

*На правах рукописи*



ВАЛЕЕВ АНВАР РАШИТОВИЧ

РАЗРАБОТКА КОМПЛЕКСНОЙ ТЕХНОЛОГИИ МОНИТОРИНГА И  
ВИБРАЦИОННОЙ ЗАЩИТЫ НЕФТЕГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩЕГО  
ОБОРУДОВАНИЯ

Специальность: 25.00.19 – Строительство и эксплуатация нефтегазопроводов, баз  
и хранилищ

АВТОРЕФЕРАТ

Диссертационной работы на соискание ученой степени  
доктора технических наук

Уфа 2020

Работа выполнена на кафедре «Транспорт и хранение нефти и газа» федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Уфимский государственный нефтяной технический университет».

**Научный консультант:** доктор технических наук, профессор  
**Мастобаев Борис Николаевич**

**Официальные оппоненты:** **Бажайкин Станислав Георгиевич**  
доктор технических наук, профессор  
Научно-технический центр ООО «НИИ Транснефть» / главный научный сотрудник  
**Иванов Валерий Иванович**  
доктор технических наук  
ЗАО «НИИИН МНПО «Спектр» / старший научный сотрудник  
**Науменко Александр Петрович**  
доктор технических наук, профессор  
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждения высшего образования «Омский государственный технический университет» / кафедра «Радиотехнические устройства и системы диагностики», профессор

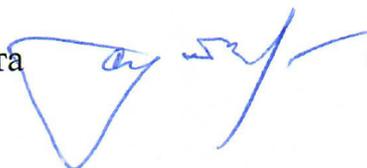
**Ведущая организация:** Федеральное государственное автономное образовательное учреждения высшего образования «Российский государственный университет нефти и газа (национальный исследовательский университет) имени И.М. Губкина»

Защита диссертации состоится «10» июня 2020 года в 16:00 на заседании диссертационного совета Д 212.289.04 при Уфимском государственном нефтяном техническом университете по адресу: 450062, Республика Башкортостан, г. Уфа, ул. Космонавтов, 1.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Уфимского государственного нефтяного технического университета.

Автореферат диссертации разослан «\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2020 года.

Ученый секретарь диссертационного совета



Султанов Ш.Х.

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

### Актуальность темы исследований

Эффективная эксплуатация основного перекачивающего оборудования на нефтеперекачивающих и компрессорных станциях является одним из важнейших вопросов трубопроводного транспорта. Магистральные насосные и газоперекачивающие агрегаты – мощные энергоемкие машины, эффективная эксплуатация которых напрямую влияет на надежность и экономичность отрасли.

Повышение надежности и безопасности производственного оборудования входит в Программу инновационного развития ПАО «Газпром», а определение ресурса основного механо-энергетического оборудования, в том числе поэлементное, создание систем мониторинга его технического состояния с целью совершенствования конструкций, определения оптимальных сроков технического обслуживания и ремонта, является одной из задач научно-практической деятельности ПАО «Транснефть».

Поддержание высокой надежности нефтегазоперекачивающего оборудования требует комплексного подхода, включающего своевременное и эффективное определение технического состояния и диагностику, улучшение вибрационного состояния в целом, снижение динамических нагрузок на ответственные узлы.

Применяемые методы оценки технического состояния не универсальны и имеют свои недостатки. Для качественного совершенствования технической диагностики нефтегазоперекачивающего оборудования необходима разработка новых подходов, использующих не применяемую ранее исходную информацию. Перспективным является использование значений амплитуды, частоты и фазы усилий в каждой из опор оборудования, что позволит определить геометрическое местоположение источников возбуждения, а, следовательно, и более надежно распознать развивающиеся дефекты.

Для улучшения вибрационного состояния оборудования и снижения динамических нагрузок на ответственные узлы, перспективным является применение систем вибрационной защиты. Наибольший эффект можно получить при помощи виброзащитных систем с квазиулевым жесткостью, оснащенных динамическими гасителями колебаний. Но данным исследованиям уделено недостаточно внимания.

Таким образом, создание комплекса технологий и технических средств для повышения надежности и долговечности нефтегазоперекачивающего оборудования является актуальной проблемой, требующей своего решения.

### **Соответствие паспорту заявленной специальности**

Отраженные в диссертации Валеева А.Р. научные положения соответствуют паспорту специальности 25.00.19: п. 2 «Разработка и оптимизация методов проектирования, сооружения и эксплуатации сухопутных и морских нефтегазопроводов, нефтебаз и газонефтехранилищ с целью усовершенствования технологических процессов с учетом требований промышленной экологии»; п. 6 «Разработка и усовершенствование методов эксплуатации и технической диагностики оборудования насосных и компрессорных станций, линейной части трубопроводов и методов защиты их от коррозии».

**Целью диссертационной работы** является повышение надежности и долговечности нефтегазоперекачивающего оборудования за счет совершенствования технической диагностики и системы вибрационной защиты.

### **Основные задачи исследований**

1 Анализ современного опыта контроля технического состояния нефтегазоперекачивающего оборудования.

2 Разработка методики диагностирования технического состояния нефтегазоперекачивающего оборудования, позволяющей определить геометрическое местоположение источников возбуждения.

3 Экспериментальное исследование разработанной методики диагностирования технического состояния, позволяющей определить

геометрическое местоположение источников возбуждения, разработка соответствующей технологии и расчет ее влияния на показатели надежности нефтегазоперекачивающего оборудования.

4 Разработка компактной виброизоляционной системы с квазинулевой жесткостью для увеличения межремонтного периода нефтегазоперекачивающего оборудования.

5 Экспериментальное исследование разработанных виброизоляторов с квазинулевой жесткостью для нефтегазоперекачивающего оборудования.

6 Разработка типового ряда виброизоляторов с квазинулевой жесткостью на различную нагрузку, анализ эффектов от применения системы вибрационной защиты на работу нефтегазоперекачивающего оборудования.

7 Создание структуры виброизоляционных метаматериалов с квазинулевой жесткостью как одного из возможных путей технического развития средств вибрационной защиты нефтегазоперекачивающего оборудования.

### **Научная новизна**

1 Впервые сформулирована и решена задача определения геометрического местоположения источников возбуждения при диагностировании технического состояния нефтегазоперекачивающего оборудования, отличающаяся тем, что используется информация об усилиях в опорах в реальном времени.

2 Разработаны математические модели колебания нефтегазоперекачивающего оборудования под действием различных источников возбуждения, отличающиеся тем, что позволяют по информации об амплитуде, частоте и фазе усилий в опорах оборудования определить геометрическое местоположение дефектов.

3 Впервые разработаны научно-технические основы проектирования виброизолятора с квазинулевой жесткостью тарельчатого типа для использования на нефтегазоперекачивающем оборудовании, отличающиеся тем, что учитывают нелинейную силовую характеристику, неоднородность параметров и устойчивость конструкции виброизолятора.

4 В качестве средств вибрационной защиты нефтегазоперекачивающего оборудования впервые предложен и рассчитан виброизоляционный материал, отличающийся тем, что обладает внутренней структурой с квазинулевой жесткостью.

### **Теоретическая значимость**

1 Предложена методика диагностирования технического состояния нефтегазоперекачивающего оборудования, использующая в своей основе информацию об усилиях в его опорах в масштабах реального времени, и позволяющая определить координаты геометрического местоположения источников возбуждения.

2 Разработаны математические модели колебания нефтегазоперекачивающего оборудования, обусловленного действием различных источников возбуждения, позволяющих определить координаты их геометрического местоположения колебаний по информации об амплитуде, частоте и фазе усилий в опорах диагностируемого оборудования.

3 Разработана методика выявления и фильтрации признаков множественных источников возбуждения при диагностировании технического состояния нефтегазоперекачивающего оборудования с использованием данных тензометрии.

4 Установлены оптимальные параметры виброизолятора для нефтегазоперекачивающего оборудования с точки зрения максимума нагрузки при заданных габаритах. Установлено, что применение системы виброизоляции с квазинулевой жесткостью, дополненной динамическим гасителем колебаний, позволяет уменьшить как общий уровень вибрации, так и практически исключить динамически передаваемую силу.

5 Предложена структура виброизоляционных метаматериалов с квазинулевой жесткостью и предложена принципиальная конструкция такого материала для виброзащиты нефтегазоперекачивающего оборудования.

## **Практическая значимость**

Предложен новый подход к диагностированию нефтегазоперекачивающего оборудования, который позволяет использовать в качестве дополнительной информации местоположение источника возбуждения, частоту и интенсивность источника возбуждения, а также оценочную массу.

Разработан типовой ряд виброизоляторов с квазиулевым жесткостью на различную нагрузку. Подобраны виброизоляторы с квазиулевым жесткостью для насосов марки НМ, определено необходимое количество виброизоляторов. Применение системы виброизоляции с квазиулевым жесткостью, дополненной динамическим гасителем колебаний, позволяет уменьшить как общий уровень вибрации (до 0,7 мм/с), так и практически исключить динамически передаваемую силу (коэффициент передачи силы уменьшен до  $8 \cdot 10^{-5}$ ).

Внедрение комплексной технологии мониторинга и вибрационной защиты позволит уменьшить интенсивность отказов насосов с  $0,3414 \cdot 10^{-3} \text{ ч}^{-1}$  до 0,1501 (на 56%), и увеличить среднюю наработку на отказ с 2929 до 6661 часов (на 127%), а для ГПА - уменьшить интенсивность отказов с  $0,1204 \cdot 10^{-3} \text{ ч}^{-1}$  до  $0,0971 \cdot 10^{-3} \text{ ч}^{-1}$  (на 19%) и увеличить среднюю наработку на отказ с 8306 до 10297 часов (на 24%).

Экономический эффект от внедрения комплексной технологии мониторинга и вибрационной защиты на один магистральный нефтеперекачивающий агрегат марки НМ 1250-260 составит 3,8 млн. руб., а при внедрении всей системе магистрального трубопроводного транспорта нефти - 5,7 млрд. руб.

Результаты научных исследований по расчету оптимальных параметров виброизолятор с квазиулевым жесткостью успешно применены в ООО «Производственная компания «Новые технологии» при подборе параметров и изготовлении компенсаторов жесткости тарельчатого типа в пневмопружинах установки электропогружного центробежного насоса.

Полученные математические модели колебания нефтегазоперекачивающего оборудования под действием различных источников возбуждения, позволяющие определить геометрическое местоположение источников возбуждения по

информации об амплитуде, частоте и фазе усилий в опорах оборудования, приняты для диагностирования дефектов насосов в ООО «Анод-Урал».

Разработанные виброизоляторы с квазиулевым жесткостью были реализованы ФГБОУ «Красноармейский научно-исследовательский институт механизации» для виброизоляции систем высокоскоростной видеофиксации.

### **Методология и методы научного исследования**

В работе использованы теоретические методы исследования колебаний оборудования и виброизоляторов, базирующиеся на положениях теоретической механики, сопротивления материалов и математического моделирования. Использованные экспериментальные методы используют экспериментальный прототип и экспериментальный стенд, моделирующий работы нефтегазоперекачивающего оборудования. Использовано лабораторное оборудование для экспериментального исследования виброизоляционных систем.

### **Положения, выносимые на защиту**

1 Теоретические основы метода диагностирования технического состояния нефтегазоперекачивающего оборудования, использующего информацию об усилиях в опорах в реальном времени и позволяющего определить геометрическое местоположение источников возбуждения.

2 Разработанная методика выявления и фильтрации признаков множественных источников возбуждения.

3 Результаты экспериментальных исследований по апробации разработанной математической модели распознавания положения одиночных и множественных источников возбуждения.

4 Конструкция виброизолятора с квазиулевым жесткостью для нефтегазоперекачивающего оборудования и основополагающие зависимости для определения его характеристик в зависимости от его геометрических параметров и свойств материала.

5 Результаты анализа влияния различных способов монтажа нефтегазоперекачивающего оборудования на его вибрационное состояние.

6 Результаты экспериментальных исследований изготовленных прототипов виброизоляторов с квази нулевой жесткостью.

7 Структура виброизоляционных метаматериалов с квази нулевой жесткостью.

### **Степень достоверности и апробация результатов**

Достоверность результатов работы подтверждена результатами экспериментальных исследований, проведенным по общепринятым методикам.

Основные положения диссертационной работы докладывались на следующих мероприятиях: Международная конференция «Защита от повышенного шума и вибрации» (г. Санкт-Петербург, 2015), Международная учебно-научно-практическая конференция "Трубопроводный транспорт" (Уфа, 2015, 2017 гг.), 7th International Conference on Vibration Engineering (г. Шанхай, Китай, 2015), Международная научно-техническая конференция, посвященная памяти академика А.Х. Мирзаджанзаде (г. Уфа, 2016), Международная конференция «Динамика и виброакустика машин» (г. Самара, 2016), Innovative medicine and healthcare-2016 (г. Сеул, Южная Корея, 2016), 23th International Congress on Sound and Vibration (г. Афины, Греция, 2016), 24th International Congress on Sound and Vibration (г. Лондон, Великобритания, 2017), 25th International Congress on Sound and Vibration (г. Хиросима, Япония, 2018), 38th International JVE Conference (г. Рим, Италия, 2019).

### **Публикации**

По теме диссертационной работы имеется 90 публикаций, в том числе 1 монография, 19 публикаций в изданиях, входящих в перечень ВАК, 25 публикаций в изданиях, индексируемые в Scopus и/или Web Of Science, 9 патентов и свидетельств на результаты интеллектуальной деятельности.

Различные части диссертационной работы выполнялись при поддержке грантов: программа «Участник молодежного научно-инновационного конкурса»; грант Республики Башкортостан молодым ученым и молодежным научным коллективам; грант РФФИ 12-08-97026-р\_поволжье\_a «Разработка

виброзащитных систем с квазиулеевой жесткостью для нефтехимического оборудования»; грант по программе СТАРТ Фонда содействия малым формам предпринимательства в научно-технической сфере; гранты президента РФ для молодых ученых (МК 2014 и МК2018); грант РФФИ 16-38-00825 мол\_а «Повышение защиты промышленных зданий и сооружений от разрушения вибрацией и динамическими нагрузками». Результаты диссертации легли в основу научной работы, удостоенной Государственной республиканской молодежной премии в области науки и техники за 2011 г.

**Структура и объем работы.** Диссертационная работа состоит из введения, 7 глав, основных выводов, списка литературы из 284 наименований и 8 приложений; изложена на 322 страницах машинописного текста и содержит 145 рисунков и 59 таблиц.

## ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

**Во введении** обоснована актуальность работы, сформулированы цель и основные задачи исследования, отражена научная новизна и практическая ценность работы.

**В первой главе** проведен анализ современного опыта контроля технического состояния нефтегазоперекачивающего оборудования.

Изучению вопроса разработки методов определения технического состояния насосного и компрессорного оборудования посвящены работы Аралова О.В., Бажайкина С.Г., Балицкого Ф.Я., Баркова Г.А., Баркова Н.А., Берлина М.А., Биргера И.А., Генкина М.Д., Гольдина А.С., Галеева А.С., Гумеров А.Г., Зарицкого С.П., Ишемгужина Е.И., Костюкова В.Н., Лопатина А.С., Каминского С.Г., Лисина Ю.В., Мастобаева Б.Н., Науменко А.П., Писаревского В.М., Розенберга Г.Ш., Русова В.А., Соловьева А.Б., Соколовой А.Г., Сулейманова Р.Н., Прахова И.В., Тулугурова В.В., Хвостиченко С.Б., Филимонова О.В., Шаммазова А.М., Ширмана А.Р., Якобсона П.П., Randall R.B., Barszcz T., Jablonski A., Shin K., Braun S. и др.

Инструментом поддержания эффективной эксплуатации основного перекачивающего оборудования на нефтеперекачивающих и компрессорных станциях является техническая диагностика.

Методы получения исходной информации для оценки технического состояния нефтегазоперекачивающего оборудования в процессе его работы на данный момент ограничены и сводятся к следующим:

- получению информации об общих параметрах работы оборудования (параметрическая диагностика);
- оценке вибрации оборудования в определенных точках;
- анализу состояния масла;
- контролю электрических параметров электродвигателя.

Параметрическая диагностика, анализ состояния масла и контроль электрических параметров электродвигателя дают общую информацию о работе оборудования и возможность данных методов сильно ограничена.

В настоящее время чаще используется вибрационная диагностика в разрезе получения наибольшей информации о техническом состоянии оборудования. Развитие данного метода происходит только за счет совершенствования методов анализа сигнала: общий контроль уровня вибрации, анализ спектра вибрации, анализ трендов, метод ударных импульсов, применение оконных функций анализа сигнала (в частности, вейвлет-анализ).

При этом исходной информацией для вибрационной диагностики является уровень вибрации на поверхности корпуса оборудования в определенных точках, и это приводит к появлению следующих недостатков, искажающих сигнал:

- датчик вибрации измеряет уровень вибрации не в самом источнике колебаний, а на некотором удалении от него. Фактически датчик вибрации измеряет уровень вибрации другой точки, нежели анализируемой;
- в процессе передачи сигнала от источника вибрации до точки установки датчика происходит его искажение, в результате образуется дополнительная модуляция за счет сторонних шумов, резонансов и искажений;

- вибрационная диагностика отличается значительным уровнем шумов.
- на характер вибрации в заданных точках влияет как жесткость конструкции в данной точке, так и общая жесткость установки оборудования.

Таким образом, уровень вибрации может только косвенно отражать состояние дефектов, а, следовательно, и состояние оборудования в целом.

Современная вибрационная диагностика требует опытного подтверждения о взаимосвязи вибрационных параметров с характером и состоянием дефектов. Более того, разное оборудование требует свои дефектные карты для их идентификации. Таким образом, вибрационная диагностика является строго эмпирическим методом. Современные методы обработки сигналов хотя и расширяют возможности вибрационной диагностики, однако требуют дополнительных эмпирических данных, что усложняет их применение.

На основании вышесказанного можно заключить, что применяемые в настоящее время методы не позволяют в полной мере проводить оценку технического состояния оборудования. Для качественного совершенствования технической диагностики нефтегазоперекачивающего оборудования необходима разработка новых подходов, использующих исходную информацию другой физической природы.

Одним из направлений повышения надежности и долговечности перекачивающего оборудования является снижение негативного вибрационного фона. Известно, что одной из причин повышенного износа узлов и деталей насосно-энергетического оборудования является длительное и повышенное воздействие динамических нагрузок, в особенности вибрационных. При таком воздействии происходит ускоренный износ элементов машин, разрушение фундаментальных рам, а также разгерметизация всасывающих и нагнетательных патрубков. Ситуацию в России дополнительно усложняет тот факт, что ресурс большинства машин значительно исчерпан, а темп физического старения такого оборудования превышает темп обновления насосно-энергетического парка машин.

В нефтяной отрасли проблемами защиты от динамических воздействий занимались многие ученые: Алиев И.М., Бажайкин С.Г., Бочарников В.Ф., Белов А.И., Габдрахимов М.С., Галеев А.С., Гумеров А.Г., Гумеров Р.С., Зотов А.Н., Исхаков Р.Г., Керимов З.Г., Копейкис М.Г., Кутдусов А.Т., Мирзаджанзаде А.Х., Новикова Л.Ф., Пахаруков Ю.В., Петрухин В.В., Султанов Б.З., Уразаков К.Р., Хангильдин В.Г., Хангильдин Т.В., Янтурин А.С. и др.

Установлено, что для снижения динамических нагрузок на ответственные узлы перспективным является применение систем вибрационной защиты. А наибольший эффект можно достигнуть при помощи систем с квазинулевой жесткостью. Системам вибрационной защиты нефтегазоперекачивающих агрегатов необходимо иметь как высокую несущую способность, так и малую жесткость в рабочем интервале, что недостижимо для виброизоляторов с линейной силовой характеристикой.

Применение систем защиты от динамических воздействий на основе систем с квазинулевой жесткостью на объектах транспорта и хранения нефти и газа является еще недостаточно изученным и требует дальнейших исследований по их внедрению на нефтеперекачивающих и компрессорных станциях.

**Во второй главе** в дополнение к существующим методам диагностирования, рассматривается и исследуется метод, позволяющий максимально объективно диагностировать дефекты с использованием удаленного анализа тензометрического сигнала. В основе метода лежит следующая идея. Под опорами насосного агрегата необходимо поместить тензодатчики, что позволит определять динамические реакции на опоры в режиме реального времени. При невозможности их монтажа можно использовать накладные тензодатчики на опоры и раму оборудования (Рисунок 1).

Оборудование изготавливается из сталей, следовательно, динамическая сила от колеблющихся деталей и содержащихся в них дефектов полностью и без потерь передается на установленные под опорами тензодатчики. При этом, исходные данные для диагностирования будут достаточно точными. Проводя

анализ сил реакции на опорах можно получить спектр динамических сил и спектр фаз изменения реакций. Разработав пространственную математическую модель можно получить точное положение источников колебания, иначе говоря, определить координаты дефекта в пространстве. Полученная информация о расположении дефекта, возбуждаемой частоте и интенсивности колебания позволит максимально полно и точно идентифицировать дефект, а также оценить степень его опасности.

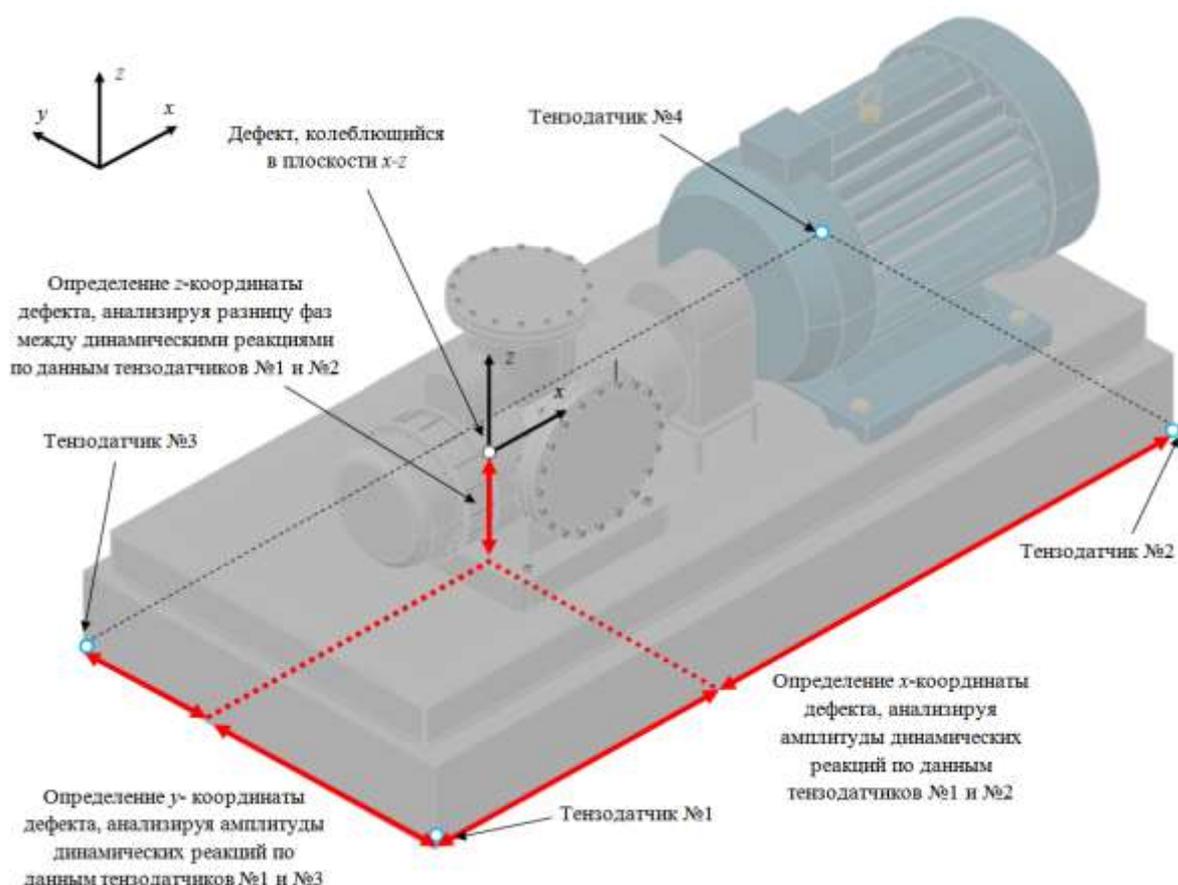


Рисунок 1 – Концептуальная схема для определения динамики оборудования на опорах под действием источника возбуждения (дефекта)

Разработана плоская модель колебаний нефтегазоперекачивающего оборудования при наличии вертикальной и горизонтальной возбуждающих сил с учетом использования данных тензометрии (Рисунок 2).

Анализ динамики оборудования проводился на основе уравнений Лагранжа второго рода:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_j} = Q_j. \quad (1)$$

Получены следующие уравнения установившегося колебания оборудования

$$m \frac{\ddot{y}_A L_B + \ddot{y}_B L_A}{L_A + L_B} \frac{L_B}{L_A + L_B} + I \frac{\ddot{y}_B - \ddot{y}_A}{L_A + L_B} \frac{-1}{L_A + L_B} = \Delta R_A(t) + \frac{L_2}{L_A + L_B} F_y(t) + \frac{H}{L_A + L_B} F_x(t); \quad (2)$$

$$m \frac{\ddot{y}_A L_B + \ddot{y}_B L_A}{L_A + L_B} \frac{L_A}{L_A + L_B} + I \frac{\ddot{y}_B - \ddot{y}_A}{L_A + L_B} \frac{1}{L_A + L_B} = \Delta R_B(t) + \frac{L_1}{L_A + L_B} F(t) - \frac{H}{L_A + L_B} F_x(t), \quad (3)$$

где  $m$  – масса оборудования;  $I$  – момент инерции оборудования в плоскости рисунка.

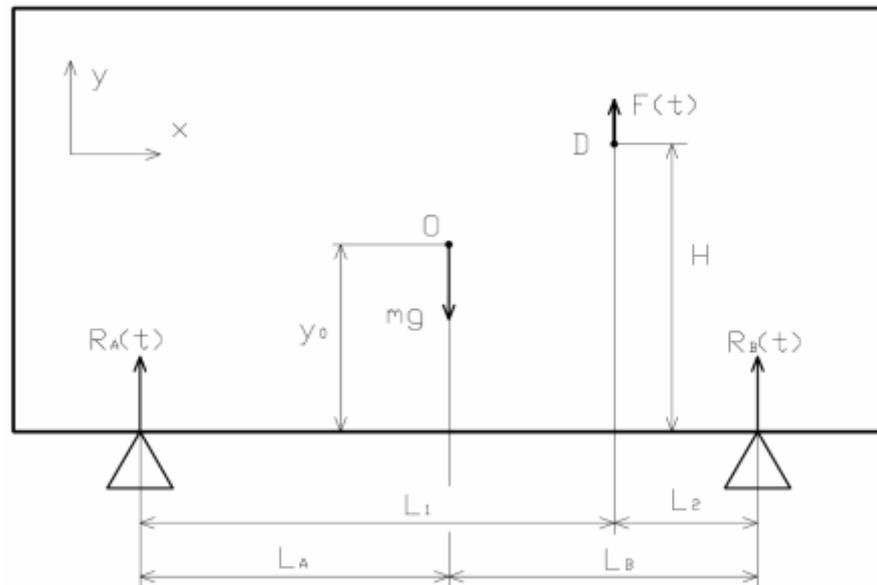


Рисунок 2 – Расчетная схема для определения динамики оборудования на опорах при наличии вертикальной возбуждающей силы

Принимаем, что колебания оборудования установившиеся и описываются гармоническим законом движения. Следовательно, динамические реакции можно описать следующим образом:

$$\Delta R_A(t) = R_A [a_1 \cdot \cos(\omega t) + a_2 \cdot \sin(\omega t)]; \quad (4)$$

$$\Delta R_B(t) = R_B [b_1 \cdot \cos(\omega t) + b_2 \cdot \sin(\omega t)], \quad (5)$$

где  $R_A$  и  $R_B$  – соответственно амплитуда реакции в опоре А и В.

При совместном анализе уравнений (2)-(5) получены следующие коэффициенты:

$$a_1 = \frac{F_y k_A (k_B (L_1 - L_A - L_B)(L_A + L_B) + (I + L_A(L_A - L_1)m)\omega^2)}{R_A (k_A k_B (L_A + L_B)^2 - (I(k_A + k_B) + (k_A L_A^2 + k_B L_B^2)m)\omega^2 + mI\omega^4)}; \quad (6)$$

$$b_1 = \frac{F_y k_B (-k_A L_1 (L_A + L_B) + (I + (L_1 - L_A)L_B m)\omega^2)}{R_B (k_A k_B (L_A + L_B)^2 - (I(k_A + k_B) + (k_A L_A^2 + k_B L_B^2)m)\omega^2 + mI\omega^4)}; \quad (7)$$

$$a_2 = \frac{F_x H k_A (-k_B (L_A + L_B) + L_A m\omega^2)}{R_A (k_A k_B (L_A + L_B)^2 - (I(k_A + k_B) + (k_A L_A^2 + k_B L_B^2)m)\omega^2 + mI\omega^4)}; \quad (8)$$

$$b_2 = \frac{F_x H k_B (k_A (L_A + L_B) - L_B m\omega^2)}{R_B (k_A k_B (L_A + L_B)^2 - (I(k_A + k_B) + (k_A L_A^2 + k_B L_B^2)m)\omega^2 + mI\omega^4)}, \quad (9)$$

где  $k_a$  и  $k_b$  – соответственно жесткость опоры А и В.

Примем, что оборудование закреплено жестко, тогда жесткость опор во много раз больше соответственных значений, связанных с инерцией оборудования, иначе говоря, массой и моментом инерции, т.е.  $M \rightarrow 0$  и  $I \rightarrow 0$ . После преобразований, получаем выражение для определения координаты точки приложения возбуждающей силы (расстояние от опоры А):

$$L_{xA} = L \frac{R_B \cos(\varphi_B - \varphi_F)}{R_A \cos(\varphi_A - \varphi_F) + R_B \cos(\varphi_B - \varphi_F)} \quad (10)$$

где  $\varphi_A$ ,  $\varphi_B$  и  $\varphi_F$  – фаза колебаний соответственно реакции опоры А, В и их суммы.

Для определения высоты источника возбуждения необходимо перейти от плоской модели к трехмерной. Полагаем, что возбуждающая сила является цикличной в некоторой вертикальной плоскости. Последовательно рассмотрев две плоские модели вдоль двух горизонтальных осей получаем высоту источника возбуждения:

$$H = \frac{\sqrt{(\sin(\varphi_{xB} - \varphi_F) R_{xB} L_x)^2 + (\sin(\varphi_{zB} - \varphi_F) R_{zB} L_z)^2}}{F}, \quad (11)$$

где  $F$  – амплитуда силы источника возбуждения.

Также были разработаны модели колебаний оборудования при наличии нескольких источников возбуждающих сил с одинаковой частотой и с близкой частотой.

Таким образом, был создан ряд математических моделей колебания нефтегазоперекачивающего оборудования под действием различных источников

возбуждения, позволяющих определить геометрическое местоположение источников возбуждения по информации об амплитуде, частоте и фазе усилий в опорах оборудования.

**В третьей главе** проведены экспериментальные исследования методики диагностирования технического состояния перекачивающего оборудования, позволяющей определить геометрическое местоположение источников возбуждения. С этой целью разрабатывалась экспериментальная установка, программное обеспечение и экспериментальный стенд.

Экспериментальная установка (Рисунок 3) устроена следующим образом. Резистивные тензодатчики в режиме реального времени измеряют минимальные изменения реакций опор. Аналоговый сигнал с тензодатчиков усиливается в соответствующих инструментальных усилителях INA125 с различным коэффициентом усиления, преобразуется в цифровой сигнал и подается в микроконтроллер Teensy со встроенным 12 битным АЦП для сбора данных. В микроконтроллере информация с тензодатчиков с заданной частотой записывается со всех датчиков. Обеспечивается минимальное время замера 9 мс, что позволяет в дальнейшем анализировать частоты до 22 кГц. По мере достижения необходимого объема данных соответствующий пакет данных отправляется на компьютер.



Рисунок 3 – Экспериментальный прототип для измерения тензометрического сигнала, сбора данных и передачи их на компьютер

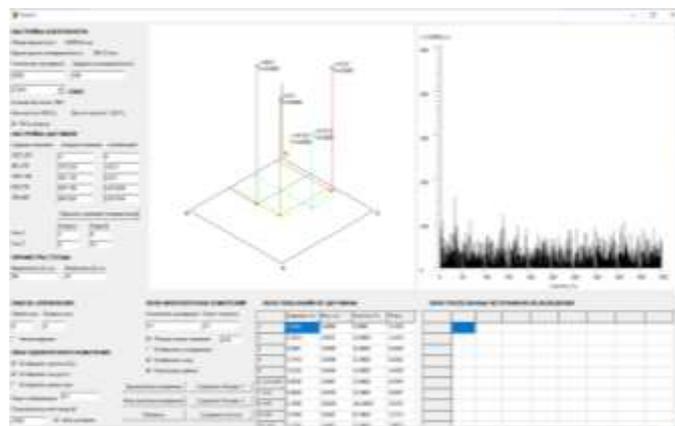


Рисунок 4 – Интерфейс разработанной компьютерной программы для сбора и анализа данных

На компьютере в специально разработанной компьютерной программе (Рисунок 4) происходит получение пакета, преобразование сигнала в спектр, анализ данных согласно разработанной ранее математической модели, анализ полученных результатов, фильтрация, оценка достоверности и погрешностей, визуализация результатов. В итоге получается перечень источников колебаний с информацией об их интенсивности, частоте и координатах расположения.

Для проведения экспериментальных исследований по апробации разработанной методики распознавания положения источников возбуждения оборудования и апробации разработанной электронной установки был разработан стенд (Рисунок 5 и Рисунок 6). Определялись характеристики источников возбуждения экспериментального стенда с помощью разработанной методики. В качестве примера приведен спектр суммарной вертикальной динамической силы для источника возбуждения №1 (Рисунок 7) и трехмерная визуализация расположения (Рисунок 8).

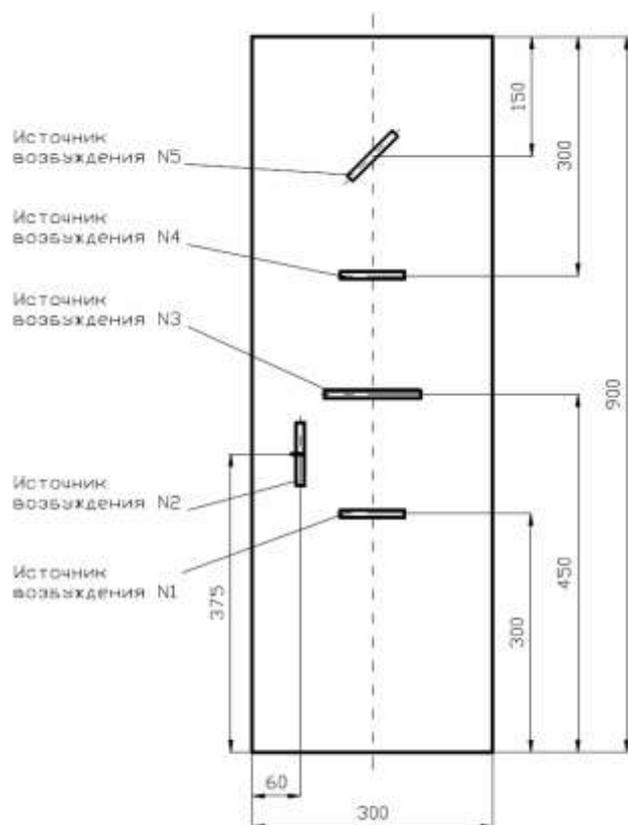


Рисунок 5 – Габаритная схема экспериментального стенда



Рисунок 6 – Общий вид разработанного экспериментального стенда

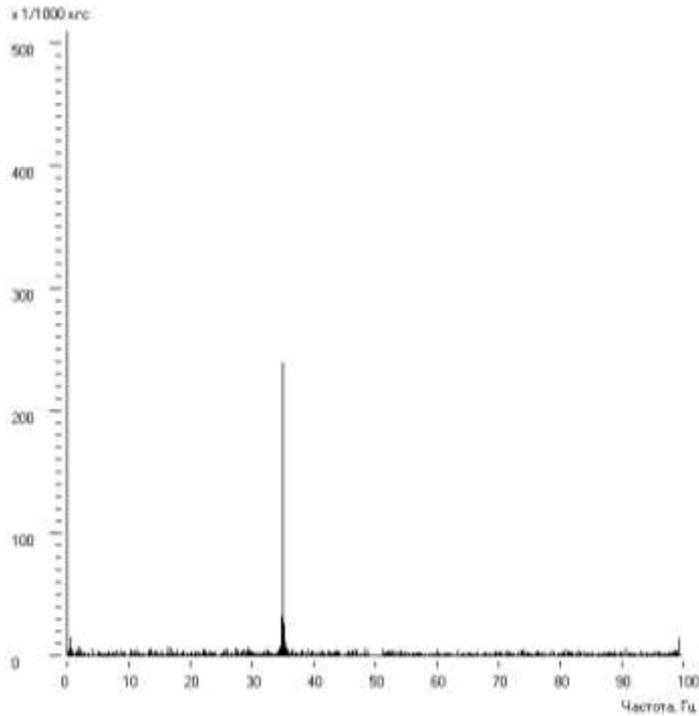


Рисунок 7 – Спектр суммарной вертикальной динамической силы источника возбуждения №1

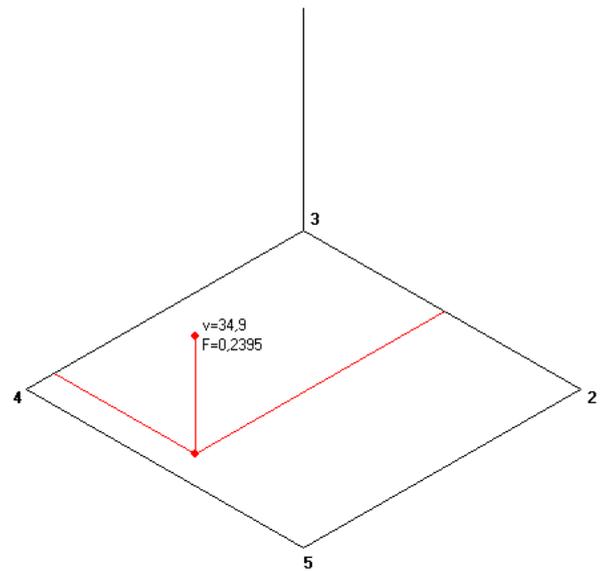


Рисунок 8 – Трехмерная визуализация расположения источника возбуждения №1

Проведен анализ сходимости полученных результатов по определению местоположения источника возбуждения со значениями, определенными геометрическим путем с использованием t-критерия Стьюдента по формуле:

$$t = \frac{|X_{\text{геом}} - X_{\text{расч}}|}{\sqrt{X_{\text{геом}}^2 \varepsilon_{X_{\text{геом}}}^2 + X_{\text{расч}}^2 \varepsilon_{X_{\text{расч}}}^2}} \quad (12)$$

Анализ полученных результатов показал, что местоположения дефектов были определены верно (Таблица 1).

Отмечаем, что разработанная математическая модель производит расчет положения и интенсивности источника возбуждения для любой частоты, входящей в построенный спектр сигнала. К примеру, для спектра на Рисунке 7 будет определено 100 положений. Очевидно, что подавляющая часть из них – это шумы, и математическая модель покажет несуществующие источники возбуждения. Таким образом, необходима методика по фильтрации шумов.

Таблица 1 – К определению достоверности результатов определения местоположения дефектов

Номер источника	Координата	Геометрические значения			Расчетные значения		
		Среднее значение, см	Абсолютная погрешность, см	Относительная погрешность, %	Среднее значение, см	Относительная погрешность, %	t-критерий
Источник 1	Координата Z	13,5	0,5	3,7	13,9	2,55	0,653
	Координата X	51,5	0,5	1,0	50,65	3,72	0,435
	Координата Y	8	0,5	6,3	7,7	5,6	0,452
Источник 2	Координата Z	5	0,5	10,0	5,3	16,3	0,301
	Координата X	45	0,5	1,1	46,7	8,1	0,446
	Координата Y	8	0,5	6,3	6,14	35,9	0,823
Источник 3	Координата Z	13,5	0,5	3,7	13,9	3,3	0,590
	Координата X	36	0,5	1,4	37,7	8,1	0,549
	Координата Y	10	0,5	5,0	11,2	23,9	0,441
Источник 4	Координата Z	13,5	0,5	3,7	13,3	2,7	0,325
	Координата X	20	0,5	2,5	21,2	6,72	0,795
	Координата Y	8	0,5	6,3	12,2	32,4	1,054
Источник 5	Координата Z	13,5	0,5	3,7	13,1	3,4	0,598
	Координата X	5	0,5	10,0	5,7	21,2	0,535
	Координата Y	8	0,5	6,3	7,15	16,2	0,673

Примечание: критическое значение t-критерия Стьюдента при выборке n=30 и доверительной вероятности 0,95 равно 2,042

Использование фильтрации на основе отсекаания всех слабых источников нерационально, поскольку требует ручной регулировки и есть риск непреднамеренной фильтрации малоинтенсивных, но опасных дефектов.

На примере четырех действительных источников видно, что на интервале спектра 15...30 Гц они формируют четко выделяемые полосы (Рисунок 9). Но при этом имеется множество шумов, которые вызывают всплески и на других частотах. Отмечаем, что эти всплески имеют амплитуды, схожие с действительными источниками.

В соответствии с этим разработан метод фильтрации и распознавания дефектов, согласно которому производятся многократные измерения по определению средних значений координат источников возбуждения и интенсивности совместно с расчетом относительной погрешности. При этом относительная погрешность для действительных источников низкая, а для шумов – высокая. Для расчетов будет использоваться критерий фильтрации, равный величине, обратной относительной погрешности многократных измерений.

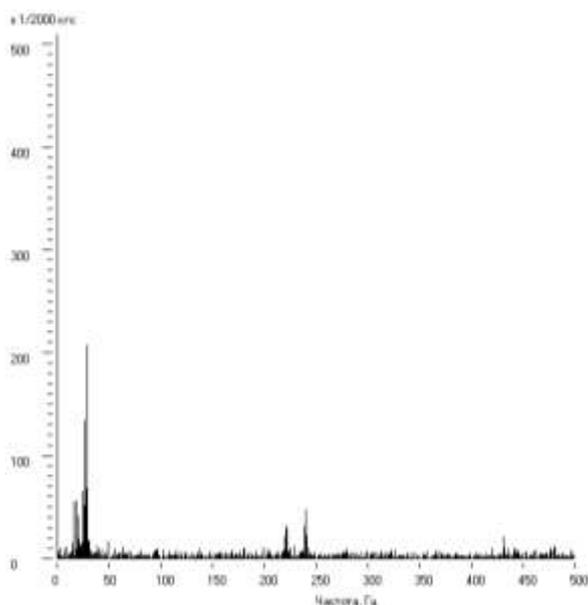


Рисунок 9 – Спектр интенсивности при четырех источниках колебания

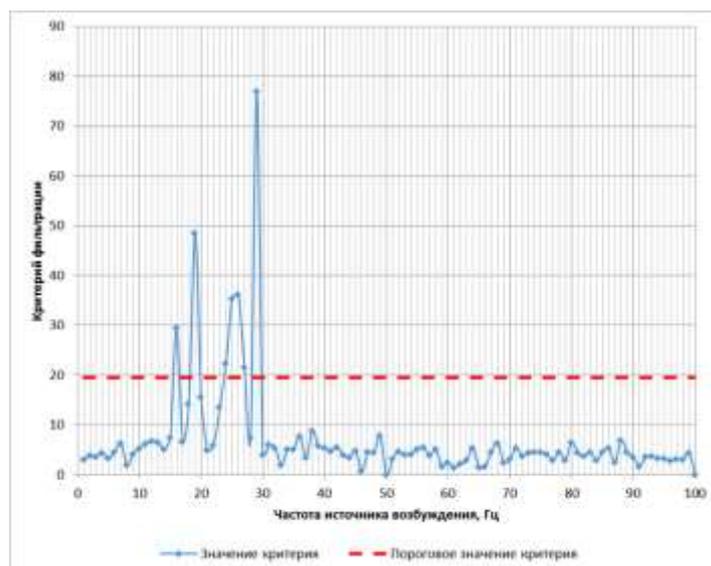


Рисунок 10 – Расчет критерия фильтрации

Далее приведены результаты измерения усредненного критерия фильтрации для интенсивности и трех координат для различных значениях частот. Для этого было проведено 30 измерений положения источника возбуждения и его интенсивности, определялось среднее значение по каждой частоте, относительная приведенная погрешности и критерий фильтрации (Рисунок 10). Видно, что четыре частотные полосы, которые соответствуют действительным источникам возбуждения, отличаются высоким критерием фильтрации. Проведен анализ, который показал, что определяемые значения соответствуют нормальному закону распределения. На основании этого в качестве порогового значения предлагается принимать средний критерий фильтрации для всего спектра, увеличенный на его утроенное среднее квадратичное отклонение. С вероятностью 99,7% источники возбуждения, отображаемые выше порогового значения, не являются шумом.

Отмечаем, что источник возбуждения с частотой 26 Гц является нестабильным и отражается на нескольких близких частотах одновременно (Рисунок 11). Соответственно предлагается алгоритм по его идентификации, согласно которому источники с близкими частотами и расположением объединяются в один. Координаты расположения источника определяются как

средневзвешенное значение координат на частотах, где он отображается. В качестве весового коэффициента используется интенсивность возбуждения. Видно, что такой подход позволяет свести все потенциальные источники возбуждения к четырем, которые и соответствуют фактическим источникам возбуждения (Рисунок 12).

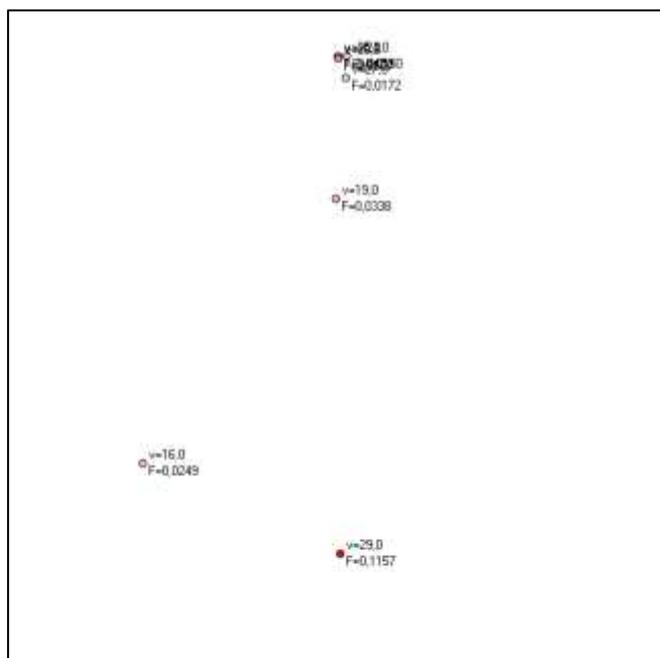


Рисунок 11 – Результаты расчета местоположения источников возбуждения без модуля распознавания источников возбуждения



Рисунок 12 – Результаты расчета местоположения источников возбуждения с модулем распознавания источников возбуждения

Далее проводилась апробация математической модели распознавания положения множественных источников возбуждения. Для ее проверки разработан план экспериментальных исследований на ранее разработанном стенде. Факторами назначены: номер источника возбуждения и скорость вращения ротора источника вибрации (Таблица 2).

Таблица 2 – Рандомизированный совмещенный план экспериментальных исследований

Номер эксперимента	Частота вращения ротора относительно диапазона возможных скоростей источника возбуждения, Гц				
	Источник 1	Источник 2	Источник 3	Источник 4	Источник 5
1	28,0	32,1	30,4	37,0	25,0
2	34,0	39,1	20,0	28,0	32,0
3	31,0	35,6	33,9	25,0	28,5
4	37,0	25,0	23,5	31,0	35,5
5	25,0	28,5	27,0	34,0	39,0

Применение разработанных математической модели и программного обеспечения позволило получить спектр суммарной вертикальной динамической силы (Рисунок 13) и трехмерную визуализацию расположения источников возбуждения (Рисунок 14).

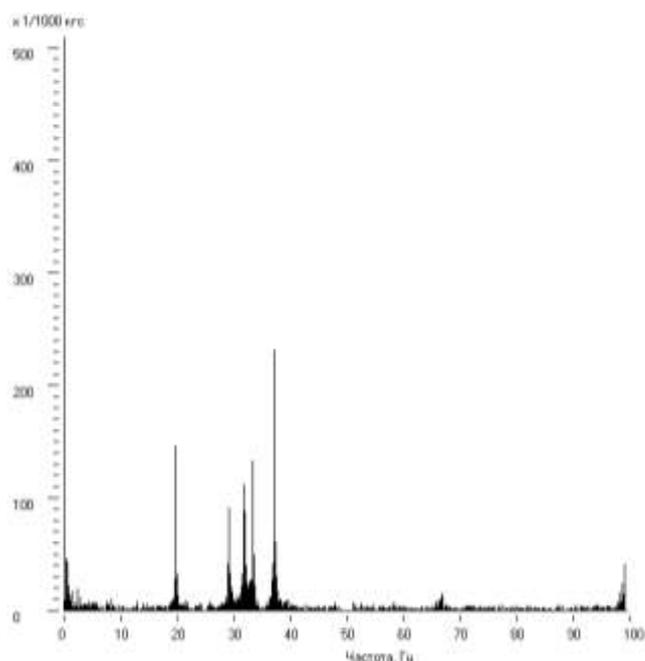


Рисунок 13 – Спектр суммарной вертикальной динамической силы источников возбуждения для эксперимента №2

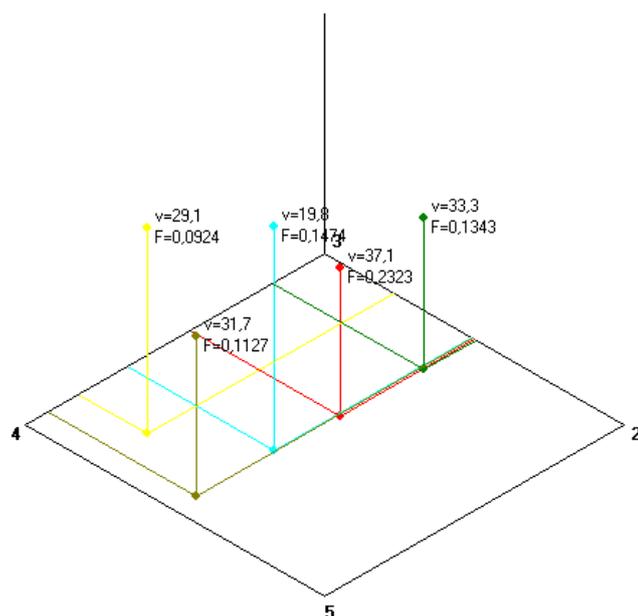


Рисунок 14 – Трехмерная визуализация расположения источников возбуждения для эксперимента №2

Анализ сходимости полученных результатов по определению местоположений источников возбуждения со значениями, определенными геометрическим путем, проведен с помощью t-критерия Стьюдента (Таблица 3).

Таблица 3 – Результаты проведения экспериментальных исследований №2

Номер источника	Частота, Гц	Координата	Геометрические значения		Расчетные значения		
			Среднее значение, см	Относительная погрешность, %	Среднее значение, см	Относительная погрешность, %	t-критерий
Источник 1	23,8	Координата Z	13,5	3,7	13,3	1,9	0,427
		Координата X	51,5	1	50,5	20,5	0,096
		Координата Y	8	6,3	6,5	31,1	0,720
Источник 2	29,6	Координата Z	5	10	7,2	23,2	1,252
		Координата X	45	1,1	44,5	10,0	0,103
		Координата Y	8	6,3	8,6	47,1	0,139
Источник 3	29,2	Координата Z	13,5	3,7	13,1	4,8	0,459
		Координата X	36	1,4	37,7	1,7	2,091
		Координата Y	10	5	7,2	25,3	1,497
Источник 4	37,0	Координата Z	13,5	3,7	13,4	14,1	0,041
		Координата X	20	2,5	25,8	10,0	2,200
		Координата Y	8	6,3	7,9	29,5	0,045
Источник 5	20,0	Координата Z	13,5	3,7	14,1	1,9	1,100
		Координата X	5	10	7,3	20,5	1,462
		Координата Y	8	6,3	7,6	31,1	0,175

Примечание: критическое значение t-критерия Стьюдента при выборке n=30 и доверительной вероятности 0,95 равно 2,042

Анализ таблицы показывает, что для каждого расчета значение t-критерия Стьюдента меньше критического, и значит что, местоположения дефектов были определены верно. В соответствии с этим заключаем, что предлагаемая методика определения положения источников возбуждения достоверна.

Разработанный метод определения положения источника возбуждения позволяет создать новый подход к диагностированию нефте- и газоперекачивающего оборудования. Результаты, полученные ранее, позволяют получить следующую дополнительную информацию для диагностирования различных дефектов:

- местоположение источника возбуждения;
- частота возбуждения в источнике;
- интенсивность источника возбуждения.

При оценке уровня вибрации вблизи от источника возбуждения также можно оценить массу вибрирующей детали.

Данная дополнительная информацией о характере источников возбуждения, иначе говоря, дефектов, позволит проводить диагностирование нефтегазоперекачивающего оборудования с большей достоверностью и на более ранней стадии, что в конечном итоге повысит его надежность и долговечность.

Также данный метод исключает субъективные факторы при диагностировании, что открывает возможности для создания автоматизированных систем диагностики и обслуживания оборудования по фактическому техническому состоянию.

Рассчитано, что внедрение методики позволяет уменьшить интенсивность отказов насосов с  $0,3414 \cdot 10^{-3} \text{ ч}^{-1}$  до  $0,220 \cdot 10^{-3} \text{ ч}^{-1}$  (на 35%) и увеличить среднюю наработку на отказ с 2929 до 4556 часов (на 55%). А для ГПА - уменьшить интенсивность отказов с  $0,1204 \cdot 10^{-3} \text{ ч}^{-1}$  до  $0,1019 \cdot 10^{-3} \text{ ч}^{-1}$  (на 15%) и увеличить среднюю наработку на отказ с 8306 до 9811 часов (на 18%).

**Четвертая глава** посвящена разработке научно-технических основ проектирования виброизолятора с квазинулевой жесткостью тарельчатого типа, обладающей высокой эффективностью и компактностью, для использования на нефтегазоперекачивающем оборудовании.

Анализ различных систем с квазинулевой жесткостью показал, что данные системы имеют огромный потенциал в виброизоляции, однако достижение данного эффекта на практике вызывает проблемы. Большинство из них характеризуется наличием нескольких узлов, совместная работа которых и дает необходимые свойства, однако это ведет к повышению сложности конструкции, увеличению габаритов, и, самое важное, увеличению трения в конструкции, что значительно ухудшает виброизоляционные качества.

Поэтому принято решение проектировать виброизолятор с квазинулевой жесткостью в виде одиночного элемента тарельчатой (купольной) формы (Рисунок 15), что позволяет снизить трение в системе, уменьшить габариты по высоте, упростить настройку и монтаж. Виброизолятор изготовлен из упругого материала и условно состоит из верхней опорной стенки 1, стенки 2 и нижней опорной стенки 3. Для настройки параметров виброизолятора используется регулируемый хомут 5, опоясывающий стойку 4 из мягкого материала, и хомут 6.

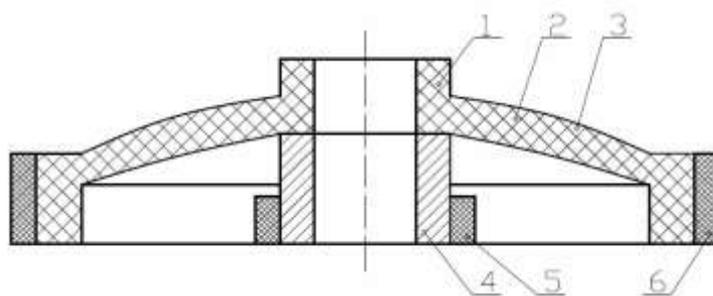


Рисунок 15 – Виброизолятор с квазинулевой жесткостью с возможностью регулирования

Проведено аналитическое исследование характеристик виброизолятора и определение силовой характеристики на основе положений теоретической механики и сопротивления материалов. В качестве исходных параметров приняты радиусы нижней ( $r_2$ ) и верхней ( $r_1$ ) опорных стенок виброизолятора, толщина наклонной стенки ( $t$ ), толщина опорных стенок ( $t_s$ ), высота опорных стенок ( $h_s$ ), модуль упругости материала ( $E$ ) и расчетная прочность материала виброизолятора ( $[\sigma]$ ). Получена методика расчета параметров виброизолятора:

1 Определение вспомогательных коэффициентов:

$$k_v = \frac{\ln \frac{r_2}{r_1} - \left(1 - \frac{r_1}{r_2}\right)}{\frac{t^3 d_2}{8t_s h_s^3} + \ln \frac{r_2}{r_1}}. \quad (13)$$

2 Определение высоты подъема стенки:

$$S = \frac{1}{\sqrt{3}} t (r_2 - r_1) \cdot \sqrt{\frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{(r_2 - r_1)(r_1 + r_2(2k_v - 3)) + 2r_2^2(1 - k_v) \ln \frac{r_2}{r_1}}}. \quad (14)$$

3 Определение рабочей нагрузки:

$$F = \frac{\frac{\pi}{3\sqrt{3}} t^4 E (r_2 - r_1) \cdot \sqrt{\ln \frac{r_2}{r_1}}}{\left( (r_2 - r_1)(r_1 + r_2(2k_v - 3)) + 2r_2^2(1 - k_v) \ln \frac{r_2}{r_1} \right)^{1.5}}. \quad (15)$$

## 4 Определение наибольших напряжений в стенке виброизолятора

$$\sigma = \frac{F}{\frac{\pi}{3} t^2} \left( \frac{r_2(1-k_v)}{r_1} - 1 \right). \quad (16)$$

Поскольку разработанный виброизолятор находится в сложном напряженно-деформированном состоянии, то необходимо провести анализ его устойчивости. Анализ проводился в безмерных значениях. В качестве условий устойчивости принято, что продольная сила в стенке должна быть меньше критического значения, вычисленного согласно формуле Эйлера, а также что относительная деформация в стенке должна быть не более заданного предельного значения  $\varepsilon_{\max}$ . С точки зрения выполнения данных условий установлено, что наибольшая безразмерная рабочая нагрузка в зависимости от значений  $k_s$  и безразмерного радиуса  $\bar{r}$  (отношение наружного радиуса виброизолятора к внутреннему) ограничена областью, находящейся внутри граничной поверхности, представленной на ниже (Рисунок 16). Также получены значения наибольшей безразмерной рабочей нагрузки (Рисунок 17).

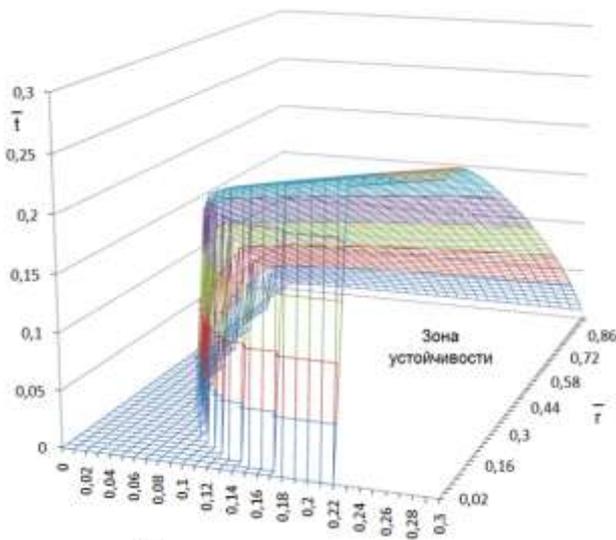


Рисунок 16 – Границы зоны устойчивости, в зависимости от параметров  $k_s$  и безразмерных величин  $\bar{r}$  и  $\bar{t}$  (при  $\varepsilon_{\max}=0,05$ )

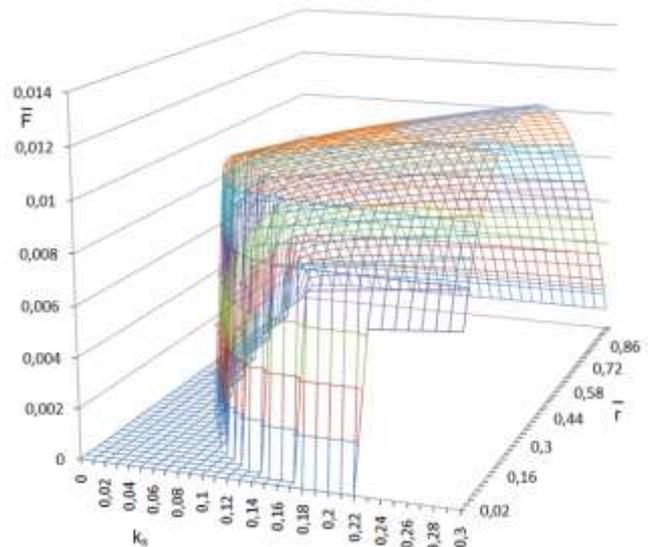


Рисунок 17 – Наибольшая безразмерная рабочая нагрузка в зависимости от значений  $k_s$  и безразмерного радиуса  $\bar{r}$  (при  $\varepsilon_{\max} = 0,05$ )

На основе установленных областей устойчивости и полученных ранее формул определены оптимальные безразмерные параметры виброизолятора с точки зрения максимума номинальной безразмерной нагрузки при заданных габаритах.

Задачей следующего исследования является изучение чувствительности виброизолятора с квазинулевой жесткостью при проектировании и анализ поведения группы виброизоляторов с отличающимися параметрами. Рисунок 18 показывает, что величина рабочей нагрузки очень чувствительна к внутренним и внешним радиусам виброизолятора. Он также чувствителен к толщине стенки и высоте конуса. Соответственно, большое внимание при изготовлении следует уделить этим параметрам. В свою очередь Рисунок 19 показывает, что жесткость в рабочей точке зависит от толщины стенки. Отмечаем, что если толщина стенки меньше расчетной, то жесткость в рабочей точке отрицательна. Это значит, что будет происходить потеря устойчивости, что недопустимо. Таким образом, толщина стенок должна находиться под тщательным контролем при изготовлении виброизоляторов.

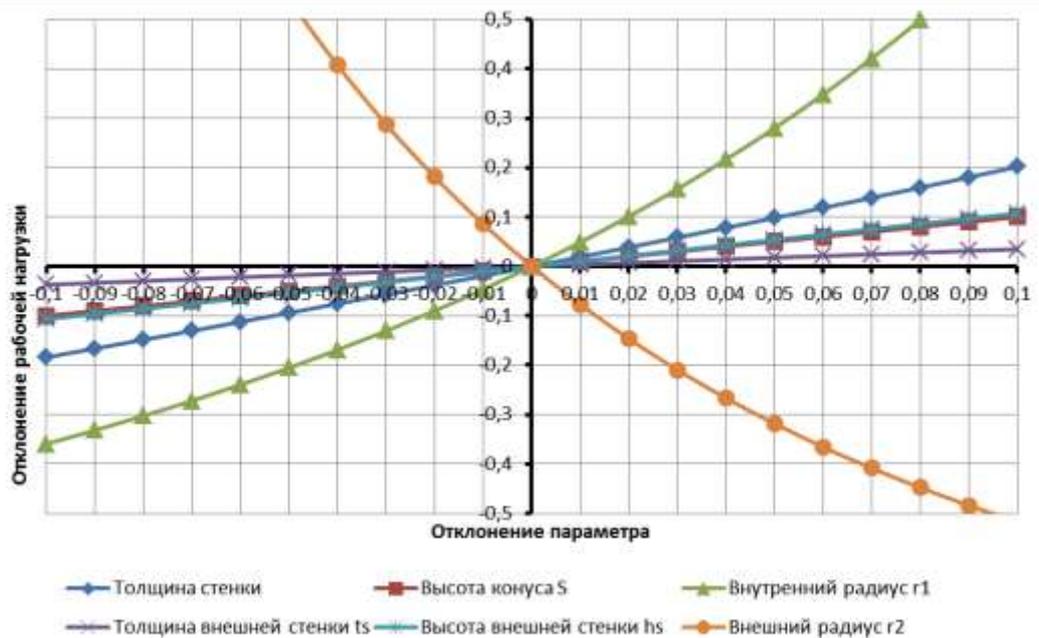


Рисунок 18– Чувствительность рабочей нагрузки

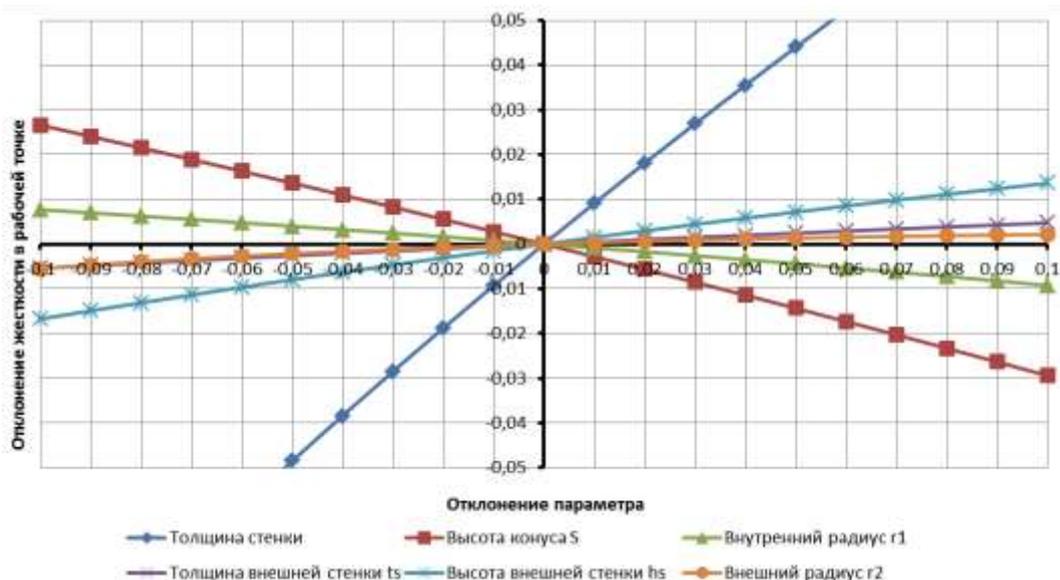


Рисунок 19– Чувствительность жесткости в рабочей точке

Рисунок 18 показывает, что чувствительность виброизоляторов с квазиулевой жесткостью не является симметричной относительно номинальных значений. В реальности каждый виброизолятор имеет некоторое отклонение параметров от номинальных, поэтому необходимо проверить отличается ли динамика группы виброизоляторов с квазиулевой жесткостью от одиночного виброизолятора. Для этого был сделан следующий стохастический анализ. Предполагается, что параметры виброизолятора (толщина стенки, высота конуса, внутренний радиус изолятора, толщина наружной стенки виброизолятора, высота внешней стенки виброизолятора) могут незначительно отклоняться. Отклонение берется в соответствии с нормальным распределением (распределение Гаусса).

Была проведена серия численных экспериментов. За один эксперимент было рассчитано 10000 виртуальных виброизоляторов со стандартным отклонением  $\sigma$ . Результаты представлены ниже.

Рисунок 20 показывает, что средняя рабочая нагрузка (или общая рабочая нагрузка группы виброизоляторов) увеличивается с увеличением стандартного отклонения параметров. Следовательно, необходимо проектировать виброизоляторы для немного меньшей рабочей нагрузки. Что касается жесткости, то ее значение уменьшается. Отрицательная жесткость нежелательна для

виброизоляторов, поскольку возможна потеря устойчивости. Потеря устойчивости ведет к недопустимому поведению систем, и тогда вибрация возрастет. Также при этом долговечность виброизолятора резко снизится.

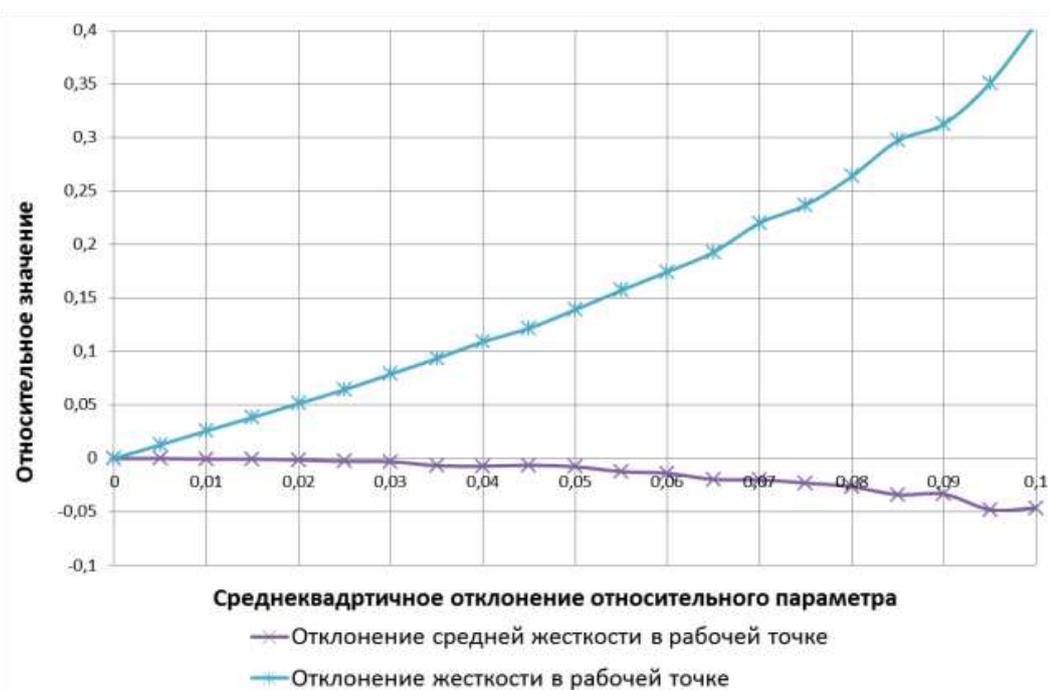


Рисунок 20– Чувствительность жесткости в рабочей точке

Во избежание потери устойчивости для всей системы жесткость всех виброизоляторов должна быть увеличена. Например, для стандартного отклонения безразмерных параметров  $\sigma = 0,1$  жесткость снижается на 4,6%. В соответствии с этим разработана таблица поправок (Таблица 4) к геометрическим параметрам при изготовлении виброизоляторов.

Таблица 4 – Поправки к параметрам виброизолятора при возможном их отклонении при изготовлении

Среднеквадратичное отклонение геометрических параметров	Поправка к высоте конуса, %	Поправка к толщине внешней стенки, %	Среднеквадратичное отклонение геометрических параметров	Поправка к высоте конуса, %	Поправка к толщине внешней стенки, %
0,01	0,28%	-0,36%	0,06	1,73%	-2,12%
0,02	0,57%	-0,71%	0,07	2,03%	-2,46%
0,03	0,85%	-1,07%	0,08	2,33%	-2,80%
0,04	1,14%	-1,42%	0,09	2,63%	-3,15%
0,05	1,43%	-1,77%	0,1	2,94%	-3,48%

При эксплуатации перекачивающего оборудования необходимо уменьшать динамическую силу, передаваемую на фундамент, так и минимизировать возможные перемещения. Применение систем виброизоляции ослабляет жесткую связи между фундаментом и оборудованием, что с одной стороны уменьшает передачу динамической силы от оборудования на фундамент, но при этом возникает вероятность увеличения амплитуды его колебаний.

Для решения данной проблемы системы виброизоляции предлагается дополнять динамическим гасителем колебаний, который позволяет перенять на себя энергию колебаний, и снизить вибрацию основного оборудования. Соответственно одновременное применение систем виброизоляции и динамического гасителя колебаний снизить одновременно и динамическую силы, передаваемую фундамент, так и общее вибрационное состояние.

Рассмотрим, каким образом различные способы монтажа нефтегазоперекачивающего оборудования влияют на его вибрационное состояние:

- жесткое соединение оборудования с фундаментом;
- установка оборудования на пружинные виброизоляторы;
- установка оборудования на виброизоляторы с квазиулевым жесткостью;
- установка оборудования на виброизоляторы с квазиулевым жесткостью, дополненные динамическим гасителем колебаний.

Анализируемыми значениями примем значения общего вибрационного состояния (виброскорость) и силу, передаваемой на фундамент. Принимаем следующие исходные данные: насоса НМ 2500-2300; скорость вращения ротора 3000 об/мин; полная масса агрегата 16380 кг; масса ротора насоса 230 кг; эксцентриситет ротора насоса 10 мкм; масса ротора электродвигателя 1410 кг; эксцентриситет ротора электродвигателя 19 мкм; масса муфты 97 кг; радиальная несоосность 10 мкм. Результаты расчета сведем в Таблицу 5.

Таблица 5 – Уровень вибрации и коэффициент передачи силы при различных способах монтажа оборудования

Параметр	Жесткое соединение	Пружинные виброизоляторы	Виброизоляторы с квазиулевою жесткостью	
			без динамического гасителя колебаний	с динамическим гасителем колебаний
Частота собственных колебаний, Гц	18,6	8	1	1
Жесткость монтажа, МН/м	5,667	1,048	0,016	0,016
Амплитуда колебаний, мкм	83,7	74,0	72,1	14,0
Виброскорость, мм/с	4,18	3,70	3,61	0,70
Передаваемая на фундамент сила, Н	474,27	77,58	1,18	0,23
Коэффициент передачи силы	0,16061	0,02627	0,00040	0,00008

Из Таблицы 5 видно, что за счет относительно невысокой частоты собственных колебаний магистрального нефтеперекачивающего агрегата (18,6 Гц) применение систем виброизоляции на обычных пружинах сохраняет высокий общий уровень вибрации оборудования, также как и значительную динамическую силу, передаваемой на фундамент. Применение систем виброизоляции с квазиулевою жесткостью позволяет значительно уменьшить динамическую силу, но виброскорость оборудования также остается большой. При ее дополнении динамическим гасителем колебаний возможно уменьшение как общего уровня вибрации (до 0,7 мм/с), так и практически исключить динамически передаваемую силу (коэффициент передачи силы равен  $8 \cdot 10^{-5}$ ).

**В пятой главе** приведены экспериментальные исследования разрабатываемого виброизолятора с квазиулевою жесткостью. Отмечаем, что его особенностью является возможность использования единой геометрической формы для всех типоразмеров из различных материалов.

Для экспериментальной апробации было разработано два типоразмера идентичной геометрической формы: с наружным диаметром 55 мм (Рисунок 21) и 96 мм (Рисунок 22). Прототипы были изготовлены из амортизационных резин ИРП1346, ИРП1347, ИРП1348 и фторкаучуковой резины СКФ-32 по формам

типов В-45-27-5 (Рисунок 23) и В-80-40-8. Пресс-форма и виброизоляторы были изготовлены по эскизам автора на базе предприятия ООО НПФ «ТехноЭласт» (г. Уфа).

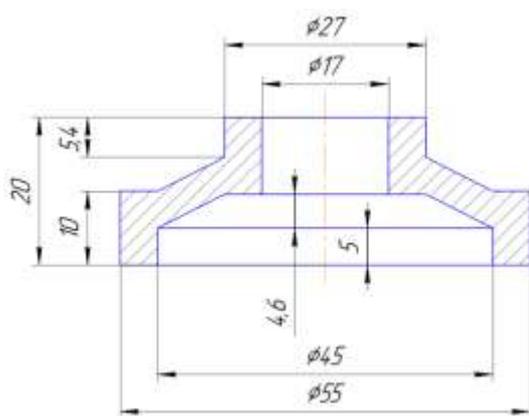


Рисунок 21 – Чертеж экспериментального виброизолятора типа В-45-27-5

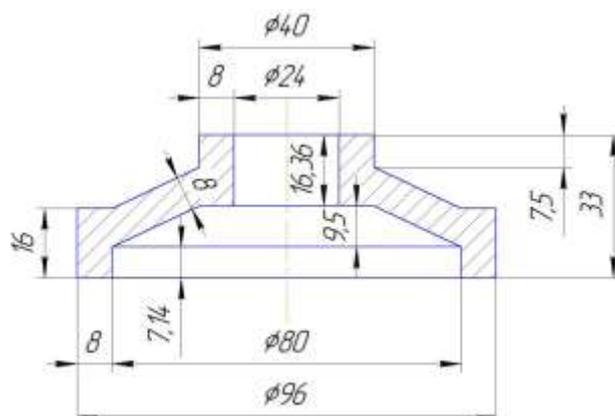


Рисунок 22 – Чертеж экспериментального виброизолятора типа В-80-40-8

В ходе экспериментов по определению силовой характеристики использовался механический пресс (Рисунок 24), оснащенный цифровым измерителем нагрузки. Механический пресс позволяет производить сжатие с шагом 0,75 мм. Результаты определения силовых характеристик приведены ниже.



Рисунок 23 – Изготовленные экспериментальные виброизоляторы с формой типа В-45-27-5 из материалов слева направо: ИРП1346, ИРП1347, ИРП1348, СКФ-32



Рисунок 24 – Механический пресс, оснащенный цифровым измерителем нагрузки

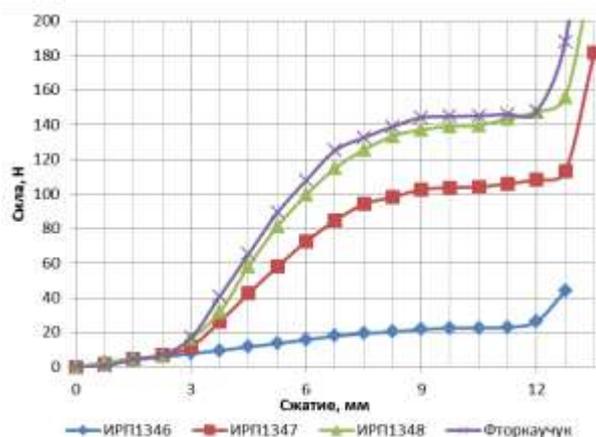


Рисунок 25 – Силовые характеристики виброизолятора формы типа В-45-27-5

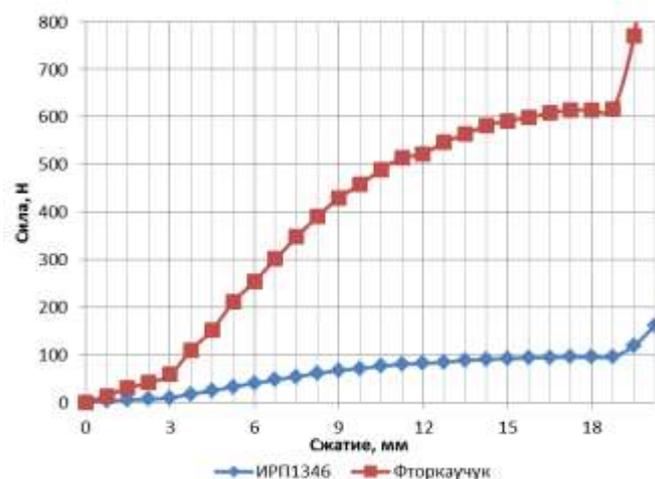


Рисунок 26 – Силовые характеристики виброизолятора формы типа В-80-40-8

Обобщенные результаты экспериментальных исследований по определению параметров силовой характеристики представлены ниже (Таблица 6). Полученные значения относительной жесткости порядка 0,03-0,06 показывают, что эффект квазиулевого жесткости для разработанных виброизоляторов достаточно велик, на относительно малом сжатии достигаются значения жесткости аналогичные как для линейных виброизоляторов со сжатием в 17-33 раз большим.

Таблица 6 – Обобщенные результаты экспериментальных исследований по определению параметров силовой характеристики

Типа геометрической формы	Материал	$x_0$ , мм	$F_0$ , Н	$c_0$ , кН/м	$\chi$	Расчетная частота собственных колебаний, Гц
В-45-27-5	ИРП1346	10,5	22,6	0,11	0,053	1,13
В-45-27-5	ИРП1347	10,5	104,0	0,57	0,058	1,18
В-45-27-5	ИРП1348	10,5	139,6	0,79	0,059	1,20
В-45-27-5	СКФ-32	10,5	145,1	0,48	0,035	0,92
В-80-40-8	ИРП1346	18	95,1	0,31	0,058	0,90
В-80-40-8	СКФ-32	18	615,0	1,60	0,047	0,81

Примечание:  $F_0$  – оптимальная нагрузка;  $x_0$  и  $c_0$  – сжатие и жесткость при оптимальной нагрузке; относительная жесткость  $\chi = c_0 x_0 / F_0$

Следующим этапом экспериментальных исследований является анализ характеристик разработанных виброизоляторов с квазиулевым жесткостью в динамических условиях.

Коэффициент передачи силы определяться при помощи тензодатчиков, установленных на виброизоляторах, т.е. до и после приложения динамической силы согласно представленной принципиальной схеме установки датчиков (Рисунок 27 и Рисунок 28).

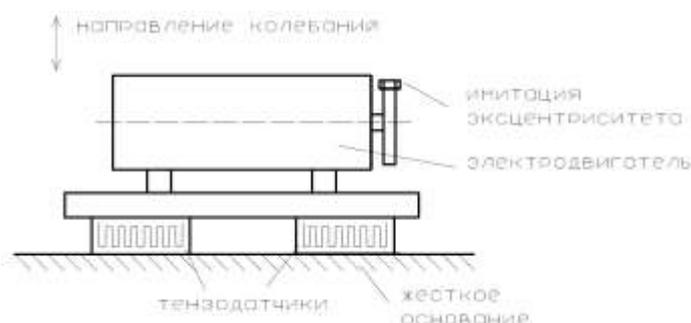


Рисунок 27 – Принципиальная схема установки тензодатчиков для определения коэффициента передачи силы (без виброизоляторов)

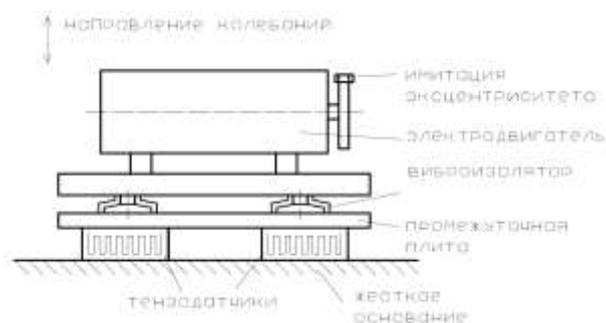


Рисунок 28 – Принципиальная схема установки тензодатчиков для определения коэффициента передачи силы (с виброизоляторами)

В ходе эксперимента изменяемыми параметрами были интенсивность источника возбуждения, которая напрямую зависит от его частоты, а также масса условного оборудования.

Исходя из массы станда 5,6 кг были использованы виброизоляторы В-45-27-5 из ИРП1346. В качестве источника возбуждения использован источник №3 экспериментального станда, для которого частота меняется в пределах от 20 до 33,9 Гц. Тогда шаг по частоте возбуждения составит 3,475 Гц. Так как наибольшие нагрузки на виброизолятор составляют 31 Н, следовательно, пригружать станд следует с 5,6 кг до общей массы 12,4 кг, при этом шаг по увеличению массы составит 1,7 кг. Результаты измерения нагрузки с виброизоляторами и без них представлены ниже.

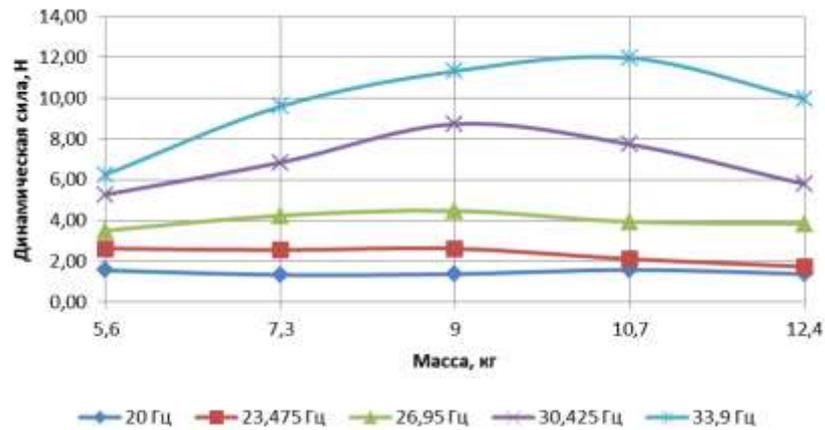


Рисунок 29 – Результаты измерения динамической нагрузки, передаваемой на основание при отсутствии виброизоляторов

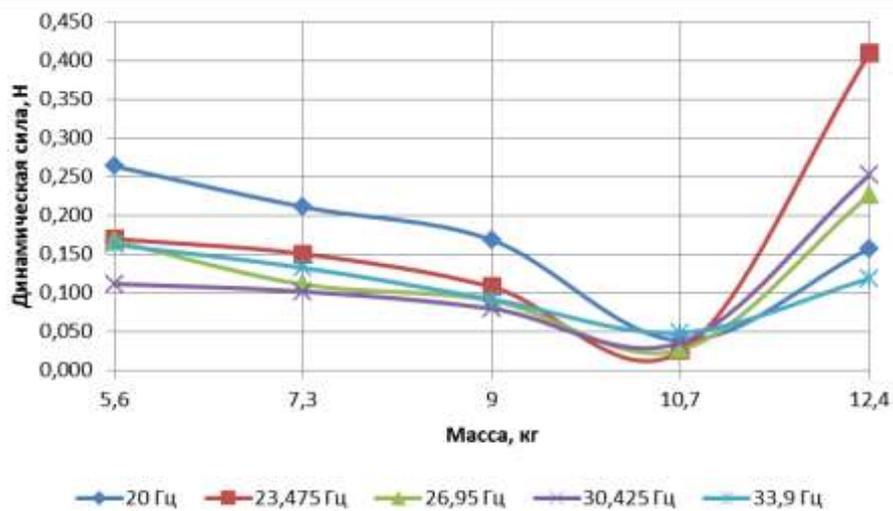


Рисунок 30 – Результаты измерения динамической нагрузки, передаваемой на основание при наличии виброизоляторов

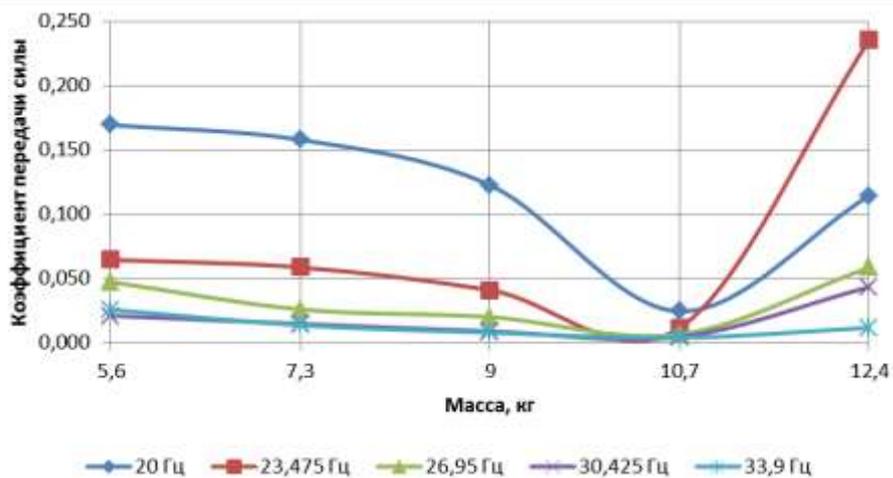


Рисунок 31 – Коэффициент передачи силы исследуемых виброизоляторов

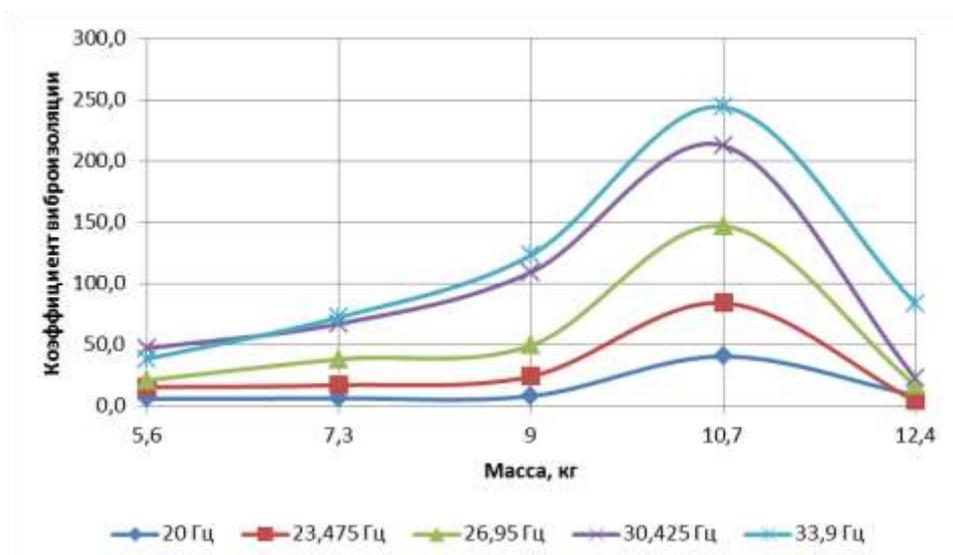


Рисунок 32 – Коэффициент виброизоляции исследуемых виброизоляторов

На основе полученных данных определяется коэффициент передачи силы и коэффициент виброизоляции (Рисунок 32). Проведенные исследования показывают высокую эффективность разработанных моделей виброизоляторов.

**В шестой главе** рассмотрены вопросы практического применения разрабатываемого виброизолятора.

Проанализированы наиболее вероятные материалы, пригодные для создания образца разрабатываемого виброизолятора с квазинулевой жесткостью. Доказано, что наиболее полно фактическим условиям работы соответствуют рессорная сталь 65Г и фторкаучуковая резина СКФ-32. На основе полученных ранее формул разработан типовой ряд виброизолятора с квазинулевой жесткостью, определены геометрические параметры, выполнен подбор виброизоляторов для различного оборудования. К примеру, для виброизоляции насоса марки НМ-10000-210 необходимо использовать 32 виброизолятора с условным обозначением 1000-65Г-0,06 где 1000 - номинальная нагрузка виброизолятора с квазинулевой жесткостью (в Н); СГ65 – обозначение применяемого материала; 0,06 – принимаемая относительная предельная деформация материала виброизолятора (в долях единицы).

Проведена оценка долговечности виброизолятора с квазиулевым жесткостью, изготовленного из полимерных материалов. Установлено, что при работе оборудования с возбуждающей частотой 50 Гц количество циклов до локального разрушения равно  $11,5 \cdot 10^9$  циклов, или 63,8 тысяч часов.

Проведена оценка влияния систем виброизоляции на потребности в объеме фундамента при сооружении насосных агрегатов. В качестве примера рассмотрим нефтеперекачивающий агрегат, состоящий из магистрального насоса марки НМ 10000–210 и электрического привода марки СТДП–6300–2Б. Установлено, что минимальный объем бетона, требуемый для изготовления фундамента под насосным агрегатом, равен следующему (Таблица 7):

Таблица 7 – Минимальный объем бетона, требуемый для изготовления фундамента непосредственно под насосным агрегатом при различных способах установки

Грунт	Без применения средств виброзащиты, м <sup>3</sup>	Использование виброизоляторов с эффектом квазиулевого жесткости, м <sup>3</sup>
Суглинок	60,9	23,5
Глины	41,7	16,1
Супесь	41,6	16,0
Мелкий песок	21,1	8,1
Песок средней крупности	17,0	6,5

Согласно приведенной таблице использование виброизоляторов с эффектом квазиулевым позволяет уменьшить минимальный объем фундамента на 60%. Таким образом, применение данного подхода позволит еще на стадии проектирования уменьшить глубину, массу фундамента, сроки строительства и снизить общие капитальные затраты.

Проведен анализ влияния систем виброизоляции с квазиулевым жесткостью на повышение долговечности подшипников нефтеперекачивающего оборудования. Расчет путем определено, что ресурс подшипника зависит от динамических нагрузок следующим образом (Рисунок 33).

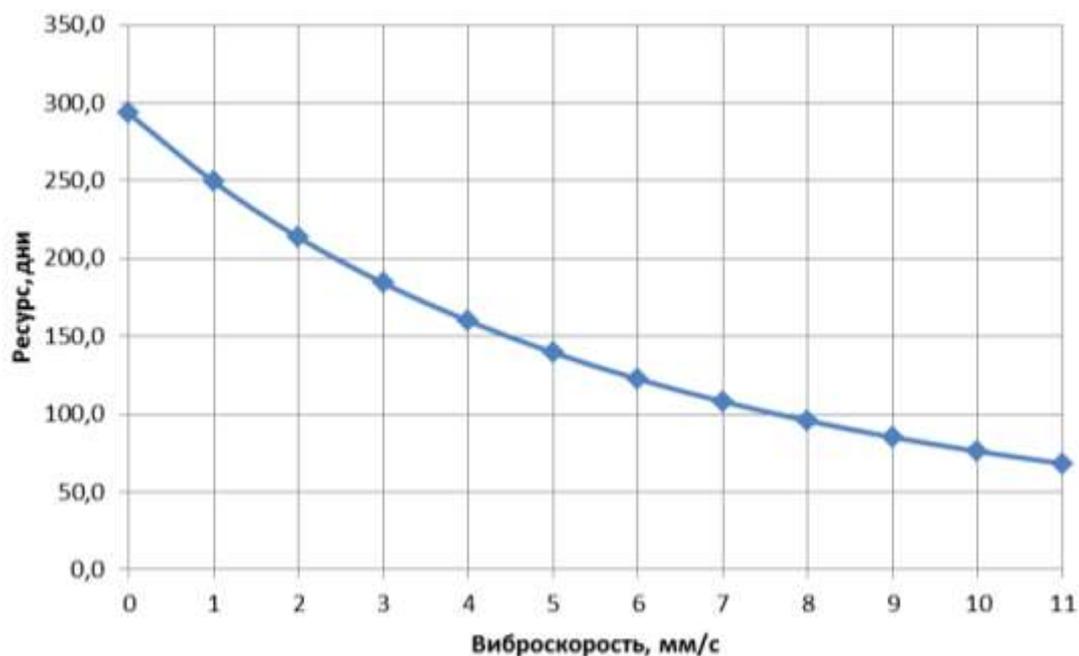


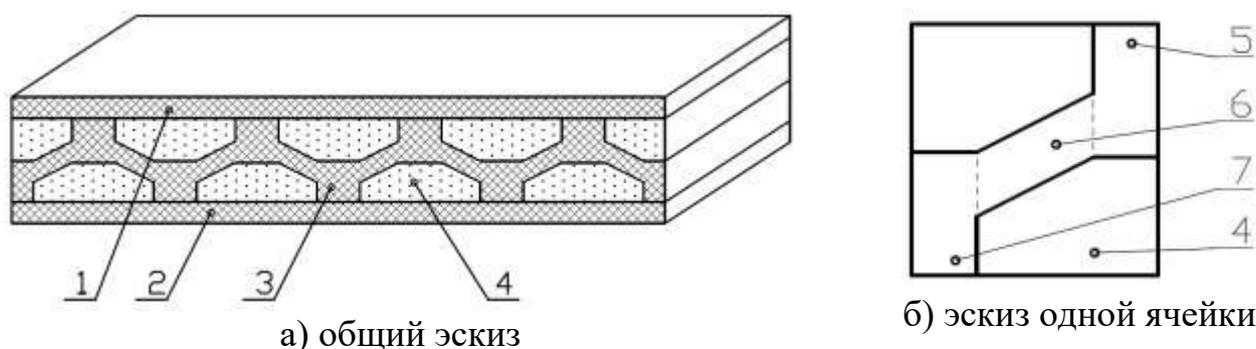
Рисунок 33 – Результаты расчета ресурса подшипника при различном уровне вибрации

Использование систем виброизоляции с квазиулевым жесткостью в совокупности с динамическим гасителем колебаний позволяет уменьшить виброскорость с 4,18 мм/с до 0,7 мм/с (Таблица 5), следовательно, увеличить расчетный ресурс подшипников на 67% больше. Таким образом, применение систем виброизоляции с квазиулевым жесткостью в совокупности с динамическим гасителем значительно повышает долговечность подшипников узлов.

**Седьмая глава** посвящена разработке принципиальной конструкции виброизоляционных метаматериалов с квазиулевым жесткостью как дальнейшего развития виброизоляторов.

Системы с квазиулевым жесткостью на данный момент активно развиваются, и необходимо понимать дальнейшие возможные пути их развития. Согласно Теории решения изобретательских задач один из путей развития – это уменьшение размеров и слияние одиночных элементов в множественные. Так, одним из преимуществ разработанных виброизоляторов с квазиулевым жесткостью – это отсутствие прямой зависимости параметров от высоты. Соответственно, возможно уменьшение размеров виброизоляторов и соединение их в единую сплошную конструкцию. Это приводит к концепции виброзащитного

метаматериала с внутренней структурой, обеспечивающей квази нулевую жесткость. Принципиальный вид такого материала представлен на ниже (Рисунок 34). На данный способ получен патент РФ на изобретение.



1, 2 - упругие слои, 3 - внутренний слой; 4 - наполнитель; 5 - верхняя опорная стенка одной ячейки; 6 - наклонная стенка одной ячейки; 7 - верхняя опорная стенка одной ячейки

Рисунок 34 – Концепция виброзащитного метаматериала с внутренней структурой, обеспечивающей с квази нулевую жесткость

Проведено аналитическое моделирование ячейки метаматериала с квази нулевой жесткостью. Установлено, что для параметров одной ячейки  $E_2=10$  МПа;  $E_1=0,1$  МПа;  $L=10$  мм;  $b=10$  мм;  $h_s=5$  мм;  $t_s=5$  мм;  $t=4$  мм;  $S=6,1$  мм квази нулевая жесткость наблюдается при нагрузке 8 Н или  $8154 \text{ кг/м}^2$  (Рисунок 35).

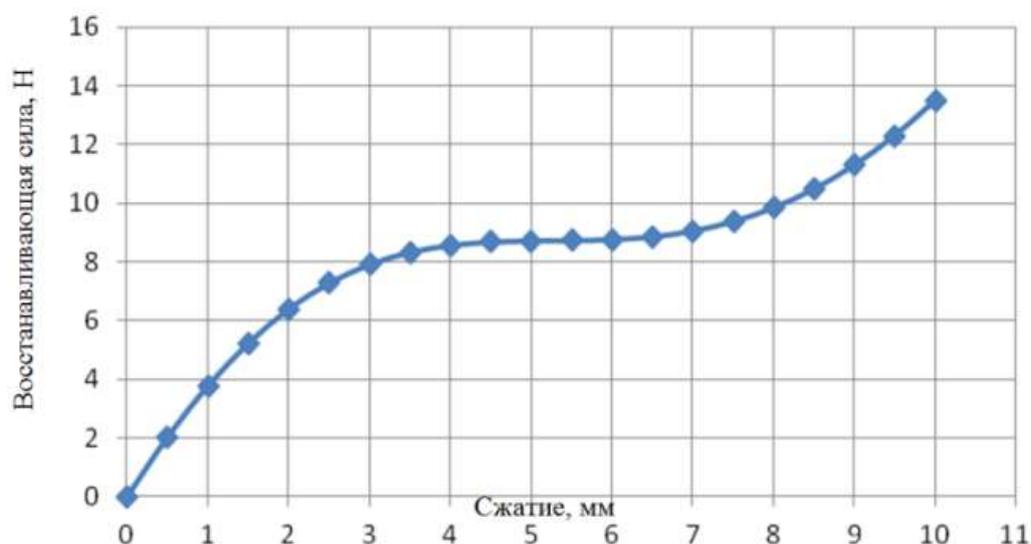


Рисунок 35 – Силовая характеристика одиночной ячейки метаматериала

Для проверки данных результатов проведено компьютерное моделирование одной ячейки при помощи программного пакета «Ansys» (Рисунок 36).

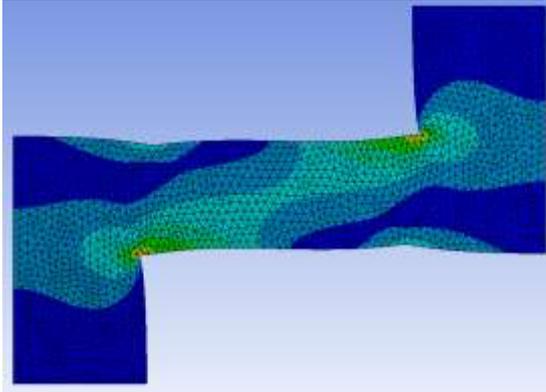


Рисунок 36 – Компьютерная модель одной ячейки (материал с меньшей упругостью на данном изображении скрыт)



Рисунок 37 – Образцы виброизоляционного метаматериала

По данным компьютерного анализа получена оптимальная нагрузка 8,5 Н, которая достигается при сжатии 5,5 мм. Данные результаты хорошо сходятся с данными предварительного математического моделирования.

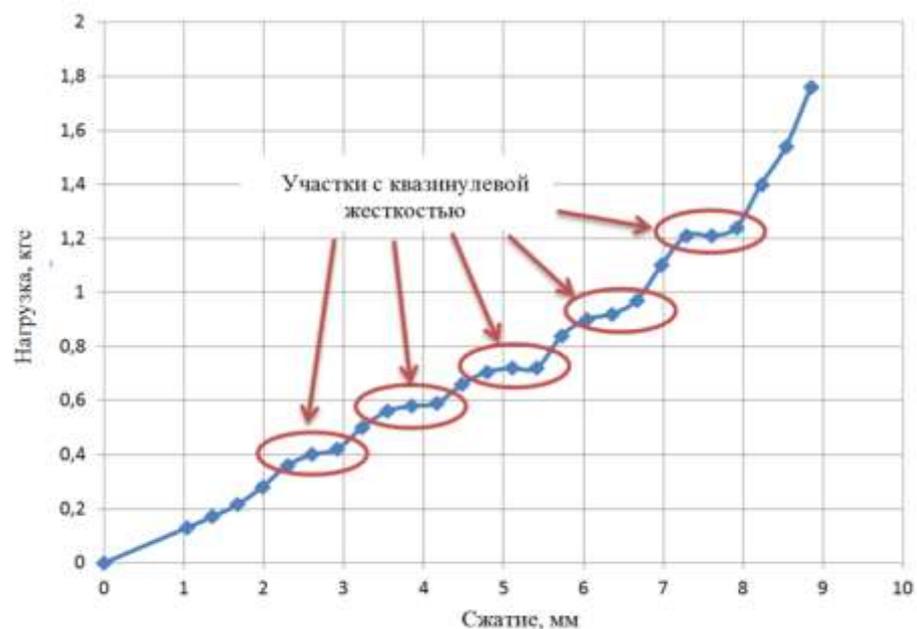


Рисунок 38 – Силовая характеристика прототипа метаматериала с квази нулевой жесткостью

Для проверки возможности изготовления данных метаматериалов были изданы демонстрационные образцы при помощи печати на 3D принтере Picaso Designer (Рисунок 37). Был использован упругий пластик с модулем Юнга 74 МПа. Толщина слоев составила 0,3 мм. Проведены экспериментальные исследования по определению силовой характеристики разрабатываемых метаматериалов. Экспериментальное исследование силовой характеристики метаматериала показало, что на ней действительно имеются участки с квазиулевым жесткостью (Рисунок 38). Силовая характеристика имеет разные ступени, поэтому квазиулевым жесткость представлена при различной нагрузке.

Таким образом, предлагаемая структура метаматериалов позволяет иметь высокие виброизоляционные свойства и быть эффективной на различных объектах нефтегазовой отрасли - как в добычи, так и на объектах транспорта и хранения нефти и газа.

Итак, представлен комплекс технологий и технических средств для повышения надежности и долговечности нефтегазоперекачивающего оборудования.

## **ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ**

1 Анализ опыта определения технического состояния нефтегазоперекачивающего оборудования показал, что методы не универсальны и имеют недостатки, в связи с этим для качественного совершенствования технической диагностики необходима разработка новых подходов, использующих другую первичную информацию о работе оборудования.

2 Разработана методика диагностирования технического состояния нефтегазоперекачивающего оборудования, использующая в своей основе информацию об усилиях в его опорах в масштабах реального времени, позволяющая определить координаты геометрического местоположения источников возбуждения. В рамках данной методики разработана математическая модель колебания нефтегазоперекачивающего оборудования обусловленного

действием различных источников возбуждения, позволяющих определить координаты геометрического местоположения источников возбуждения колебаний по информации об амплитуде, частоте и фазе усилий в опорах диагностируемого оборудования.

3 На основе предложенной методики диагностирования разработана экспериментальная установка, включающая электронную и программную части, позволяющая определять геометрическое местоположение источников возбуждения согласно разработанным математическим моделям. Проведены экспериментальные исследования по апробации математической модели распознавания положения одиночных и множественных источников возбуждения, которые показали ее достоверность. Предложена технология диагностирования нефтегазоперекачивающего оборудования, которая использует в качестве дополнительной информации местоположение, частоту, интенсивность и оценочную массу источника возбуждения. Использование технологии позволяет уменьшить интенсивность отказов насосов на 35%, а для ГПА - на 15%.

4 Разработан способ увеличения межремонтного периода нефтегазоперекачивающих агрегатов за счет улучшения вибрационного состояния оборудования при помощи виброзащитных систем с квазинулевой жесткостью, оснащенных динамическими гасителями колебаний. В связи с этим, разработан виброизолятор с квазинулевой жесткостью для нефтегазоперекачивающего оборудования, получены основополагающие зависимости для определения его характеристик в зависимости от его геометрических параметров и свойств материала. Получены оптимальные параметры виброизолятора с точки зрения максимума нагрузки при заданных габаритах. Установлено, что применение системы виброизоляции с квазинулевой жесткостью, дополненной динамическим гасителем колебаний, позволяет уменьшить как общий уровень вибрации (до 0,7 мм/с), так и практически исключить динамически передаваемую силу (коэффициент передачи силы уменьшен до  $8 \cdot 10^{-5}$ ).

5 Экспериментальные исследования прототипов разработанных виброизоляторов из амортизационных резин ИРП1346, ИРП1347, ИРП1348 и фторкаучука показали значительный эффект квазинулевой жесткости: относительную жесткость 0,03-0,06, частоту собственных колебаний 0,8-1,2 Гц и коэффициент виброизоляции при динамических испытаниях 244.

6 Разработан типовой ряд виброизоляторов с квазинулевой жесткостью на различную нагрузку. Установлено, что в качестве материала для их изготовления наиболее полно соответствуют рессорная сталь и фторкаучуковая резина. Подобраны виброизоляторы с квазинулевой жесткостью для насосов марки НМ, определено необходимое количество виброизоляторов, предложена схема установки. Произведена оценка долговечности виброизолятора с квазинулевой жесткостью из полимерных материалов; ресурс составил 63,8 тыс. часов. Рассчитано, что применение виброизоляторов с квазинулевой жесткостью позволяет уменьшить минимальный объем фундамента под перекачивающим оборудованием на 60%. Установлено, что применение системы виброизоляции с квазинулевой жесткостью в совокупности с динамическим гасителем повышает долговечность подшипниковых узлов на 67% и уменьшает интенсивность отказов насосов на 35%, а ГПА - на 10%. При этом внедрение комплексной технологии мониторинга и вибрационной защиты уменьшает интенсивность отказов соответственно на 56% и 24%. Экономический эффект от ее внедрения на один насосный агрегат составляет 3,8 млн. руб., а при внедрении во всей системе магистрального трубопроводного транспорта нефти - 5,7 млрд. руб.

7 Предложена структура виброизоляционных метаматериалов с квазинулевой жесткостью и разработана принципиальная конструкция такого материала. Изготовлены образцы виброзащитного метаматериала. Расчетным и экспериментальным путем доказано, что даже при незначительной толщине (20 мм) метаматериал может выдерживать значительную рабочую нагрузку (8100 кг/м<sup>2</sup>), сохраняя при этом эффект квазинулевой жесткости.

## Результаты диссертационной работы представлены в следующих публикациях:

### Монографии

1. Валеев, А.Р. Защита от вибрации и ударов системами с квази нулевой жесткостью / А.Р. Валеев, А.Н. Зотов // Монография. – Уфа: Нефтегазовое дело, 2013. – 166 с.

### Статьи в изданиях, индексируемые в Scopus и/или Web Of Science

2. Valeev, A.R. Vibration isolators for oil- and gas-transfer equipment with a low vibration frequency / A.R. Valeev // Chemical and Petroleum Engineering/ Springer New York Consultants Bureau, 2011. – Vol. 47, Issue 5-6, P. 374-377 DOI: 10.1007/s10556-011-9476-0.

3. Valeev, A.R. Application of Disk Springs for Manufacturing Vibration Isolators with Quasi-Zero Stiffness / A.R. Valeev, A.N. Zotov, Sh. A. Kharisov // Chemical and Petroleum Engineering/ Springer New York Consultants Bureau. - 2015. – Vol. 51. – Issue 3-4. – P. 194-200 DOI: 10.1007/s10556-015-0023-2.

4. Valeev, A. Designing of compact low frequency vibration isolator with quasi-zero stiffness / A.Valeev, A.Zotov, Sh. Kharisov // Journal of low frequency noise, vibration and active control / Multi-Science Publishing Company Ltd., 2015. – Vol. 34. - Issue 4. - P. 459-474. <https://doi.org/10.1260/0263-0923.34.4.459>.

5. Valeev, A. Application of Vibration Isolators with a Low Stiffness for the Strongly Vibrating Equipment / A. Valeev, Sh. Kharisov // Procedia Engineering. – 2016. – Vol. 150. – P. 641–646. DOI: 10.1016/j.proeng.2016.07.060.

6. Valeev, A. Experimental study of low frequency vibration isolator with quasi-zero stiffness / A. Valeev, R. Tashbulatov, A. Zotov // Proceedings of the 23th International Congress on Sound and Vibration, 10-14 июля 2016. – Афины, Греция. – С. 266.

7. Valeev, A. Vibration isolating plate with quasi-zero effect / A. Valeev, // Proceedings of the International Conference on Processing of Materials, Minerals and Energy (PMME-2016), India, Ongole. – 2016. - 6 p.

8. Valeev, A. The Monitoring System of an Actual Technical Condition for Pumping Units with Frequency Analysis / O. Saubanov, A. Valeev // Procedia Engineering. – 2017. – Vol. 176. - P. 144-149. DOI: 10.1016/j.proeng.2017.02.282.

9. Valeev, A. Study of application of vibration isolators with quasi-zero stiffness for reducing dynamics loads on the foundation / A. Valeev, A. Zotov, A. Tokarev // Procedia Engineering. – 2017. - Vol. 176. – P. 137-143. DOI: 10.1016/j.proeng.2017.02.281.

10. Tokarev, A. The Application of Passive Vibroprotective Systems Having Power Characteristics with Hysteresis Loops of Rectangular Shape for the Main Pumping Units / A. Tokarev, A. Zotov, A. Valeev // Procedia Engineering. – 2017. – Vol. 176. – P. 118-127. DOI:10.1016/j.proeng.2017.02.279.

11. Valeev, A. Elastic Suspension of Rotor with Quasi Zero Stiffness for Oil Pumping Units / A. Valeev, A. Kolchin, R. Karimov, R. Tashbulatov and B. Mastobaev // Journal of Engineering and Applied Sciences. - 2017. – Vol. 12, Issue 9. – P. 8586-8590. DOI: 10.3923/jeasci.2017.8586.8590.

12. Valeev, A. Numerical and experimental analysis of metamaterials with quasi-zero effect for vibration isolation / A. Valeev // AIP Conference Proceedings. – 2017. – Vol. 1859, 020061. - 4 p. DOI: <http://dx.doi.org/10.1063>.

13. Valeev, A. Vibration Isolating Metamaterial With Arc-Structure / A. Valeev // IOP Conference Series: Material Science and Engineering. – 2017. - Volume 225, 012142. - 6 p. DOI:10.1088/1757-899X/225/1/012142.

14. Valeev, A. Designing Metamaterial with Arc-Structure for Wide Broad Vibration Isolating / A. Valeev // Solid State Phenomena. - 2017. - Vol. 265. – P. 592-597.

15. Valeev, A.R. Systems with Discontinuous Quasi-Zero Reconstructing Force / A.R. Valeev, A.N. Zotov, O.E. Zubkova, R.G. Rizvanov and M.V. Sviridov // Mech. Solids. – 2017. – Vol. 52, Issue 5. – P. 581-586. DOI:10.3103/S0025654417050132.

16. Valeev, A. Design of vibration isolating metamaterial with quasi-zero effect / A. Valeev // 24th International Congress on Sound and Vibration, ICSV 2017; London; United Kingdom; 23 July 2017 до 27 July 2017; DOI: 2-s2.0-85029423794.

17. Valeev, A. Dynamics of a group of quasi-zero stiffness vibration isolators with slightly different parameters / A. Valeev // Journal of low frequency noise, vibration and active control. - 2018. - No 1. – P. 1-4. DOI:10.1177/1461348418756022.

18. Valeev, A. Vibration isolating plate with quasi-zero effect / A. Valeev // Materials Today: Proceedings. – 2018. – No 6 . – P. 688-692. DOI: 10.1016/j.matpr.2017.11.134.

19. Valeev, A. Vibration isolating material with internal structure providing quasi-zero stiffness / A. Valeev // 25th International Congress on Sound and Vibration 2018: Hiroshima Calling, ICSV 2018; Hiroshima; Japan; 8 July 2018 до 12 July 2018. DOI: 2-s2.0-85058693906.

20. Valeev, A.R. Complex condition monitoring for industrial equipment via remote strain gauge diagnostics and vibration isolating metamaterials / A.R. Valeev // Vibroengineering PROCEDIA. – 2017. - Vol. 24. – P. 11-16. DOI: 10.21595/vp.2019.20718.

21. Valeev, A. Material with Quasi-Zero Stiffness for Vibration Isolation in Civil and Industrial Structures and Buildings / A. Valeev, A. Tokarev and A. Zotov // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. – 2019. - Volume 272, 3. Section two. - 6p. DOI:10.1088/1755-1315/272/3/032048.

22. Valeev, A. Durability Increasing of Rotary Equipment Based on Monitoring and Reducing Dynamic Loads / A. Valeev, N. Berezhansky and D. Bylinkin // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. – 2019. – Vol. 272, 2, Section one. – 6 p. DOI:10.1088/1755-1315/272/2/022189.

23. Tokarev, A. Reduction of Pipeline Natural Frequencies by Negative Stiffness Vibration Isolators / A. Tokarev, A. Zotov and A. Valeev // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. – 2019. – Vol. 272, 3. Section two. - 8 p. DOI:10.1088/1755-1315/272/3/032010.

24. Zotov, A. Vibration Isolating and Impact Protecting Systems with Quasi-Zero Stiffness Providing Wide Operating Area / A. Zotov, A. Valeev // Proceedings of the 5th International Conference on Industrial Engineering. ICIE 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer. – 2019, - P. 299-307.

25. Valeev, A. Locating of Oscillating Defect in Rotary Equipment via Remote Strain Gauge Analysis / A. Valeev, A. Tokarev // Proceedings of the 5th International Conference on Industrial Engineering. ICIE 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer. – 2019. - P. 309-318.

26. Valeev, A. Diagnostics of Industrial Equipment by Locating and Identification of Defects Via Remote Strain Gauge Analysis / A. Valeev, A. Tokarev, R. Karimov // Proceedings - 2019 International Russian Automation Conference, RusAutoCon 2019. 2019. - 6 p.

#### **Патенты и свидетельства на результаты интеллектуальной деятельности**

27. Виброопора: Пат. 2426920 / А.Р. Валеев, А.Н. Зотов, А.Ю. Тихонов; УГНТУ; Заявл. 23.03.2010; Оpubл. 20.08.2011, Бюл. №23.

28. Виброизоляционная подвеска ротора машин и оборудования: Пат. 2440518 / А.Р. Валеев, А.Н. Зотов; УГНТУ ; Заявл. 27.08.2010; Оpubл. 20.01.2012, Бюл. №2.

29. Виброизолятор с квазиулевым жесткостью: Пат. 2463497 РФ, МПК F16F 3/02, F16F 15/06. / А.Р. Валеев, В.Я. Саньков, Г.Е. Коробков (РФ). - № 2011120530 /11; Заявл. 20.05.2011; Оpubл. 10.10.2012, Бюл. №28.

30. Амортизатор с квазиулевым жесткостью: Пат. 2557865 РФ, МПК F16F 1/32, F16F 1/373. / А.Р. Валеев, А.Н. Зотов, Ш. А. Харисов (РФ). - № 2014125159 /11; Заявл. 20.06.2014; Оpubл. 27.07.2015, Бюл. №21.

31. Виброзащитная рукоятка отбойного молотка: Пат. 2578299 РФ, МПК B25D 1724, B25D 17/04, B25F 5/02. / А.Р. Валеев, А.Н. Зотов, М.Р. Исмагилов, Р.Г. Шарафиев, Р.Г. Ризванов, Р.А. Бакиев, И.Р. Киреев (РФ). - № 2013110922/02; Заявл. 12.03.2013; Оpubл. 27.03.2016, Бюл. №9.

32. Параметры виброизолятора с квазиулевым жесткостью: База данных. 2017620647 РФ, / А.Р. Валеев, Р. Р. Ташбулатов; Заявл. 24.04.2017; Оpubл. 14.06.2017, УГНТУ.

33. Способ диагностики технического состояния роторного оборудования: Пат. 2644646 РФ, МПК G01M 15/00. / А.Р. Валеев, О. М. Саубанов, Р.М. Харисов (РФ). - Заявл. 18.05.2017; Оpubл. 13.02.2018, Бюл. №5

34. Амортизатор с квазиулевым жесткостью: Пат. 2657629 РФ, СПК F16F 1/32; F16F 1/373. / А.Р. Валеев, Р.Р. Ташбулатов (РФ). - № 2017113211; Заявл. 17.04.2017; Оpubл. 14.06.2018, Бюл. №17.

35. Виброизоляционная панель: Пат. 186424 РФ, СПК E04B 1/98; B32B 7/02. / А.Р. Валеев, А.В. Колчин (РФ). - № 2018135007; Заявл. 03.10.2018; Оpubл. 21.01.2019, Бюл. №3.

#### **Статьи в журналах, входящих в перечень ВАК**

36. Зотов, А.Н. Виброзащитные и ударозащитные системы, имеющие силовые характеристики с петлями гистерезиса прямоугольной формы / А.Н. Зотов, А.Ю. Тихонов, А.Р. Валеев // Известия высших учебных заведений «Горный журнал». – 2010. - №1. – С. 125 – 131.

37. Валеев, А.Р. Виброизоляционная подвеска валов с квазиулевым жесткостью / А.Р. Валеев, А.Н. Зотов, А.Ю. Тихонов // Проблемы сбора, подготовки и транспорта нефти и нефтепродуктов – 2010. - №3 – С.68 – 77.

38. Валеев, А.Р. Применение системы с квазиулевым жесткостью для защиты роторных машин от вибрации / А.Р. Валеев, А.Н. Зотов, А.Ю. Тихонов // Морские интеллектуальные технологии. – 2010. – №2 – С. 35-37.

39. Валеев, А.Р. Проектирование виброизолятора малой жесткости для защиты нефте- и газоперекачивающих агрегатов / А.Р. Валеев, Г.Е. Коробков // Проблемы сбора, подготовки и транспорта нефти и нефтепродуктов – 2011. - №1 – С.129 – 135.

40. Валеев, А.Р. Виброизоляторы нефте- и газоперекачивающего оборудования с низкой частотой собственных колебаний / А.Р. Валеев // Химическое и нефтегазовое машиностроение – 2011. - №6 – С.6 – 8.

41. Валеев, А.Р. Виброизоляционные системы ГПА с низкой частотой вращения ротора / А.Р. Валеев // Газовая промышленность – 2011. - №8 – С.51 – 53.

42. Валеев, А.Р. Экспериментальное исследование виброизолятора малой жесткости для защиты нефте- и газоперекачивающих агрегатов / А.Р. Валеев, Г.Е. Коробков, В.Я. Саньков // Нефтегазовое дело – 2011. - том 9, №2 – С.29 – 33.

43. Валеев, А.Р. Моделирование компактной виброизоляционной опоры с квазиулевым жесткостью / А.Р. Валеев, А.Ю. Тихонов, А.Н. Зотов, Г.Е. Коробков // Тяжелое машиностроение – 2012. - №3 – С.34 – 37

44. Валеев, А.Р. Моделирование виброизолятора с малой жесткостью для нефтегазоперекачивающего оборудования / А.Р. Валеев, Г.Е. Коробков // Нефтегазовое дело – 2012. – том 10, №1 – С.27 – 30.

45. Валеев, А.Р. Совершенствование виброизоляционных систем нефтеперекачивающих агрегатов / А.Р. Валеев, Г.Е. Коробков // Транспорт и хранение нефтепродуктов и углеводородного сырья – 2012. – №4 – С.22 – 24.

46. Валеев, А.Р. Исследование виброизолятора с квазиулевым жесткостью тарельчатой формы для топливно-энергетического комплекса / А.Р. Валеев, Ш.А. Харисов, А.Н. Зотов, О.М. Саубанов // Электронный научный журнал «Нефтегазовое дело» . - 2013. - №4. – Режим доступа: [http://www.ogbus.ru/authors/Valeev/Valeev\\_4.pdf](http://www.ogbus.ru/authors/Valeev/Valeev_4.pdf) .

47. Валеев, А.Р. Разработка полимерного низкочастотного виброизолятора с квазиулевым жесткостью / А.Р. Валеев, А.Н. Зотов, Ш.А. Харисов // Тяжелое машиностроение – 2014. - №10 – С.2 – 6.

48. Валеев, А.Р. Перспективы внедрения автоматизированной системы контроля фактического состояния насосного оборудования / А.Р. Валеев, О. М. Саубанов // Транспорт и хранение нефтепродуктов и углеводородного сырья – 2014. – №4 – С.19 – 23.

49. Валеев, А.Р. Использование тарельчатых пружин для изготовления виброизоляторов с квазиулевым жесткостью / А.Р. Валеев, А.Н. Зотов, Ш.А. Харисов // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2015. - №3 – С.33 – 37.

50. Валеев, А.Р. Снижение динамической нагрузки оборудования на этапе проектировании фундаментов нефтеперекачивающих станций / А.Р. Валеев, Р.Р. Ташбулатов, М.М. Галиуллин // Транспорт и хранение нефтепродуктов и углеводородного сырья. – 2016. – №1 – С.36 – 39.

51. Valeev, A.R. Mathematical simulation of joint work of a vibration isolator group with quasi-zero stiffness / A.R. Valeev, A.N. Zotov, M.M. Galiullin, T.A. Yanbarisov // Известия Уральского государственного горного университета. - 2018. - №4(52). -С. 74-83. <https://doi.org/10.21440/2307-2091-2018-4-74-83>.

52. Валеев, А.Р. Применение удаленной тензометрии для обнаружения и определения расположения дефектов при диагностике нефтеперекачивающего агрегата / А.Р. Валеев, А.П. Токарев, Б.Н. Мастобаев // Транспорт и хранение нефтепродуктов и углеводородного сырья. - 2018. - №5-6. – С. 7 – 12.

53. Токарев, А.П. Снижение вибрации трубопроводной обвязки насосов на нефтеперекачивающих станциях при помощи виброизоляторов с отрицательной жесткостью / А.П. Токарев, А.Р. Валеев, А.Н. Зотов // Транспорт и хранение нефтепродуктов и углеводородного сырья. - 2018. - №3. – С. 32 – 36.

54. Валеев, А.Р. Разработка виброударозащитных метаматериалов для снижения негативного воздействия на нефтегазовых объектах / А.Р. Валеев, А.В. Колчин, Е.И. Горбунова, К.К. Садреева // Проблемы сбора, подготовки и транспорта нефти и нефтепродуктов. – 2019. - №3. С. 113 – 121. DOI: 10.17122/ntj-oil-2019-3-113-121.