поиск закона распределения, который наилучшим образом описывает статистический материал, обоснование возможности его применения для прогноза количества отказов из-за повреждений компрессорной системы и вероятности количества повреждений за четыре года. Для определения вероятности повреждений будут обрабатываться статистические данные в целом за 4 года.

Исходные данные о числе отказов винтовой пары за четыре года по месяцам представлены в табл. 2.11.

Таблица 2.11 – Количество отказов винтовой пары

Месяц Год	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	Всего
1	0	0	0	1	0	1	2	2	2	2	0	0	10
2	1	0	1	2	1	0	2	1	2	1	1	0	12
3	0	1	0	0	2	2	2	1	1	0	1	1	11
4	0	0	1	0	1	2	1	2	0	1	1	1	10
Всего за каж- дый месяц	1	1	2	3	4	5	7	6	5	4	3	2	43

Проверяется гипотеза H_0 : случайная величина X – число отказов компрессорно-конденсаторной системы в следствие отказа винтовой пары подчинено

нормальному закону распределения [70]. Качественным подтверждением этой гипотезы может служить вид гистограммы, на которой по оси абсцисс откладывается временной период – номер месяца возникновения отказа, а по оси ординат – число отказов за месяц по результатам наблюдений за четыре года. Данные сгруппированы по месяцам в течение четырех лет (рис. 2.3).

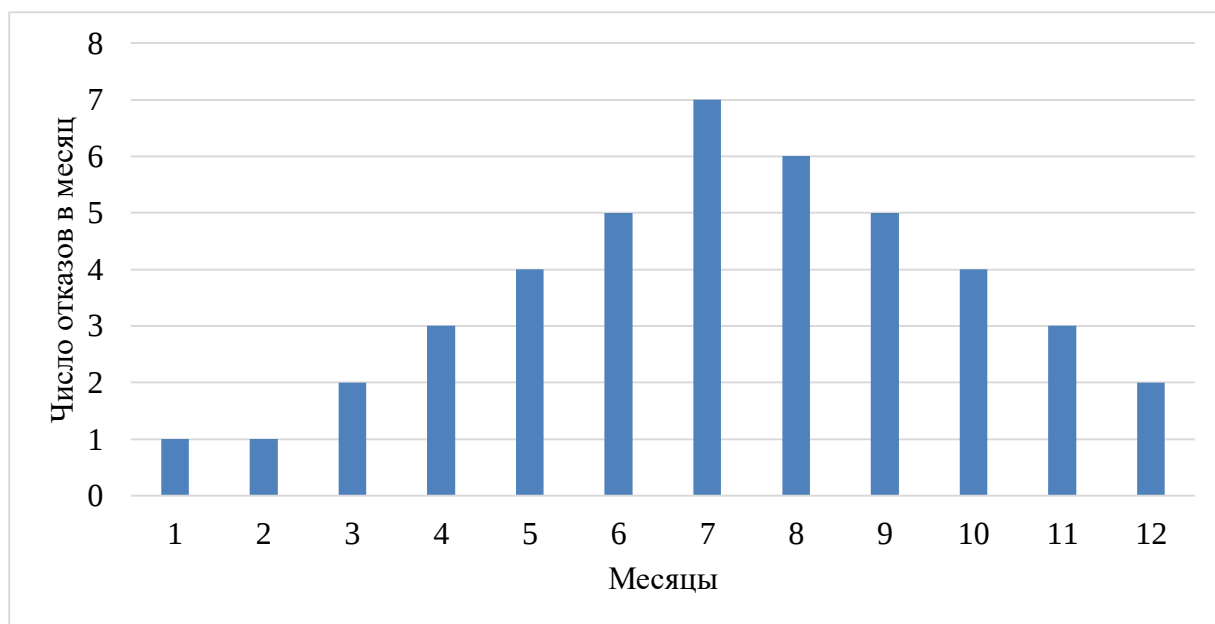


Рис. 2.3 – Гистограмма числа отказов по месяцам по итогам четырех лет из-за отказа винтовой пары

Учитывая, что число обращений по годам отличается, необходимо перейти к относительным величинам. Общее число отказов за год примем за 100 %. Для каждого месяца вычислим процент отказов винтовой пары и таким образом перейдем к анализу случайной величины X – % отказов винтовой пары за месяц от общего числа отказов за год (табл. 2.12).

Таблица 2.12 – Доля отказов винтовой пары по месяцам, %

Месяц Год	Доля отказов винтовой пары за каждый месяц												Всего
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
1	0,00	0,00	0,00	10,00	0,00	10,00	20,00	20,00	20,00	20,00	0,00	0,00	100,00
2	8,33	0,00	8,33	16,67	8,33	0,00	16,67	8,33	16,67	8,33	8,33	0,00	100,00
3	0,00	9,09	0,00	0,00	18,18	18,18	18,18	9,09	9,09	0,00	9,09	9,09	100,00
4	0,00	0,00	10,00	0,00	10,00	20,00	10,00	20,00	0,00	10,00	10,00	10,00	100,00
среднее за ме- сяц	2,08	2,27	4,58	6,67	9,13	12,05	16,21	14,36	11,44	9,58	6,86	4,77	100,00

По последней строке табл. 2.12 построили гистограмму отказов винтовой пары в месяц по итогам рассматриваемых за четыре года (рис. 2.5).

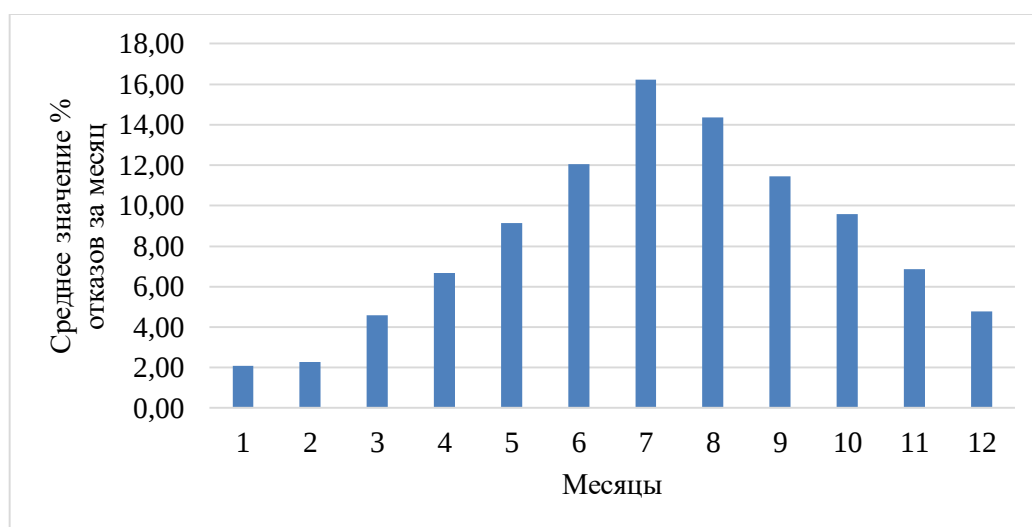


Рис. 2.5 – Гистограмма среднего значения % отказов винтовой пары по месяцам каждого года на протяжении четырех лет

Качественный анализ гистограмм позволяет сделать предположение о нормальном законе распределения случайной величины X отказов винтовой пары за месяц от общего числа отказов за год по итогам четырех лет, то есть, гипотеза H_0 не отвергается. Однако гипотеза должна быть проверена с помощью статистических критериев.

Имеем выборку объемом $n = 43$. Для проверки выдвинутой гипотезы о нормальном распределении случайной величины X используем критерий Пирсона [60].

Определим число интервалов по формуле Стерджеса [94]

$$m = 1 + \ln n \quad (2.20)$$

тогда $m = 1 + \ln 43 = 4,87$. Примем число интервалов $m = 5$. Допускается отклонение на 2 или 3 ед. в ту или другую сторону.

Согласно данным таблицы 2.10 $x_{min} = 0,00$ и $x_{max} = 20,00$. Определим ширину интервала:

$$h = \frac{x_{max} - x_{min}}{m} = 4,00$$

Для того, чтобы среднее значение, варианта первого класса, попадало примерно в середину его интервала, начало первого интервала α_1 принимаем равным $\alpha_1 = x_{min} - h/2 = -2$.

Введем следующие обозначения:

α_i, β_i – соответственно, нижняя и верхняя границы интервала;

n_i – фактическая частота интервала i ;

x'_i – середина интервала i ;

$\bar{x}_B$ – выборочное среднее значение интервала;

σ_B^2 – выборочная дисперсия;

σ_B – выборочное среднее квадратичное отклонение.

Исходные данные, сгруппированные в пяти интервалах, приведены в табл. 2.13

Таблица 2.13 – Группировка исходных данных по интервалам

№	α_i	β_i	x'_i	n_i	$x'_i n_i$	$x'^2_i n_i$
1	-2,00	4,00	1,00	16	16,00	16,00
2	4,00	8,00	6,00	0	0,00	0,00
3	8,00	12,00	10,00	16	160,00	1600,00

Продолжение таблицы 2.13.

4	12,00	16,00	14,00	0	0,00	0,00
5	16,00	20,00	18,00	16	288,00	5184,00
Сумма				48	464,00	6800,00

Рассчитаем выборочное среднее $\bar{x}_B$ и выборочное среднее квадратичное отклонение σ_B по формулам:

$$\bar{x}_B = \frac{\sum_{i=1}^5 x'_i n_i}{n} \quad (2.21)$$

$$\sigma_B^2 = \left(\frac{\sum_{i=1}^5 x_i'^2 n_i}{n} - \left(\frac{\sum_{i=1}^5 x'_i n_i}{n} \right)^2 \right) \quad (2.22)$$

Расчетом получаем: $\bar{x}_B = 9,67$; $\sigma_B^2 = 48,22$; $\sigma_B = 6,94$.

Определим распределение случайной величины X по формуле:

$$f = \frac{1}{\sigma_B \sqrt{2\pi}} \cdot \exp \left[-\frac{1}{2} \cdot \left(\frac{x'_i - \bar{x}_B}{\sigma_B} \right)^2 \right] \quad (2.23)$$

С использованием данных таблицы 2.13 получена представленная на рис. 2.6 зависимость плотности распределения f от значения середины интервала x'_i .

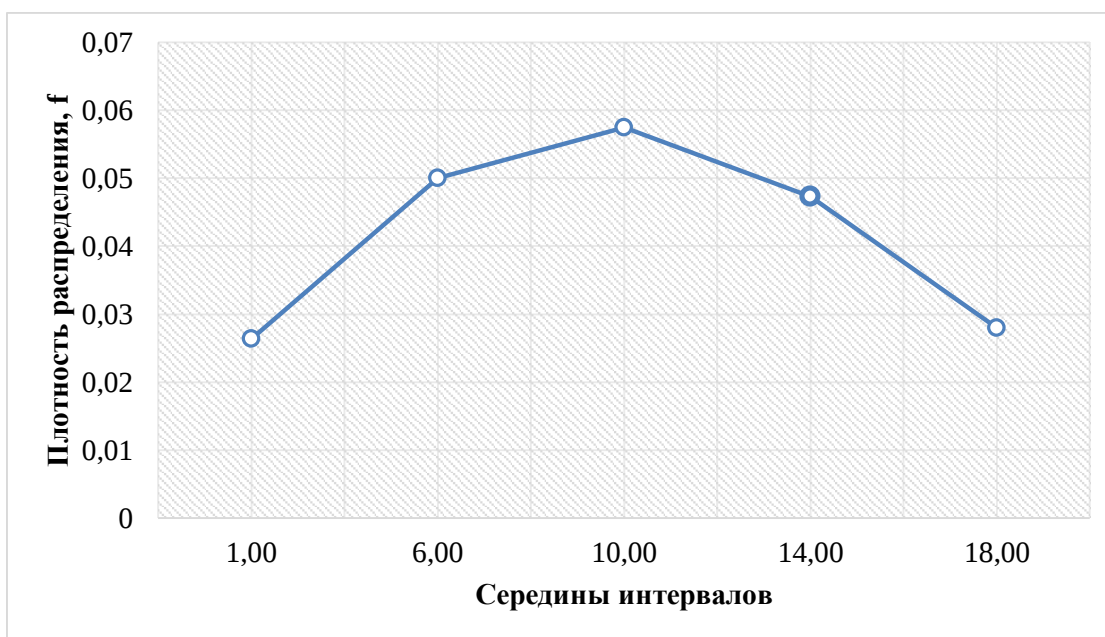


Рис. 2.6 – Зависимость плотности распределения от значения середины интервала

Для выборочного среднего $\bar{x}_B = 9,67\%$ вычислим вероятность того, что процент обращений в сервисную службу, в связи с отказом винтовой пары, находится в пределах от $\bar{x}_B - 2\%$, $\bar{x}_B + 2\%$, то есть от 7,67% до 11,67%.

Следовательно, вероятность того, что процент отказов за месяц, в связи с выходом из строя винтовой пары, находится в пределах от 7,67% до 11,67% от общего числа обращений за год.

Аналогично может быть проверена гипотеза H_0 относительно отказов подшипника за месяц. Исходные данные о числе отказов подшипника за четыре года по месяцам представлены в таблице 2.14.

Таблица 2.14 – Количество отказов подшипникового узла

Месяц Год	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	Всего
1	5	6	5	7	9	13	8	10	9	7	6	4	89
2	3	4	5	7	6	10	12	11	9	6	4	2	79
3	5	6	5	9	11	13	15	13	10	7	6	4	104
4	3	5	8	9	10	7	10	9	9	10	3	6	89
Всего за каж- дый месяц	16	21	23	32	36	43	45	43	37	30	19	16	361

По этим данным построим гистограмму, где по оси абсцисс откладываем временной период – номер месяца отказов, а по оси ординат – общее число отказов за год.

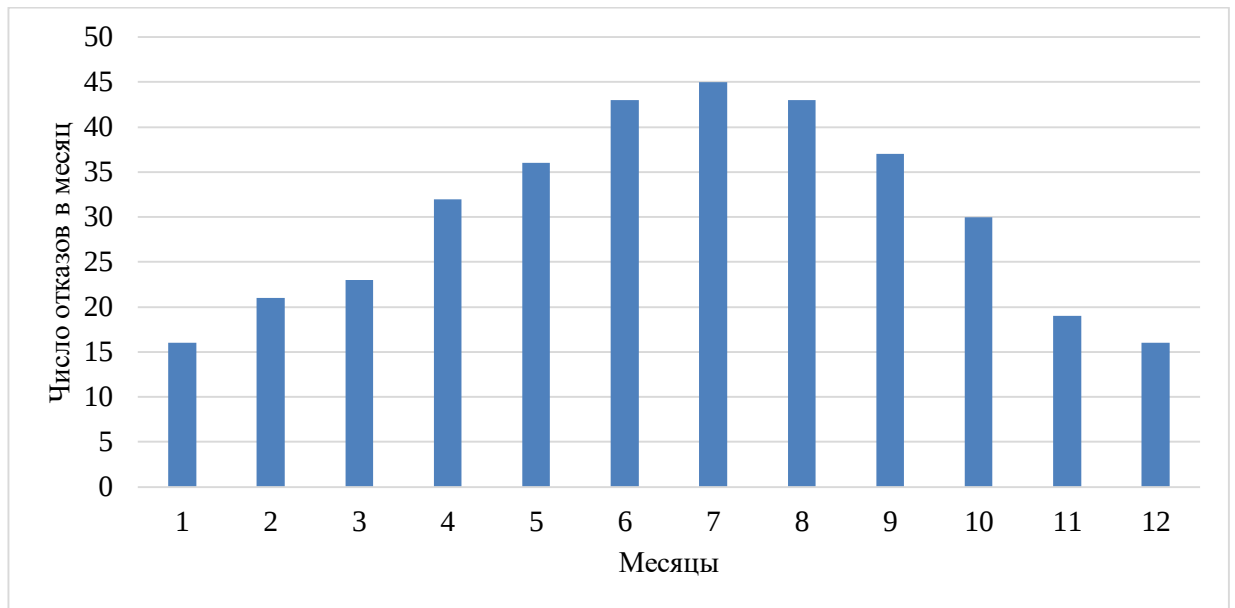


Рис. 2.7 – Гистограмма числа отказов по месяцам, по итогу четырех лет из-за выхода из строя подшипникового узла

Качественный анализ гистограмм подтверждает гипотезу о нормальном законе распределения случайной величины X – число отказов за месяц подшипникового узла.

Аналогично, как при построении табл. 2.12, перейдем от абсолютных величин к процентам.

Таблица 2.15 – Доля отказов подшипникового узла по месяцам, %

Месяц Год	Доля отказов подшипникового узла за каждый месяц												Всего
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
1	5,62	6,74	5,62	7,87	10,11	14,61	8,99	11,24	10,11	7,87	6,74	4,49	100,00
2	3,80	5,06	6,33	8,86	7,59	12,66	15,19	13,92	11,39	7,59	5,06	2,53	100,00
3	4,81	5,77	4,81	8,65	10,58	12,50	14,42	12,50	9,62	6,73	5,77	3,85	100,00
4	3,37	5,62	8,99	10,11	11,24	7,87	11,24	10,11	10,11	11,24	3,37	6,74	100,00
среднее за месяц	4,40	5,80	6,44	8,87	9,88	11,91	12,46	11,94	10,31	8,36	5,24	4,40	

Согласно данным таблицы 2.15 $x_{min} = 2,53$ и $x_{max} = 15,19$. Определим ширину интервала:

$$h = \frac{x_{max} - x_{min}}{m} = 3,64$$

Для того, чтобы среднее значение варианта первого класса попадало в середину интервала, начало первичного интервала α_1 принимаем из равенства $\alpha_1 = x_{min} - h/2 = 0,71$.

Данные, сгруппированные по интервалам, представлены в табл. 2.16.

Таблица 2.16 – Группировка исходных данных по интервалам

№	α_i	β_i	x'_i	n_i	$x'_i n_i$	$x_i'^2 n_i$
1	0,71	3,64	2,18	9	19,58	42,59
2	3,64	7,28	5,46	10	54,57	297,79
3	7,28	10,91	9,10	13	118,24	1075,36
4	10,91	14,55	12,73	13	165,53	2107,70
5	14,55	18,19	16,37	3	49,11	804,04
Сумма				48	407,03	4327,48

Рассчитаем выборочное среднее $\bar{x}_B$ и выборочное среднее квадратичное отклонение σ_B по формулам:

$$\bar{x}_B = \frac{\sum_{i=1}^5 x'_i n_i}{n},$$

$$\sigma_B^2 = \left(\frac{\sum_{i=1}^5 x_i'^2 n_i}{n} - \left(\frac{\sum_{i=1}^5 x'_i n_i}{n} \right)^2 \right)$$

Расчетом получаем: $\bar{x}_B = 8,48$; $\sigma_B^2 = 18,25$; $\sigma_B = 4,27$.

Определим распределение случайной величины X по формуле:

$$f = \frac{1}{\sigma_B \sqrt{2\pi}} \cdot \exp \left[-\frac{1}{2} \cdot \left(\frac{x'_i - \bar{x}_B}{\sigma_B} \right)^2 \right]$$

С использованием данных таблицы 2.14 получена представленная на рис. 2.9 зависимость плотности распределения f от значения середины интервала x'_i .

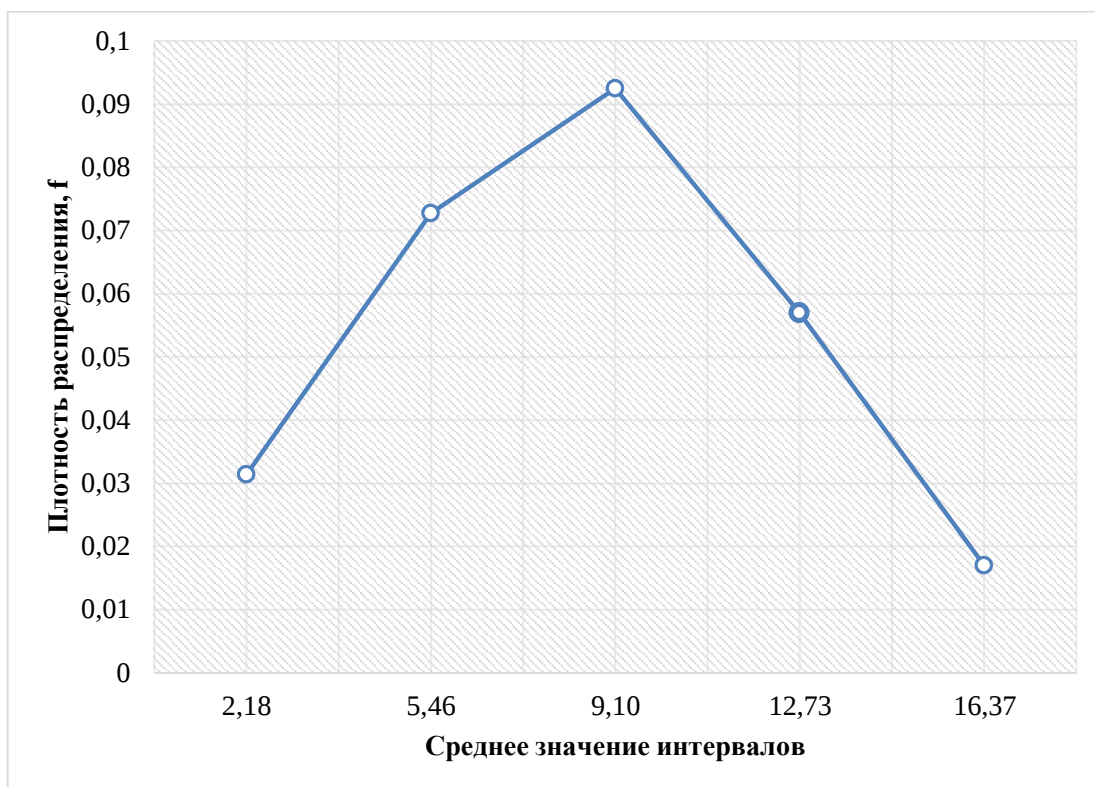


Рис. 2.9 – Зависимость плотности распределения от значения середины интервала

Для выборочного среднего $\bar{x}_B = 8,48\%$ вычислим вероятность того, что процент обращений в сервисную службу, в связи с отказом подшипникового узла, находится в пределах от $\bar{x}_B - 2\%$, $\bar{x}_B + 2\%$, то есть от 6,48% до 10,48%.

Следовательно, вероятность того, что процент отказов за месяц, в связи с работой на отказ подшипникового узла, находится в пределах от 6,48% до 10,48% от общего числа обращений за год.

Таким образом, без принятия должных мер по диагностике и ремонтным воздействиям над компрессорной системой, на каждые сто тысяч отказов компрессорно-конденсаторного узла с вероятностью в интервале от 7,67% до 11,67% будут отказы, связанные с выходом из строя винтовой пары, а в интервале от 6,48% до 10,48% - отказы, связанные с работой на отказ подшипникового узла. Численные значения вероятности в обоих случаях, несмотря на различия абсолютного количества отказов, практически одинаковы, в связи с различной плотностью распределения случайной величины X – % отказов.

Выводы по разделу 2:

1. Разработаны диагностические матрицы компрессорно-конденсаторного предприятий пищевой промышленности с учетом внешних и внутренних факторов воздействия для составления комплексной картины анализа надежности системы.

2. Логико-вероятностная модель влияния изменения технического состояния основных узлов компрессорно-конденсаторного агрегата на работу системы в целом с применением Булевых выражений, способствует математическому обоснованию зависимости влияния технического состояния отдельных узлов на техническое состояние компрессорно-конденсаторной системы в целом.

3. Проведен статистический анализ отказов механической части винтовых компрессоров на протяжении четырех лет, который показал, что на каждые сто тысяч отказов компрессорно-конденсаторного узла с вероятностью в интервале от 7,67% до 11,67% будут отказы, связанные с выходом из строя винтовой пары, а в интервале от 6,48% до 10,48% - отказы, связанные с работой на отказ подшипникового узла.

РАЗДЕЛ 3

АППАРАТУРНОЕ И МЕТОДИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

3.1 Описание экспериментального стенда для определения влияния компрессорного масла на вибрационный сигнал

Разработанный стенд представляет собой цилиндрическую емкость, выполненную из оцинковочного металла высотой 0,4 м, и диаметром 0,15 м. Для повышения сопротивления теплопередачи нагретого масла с окружающей средой, емкость была утеплена самоклеящимся фольгированным пенофолом, толщиной теплоизоляционного слоя 0,005 м. Нижняя часть цилиндрической емкости имеет место для установки пьезоэлектрического вибропреобразователя AP40-01.

Емкость была заполнена минеральным компрессорным маслом VG-100, которое соответствует международным классификациям масел ISO VG DIN 51506. Компрессорное масло VG-100 относится к минеральным маслам и имеет широкую область применения при работе одноступенчатых и многоступенчатых поршневых компрессоров, а также винтовых компрессоров открытого и полугерметичного типа с рабочей температурой до 200 °С.

Технические характеристики минерального компрессорного масла VG-100 приведены в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Технические характеристики компрессорного масла VG-100 [4]

Кинематическая вязкость при 100°C	11,68 мм ² /с
Кинематическая вязкость при 40°C	115,4 мм ² /с
Индекс вязкости	не менее 99
Кислотное число	не более 0,08 мгКОН/г
Температура вспышки в открытом тигле	не ниже 229°C
Температура застывания	не выше -30°C

Массовая доля серы	не более 0,48%
Коксуемость	не более 0,24%
Плотность при 20°C	не более 0,887 г/см ³

Имитация вибрационного сигнала осуществляется с помощью Vibro speakera в частотном диапазоне $10 \div 2523$ Гц. Температура минерального компрессорного масла варьировалась в диапазоне $17,05 \div 92,51$ °C. Расстояние от источника вибрационного сигнала до основания оцинкованной емкости, где был установлен пьезоэлектрический вибропреобразователь AP40-01, изменялось в диапазоне $0,1 \div 0,336$ м.

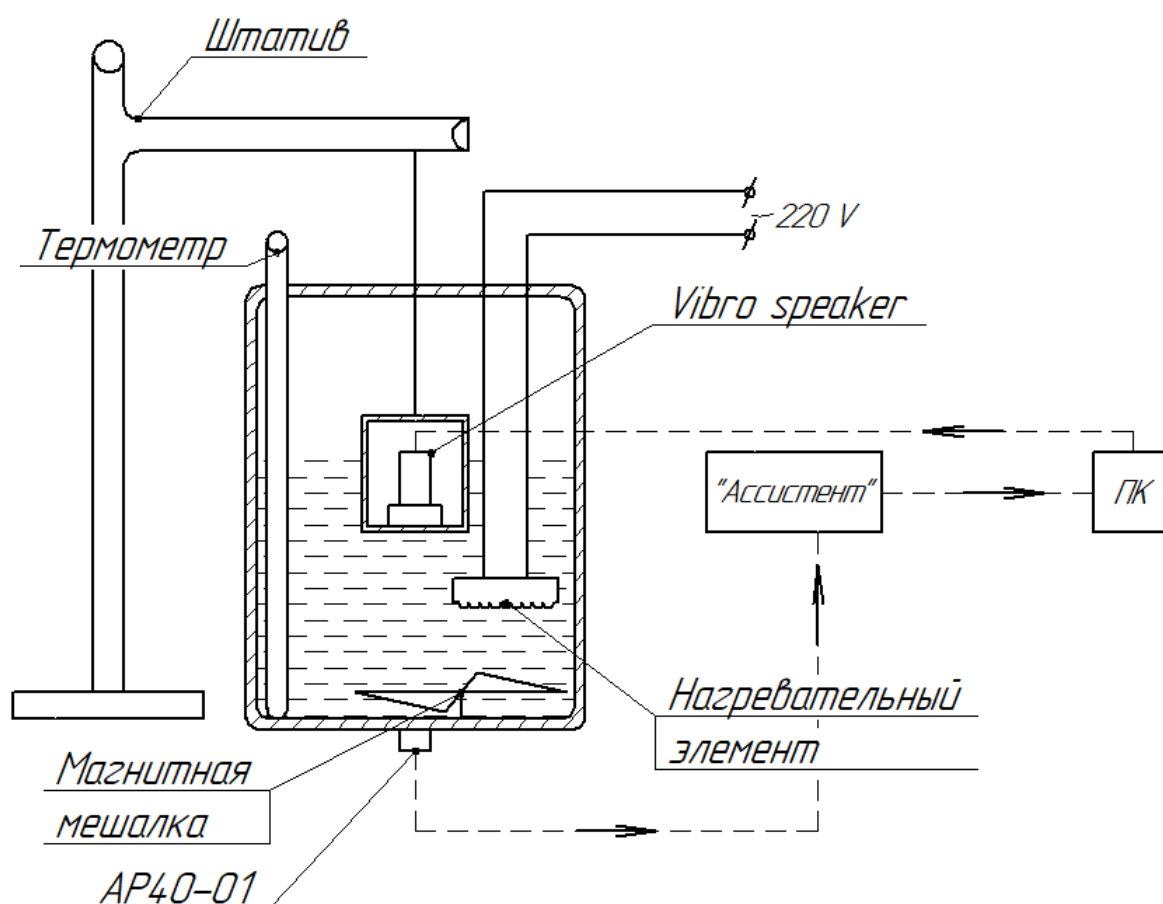


Рисунок 3.1 – Схема экспериментального стенда по определению СКЗ виброускорения, проходящего через масляную ванну



Рисунок 3.2 – Экспериментальный стенд по определению СКЗ виброускорения, проходящего через масляную ванну

Количество проведенных экспериментов, диапазоны варьирования изменяемых параметров, температуры масла, расстояния от источника вибрации до пьезоэлектрического вибропреобразователя AP40-01 и частотный диапазон создаваемых вибрационных колебаний определены статистическим методом Бокса-Уилсона с планом типа 2^3 с двумя плавающими точками [7].

3.2 Методико – аппаратное обеспечение исследований влияния компрессорного масла на вибрационный сигнал

Используемый при измерениях метод учитывает рекомендации к установке датчика на контрольно-измерительных точках, а именно: установка датчика проводится на максимально близком расстоянии к источнику вибрации и обеспечивается плотное прилегание датчика к поверхности объекта.

Источником вибрации в применяемом методе является виброколонка Vibro speaker с регулировкой частотного сигнала. Регулировка вибрационных характеристик виброколонки проводилась с помощью online тонгенератора «Ural auto».

Для измерения СКЗ виброускорения использовался вибромер «Ассистент» V3RT, который соответствует ГОСТ ИСО 8041-2006, МЭК 61260, класс 1. Метрологические и технические характеристики вибромера «Ассистент» V3RT приведены в таблице 3.2.

Таблица 3.2 – Метрологические и технические характеристики «Ассистент» V3RT [11]

Измеряемые параметры	Вид измерения	
	Общая вибрация	Локальная вибрация
Диапазон	0,8-80 Гц	8-1250 Гц
Частотные коррекции, диапазон	60-170 дБ Wd 60-170 дБ Wk 60-170 дБ Wm Wc, We, Wj, Wb, Wm, Bw, Bwm	60-170 дБ Wh, Bh
Временные характеристики	Эквивалент, 1с, 5с, 10с, Nc, MTVV	Эквивалент, 1с, 5с, 10с, Nc, MTVV
Спектры	Октавный спектр 1 Гц- 63 Гц Третьоктавный спектр 0,8 Гц – 80 Гц	Октавный спектр 8 Гц- 1000Гц Третьоктавный спектр 6,3 Гц – 1250 Гц

Для преобразования механических колебаний контролируемого объекта в электрический сигнал, пропорциональный вибрационному или ударному ускорению механической системы, использовался вибропреобразователь пьезоэлектрический AP40-1. Метрологические и технические характеристики AP40-1 приведены в таблице 3.3.

Таблица 3.3 – Метрологические и технические характеристики АР40-1 [26]

Максимальное значение амплитуды измеряемого датчиком виброускорения, м/с^2 , не менее	50000
Рабочий диапазон частот измеряемого датчиком виброускорения, Гц	от 0,5 до 10000
Номинальное значение коэффициента преобразования датчика на базовой частоте 200 Гц пКл/($\text{м}\cdot\text{с}^{-2}$)	2,0
Отклонение действительного значения коэффициента преобразования датчика от номинального значения, % в пределах	± 20
Пределы допускаемой основной относительной погрешности датчика при измерении виброускорения, %: - в диапазоне частот от 0,5 до 10000 Гц - в диапазоне частот от 10 до 3000 Гц	$\pm 12,5$ $\pm 3,0$
Нелинейность амплитуд характеристики в диапазоне от 0,5 м/с^2 до максимального, %	± 4
Коэффициент влияния деформации основания при деформации в зоне крепления датчиков $250 \text{ мкм}\cdot\text{м}^{-1}$, $\text{м}\cdot\text{с}^{-2}/(\text{мкм}\cdot\text{м}^{-1})$, не более	0,2
Коэффициент влияния внешнего магнитного поля напряженностью 400 А/м частотой 50 Гц, $\text{м}\cdot\text{с}^2/(\text{А}\cdot\text{м}^{-1})$, не более	$1\cdot 10^{-3}$
Коэффициент влияния температуры окружающего воздуха в диапазоне от минус 60 до плюс 150°C, %/°C	$\pm 0,2$
Электрическое сопротивление изоляции между контактом и корпусом соединителя, Мом, не менее: - в нормальных условиях - в диапазоне температур минус 60 до плюс 150°C - при относительной влажности до 95% и температуре 35°C	10000 1000 20
Электрическая ёмкость между контактом и корпусом соединения на частоте 1000 Гц в нормальных условиях, пФ	от 700 до 900
Изменение электрической ёмкости в диапазоне температур от минус 60 до плюс 150°C, %	± 50
Полярность выходного сигнала датчика относительно корпуса соединителя	положительная
Степень защиты датчика от внешних воздействий	IP64
Масса датчика, кг	не более 0,016

Измерения вибрации проводились в диапазоне частот, охватывающем частотный спектр колебания машины. Ширина диапазона частот в экспериментальном исследовании составляет 10...5000 Гц, что соответствует требованиям к измеряемому оборудованию среднего квадратичного значения по ГОСТ ИСО 2954.

Измерения параметров вибрации в широком диапазоне частот фиксировалось в среднеквадратичных значениях виброускорения.

До и после измерений проводили калибровку прибора на одном частотном диапазоне измерений с погрешностью не более $\pm 0,3$ Гц. Расхождение результатов калибровки составляло не более чем 0,2 Гц.

3.3 Методика обработки экспериментальных данных

Главными целями исследования с использованием метода планирования эксперимента являются [58]:

- 1) поиск адекватного математического описания функции отклика в заданной части факторного пространства;
- 2) поиск оптимальных условий протекания процесса, определения экстремумов функции отклика.

Функцией отклика является зависимость между параметром y и факторами z_1, z_2, z_3 .

Факторами z_1, z_2, z_3 — называются независимые величины, с помощью которых можно воздействовать на исследуемый объект. Для исследования вибрационного сигнала, проходящего через масляную ванну принято одновременное влияние факторов: расстояние прохождения вибрационного сигнала через масляную ванну, частота излучения вибрационного сигнала, температура масла в масляной ванне.

Для оценки влияния этих факторов и построения многофакторной модели процесса был применен статистический метод Бокса-Уилсона с планом типа 2^3 первого порядка. В этом плане каждый из факторов варьируется на двух уровня —

нижнем и верхнем, кроме того, в расчетах необходимо рассмотреть средний уровень [115].

Матрица планирования представлена в таблице 3.4.

Таблица 3.4 – Матрица планирования экспериментальных исследований

Номер опыта	Факторы		
	z_1	z_2	z_3
1	+	+	+
2	-	+	+
3	+	-	+
4	-	-	+
5	+	+	-
6	-	+	-
7	+	-	-
8	-	-	-

Знак «+» в таблице 3.4 говорит о том, что во время проведения экспериментальных исследований значение фактора устанавливалось на верхнем уровне, а знак «-» - на нижнем.

Для обработки результатов проведенных экспериментальных исследований и дальнейшего определения коэффициентов уравнения регрессии модель приводится к одному масштабу, за счет ввода кодированных переменных.

$$x_i = \frac{z_i - z_i^0}{e_i}$$

где: z_i – натуральное значение i – го фактора;

z_i^0 – натуральное значение i – го фактора на основном уровне;

e_i – интервал варьирования.

Для определения коэффициента выбранной модели, матрицу планирования записываем относительно новых переменных. Матрица дополняется соответствующими уровнями, на которых будут находиться взаимодействие факторов. В

матрице необходимо учесть серию проведенных экспериментальных исследований по каждой из выборки факторов варьирования и с приведением среднего результата серии проведенных исследований.

Определяем коэффициенты уравнения регрессии

$$b_0 = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N \bar{y}_i$$

где: N – количество проведенных экспериментов;

$\bar{y}_i$ – среднее значение полученной функции отклика.

Для определения коэффициентов регрессии, которые могут оказаться пренебрежительно малыми – незначительными необходимо вычислить оценку дисперсии по формуле

$$S_y^2 = \frac{1}{N} \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N S_j^2$$

где: S_j^2 – дисперсия воспроизводимости j – го эксперимента.

$$S_j^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n [(y_{j1} - \bar{y}_{j1})^2]$$

где: n – количество факторов в модели.

Значимость каждого коэффициента регрессии в данной модели определяется с одинаковой погрешностью. Значимость каждого коэффициента уравнения регрессии устанавливается с помощью критерия Стьюдента, по формуле [20].

$$t_p = t_{кр} \cdot S_y$$

где: S_y – среднеквадратичное отклонение.

$$S_y = \sqrt{\frac{S_y^2}{n \cdot N}}$$

$t_{кр}$ определяется по таблице Стьюдента с задавшимся значением уровня значимости модели и с учетом степеней свободы модели.

Если выполняется условие $b_n \geq t_p$ то коэффициент уравнения регрессии считается значимым. Если условие не соблюдается, то соответствующим коэффициентом можно пренебречь и исключить из уравнения регрессии.

Анализ результатов предполагает интерпретацию полученной модели. Интерпретацию модели можно производить только тогда, когда она записана в кодированных переменных. Только в этом случае на коэффициенты не влияет масштаб факторов, и можно делать выводы по величине коэффициентов о степени влияния того или иного фактора. Чем больше абсолютная величина коэффициента, тем больше фактор влияет на отклик.

Для получения математической модели в натуральных переменных z_i уравнение регрессии должно быть раскодированным от параметров x_i . При переходе к натуральным переменным, коэффициенты уравнения изменяются, и возможность проведения интерпретации влияния факторов по величинам и знакам коэффициентов перестает быть возможным.

3.4 Программные продукты и компьютерные технологии, используемые при проведении исследований

В диссертационной работе использовались следующие компьютерные технологии: пакет Microsoft Office версии 2016, специальный пакет для математической обработки результатов исследований Mathcad, STATGRAPHICS Centurion XV version 15.1.02, графическая система проектирования КОМПАС – 3D V15.2, а также пакет для обработки вибрационных характеристик Дата-центр NTM «Защита». Поиск и обмен информацией осуществлялся при помощи «Яндекс Браузер» в глобальной сети Интернет.

Выводы по разделу 3:

1. Сформированное аппаратурно-методическое обеспечение экспериментальных исследований позволит получить результаты экспериментальных исследований с высокой точностью и достоверностью.

2. Разработана методика комплексного исследования функции отклика вибрационного сигнала по среднеквадратичному значению виброускорения, в которой возможно получение регрессионных уравнений, описывающих одновременное влияние температуры компрессорного масла, частотного диапазона и расстояния пройденного вибрационного сигнала через компрессорное масло на поверхность установки пьезоэлектрического вибропреобразователя AP40-1.

РАЗДЕЛ 4.

ВЛИЯНИЕ КОМПРЕССОРНОГО МАСЛА НА ВИБРАЦИОННУЮ КАРТИНУ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ КОМПРЕССОРНО-КОНДЕНСАТОРНОГО АГРЕГАТА

Практический анализ и обработка признаков дефектоскопии машин и агрегатов по результатам измерения вибрации в настоящее время является актуальным направлением исследований. На основе полученных практических данных разработан и актуален стандарт ГОСТ ИСО 10816-1-97 [40], согласно которому определяются границы зон состояния конкретной машины. Стандарт классифицирует границы зон технического состояния машин по СКЗ виброскорости, а сами машины по мощностям. Работа по классификации границ зон технического состояния машины по СКЗ виброускорению была представлена в мае 2011г. ОАО «Балтика», где сами машины также классифицировались по мощностям.

Исходя из этого, для разработки мер и рекомендаций, направленных на своевременное предотвращение внезапных отказов вертикальных компрессорных агрегатов, необходимо дать экспериментальную оценку влияния компрессорного масла на затухание вибрационного сигнала, издаваемого подшипниковым узлом, при различных условиях эксплуатации системы, а также получить его эмпирические модели. Решение этих задач выполнялись в соответствии с разработанной методикой. Вибрационные характеристики определяли экспериментальным путем, на разработанном стенде, в условиях свободного вибрационного поля. Результаты экспериментальных исследований представлены в виде таблиц.

4.1 Вибрационные и тепловые параметры работы герметичного вертикального винтового компрессора

Для разработки рекомендаций, направленных на повышение безотказности компрессорно-конденсаторных агрегатов и своевременного обнаружения дефекта на ранних стадиях эксплуатации необходимо дать экспериментальную оценку

влияния возможных повреждений на техническое состояние объекта. Наиболее информативными методами технической диагностики в данной системе, являются теплофизический и виброакустический метод.

В качестве экспериментального образца для определения тепловых виброакустических характеристик являлся вертикальный винтовой компрессор (рисунок 4.1) входящего в состав компрессорно-конденсаторного агрегата серии 1227NHL6X6K.



Рисунок 4.1 – Вертикальный герметичный винтовой компрессор
1227NHL6X6K

В состав компрессорно-конденсаторного агрегата ACDX310R-SPN1, входит вертикальный герметичный винтовой компрессор. Компрессорно-конденсаторного агрегата ACDX310R-SPN1 также содержит конденсатор с воздушным принудительным охлаждением A103074. Техническая характеристика представлена в таблице 4.1.

Таблица 4.1. – Техническая характеристика компрессорно-конденсаторного агрегата ACDX310R-SPN1 [2]

Модель	Холодопроизводительность, кВт	Мощность компрессора, кВт	Кол-во компрессоров, шт	Номинальный ток компрессора, А	Пусковой ток одного компрессора, А
ACDX310R-SPN1	1098	312,7	2	574	881
Кожухотрубный теплообменник					
Расход воды м³/ч		Гидравлическое сопротивление при номинальном расходе, кПа		Диаметр патрубков, дюймы	
188,9		71		8	
Вентилятор принудительного охлаждения					
Количество вентиляторов, шт			Мощность двигателя вентилятора, кВт		
16			2,2		
Общие характеристики					
Длина агрегата, мм	Ширина агрегата, мм	Высота агрегата, мм	Транспортировочная масса, кг	Эксплуатационная масса, кг	
10360	2235	2400	9050	9540	

ООО «КОНТИНЕНТ-ЦЕНТР» третий сезон использует компрессорно-конденсаторный агрегат ACDX310R-SPN1 для создания благоприятных микроклиматических условий внутри помещения. Суммарное время работы компрессорно-конденсаторного агрегата, с учетом его выключения в ночное время, примерно составляет 7000 ч.

Компрессорный агрегат 1227NHL6X6K содержит информационный экран вывода данных о температуре и давлении холодильного агента на линии нагнетания и всасывания.

На протяжении сезона эксплуатации 2019-2020 компрессорно-конденсаторного агрегата ACDX310R-SPN1, с интервалом в 14 дней, были проведены замеры общего уровня вибрации, определены температурные данные конденсаторного узла A103074 и получены тепловизионные фотографии компрессорного агрегата 1227NHL6X6K на четырех режимах его работы.

Тепловизионная съемка осуществлялась с помощью тепловизора Testo 875-1.

Определение температуры и давления всасывания и нагнетания определены через информационное табло компрессорно-конденсаторного агрегата ACDX310R-SPN1 на пульте управления.

Измерение общего уровня вибрации компрессора 1227NHL6X6K происходило с помощью анализатора спектра вибрации 795М по СКЗ виброускорения, м/с^2 .

Место установки датчика Р-77 для проведения замеров виброускорения компрессорного агрегата 1227NHL6X6K и места измерения температуры и давления указаны на рисунке 4.2.

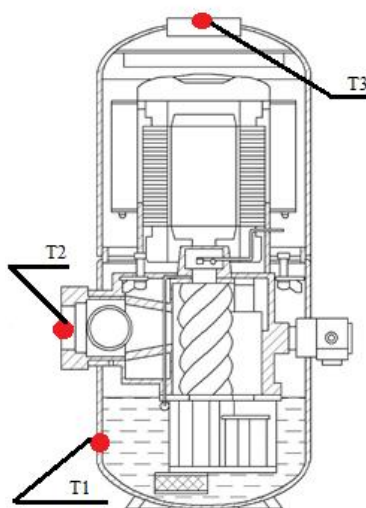


Рисунок 4.2 – Схема вертикального герметичного винтового компрессора 1227NHL6X6K с указанием контрольно-измерительных точек

На рисунке обозначены измерительные точки. Т1 – место установки датчика Р-77 для измерения СКЗ виброускорения; Т2 – линия всасывания паров холодильного агента в компрессор, оснащена термопарой и манометром для измерения теплофизических свойств холодильного агента; Т3 - линия нагнетания паров холодильного агента в конденсатор, оснащена термопарой и манометром для измерения теплофизических свойств холодильного агента

Результаты проведенных замеров указаны в таблицах 4.2 – 4.5.

Таблица 4.2 – Результаты проведения экспериментальных исследований по определению технического состояния компрессорного агрегата 1227NHL6X6K 08.04.2019 г.

Номер проведенного замера	СКЗ виброускорения, м/с^2	Давление линии нагнетания, МПа	Давление линии всасывания, МПа	Температура линии нагнетания, °C	Температура линии всасывания, °C	Режим работы компрессорно-конденсаторного агрегата, %	Теоретическая потребляемая мощность компрессором, кВт
1	2,65	1,49	0,31	55,0	1,60	100	296,72
2	2,66	1,51	0,31	55,5	2,0	100	294,55
3	2,64	1,53	0,32	56,1	2,6	100	298,22
4	2,65	1,51	0,32	55,4	2,4	100	294,16
5	2,66	1,49	0,32	54,9	2,9	100	296,64
6	2,64	1,54	0,32	56,4	2,4	100	299,16
7	2,65	1,52	0,32	55,9	2,6	100	297,46
8	2,65	1,61	0,32	58,1	2,8	100	296,64
9	2,66	1,53	0,32	56,1	2,4	100	295,98
10	2,67	1,60	0,31	57,9	1,8	100	296,64
Среднее значение	2,65	1,53	0,31	56,1	2,3	100	296,6

Таблица 4.3 – Результаты проведения экспериментальных исследований по определению технического состояния компрессорного агрегата 1227NHL6X6K 22.04.2019 г.

Номер проведенного замера	СКЗ виброускорения, м/с ²	Давление линии нагнетания, МПа	Давление линии всасывания, МПа	Температура линии нагнетания, °С	Температура линии всасывания, °С	Режим работы компрессорно-конденсаторного агрегата, %	Теоретическая потребляемая мощность компрессором, кВт
1	2,86	1,60	0,33	58,0	3,0	100	244,25
2	2,80	1,57	0,33	57,0	3,4	100	247,61
3	2,84	1,59	0,33	57,6	3,5	100	245,63
4	2,86	1,60	0,33	57,8	3,2	100	245,16
5	2,87	1,61	0,32	58,2	2,8	100	243,61
6	2,82	1,62	0,33	58,3	3,5	100	243,75
7	2,86	1,60	0,33	58,0	3,6	100	244,61
8	3,00	1,61	0,33	58,1	3,4	100	243,68
9	2,81	1,60	0,33	57,9	3,3	100	244,94
10	2,82	1,60	0,33	58,0	3,5	100	244,33
Среднее значение	2,85	1,60	0,33	57,8	3,3	100	244,7

Таким образом, по результатам проведенных исследований технического состояния компрессорно-конденсаторного агрегата в период с 08.04.2019 по 22.04.2019 г. было установлено, что соотношения пикового и среднеквадратичных значений виброускорения в частотном диапазоне 10...4000 Гц соответствуют «хорошему техническому состоянию» компрессорного агрегата [37]. Давление и температура линии нагнетания и линии всасывания стабильна, не имеет резких

перепадов. Теоретическая мощность компрессорного агрегата рассчитана по известным методикам [112] и соответствует указанному значению технической документации исследуемого агрегата ACDX310R-SPN1.

Таблица 4.4 – Результаты проведения экспериментальных исследований по определению технического состояния компрессорного агрегата 1227NHL6X6K 06.05.2019 г.

Номер проведенного замера	СКЗ виброускорения, м/с^2	Давление линии нагнетания, МПа	Давление линии всасывания, МПа	Температура линии нагнетания, $^{\circ}\text{C}$	Температура линии всасывания, $^{\circ}\text{C}$	Режим работы компрессорно-конденсаторного агрегата, %	Теоретическая потребляемая мощность компрессором, кВт
1	4,33	1,66	0,34	59,4	4,2	100	362,25
2	4,61	1,62	0,32	58,4	2,4	100	364,22
3	4,55	1,64	0,34	58,9	4,2	100	361,40
4	4,38	1,59	0,33	57,6	3,3	100	363,54
5	4,81	1,62	0,33	58,4	3,3	100	364,54
6	4,82	1,63	0,33	58,6	3,3	100	362,91
7	4,64	1,60	0,34	57,9	4,2	100	362,74
8	4,49	1,67	0,32	59,7	2,4	100	363,91
9	4,37	1,65	0,33	59,2	3,3	100	363,48
10	4,35	1,66	0,32	59,4	2,4	100	364,21
Среднее значение	4,53	1,63	0,33	58,7	3,3	100	363,32

Как свидетельствуют данные за период с 22.04.2019 по 06.05.2019 г. техническое состояние компрессорного агрегата, по результатам СКЗ виброускорения, соответствует «хорошему» [37]. Температура и давление линии всасывания и нагнетания стабильна. Теоретическая мощность компрессорного агрегата имеет

незначительное понижение потребляемой мощности, это объясняемо тем, что произошло повышение температуры всасывания на 1...2°C.

Несмотря на то, что исследования технического состояния компрессорного агрегата 06.05.2019 г. показали, увеличение СКЗ виброускорения в 1,6 раза по сравнению с предыдущими замерами, однако, СКЗ виброускорения 4,53 находятся в допустимом диапазоне хорошего состояния машины согласно ГОСТ 20815-93 [37]. Значение температуры линии нагнетания также возросло на 1°C, что может является обоснованием повышения теоретической потребляемой мощности компрессора в 1,48 раза.

Результаты дальнейших исследований работы компрессорного агрегата 1227NHL6X6K приведены в таблице 4.5 по усредненным параметрам.

Таблица 4.5 – Усредненные результаты проведения исследований определения технического состояния компрессорного агрегата 1227NHL6X6K

Дата проведения замера	СКЗ виброускорения, м/с ²	Давление линии нагнетания, МПа	Давление линии всасывания, МПа	Температура линии нагнетания, °C	Температура линии всасывания, °C	Режим работы компрессорно-конденсаторного агрегата, %	Теоретическая потребляемая мощность компрессором, кВт
20.05.2019	2,63	1,62	0,32	58,4	2,5	100	352,61
10.06.2019	4,11	1,61	0,33	58,1	3,3	100	340,57
24.06.2019	5,65	1,64	0,32	58,9	2,7	100	339,46
15.07.2019	5,10	1,64	0,32	58,8	2,9	100	340,42
29.07.2019	5,15	1,63	0,33	58,6	3,2	100	351,88

Результаты проведения технической диагностики компрессорного агрегата, для определения его технического состояния визуализированы на рисунках 4.3-4.11.

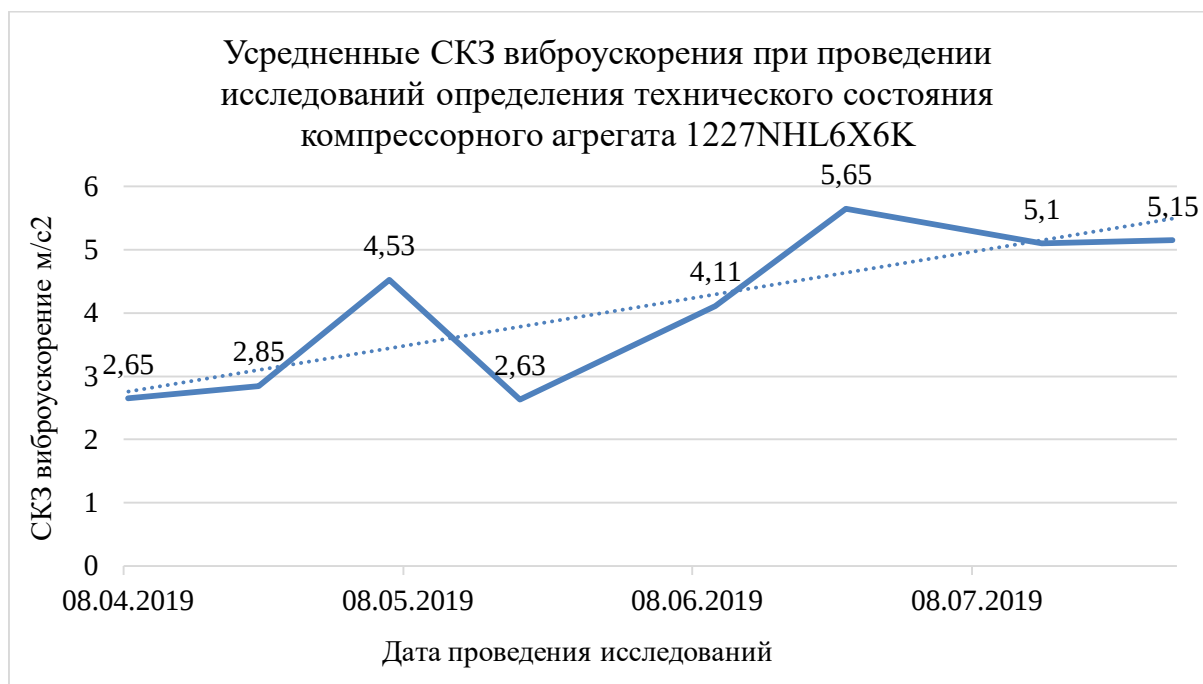


Рисунок 4.3. – Результаты проведения технической диагностики компрессорного агрегата с 08.04.2019 по 29.07.19 по усредненным СКЗ виброускорения

Согласно приведенному графику на рисунке 4.3 можно сделать вывод, что СКЗ виброускорения за период его диагностики возросли на $2,5 \text{ м/с}^2$. Причины повышения вибрации агрегата неизвестны, так как механизм компрессорного агрегата находится в герметичной емкости, разгерметизация которого возможна, но не представляет необходимости т.к. согласно [37] СКЗ виброускорения $5,15 \text{ м/с}^2$ находится в допустимом диапазоне технического состояния компрессора. Для определения причины повышения СКЗ виброускорения в 2,06 раза необходимо провести спектральный анализ.

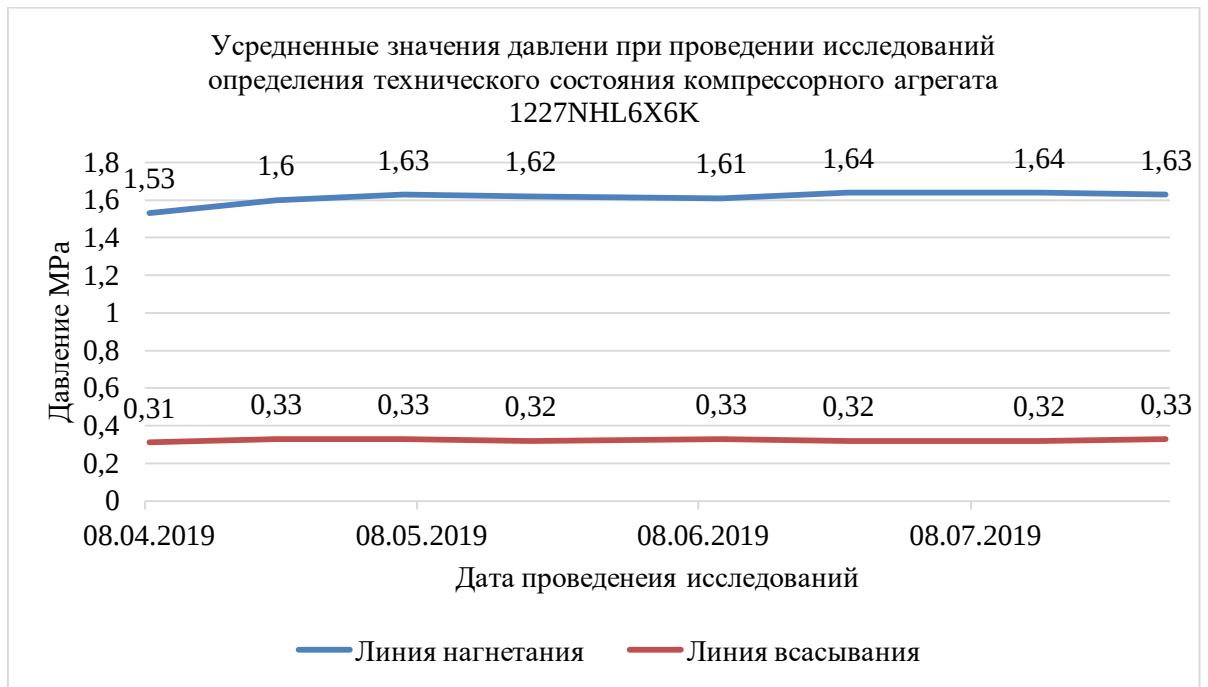


Рисунок 4.4. – Результаты проведения технической диагностики компрессорного агрегата с 08.04.2019 по 29.07.19 по усредненным значениям давления на линии всасывания и нагнетания

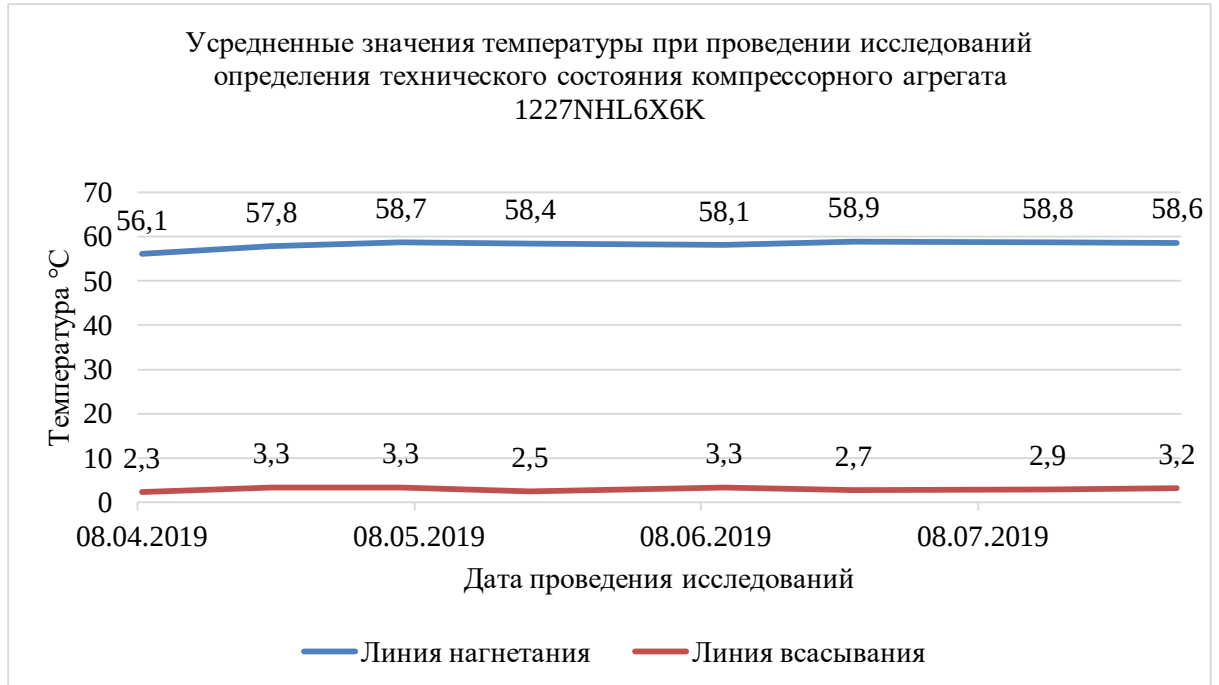


Рисунок 4.5. – Результаты проведения технической диагностики компрессорного агрегата с 08.04.2019 по 29.07.19 по усредненным значениям температуры на линии всасывания и нагнетания

Полученные графики изменения температуры и давления холодильного агента на линиях всасывания и нагнетания не предоставили информацию о наличии повреждения компрессорного агрегата 1227NHL6X6K. Изменение параметров температуры и давления происходили плавно без внезапных перепадов.

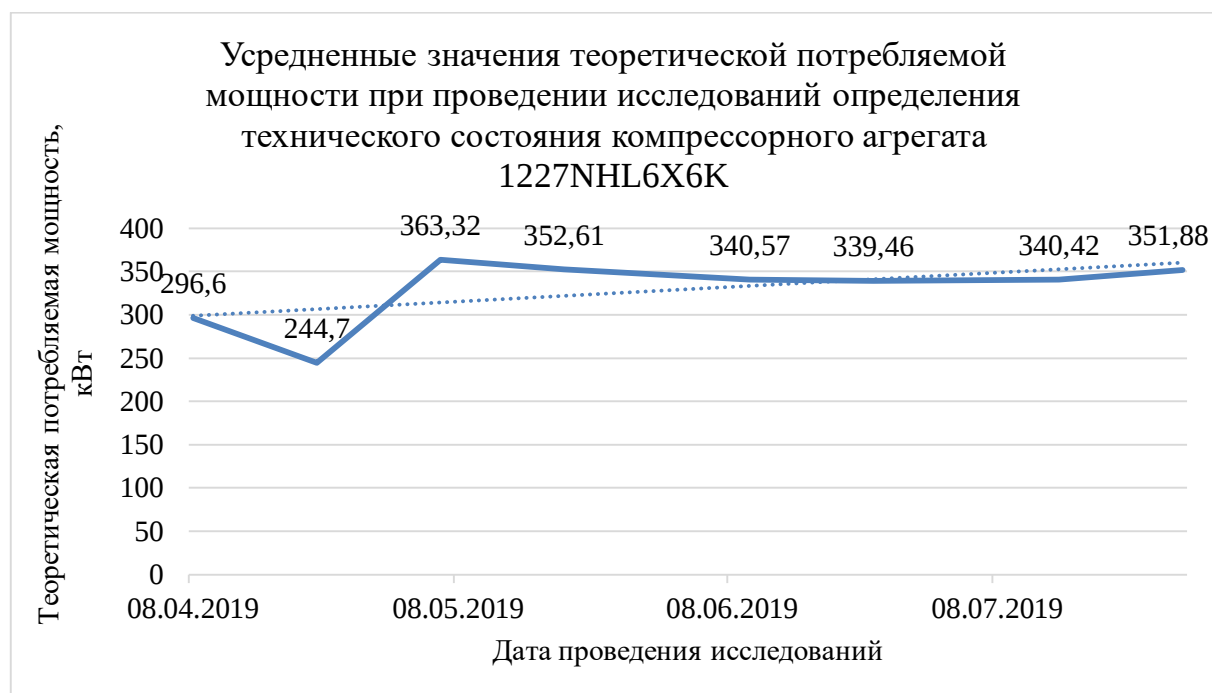


Рисунок 4.6. – Результаты проведения технической диагностики компрессорного агрегата с 08.04.2019 по 29.07.19 по усредненным значениям теоретической потребляемой мощности компрессора 1227NHL6X6K

Согласно приведенной таблицы 4.1 потребляемая мощность компрессора составляет 312,7 кВт, однако на период с 08.05.2019 по 29.07.2019 г. теоретическая потребляемая мощность компрессора возрастает и превышает значение технического паспорта агрегата. Повышение теоретической мощности компрессора 1227NHL6X6K наступает в тот момент, когда происходит и повышение СКЗ виброускорения компрессорного агрегата, что подтверждает необходимость проведения дополнительного спектрального анализа.

На рисунках 4.8 – 4.11 Приведен сравнительный спектральный анализ виброускорения данные которого получены при диагностики компрессорного агрегата с 08.04.2019 по 29.07.19 г.

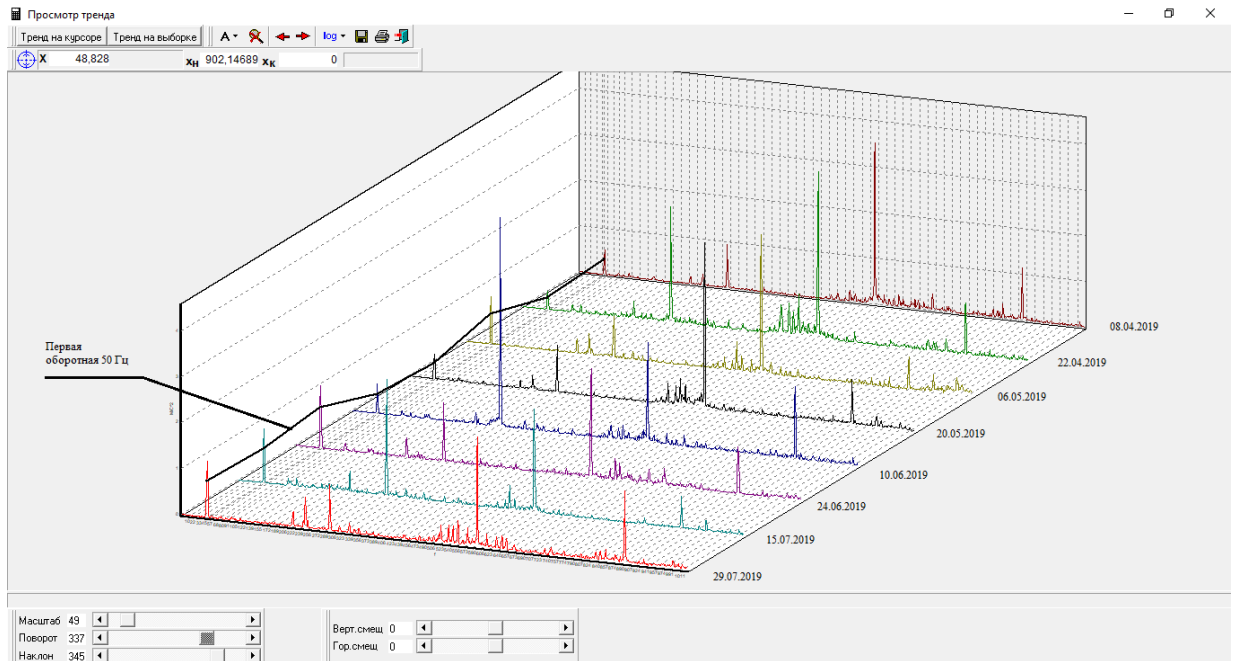


Рисунок 4.7 - Спектральный анализ виброускорения компрессорного агрегата 1227NHL6X6K с указанием оборотной частоты 50 Гц

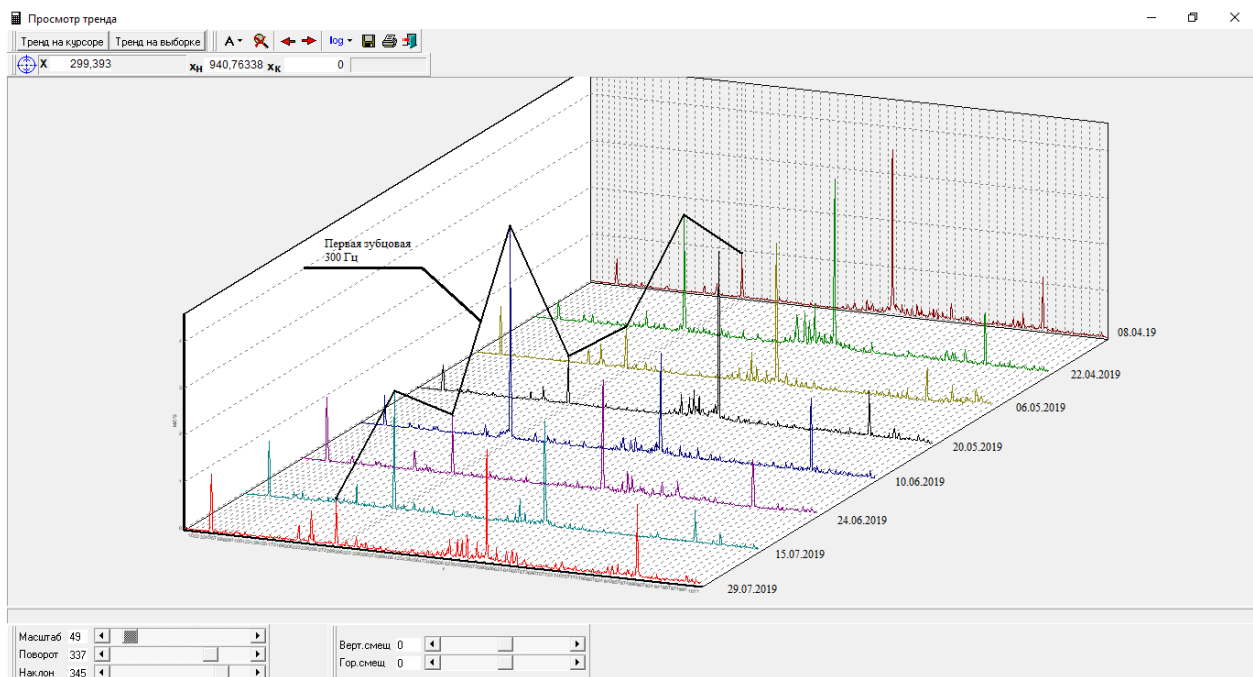


Рисунок 4.8 - Спектральный анализ виброускорения компрессорного агрегата 1227NHL6X6K с указанием первой зубцовой частоты 300 Гц

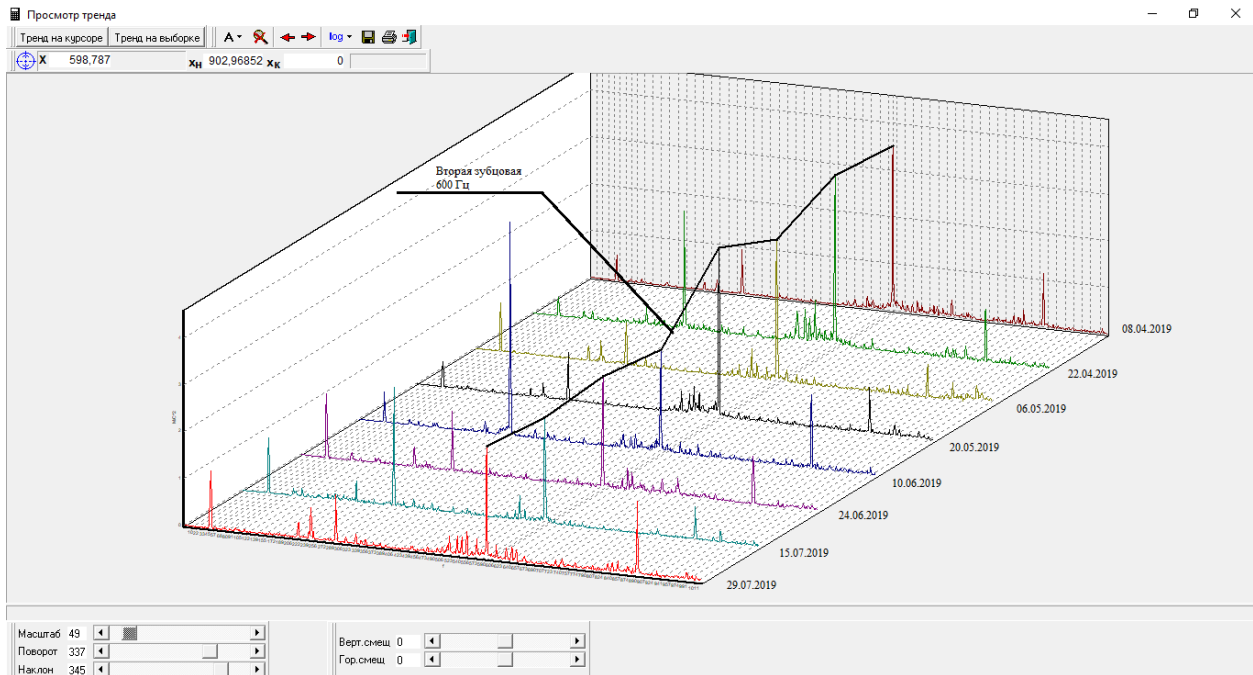


Рисунок 4.9 - Спектральный анализ виброускорения компрессорного агрегата 1227NHL6X6K с указанием второй зубцовой частоты 600 Гц

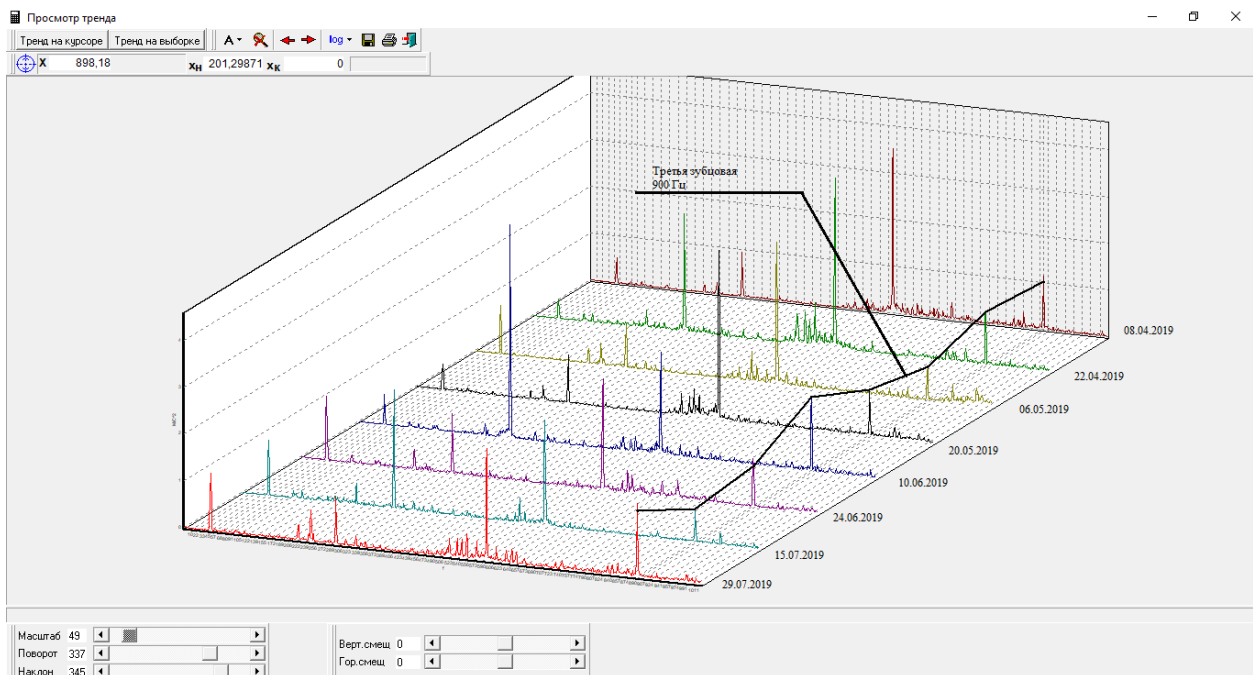


Рисунок 4.11 - Спектральный анализ виброускорения компрессорного агрегата 1227NHL6X6K с указанием третьей зубцовой частоты 900 Гц

Анализ приведенных спектральных анализов виброускорения (рисунок 4.7-4.11) предоставляет информацию о повышении оборотной частоты работы ком-

прессора 1227NHL6X6K с 24.06.2019 г. с $0,43 \text{ м/с}^2$ до $1,2 \text{ м/с}^2$. При отсутствии повреждений на спектральном анализе должно происходить, как правило, преобладание первой зубцовой частоты 300 Гц, над второй зубцовой частотой 600 Гц и второй зубцовой частотой над третьей зубцовой 900 Гц. На приведенных выше рисунках происходит преобладание второй зубцовой частоты 600 Гц над остальными, кроме спектрального анализа, приведенного 10.06.2019г., однако значение виброускорения составляет $4,11 \text{ м/с}^2$, что в сравнении с другими спектрами является завышенным показателем. На всех спектральных анализах в частотном диапазоне 222-339 Гц, 490-673 Гц, 837-924 Гц имеется модуляция, что характерно при дисбалансе роторной пары. В разделе 1 и разделе 2 должным образом описан ранний этап развития повреждения, исходя из которого следует сделать вывод, что дисбаланс роторной пары происходит в следствии износа и наличии повреждения подшипникового узла. При диагностике компрессорного агрегата по СКЗ виброускорения полученные значения не превышают допустимые, согласно ГОСТ 20815-93. Данное явление объясняемо тем, что поврежденный подшипник работает погруженным в масляную ванну, из-за чего издаваемый подшипником вибрационный сигнал проходя на корпус компрессора проявляет свойство «затухание». Для проведения технической диагностики вертикальных герметичных винтовых компрессоров необходимо учесть изменения, вызванные «затуханием» вибрационного сигнала, которые в свою очередь требуют дополнительных исследований.

4.2 Влияние трехфакторного параметра на функцию отклика виброускорения $y_{\text{вых}}$

Для определения «затухания» вибрационного сигнала, который происходит в результате работы подшипника в частотном диапазоне 300-450 Гц, полностью погруженным в масляную ванну, компрессорного масла VG-100 необходимо определиться с диапазоном температуры компрессорного масла и расстоянием, пройденным вибрационным сигналом от источника до пьезоэлектрического преобразователя.

Определение величины затухания вибрационного сигнала, проходящего через масляную ванну, основывается на разности СКЗ виброускорения. СКЗ виброускорения, измеряемое пьезоэлектрическим преобразователем на корпусе экспериментального стенда, проходящего от источника вибрационного сигнала, обозначим как $y_{\text{вых}}$ м/с², а СКЗ виброускорения издаваемое самим источником вибрационного сигнала, обозначим $y_{\text{вх}}$ м/с².

Для определения СКЗ $y_{\text{вых}}$ м/с² необходимо задаться температурным диапазоном масляной ванны и расстоянием, которые будут варьироваться во время проведения экспериментальных исследований.

Диапазон температуры масла зависит от режимов работы компрессорного агрегата. На рисунке 4.12 приведена тепловизионная съемка корпуса компрессора 1227NHL6X6K.

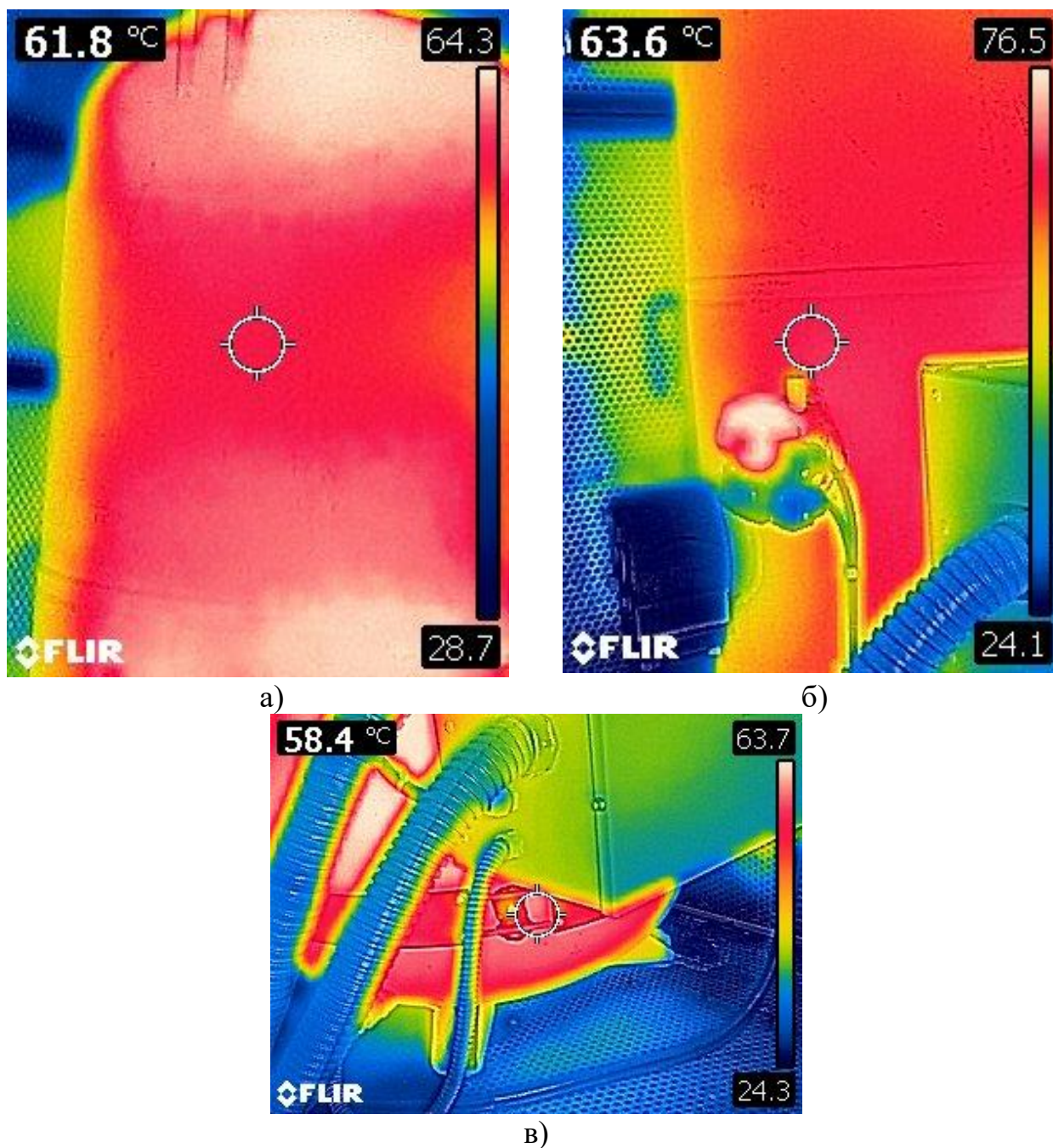


Рисунок 4.12 – Тепловизионная съемка компрессора 1227NHL6X6K

а – верхняя точка измерения; б – средняя точка измерения; в – нижняя точка измерения

Температура на поверхности компрессора 1227NHL6X6K в момент его работы при 100% мощности составляет 50-70°C. При понижении мощности работы компрессора температура его поверхности уменьшается. Значение температуры поверхности компрессора устанавливается за счет теплоты полученной в результате процесса сжатия паров холодильного агента. Эта теплота понижается мас-

лом, которое впрыскивается в рабочий объем компрессора. Следовательно, при планировании экспериментальных исследований необходимо учесть область варьирования температуры масла.

Для проведения экспериментальных исследований был выбран статистический метод Бокса-Уилсона с планом типа 2^3 . Уровни факторов и интервалы варьирования заданными параметрами приведены в таблице 4.6.

Таблица 4.6 – Уровни и интервалы варьирования факторов

Уровни		Факторы		
		Температура компрессорного масла, z_1 , °C	Частота воспроизведения вибрационного сигнала, z_2 , Гц	Расстояние от источника вибрации до вибропреобразователя, z_3 , м
Центральный	0	40,0	1000	0,15
Верхний	+1	55,0	1500	0,20
Нижний	-1	25,0	500	0,10

По заданным уровням и интервалам варьирования факторов на основе матрицы планирования эксперимента таблица 4.6 и методики проведения экспериментальных исследований, описанных в разделе 3, определим функцию отклика вибрационного сигнала, вибросигнала, проходящего через компрессорное масло. Результаты проведенных исследований приведены в таблице 4.7

Таблица 4.7 – Результаты проведенных исследований по определению СКЗ виброускорение

Значение фактора	Факторы			Результаты		
	z_1	z_2	z_3	$y_{1\text{вых}}$	$y_{2\text{вых}}$	$y_{3\text{вых}}$
1	55	1500	0,20	0,0045	0,0043	0,00465
2	25	1500	0,20	0,0105	0,010	0,0108
3	55	500	0,20	0,1183	0,112	0,120
4	25	500	0,20	0,0807	0,075	0,081
5	55	1500	0,10	0,0072	0,0069	0,0070

Продолжение таблицы 4.7.

6	25	1500	0,10	0,0052	0,0045	0,0047
7	55	500	0,10	0,1133	0,116	0,116
8	25	500	0,10	0,1895	0,17	0,177

Проведем кодирование задействованных факторов $z_1 z_2 z_3$.

Таблица 4.8 – Кодирование факторов варьирования

Факторы	Нижний уровень	Верхний уровень	Основной уровень	Интервал варьирования
z_1	25	55	40	15
z_2	500	1500	1000	500
z_3	0,10	0,20	0,15	0,05
$x_1 = \frac{z_1 - 40}{15}; x_2 = \frac{z_2 - 1000}{500}; x_3 = \frac{z_3 - 0,15}{0,05}$				

Определим средний выборочный интервал

$$\bar{y}_{1\text{ВЫХ}} = \frac{1}{3}(0,045 + 0,0043 + 0,00465) = 0,00448$$

$$\bar{y}_{2\text{ВЫХ}} = \frac{1}{3}(0,0105 + 0,010 + 0,0108) = 0,0104$$

$$\bar{y}_{3\text{ВЫХ}} = \frac{1}{3}(0,1183 + 0,112 + 0,120) = 0,1167$$

$$\bar{y}_{4\text{ВЫХ}} = \frac{1}{3}(0,0807 + 0,075 + 0,081) = 0,0789$$

$$\bar{y}_{5\text{ВЫХ}} = \frac{1}{3}(0,0072 + 0,0069 + 0,0070) = 0,0070$$

$$\bar{y}_{6\text{ВЫХ}} = \frac{1}{3}(0,0052 + 0,0045 + 0,0047) = 0,0048$$

$$\bar{y}_{7\text{ВЫХ}} = \frac{1}{3}(0,113 + 0,116 + 0,116) = 0,1151$$

$$\bar{y}_{8\text{ВЫХ}} = \frac{1}{3}(0,1895 + 0,17 + 0,177) = 0,1788$$

Строим матрицу планирования с учетом всех взаимодействий и средних значений отклика.

Таблица 4.9 – Матрица планирования взаимодействий

№ п/п	Факторы			Взаимодействия				Результаты эксперимен- та			Средний результат
	x_1	x_2	x_3	x_{12}	x_{13}	x_{23}	x_{123}	$y_{1\text{вых}}$	$y_{2\text{вых}}$	$y_{3\text{вых}}$	
1	+	+	+	+	+	+	+	0,0045	0,0043	0,00465	0,00448
2	-	+	+	-	-	+	-	0,0105	0,010	0,0108	0,0104
3	+	-	+	-	+	-	-	0,1183	0,112	0,120	0,1167
4	-	-	+	+	-	-	+	0,0807	0,075	0,081	0,0789
5	+	+	-	+	-	-	-	0,0072	0,0069	0,0070	0,0070
6	-	+	-	-	+	-	+	0,0052	0,0045	0,0047	0,0048
7	+	-	-	-	-	+	+	0,1133	0,116	0,116	0,1151
8	-	-	-	+	+	+	-	0,1895	0,17	0,177	0,1788

Определим коэффициенты уравнения регрессии:

$$b_0 = \frac{1}{8} \sum_{j=1}^8 \bar{y}_j = 0,0645$$

$$b_1 = \frac{1}{8} \sum_{j=1}^8 x_1 \bar{y}_j = -0,037$$

$$b_2 = \frac{1}{8} \sum_{j=1}^8 x_2 \bar{y}_j = -0,0578$$

$$b_3 = \frac{1}{8} \sum_{j=1}^8 x_3 \bar{y}_j = -0,0119$$

$$b_{12} = \frac{1}{8} \sum_{j=1}^8 x_1 x_2 \bar{y}_j = 0,0027$$

$$b_{13} = \frac{1}{8} \sum_{j=1}^8 x_1 x_3 \bar{y}_j = 0,0116$$

$$b_{23} = \frac{1}{8} \sum_{j=1}^8 x_2 x_3 \bar{y}_j = 0,0126$$

$$b_{123} = \frac{1}{8} \sum_{j=1}^8 x_1 x_2 x_3 \bar{y}_j = -0,0137$$

Определяем дисперсию воспроизводимости, полученные данные заносим в таблицу 4.10.

Таблица 4.10 – Определение дисперсии воспроизводимости

j	1			2	3	4	5	6
	$y_{1\text{вых}}$	$y_{2\text{вых}}$	$y_{3\text{вых}}$	y_j	$(y_{j1} - y_j)^2$	$(y_{j2} - y_j)^2$	$(y_{j3} - y_j)^2$	S_j^2
1	0,0045	0,0043	0,00465	0,00448	$4 \cdot 10^{-10}$	$3,24 \cdot 10^{-8}$	$2,89 \cdot 10^{-8}$	$3 \cdot 10^{-8}$
2	0,0105	0,010	0,0108	0,0104	$1 \cdot 10^{-8}$	$1,6 \cdot 10^{-7}$	$1,6 \cdot 10^{-7}$	$1,65 \cdot 10^{-7}$
3	0,1183	0,112	0,120	0,1167	$2,56 \cdot 10^{-6}$	$2,2 \cdot 10^{-5}$	$1,08 \cdot 10^{-4}$	$1,77 \cdot 10^{-5}$
4	0,0807	0,075	0,081	0,0789	$3,24 \cdot 10^{-6}$	0,00509	$4,41 \cdot 10^{-6}$	0,00255
5	0,0072	0,0069	0,0070	0,0070	$4 \cdot 10^{-8}$	$1 \cdot 10^{-8}$	0	$2,5 \cdot 10^{-8}$
6	0,0052	0,0045	0,0047	0,0048	$1,6 \cdot 10^{-7}$	$9 \cdot 10^{-8}$	$1 \cdot 10^{-8}$	$1,3 \cdot 10^{-7}$
7	0,1133	0,116	0,116	0,1151	$3,24 \cdot 10^{-6}$	$8,7 \cdot 10^{-7}$	$8,7 \cdot 10^{-7}$	$2,43 \cdot 10^{-6}$
8	0,1895	0,17	0,177	0,1788	$1,14 \cdot 10^{-4}$	$7,74 \cdot 10^{-5}$	$3,24 \cdot 10^{-6}$	$9,75 \cdot 10^{-5}$

$$\sum_{j=1}^8 S_j^2 = 0,00267$$

Тогда дисперсия воспроизводимости будет равна

$$S_{(y)}^2 = \frac{1}{8} \sum_{j=1}^8 S_j^2 = 0,00033$$

Определяем среднее квадратическое отклонение коэффициентов

$$S_y = \sqrt{\frac{S_{(y)}^2}{n \cdot m}} = 0,00372$$

Из таблиц распределения Стьюдента по числу степеней свободы $n \cdot (m - 1) = 8 \cdot 2 = 16$ при уровне значимости $\alpha = 0,05$ находим $t_{кр} = 2,12$. Следо-

вательно $t_{кр} \cdot S_y = 2,12 \cdot 0,00372 = 0,00788$. Сравнивая полученное значение с коэффициентами уравнения регрессии, видим, что все коэффициенты кроме b_{12} больше по абсолютной величине 0,00788. Следовательно, все коэффициенты кроме b_{12} значимы. Пологая $b_{12} = 0$, получаем уравнение регрессии в кодированных переменных

$$y_{\text{ВЫХ}} = 0,0645 - 0,037x_1 - 0,0578x_2 - 0,0119x_3 + 0,0116x_1x_3 + 0,0126x_2x_3 - 0,0137x_1x_2x_3$$

Анализ модели позволяет сделать ряд выводов. Наибольшее влияние на вибрационный сигнал проходящий через компрессорное масло оказывает x_2 частота его воспроизводимости и x_3 – расстояние пройденное сигналом от источника до места установки пьезоэлектрического преобразователя. Значение температуры масла, во время работы компрессорного агрегата оказывает несущественное влияние. Увеличение вибрационного сигнала происходит при уменьшении факторов x_1, x_2, x_3 .

Если «закрепить» значение $x_1 = 1$, тогда уравнение регрессии в кодированных переменных упрощается в вид

$$y_{\text{ВЫХ}} = 0,0608 - 0,0578x_2 - 0,0003x_3 - 0,00111x_2x_3$$

Поверхность функции отклика графически представлена на рисунке 4.13. Для более детального анализа зависимости вибрационного сигнала, проходящего через компрессорное масло, был построен контурный график. На графиках видна нелинейная зависимость влияния расстояния, пройденного вибрационным сигналом через компрессорное масло и частотного диапазона его воспроизведения на СКЗ виброускорения в точке установки пьезоэлектрического преобразователя.

Анализ полученных результатов показал, что в частотном диапазоне воспроизведения вибрационного сигнала 300 Гц и расстоянию пройденного им через компрессорное масло 0,1 м, значение вибрационного сигнала составит 0,143 м/с².

При увеличении расстояния прохождения вибрационного сигнала на 0,35 м, в аналогичном частотном диапазоне СКЗ виброускорения составляет 0,066 м/с².

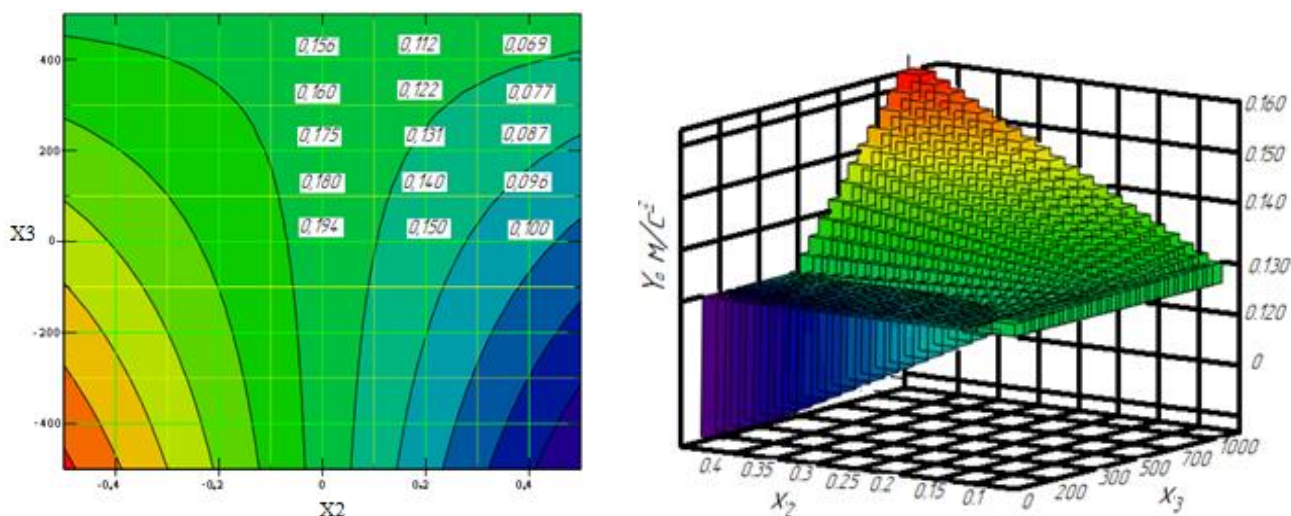


Рисунок 4.13 – График зависимости СКЗ виброускорения от расстояния пройденного через компрессорное масло, м (x_2) и частотного диапазона воспроизведения вибрационного сигнала, Гц (x_3) при фиксации фактора температуры масла

С целью определения СКЗ виброускорения на самом источнике воспроизведения вибрационного сигнала необходимо провести дополнительный ряд экспериментальных исследований с исключением масляной среды. После определения $y_{вх}$ определим величину затухания вибрационного сигнала Δy по формуле

$$\Delta y = y_{вх} - y_{вых}$$

4.3 Влияние однофакторного параметра на функцию отклика виброускорения $y_{вх}$

Для определения $y_{вх}$ был проведен ряд экспериментальных исследований критерии которого заключались в следующем:

- имитация вибрационного сигнала происходила с помощью Vibro speaker в частотном диапазоне 50 ÷ 2600 Гц.
- температура окружающей среды в момент проведения исследования в помещении составляла 24,2 °С.
- вибрационный сигнал проходил через луженную сталь толщиной 0,00012 м. На обратной стороне луженной пластины был закреплен вибропреобразователь AP40-01.

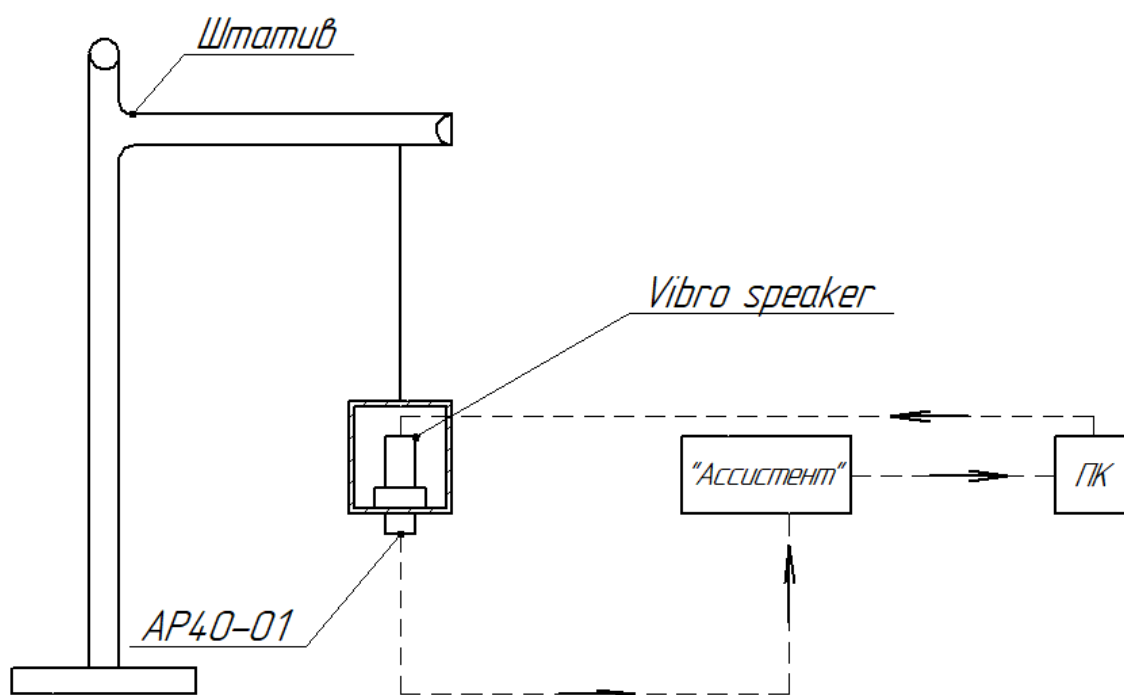


Рисунок 4.14 – Схема экспериментального стенда по определению функции отклика $y_{\text{вх}}$ СКЗ виброускорения

Результаты проведенных замеров и графика частотного диапазона приведены в таблице 4.11.

Таблица 4.11 – Матрица планирования эксперимента по определению функции отклика $y_{\text{вх}}$

Номер опыта	Факторы	Результаты эксперимента, $y_{\text{вх}}$, м/с ²			Средний результат, $y_{\text{сред (вх)}}$, м/с ²
	Частота воспроизведения вибрационного сигнала, z_2 , Гц	$y_{1\text{вх}}$	$y_{2\text{вх}}$	$y_{3\text{вх}}$	
1	50	3,64	3,62	3,60	3,62
2	100	3,59	3,55	3,58	3,57
3	200	3,49	3,30	3,41	3,40
4	400	2,32	2,30	2,33	2,31
5	600	2,11	2,15	2,10	2,12
6	1000	1,71	1,76	1,74	1,73
7	1200	1,51	1,56	1,54	1,53
8	1400	1,30	1,29	1,31	1,30
9	1600	1,09	1,05	1,12	1,08
10	1800	0,89	0,80	0,90	0,86
11	2000	0,69	0,65	0,63	0,65
12	2200	0,48	0,45	0,44	0,45
13	2400	0,28	0,26	0,30	0,28
14	2600	0,079	0,080	0,075	0,078

Определим коэффициенты уравнения регрессии

$$b_0 = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N \bar{y}_i$$

$$b_0 = 2,81$$

$$b_1 = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N \bar{y}_i z_i$$

$$b_1 = 0,00105$$

Определим уравнение регрессии и выполним проверку его надежности.

Уравнение регрессии в данном случае будет иметь вид

$$y_{\text{BX}} = 2,81 - 0,0105z_2$$

Определяем дисперсию воспроизводимости, полученные данные заносим в таблицу 4.12.

Таблица 4.12 – Определение дисперсии воспроизводимости

j	1			2	3	4	5	6
	$y_{1\text{BX}}$	$y_{2\text{BX}}$	$y_{3\text{BX}}$	y_j	$(y_{j1} - y_j)^2$	$(y_{j1} - y_j)^2$	$(y_{j1} - y_j)^2$	S_j^2
1	3,64	3,62	3,60	3,62	0,0004	0	0,0004	0,0008
2	3,59	3,55	3,58	3,57	0,0004	0,0004	0,0001	0,0009
3	3,49	3,30	3,41	3,40	0,0081	0,01	0,0001	0,0182
4	2,32	2,30	2,33	2,31	$1 \cdot 10^{-4}$	0,0001	0,0004	0,0006
5	2,11	2,15	2,10	2,12	0,0001	0,0009	0,0004	0,0014
6	1,71	1,76	1,74	1,73	0,0004	0,0009	0,0001	0,0014
7	1,51	1,56	1,54	1,53	0,0004	0,0009	0,0001	0,0014
8	1,30	1,29	1,31	1,30	0	0,0001	0,0001	0,0002
9	1,09	1,05	1,12	1,08	0,0001	0,0009	0,0016	0,0026
10	0,89	0,80	0,90	0,86	0,0009	0,0036	0,0016	0,0061
11	0,69	0,65	0,63	0,65	0,0016	0	0,0004	0,002
12	0,48	0,45	0,44	0,45	0,0009	0	0,0001	0,001
13	0,28	0,26	0,30	0,28	0	0,0004	0,0004	0,0008
14	0,079	0,080	0,075	0,078	0,000001	$1 \cdot 10^{-6}$	$1 \cdot 10^{-6}$	0,000014

$$\sum_{j=1}^{14} S_j^2 = 0,0374$$

Тогда дисперсия воспроизводимости будет равна

$$S_{(y)}^2 = \frac{1}{14} \sum_{j=1}^{14} S_j^2 = 0,0026$$

Определяем среднее квадратическое отклонение коэффициентов

$$S_y = \sqrt{\frac{S_{(y)}^2}{n \cdot m}} = 0,0032$$

Из таблиц распределения Стьюдента по числу степеней свободы $n \cdot (m - 1) = 13 \cdot 1 = 13$ при уровне значимости $\alpha = 0,05$ находим $t_{кр} = 2,16$. Следовательно $t_{кр} \cdot S_y = 2,16 \cdot 0,0032 = 0,0069$. Сравнивая полученное значение с коэффициентами уравнения регрессии, видим, что все коэффициенты больше по абсолютной величине 0,0069. Следовательно, все коэффициенты значимы.

4.4. Результаты значений затухания вибрационного сигнала при влиянии трехфакторного параметра

Полученные функциональные зависимости необходимы для определения Δy . Функция Δy является параметром затухания СКЗ виброускорения, м/с^2 .

$$\Delta y = y_{\text{вх}} - y_{\text{вых}}$$

$$y_{\text{вых}} = y_{\text{вых}} = 0,0645 - 0,0037x_1 - 0,0578x_2 - 0,0119x_3 + 0,0116x_1x_3 + 0,0126x_2x_3 - 0,0137x_1x_2x_3$$

$$y_{\text{вх}} = 2,81 - 0,0105z_2$$

$$\Delta y = (2,81 - 0,0105z_2) - (0,0645 - 0,0037x_1 - 0,0578x_2 - 0,0119x_3 + 0,0116x_1x_3 + 0,0126x_2x_3 - 0,0137x_1x_2x_3)$$

Проведем раскодировку параметров x_1, x_2, x_3

$$x_1 = \frac{z_1 - 40}{15}; x_2 = \frac{z_2 - 1000}{500}; x_3 = \frac{z_3 - 0,15}{0,05}$$

тогда

$$\Delta y = 2,81 - 0,0105z_2 - 0,0645 - 0,0037 \cdot \frac{z_1 - 40}{15} - 0,0578 \cdot \frac{z_2 - 1000}{500} - 0,0119 \cdot \frac{z_3 - 0,15}{0,05} + 0,0116 \cdot \frac{z_1 - 40}{15} \cdot \frac{z_3 - 0,15}{0,05} + 0,0126 \cdot \frac{z_2 - 1000}{500} \cdot \frac{z_3 - 0,15}{0,05} - 0,0137 \cdot \frac{z_1 - 40}{15} \cdot \frac{z_2 - 1000}{500} \cdot \frac{z_3 - 0,15}{0,05}$$

где: z_1 – температура компрессорного масла, °C;

z_2 – частота работы подшипникового узла, Гц;

z_3 – расстояние от погруженного в масляную ванну подшипникового узла до корпуса вертикального компрессора, м.

Для получения поверхности функции отклика уравнения затухания вибрационного сигнала $\Delta y, \text{м/с}^2$ и его анализа закрепим значение температуры компрессорного масла $z_1 = 60^\circ\text{C}$ рисунок 4.15 и $z_1 = 90^\circ\text{C}$ рисунок 4.16.

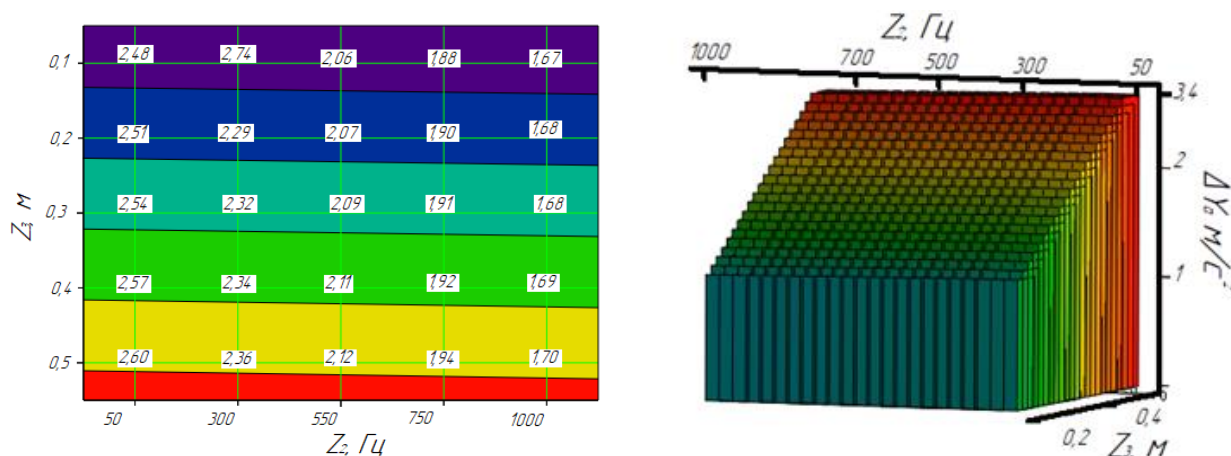


Рисунок 4.15 - График зависимости затухания СКЗ виброускорения от расстояния пройденного через компрессорное масло, м (z_3) и частотного диапазона воспроизведения вибрационного сигнала, Гц (z_2) при фиксации температуры компрессорного масла 60°C

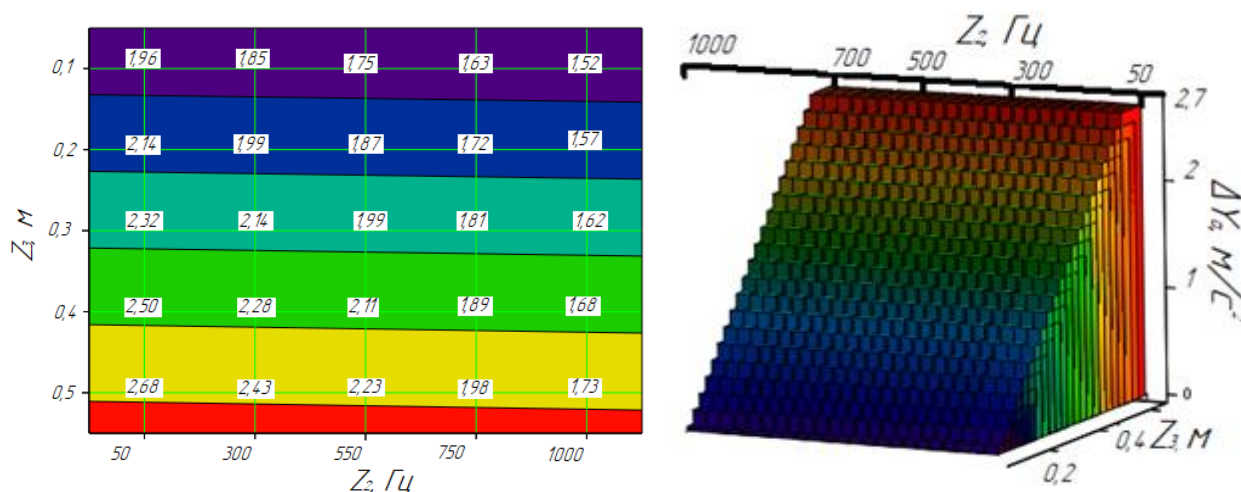


Рисунок 4.16 - График зависимости затухания СКЗ виброускорения от расстояния пройденного через компрессорное масло, м (z_3) и частотного диапазона воспроизведения вибрационного сигнала, Гц (z_2) при фиксации температуры компрессорного масла 90°C

Анализ результатов исследования затухания СКЗ виброускорения с помощью функции откликов, которые представлены на рисунках 4.15 и 4.16 показал, что в среднем, при диагностировании подшипникового узла вертикальных герметичных винтовых компрессоров, от 1,52 до 2,68 м/с² СКЗ виброускорения затухает проходя через масляную ванну. При увеличении температуры компрессорного масла z_1 на 30°C, СКЗ $\Delta y, \text{m/s}^2$ увеличивается в среднем с 0,03 до 0,11 м/с². Расстояние, пройденное вибрационным сигналом от источника вибрации до кожуха компрессора, также вносит существенные изменения в картину технического состояния диагностируемого объекта. При температуре компрессорного масла $z_1 = 60^\circ\text{C}$, СКЗ $\Delta y, \text{m/s}^2$ изменяет свое значение на 0,22 м/с² при увеличении z_3, m с 0,1 до 0,5 м в частотном диапазоне 300 Гц. А при температуре компрессорного масла $z_1 = 90^\circ\text{C}$, СКЗ $\Delta y, \text{m/s}^2$ изменяет свое значение на 0,58 м/с² при увеличении z_3, m с 0,1 до 0,5 м в аналогичном частотном диапазоне.

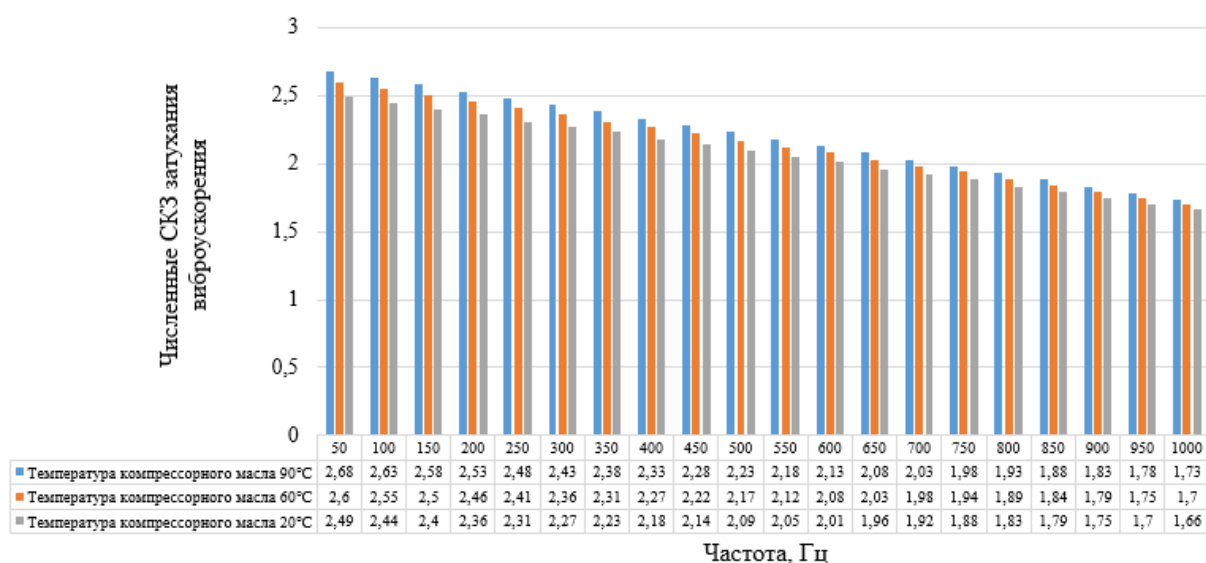
График зависимости численных СКЗ затухания виброускорения Δu 

Рисунок 4.17 – График зависимости численных СКЗ затухания виброускорения при расстоянии от источника вибрации до вибропреобразователя 0,1 м и изменяемых значениях температуры масла 20°C, 60°C и 90°C

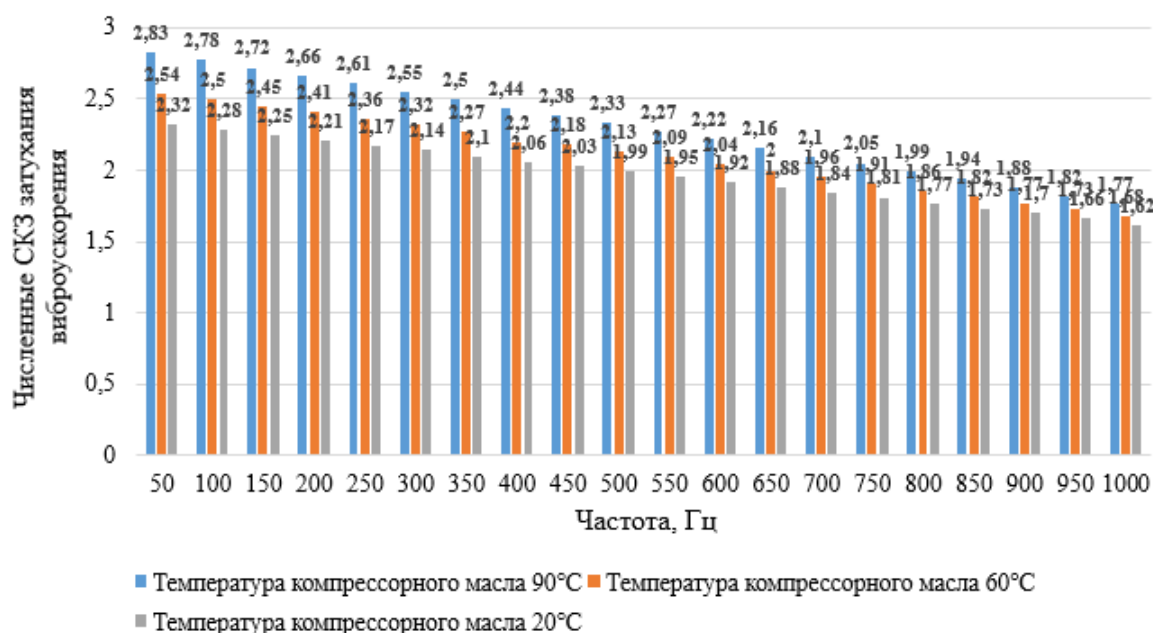
График зависимости численных СКЗ затухания виброускорения Δu 

Рисунок 4.18 – График зависимости численных СКЗ затухания виброускорения при расстоянии от источника вибрации до вибропреобразователя 0,2 м и изменяемых значениях температуры масла 20°C, 60°C и 90°C

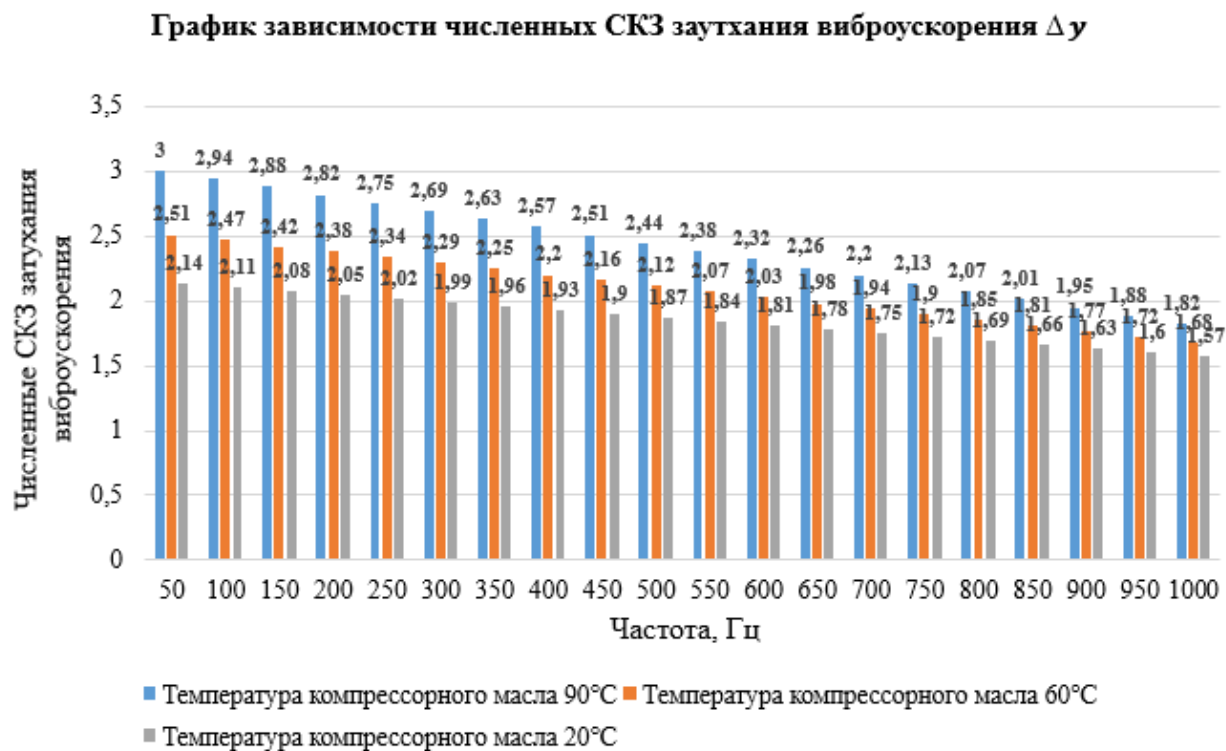


Рисунок 4.19 – График зависимости численных СКЗ затухания виброускорения при расстоянии от источника вибрации до вибропреобразователя 0,3 м и изменяемых значениях температуры масла 20°C, 60°C и 90°C

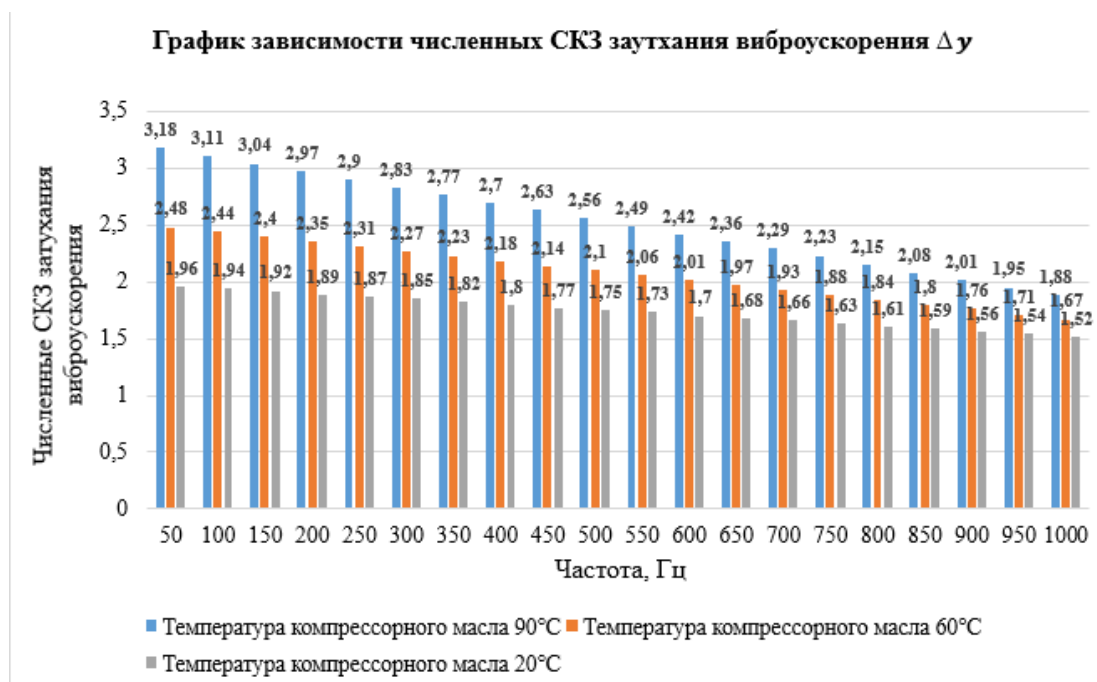


Рисунок 4.20 – График зависимости численных СКЗ затухания виброускорения при расстоянии от источника вибрации до вибропреобразователя 0,5 м и изменяемых значениях температуры масла 20°C, 60°C и 90°C

Анализ результатов определения затухания вибрационного сигнала, который проходит от источника вибрации погруженного в масляной ванне, до корпуса экспериментального стенда, где установлен пьезоэлектрический преобразователь, показал, что при увеличении расстояния прохождения вибрационного сигнала z_3 , на 0,3 м, происходит увеличение затухания СКЗ виброускорения на $0,5 \text{ м/с}^2$ при температуре масла 90°C . С понижением температуры масла z_1 с 90 до 20°C затухание СКЗ виброускорения уменьшается на $1,22 \text{ м/с}^2$ при $z_3 = 0,1 \text{ м}$ и на $0,19 \text{ м/с}^2$ при $z_3 = 0,4 \text{ м}$. В общем картина СКЗ вибрационного сигнала $\Delta u, \text{ м/с}^2$ по результатам проведенных исследований характеризуется затуханием вибрационного сигнала в исследуемом диапазоне на 68-96,5%.

Выводы по разделу 4:

1. В результате исследования установлено, что на исследуемую функцию отклика СКЗ виброускорения $u_{\text{вых}}$ влияет, в первую очередь x_2 - частота воспроизведения сигнала, а также x_3 – расстояние пройденное вибрационным сигналом от источника вибрации через масляную ванну.

2. Впервые получены функциональная зависимость сочетательного влияния температуры масла, частотного диапазона и расстояния пройденное вибрационным сигналом через масляный слой на СКЗ виброускорения. Установлено, что при технической диагностике вертикальных герметичных винтовых компрессоров по параметрам вибрации необходимо учитывать расстояние погруженного подшипникового узла в масляную ванну до места установки на кожухе компрессора пьезоэлектрического вибропреобразователя.

3. Определено затухание вибрационного сигнала погруженного в масло подшипникового узла в частотном диапазоне работы. Наибольшее затухание наблюдается в частном диапазоне 300-400 Гц и составляет 89,3-97,8% при температуре масла в масляной ванне $60-90^\circ\text{C}$.

4. Для проведения комплексной технической диагностики герметичных вертикальных винтовых компрессоров по параметрам вибрации необходима разработка индивидуального алгоритма, который будет включать в себя многоканальную измерительную систему обработки контролируемых параметров и информационную фиксацию о нарушении работы системы.

РАЗДЕЛ 5

ПРАКТИЧЕСКАЯ РЕАЛИЗАЦИЯ РЕЗУЛЬТАТОВ ИССЛЕДОВАНИЯ

Методологическое структурирование контроля технического состояния компрессорно-конденсаторных предназначено для предотвращения внезапных отказов электромеханической и теплообменной систем агрегата при постепенном или ускоренном развитии повреждений за счёт использования данных о параметрах вибрации, тока, температуры и преобразования их в информационные сообщения в алгоритме диагностирования для принятия решения. Нарушение установленных зависимостей или критериев предельного состояния по каждой из диагностируемых величин приводит к формированию информационного сообщения о нарушении работоспособного состояния агрегата.

Решение задачи реализуется за счет использования стационарной или переносной многоканальной измерительной системы, дополненной экспертным блоком.

Способ контроля технического состояния компрессорно-конденсаторного агрегата основан на методологическом структурировании этапов контроля и предполагает наличие следующих основных элементов:

- компрессор винтовой или спиральный в закрытом герметичном исполнении, объединённым с приводным двигателем в одном корпусе;
- соединительных трубопроводов;
- запорно-регулирующей арматуры;
- конденсатора воздушного охлаждения;
- испарителя;
- терморегулирующего вентиля;
- ресивера вертикального;
- фильтра осушителя
- датчиков температуры, вибрации и тока;
- блока обработки данных.

Датчики температуры устанавливаются на линии всасывания (t_{BX}) и линии нагнетания (t_{BIX}) паров холодильного агента в компрессор, а также перед терморегулирующим вентилем (t_{TPB}). Измеряемый температурный диапазон контроля, для каждого из датчиков, зависит от температуры окружающей среды (t_{OKP}).

Датчики вибрации (пьезоакселерометры) устанавливаются на компрессоре при помощи ниобиевых магнитов, в трёх взаимно перпендикулярных направлениях: вертикальном V_V (в наивысшей точке корпуса), поперечных V_{H1} и V_{H2} (на уровне соединительного фланца компрессора и корпуса). Измеряемый частотный диапазон – 10...5000 Гц.

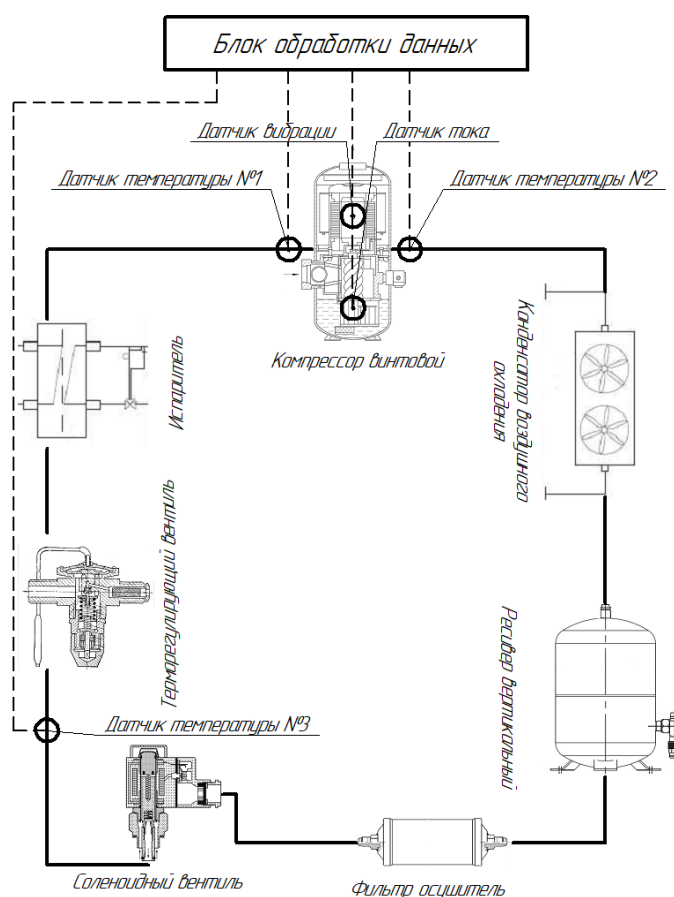


Рисунок 5.1 - Элементы, необходимые для реализации контроля технического состояния компрессорно-конденсаторного агрегата

Токовые датчики устанавливаются в каждой из фаз питающего кабеля электродвигателя: I_A , I_B , I_C . Датчики рассчитаны на фиксацию тока включения. Пусковые токи двигателя не приводят к срабатыванию защит.

Блок обработки данных функционирует на основе алгоритма диагностирования, основанном на зависимостях между диагностическими величинами. Нарушение установленных зависимостей или критериев предельного состояния по каждому из диагностических параметров формирует информационное сообщение о нарушении работоспособного состояния агрегата.

Алгоритм диагностирования реализуется на трёх уровнях.

Уровень 1 – защита. Значения вибрационных диагностируемых величин не должны превышать установленных нормативно-технической документацией значений.

Значения виброскорости должны соответствовать рекомендациям ГОСТ ИСО 10816-1-97 «Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на невращающихся частях» и ГОСТ 20815-93 «Машины электрические вращающиеся. Механическая вибрация некоторых видов машин с высотой оси вращения 56 мм и выше. Измерение, оценка и допустимые значения».

Дополнительно проводятся измерения пикового и среднеквадратичного значений виброускорения в частотном диапазоне 10...5000 Гц.

Уровень 2 – диагностирование. В сложной электромеханической и теплообменной системе диагностируемые величины связаны между собой определёнными зависимостями. Увеличение производительности компрессора (фиксируется ростом силы токов I_{Ai} , I_{Bi} , I_{Ci}) приводит к изменению значений вибрации (V_{Vi} , V_{H1i} , V_{H2i}) и изменению перепада температур на входе и выходе из компрессора ($\Delta t = t_{BЫIX} - t_{BX}$). Следовательно, происходит взаимосвязь зависимостей $I_i = f(V_i)$, $I_i = f(\Delta t)$ др. Постоянство полученных зависимостей будет свидетельствовать о стабильности технического состояния, отклонения более точных измерительных приборов укажут на первые признаки неисправности.

Между значениями виброскорости, измеряемой в векторных направлениях V_V , V_{H1} , V_{H2} должны соблюдаться условия:

$$V_V > V_{H1}, \quad V_V > V_{H2},$$

$$V_{H1} \approx V_{H2}.$$

При этом площадь Si треугольника ABC должна быть минимальной. Увеличение площади Si в 2...3 раза свидетельствует об изменении технического состояния. Наличие повреждений элементов определяется по известным значениям информативных частот, дополненных контролем амплитуд составляющих в частотном диапазоне 2...5 кГц. Признаком наличия повреждений является присутствие в спектре виброускорения составляющих со значениями свыше 10,0 м/с².

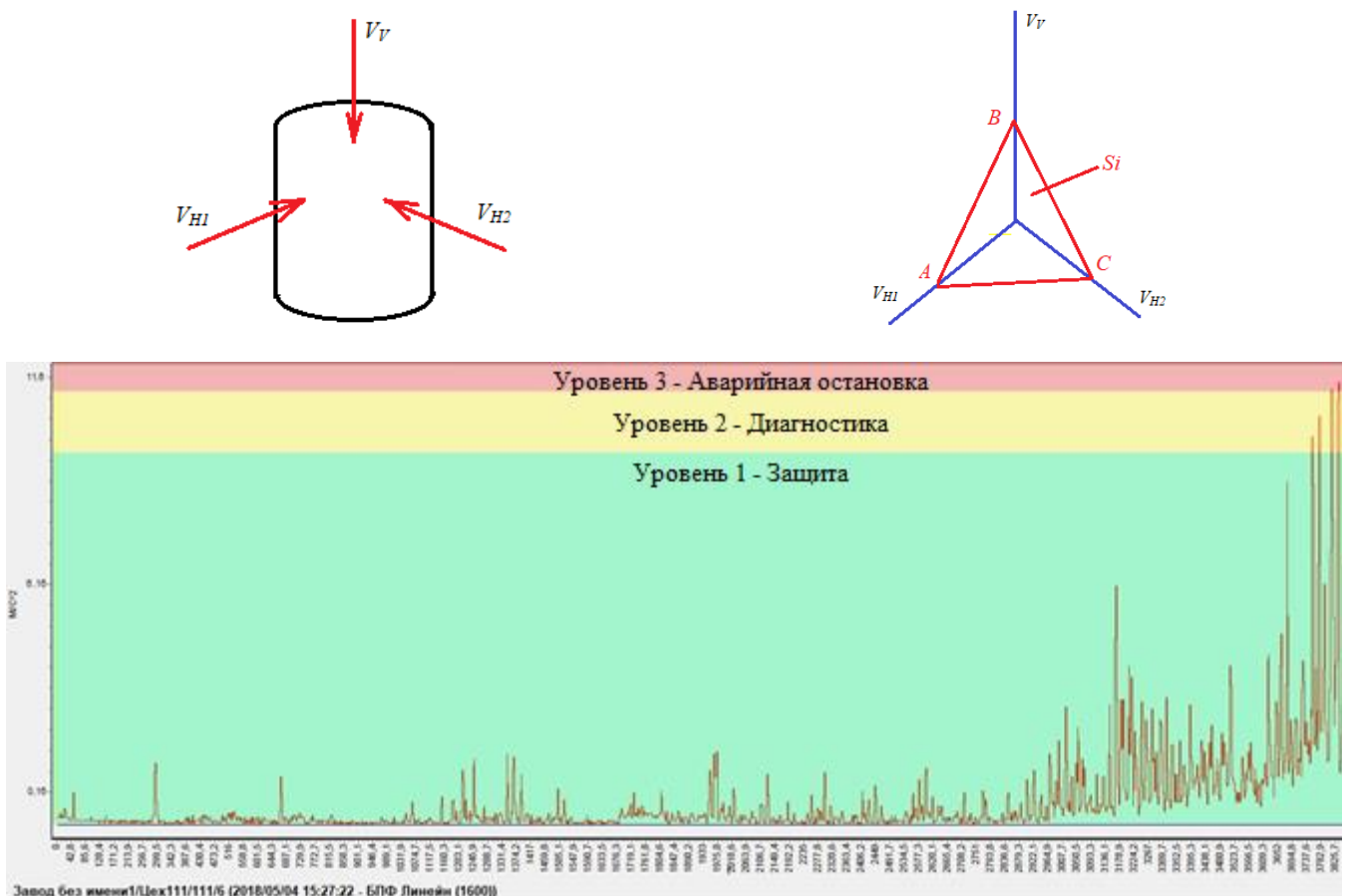


Рисунок 5.2 – Анализ результатов диагностирования компрессорно-конденсаторного агрегата

Включение компрессоров происходит по определённой программе, реализуемой процессором. При этом компрессор может работать индивидуально или

находиться в резерве работающего агрегата. Вибрация, передаваемая от работающего агрегата, характеризует состояние механизма и соединительных элементов (трубопроводов). Изменение данных соотношений является признаком появления неисправностей.

Уровень 3 – аварийная остановка агрегата. Аварийная остановка агрегата осуществляется для предотвращения неконтролируемого разрушения элементов системы. Проводится по скорости изменения диагностических величин. Этап ускоренного развития повреждений элементов подшипника сопровождается увеличением скорости роста значений виброускорения до $10 \text{ м/с}^2/\text{сутки}$.

Структурно-логическая схема диагностирования ККА приведена на рисунке 5.3.

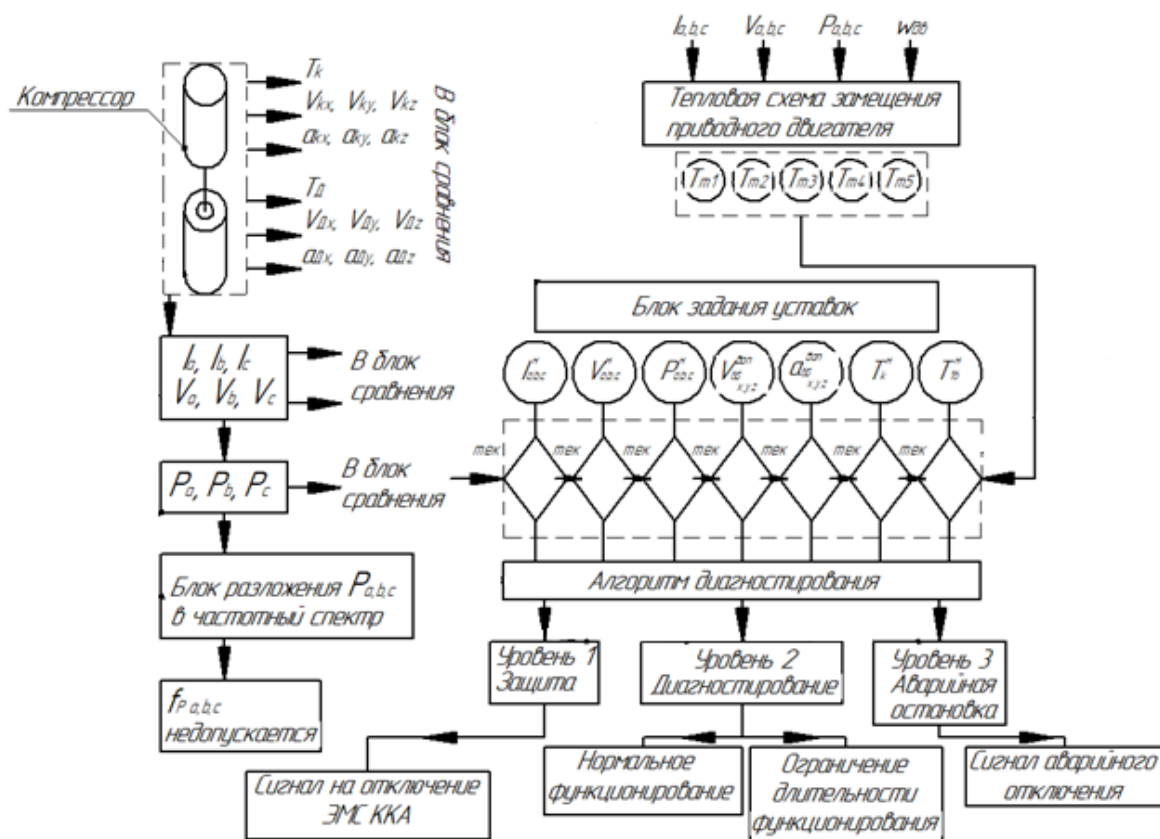


Рисунок 5.3 – Структурно-логическая схема диагностики компрессорно-конденсаторного агрегата

Датчики вибрации устанавливаются на компрессоре и приводном двигателе по идеализированным осям объёмной системы координат $XYZ - X_K, Y_K, Z_K; X_{ДВ}, Y_{ДВ}, Z_{ДВ}$.

Датчики температуры фиксируют температуру окружающей среды - $T_{ОКР}$, температуру компрессора - T_K и температуру приводного двигателя $T_{ДВ}$. Для определения наиболее нагретого звена двигателя используется тепловая схема замещения двигателя (ТСЗ). Достаточно ограничиться трех-пятимассовой расчётной схемой. Увеличение числа элементов расчётных элементов ТСЗ двигателя приводит к существенному усложнению её описания и не ведет к повышению точности расчетов (T_{mi}).

Питание электродвигателя осуществляется с помощью кабельной линии через входной автомат, включающий в себя максимальные и тепловые расцепители.

Датчики тока и напряжения позволяют иметь текущие значения величин - $I_A, I_B, I_C; V_A, V_B, V_C$. На базе текущих величин $I_{A,B,C}$ и $V_{A,B,C}$ рассчитывается потребляемая мощность. Режиму номинального функционирования системы соответствуют номинальные значения величин - $I_{A,B,C}^H, V_{A,B,C}^H, P_{A,B,C}^H, V_{A,B,C}^{don}, a_{A,B,C}^{don}, T_K^H, T_{ДВ}^H$. Эти величины вводятся в блок задания установок (БЗУ).

Текущие значения измеряемых и определяемых величин поступают в блок сравнения и выделения разности (БСВР) (со знаками «+» или «-»).

В блок сравнения температуры двигателя вводятся $T_{ДВ}^H, T_{ТЕК}^H$ и температуры расчётных тел ($T_{m1}, T_{m2}, T_{m3}...$). Из числа расчётных тел выбирается наиболее нагретое, его температура T_{mi} участвует в блоке сравнения - $T_{ДВ}^H, T_{ДВТЕК}^H, T_{mi}$.

При расчёте температур по тепловой схеме замещения двигателя используется его двухфазная модель с учётом электромагнитных явлений.

Полученные разностные сигналы по контролируемым и измеряемым величинам поступают в блок «Алгоритм диагностирования» (АЛДН), где в зависимости от величины разностного сигнала происходит выбор одного из трёх уровней диагностирования.

В случае выбора первого уровня включаются защитные функции электро-механической системы - система автоматически отключается. При втором уровне

возможны два варианта работы электромеханической системы – нормальное расчётное функционирование или функционирование с ограничением по длительности. Третий уровень предполагает аварийное отключение (предварительно подается звуковой сигнал машинисту, оператору ККА).

Параллельно с заданием P_{ABC}^H и текущей величины $P_{ABC}^{тек}$ в блок сравнения величины $P_{ABC}^{тек}$ поступают в блок разложения в частотный спектр и когда отдельные показатели f_{PA} , f_{PB} , f_{PC} будут отличаться от нормированных для номинального режима функционирования на 30...40% система диагностирования перейдет на алгоритм 3-го уровня – аварийное отключение.

Способ и устройство диагностирования охватывают возможные режимы работы ККА с учётом особенностей функционирования компрессора и приводного асинхронного двигателя с короткозамкнутым ротором, дают возможность выйти на один из трёх уровней диагностирования, решают поставленную задачу на базе современных средств микропроцессорной техники.

Выводы по разделу 5:

1. С целью повышения надежности и безотказности компрессорно-конденсаторного агрегата разработан алгоритм диагностирования, который реализуется на трёх уровнях: защита, диагностирование, аварийная остановка, благодаря использованию трехуровневого алгоритма, кроме контроля наиболее нагретого элемента приводного двигателя происходит контроль гармонических составляющих мощности по фазам, а также происходит контроль вибрационных показателей по условным осям X,Y,Z – данные которых поступают в блок сравнения, для сравнения с идеальной картиной.

2. Для практической реализации структурно-логической схемы диагностики агрегата по вибрационным, тепловым и токовым параметрам обоснованы места установки датчиков и пьезоэлектрических вибропреобразователей на вертикальном герметичном винтовом компрессоре.

ВЫВОДЫ

1. Анализ сведений о внезапных отказах винтовых компрессоров, их конструктивных особенностях и научно-технической информации по теме исследования показали актуальность темы и позволил выявить основные виды износа механической части винтовых компрессоров по тепловым и вибрационным параметрам.

2. Диагностические матрицы и сценарии развития повреждений компрессорно-конденсаторных агрегатов с учетом внешних и внутренних факторов воздействий позволяют провести анализ развития повреждения компрессорно-конденсаторной системы.

3. Логико-вероятностная модель влияния изменения технического состояния основных узлов компрессорно-конденсаторного агрегата на работу системы в целом с применением Былевых выражений, способствует математическому обоснованию зависимости влияния технического состояния отдельных узлов на техническое состояние компрессорно-конденсаторной системы в целом.

4. Статистический анализ отказов механической части винтовых компрессоров с выборкой глубиной в 4 года, позволил определить общую долю отказов винтовой пары и подшипникового узла, которая составляет 7,67-11,67% и 6,48-10,48% что также подтверждает актуальность решения вопросов о повышении надежности и безотказности компрессорно-конденсаторных агрегатов.

5. Впервые проведенные экспериментальные исследования влияния масляной ванны, в которую погружен подшипник качения герметичного вертикального винтового компрессора, позволили определить, что вибрационный сигнал от источника вибрации затухает на 89,3-97,8%. Игнорирование данного явления приводит к несвоевременному обнаружению дефекта и внезапному отказу системы.

6. В результате проведенных экспериментальных исследований по влиянию возможных факторов на СКЗ затухания вибрационного сигнала установлено, что для уменьшения погрешности при проведении технической диагностики необходимо иметь информацию не только о частотном диапазоне работы диагностируе-

мого подшипника качения и температуре масла, но и о расстоянии от подшипника к корпусу, которое в наибольшей степени оказывает влияние на затухание СКЗ виброускорения.

7. Впервые установлена статистическая зависимость влияния температуры масла, частотного диапазона и расстояния, пройденного вибрационным сигналом, на СКЗ виброускорение в точке установки пьезоэлектрического вибропреобразователя, что обеспечивает точную информацию о техническом состоянии механической части герметичного вертикального винтового компрессора.

8. Разработана структурно-логическая схема диагностики компрессорно-конденсаторного агрегата по вибрационным, тепловым и токовым параметрам с указанием мест установки контрольно-измерительных приборов. Благодаря данной схеме происходит контроль за техническим состоянием диагностируемого компрессорно-конденсаторным агрегатом и сравнительный анализ в блоке сравнения с допустимыми значениями температуры, виброускорения и силы тока.

9. Особенности проведения и структурно-логическая схема диагностики компрессорно-конденсаторного агрегата с применением герметичного вертикального винтового компрессора внедрены на предприятии пищевого производства ООО «Донецкий комбинат замороженных продуктов» и в системе кондиционирования и вентиляции воздуха ТРЦ «Континент».

10. Результаты исследований, представленные в диссертационной работе, используются в учебном процессе при изложении дисциплины «Надежность технологического оборудования» для обучающихся по направлениям подготовки 13.03.03 и 13.04.03 Энергетическое машиностроение, а также 15.03.02 и 15.04.02 Технологические машины и оборудование.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Gafurov, M. O. Methodology for Calculating the Generalized Efficiency of the Energy Supply System of Industrial Enterprises [Text] / M. O. Gafurov // International Journal of Academic Multidisciplinary Research (IJAMR). – 2020. – Vol. 4, Issue 4. – P. 104–108.
2. Installation, Operation and Maintenance Manual [Text] : Model ACDX/AUDX Screw Type Air-Cooled Packages / Dunham-Bush: Products that perform... By people who care. – Form No: MM0468A. – [Malaysia : Dunham-Bush Holding Bhd, 2015]. – 90 p.
3. Karnaukh, V. V. An application of CO₂ as a refrigerant for medium temperature heat pumps [Текст] / V. V. Karnaukh, S. S. Hakan, M. A. Pundik // Инновационные направления интеграция науки, образования и производства : сб. тезисов докл. участников II Междунар. науч.-практ. конф., 19-23 мая 2021 г., г. Керчь. – Керчь, 2021. – С. 82-85.
4. Kompressoil VG 100 [Электронный ресурс] // Arginol: первая буква автомобиля. Смазочные материалы / компания Аргинол. – Электрон. дан. – Бердянск, сор. 2000-2021. – Режим доступа: <http://agrinol.ua/ru/produkcija/masla/kompressornie/kompressoil-vg-100/>. – Загл. с экрана. – Дата обращения: 10.09.2019
5. Simani, S. Model-based Fault diagnosis in Dynamic Systems Using Identification Techniques [Text] / Silvio Simani, Cesare Fantuzzi, Ron J. Patton. – 2002nd edition. – Spring, 2013. – 297 p. – (Advances in Industrial Control). – ISBN 978-1852336851.
6. Агеева, Л. М. Экспериментальные исследования возможности компенсации температурной погрешности, вносимой термодатчиком при контактном методе контроля тепловых режимов электронных средств [Электронный ресурс] / Л. М. Агеева, О. М. Калоев, С. У. Увайсов // КиберЛенинка : науч. электрон. б-ка. – Электрон. дан. – Москва, 2012. – Режим доступа: <https://cyberleninka.ru/article/n/eksperimentalnye-issledovaniya-vozmozhnosti->

kompensatsii-temperaturnoy-pogreshnosti-vnosimoy-termodatchikom-pri-kontaktном-metode. – Загл. с экрана. – Дата обращения: 17.08.2020

7. Анисимов, А. В. Экспериментальное определение оптимальных параметров оборудования для обработки зерна при подготовке к помолу [Текст] / А. В. Анисимов, Ф. Я. Рудик // Инженерные технологии и системы : науч. журн. – 2019. – Т. 29, № 4. – С. 594-613.

8. Аноп, М. Ф. Обеспечение безотказного функционирования уникальных технических систем на основе функционально-параметрического подхода [Электронный ресурс] / М. Ф. Аноп, Я. В. Катуева // Надежность и качество : тр. XXI Междунар. симпозиума, 23 мая 2016 г., г. Пенза. – Электрон. дан. – Пенза, 2016. – Т. 1. – Режим доступа: <https://cyberleninka.ru/article/n/obespechenie-bezotkaznogo-funktsionirovaniya-unikalnyh-tehnicheskikh-sistem-na-osnove-funktsionalno-parametricheskogo-podhoda>. – Загл. с экрана. – Дата обращения: 18.06.2019

9. Артемов, И. И. Прогнозирование надёжности и длительности приработки технологического оборудования по функции параметра потока отказов [Электронный ресурс] / И. И. Артемов, А. С. Симонов, Н. Е. Денисова // КиберЛенинка : науч. электрон. б-ка. – Электрон. дан. – Москва, 2010. – Режим доступа: <https://cyberleninka.ru/article/n/prognozirovanie-nadyozhnosti-i-dlitelnosti-prirabotki-tehnologicheskogo-oborudovaniya-po-funktsii-parametra-potoka-otkazov>. – Загл. с экрана. – Дата обращения: 26.04.2020

10. Артоболевский, И. И. Введение в акустическую диагностику машин [Текст] / И. И. Артоболевский, Ю. Н. Бобровницкий, М. Д. Генкин. – Москва : Наука, 1979. – 296 с.

11. Ассистент V3RT [Электронный ресурс] // НТМ-Защита: приборостроительная компания / компания НТМ-Защита. – Электрон. дан. – Москва, сор. 2003. – Режим доступа: <https://ntm.ru/products/86/7376>. – Загл. с экрана. – Дата обращения:

12. Ахназарова, С. Л. Оптимизация эксперимента в химии и химической технологии [Текст] : учеб. пособие для химико-техн. вузов / С. Л. Ахназарова, В. В. Кафаров. – Москва : Высшая школа, 1978. – 319 с. : ил.

13. Бабак, А. В. Анализ методов и средств технической диагностики авиационной техники [Электронный ресурс] / А. В. Бабак // Проблемы науки. – Электрон. дан. – 2018. – № 7(127). – Режим доступа: <https://cyberleninka.ru/article/n/analiz-metodov-i-sredstv-tehnicheskoy-dagnostiki-aviatsionnoy-tehniki>. – Загл. с экрана. – Дата обращения: 24.06.2019
14. Бараненко, А. В. Практикум по холодильным установкам [Текст] : учеб. пособие / А. В. Бараненко, В. С. Калюнов, Ю. Д. Румянцев. – Санкт-Петербург : Профессия, 2001. – 271 с. : ил. – Библиогр.: с.270-271. – ISBN 5-93913-016-X.
15. Барков, А. В. Вибрационная диагностика машин и оборудования. Анализ вибрации [Текст] : учеб. пособие / А. В. Барков, Н. А. Баркова. – Санкт-Петербург : СПбТМТУ, 2004. – 152 с. – ISBN 5-88303-319-9.
16. Барков, А. В. Мониторинг и диагностика роторных машин по вибрации [Текст] : учеб. пособие / А. В. Барков, Н. А. Баркова, А. Ю. Азовцев. – Санкт-Петербург : Севзапучцентр, 2013. – 158 с. : ил. – ISBN 978-5-91498-034-1 (в пер.).
17. Баркова, Н. А. Введение в виброакустическую диагностику роторных машин и оборудования [Текст] : учеб. пособие / Н. А. Баркова ; Северо-Запад. учеб. центр. – Санкт-Петербург : Севзапучцентр, 2016. – 158 с. : ил., табл. – ISBN 978-5-91498-037-2.
18. Биргер, И. А. Техническая диагностика [Текст] / И. А. Биргер. – 2-е изд. – Москва : Ленанд, 2019. – 240 с. – (Классика инженерной мысли: машиностроение). – ISBN 978-5-9710-6012-3.
19. Болотин, В. В. Прогнозирование ресурса машин и конструкций [Текст] / В. В. Болотин. – Москва : Машиностроение, 1984. – 312 с. : ил.
20. Бунтова, Е. В. Способы анализа результатов наблюдений методами математической статистики [Электронный ресурс] / Е. В. Бунтова // Инновации в науке. – Электрон. дан. – 2017. – № 1(62). – Режим доступа: <https://cyberleninka.ru/article/n/sposoby-analiza-rezultatov-nablyudeniy-metodami-matematicheskoy-statistiki>. – Загл. с экрана. – Дата обращения: 06.01.2016
21. Бусел, Н. П. Обоснование требований к динамическим и конструктивным параметрам датчика углового положения и скорости для электропривода сканера

тепловизора [Электронный ресурс] / Н. П. Бусел, А. А. Отдельный, А. Н. Бусел // Доклады БГУИР : науч. журн. – Электрон. дан. – 2007. – № 4(20). – Загл. с экрана. – Дата обращения: 14.09.2017

22. Буянов, О. Н. Особенности замораживания продуктов в воздушном скороморозильном аппарате модульного типа [Электронный ресурс] / О. Н. Буянов, А. А. Горохова, А. Ю. Кулешов // Вестник Международной академии холода. – Электрон. дан. – 2004. – № 2. – Режим доступа: <https://cyberleninka.ru/article/n/osobennosti-zamorazhivaniya-produktov-v-vozdushnom-skoromorozilnom-apparate-modulnogo-tipa>. – Загл. с экрана. – Дата обращения: 16.03.2020

23. Вибрации в технике [Текст] : справочник : в 6 т. / пред. ред. совет В. Н. Челомей. – Москва : Машиностроение, 1978-1981. – Т. 1. – 352 с. : ил. ; Т. 2. – 351 с. : ил. ; Т. 3. – 544 с. : ил. ; Т. 4. – 509 с. : ил. ; Т. 5. – 496 с. : ил. ; Т. 6. – 456 с. : ил.

24. Виброакустическая диагностика зарождающихся дефектов [Текст] / [Ф. Я. Балицкий, М. А. Иванова, А. Г. Соколова, Е. И. Хомяков] ; отв. ред. М. Д. Генкин. – Москва : Наука, 1984. – 129 с.

25. Вибродиагностика [Текст] : монография / Г. Ш. Розенберг, Е. З. Мадорский, Е. С. Голуб [и др.] ; под ред. Г. Ш. Розенберга ; М-во энергетики, Петербург. энергет. ин-т повышения квалификации, Каф. диагностики энергет. оборудования. – Санкт-Петербург : ПЭИПК Минэнерго РФ, 2003. – 284 с.

26. Вибропреобразователи пьезоэлектрические AP40, исп. AP40, AP40-01, AP40-02 // All-Pribors.ru. Измерительное оборудование. – Электрон. дан. – All-Pribors.ru. 2011-2021 Local. – Режим доступа: <https://all-pribors.ru/opisanie/16602-12-ar40-isp-ar40-ar40-01-ar40-02-10020>. – Загл. с экрана. – Дата обращения: 18.06.2019

27. Влияние смазочного композиционного материала с наночастицами дисульфида вольфрама на трение в подшипниках качения [Электронный ресурс] / А. Д. Бреки [и др.] // Известия ТулГУ. Технические науки. – Электрон. дан. – 2015. – № 11-1 – Режим доступа: <https://cyberleninka.ru/article/n/vliyanie-smazochnogo>

kompozitsionnogo-materiala-s-nanochastitsami-disulfida-volframa-na-trenie-v-podshipnikah-kacheniya. – Загл. с экрана. – Дата обращения:16.06.2020

28. Волков, В. Г. Тепловизионные приборы средней дальности действия [Электронный ресурс] / В. Г. Волков // Специальная техника. – Электрон. дан. – 2011. – № 1. – Загл. с экрана. – Дата обращения:17.03.2020

29. Воскобоев, В. Ф. Надежность технических систем и техногенный риск. Ч. 1. Надежность технических систем [Текст] : учеб. пособие для вузов МЧС России / В. Ф. Воскобоев ; М-во Российской Федерации по делам гражданской обороны, чрезвычайным ситуациям и ликвидации последствий стихийных бедствий, Акад. гражданской защиты, Каф. устойчивости экономики и жизнеобеспечения. – Москва : Альянс : Путь, 2008. – 199 с. ; ил. ; табл. – ISBN 978-5-903034-38-3.

30. Гапеева, Н. А. Автономное теплоснабжение высотных зданий [Электронный ресурс] / Н. А. Гапеева, О. Б. Жиленко // Строительство и техногенная безопасность. – Электрон. дан. – 2018. – № 10(62). – Режим доступа: <https://cyberleninka.ru/article/n/avtonomnoe-teplosnabzhenie-vysotnyh-zdaniy>. – Загл. с экрана. – Дата обращения:29.03.2019

31. Гаспаров, Э. С. Анализ сигналов виброускорения подшипниковых опор мотор-шпинделя [Электронный ресурс] / Э. С. Гаспаров, А. Ф. Денисенко, Л. Б. Гаспарова // Известия Самарского научного центра РАН. – Электрон. дан. – 2012. – № 6-1. – Режим доступа: <https://cyberleninka.ru/article/n/analiz-signalov-vibrouskoreniya-podshipnikovyh-opor-motor-shpindelya>. – Загл. с экрана. – Дата обращения:16.05.2021

32. Гаспаров, Э. С. Определение рациональных частот вращения роторов с целью минимизации их радиальных биений [Электронный ресурс] / Э. С. Гаспаров, В. И. Петрунин // Вестник Самарского государственного технического университета. Серия: Технические науки. – Электрон. дан. – 2018. – № 1(57). – Режим доступа: <https://cyberleninka.ru/article/n/opredelenie-ratsionalnyh-chastot-vrascheniya-rotorov-s-tselyu-minimizatsii-ih-radialnyh-bieniy>. – Загл. с экрана. – Дата обращения:

33. Генкин, М. Д. Виброакустическая диагностика машин и механизмов [Текст] / М. Д. Генкин, А. Г. Соколова. – Москва : Машиностроение, 1987. – 288 с.

34. Голуб, Е. С. Диагностирование судовых технических средств [Текст] : справочник / Е. С. Голуб, Е. З. Мадорский, Г. Ш. Розенберг. – Москва : Транспорт, 1993. – 149, [1] с. : ил. – ISBN 5-277-00807.
35. Гольдин, А. С. Вибрация роторных машин [Текст] / А. С. Гольдин. – 2-е изд., испр. – Москва : Машиностроение, 2000. – 344 с.
36. Горшков, В. В. Логико-вероятностный метод расчета живучести сложных систем [Текст] / В. В. Горшков // Кибернетика. – 1982. – №1. – С. 104-107.
37. ГОСТ 20815-93 (МЭК 34-14-82). Машины электрические вращающиеся. Механическая вибрация некоторых видов машин с высотой оси вращения 56 мм и более. Измерение, оценка и допустимые значения [Текст] : изд. офиц. – Взамен ГОСТ 20815-88, ГОСТ 12379-75, ГОСТ 16921-83 ; введ. 1997-01-01. – Минск : Изд-во стандартов, 2003. – I-II, 5 с. – (Межгосударственный стандарт).
38. ГОСТ 20911-89. Техническая диагностика. Термины и определения [Текст] : изд. офиц. – Взамен ГОСТ 20911-75 ; введ. 1991-01-01. – Москва : Стандартиформ, 2009. – 9 с. – (Межгосударственный стандарт).
39. ГОСТ 27518-87. Диагностирование изделий. Общие требования [Текст] : изд. офиц. – Взамен ГОСТ 23564-79 ; введ. 1989-01-01. – Москва : Стандартиформ, 2009. – 4 с. – (Межгосударственный стандарт).
40. ГОСТ ИСО . Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на невращающихся частях. Ч. 1. Общие требования [Текст] : изд. офиц. – Введ. 1999-07-01. – Минск : Изд-во стандартов, 2009. – I-IV, 13 с. – (Межгосударственный стандарт).
41. ГОСТ ИСО 5347-1-96. Вибрация. Калибровка датчиков вибрации и удара. Ч. 1. Первичная вибрационная калибровка методами лазерной интерферометрии [Текст] : изд. офиц. – Введ. 1997-07-01. – Минск : Изд-во стандартов, 1997. – I-IV, 15 с. – (Межгосударственный стандарт).
42. ГОСТ ИСО 5347-2-97. Вибрация. Калибровка датчиков вибрации и удара. Ч. 2. Первичная вибрационная калибровка акселерометров ударом с использованием баллистического метода измерений [Текст] : изд. офиц. – Введ. 1999-07-01. – Минск : Изд-во стандартов, 1998. – I-III, 7 с. – (Межгосударственный стандарт).

43. ГОСТ ИСО 8042-2002. Вибрация и удар. Датчики инерционного типа для измерений вибрации и удара. Устанавливаемые характеристики. ISO 8042:1988. Shock and vibration measurements. Characteristics to be specified for seismic pick-ups (IDT) [Текст] : изд. офиц. – Введ. 2007-11-01. – Москва : Стандартинформ, 2007. – I-II, 5 с. – (Межгосударственный стандарт).
44. ГОСТ Р 27.015-2019 (МЭК 60300-3-15:2009). Управление надежностью. Руководство по проектированию надежности систем [Текст]. – Введ. 2020-01-01. – Москва : Стандартинформ, 2019. – 49 с.
45. ГОСТ Р 27.606-2013. Надежность в технике. Управление надежностью. Техническое обслуживание, ориентированное на безотказность [Текст]. – Введ. 2014-06-01. – Москва : Стандартинформ, 2005. – 39 с.
46. ГОСТ Р 51901.1-2002. Менеджмент риска. Анализ риска технологических систем [Текст]. – Введ. 2003-09-01. – Москва : Изд-во стандартов, 2002. – 28 с.
47. ГОСТ Р 51901.14-2005 (МЭК 61078:1991). Менеджмент риска. Метод структурной схемы надежности. IEC 61078:1991. Analysis techniques for dependability – Reliability block diagram method (MOD) [Текст] : изд. офиц. / Федер. агентство по техн. регулированию и метрологии. – Введ. 2005-09-01. – Москва : Стандартинформ, 2005. – I-IV, 18 с. – (Национальный стандарт Российской Федерации).
48. ГОСТ Р 51901.16 (МЭК 61164:2004). Менеджмент риска. Повышение надежности. Статистические критерии и методы оценки [Текст]. – Введ. 2018-12-01. – Москва : Стандартинформ, 2017. – 51 с.
49. ГОСТ Р 51901.6 (МЭК 61014:2003). Менеджмент риска. Программа повышения надежности [Текст]. – Введ. 2006-02-01. – Москва : Стандартинформ, 2005. – 36 с.
50. ГОСТ Р 52545.1-2006 (ИСО 15242-1:2004). Подшипники качения. Методы измерения вибрации. Ч. 1. Основные положения. ISO 15242-1:2004. Rolling bearings – Measuring methods for vibration – Part 1: Fundamentals (MOD) [Текст] : изд. офиц. – Введ. 2007-01-01. – Москва : Стандартинформ, 2006. – I-IV, 14 с. – (Национальный стандарт Российской Федерации).

51. ГОСТ Р 53480-2009. Надежность в технике. Термины и определения. ИЕС 60050 (191):1990-12 (NEQ) [Текст] : изд. офиц. – Введ. 2011-01-01. – Москва : Стандартиформ, 2010. – I-IV, 27 с. – (Национальный стандарт Российской Федерации).
52. Гришко, А. К. Определение показателей надежности структурных элементов сложной системы с учетом отказов и изменения параметров [Электронный ресурс] / А. К. Гришко // Измерение. Мониторинг. Управление. Контроль. – Электрон. дан. – 2016. – № 2(16). – Режим доступа: <https://cyberleninka.ru/article/n/opredelenie-pokazateley-nadezhnosti-strukturnykh-elementov-slozhnoy-sistemy-s-uchetom-otkazov-i-izmeneniya-parametrov>. – Загл. с экрана. – Дата обращения: 16.03.2019
53. Громов, О. Г. Внедрение методов НК технического состояния при эксплуатации космических комплексов [Текст] / О. Г. Громов, И. С. Додин, О. С. Галкин // В мире неразрушающего контроля. – 2004. – № 4. – С. 1-8.
54. Датьков, В. П. Холодильне устаткування в галузі [Текст] : питання та відповіді : навч. посіб. для студ. спец. 6.051701 ден. та заоч. форм навчання / В. П. Датьков, П. І. Шевченко, Г. С. Коновал ; М-во освіти і науки України, Донец. нац. ун-т економіки і торгівлі ім. Михайла Туган-Барановського, Каф. холод. і торг. техніки. – Донецьк : ДонНУЕТ, 2013. – 126 с.
55. Деменев, А. В. Технология оценки технического состояния герметичного хладного компрессора [Электронный ресурс] / А. В. Деменев // Вестник Евразийской науки. – Электрон. дан. – 2018. – № 4. – Режим доступа: <https://cyberleninka.ru/article/n/tehnologiya-otsenki-tehnicheskogo-sostoyaniya-germetichnogo-hladnogo-kompressora>. – Загл. с экрана. – Дата обращения: 23.03.2021
56. Добрынин, С. А. Методы автоматизированного исследования вибрации машин [Текст] : справочник / С. А. Добрынин, М. С. Фельдман, Г. И. Фирсов ; [Ин-т машиноведения им. А. А. Благонравова РАН]. – Москва : Машиностроение, 1987. – 224 с.

57. Додолев, С. Г. Диагностирование технических объектов методами неразрушающего контроля [Текст] : учеб.-метод. пособие для студентов техн. спец. / С. Г. Додолев, О. В. Холодилов ; М-во образования Респ. Беларусь, Белорус. гос. ун-т транспорта, Каф. "Неразрушающий контроль и техн. диагностика". – Гомель : БелГУТ, 2013. – 39, [1] с. : ил. – ISBN 978-985-554-234-7.
58. Дубровин, А. В. Классификация и характеристика многофакторных статистических экспериментов [Электронный ресурс] / А. В. Дубровин // Инновации и инвестиции. – Электрон. дан. – 2021. – № 4. – Режим доступа: <https://cyberleninka.ru/article/n/klassifikatsiya-i-harakteristika-mnogofaktornyh-statisticheskikh-eksperimentov>. – Загл. с экрана. – Дата обращения: 18.02.2020
59. Жердеев, А. А. Цикл парокомпрессионной холодильной машины с плавающим давлением конденсации [Электронный ресурс] / А. А. Жердеев, А. С. Колесников, Ю. Д. Фролов // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Серия : Машиностроение. – Электрон. дан. – 2010. – Спецвыпуск. – Режим доступа: <https://cyberleninka.ru/article/n/tsikl-parokompressionnoy-holodilnoy-mashiny-s-plavayuschim-davleniem-kondensatsii>. – Загл. с экрана. – Дата обращения: 30.08.2021
60. Игумнов, А. А. Использование статистических методов обработки данных при дистанционном мониторинге технического состояния горной машины [Электронный ресурс] / А. А. Игумнов, А. Л. Манаков // Вестник Иркутского государственного технического университета. – Электрон. дан. – 2014. – № 11(94). – Режим доступа: <https://cyberleninka.ru/article/n/ispolzovanie-statisticheskikh-metodov-obrabotki-dannyh-pri-distantsionnom-monitoringe-tehnicheskogo-sostoyaniya-gornoj-mashiny>. – Загл. с экрана. – Дата обращения: 16.03.2019
61. Иевлева, С. Н. Методы оценивания и мониторинга технического состояния технологического оборудования газотранспортной системы [Электронный ресурс] / С. Н. Иевлева // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – Электрон. дан. – 2012. – № 7(58). – Режим доступа: <https://cyberleninka.ru/article/n/metody-otsenivaniya-i-monitoringa-tehnicheskogo>

sostoyaniya-tehnologicheskogo-oborudovaniya-gazotransportnoy-sistemy. – Загл. с экрана. – Дата обращения: 18.06.2019

62. Ильина, Т. Е. Предпосылки применения газостатических подшипников в винтовых компрессорах [Электронный ресурс] / Т. Е. Ильина, В. А. Пронин // Вестник Международной академии холода. – Электрон. дан. – 2015. – № 3. – Режим доступа: <https://cyberleninka.ru/article/n/predposylki-primeneniya-gazostaticheskikh-podshipnikov-v-vintovykh-kompressorah>. – Загл. с экрана. – Дата обращения: 18.06.2021

63. Имамова, Л. М. Сравнение абсорбционных холодильных машин с парокомпрессионными [Электронный ресурс] / Л. М. Имамова, Р. М. Саитов // Инновационная наука : междунар. науч. журн. – Электрон. дан. – 2017. – № 12. – Режим доступа: <https://cyberleninka.ru/article/n/sravnenie-absorbtsionnyh-holodilnyh-mashin-s-parokompressionnymi>. – Загл. с экрана. – Дата обращения: 16.03.2019

64. Иориш, Ю. И. Виброметрия [Текст] : измерение вибрации и ударов: общая теория, методы и приборы / Ю. И. Иориш. – 2-е изд., перераб. и доп. – Москва : Гос. науч.-техн. изд. машиностроит. лит., 1963. – 773 с. – ISBN 978-5-4458-5064-9.

65. Использование методов компьютерного моделирования для разработки профилей рабочих органов винтового однороторного компрессора [Электронный ресурс] / А. Ф. Миникаев, В. А. Пронин, Д. В. Жигновская, Ю. Л. Кузнецов // Вестник Международной академии холода. – Электрон. дан. – 2018. – № 1. – Режим доступа: <https://cyberleninka.ru/article/n/ispolzovanie-metodov-kompyuternogo-modelirovaniya-dlya-razrabotki-profiley-rabochih-organov-vintovogo-odnorotornogo-kompressora>. – Загл. с экрана. – Дата обращения: 24.05.2021

66. Исследование износа узлов трения винтового компрессора [Электронный ресурс] / М. Ш. Мигранов, А. М. Мигранов, Р.Г. Нигматуллин, А.Ф. Садыков // Вестник Уфимского государственного авиационного технического университета. – Электрон. дан. – 2019. – № 1(83). – Режим доступа: <https://cyberleninka.ru/article/n/issledovanie-iznosa-uzlov-treniya-vintovogo-kompressora>. – Загл. с экрана. – Дата обращения: 16.03.2019

67. Исследование причин разрушения сепараторов однорядных радиальных подшипников качения [Электронный ресурс] / Л. В. Морозова, В. Б. Григоренко, Д. В. Конышев, А. И. Власов // Труды ВИАМ : электрон. науч.-техн. журн. – Электрон. дан. – 2019. – № 10(82). – Режим доступа: <https://cyberleninka.ru/article/n/issledovanie-prichin-razrusheniya-separatorov-odnoryadnyh-radialnyh-podshipnikov-kacheniya>. – Загл. с экрана. – Дата обращения: 18.09.2019
68. Катцын, А. Н. Методы оценки технического состояния роторного оборудования по вибрации, применяемые на РУП «БМЗ», для диагностики основного и вспомогательного оборудования прокатных цехов [Электронный ресурс] / А. Н. Катцын // Литьё и металлургия. – 2010. – № 1(54), № 2(55). – Режим доступа: <https://cyberleninka.ru/article/n/metody-otsenki-tehnicheskogo-sostoyaniya-rotornogo-oborudovaniya-po-vibratsii-primenyaemye-na-rup-bmz-dlya-diaagnostiki-osnovnogo-i>. – Загл. с экрана. – Дата обращения: 18.04.2021
69. Качество продукции и эффективность производства [Текст] / Ю. Д. Амиров [и др.] ; под ред. А. В. Гличева, Л. Я. Шухгальтера. – Москва : Машиностроение, 1977. – 248 с.
70. Кашковский, В. В. Оценка параметров плотности распределения наработки до отказа [Электронный ресурс] / В. В. Кашковский, И. И. Тихий // Научный вестник Московского государственного технического университета гражданской авиации. – Электрон. дан. – 2009. – № 148. – Режим доступа: <https://cyberleninka.ru/article/n/otsenka-parametrov-plotnosti-raspredeleniya-narabotki-do-otkaza>. – Загл. с экрана. – Дата обращения: 24.07.2019
71. Клевцов, С. И. Схемы многопараметрической идентификации состояний технического объекта на основе системы медианных линий, формирующих локальные зоны состояний [Электронный ресурс] / С. И. Клевцов, А. Б. Клевцова // Известия ЮФУ. Технические науки. – Электрон. дан. – 2014. – № 11(160). – Режим доступа: <https://cyberleninka.ru/article/n/shemy-mnogoparametriceskoy-identifikatsii-sostoyaniy-tehnicheskogo-obekta-na-osnove-sistemy-mediannyh-linij-formiruyuschih-lokalnye>. – Загл. с экрана. – Дата обращения: 19.03.2020

72. Коллакот, Р. А. Диагностирование механического оборудования [Текст] / Р. А. Коллакот ; пер. с англ. В. М. Павловой. – Ленинград : Судостроение, 1980. – 296 с. : ил.
73. Коллакот, Р. А. Диагностика повреждений [Текст] / Р. А. Коллакот ; пер. с англ. под ред. проф. П. Г. Бабаевского. – Москва : Мир, 1989. – 516 с. – ISBN 5-03-001080-7 (рус.). – ISBN 0-412-21920-4 (англ.).
74. Колмаков, В. О. Поиск неисправностей электрооборудования с помощью тепловизора [Электронный ресурс] / В. О. Колмаков, О. В. Колмаков // КиберЛенинка : науч. электрон. б-ка. – Электрон. дан. – Москва, 2021. – Режим доступа: <https://cyberleninka.ru/article/n/poisk-neispravnostey-elektrooborudovaniya-s-pomoschyu-teplovizora>. – Загл. с экрана. – Дата обращения: 28.03.2020
75. Короткий, И. А. Разделительное вымораживание при переработке обезжиренного молока [Текст] / И. А. Короткий, Е. В. Короткая, О. М. Мальцева // Вестник Красноярского государственного аграрного университета. – 2015. – № 10. – С. 115-121.
76. Костюков, В. Н. Практические основы виброакустической диагностики машинного оборудования [Текст] : учеб. пособие / В. Н. Костюков, А. П. Науменко ; под ред. д-ра техн. наук, проф. В. Н. Костюкова. – Омск : ОмГТУ, 2002. – 125 с. : ил.
77. Котлов, А. А. Влияние параметров окна всасывания на интегральные характеристики винтового компрессора [Электронный ресурс] / А. А. Котлов, Ю. Л. Кузнецов // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. – Электрон. дан. – 2018. – Т. 24, № 2. – Режим доступа: <https://cyberleninka.ru/article/n/vliyanie-parametrov-okna-vsasyvaniya-na-integralnye-harakteristiki-vintovogo-kompressora>. – Загл. с экрана. – Дата обращения: 17.06.2020
78. Кривцов, Д. В. Разработка и исследование холодильной машины с дозированной заправкой аммиака [Электронный ресурс] / Д. В. Кривцов, А. Ф. Порутчиков // Известия МГТУ «МАМИ». – Электрон. дан. – 2014. – № 1(19). – Режим доступа: <https://cyberleninka.ru/article/n/razrabotka-i-issledovanie->

holodilnoy-mashiny-s-dozirovannoy-zapravkoy-ammiaka. – Загл. с экрана. – Дата обращения: 19.05.2019

79. Кулешов, Д. К. Обоснование и совершенствование мер по повышению уровня взрывопожаробезопасности бытовых холодильных приборов [Текст] / Д. К. Кулешов, А. Н. Бирюков, М. А. Пундик // Холодильная техника. – 2019. – № 8. – С. 34-39.

80. Курылев, Е. С., Холодильные установки [Текст] : [учеб. для вузов по спец. "Холодильные и компрессорные машины и установки"] / Е. С. Курылев, Н. А. Герасимов. – 3-е изд., перераб. и доп. – Ленинград : Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1980. – 622 с.

81. Леонов, О. А. Модель расчета оптимального ресурса агрегата [Электронный ресурс] / О. А. Леонов // Инновационная наука : междунар. науч. журн. – Электрон. дан. – 2015. – № 10-1. – Режим доступа: <https://cyberleninka.ru/article/n/model-rascheta-optimalnogo-resursa-agregata>. – Загл. с экрана. – Дата обращения: 25.03.2020

82. Леонов, О. А. Теоретические основы формирования заданного ресурса при ремонте агрегатов [Электронный ресурс] / О. А. Леонов // Символ науки : междунар. науч. журн. – Электрон. дан. – 2015 – № 9-1. – Режим доступа: <https://cyberleninka.ru/article/n/teoreticheskie-osnovy-formirovaniya-zadannogo-resursa-pri-remonte>. – Загл. с экрана. – Дата обращения: 24.06.2019

83. Лепеш, А. Г. Сравнительный анализ методов технического диагностирования при оценке технического состояния объекта технико-технологические проблемы сервиса [Электронный ресурс] / А. Г. Лепеш, Г. А. Спроге // Техничко-технологические проблемы сервиса. – Электрон. дан. – 2016. – № 2(36). – Режим доступа: <https://cyberleninka.ru/article/n/sravnitelnyy-analiz-metodov-tehnicheskogo-diagnostirovaniya-pri-otsenke-tehnicheskogo-sostoyaniya-obekta>. – Загл. с экрана. – Дата обращения: 26.02.2019

84. Литвиненко, Р.С. Анализ использования показательного распределения в теории надежности технических систем [Электронный ресурс] / Р. С. Литвиненко, Р. Г. Идиятуллин, А. Э. Аухадеев // Надежность и качество : тр. XXI Междунар.

симпозиума, 23 мая 2016 г., г. Пенза. – Электрон. дан. – Пенза, 2016. – Т. 1. – Режим доступа: <https://cyberleninka.ru/article/n/analiz-ispolzovaniya-pokazatel'nogo-raspredeleniya-v-teorii-nadezhnosti-tehnicheskikh-sistem-2>. – Загл. с экрана. – Дата обращения: 20.03.2019

85. Майоров, А. В. Усовершенствование льдогенератора при производстве колбасных изделий [Электронный ресурс] / А. В. Майоров, С. А. Козырев. – Электрон. дан. – Международный журнал гуманитарных и естественных наук. – 2021. – № 2-1. – Режим доступа: <https://cyberleninka.ru/article/n/usovershenstvovanie-ldogeneratora-pri-proizvodstve-kolbasnyh-izdeliy>. – Загл. с экрана. – Дата обращения: 26.04.2021

86. Макаров, Р. А. Средства технической диагностики машин [Текст] / Р. А. Макаров. – Москва : Машиностроение, 1981. – 223 с. : ил.

87. Мачнев, В. А. Вибрационный метод оценки зубчатых колес [Текст] / В. А. Мачнев // Техника. – 1979. – № 12. – С. 60-61.

88. Милош, К. Охлаждение пива на заводах [Электронный ресурс] / Милош Кашпар // Пиво и напитки. – Электрон. дан. – 2004. – № 4. – Режим доступа: <https://cyberleninka.ru/article/n/ohlazhdenie-piva-na-zavodah/viewer>. – Загл. с экрана. – Дата обращения: 01.06.2020

89. Минаева, Т. В. Рассмотрение процесса хранения продуктов разработка и расчет аппарата кратковременного хранения плодов и овощей сферической формы [Электронный ресурс] / Т. В. Минаева, Г. В. Алексеев // Научный журнал НИУ ИТМО. Серия: Процессы и аппараты пищевых производств. – Электрон. дан. – 2014. – № 3. – Режим доступа: <https://cyberleninka.ru/article/n/rassmotrenie-protsesta-hraneniya-produktov-razrabotka-i-raschet-apparata-kratkovremennogo-hraneniya-plodov-i-ovoschey-sfericheskoy>. – Загл. с экрана. – Дата обращения: 04.03.2021

90. Моделирование рабочих процессов холодильного оборудования [Текст] : учеб. для студентов спец. 8.05050313 дневной и заочной форм обучения / А. Н. Горин, К. А. Ржесик, Д. К. Кулешов, В. Г. Приймак. – Донецк : ДонНУЭТ, 2015. – 179 с.

91. Монтаж, диагностика и ремонт технологического оборудования [Текст] : учеб. для студентов направления подготовки 13.03.03 «Энергетическое машиностроение» (профиль «Холодильные машины и установки») очной и заочной форм обучения / А. Н. Горин, К. А. Ржесик, Д. К. Кулешов, В. Г. Приймак. – Донецк : ДонНУЭТ, 2016. – 424 с.
92. Надежность технологического оборудования [Текст] : учеб. для студентов направления подготовки 15.04.02 «Технологические машины и оборудование» (профиль «Оборудование перерабатывающих и пищевых производств») очной и заочной форм обучения / К. А. Ржесик, Д. К. Кулешов, В. Г. Приймак, М. А. Пундик. – Донецк : ДонНУЭТ, 2017. – 180 с.
93. Наумов, А. Л. Роль маркировки энергоэффективности оборудования в энергосбережении [Электронный ресурс] / А. Л. Наумов // ChemNet : сайт. – Электрон. дан. – Москва, сор. 1994-2021. – Режим доступа: <http://www.chem.msu.su/rus/jvho/2008-6/134.pdf>. – Загл. с экрана. – Дата обращения: 18.04.2020
94. Наумов, И. В. Математическая модель прогнозирования уровня надёжности электроснабжения в электрических сетях 10 кВ [Электронный ресурс] / И. В. Наумов, А. В. Ланин, В. Н. Ерин // Вестник Алтайского государственного аграрного университета. – Электрон. дан. – 2011. – № 8(82). – Режим доступа: <https://cyberleninka.ru/article/n/matematicheskaya-model-prognozirovaniya-urovnya-nadyozhnosti-elektrosnabzheniya-v-elektricheskikh-setyah-10-kv>. – Загл. с экрана. – Дата обращения: 16.03.2019
95. Неверов, Е. Н. Аппарат для холодильной обработки пищевых продуктов с рециркуляцией диоксида углерода [Электронный ресурс] / Е. Н. Неверов // Вестник Международной академии холода. – Электрон. дан. – 2016. – № 1. – Режим доступа: <https://cyberleninka.ru/article/n/apparat-dlya-holodilnoy-obrabotki-pischevyh-produktov-s-retsirkulyatsiey-dioksida-ugleroda>. – Загл. с экрана. – Дата обращения: 18.03.2021

96. Неразрушающий контроль и диагностика [Текст] : справочник / под ред. В. В. Ключева. – 3-е изд., перераб. и доп. – Москва : Машиностроение, 2005. – 656 с. : ил. – Библиогр.: с. 653. – ISBN 5-217-03300-2 (в пер.).
97. Николайчук, А. Н. Методы вибродиагностики электрических машин [Электронный ресурс] / А. Н. Николайчук, Ю. С. Дорошев. – Горный информационно-аналитический бюллетень : науч.-техн. журн. – Электрон. дан. – 2014. – № 4-11. – Режим доступа: <https://cyberleninka.ru/article/n/metody-vibrodiagnostiki-elektricheskikh-mashin>. – Загл. с экрана. – Дата обращения: 07.06.2019
98. Нимич, Г. В. Современные системы вентиляции и кондиционирования воздуха [Текст] : [учеб. пособие] / Г. В. Нимич, В. А. Михайлов, Е. С. Бондарь. – Киев : Аванпост-Прим, 2003. – 630 с. : рис. – Библиогр.: с. 624-626. – ISBN 966-7671-65-8.
99. Носков, А. Н. Результаты испытаний маслозаполненного винтового компрессора малой производительности [Электронный ресурс] / А. Н. Носков, В. В. Петухов, Н. П. Чернов // Холодильная техника и кондиционирование. – Электрон. дан. – 2007. – № 1. – Режим доступа: <https://cyberleninka.ru/article/n/rezultaty-ispytaniy-maslozapolnennogo-vintovogo-kompressora-maloy-proizvoditelnosti-1>. – Загл. с экрана. – Дата обращения: 06.03.2020
100. Обзор методов вибрационного диагностирования винтовых компрессоров [Текст] = Review of methods for vibration diagnostics of screw compressor / В. А. Сидоров, М. А. Пундик, В. В. Карнаух, Д. К. Кулешов // Вестник Международной академии холода. – 2019. – № 3. – С. 29-37.
101. Оперативный контроль и диагностика оборудования технико-технологические проблемы сервиса [Электронный ресурс] / Г. В. Лепеш [и др.] // Техничко-технологические проблемы сервиса. – Электрон. дан. – 2009. – № 3(9). – Режим доступа: <https://cyberleninka.ru/article/n/operativnyy-kontrol-i-diaagnostika-oborudovaniya>. – Загл. с экрана. – Дата обращения: 12.04.2020
102. Павлов, Б. В. Акустическая диагностика механизмов [Текст] / Б. В. Павлов. – Москва : Машиностроение, 1971. – 224 с.

103. Пат. 2480686 С2 Российская Федерация, МПК F25B 49/02 (2006/01); G01M 15/00 (2006.01). Способ определения технического состояния бытового холодильного прибора [Текст] / Лемешко Михаил Александрович, Кожемяченко Александр Васильевич, Петросов Сергей Петрович, Рукасевич Владимир Владимирович, Саввов Алексей Вальервич ; патентообладатель Фед. гос. бюджетное образов. учреждение высш. проф. образования «Южно-Рос. гос. ун-т экономики и сервиса». – № 2011129993/06 ; заявл. 19.07.2011 ; опубл. 27.04.2013, Бюл. № 12. – 8 с. : ил.

104. Пат. 2525058 С1 Российская Федерация, МПК F25B 45/00 (2006/01). Способ определения технического состояния компрессионного бытового холодильного прибора [Текст] / Кожемяченко Александр Васильевич, Лемешко Михаил Александрович, Петросов Сергей Петрович, Рукасевич Владимир Владимирович, Фомин Юрий, Григорьевич ; патентообладатель Фед. гос. бюджетное образов. учреждение высш. проф. образования «Южно-Рос. гос. ун-т экономики и сервиса». – № 2013107821/06 ; заявл. 21.02.2013 ; опубл. 10.08.2014, Бюл. № 22. – 12 с. : ил.

105. Пат. 2587015, МПК F04C18/16. Винтовой компрессор [Текст] / Десирон Андрис Ян Ф. ; патентообладатель Атлас Копко Эрпауэр, Намлозе Веннотсхап. – № 2014138930/06 ; заявл. 27.06.2012 ; опубл. 10.06.2016, Бюл. № 16. – 20 с. : ил.

106. Пат. 2654306 С1 Российская Федерация, МПК G01N 19/08 (2006.01); G01M 15/00 (2006.01). Способ контроля технического состояния машин [Текст] / Захаров Николай Александрович, Решетов Анатолий Анатольевич ; патентообладатель Решетов Анатолий Анатольевич. – № 2017117330 ; заявл. 18.05.2017 ; опубл. 17.05.2018, Бюл. № 14. – 18 с. : ил.

107. Перевертов, В. П Система диагностирования и технического обслуживания НТТС и ПС в условиях РЖД [Электронный ресурс] / В. П. Перевертов, И. К. Андроничев, Н. К. Юрков // Надежность и качество : тр. XXIII Междунар. симпозиума, 21-31 мая 2018 г., г. Пенза. – Электрон. дан. – Пенза, 2018. – Т. 2. – Режим доступа: <https://cyberleninka.ru/article/n/sistema-diagnostirovaniya-i-tehnicheskogo-obslyuzhivaniya-ntts-i-ps-v-usloviyah-rzhd>. – Загл. с экрана. – Дата обращения: 07.06.2021

108. Перекрёстов, А. Р. Прогнозирование изнашивания подшипников скольжения судового валопровода [Электронный ресурс] / А. Р. Перекрёстов, В. А. Чанчиков // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. – Электрон. дан. – 2011. – № 1. – Режим доступа: <https://cyberleninka.ru/article/n/prognozirovanie-iznashivaniya-podshipnikov-skolzheniya-sudovogo-valoprovoda>. – Загл. с экрана. – Дата обращения: 16.03.2020
109. Пономарёв, Н. С. Холодоснабжение систем кондиционирования воздуха в промышленности [Электронный ресурс] / Н. С. Пономарёв, У. С. Клейменова, А. Д. Меркурьева // Вестник науки и образования. – Электрон. дан. – 2019. – № 22-1(76). – Режим доступа: <https://cyberleninka.ru/article/n/holodosnabzhenie-sistem-konditsionirovaniya-vozdusha-v-promyshlennosti>. – Загл. с экрана. – Дата обращения: 14.06.2021
110. Правила организации технического обслуживания и ремонта оборудования, зданий и сооружений электростанций и сетей [Электронный ресурс] : РДПр 34-38-030-92 : утв. М-вом топлива и энергетики Рос. Федерации : ввод в действие с 01.07.1993 // Кодекс : сайт. – Электрон. дан. – Россия, 2021. – Режим доступа: <https://docs.cntd.ru/document/1200007595>. – Загл. с экрана. – Дата обращения: 18.02.2021
111. Пундик, М. А. Методологическое структурирование контроля технического состояния компрессорно-конденсаторного агрегата [Текст] / М. А. Пундик // Оборудование и технологии пищевых производств. – Донецк, 2021. – № 13(46). – С. 63-70.
112. Пундик, М. А. О видах износа механической части винтового компрессора [Текст] / М. А. Пундик, В. В. Карнаух, В. А. Сидоров // Вестник академии гражданской защиты : науч. журн. – 2018. – № 1(13). – С. 6–12.
113. Пундик, М. А. Области применения и методы диагностики винтовых компрессоров в пищевой промышленности [Текст] / М. А. Пундик, В. В. Карнаух, В. А. Сидоров // Оборудование и технологии пищевых производств. – 2017. – № 3(36). – С. 59-66.

114. Рагульскис, К. М. Вибрация подшипников [Текст] / К. М. Рагульскис, А. Ю. Юркаускас ; под ред. К. М. Рагульскиса. – Ленинград : Машиностроение : Ленинград. отд-ние, 1985. – 119 с. – (Б-ка инженера. Вибрационная техника ; вып. 4).
115. Радченко, С. Г. Статистическая эффективность и устойчивость моделей в регрессионном анализе [Электронный ресурс] / С. Г. Радченко // Математичні машини і системи. – Электрон. дан. – 2016. – № 1. – Режим доступа: <https://cyberleninka.ru/article/n/statisticheskaya-effektivnost-i-ustoychivost-modeley-v-regressionnom-analize>. – Загл. с экрана. – Дата обращения: 18.06.2021
116. Результаты технической диагностики насосной системы TP50-230/4 [Текст] = Results of technical diagnostics of the TR50-230/4 pumping system / М. А. Пундик, В. А. Сидоров, В. В. Карнаух, Д. К. Кулешов // Холодильная техника. – 2019. – № 9. – С. 32-35.
117. Ржесик, К. А. Прогнозирование поломок холодильных приборов используемых в пищевой отрасли [Текст] / К. А. Ржесик, А. Н. Бирюков, М. А. Пундик // Актуальные вопросы современных научных исследований : тр. V Междунар. науч.-практ. конф., г. Керчь. – Керчь, 2021. – С. 509-521.
118. Романович, Ж. А. Повышение надежности систем автоматизации холодильных машин [Электронный ресурс] / Ж. А. Романович // КиберЛенинка : науч. электрон. б-ка. – Электрон. дан. – Москва, 2006. – Режим доступа: <https://cyberleninka.ru/article/n/povyshenie-nadezhnosti-sistem-avtomatizatsii-holodilnyh-mashin>. – Загл. с экрана. – Дата обращения: 18.06.2020
119. Русов, В. А. Спектральная вибродиагностика [Текст] : [метод. пособие] / В. А. Русов. – Пермь, 1996. – 174 с.
120. Рэндолл, Р. Новый метод модулирования дефектов зубчатых колес [Текст] / Р. Рэндолл // Труды Американского общества инженеров-механиков. Серия В. Конструирование и технология машиностроения. – 1988. – Т. 110. – № 2. – С. 1-11.
121. Сви, П. М. Методы и средства диагностики оборудования высокого напряжения [Текст] / П. М. Сви. – Москва : Энергоатомиздат, 1992. – 239 с.

122. Сидоров, В. А. Выбор средств технического диагностирования [Текст] / В. А. Сидоров, А. Л. Сотников // Мир техники и технологий. – 2004. – № 7. – С. 48-50.
123. Сидоров, В. А. Информационные основы виброметрии [Текст] / В. А. Сидоров // Мир техники и технологий. – 2013. – № 1. – С. 46-54.
124. Сидоров, В. А. Обеспечение работоспособного состояния механизма на этапе эксплуатации [Текст] / В. А. Сидоров // Вестник СевГТУ. – 2012. – Вып. 129: Машиноприборостроение и транспорт. – С. 199-206.
125. Сидоров, В. А. Портативные средства технической диагностики [Текст] = Portable Means of Engineering Diagnostics / В. А. Сидоров, Л. М. Серебров, Б. Л. Серебров // Оборудование и инструмент для профессионалов. – 2007. – № 3(89). – С. 82-85.
126. Сидоров, В. А. Тепловые методы диагностирования [Электронный ресурс] : лекция 15 // Ассоциация ЕАМ: ассоциация эффективного управления производственными активами / В. А. Сидоров. – Электрон. дан. – Александр Сидоров, сор. 2012-2021. – Режим доступа: <https://eam.su/lekciya-15-teplovye-metody-diagnostirovaniya.html>. – Загл. с экрана. – Дата обращения: 15.06.2020
127. Создание винтовых компрессорных установок нового поколения [Электронный ресурс] / И. Г. Хисамеев [и др.] // Вестник Казанского технологического университета. – Электрон. дан. – 2011. – № 17. – Режим доступа: <https://cyberleninka.ru/article/n/sozdanie-vintovyh-kompressornyh-ustanovok-novogo-pokoleniya>. – Загл. с экрана. – Дата обращения: 16.06.2020
128. Соколов, Ю. В. Аспекты энергоэффективности холодильных систем мясоперерабатывающих производств [Электронный ресурс] / Ю. В. Соколов, Ю. С. Гордиенко // Всё о мясе : журн. – Электрон. дан. – 2014. – № 6. – Режим доступа: <https://cyberleninka.ru/article/n/aspekty-energoeffektivnosti-holodilnyh-sistem-myasopererabatyvayuschih-proizvodstv>. – Загл. с экрана. – Дата обращения: 17.05.2019
129. Стрельников, В. П. Новая технология исследования надежности машин и аппаратуры [Электронный ресурс] / В. П. Стрельников // Математичні машини і

системы. – Электрон. дан. – 2007. – № 3-4. – Режим доступа: <https://cyberleninka.ru/article/n/novaya-tehnologiya-issledovaniya-nadezhnosti-mashin-i-apparatury>. – Загл. с экрана. – Дата обращения: 28.04.2020

130. Судовые холодильные установки. Ротационные и винтовые компрессоры [Электронный ресурс] // Морское агентство ТРАНС-СЕРВИС. – Электрон. дан. – TRANS-SERVICE MARITIME AGENCY, сор. 2005-2021. – Режим доступа: [https://www.trans-](https://www.trans-service.org/ru.php?section=info&page=s_s_u&subpage=sud_holod_13)

[service.org/ru.php?section=info&page=s_s_u&subpage=sud_holod_13](https://www.trans-service.org/ru.php?section=info&page=s_s_u&subpage=sud_holod_13). – Загл. с экрана. – Дата обращения: 17.06.2019

131. Татаренко, Ю. В. Освещение вопроса комфортного кондиционирования различных типов зданий [Электронный ресурс] / Ю. В. Татаренко, А. А. Ренкова // Научный журнал НИУ ИТМО. Серия: Холодильная техника и кондиционирование. – Электрон. дан. – 2015. – № 1. – Режим доступа: <https://cyberleninka.ru/article/n/osveschenie-voprosa-komfortnogo-konditsionirovaniya-razlichnyh-tipov-zdaniy>. – Загл. с экрана. – Дата обращения: 23.03.2021

132. Теоретические основы холодильной техники [Текст] : учеб. для студентов направления подготовки 13.03.03 «Энергетическое машиностроение» (профиль «Холодильные машины и установки») очной и заочной форм обучения / К. А. Ржесик, Д. К. Кулешов, М. А. Пундик, В. Г. Приймак. – Донецк : ДонНУЭТ, 2017. – 214 с.

133. Технические средства диагностирования [Текст] : справочник / В. В. Клюев, П. П. Пархоменко, В. Е. Абрамчук ; под ред. В. В. Клюева. – Москва : Машиностроение, 1989. – 672 с. : ил. – Предм. указ.: с. 664-672. – ISBN 5-217-00637-4.

134. Титлов, А. С. Холодильное оборудование предприятий пищевой промышленности [Текст] : учеб. пособие / А. С. Титлов, С. Ф. Горыкин. – Львов : Новий світ 2000, 2013. – 332 с. : табл., рис. – (Вища освіта в Україні). – Библиогр.: с. 263. – ISBN 978-966-418-234-5.

135. Титлов, А. С. Холодильное оборудование предприятий пищевой промышленности [Текст] / А. С. Титлов, С. Ф. Горыкин. – Львов : Новий Світ-2000, 2013. – 332 с.

136. Торцовые уплотнения нового поколения для центробежных и винтовых компрессоров [Электронный ресурс] / Г. С. Баткис, Н. М. Лившиц, В. К. Хайсанов, В. А. Максимов // Вестник Казанского технологического университета. – Электрон. дан. – 2010. – № 9. – Режим доступа: <https://cyberleninka.ru/article/n/tortsovye-uplotneniya-novogo-pokoleniya-dlya-tsentrobeznyh-i-vintovyh-kompressorov>. – Загл. с экрана. – Дата обращения: 18.03.2019
137. Федотов, А. В. Основы теории надежности и технической диагностики [Текст] : конспект лекций / А. В. Федотов, Н. Г. Скабкин ; М-во образования Рос. Федер., ГОУ ВПО «Омский гос. техн. ун-т». – Омск : ОмГТУ, 2010. – 64 с.
138. Филиппов, И. В. Исследование вибрационных процессов в винтовых маслозаполненных компрессорах [Электронный ресурс] / И. В. Филиппов // Наука и Образование : электрон. науч. изд. / МГТУ им. Н. Э. Баумана. – Электрон. дан. – 2014. – № 10. – Режим доступа <https://cyberleninka.ru/article/n/issledovanie-vibratsionnyh-protseessov-v-vintovyh-maslozapolnennyh-kompressorah/viewer>. – Загл. с экрана. – Дата обращения: 21.04.2020
139. Филиппова, Е. В. Общая структура тепловизоров и варианты их классификаций [Электронный ресурс] / Е. В. Филиппова // Известия ТулГУ. Технические науки. – Электрон. дан. – 2016. – № 11-2. – Режим доступа: <https://cyberleninka.ru/article/n/obschaya-struktura-teplovizorov-i-varianty-ih-klassifikatsiy>. – Загл. с экрана. – Дата обращения: 06.06.2020
140. Хадиев, М. Б. Выбор конструкции упорного подшипника скольжения с неподвижными подушками с целью изучения нестационарных характеристик [Электронный ресурс] / М. Б. Хадиев, Т. В. Максимов, Н. В. Соколов // Вестник Казанского технологического университета. – Электрон. дан. – 2011. – № 18. – Режим доступа: <https://cyberleninka.ru/article/n/vybor-konstruktsii-upornogo-podshipnika-skolzheniya-s-nepodvizhnymi-podushkami-s-tselyu-izucheniya-nestatsionarnyh-harakteristik>. – Загл. с экрана. – Дата обращения: 25.04.2019

141. Хенли, Э. Дж. Надежность технических систем и оценка риска [Текст] / Э. Дж. Хенли, Х. Кумамото ; пер. с англ. В. С. Сыромятникова, Г. С. Деминой ; под общ. ред. В. С. Сыромятникова. – Москва : Машиностроение, 1984. – 482 с.
142. Холодильная техника [Текст] : энциклопед. справ. : в 3 кн. Кн. 1. Техника производства искусственного холода / И. С. Бадылькес [и др.]. – Москва : Госторгиздат, 1960. – 543 с.
143. Холодильные установки [Текст] : [учеб. по спец. «Техника и физика низких температур] / И. Г. Чумак [и др.] ; под ред. проф. И. Г. Чумака. – 3-е изд., перераб. и доп. – Москва : Агропромиздат, 1991. – 494, [1] с. : ил. ; 21 см.. – (Учебники и учебные пособия для студентов высших учебных заведений).
144. Хурамшина, Р. А. Параметрическая диагностика технического состояния центробежного нагнетателя в эксплуатации [Электронный ресурс] / Р. А. Хурамшина // Вестник Дагестанского государственного технического университета. Технические науки. – Электрон. дан. – 2017. – № 4. – Режим доступа: <https://cyberleninka.ru/article/n/parametricheskaya-diagnostika-tehnicheskogo-sostoyaniya-tsentrobezhnogo-nagnetatelya-v-ekspluatatsii>. – Загл. с экрана. – Дата обращения: 28.07.2020
145. Цыганков, А. В. Оценка технико-экономических параметров проектного решения системы кондиционирования [Электронный ресурс] / А. В. Цыганков, А. В. Иванов, В. А. Леонтьева / Научный журнал НИУ ИТМО. Серия: Холодильная техника и кондиционирование. – Электрон. дан. – 2015. – № 2. – Режим доступа: <https://cyberleninka.ru/article/n/otsenka-tehniko-ekonomicheskikh-parametrov-proektnogo-resheniya-sistemy-konditsionirovaniya>. – Загл. с экрана. – Дата обращения: 30.05.2020
146. Цыганов, П. А. Особенности расчета надежности компрессоров [Электронный ресурс] / Цыганов П. А., Богачёв К. А. // Новые информационные технологии в автоматизированных системах. – Электрон. дан. – 2014. – № 17. – Режим доступа: <https://cyberleninka.ru/article/n/osobennosti-rascheta-nadezhnosti-kompressorov>. – Загл. с экрана. – Дата обращения: 15.07.2020

147. Черепанов, А. П. Сравнительный анализ методов для прогнозирования ресурса технических устройств [Электронный ресурс] / А. П. Черепанов, В. П. Колмаков, Е. А. Черепанов // Вестник Иркутского государственного технического университета. – Электрон. дан. – 2011. – № 5(52). – Режим доступа: <https://cyberleninka.ru/article/n/sravnitelnyy-analiz-metodov-dlya-prognozirovaniya-resursa-tehnicheskikh-ustroystv>. – Загл. с экрана. – Дата обращения: 14.06.2021
148. Черников, В. С. К вопросу о надежности установок электроцентробежного насоса [Электронный ресурс] / В. С. Черников // Территория Нефтегаз. – Электрон. дан. – 2012. – № 3. – Режим доступа: <https://cyberleninka.ru/article/n/k-voprosu-o-nadezhnosti-ustanovok-elektrotsentrobezhnogo-nasosa>. – Загл. с экрана. – Дата обращения: 19.04.2021
149. Шайдуллина, В. П. Влияние температурных напоров в испарителях на энергоэффективность холодильной машины [Электронный ресурс] / В. П. Шайдуллина, Л. В. Дуболазова // Научные труды Дальневосточного государственного технического рыбохозяйственного университета. – Электрон. дан. – Электрон. дан. – 2020. – Т. 51, № 1. – Режим доступа: <https://cyberleninka.ru/article/n/vliyanie-temperaturnyh-naporov-v-isparitelyah-na-energoeffektivnost-holodilnoy-mashiny>. – Загл. с экрана. – Дата обращения: 22.09.2020
150. Ширман, А. Р. Практическая вибродиагностика и мониторинг состояния механического оборудования [Текст] / А. Р. Ширман, А. Б. Соловьев. – Москва : Наука, 1996. – 276 с. : ил., табл. – Библиогр.: с. 276.
151. Шишмарёв, В. Ю. Надежность технических систем [Текст] : учеб. для бакалавриата и магистратуры / В. Ю. Шишмарёв. – 2-е изд., испр. и доп. – Москва : Юрайт, 2019. – 289 с. – (Бакалавр и магистр. Академический курс). – ISBN 978-5-534-09368-1.
152. Явленский, А. К. Теория динамики и диагностики систем трения качения [Текст] / А. К. Явленский, К. Н. Явленский. – Ленинград : Ленинград. ун-т, 1983. – 184 с.

153. Ягьева, А. А. Особенности автоматизированной системы управления приточно-вытяжной вентиляции [Текст] / Л. Т. Ягьева, А. А. Ахметханов // Вестник Казанского технологического университета. – 2014. – Т. 17, вып. 3. – С. 305-307.
154. Ягьева, Л. Т. Особенности автоматизированной системы управления приточно-вытяжной вентиляции [Электронный ресурс] / Л. Т. Ягьева, А. А. Ахметханов // Вестник Казанского технологического университета. – Электрон. дан. – 2014. – № 3. – Режим доступа: <https://cyberleninka.ru/article/n/osobennosti-avtomatizirovannoy-sistemy-upravleniya-pritochno-vytyazhnoy-ventilyatsii>. – Загл. с экрана. – Дата обращения: 17.03.2020

ПРИЛОЖЕНИЯ



ООО «Донецкий комбинат замороженных продуктов»

86126 г. Макеевка-26,
пер. Автобусный, 1
E-Mail : office.dkzp@gmail.com
Т.7-92-01

16.03.2014 № 01.025.02
на № _____ от _____

Диссертационный совет Д 01.025.02 на
базе ГО ВПО «Донецкий национальный
университет экономики и торговли
имени Михаила Туган-Барановского»

СПРАВКА

о внедрении результатов исследований диссертационной работы
Пундика М.А. на тему «Повышение безотказности систем
кондиционирования воздуха в здании путем раннего диагностирования
компрессорно-конденсаторного агрегата», представленной на соискание
ученой степени кандидата технических наук
по специальности 05.18.12 – Процессы и аппараты пищевых производств

Выдана Пундику Михаилу Александровичу в том, что ООО «Донецкий комбинат замороженных продуктов» в своей деятельности использует технические разработки, принадлежащие автору диссертационного исследования «Повышение безотказности систем кондиционирования воздуха в здании путем раннего диагностирования компрессорно-конденсаторного агрегата».

Изложенные методы технической диагностики компрессорно-конденсаторных агрегатов и условия влияния компрессорного масла на затухание вибрационного сигнала, в момент проведения диагностики, позволяют своевременно определить техническое состояние компрессора и провести ремонтные работы, предупреждающие отказ системы. Снижение риска внезапных отказов компрессорно-конденсаторных агрегатов, является важным коммерческим интересом ООО «Донецкого комбината замороженных продуктов».



Директор по производству
ООО «Донецкий комбинат
замороженных продуктов»

Е.В. Гореховатский



ООО «КОНТИНЕНТ-ЦЕНТР», 51, ул. Первомайская г. Донецк, 83086
Тел./факс (062) 206-63-60, 071-352-65-95
E-mail: secretary@continent.dn.ua, www.continent.dn.ua
Ид. № 33393160
Расчетный счёт : 40702810920260000145 в Центральном
Республиканском Банке ДНР

Исх. № 49 от 29.03.2012

**Диссертационный совет Д 01.025.02 на
базе ГО ВПО «Донецкий национальный
университет экономики и торговли
имени Михаила Туган-Барановского»**

СПРАВКА

о внедрении результатов исследований диссертационной работы

Пундика М.А. на тему «Повышение безотказности систем кондиционирования воздуха в здании путем раннего диагностирования компрессорно-конденсаторного агрегата», представленной на соискание ученой степени кандидата технических наук

по специальности 05.18.12 – Процессы и аппараты пищевых производств

Выдана Пундику Михаилу Александровичу в том, что ООО «Континент-Центр» в своей деятельности по диагностике и эксплуатации системы кондиционирования и вентиляции воздуха в здании допускается использование технических разработок, принадлежащих автору диссертационного исследования «Повышение безотказности систем кондиционирования воздуха в здании путем раннего диагностирования компрессорно-конденсаторного агрегата».

Изложенные методы технической диагностики компрессорно-конденсаторных агрегатов систем кондиционирования и вентиляции воздуха, ее алгоритм и рекомендации, могут позволить своевременно проводить планово-предупредительные ремонтные работы данной системы, определить вид износа механической части компрессорного агрегата, снизить риск внезапных отказов, а также наличие необходимого объема хладагента. Обнаружение дефекта и причины проявления возможных внезапных отказов системы кондиционирования и вентиляции здания, по тепловым, вибрационным и токовым параметрам, является важным интересом ООО «Континент-Центр».

Директор ООО «КОНТИНЕНТ-ЦЕНТР»



Скорик Е.П.



**Министерство образования и науки
ДОНЕЦКОЙ НАРОДНОЙ РЕСПУБЛИКИ**

**Государственная организация высшего профессионального образования
«Донецкий национальный университет экономики и торговли
имени Михаила Туган-Барановского»**

ул. Щорса 31, г. Донецк, 283050 Тел.: 342-90-40 Факс: (062)304-83-16 Эл. почта: info@donnuet.education

12.03.2021. № 02.01/343

на № _____ от _____

Г

Г

СПРАВКА

о внедрении результатов исследований диссертационной работы
Пундика М.А. на тему «Повышение безотказности систем
кондиционирования воздуха в здании путем раннего диагностирования
компрессорно-конденсаторного агрегата», представленной на соискание
ученой степени кандидата технических наук
по специальности 05.18.12 – Процессы и аппараты пищевых производств

Результаты исследований, которые представлены в диссертационной работе Пундика М.А. «Повышение безотказности систем кондиционирования воздуха в здании путем раннего диагностирования компрессорно-конденсаторного агрегата», используются в учебном процессе при изложении материала учебных дисциплин «Монтаж, эксплуатация, диагностика и ремонт холодильных установок», «Кондиционирование воздуха», «Основы сертификации и контроля качества холодильного оборудования», «Надежность технологического оборудования» для обучающихся по направлениям подготовки 13.03.03 и 13.04.03 Энергетическое машиностроение, а также 15.03.02 и 15.04.02 Технологические машины и оборудование.

Использование в учебном процессе результатов диссертационной работы Пундика М.А. является целесообразным для повышения качества подготовки обучающихся и углубленного овладения материалом в области повышения надежности и диагностики холодильных систем.

Первый проректор
д-р экон. наук, профессор



Л.А. Омелянович