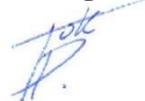


На правах рукописи



ТОКАРЕВ АРТЕМ ПАВЛОВИЧ

**СНИЖЕНИЕ ВИБРАЦИИ ТРУБОПРОВОДНОЙ ОБВЯЗКИ НАСОСНО-
СИЛОВЫХ АГРЕГАТОВ МАГИСТРАЛЬНЫХ ТРУБОПРОВОДОВ
ВИБРОИЗОЛЯТОРАМИ С ЗАДАННОЙ СИЛОВОЙ ХАРАКТЕРИСТИКОЙ**

Специальность 25.00.19 – Строительство и эксплуатация нефтегазопроводов, баз и
хранилищ

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Уфа – 2019

Работа выполнена на кафедре «Гидрогазодинамика трубопроводных систем и гидромашин» ФГБОУ ВО «Уфимский государственный нефтяной технический университет»

Научный руководитель: доктор технических наук, доцент
Алексей Николаевич Зотов

Официальные
оппоненты: **Бурьян Юрий Андреевич**
доктор технических наук, профессор
ФГБОУ ВО «Омский государственный технический университет» / кафедра «Основы теории механики и автоматического управления», заведующий кафедрой

Фахриева Кристина Ринатовна
кандидат технических наук
ООО «Башнефть – Добыча» / управление сервисной поддержки, инженер

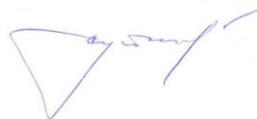
Ведущая организация: ООО «НИИ Транснефть» (г. Москва)

Защита диссертации состоится «06» июня 2019 года в 14:00 на заседании диссертационного совета Д 212.289.04 при ФГБОУ ВО «Уфимский государственный нефтяной технический университет» по адресу: 450062, Республика Башкортостан, г.Уфа, ул. Космонавтов, 1.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ФГБОУ ВО «Уфимский государственный нефтяной технический университет» и на сайте www.rusoil.net.

Автореферат диссертации разослан «__» _____ 2019 года.

Ученый секретарь
диссертационного совета



Султанов Шамиль Ханифович

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы исследования

Система магистральных трубопроводов – важнейшая часть топливно-энергетического комплекса (ТЭК) страны. Проблема надежности насосно-силовых агрегатов, применяемых в системе трубопроводного транспорта, является одной из основных для предприятий ТЭК.

В настоящее время при транспорте нефти и нефтепродуктов применяются тысячи насосных агрегатов. Их экономичная и эффективная эксплуатация – одна из основных задач, стоящих перед персоналом нефтеперекачивающих станций. Поддержание стабильной высокой работоспособности насосных агрегатов позволяет существенно снизить расходы на эксплуатацию и ремонт. Оценка эффективности магистральных насосных агрегатов (МНА) должна учитывать множество факторов, в том числе условия их эксплуатации и способность адаптироваться к изменениям режимов и условий работы.

В числе главных причин отказов в процессе трубопроводного транспорта нефти и нефтепродуктов – повышенная вибрация МНА и связанного с ними оборудования. Эффективность и надежность эксплуатации МНА зависит от их защиты от вредных вибрационных воздействий. Несмотря на то, что мероприятия по борьбе с вибрацией должны разрабатываться в процессе проектирования объекта с учетом амплитудно-частотных характеристик устанавливаемого оборудования, на практике это часто не выполняется.

Источником повышенной вибрации в системе «насосный агрегат – трубопровод» часто является не только сам насосный агрегат, но и трубопроводы его обвязки. В ряде случаев одной из важнейших причин повышенной вибрации магистральных насосов является большая амплитуда виброперемещений трубопроводов обвязки, превышающая допустимые нормы более, чем в 1,5-2 раза. Технологические трубопроводы на объектах транспорта нефти являются одними из самых распространенных элементов и непосредственно подключены к агрегатам высокого давления и оборудованию, часто работающему на нестационарных режимах, в результате чего в них возникает (или передаются на них от насосного оборудования) повышенная вибрация. Частым дефектом в подобных случаях становится нарушение целостности трубопровода из-за усталостных разрушений при повышенных колебаниях. Нужно учитывать, что до настоящего времени универсальных методов гашения вибрации технологических трубопроводов не разработано, и каждый случай требует отдельного анализа. В этих условиях обеспечение работоспособности трубопроводных систем и определение практиче-

ских средств снижения вредных вибрации трубопроводов становятся важной практической задачей.

Сложность анализа причин высокого уровня вибрации заключается в необходимости совместного рассмотрения нескольких систем: гидродинамической (пульсирующий поток перекачиваемой жидкости) и механической, в которые включается трубопроводная система и сам насосный агрегат.

В таких условиях для поддержания эффективной и надежной работы перекачивающих агрегатов, а также работоспособности трубопроводов требуется разработка средств вибрационной защиты. Необходимо учитывать, что виброизолирующие системы должны рассчитываться на большие нагрузки и иметь довольно малые частоты собственных колебаний для того, чтобы эффективно компенсировать разнообразные вибрационные воздействия. Разработка надежных, простых и, главное, эффективных виброизоляторов является актуальной задачей системы магистрального транспорта нефти и нефтепродуктов.

Степень разработанности проблемы

Работами по изучению систем с квазинулевой и отрицательной жесткостью занимались ученые: Алабужев П.М., Барановский А.М., Болотник Н.Н., Валеев А.Р., Зотов А.Н., Зуев А.К., Пахаруков Ю.В., Петрухин В.В., Brennan M., Carrella A., Carpick Robert W., Cazzolato B., Hyeong-Joon Ahn, Iemura H., Igarashi A., Lakes R.S., McMahan J., Platus D., Robertson W., Sonnerlind H., Waters T., Yap H.W., Zander A., Zhang X., Zheng Y.

Недостаточная в ряде случаев эффективность существующих виброзащитных систем (динамические гасители, виброизоляторы с классическим упругим элементом и др.) вызвала необходимость проведения исследований по разработке методов снижения вибрации трубопроводной обвязки насосных агрегатов. К моменту начала работы над диссертацией в российских и зарубежных периодических изданиях, патентах отсутствовали сведения о применении виброизоляторов с отрицательной жесткостью для снижения вибрации трубопроводов обвязки насосно-силовых агрегатов.

Соответствие паспорту заявленной специальности

Тема и содержание диссертационной работы соответствуют паспорту специальности 25.00.19 – «Строительство и эксплуатация нефтегазопроводов, баз и хранилищ» - п. 1 «Напряженное состояние и взаимодействие с окружающей средой трубопроводов, резервуаров и оборудования при различных условиях эксплуатации с целью разработки научных основ и методов прочностного, гидравлического и теплового расчетов нефтегазопроводов и газонефтехранилищ» и п. 6 «Разработка и усовершенствование методов эксплуатации и технической диагностики

оборудования насосных и компрессорных станций, линейной части трубопроводов и методов защиты их от коррозии».

Цель диссертационной работы

Определение условий возникновения и распространения вибрации трубопроводной обвязки насосных агрегатов магистральных нефтепроводов и разработка виброизоляторов для снижения ее колебаний.

Задачи исследования

1 Анализ современных виброзащитных систем для трубопроводной обвязки насосных агрегатов магистральных нефтепроводов.

2 Определение причин вибрации насосных агрегатов и трубопроводов их обвязки по результатам вибродиагностики и частотного анализа.

3 Определение областей применения виброизоляторов пассивного типа с заданными силовыми характеристиками для снижения вибрации трубопроводов обвязки магистральных насосных агрегатов.

4 Разработка алгоритма определения величины отрицательной жесткости рабочего участка силовой характеристики виброизоляторов трубопроводной обвязки на частотах, близких к резонансу.

Научная новизна

1 Предложено аналитическое решение по снижению частоты собственных колебаний трубопровода обвязки и, тем самым, вывода его из зоны резонанса с возмущающими частотами насосного агрегата за счет виброизолятора с отрицательной жесткостью.

2 Обоснованы научно-теоретические принципы определения величины отрицательной жесткости виброизолятора для участка трубопроводной обвязки с известной частотой собственных колебаний.

Теоретическая и практическая значимость

Теоретическая значимость работы заключается в научном обосновании возможности уменьшения собственных частот системы «трубопровод-виброизолятор с заданными силовыми характеристиками» для вывода ее из резонанса с возмущающими частотами вибрирующего оборудования.

Практическая значимость работы заключается в следующем:

1 Предложены два варианта конструкции виброизолятора с отрицательной жесткостью, позволяющие снизить частоты собственных колебаний системы «трубопроводы обвязки – виброизолятор с отрицательной жесткостью» и, тем самым, уменьшить уровень их вибрации и самого насосного агрегата. Установка данных виброизоляторов не требует вывода насосных агрегатов из производственного процесса.

2 Результаты научной работы внедрены в учебный процесс ФГБОУ ВО УГНТУ в виде лабораторной работы по курсу «Диагностика оборудования насосных и компрессорных станций» для специальности 21.05.06 «Нефтегазовая техника и технологии», специализация «Магистральные трубопроводы и газонефтехранилища», а также в виде учебно-исследовательского лабораторного стенда для исследования влияния технического состояния обвязки насосного агрегата на его основные параметры.

3 Предлагаемая в работе конструкция пассивного виброизолятора принята к апробации на ФКП «Авангард» для снижения вибрации трубопроводов технологических установок.

Методология и методы исследования

Теоретические исследования выполнены на основе классических методов расчета пассивных виброзащитных систем с линейными упругодемпфирующими элементами; математического моделирования с применением пакетов Wolfram Mathematica и Ansys и численного решения. При проведении экспериментальных исследований применялись стандартные методики измерения вибрации машин.

Положения, выносимые на защиту

Снижение вибрации трубопроводной обвязки насосно-силовых агрегатов магистральных трубопроводов за счет применения виброзащитных систем с отрицательной жесткостью.

Результаты экспериментальных исследований по применению виброзащитной системы с отрицательной жесткостью в условиях резонанса защищаемого объекта с источником вибрации.

Принципы определения областей применения существующих виброзащитных систем с петлями гистерезиса для снижения вибрации трубопроводной обвязки.

Алгоритм определения величины отрицательной жесткости виброзащитной системы для заданных параметров трубопроводной обвязки.

Степень достоверности и апробация результатов

Достоверность полученных результатов подтверждается анализом большого объема научно-технической литературы, результатами эксперимента и выполненными расчетами, основанными на классических принципах механики и методах расчета собственных частот колебаний и их сходимостью с теоретическими расчетами.

Основные положения диссертационной работы докладывались на следующих конференциях: XII Международная учебно-научно-практическая конференция Трубопроводный транспорт – 2017 (Уфа, УГНТУ); Динамика и виброакустика машин 2016 (Самара, Самарский национальный исследовательский университет им.

академика С.П. Королёва); XI Международная учебно-научно-практическая конференция Трубопроводный транспорт – 2016 (Уфа, УГНТУ); X Международная учебно-научно-практическая конференция Трубопроводный транспорт – 2015 (Уфа, УГНТУ); 68-я Международная молодежная научная конференция «Нефть и газ – 2014» (Москва, РГУ нефти и газа имени И.М. Губкина); VIII международная научно-техническая конференция «Надежность и безопасность магистрального трубопроводного транспорта» (Белоруссия, Новополоцк, Полоцкий государственный университет); Международная научно-техническая конференция «Нефтегазовая энергетика 2013» (Украина, Ивано-Франковск, Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа).

Публикации

Основное содержание работы опубликовано в 10 научных публикациях, 4 статьи в рецензируемых научных журналах, входящих в перечень ВАК РФ, 2 статьи в журналах, индексируемых в международных базах данных Web of Science и Scopus, 4 работы в сборниках материалов международных конференций.

Структура и объем работы

Диссертационная работа состоит из введения, 4 глав, основных выводов и списка литературы, изложена на 119 страницах машинописного текста и содержит 48 рисунков, 10 таблиц, 1 приложение и список литературы из 141 наименования.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность работы, ее научная и практическая значимость, сформулированы основные цели и задачи исследования.

В первой главе рассмотрены современные виброзащитные системы для снижения вибрации трубопроводной обвязки насосных агрегатов магистральных нефтепроводов.

Работами по устранению вредных воздействий от вибрации и ударов занимались многие выдающиеся ученые: Аверьянов Г.С., Алабужев П.М., Андронов А.А., Блехман И.И., Боголюбов Н.Н., Болотин В.В., Болотник Н.Н., Бутенин Н.В., Генкин М.Д., Журавлев В.Ф., Коловский М.З., Малкин И.Г., Мандельшам Л.И., Мельников В.К., Митропольский Ю.А., Морозов А.Д., Неймарк Ю.И., Пановко Я.Г., Самарин А.А., Светлицкий В.А., Фролов К.В., Челомей В.Н., Черноусько Ф.Л., Гуляев В.И., Ламак К., Вакакис А., Пилкей В.Д., Тимошенко С.П., Уэда И. и другие. В нефтяной отрасли данными вопросами занимались: Акбердин А.М., Алиев И.М., Бажайкин С.Г., Бочарников В.Ф., Габдрахимов М.С., Галеев А.С., Гумеров А.Г., Гумеров Р.С., Зубаиров С.Г., Исхаков Р.Г., Ишемгужин Е.И., Керимов З.Г., Мирзаджанзаде А.Х., Копейкис М.Г.,

Кутдусов А.Т., Лягов А.В., Пахаруков Ю.В., Петрухин В.В., Попов А.Н., Султанов Б.З., Хангильдин В.Г., Хангильдин Т.В., Уразаков К.Р., Ямалиев В.У., Янтурин А.С. и многие другие.

Специалисты ГУП «Институт проблем транспорта энергоресурсов» (ГУП «ИПТЭР») пришли к выводу, что все неисправности насосного оборудования можно сгруппировать по трем направленностям:

- а) нарушение жесткости крепления насосного агрегата;
- б) дефекты электромагнитного происхождения;
- в) неисправности, вызванные механическими и гидродинамическими причинами.

Значительная доля дискретных составляющих колебаний насосных агрегатов при их эксплуатации на номинальных режимах связаны с их обратной частотой, что дает возможность охарактеризовать его вибрацию, как полигармонический процесс. В частотном спектре МНА, кроме кратных обратной частоте гармонических составляющих, присутствуют также гидродинамические вибрации перекачиваемой жидкости, механическое трение и колебания на масляном клине в подшипниках скольжения, резонансные колебания и биения, вызванные разными причинами, и другие источники низко- и высокочастотных колебаний.

Экспериментально лучше изучены механические вибрации. Вибрации, вызванные гидродинамическими причинами, изучены в существенно меньшей степени, хотя и оказывают, подчас, не меньшее воздействие на вибрационное состояние насосного агрегата.

Основными источниками вибрации трубопроводов в большинстве случаев являются пульсирующий рабочий поток и динамические нагрузки вращающихся неуравновешенных роторов насосов. Пульсирующий поток из-за взаимодействия с трубопроводом может вызвать механические колебания связанного с трубопроводом оборудования и других конструкций, собственные частоты колебаний которых близки к частотам пульсаций давления.

Анализ ряда случаев вибрации трубопроводов показал, что основной их причиной являлось совпадение рабочих частот колебаний насосов и других агрегатов с собственными частотами трубопроводов, что приводило к возникновению резонанса.

Для снижения вибрации трубопроводов часто применяются динамические гасители колебаний. Настройка производится таким образом, чтобы их собственная частота была равна частоте устраняемых обычно резонансных колебаний трубопровода. При этом динамический гаситель способен гасить колебания лишь той частоты, на которую он настроен. Всякое изменение частоты возмущения

вызывает нарушение условия антирезонанса, и гаситель утрачивает свою эффективность. Уровень колебаний трубопровода при этом часто увеличивается.

Одним из наиболее распространенных методов защиты от вибрации является применение виброизоляторов, представляющих упругий элемент, подчиняющийся закону Гука, который может применяться без демпфера или в сочетании с ним. Сила сопротивления в демпфере при этом, как правило, прямо пропорциональна скорости.

Для определения эффективности работы виброизоляторов применяется коэффициент передачи силы K_c , равный отношению наибольшей силы, передаваемой основанию, к амплитуде гармонической вынуждающей силы. При $K_c < 1$ амплитуда силы, действующей на основание, уменьшается. Для того чтобы максимальная величина силы, передаваемой на основание, была меньше амплитуды вынуждающей силы, должно быть выполнено следующее условие: отношение частот возбуждающих нагрузок f_p к собственным частотам f_0 должно быть $f_p / f_0 > \sqrt{2}$. При этом необходимо учитывать, что обычно задают соотношение $f_p / f_0 > 4$, при котором $K_c < 1/16$.

Таким образом, в случае применения линейных упругих систем, чтобы получить малые значения коэффициента передачи силы, необходимо иметь малую частоту собственных колебаний, что соответствует большой статической просадке. Для улучшения виброизоляции при этом следует устанавливать упругий элемент с минимальной жесткостью.

Значительный вклад в разработку систем виброзащиты внесли специалисты ГУП «ИПТЭР» совместно с ЗАО «Ротор», которые занимаются разработкой виброизолирующей компенсирующей системы (ВКС), в комплекс которой входят вибродемпфирующая рама, амортизаторы, опоры, компенсаторы, муфты и так далее. Однако вся система отличается высокой стоимостью и множеством элементов. Также в качестве виброизолирующего элемента используются пружины сжатия, недостатком которых является увеличение жесткости системы «трубопровод – виброизолятор» при параллельном их соединении и, следовательно, увеличение коэффициента передачи силы K_c .

По мнению известного ученого Самарина А.А. «эффективное снижение вибрации трубопроводов демпфированием возможно, когда значение коэффициента сил трения в демпфере имеет вполне определенное значение, соответствующее параметрам данного трубопровода. Малые силы трения не оказывают заметного влияния на колебания. В то же время чрезмерное увеличение сил трения на каком-либо участке трубопровода также не способствует снижению вибрации, а только делает этот участок более жестким».

Идея применения систем с заданной силовой характеристикой состоит в понижении жесткости опоры, которое ведет к снижению общей жесткости системы «защищаемый объект – виброизолятор» (и частоты собственных колебаний защищаемого объекта) и, следовательно, к повышению эффективности виброизоляции. Уменьшенная жесткость системы «защищаемый объект – виброизолятор» позволяет свести коэффициент передачи силы K_c либо к нулю, либо существенно его снизить (до значений меньше 1), а также отказаться от необходимости применения демпферов. Из существующих систем наиболее близки к этим свойствам системы с квазинулевой жесткостью. Это системы, имеют в своей силовой характеристике пологий участок, то есть участок с жесткостью, близкой к нулю.

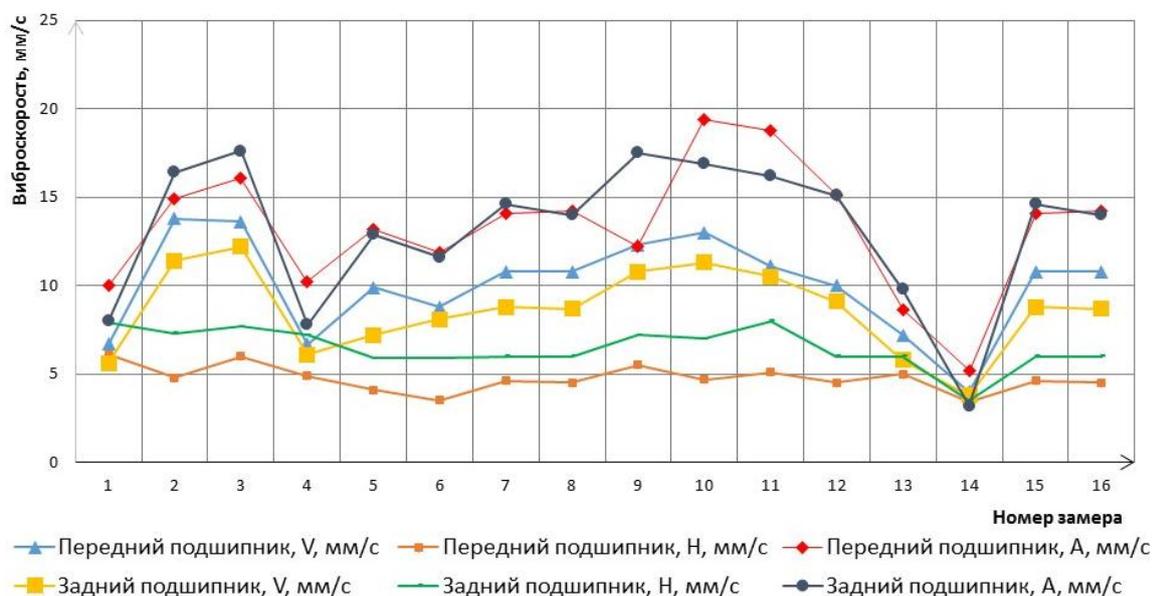
Идея использования упругих систем с квазинулевой жесткостью на основе «фермы Мизеса» («с перескоком») для виброзащиты динамических объектов впервые была высказана профессором Алабужевым П.М. в 1967 г. Зависимость восстанавливающей силы от перемещения для «фермы Мизеса» (две наклоненные пружины) имеет участок с отрицательной жесткостью.

Таким образом, подавляющее большинство систем с квазинулевой жесткостью получены за счет совокупности систем с отрицательной жесткостью и систем с положительной жесткостью. При этом, практически, ни одна из существующих систем виброизоляции с заданными силовыми характеристиками не является системой с чисто отрицательной жесткостью, что было бы актуальнее в силу необходимости снижения собственных частот колебаний таких объектов, как трубопроводы.

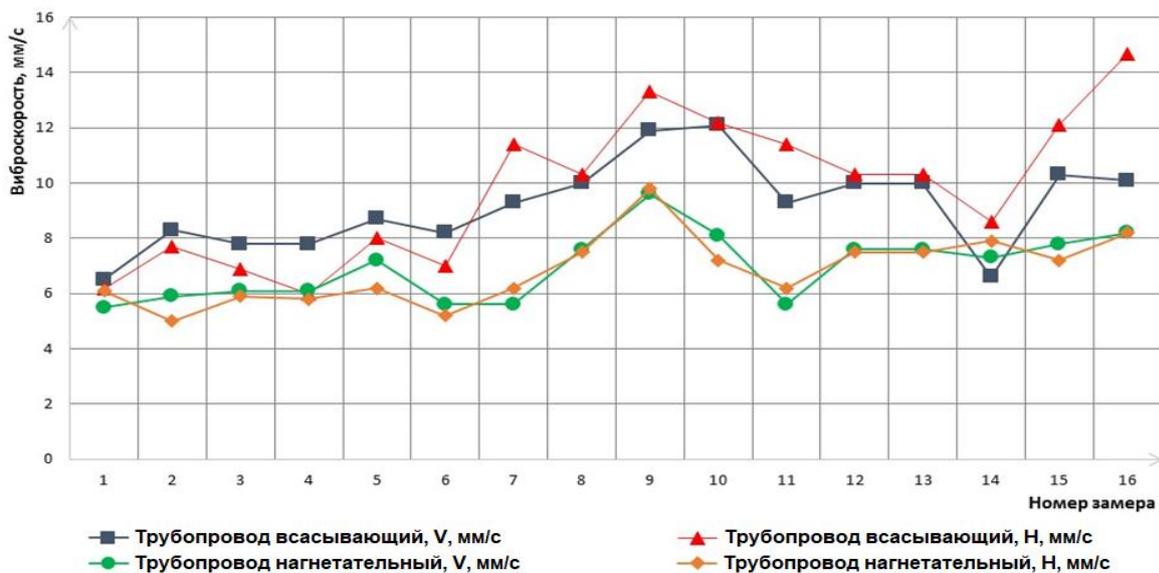
Во второй главе, на основе промышленных данных, определены причины вибрации насосных агрегатов магистральных трубопроводов и трубопроводов их обвязки.

Как показывает ряд исследований, колебания трубопроводов оказывают большое влияние на уровень вибрации насосного агрегата. Резонанс всасывающего и нагнетательного участков трубопроводов обвязки в ряде случаев является актуальной проблемой для подпорных насосных агрегатов, работающих в системе магистрального транспорта нефти и нефтепродуктов. Так, по результатам вибродиагностики горизонтальных подпорных насосных агрегатов, на протяжении длительного срока наблюдения отмечены повышенные значения виброскорости. Вибрация замерялась на одной из нефтеперекачивающих станций (НПС) в период с 2007 по 2012 гг. на опорах переднего и заднего подшипников насоса в вертикальном, горизонтальном и аксиальном направлениях, а также на приемном и выкидном трубопроводах в вертикальном и горизонтальном направлениях.

Повышенные значения виброскорости наблюдаются на переднем и заднем подшипниках насоса в вертикальном и аксиальном направлениях (Рисунок 1, а). Так, на заднем подшипнике насосного агрегата виброскорость достигает 18 мм/с, когда норма составляет 7,1 мм/с. Вибрация подшипников в горизонтальном направлении находится в пределах допустимой нормы. Резкое снижение уровня вибрации насоса в четвертом и четырнадцатом замере связано с отработкой режимов работы (пуск, остановка, переход с одного работающего агрегата на другой), проводившихся в эти моменты времени.



а



б

V – вертикальное направление; H – горизонтальное направление; A – аксиальное направление

Рисунок 1 – Результаты замеров вибрации насосного агрегата НМП 5000-90 на:

а) подшипниках; б) трубопроводах обвязки

На всасывающем трубопроводе наибольшие значения виброскорости наблюдаются в горизонтальном и вертикальном направлениях и достигают 15 мм/с и 12 мм/с соответственно (Рисунок 1, б).

Ситуация аналогична на протяжении всего периода измерений для всех трёх насосных агрегатов. Анализ замеров вибрации данных насосных агрегатов и трубопроводов обвязки за период с 2007 по 2012 годы, показал, что они существенно превышают норму.

Повышенная вибрация трубопроводов обвязки как подпорных, так и основных магистральных насосных агрегатов, как показали результаты проведенных исследований, наблюдается на ряде других НПС, вызывая тем самым и повышенную вибрацию самих насосных агрегатов. Основные частоты вибрации подпорного насосного агрегата НМП 5000-90 с частотой вращения ротора 1000 об/мин приведены в Таблице 1.

Таблица 1 – Основные частоты вибрации подпорного насосного агрегата НМП 5000-90

| № п/п | Частота, f_{pi} , Гц | Наименование |
|-------|------------------------|-------------------------------------|
| 1 | 16,67 | Основная роторная частота |
| 2 | 33,33 | Вторая гармоника роторной частоты |
| 3 | 116,69 | Лопаточная частота рабочего колеса |
| 4 | 233,38 | Вторая гармоника лопаточной частоты |

Основные частоты собственных колебаний всасывающей и нагнетательной линий (Таблица 2) определены в результате расчета в соответствии с ГОСТ 32388-2013, а также подтверждаются модальным расчетом, проведенным в программном комплексе ANSYS и данными вибродиагностики насосного агрегата и трубопроводов обвязки.

Таблица 2 – Частоты собственных колебаний трубопроводов обвязки

| Номер гармоники | Частота колебаний всасывающей линии, f_{0vi} , Гц | Частота колебаний нагнетательной линии, f_{0ni} , Гц |
|-----------------|---|--|
| 1 | 13,03 | 9,63 |
| 2 | 26,06 | 19,26 |
| 3 | 34,50 | 25,50 |
| 4 | 69,00 | 51,00 |

Основным средством обеспечения вибропрочности трубопровода является отстройка собственных частот f_0 от частот возбуждающих нагрузок f_{pi} . При этом должно выполняться условие:

$$f_0 / f_p \leq 0,75 \text{ и } f_0 / f_p \geq 1,3. \quad (1)$$

Оценивая собственные частоты трубопроводов обвязки и возмущающие частоты вибрации, становится видно, что повышенная вибрация системы «насос – трубопроводы обвязки» вызвана тем, что основные частоты возбуждения – оборотная (16,67 Гц) и двойная оборотная (33,33 Гц) являются определяющими в спектре частот вибрации трубопроводов и приводят к резонансу, вызванному совпадением собственных частот конструкции трубопровода на горизонтальном участке с частотами возмущающих сил.

Наиболее характерной резонансной частотой для всасывающей линии являются $f_{0\text{вз}} = 34,50$ Гц при частоте возбуждения $f_{p2} = 33,33$ Гц. Отношение собственной и возмущающей частот при этом составляет $f_{0\text{вз}}/f_{p2} = 1,04 \approx 1$, что и вызывает резонансные колебания.

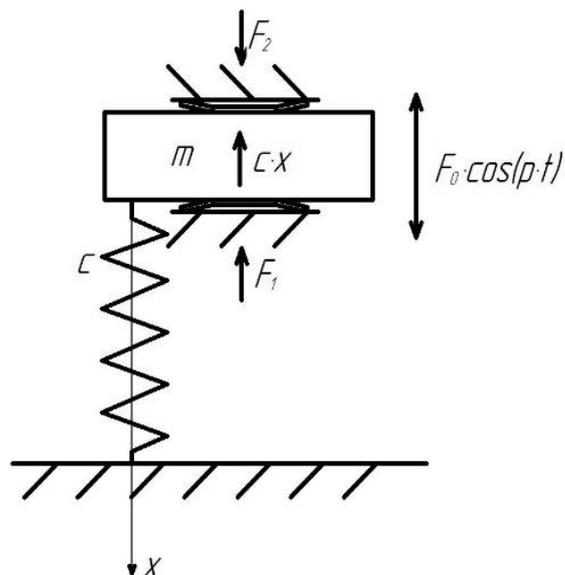
Собственными частотами для нагнетательной линии являются $f_{0\text{н2}} = 19,26$ Гц при частоте возбуждения $f_{p1} = 16,67$ Гц и $f_{0\text{н3}} = 25,50$ Гц при частоте возбуждения $f_{p2} = 33,33$ Гц. Отношение собственных и возмущающих частот при этом составляет $f_{0\text{н2}}/f_{p1} = 1,16$, $f_{0\text{н3}}/f_{p2} = 0,77$, что попадает в зону резонанса согласно условию (1).

Таким образом, рассматривая вибрационное состояние всей системы «насос – трубопровод» как взаимосвязанный и тесно переплетенный полигармонический процесс, можно сделать вывод как о влиянии вибрации насоса на колебания трубопроводов обвязки, так и обратном воздействии.

В третьей главе определены принципы работы систем с заданными силовыми характеристиками для снижения вибрации трубопроводов обвязки.

Создание виброизоляторов, позволяющих повысить отношение f_p/f_0 до уровня больше $\sqrt{2}$ (согласно ГОСТ 32388-2013), представляется весьма перспективным с точки зрения эффективного гашения колебаний за счет ухода от резонанса. Это возможно при снижении собственных частот системы «всасывающий трубопровод – виброизолятор», что может быть достигнуто применением пассивного виброизолятора с отрицательной жесткостью. При этом необходимо учитывать возможность попадания системы «всасывающий трубопровод – виброизолятор» в резонанс с другими возмущающими частотами. Для ухода от резонанса полученная собственная частота колебаний рассматриваемой системы должна либо оказаться в промежутке между возмущающими частотами, либо быть ниже меньшей из них, с учетом условия (1).

При сочетании участка трубопровода с положительной жесткостью и виброизолятора с отрицательной жесткостью, на силовой характеристике системы «трубопровод – виброизолятор» получен рабочий участок с квазинулевой жесткостью, что обеспечивает снижение частот собственных колебаний. При работе на данном участке (с предварительным поджатием) снижается жесткость всей системы «трубопровод – виброизолятор».



Участок трубопровода, который попал в резонансный режим, смоделирован массой $m = 0,5$ кг, расположенной на пружине жесткостью $c = 22800$ Н/м (Рисунок 2). Рисунок 2 – Схема моделируемой обвязки

Тарельчатые пружины с участком отрицательной жесткости, применяемые в качестве виброизолятора, сверху и снизу поджимаются к массе m . При отношении полной высоты внутреннего конуса тарельчатой пружины к его толщине большем $\sqrt{2}$ получена отрицательную жесткость.

Вынуждающая сила F_0 создается электродвигателем с частотным регулированием (Рисунок 3), что позволяет добиться резонанса с собственной частотой модели $f_0 = 34$ Гц, определяемой по классической зависимости.

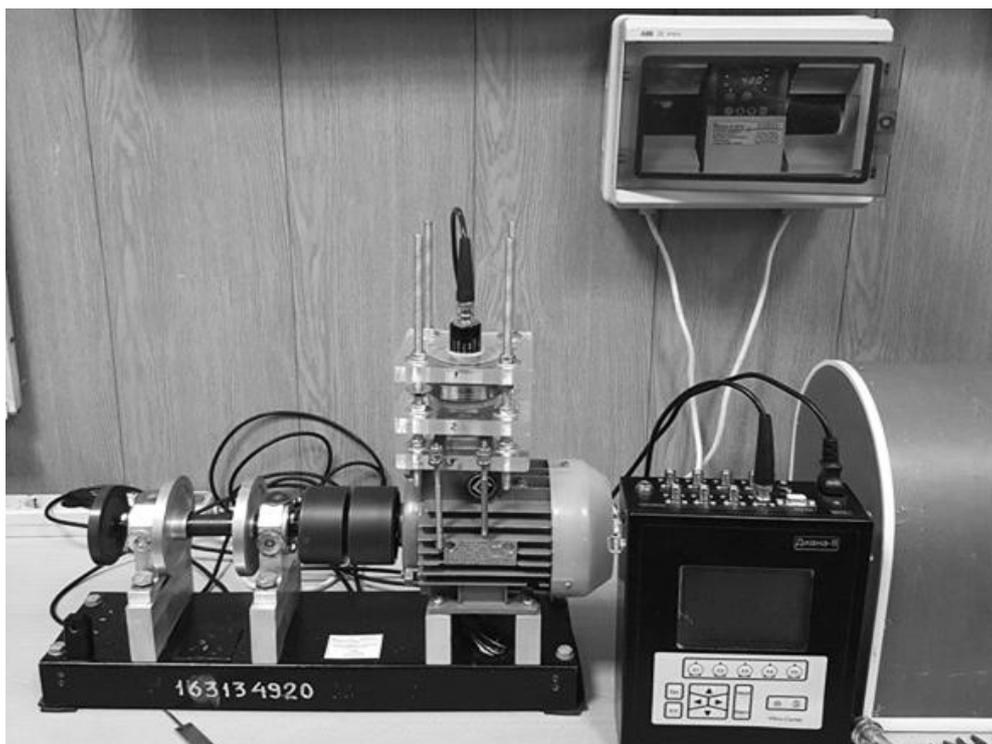


Рисунок 3 – Экспериментальная установка

При проведении эксперимента без тарельчатых пружин (без виброизолятора) при вращении ротора с частотой 34 Гц значение виброскорости составило 23,4 мм/с.

Теоретическая и экспериментально замеренная силовые характеристики пружин, применявшихся в ходе эксперимента, представлены на Рисунке 4.

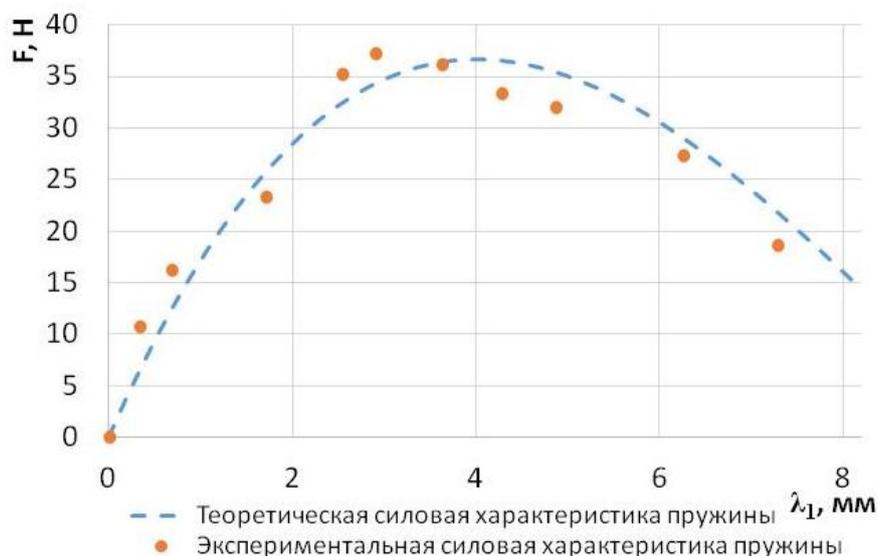


Рисунок 4 – Силовая характеристика тарельчатой пружины

При поджатии тарельчатых пружин на $\lambda_1 = 6$ мм до участка отрицательной жесткости резонанс возникает на частоте $f_{01} = 24,16$ Гц, а значение виброскорости составляет 14,5 мм/с.

Суммарная характеристика при этом определяется согласно схеме, представленной на рисунке 2, по следующей формуле:

$$F_c = c \cdot x + F_1 - F_2, \quad (2)$$

где F_1, F_2 – силовые характеристики 1 и 2 пружин соответственно;

x – координата защищаемого объекта, м.

На рабочем участке $F_c \approx 0$.

Суммарная силовая характеристика системы «защищаемый объект – виброизолятор» представлена на Рисунке 5. Жесткость системы при этом снижается до $c_1 \approx 13000$ Н/м. Собственная частота системы «защищаемый объект – виброизолятор» при этом равна $f_0 = 25,30$ Гц. Защищаемый объект при этом выходит из зоны резонанса.

Применение таких систем для снижения вибрации трубопроводов позволит снизить частоты их собственных колебаний, что, в свою очередь, обеспечивает выполнение условия (1).

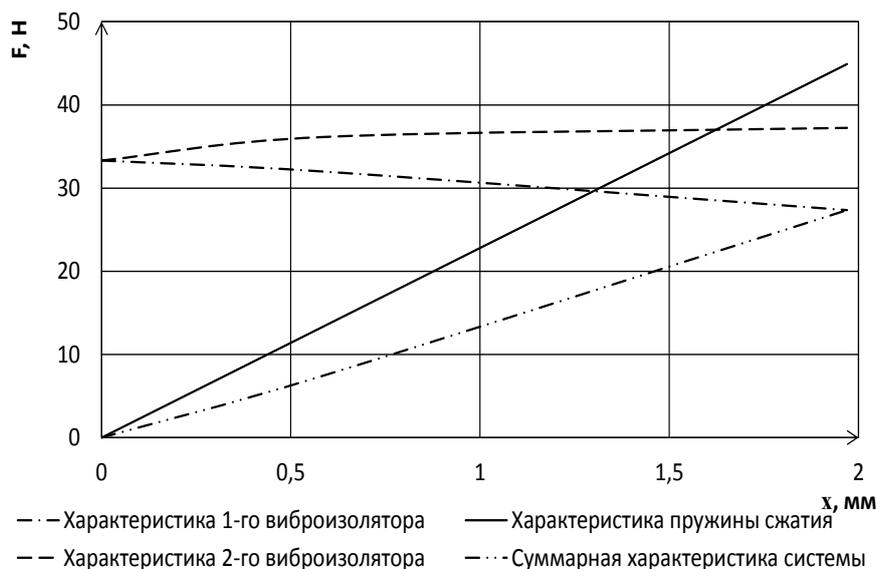


Рисунок 5 – Характеристика системы «защищаемый объект – виброизолятор с отрицательной жесткостью»

Кроме того, достаточно простой задачей представляется получение соотношения $f_p/f_0 > \sqrt{2}$, в результате чего меньше 1 становится коэффициент передачи силы K_c , что является критерием эффективности виброзащитных систем по ГОСТ 32388-2013.

В качестве другого метода гашения вибрации трубопроводов обвязки предлагаем применять виброзащитные системы пассивного типа, имеющие силовые характеристики с петлями гистерезиса, которые также, как и предложенная система с отрицательной жесткостью, снижают жесткость системы «трубопровод – виброизолятор» и могут быть использованы для гашения вибрации обвязки. Колебания приемного трубопровода при этом определяются дифференциальным уравнением:

$$m \cdot x'' + (q \cdot F_*) \cdot \text{sign}(x') + F_* \cdot \text{sign}(x) = -c \cdot x + F_0 \cdot \cos(f_p \cdot t), \quad (3)$$

где m – масса защищаемого от вибрации объекта, кг;

x – координата защищаемого объекта, м;

F_0 – амплитуда вынуждающей силы, Н;

t – время, с;

c – коэффициент жесткости, определяемый самим трубопроводом, Н/м.

F_* – восстанавливающая сила без учета сил трения;

q – коэффициент, определяющий высоту петли гистерезиса ($0 \leq q \leq 1$).

Силовая характеристика подобной системы представлена на Рисунке 6.

При определенных значениях F_* , q происходит резкое уменьшение амплитуды колебаний (Рисунок 7).

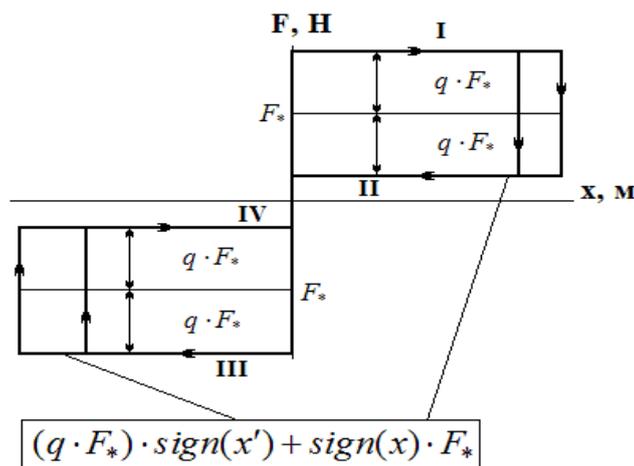


Рисунок 6 – Силовая характеристика с петлями гистерезиса прямоугольной формы

Вместе с тем, несмотря на общее снижение жесткости, в целом силовая характеристика системы «трубопровод – виброизолятор» остается растущей из-за трубопровода, колеблющегося в данном случае как масса на пружине.

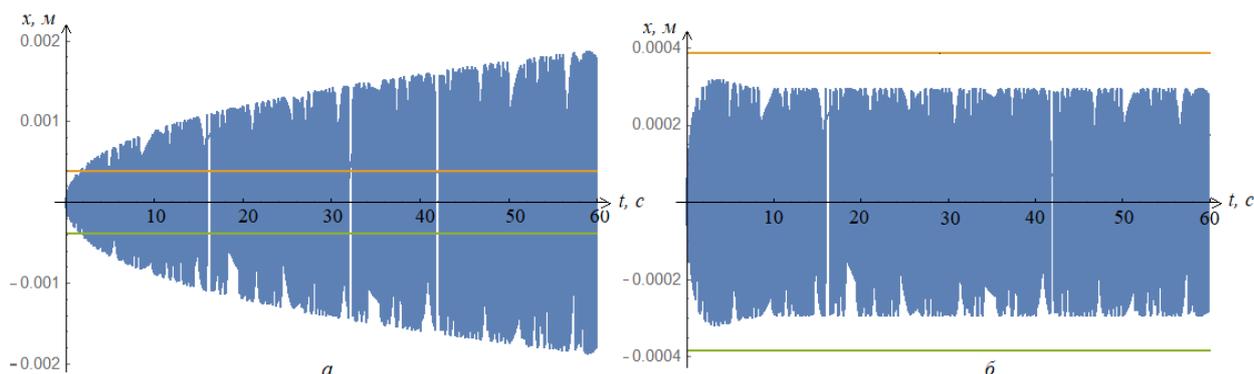


Рисунок 7 – Вибрации трубопровода при применении виброзащитных систем, имеющих силовые характеристики с петлями гистерезиса прямоугольной формы: а) $q=0,1$ и $F_*=515$ Н; б) $q=0,1$ и $F_*=509$ Н. Прямыми указаны максимально допустимые нормы вибрации, м

В пределах рабочего диапазона виброизолятора с квазинулевой жесткостью при этом наблюдается некоторое снижение жесткости системы «трубопровод – виброизолятор» благодаря более пологой характеристике. Несмотря на то, что при этом отношение f_p/f_0 становится больше 1, достаточно сложно сделать $f_p/f_0 > \sqrt{2}$. Подобное достижимо лишь в тех случаях, когда соотношение частот f_p/f_0 и так достаточно близко к указанным пределам.

Таким образом, для обеспечения отстройки собственных частот f_0 от частот возбуждающих нагрузок f_p виброзащитные системы с петлями гистерезиса могут применяться лишь в случаях, когда вибрации трубопровода не вызваны резонансом, либо соотношение частот f_0/f_p , согласно условию (1), близко к 0,75. В ситуации

же, когда $f_p / f_0 \approx 1$, применение виброзащитных систем с петлями гистерезиса для гашения колебаний не даст необходимого эффекта.

В четвертой главе разработан алгоритм определения величины отрицательной жесткости виброзащитной системы для заданного участка трубопроводной обвязки при частотах, близких к резонансным и предложены конструкции систем с заданными силовыми характеристиками для гашения колебаний обвязки насосного агрегата.

Для нахождения величины отрицательной жесткости виброзащитной системы для заданного участка трубопроводной обвязки необходимо определить:

- частоты собственных колебаний и жесткость трубопроводов обвязки;
- возмущающие частоты вибрации насосного агрегата;
- необходимую частоту колебаний системы «трубопровод – виброизолятор», на которой не будет наблюдаться резонанс, исходя из условия (1) и возмущающих частот насосного агрегата;

- по классической зависимости жесткость системы «трубопровод – виброизолятор», исходя из заданной частоты колебаний данной системы;

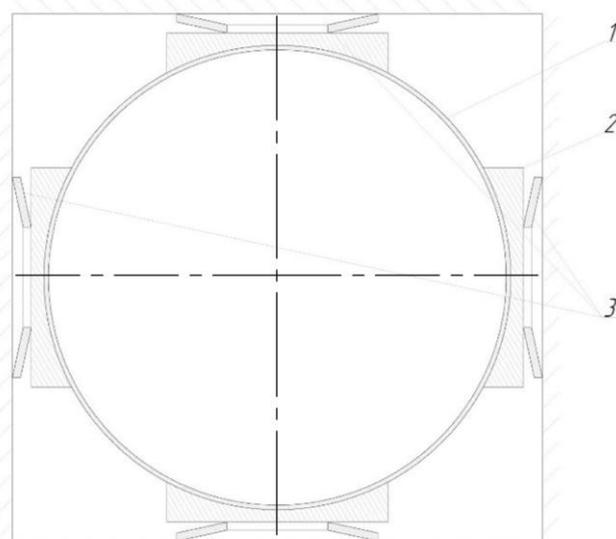
- значение отрицательной жесткости, создаваемой в рассматриваемой системе виброизолятором.

В предлагаемой виброзащитной системе в качестве вертикальной пружины и соответствующей ей «положительной» жесткости применяется всасывающий трубопровод. Участок же отрицательной жесткости обеспечивается поджатыми тарельчатыми пружинами.

Силовая характеристика (зависимость восстанавливающей силы от перемещения) тарельчатой пружины определена по формуле (2).

Параметры пружины подобраны таким образом, чтобы ее характеристика имела отрицательно направленный участок, находящийся в рабочем диапазоне. Схема установки пружин по сечению трубопровода представлена на Рисунке 8.

Пружины предварительно поджимаются до попадания в рабочий диапазон. Таким образом,



1 – сечение трубопровода; 2 – места установки тарельчатых пружин; 3 – тарельчатые пружины

Рисунок 8 – Схема виброзащитной системы с отрицательной жесткостью на основе тарельчатых пружин для гашения колебаний участка обвязки насосного агрегата

временно по одной оси на трубопровод действуют две тарельчатые пружины, восстанавливающие силы которых имеют противоположно направленные векторы. Сумма их силовых характеристик создает «отрицательную» жесткость в пределах амплитуды колебаний трубопровода. Сложив соответствующую силовую характеристику трубопровода с силовыми характеристиками пружин, получаем суммарную силовую характеристику системы «трубопровод – виброизолятор с отрицательной жесткостью» (Рисунок 9).

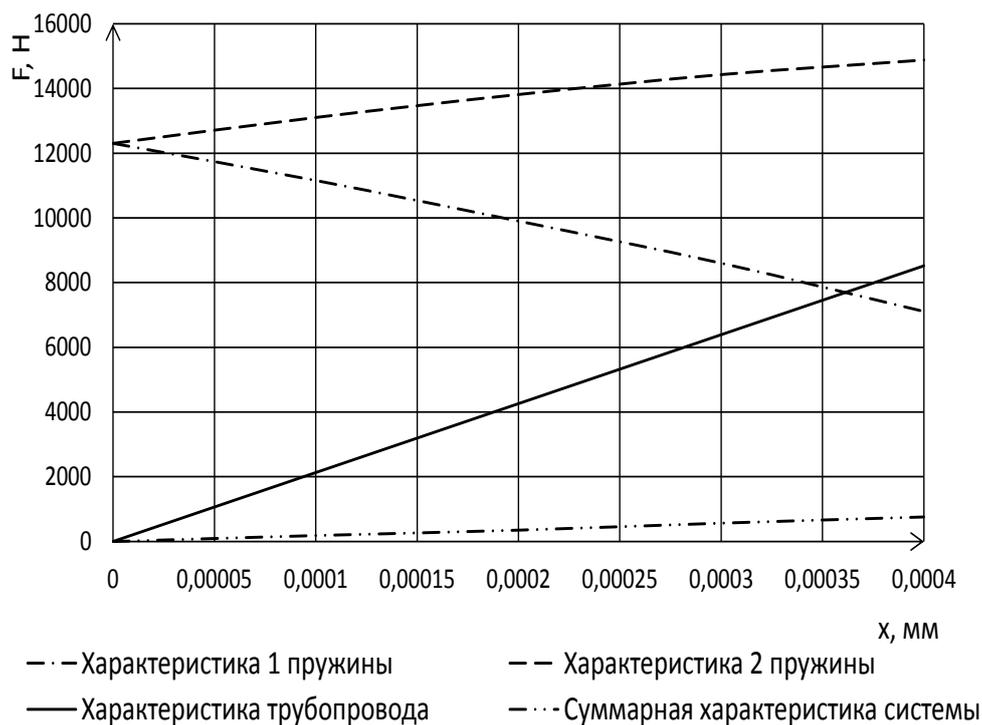


Рисунок 9 – Силовая характеристика системы «трубопровод – виброизолятор с отрицательной жесткостью»

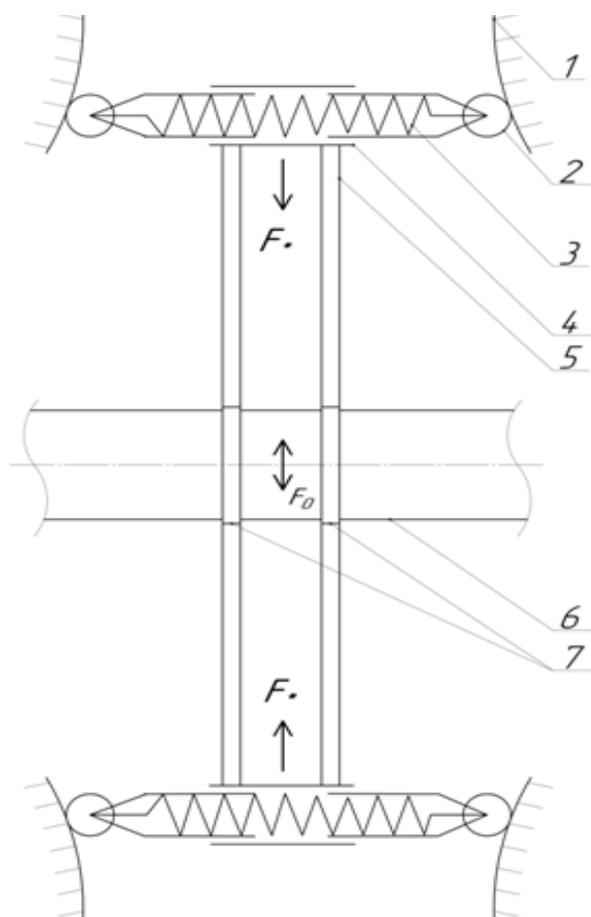
Данная силовая характеристика построена при движении рассматриваемого участка обвязки в процессе колебаний в сторону, обратную вектору $c \cdot x$ на Рисунке 2.

Применение описанных тарельчатых пружин для гашения вибрации всасывающего трубопровода насосного агрегата НМП 5000-90 снижает коэффициент жесткости системы «трубопровод – виброизолятор» до $c_c = 1800000$ Н/м, снижая тем самым собственную частоту его колебаний до $f_{0c} = 9,50$ Гц и выводя его из зоны резонанса. Отношение собственной и возмущающей частот составляет $f_{0c}/f_{p2} = 0,285$, условие (1) выполняется. Обратная частота насосного агрегата $f_{p1} = 16,67$ Гц при этом также не попадает в зону резонанса: $f_{0c}/f_{p1} = 0,57$.

Система с отрицательной жесткостью (как и в целом с заданными силовыми характеристиками) может быть получена также на основе системы, представленной на Рисунке 10.

В качестве упругого элемента выбрана пружина сжатия 3, которая перемещается перпендикулярно оси направляющих специального профиля 1 с помощью катковых опор 2. Пружина сжатия через жесткую связь 5 соединена с трубопроводом 6.

Форму направляющих при этом необходимо рассчитывать для каждого случая отдельно. Расчетная схема представлена на Рисунке 11.



1 - направляющие специального профиля; 2 - катковая опора; 3 - пружина сжатия; 4 - направляющий стакан; 5 - жесткая связь; 6 - трубопровод; 7 - хомуты; F_0 - вынуждающая сила; F_* - восстанавливающая сила

Рисунок 10 - Виброзащитная система с отрицательной жесткостью на основе направляющих специальной формы

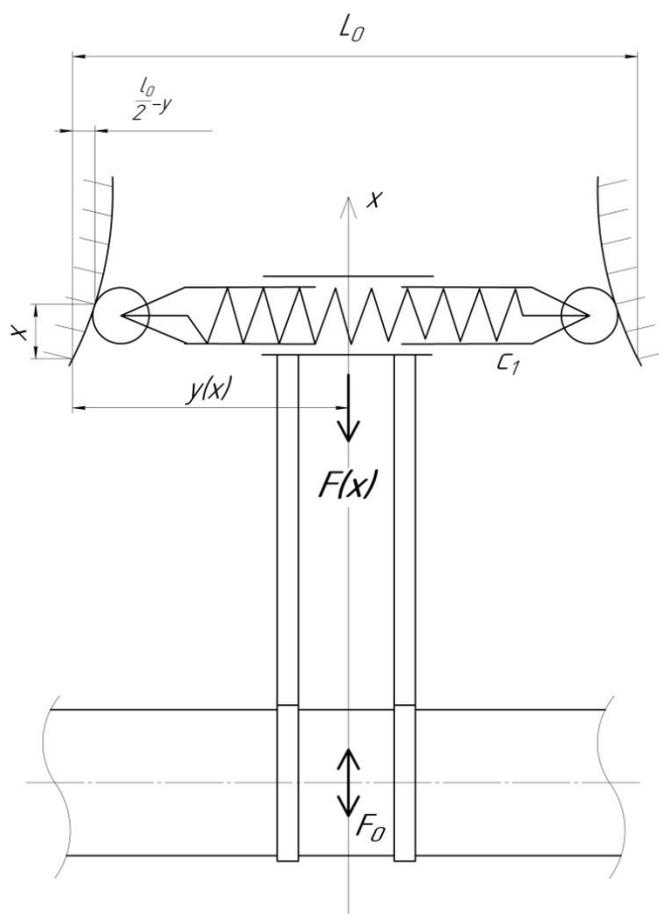


Рисунок 11 - Схема виброзащитной системы с отрицательной жесткостью на основе направляющих расчетной формы

Амплитуду восстанавливающей силы $F(x)$ определяем по формуле:

$$F(x) = -\frac{\partial \Pi}{\partial x}, \quad (4)$$

где $\Pi = \frac{c_1}{2} (l_0 - 2y)^2$ – потенциальная энергия упругого элемента;

c_1 – коэффициент жесткости пружины;

y – функция, определяющая форму направляющих;

l_0 – длина ненапряженной пружины.

В рассматриваемом случае длина ненапряженной пружины l_0 больше длины пружины L_0 в нулевом положении ($x=0$).

Так как функция y зависит только от координаты x , то можно свести дифференциальное уравнение в частных производных к обыкновенному дифференциальному уравнению:

$$F(x) = -2c_1(2y - l_0) \frac{dy}{dx}. \quad (5)$$

Начальное условие для данного дифференциального уравнения: при $x_0=0$ $y_0=L_0/2$.

Решая дифференциальное уравнение (5), получаем форму направляющих, определяемую функцией y для заданной силы $F(x)$ (Рисунок 12):

$$y = \frac{c_1 \cdot l_0 - \sqrt{-2c_1 \cdot D_0 + c_1^2 \cdot l_0^2}}{2c_1}, \quad (6)$$

где $D_0 = \frac{c_* \cdot x^2}{2} - bx + c_1 l_0 L_0 - \frac{c_1 \cdot L_0^2}{2}$.

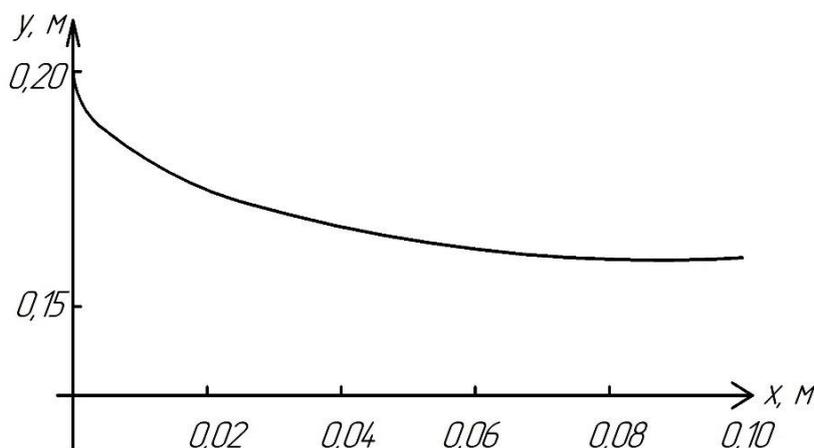


Рисунок 12 – Профиль направляющих для виброзащитной системы с отрицательной жесткостью

Профиль направляющих рассчитывался для создания величины отрицательной жесткости $c_n = 19558000$ Н/м, при которой жесткость системы

«трубопровод – виброизолятор» становится аналогичной виброизолятору на основе тарельчатых пружин – $c_c = 1800000 \text{ Н/м}$.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ

1. Установлено, что наиболее распространенными виброзащитными системами для трубопроводной обвязки насосных агрегатов магистральных нефтепроводов являются пружины сжатия и динамические гасители колебаний. Однако, их применение для снижения вибрации трубопроводов обвязки в условиях резонанса не является достаточно эффективным.

2. На основе анализа вибрации и режимов работы насосных агрегатов марок НМ 10000-210 и НМП 5000-90 установлено, что в ряде случаев причинами повышенных колебаний является резонанс между возмущающими частотами данных насосных агрегатов и собственными частотами трубопроводов обвязки.

3. Установлено, что применение в условиях резонанса трубопроводов обвязки с возмущающими частотами насосного агрегата виброзащитных систем с отрицательной жесткостью позволяет снизить собственные частоты колебаний защищаемого объекта и вывести его из зоны резонанса. По результатам эксперимента на модели исследуемой обвязки установлено, что на резонансной частоте 34 Гц при применении предлагаемой виброзащитной системы величина виброскорости понижена с 23,4 мм/с до 5,9 мм/с. Применение виброзащитных систем, имеющих силовую характеристику с петлями гистерезиса, целесообразно в случаях, когда вибрации трубопровода не вызваны резонансом.

4. Разработан алгоритм определения величины отрицательной жесткости виброзащитной системы для заданного участка трубопроводной обвязки при частотах, близких к резонансу, включающий в себя нахождение необходимой частоты колебаний системы «трубопровод – виброизолятор» из условия отстройки от резонанса, ее жесткости и необходимого значения отрицательной жесткости. На его основе разработаны пассивные виброизоляторы с отрицательной жесткостью в двух вариантах: на основе тарельчатых пружин и на основе упругого элемента, перемещающегося вдоль направляющих расчетной формы перпендикулярно их оси. Теоретически доказано, что предложенные системы с отрицательной жесткостью позволяют снизить собственную частоту всасывающего трубопровода насосного агрегата НМП 5000-90 с 34,50 Гц до 9,50 Гц, что обеспечит вывод трубопроводов обвязки из зоны, близкой к резонансу с возмущающими частотами насоса.

Основные работы, опубликованные по материалам диссертации

- публикации в рецензируемых журналах, утвержденных ВАК РФ:

1. Токарев, А.П., Валеев, А.Р., Зотов, А.Н. Снижение вибрации трубопроводной обвязки насосов на нефтеперекачивающих станциях при помощи виброизоляторов с отрицательной жесткостью. // Транспорт и хранение нефтепродуктов и углеводородного сырья. 2018. №3. С. 32-36.
2. Токарев, А.П., Зотов, А.Н. Применение пассивных виброизоляторов с отрицательной жесткостью для магистральных насосных агрегатов// Нефтегазовое дело. 2017. Том 15. №1. С. 133-139.
3. Токарев, А.П., Зотов, А.Н. Применение виброзащитных систем пассивного типа, имеющих силовые характеристики с петлями гистерезиса прямоугольной формы, для магистральных насосных агрегатов. // Проблемы сбора, подготовки и транспорта нефти и нефтепродуктов. 2017. № 1 (107). С. 48-59.
4. Токарев, А.П., Новоселова, Л.П. Контроль КПД магистральных насосов как метод оценки их энергопотребления и работоспособности. // Транспорт и хранение нефтепродуктов и углеводородного сырья. 2012. № 2. С. 38-42.

- публикации в изданиях, включенных в международные базы *Web of Science* и *Scopus*:

5. Tokarev A., Zotov A., Valeev A. The application of passive vibroprotective systems having power characteristics with hysteresis loops of rectangular shape for the main pumping units. *Dynamics and Vibroacoustics of Machines (DVM2016)* // *Procedia Engineering*, № 176 (2017). pp. 118 – 127.
6. Valeev, A., Zotov A., Tokarev A. Study of application of vibration isolators with quasi-zero stiffness for reducing dynamics loads on the foundation. *Dynamics and Vibroacoustics of Machines (DVM2016)* // *Procedia Engineering*, № 176 (2017). pp. 137 – 143.

- материалы различных конференций

7. Токарев, А.П. Снижение вибрации трубопроводной обвязки в условии резонанса применением виброзащитной системы с отрицательной жесткостью. // Трубопроводный транспорт - 2018 Материалы XIII Международной учебно-научно-практической конференции. Уфа, 2018. С.417-419.
8. Токарев, А.П. Применение виброзащитных систем пассивного типа для гашения вибрации обвязки насосных агрегатов. // Трубопроводный транспорт – 2016 Материалы XI Международной учебно-научно-практической конференции. Уфа, 2016. С. 426-428.
9. Токарев, А.П. Виброзащитные системы с петлями гистерезиса прямоугольной формы для снижения колебаний насосных агрегатов // Трубопроводный транспорт –

2016 Материалы XI Международной учебно-научно-практической конференции. Уфа, 2016. С. 428-429.

10. Токарев, А.П., Новоселова, Л.П. Влияние способа обвязки насосного агрегата на эффективность и надежность его работы. // Материалы международной научно-технической конференции «Нефтегазовая энергетика 2013». Ивано-Франковск, 2013. С. 562-563.