



МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ
ФЕДЕРАЦИИ

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
(ДГТУ)**

ЛЕКЦИИ

по дисциплине

«СИСТЕМЫ ПАРАМЕТРИЧЕСКОГО КОНТРОЛЯ НЕФТЕГАЗОВОГО КОМПЛЕКСА»

для обучающихся по направлению подготовки

15.04.04 Автоматизация технологических процессов и производств

программа магистратуры

«Автоматизация процессов и производств нефтегазового комплекса»

Ростов-на-Дону

1 АНАЛИЗ МЕТОДОВ ОЦЕНКИ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ, ПРИМЕНЯЕМЫХ ДЛЯ НЕФТЕГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩЕГО ОБОРУДОВАНИЯ ВО ВРЕМЯ ЕГО РАБОТЫ

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. Наряду с проблемами технического состояния и работоспособности агрегатов также необходимо выделить вопрос об экономии электроэнергии на перекачку. Отказ ответственного оборудования ведет к дополнительным затратам и издержкам от простоя [133].

В вопросах обеспечения надежности и эффективности эксплуатации оборудования одним из главных аспектов является диагностика его технического состояния, основанная на том, что количественные и качественные характеристики диагностических параметров являются признаками того или иного дефекта. В результате наработки статистического материала по связи между характеристиками диагностических параметров и состоянием объекта по каждому виду оборудования разрабатываются диагностические алгоритмы, включающие в себя также эталонные уровни и правила принятия решения о принадлежности объекта к тому или иному виду технического состояния [75].

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., Гумерова А.Г., Зарицкого С.П., Ишемгужина Е.И., Костюкова В.Н., Лопатина А.С., Каминского С.Г., Лисина Ю.В., Мастобаева Б.Н., Наumenко 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. и др. [10, 11, 12, 15, 17, 24, 51, 54, 57, 58, 59, 71, 118, 122, 134, 135, 157, 161, 174, 184, 191, 201, 203, 204]. Из иностранных ученых вопросами технической диагностики занимаются Randall R.B., Barszcz T., Jablonski A., Shin K., Braun S. и др.[215, 216, 217, 259, 263].

1.1 Применяемые методы для диагностирования дефектов нефтегазоперекачивающих агрегатов

Определение вида технического состояния насосного оборудования может производиться как в собранном состоянии, так и после его полной разборки. Методы технической диагностики, требующие разборки, обычно применяют при капитальном ремонте – при дефектации его элементов. В период эксплуатации насосных агрегатов применяются методы безразборной диагностики как наиболее экономичные и позволяющие получать оперативную информацию об их состоянии. Из данных методов можно выделить параметрическую и вибрационную диагностику. При этом каждый из методов диагностики отличается различной степенью достоверности и степенью оперативности использования (Рисунок 1).

Следует отметить, что на данный момент не существует метода, позволяющего достаточно достоверно и объективно идентифицировать дефекты нефтегазоперекачивающего оборудования. Существующие методы используют косвенное определение дефектов исходя из опыта эксплуатации оборудования. Также они плохо поддаются автоматизации [39, 276]. Кроме того следует отметить, что на данный момент отсутствуют методы, позволяющие определить положение дефекта в пространстве, идентифицировать дефект и узнать степень его опасности не на основе опытных или эмпирических данных, а на основе точного и фундаментального анализа.

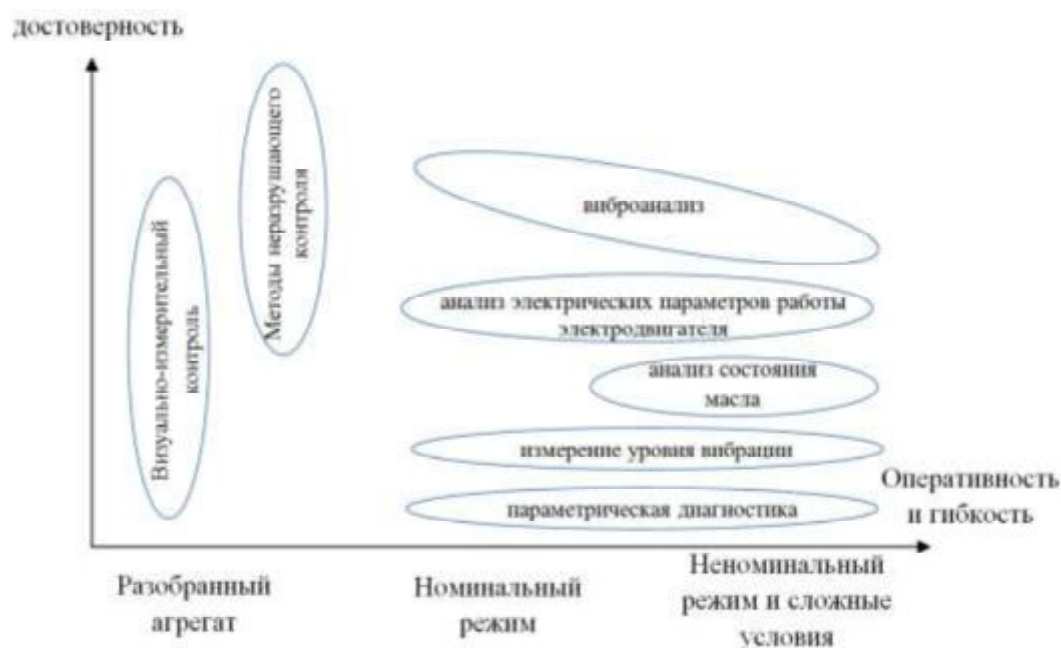


Рисунок 1 - Классификация видов технической диагностики

1.1.1 Параметрическая диагностика нефтегазоперекачивающих агрегатов

Параметрическая диагностика нефтеперекачивающего оборудования представляет собой контроль нормируемых параметров оборудования, обнаружение и идентификацию их опасных изменений. При диагностике газоперекачивающих агрегатов используется информация о мощности, расходе газа, КПД, температуре и т.д. [128, 160, 171].

При этом проводится как анализ текущих параметров, так и отслеживание параметров во времени, иначе говоря, анализ трендов. Параметрическая диагностика позволяет оперативно обнаруживать отклонения в работе оборудования. Но при параметрической диагностике невозможно определять конкретную причину нарушений работы – ее работа направлена на обнаружение последствий тех или иных изменений в работе перекачивающего оборудования. Таким образом, данный вид диагностики отличается простотой в реализации и в интерпретации данных, но не позволяет проводить детальный анализ неисправности.

1.1.2 Вибрационная диагностика газоперекачивающих агрегатов

При эксплуатации оборудования все элементы претерпевают определенные колебания, определяемые возбуждающими силами и жесткостными параметрами в локальной зоне. На последние влияют конструктивные параметры оборудования. Возбуждающие силы формируются исходя из кинематики движения различных узлов.

Абсолютно исправная машина не вибрирует, но непереносимое наличие дисбаланса и дефектов приводят к тому, что даже новое оборудование после ремонта вибрирует. Данные уровни вибрации соотносят к исправной машине, и любые отклонения характеризуют о наличии дефектов или неоптимальной работе перекачивающего оборудования. [18, 60, 204].

Стоит отметить, что вибродиагностика проводится в несколько уровней [128, 191].

Первым, низшим уровнем вибродиагностики является контроль общего уровня вибрации. В этом случае проводится измерение уровня вибрации в определенном спектре, и определяется среднеквадратичное значение, которое сравнивается с эталонным. В России приняты следующие состояния оборудования, установленные нормативными документами: «недопустимое», «допустимое», «удовлетворительное» и «хорошее». В соответствии с этим измеряемое среднеквадратичное значение виброскорости сравнивается с пороговыми значениями для конкретного оборудования в определенном режиме работы и определяется его техническое состояние [62].

Нормативные уровни интенсивности вибрации нефтяных магистральных насосов представлены в нормативной документации [170]. Точки измерения являются строго заданными (подшипниковые узлы, корпус, опоры). Нормы для электродвигателей представлены в [166]. Другие нормы можно видеть в [65]. Для газоперекачивающих агрегатов используются нормы полосовых установок ПАО «Газпром» [53]. Однако в данном документе есть описание только

допустимых значений границ областей среднеквадратичного значения виброскорости, а также общей виброскорости при наличии дефектов в ранней стадии развития, возможности появления вторичных дефектов, наличия развитых дефектов.

Очевидно, данный уровень вибродиагностики применим только для оценки общего уровня вибрации и наличия критических дефектов. Развитием данного метода является контроль изменения уровня вибрации во времени (анализ трендов).

Второй уровень вибродиагностики включает спектральный анализ вибрации, разложенной по различным частотам. Данный подход более информативен, поскольку позволяет определить частоты колебания дефекта и, соответственно, оценивать какой из элементов оборудования вибрирует [145].

Для выявления причин вибрации оборудования и оценки состояния отдельных его узлов в основном применяется спектральный метод анализа вибросигналов, основанный на первичном преобразовании Фурье. Преимуществом анализа в полосах частот с относительно постоянной шириной является возможность представления на одном графике широкого частотного диапазона с достаточно узким разрешением на низких частотах. Разрешение в области высоких частот (характерных как для гидрогазодинамической вибрации различной природы, так и для газотурбинных приводов) ухудшается с повышением частоты.

При этом спектральная вибродиагностика имеет и определенные недостатки. Во-первых, данный метод чувствителен к стабильности источника вибрации. При нестабильном источнике происходит искажение при преобразовании Фурье, и вместо пика на спектре, получается широкая размытая полоса, не позволяющая проводить диагностику. В частности, такой проблемой характеризуются источники вибрации гидрогазодинамического характера – в этом случае наблюдается высокий уровень шумов во всем диапазоне. Во-вторых, за счет резонансов или затухания сигнала может наблюдаться его модуляция как

частотная, так и амплитудная. Таким образом, исходная информация для анализа искажается и затрудняется проведение диагностики. В-третьих, спектральная вибродиагностика отличается высоким уровнем шумов, среди которых могут быть потеряны полезные сигналы, и дефект будет обнаружен, когда состояние станет критическим. В-четвертых, спектральная вибродиагностика требует знания о нормальных и пороговых уровнях вибрации оборудования для идентификации дефекта на каждой частоте, иначе говоря, дефектную карту. Это значит, что спектральная вибродиагностика возможна только при наличии длительной опытной наработки оборудования и информационной базе о дефектах [26].

При третьем уровне вибродиагностики проводится анализ изменения спектра вибрации во времени, совместно с прогнозированием технического состояния оборудования, а также оценка остаточного ресурса. Это позволит проводить более эффективное планирование обслуживания агрегата. Однако данный уровень требует еще больше информации о наработке оборудования, зачастую эта информация является индивидуальной для каждого агрегата [16, 21].

1.1.3 Диагностика газоперекачивающих агрегатов на основе анализа состояния масла

Известен метод диагностики на основе анализа масла, но он пока не получил широкого распространения в России. Анализ масла позволяет получить достоверную информацию о техническом состоянии подшипников, уплотнений, состояния смазки, эффективности работы присадок, наличии ферромагнитных (металлических) и неферромагнитных включений, обводнения, параметров вязкости и качества смазки. Однако неполный спектр диагностируемых дефектов не позволяет использовать данный метод в виде основного [128, 212].

Данный метод использует то обстоятельство, что во время работы контактных пар, в первую очередь подшипников, торцевых уплотнений

происходит износ поверхностей, абразив микроскопических частиц металла, которые вымываются вместе с маслом. Анализ состава и интенсивности образования данных частиц позволяет определить вид дефекта и степень его опасности.

В целом, достоинством метода является возможность обнаружения зарождения дефекта еще на ранней стадии. Однако в контексте нефтегазоперекачивающего оборудования данный метод позволяет анализировать очень малый перечень узлов и дефектов, что не позволяет использовать его в качестве основного.

1.1.4 Диагностика газоперекачивающих агрегатов по электрическим параметрам электродвигателя

Методы диагностики электродвигателя по электрическим параметрам электромагнитных полей позволяют достаточно полно анализировать его состояние и некоторые общие параметры всего агрегата (например дисбаланс). Однако для нефтеперекачивающих агрегатов внимание, как правило, смещается больше на состояние насоса. И, очевидно, данные методы не позволяют диагностировать весь агрегат [154].

1.2 Опыт диагностики нефтеперекачивающего оборудования во время его эксплуатации в ПАО «Транснефть»

Рассмотрим техническую диагностику нефтеперекачивающего оборудования в России на примере ПАО «Транснефть», в которой сосредоточено большое количество насосного оборудования.

Техническая диагностика нефтеперекачивающего оборудования в ПАО «Транснефть» во время эксплуатации рассматривается в разрезе проведения диагностических контролей с использованием параметрических и

виброакустических критериев. В ПАО «Транснефть» диагностика разделяется на оперативную, плановую и внеплановую [163].

Перечень видов контроля, которые должны выполняться в ПАО «Транснефть» в режиме эксплуатации, приведены в РД-19.100.00-КТН-084-12 [164]. Различные дополнительные указания приведены в РД-23.080.00-КТН-063-11 [165].

Основным методом обследования при эксплуатации насоса является виброобследование. Согласно вышеуказанной нормативной документации анализируемым параметром является среднеквадратичное значение виброскорости в интервале частот 10-1000 Гц.

Причины вибрации насосных агрегатов в ПАО «Транснефть» представлены РД 153-39ТН-008-96 "Руководство по организации эксплуатации и технологии технического обслуживания и ремонта оборудования и сооружений нефтеперекачивающих станций" [163].

1.3 Техническая диагностика газоперекачивающих агрегатов в ПАО «Газпром»

В настоящее время для диагностики газоперекачивающих агрегатов практикуются в основном следующие методы неразрушающего контроля текущего технического состояния (Рисунок 2). [86, 128]:

- вибрационная диагностика;
- параметрическая диагностика;
- анализ состояния масла;

Наибольший объем диагностирующей информации приходится на вибрационную диагностику. С ее помощью может быть обнаружено порядка 60% всех дефектов, и она пригодна практически для всех элементов газоперекачивающего агрегата. Оставшиеся дефекты обычно диагностируют с

помощью параметрической диагностики и анализа состояния масла – соответственно по порядку 20% от общего количества неисправностей [192].

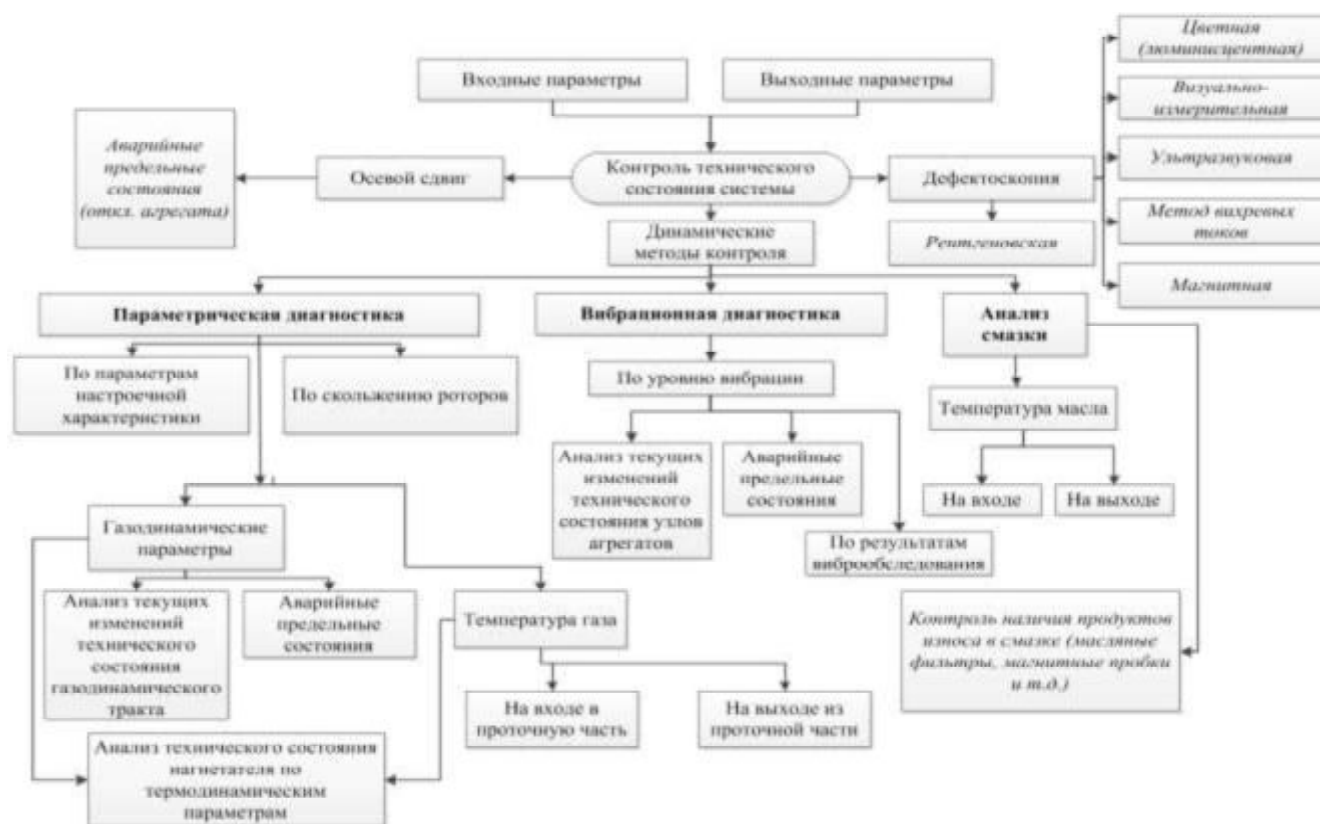


Рисунок 2 – Систематизация методов контроля технического состояния ГПА

1.4 Перспективные методы технической диагностики перекачивающего оборудования во время его эксплуатации

1.4.1 Техническая диагностика оборудования по фактическому состоянию

В программах инновационного развития и ПАО «Транснефть», и ПАО «Газпром» и ряда других компаний уделяется большое внимание переходу от обслуживания оборудования по планово-предупредительному ремонту согласно плану-графику, на обслуживание по фактическому техническому состоянию.

Обслуживание по фактическому техническому состоянию позволит более рационально проводить обслуживание и ремонтные работы, в частности отказаться в ряде случаев от ненужного вывода оборудования на ремонт, а также перевести ремонт оборудования при появлении быстроразвивающегося дефекта. Соответственно будут использованы оптимальные сроки и даты проведения ремонта, что позволит снизить экономические затраты на эксплуатацию оборудования и повысить его долговечность [204].

В основе обслуживания по фактическому техническому состоянию находится контроль параметров оборудования в режиме реального времени или близком к этому. Это требует автоматизированных подходов к диагностированию агрегатов, а, следовательно, иметь надежные алгоритмы диагностирования, идентификации дефектов и определения их опасности. Современное развитие электроники, датчиков, контроллеров, компьютеров и программного обеспечения позволяет делать в данном направлении все большие и большие шаги.

В качестве информационной базы для реализации автоматизированных средств обслуживания по фактическому техническому состоянию используются диагностирующие карты, предоставленные заводом изготовителем и опытные данные, полученные по время наработки оборудования [204].

В большей степени современные и перспективные системы обслуживания технического состояния направлены на диагностирование подшипниковых узлов, поскольку именно подшипники значительно влияют на эксплуатационную надежность и безотказность работы перекачивающего оборудования [57].

Одним из наиболее часто выходящих из строя элементом нефтеперекачивающих и газоперекачивающих агрегатов является подшипник. Именно на подшипники на данный момент чаще всего направлены разрабатываемые системы обслуживания по фактическому техническому состоянию. Подшипники чаще всего определяют работоспособность оборудования и время между ремонтами [57, 122, 153].

Изучению разработки методов диагностики подшипников перекачивающего оборудования посвящены работы К.А. Аксенова, В.В. Атступенаса, А.В. Баркова, Г.А. Баркова, А.С. Галеева, М.Д. Генкина, А.С. Гольдина, В.Ф. Кашина, А.Ф. Нафикова, К.М. Рагульскиса, В.А. Русова, А.Г. Соколова, А.Р. Ширмана, В.Н. Силантьева, А.Б. Соловьева, А.Ю. Юркаускаса, J.S. Mitchell [5, 16, 19, 57, 59, 140, 162, 174, 204, 213, 214].

Каждый вид неисправности подшипника имеет свои отличительные признаки и характерные особенности, позволяющие диагностировать их на ранних стадиях развития, производить оценку текущего технического состояния подшипника и его остаточный ресурс с необходимой степенью достоверности [204].

Для оценки технического состояния подшипника на данный момент используется множество методов, такие как: мониторинг общего уровня вибрации (датчики вибрации обычно устанавливаются в непосредственной близости от подшипников), анализ спектра вибрации, применение метода ударных импульсов [51, 145, 228], применение различных оконных функций анализа сигнала, вейвлет-анализ и ряд других [174].

1.4.2 Применение вейвлет-преобразования при анализе сигнала

В качестве недостатка традиционной спектральной диагностики стоит отметить статичность получаемого спектра, иначе говоря, не проводится анализ изменения спектра во времени. В контексте получения и обработки сигналов перспективным является анализ данных с помощью вейвлет-преобразования.

Данный метод позволяет анализировать вибрацию не только в частоте, но и во времени, получая трехмерную картину с координатами уровень вибрации – частота – время [84] (Рисунок 3).

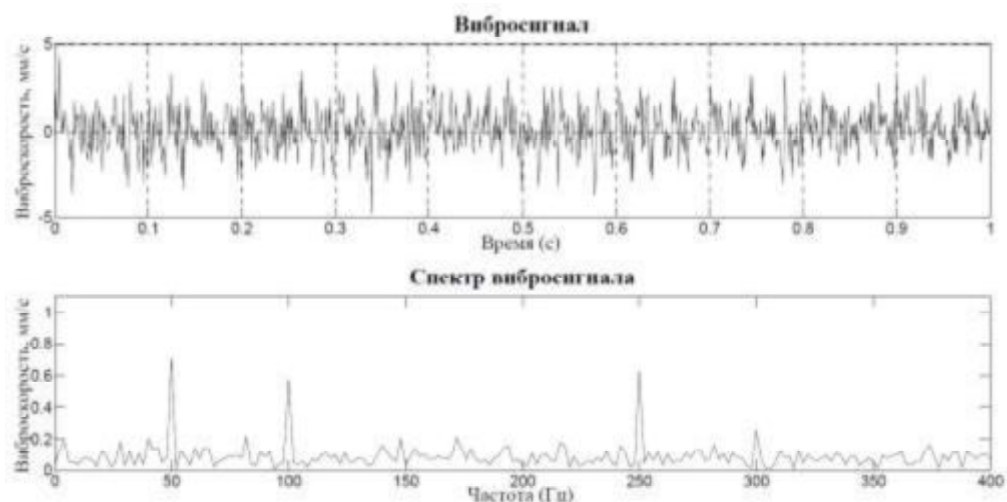


Рисунок 3 - Исследуемый вибросигнал и его преобразование Фурье

В рамках анализа с применением вейвлет-преобразований сигнал представляется в виде череды всплесков, описывающие определенной заранее заданной функции, и описывается двумерной функцией

$$W_{\psi} f(a, b) = \frac{1}{\sqrt{C_{\psi}}} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{1}{\sqrt{|a|}} \psi\left(\frac{b-x}{a}\right) f(x) dx, \quad (1)$$

где Ψ – функция вейвлета;

a – масштаб или шкала.

Здесь используется коэффициент

$$C_{\psi} = 2\pi \int_{-\infty}^{\infty} \frac{|\psi(\omega)|^2}{|\omega|} d\omega < \infty \quad (2)$$

где $\psi(\omega)$ – Фурье–образ вейвлета Ψ .

Функция Ψ задает форму вейвлета и ее можно использовать различной для конкретной задачи.

Таким образом, получается, что исходные данные для диагностики дефектов представляются в виде череды коротких всплесков заранее заданной достаточно простой формы (Рисунок 4). Информация не только о частоте, но и времени, дает дополнительные сведения для анализа, что повышает возможности вибрационной диагностики в целом [84, 121, 129].

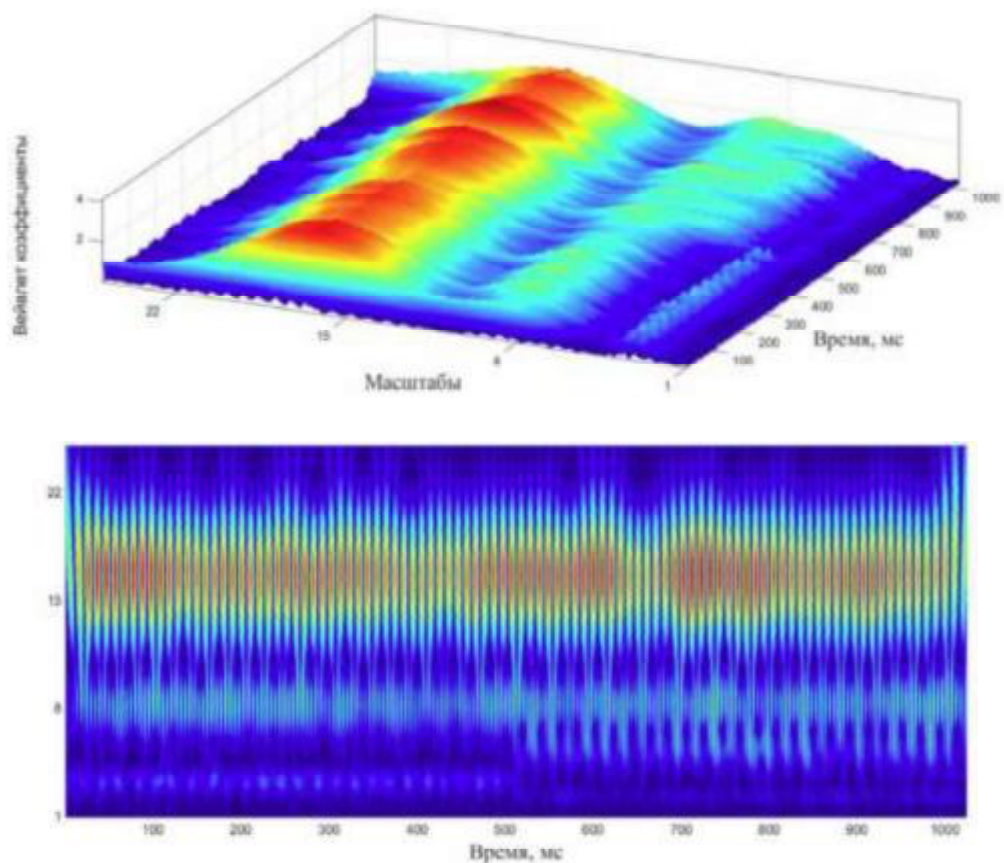


Рисунок 4 – Трехмерное отображение вейвлет-преобразования

1.4.3 Метод ударных импульсов

Другим методом, который позволяет оценивать вибрационный сигнал не только по частоте, но и во времени – это метод ударных импульсов. Согласно ему проводится высокочастотное измерение уровня вибрации, позволяющее детально анализировать сигнал с определением пиков, огибающей и затишья между импульсами. Определив огибающую каждого импульса происходит отбрасывание информации между импульсами, таким образом, формируя череду «ударных импульсов». Далее происходит анализ времени между импульсами, их амплитуды и формы огибающей сигнала.

Формируемые ударные импульсы имеют, как правило, две частотные характеристики: частота собственного колебания и частота повторения данных колебаний. Соответственно данный метод позволяет определять малейшие

дефекты еще на этапе их зарождения. Отмечаем, что использование измерений с высокой частотой (обычно 32 кГц), позволяет автоматически фильтрации все шумы и дефекты низкой частоты, что значительно повышает достоверность проводимого анализа [132, 231].

1.5 О снижении уровня вибрации оборудования

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 [40]. 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 [1].

Так же следует отметить, что длительное вибрационное воздействие может привести к крупным авариям, каждая из которых несет за собой ощутимые экологические и экономические последствия, риск жизни и здоровью рабочего персонала, а также остановку производства на длительный срок, что в итоге может привести к срыву графика поставок и потере значительной части прибыли для предприятий.

Кроме того, высокая вибрация, в совокупности с создаваемым шумом, негативно влияет на обслуживающий персонал [29]. Известно, что при работающем оборудовании в насосном цехе тяжело находиться длительное время. Продолжительное воздействие вибрации или ударов оказывает пагубное влияние на здоровье людей [239, 268, 269]. Длительное воздействие общей вибрации

вызывает у человека расстройство нервной системы, нарушение функциональных свойств сосудов и вестибулярного аппарата. Локальная вибрация поражает нервную систему и опорно-двигательный аппарат, приводит к спазмам периферических сосудов. В отдельном случае, длительное воздействие вибрации может быть причиной развития вибрационной болезни [190]. В работе Сафиной Г.Ф. [176] доказано, что колебания в насосном цехе негативно влияют на оборудование и обслуживающий персонал, соответственно необходимо использовать средства индивидуальной защиты от шума.

Источники вибрации на нефтеперекачивающих агрегатах имеют различную природу, поэтому для анализа разделим их на следующие группы:

- вибрация механического происхождения;
- вибрация гидродинамического происхождения;
- вибрация в электродвигателе;
- внешние воздействия.

Соответственно, для обеспечения надежной и безопасной эксплуатации насосно-энергетического оборудования применяют системы вибромониторинга и вибродиагностики для предупреждения аварийной ситуации, а для профилактики следует использовать средства вибрационной защиты.

1.6 Способы снижения вибрации нефтеперекачивающих агрегатов

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.

Известно, что наличие вибрации увеличивает динамическую нагрузку на различные элементы нефтеперекачивающего оборудования, фундамент и

окружающие объекты. В качестве примера можно привести расчет фундаментов на прочность, во время которых учитывается статическая и динамическая нагрузки, действующие со стороны оборудования, при этом динамическая нагрузка приводится с двойным коэффициентом.

Проблема динамической нагрузки, и вибрации в частности, особенно сильно проявляется для оборудования с фундаментами малой массы, как, например, в блочных насосных станциях. В этом случае часто происходит нарушение работы насосного агрегата за счет неравномерной осадки фундамента, что может привести к авариям.

В целом, для снижения уровня вибрации в технике применяется четыре основных подхода. Первый подход – это устранение дефекта или источника колебания. Второй – изменение процесса, технологии и конструктива оборудования, в частности разнесение в пространстве сильно вибрирующих частей оборудования и особо чувствительных. Третий подход – увеличение жесткости оборудования, основания, в частности увеличение массы фундамента. Четвёртый подход – применение систем виброизоляции, как пассивных, так и активных, а также применение динамических гасителей колебаний [167].

1.6.1 Применение систем виброизоляции

Система виброизоляции предназначена для снижения уровня вибрации оборудования и окружающих объектов. С точки зрения механики системы виброизоляции управляют амплитудой динамической силы, передаваемой через нее. Правильно спроектированная система виброизоляции снижает механические напряжения в оборудовании, снижает нагрузку на различные элементы и детали, положительно влияя на надежность и долговечность, как отдельных узлов, так и комплекса оборудования в целом. Также использование систем виброизоляции позволяет снижать требования к фундаменту, уменьшать его массу, и, в ряде

случаев, создавать возможность использования бесфундаментных методов сооружения насосного цеха.

Хотя стоит отметить, что неправильно подобранная или эксплуатируемая система виброизоляции может нести негативное влияние за счет риска возникновения резонанса.

В качестве систем виброизоляции в технике чаще всего используются пружинные или резиновые виброизоляторы. Несмотря на то, что они имеют относительно высокую жесткость, а, следовательно, и относительно высокую частоту собственных колебаний, за счет низкой стоимости они получили широкое распространение.

1.6.2 Применение динамических гасителей

Динамический гаситель колебаний представляет собой дополнительную массу, прикреплённую к защищаемому оборудованию на упругой связи, обычно на металлической пружине. Расчетным методом можно подобрать массу гасителя и жесткость связи таким образом, что он будет иметь частоту собственных колебаний, совпадающей с возбуждающей частотой. Тогда, с точки зрения механики, гаситель попадает в резонанс и начинает колебаться в противофазе с защищаемым оборудованием. Такой режим позволяет принимать всю энергию колебания на себя, при этом колебания оборудования стремятся к нулю. Соответственно вместо защищаемого оборудования начинает вибрировать динамический гаситель колебаний, продлевая его срок службы всего агрегата.

Стоит отметить, что динамические гасители колебаний имеют недостаток - требуют точной настройки по частоте собственных колебаний. Для оборудования со значительно изменяемой частотой вращения ротора это может стать значительной проблемой. Однако в большинстве случаев нефтеперекачивающие агрегаты имеют ротор с частотой вращения несколько менее 3000 об/мин, соответственно данная проблема отпадает. Для прочего оборудования

необходимо использовать динамическую подстройку частоты собственных колебаний гасителя через управление жесткостью связи.

В качестве примера можно привести динамический гаситель, предназначенный специально для насосных агрегатов (Рисунок 5).



Рисунок 5 – Динамический гаситель вибрации для насосного агрегата

1.6.3 Увеличение жесткости фундамента

Широко известным и простым методом снижения вибрации является увеличение жесткости фундамента. Это можно производить за счет увеличения массы фундамента или добавлением свай. При применении свай их устанавливают по периметру железобетонного фундамента. Увеличение массы фундамента обычно производят за счет присоединения железобетонных плит.

Однако увеличение массы фундамента позволяет существенно снижать уровень вибрации только при значительной дополнительной массе, не менее 50% от массы основного фундамента. Важен факт, что при этом меняется частота собственных колебаний в системе «фундамент-оборудование», создавая риск возникновения резонансных колебаний.

1.7 Применяемые средства виброзащиты на нефтеперекачивающих агрегатах

1.7.1 Виброизолирующая компенсирующая система

Система виброизоляции нефтеперекачивающих агрегатов «Виброизолирующая компенсирующая система» разработана Институтом проблем транспорта энергоресурсов и реализуется ЗАО «Ротор» (Рисунок 6) [68, 74, 69, 70, 73, 76, 77, 81, 193, 194, 195, 196, 197, 198, 199, 200]. Она состоит из нескольких элементов и устроена следующим образом.



Рисунок 6 – Виброизоляционная рама ИПТЭР / ЗАО Ротор

Вибродемпфирующая рама агрегата (Рисунок 6) представляет собой сварную цельнометаллическую конструкцию из листового проката. Для повышения жесткости рамы внутри продольных и поперечных балок имеются ребра жесткости. Рама агрегата крепится к подрамнику через амортизаторы.

Рама фундаментная закладная РМ-1 представляет собой каркас металлический из уголков и листов. Она монтируется в фундамент, заливается бетоном и предназначена для выставления в проектное положение на ней подрамника, закрепления подрамника к раме РМ-1 фундаментными болтами.

Подрамник представляет собой сварную цельнометаллическую конструкцию из сортового металлопроката со связующими элементами из толстолистового металла.

Рама агрегата устанавливается на опоры, расположенные на продольных балках подрамника, который крепится с помощью анкерных шпилек к фундаменту. Кроме того, на подрамнике расположены плиты, на которые устанавливаются винтовые опоры (домкраты), предназначенные для двухплоскостной юстировки горизонтальности основной несущей рамы агрегата при первоначальном монтаже агрегата и регулировки его положения по высоте при эксплуатации с учетом просадок фундамента.

В состав общей системы также входят упруго-демпферные опоры агрегата типа А-2000, А-1000-І, А-500-І (Рисунок 7).



Рисунок 7 – Амортизаторы А-2000

Данные амортизаторы устанавливаются между фундаментом и рамой агрегата и снижают до 50 и более раз передачу на фундамент динамических (вибрационных) нагрузок, генерируемых агрегатом. В составе виброизолирующей компенсирующей системы может насчитываться от 4 до 16 и более амортизаторов в зависимости от массы агрегата.

Поскольку насосный агрегат связан с трубной обвязкой, а та, в свою очередь, с фундаментом, то помимо применения средств виброизоляции необходимо также исключить данную жесткую связь агрегата с фундаментом. Для этого применяют упругие компенсаторы (Рисунок 8).



Рисунок 8 – Компенсаторы трубной обвязки

Гибкие компенсаторы для основной обвязки насосных агрегатов исключают влияние трубопроводов на работу насосов. Их используют для снижения монтажных, температурных, вибрационных напряжений, обусловленных внутренним давлением перекачиваемой среды и других типов напряжений, возникающих в жестких трубопроводах.

1.7.2 Использование эластомерных опор

В последние годы стали получать распространение эластомерные материалы в качестве средств виброизоляции. В виброзащите насосных агрегатов получил распространение материал Sylomer, разработанный австрийской компании Getzner Werkstoffe GmbH (Рисунок 9).



Рисунок 9 - Амортизатор из материала Sylomer

Материал Sylomer выполнен из микропористого эластомера, получаемого путем переработки полиуретана. Его структуру составляют множество микроячеек открыто-закрытого (смешанного) типа, что и придает материалу необходимые свойства упругости и виброзащиты.

Достоинство данного упругого эластомерного материала – несущественное поперечное расширение при воздействии нагрузок. Эластомер легко выдерживает динамические нагрузки в пределах рабочих нагрузок и при легкой деформации продуктивно защищает от вибрации.

В некоторых случаях для виброизоляции насосной установки может быть смонтирован дополнительный виброизолирующий фундамент – армированное бетонное или цементно-песчаное основание (плита, блок), установленное на упругих опорах из материала Sylomer. В частности, железобетонное основание рекомендуется в тех случаях, когда жесткость подсоединенных к насосу трубопроводов такая же или превышает общую жесткость виброизоляторов, которые необходимы для виброизоляции агрегата без этой плиты.

1.7.3 Использование пружинных и резинометаллических виброизоляторов

Для виброизоляции массивных насосов с малой частотой вращения (до 1500 об./мин), а также блочных насосных станций, применяют пружинные виброопоры. Они эффективно изолируют от вибрации в низкочастотном диапазоне, однако никак не влияют на средние и высокие частоты, из-за чего требуют дополнительного использования упругих прокладок под опору.

Для этого применяют виброизоляторы типа АКСС (амортизаторы корабельные со страховкой) (Рисунок 10).



Рисунок 10 - Амортизатор АКСС-400

Амортизаторы резинометаллические АКСС по ГОСТ 17053.1-80, ГОСТ ВД 17053.1-80, ТУ 38 1051258-90 предназначены для защиты от вибрации с частотой до 50 Гц с амплитудами деформирования резинового массива до 0,2 мм. Подбор виброизоляторов производится таким образом, чтобы нагрузка на каждый виброизолятор была близка к номинальной.

Также возможно применение амортизаторов типов А-600-П - А-2000-П и амортизаторов типов АПМ-800НП - АПМ -1700НП согласно [168] – Рисунок 11 и Рисунок 12.

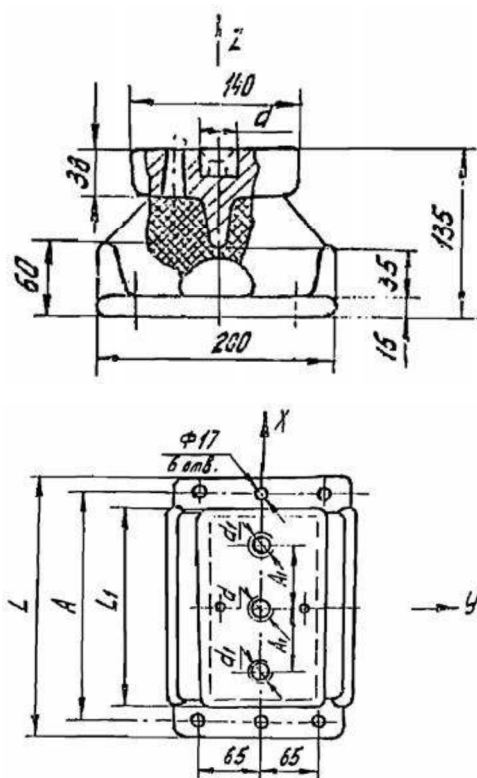


Рисунок 11 – Амортизаторы А-600-П
- А-2000-П

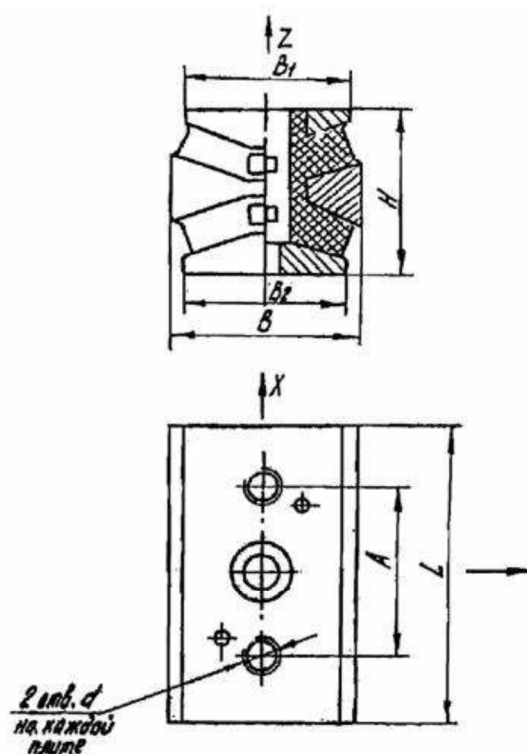


Рисунок 12 – Амортизаторы АПМ-
800НП - АПМ-1700НП

Виброизоляторы типа ДО являются достаточно простыми и распространенными пружинными виброизоляторами (Рисунок 13 и Рисунок 14).

Для снижения структурного шума, передаваемого через виброизолятор, крепление его к опорной конструкции рекомендуется осуществлять через резиновую прокладку, а под болты подкладывать резиновую шайбу.



Рисунок 13 – Виброизолятор типа
ДО



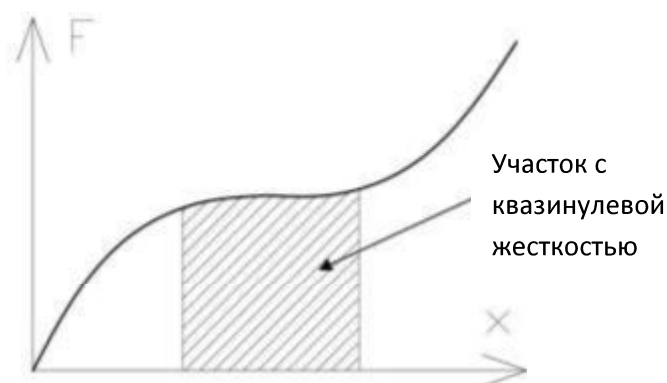
Рисунок 14 – Установка
виброизолятора типа ДО на
оборудовании

Если нагрузка на виброизолятор превысит предельную, пружина может «схлопнуться», и виброизолятор перестанет выполнять свою основную защитную функцию.

1.8 Системы с квазинулевой жесткостью

Под системой с квазинулевой жесткостью принято понимать упругую систему, обладающую нелинейной силовой характеристикой, такой, что в некоторой точке имеет практически нулевую жесткость. Рисунок 15 представляет условную силовую характеристику. На рисунке обозначенная область показывает координату с малой жесткостью, что соответствует рабочей зоне системы.

На сегодняшний день подобные системы имеют различные варианты по реализации, но чаще всего представлены механическими конструкциями пассивного типа, в которых заданные свойства обеспечиваются определенным сочетанием упругих элементов.



F – сила (нагрузка); x - перемещение

Рисунок 15 – Условная силовая характеристика системы с квазиулевыми жесткостями

Системы с квазиулевыми жесткостями позволяют получить одновременно и большую статическую нагрузку и малую жесткость. Такое качество делает их очень перспективными в области защиты от вибрации и ударов, а также в качестве компенсаторов перемещений. Малая жесткость системы при значительной нагрузке позволяет уменьшить частоту собственных колебаний до значений 1 Гц и менее, что дает возможность изолировать широчайший спектр колебаний, включая экстремально низкие частоты. В целом, проблема получения низкой динамической жесткости при значительной статической нагрузке встает достаточно часто [233, 238, 272].

Создавая постоянную восстанавливающую силу на большом диапазоне перемещений, данные системы позволяют не только обеспечивать высокую степень виброизоляции, но и компенсировать просадки конструкций и сейсмические воздействия.

Малая жесткость системы в рабочей точке обеспечивает низкие значения частоты собственных колебаний, а, следовательно, и высокие виброизоляционные качества. В дополнение стоит отметить, что помимо требований к общему снижению уровня вибрации, существуют проблемы изоляции вибрации низкой частоты [31]. Вибрация высокой частоты хорошо снижается при помощи полимерных и эластомерных материалов, резин, и в целом разных каучуков. Но

низкую частоту изолировать сложнее: она медленнее затухает, распространяется дальше, ее сложнее выделить.

Низкочастотная вибрация вредно влияет на человека [239, 249]. Низкочастотная вибрация порождает низкочастотный шум, который также негативно влияет на здоровье человека [269]. Чтобы эффективно снижать вибрацию низкой частоты, соответствующие виброизоляторы должны иметь частоту собственных колебаний не более четверти от данной частоты [255].

Впервые упругие системы с квазинулевой жесткостью были предложены профессором Алабужевым П.М. в 1967 г. [207] на основе ферм Мизеса (системы с «перескоком»), однако до настоящего времени так и не разработаны достаточно простые и в тоже время эффективные системы с квазинулевой жесткостью (Рисунок 16).

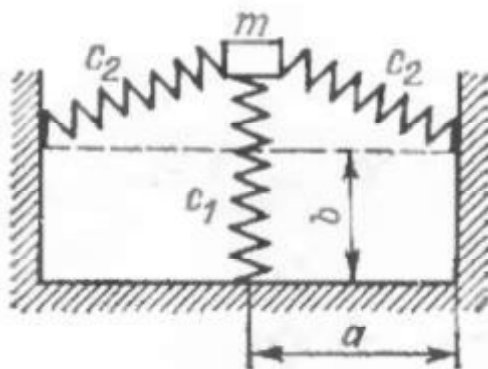


Рисунок 16 – Оригинальная система Алабужева

Алабужевым рассматривались и аналитически изучались различные системы с квазинулевой жесткостью, проведена подробная классификация подобных систем [6] (Рисунок 17).

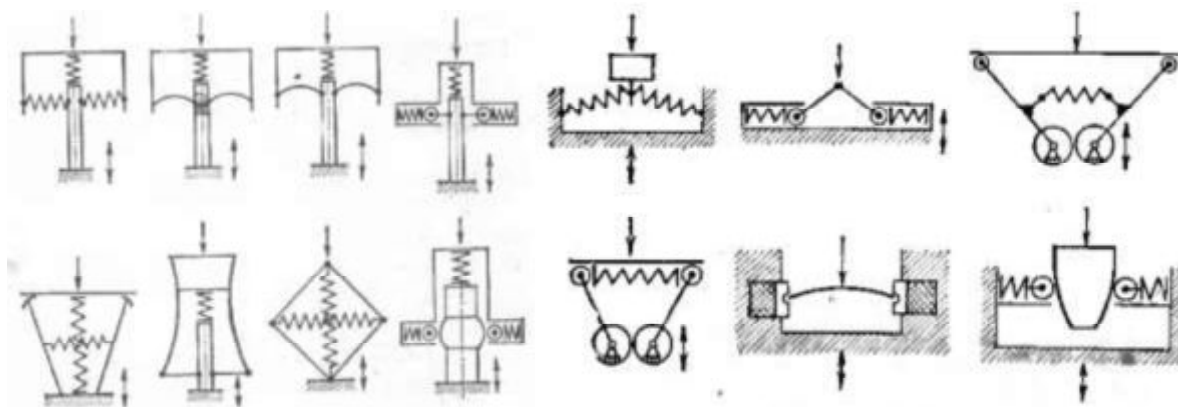


Рисунок 17 – Классификация систем с квазинулевой жесткостью Алабужева

Одно из направлений использования виброзащитных систем с квазинулевой жесткостью – это ручные инструменты, в частности пневмомолотки [7] (Рисунок 18).

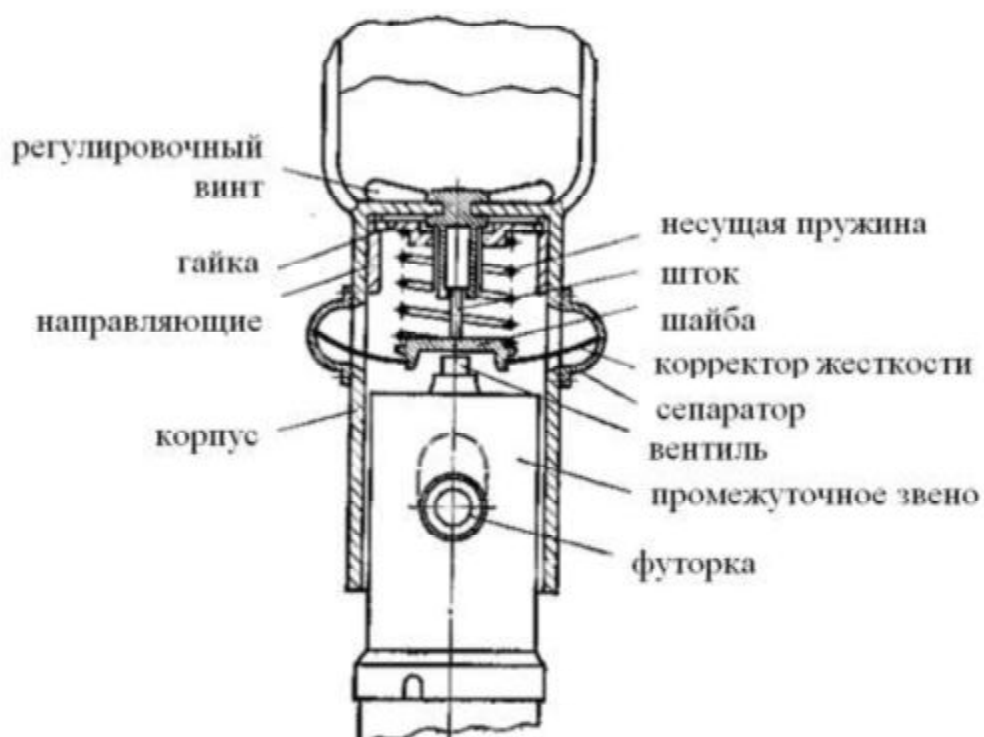
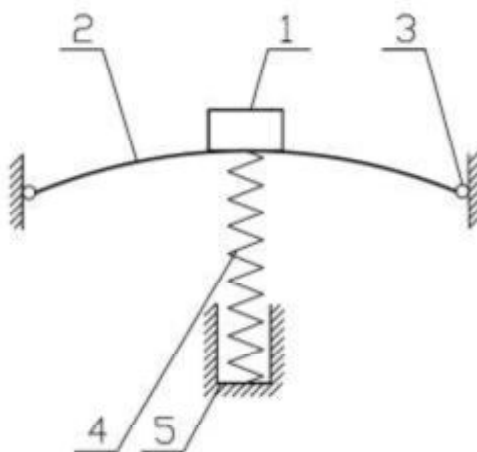


Рисунок 18 – Схема виброзащитной рукоятки с квазинулевой жесткостью, предложенная Алабужевым

Другая рукоятка пневмомолотка, обеспечивающая виброзащиты посредством квазинулевой жесткости, представлена в статье [32]. В ней используется пружина, перемещающаяся между двумя специально рассчитанными направляющими заданной формы.

Данную конструкцию развивает и продолжает подробно исследовать ученый из Великобритании А.Каррелла (Carrella) [220, 222, 223, 225]. Одним из его предложений является использование бистабильных пружин (т.е. пластин с двумя стабильными положениями, обладающие «процелкиванием») в качестве элемента, управляющего жесткостью системы (Рисунок 19) [221]. Несмотря на такие достоинства, как высокие виброизолирующие свойства и простота, на сегодняшний день использование систем данным автором не получило широкого распространения.



1 - виброизолируемый объект; 2 - бистабильная пластина; 3- шарнирное соединение; 4 - вертикальная пружина сжатия; 5 - упорный стакан

Рисунок 19 – Система Карреллы с бистабильной пружиной

Также известные труды Carrella, посвященные разработке систем с квазинулевой жесткостью на основе пружин и бистабильной пружины [225].

В работе Ali Abolfathi, Tim P. Waters, Michael J. Brennan [209] для получения квазинулевой жесткости используется изогнутая балка, последовательно соединенная с линейными пружинами. Подобная конструкция хорошо работает в

области малых амплитуд, однако для значительных амплитуд возникают нелинейные эффекты, что негативно влияет на виброизоляционные свойства. Частично данное нежелательное явление устраняет последовательно соединенная пружина, вызывая при этом незначительное снижение эффективности на возбуждающих частотах.

Возможно получение квазинулевой жесткости при помощи конструкции, в зарубежной литературе известной как «scissor-like». Такие системы рассматривал Sun [265]. В отечественной литературе похожие конструкции носят названия «типа крест» (Рисунок 20).

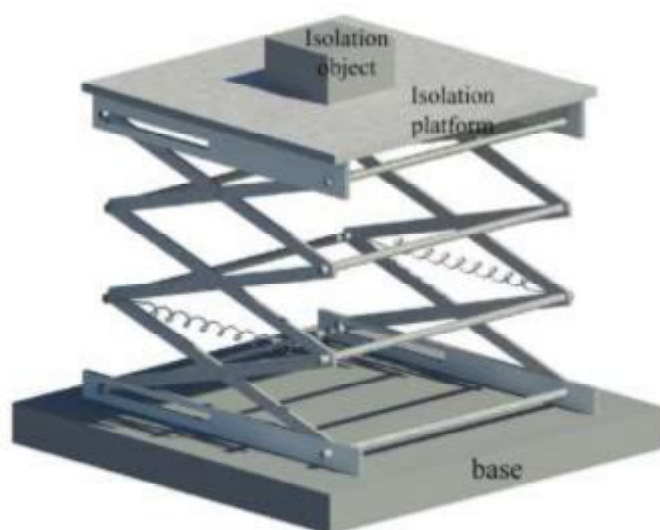
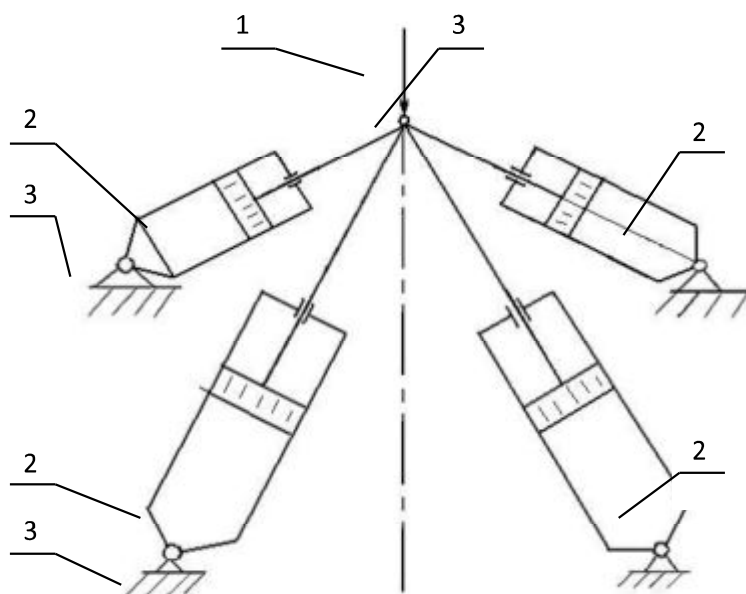


Рисунок 20— Система типа «крест»

Существует вариант реализации виброизоляторов с квазинулевой жесткостью в виде одиночных элементов. В работах [37, 38, 44] предлагается использование рессоры специальной формы. Подобный подход обеспечивает высокую компактность в сочетании с широким диапазоном выбора формы виброизолятора. Благодаря этому можно получать различные варианты силовой характеристики.

Известны способы создания квазиулевого жесткости при помощи активных пневматических элементов, рассмотренных в работах Le, Ahn, Sun, Xu, Jing, Cheng [246, 266].

Значительный вклад в развитие систем с квазиулевой жесткостью внес Зотов А.Н. [87, 97, 105, 106, 107], изучающий возможность создания опор, изоляторов, подвесок с широким диапазоном постоянной или заданной жесткости, а также занимающийся поиском наиболее оптимальной статической характеристики виброизоляторов. Им была исследована система без учета трения, состоящая из двух пар пневмопружины, наклоненных под определенными углами [97] (Рисунок 21).



1 - прилагаемая нагрузка; 2 - пневмопружина; 3 - шарнирное соединение

Рисунок 21 – Система, состоящая из двух пар пневмопружины

Стоит отметить виброизолирующую подвеску [152], включающую и пружины, и магниты. Согласно описанию к патенту, данная подвеска обеспечивает квазиулевого жесткость по всем шести степеням свободы и автоматическую перестройку на изменяющуюся нагрузку.

Теоретически одним из методов снижения вибрации, передаваемой от ротора на оборудования, является использование между корпусом и подшипником упругих элементов с квазинулевой жесткостью [31]. Дополнительным эффектом здесь является факт, что ротор, при вращении на упругих опорах самоцентрируется при значениях числа оборотов выше критического. Использование подвески с квазинулевой жесткостью позволяет снижать данное значение значительно ниже рабочих частот вращения ротора, позволяя самоцентрироваться при любых рабочих режимах. Соответственно, значительно снижаются динамические нагрузки от ротора.

Использовать электромагнитные системы можно и для получения малой динамической жесткости путем управления силой электромагнита. Подобными исследованиям занимались Robertson W., Wood R., Cazzolato B., Zander A. [261].

Существуют также и другие разработки в области подвесок ротора с квазинулевой жесткостью, представленные в трудах [33, 35, 159].

В трудах Brennan M.J. and Dayou J. [218] изучается использование активных гасителей. Перестраиваемые нейтрализаторы вибрации могут использоваться для управления гармонической вибрации конструкции в точке, в которой они присоединены. Такое устройство в принципе может быть эффективным в довольно широком диапазоне частот. В работе [209] изучалось оптимальное отношение массы нейтрализатора к массе конструкции.

Далее в работе [218] рассматриваются различные варианты реализации элементов переменной жесткости для адаптивного гасителя вибрации. В частности, были рассмотрены способы по управлению формой и свойствами материала. Главным недостатком такого устройства, однако, является то, что оно имеет большое время отклика. Конструкция адаптивного гасителя вибрации с использованием контроля формы намного сложнее.

Использование адаптивного гасителя вибрации изучается в [243]. Здесь исследуется использование гасителей вибрации с двумя степенями свободы — в продольной оси и при повороте конструкции.

Изучая оптимальную настройку адаптивного гасителя вибрации [232] было установлено, что подобная конструкция наиболее оптимально ведет себя будучи настроенной таким образом, чтобы ее частоты собственных колебаний были несколько ниже или выше частоты возбуждающих сил.

В России данными исследованиями занимались Гурова Е.Г. и Зуев А.К. (Рисунок 22). Данные авторы разработали виброизолятор с электромагнитными элементами, в котором несущий элемент выполнялся в виде обычной пружины, а роль корректора жесткости выполнял электромагнит [78]. Данная система позволяет управлять жесткостью, и по сути является системой активной виброизоляции. Авторы Зуев А.К. и Лебедев О.Н. также рассматривали вместо электромагнитного корректора жесткости и гидравлическую модель корректора жесткости [130].



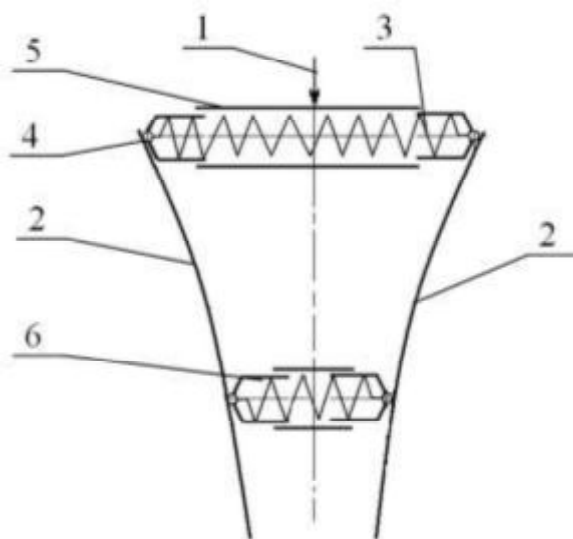
Рисунок 22 – Виброизолятор Гуровой и Зуева

Перспективной является установка роторов машин на упругой подвеске с квазинулевой жесткостью [78]. Однако обеспечивать малую жесткость и определенную несущую способность в очень ограниченном пространстве, соразмерным с габаритами подшипника ротора, является сложной инженерной задачей.

Получение систем с квазинулевой жесткостью возможно при помощи использования различных направляющих. Существуют системы с

характеристиками с участками квазинулевой жесткости необходимой длины, при этом статическая характеристика предложенной системы может регулироваться направляющими и задаваться в широких пределах. Такие системы описаны в трудах [96, 99, 113] (Рисунок 23).

Системы с квазинулевой жесткостью также можно использовать и для создания постоянной силы на большом диапазоне перемещений [283, 284].



1 - прилагаемая нагрузка; 2 - направляющие специального профиля; 3 - пружина сжатия; 4 - катковая опора; 5 - направляющий стакан; 6 - положение пружины сжатия и направляющего стакана в сжатом состоянии

Рисунок 23 – Система с квазинулевой жесткостью, реализованная при помощи направляющих

Известны разработки многослойных демпферов для двигателей летательных аппаратов [159].

В работе [100] рассмотрен вариант подвески установки электроцентробежных насосов в скважине с помощью пакета тарельчатых виброизоляторов малой жесткостью (Рисунок 24).

Системы с квазинулевой жесткостью получили распространение в виброизоляции судовых силовых установок. В частности, были исследованы гидравлические виброзащитные системы. Данный способ защиты отличается от

механических тем, что уменьшение жесткости осуществляется посредством слоя жидкости [130].

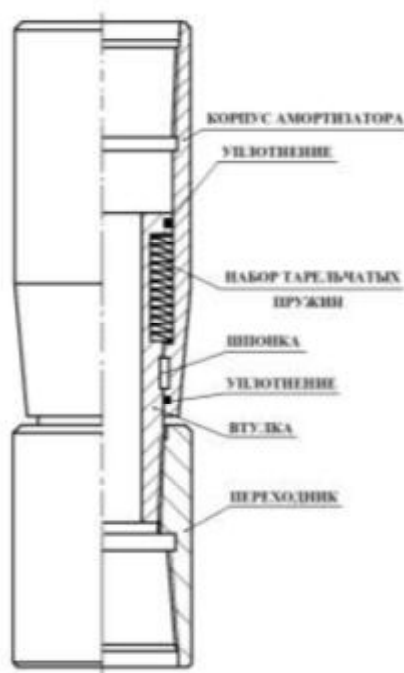


Рисунок 24 – Подвеска установки электроцентробежных насосов в скважине на виброизоляторе с малой жесткостью

1.9 Классификация виброизоляционных систем с квазинулевой жесткостью

Произведем классификацию виброизоляционных систем с квазинулевой жесткостью на условных четыре типа.

Первый тип представляет собой один или несколько опорных упругих элементов, параллельно к которым присоединен компенсатор жесткости.

Основная идея заключается в том, что опорный упругий элемент, часто представляющий собой витую цилиндрическую пружину, имеет положительную жесткость, а компенсатор жесткости – отрицательную жесткость. При параллельном соединении жесткости складываются, и общая жесткость системы становится равной нулю.

Общий вид систем с квазинулевой жесткостью данного типа представлен ниже (Рисунок 25). На данном рисунке слева представлена система без нагрузки, а справа – в рабочем состоянии.

Такая система впервые была предложена и рассчитана П. Алабужевым. В большинстве случаев опорным элементом выступает металлическая пружина, реже – пневмопружина. Компенсаторы могут быть различными: наклонные пружины – в случае оригинальной системы П. Алабужева [207, 220], бистабильная пружина, согласно Carrella [222, 224], по системе «пружинный крест» (в английской литературе – «scissor-like» system) [267], упругие стержни или пружины Белльвилля в состоянии, близком к потере устойчивости.

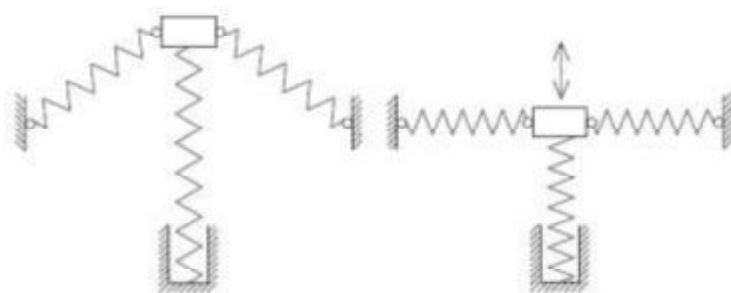


Рисунок 25 - Общий вид системы с квазинулевой жесткостью первого типа, использующей параллельное соединение опорного упругого элемента с компенсатором жесткости.

Преимуществом данной системы является структурная простота, однако имеет большие габариты, и существует проблема обеспечения устойчивости всех сжатых упругих элементов.

Второй тип систем с квазинулевой жесткостью содержит один элемент, который одновременно выполняет функции и опорного элемента, и компенсатора жесткости (Рисунок 26). Данная система содержит упругий элемент в сложном напряженно-деформированном состоянии, близком к потере устойчивости, но не достигающей его.

Конструкция сводчатого типа представлена в [275]. Такая конструкция подходит для создания метаматериалов с квазинулевой жесткостью [273, 274]. Другой способ обеспечить квазинулевую жесткость – это использовать сотовую структуру (в оригинале – «honeycomb structure») [229, 280].

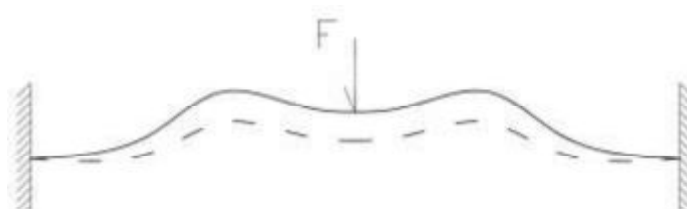


Рисунок 26 - Общий вид системы с квазинулевой жесткостью второго типа, использующей один элемент, который выполняет функции и опорного элемента, и компенсатора жесткости

Преимуществом систем данного типа является компактность, однако они могут страдать от эффектов релаксации и ползучести. Из-за данных эффектов может нарушиться настройка системы на оптимальные параметры.

В системах с квазинулевой жесткостью третьего типа упругий элемент весь или одной частью движется по направляющим специальной формы, которая определяется в зависимости от требуемой силовой характеристики (Рисунок 27). Преимуществом данной системы является возможность ее проектирования под требуемые силовые характеристики, в частности в широкой зоне квазинулевой жесткости, недостатками является сложность создания, большие габариты и значительное трение в узлах. Одну из таких система также предложил П. Алабужев [207].

Четвертый тип систем с квазинулевой жесткостью представляет большое количество активных и полуактивных конструкций. В большинстве случаев они содержат опорный упругий элемент и управляемый упругий элемент, который действует в противоположную сторону от смещения несущего упругого элемента (Рисунок 28). В качестве компенсатора жесткости наиболее часто используются различные электромагниты.

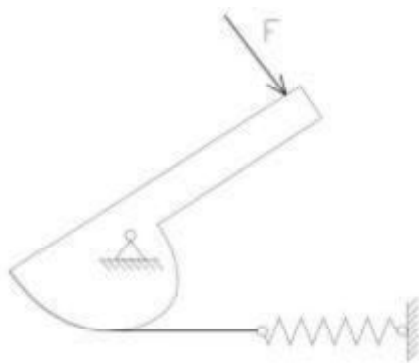


Рисунок 27 - Общий вид системы с квазинулевой жесткостью третьего типа, в которой упругий элемент весь или одной частью движется по направляющим специальной формы



Рисунок 28 - Общий вид системы с квазинулевой жесткостью четверного типа, в которой содержатся активные элементы

Упругие подвески с полуактивным управлением предложены Choi и др. [226, 227]. Электромагнитные элементы управления также предложены Gan и др. [235]. Электрический сервомотор с шарико-винтовым механизмом в качестве активного привода подвески сидений используется Kawana и Shimogo [245]. Электромагнитные системы представлены Robertson и др. [261]. Системы с квазинулевой жесткостью, управляющие приводом ротора, представлены Donghong Ning и др. [253]. Также виброизолятор с квазинулевой жесткостью с активным управлением разработан Zheng и др. [281]. Эта конструкция реализуется путем соединения магнитной пружины с отрицательной жесткостью

параллельно с мембранными пружинами для компенсации ее положительной жесткости. Изолятор состоит из двух коаксиальных кольцевых магнитов, которые намагничены по оси, причем их направления намагниченности одинаковы. Квазинулевою жесткость также можно получить с помощью системы, используемой в подвеске сиденья для бездорожья, имеющей интеллектуальное активное управление [236]. Однако следует, что активные системы с квазинулевой жесткостью отличаются высокой стоимостью.

Каждый из рассмотренных типов систем с квазинулевой жесткостью имеет свои преимущества и недостатки (Таблица 1). Отмечаем, что представленные характеристики являются субъективными, сделаны на основе личного опыта разработки систем с квазинулевой жесткостью, а также анализа публикаций других авторов.

Таблица 1 – Сравнение различных типов систем с квазинулевой жесткостью

Свойство	Тип 1	Тип 2	Тип 3	Тип 4
Общее описание	Опорный упругий элемент + компенсатор жесткости	Один опорный элемент в состоянии, близком к потере устойчивости	Эластичный элемент, перемещается по направляющим специальной формы	Активные и полуактивные системы
Габариты	Большие	Маленькие	Большие	Большие
Ширина зоны с квазинулевой жесткостью	Маленькая	Маленькая	Большая	Маленькая
Потенциал для широкомасштабного производства	Средний	Большой	Низкий	В зависимости от конструкции
Потенциальный коэффициент виброизоляции относительно других систем с квазинулевой жесткостью	Высокий	Средний	Низкий	Высокий
Недостатки	Необходимость стабилизации для сжатых пружин, большие габариты	Эффекты релаксации и ползучести	Большое трение в узлах, большие габариты	Сложность, подвод электричества

2 РАЗРАБОТКА НАУЧНЫХ ОСНОВ МЕТОДА ДИАГНОСТИРОВАНИЯ НЕФТЕ- И ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩЕГО ОБОРУДОВАНИЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ДАННЫХ ТЕНЗОМЕТРИИ

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 29).

Поскольку нефте- и газоперекачивающее оборудование изготавливается из стали, то имеет высокую жесткость, следовательно, динамическая сила от колеблющихся элементов передается на опоры без потерь. Сигнал об усилиях в опорах, измеренный тензодатчиками, преобразуется в частотный спектр при помощи разложения в ряд Фурье. Математическая модель, разработка которой приведена далее, позволит определить точное положение источников колебания, а именно положение вдоль трех координат в пространстве. Дополняя эту информацию сведениями о частоте колебания и его интенсивности, можно максимально точно идентифицировать имеющийся дефект, и в дальнейшем оценить степень его опасности.

Таким образом, на основе использования тензометрического анализа можно разработать пространственную модель идентификации дефектов и распределения потенциально опасных элементов перекачивающего оборудования и, соответственно, метод превентивного обслуживания.

Далее представлены основы математической модели по определению расположения по данным измерения динамических нагрузок на опоры.

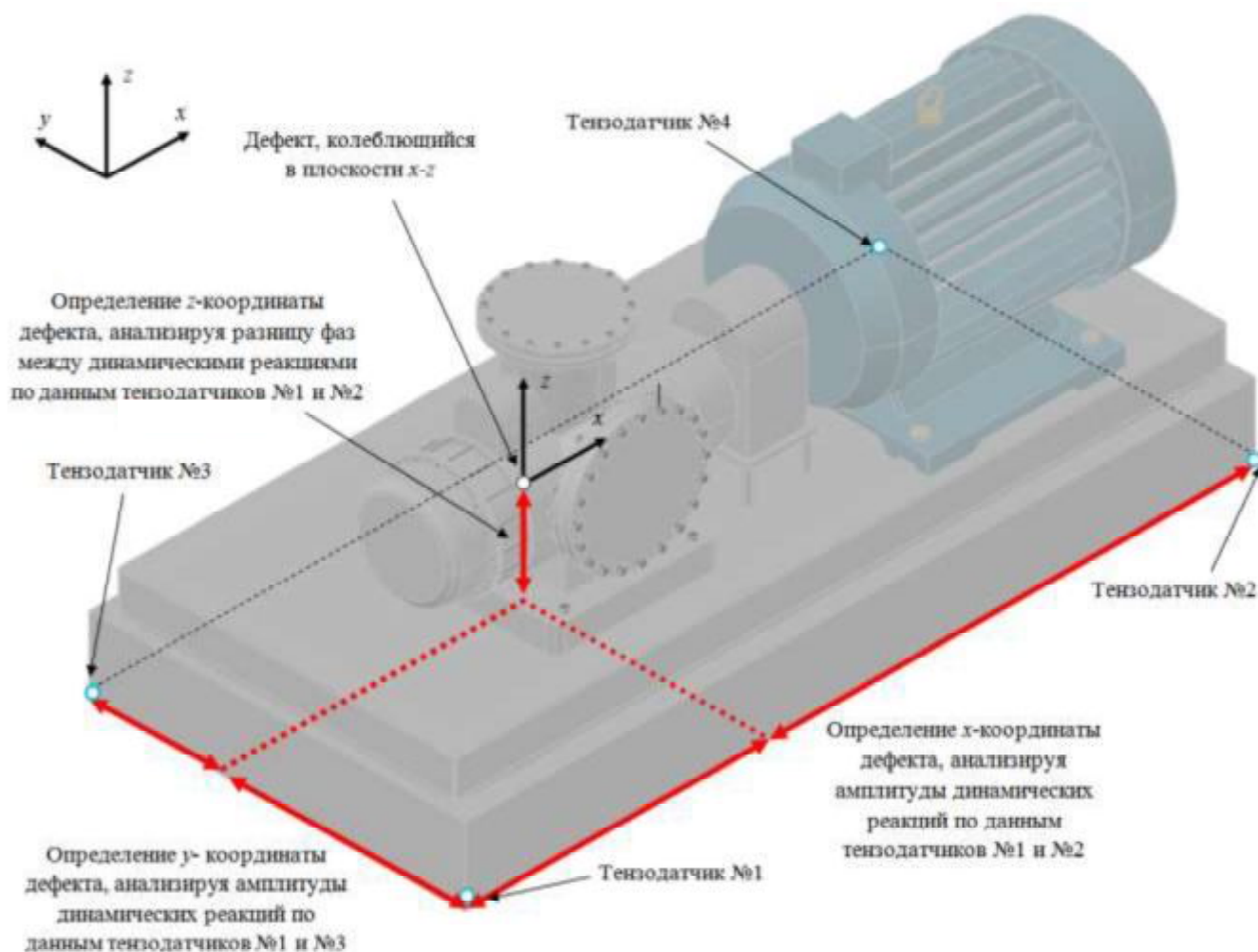


Рисунок 29 – Концептуальная схема для определения динамики оборудования на опорах под действием дефекта

2.1 Разработка плоской модели колебаний нефте- и газоперекачивающего оборудования при наличии вертикальной и горизонтальной возбуждающих сил с учетом использования данных тензометрии

Концептуальную схему насосно-силового оборудования рассмотрим в виде расчетной схемы (Рисунок 30). Согласно ей оборудование с источником колебаний располагается на опорах и представлено в проекции на вертикальную плоскость.

Центр масс находится в точке O . Дефект располагается в точке D и создает возбуждающую силу F , вектор которой вращается против часовой стрелки, с

частотой ω . Геометрические параметры представлены на расчетной схеме (Рисунок 30). Соответственно возбуждающая сила имеет как вертикальную, так и горизонтальную проекцию.

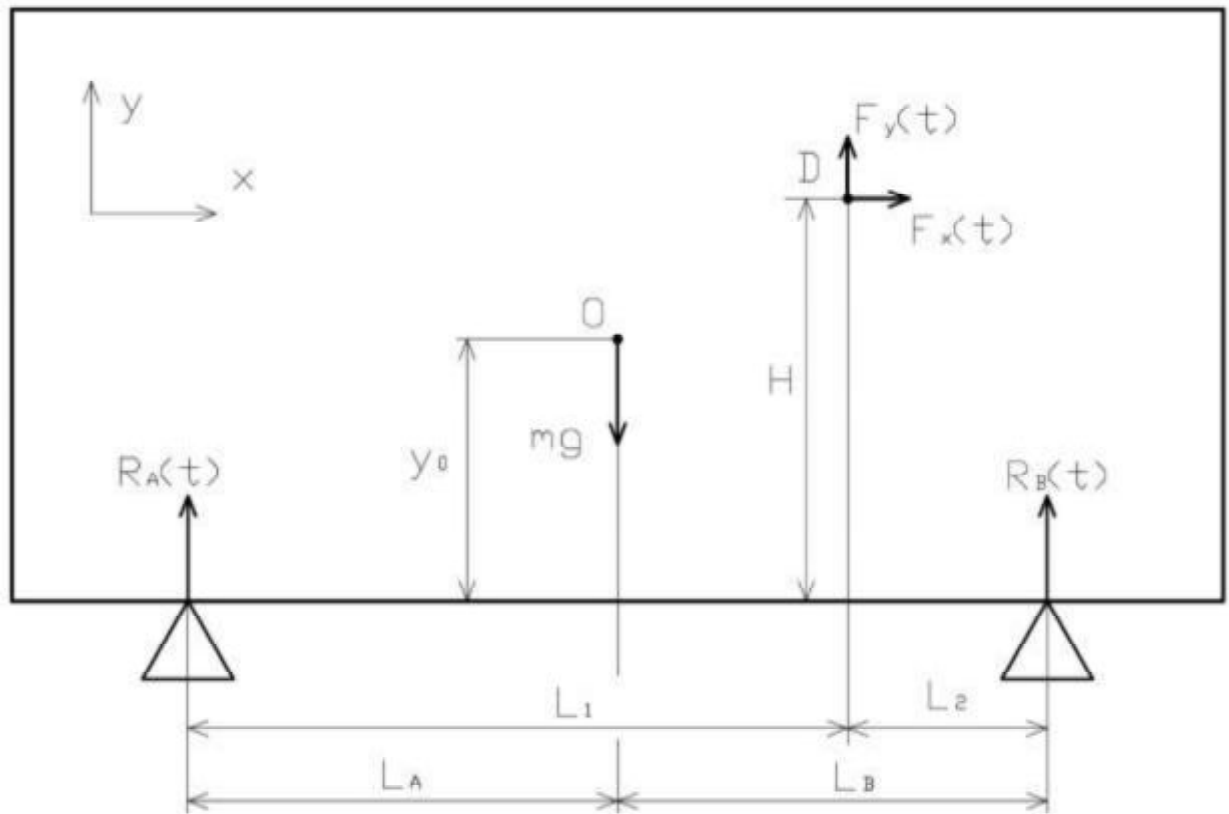


Рисунок 30 – Расчетная схема для определения динамики оборудования на опорах под действием дефекта

Рассмотрим движение оборудования в плоскости воздействия дефекта с целью определения динамических составляющих реакции опор $\Delta R_A(t)$ и $\Delta R_B(t)$ от времени t . Воспользуемся уравнением Лагранжа второго рода.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\delta T}{\delta \dot{q}_j} \right) - \frac{\delta T}{\delta q_j} = Q_j. \quad (3)$$

Зададимся двумя степенями свободы для рассмотренной схемы – это возможные вертикальные смещения опор оборудования y_a и y_b . Таким образом, уравнение Лагранжа второго рода для указанных обобщенных координат будет следующее

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\delta T}{\delta \dot{y}_A} \right) - \frac{\delta T}{\delta y_A} = Q_A, \quad (4)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\delta T}{\delta \dot{y}_B} \right) - \frac{\delta T}{\delta y_B} = Q_B. \quad (5)$$

При смещении опор, иначе говоря, при изменении величин y_a и y_b , происходит изменение вертикального положения центра масс. Высотная отметка центра масс определяется как:

$$y_0 = \frac{y_A L_B + y_B L_A}{L_A + L_B}. \quad (6)$$

Поворот оборудования относительно точки в силу раскачивания на опорах определяется как

$$\varphi_0 = \frac{y_B - y_A}{L_A + L_B}. \quad (7)$$

Кинетическая энергия колебаний системы определяется как

$$T = \frac{m y_0^2}{2} + \frac{I \varphi_0^2}{2}. \quad (8)$$

Найдем необходимые производные согласно уравнению Лагранжа второго рода:

$$T = \frac{m \dot{y}_0^2}{2} + \frac{I \dot{\varphi}_0^2}{2}, \quad (9)$$

$$T = \frac{m}{2} \left(\frac{\dot{y}_A L_B + \dot{y}_B L_A}{L_A + L_B} \right)^2 + \frac{I}{2} \left(\frac{\dot{y}_B - \dot{y}_A}{L_A + L_B} \right)^2, \quad (10)$$

$$\frac{\delta T}{\delta y_A} = 0, \quad (11)$$

$$\frac{\delta T}{\delta y_B} = 0, \quad (12)$$

$$\frac{\delta T}{\delta \dot{y}_A} = m \frac{\dot{y}_A L_B + \dot{y}_B L_A}{L_A + L_B} \frac{L_B}{L_A + L_B} + I \frac{\dot{y}_B - \dot{y}_A}{L_A + L_B} \frac{-1}{L_A + L_B}, \quad (13)$$

$$\frac{\delta T}{\delta \dot{y}_B} = m \frac{\dot{y}_A L_B + \dot{y}_B L_A}{L_A + L_B} \frac{L_A}{L_A + L_B} + I \frac{\dot{y}_B - \dot{y}_A}{L_A + L_B} \frac{1}{L_A + L_B}, \quad (14)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\delta T}{\delta \dot{y}_A} \right) = m \frac{\ddot{y}_A L_B + \ddot{y}_B L_A}{L_A + L_B} \frac{L_B}{L_A + L_B} + I \frac{\ddot{y}_B - \ddot{y}_A}{L_A + L_B} \frac{-1}{L_A + L_B}, \quad (15)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\delta T}{\delta \dot{y}_B} \right) = m \frac{\ddot{y}_A L_B + \ddot{y}_B L_A}{L_A + L_B} \frac{L_A}{L_A + L_B} + I \frac{\ddot{y}_B - \ddot{y}_A}{L_A + L_B} \frac{1}{L_A + L_B}. \quad (16)$$

Определим обобщенные силы Q_A и Q_B . Для этого воспользуемся принципом виртуальных перемещений. При задании опоре А виртуального перемещения δy_A имеем следующую схему (Рисунок 31).

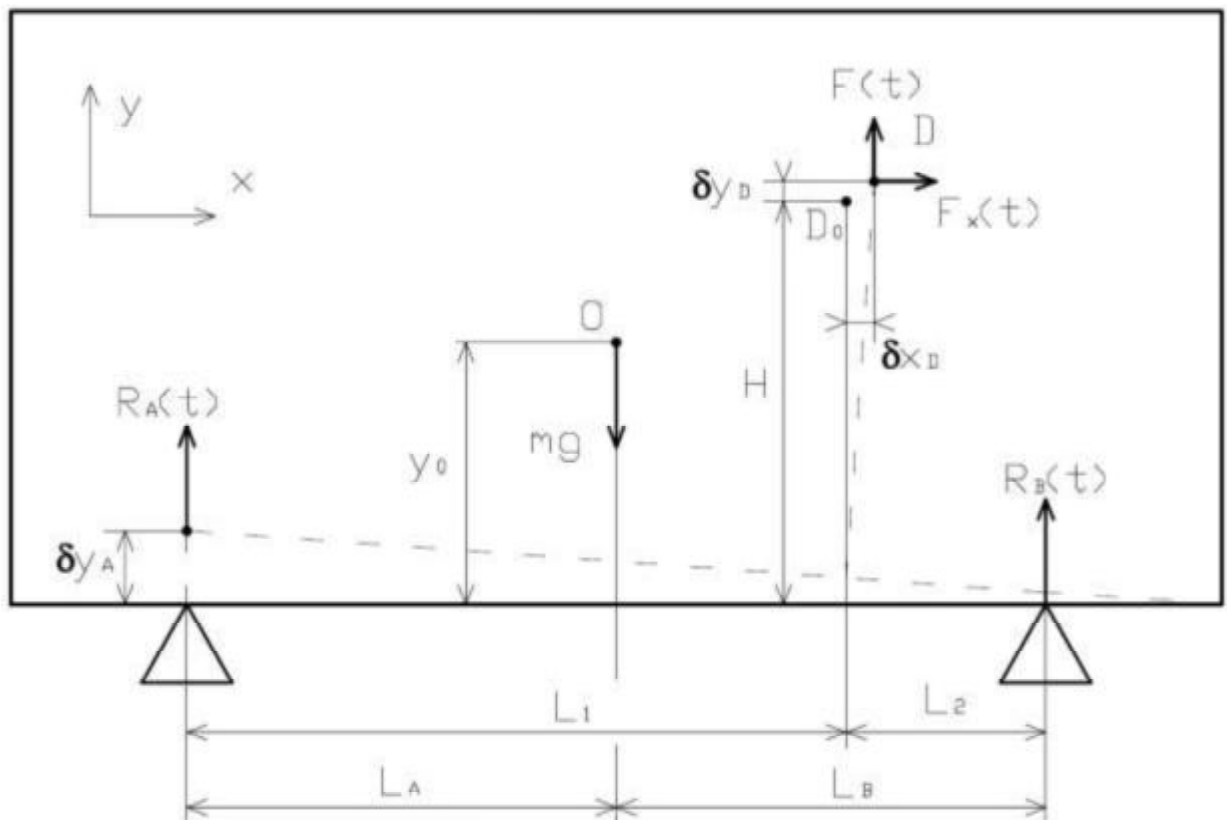


Рисунок 31 – Расчетная схема к определению обобщенной силы Q_A в плоской модели колебаний нефте- и газоперекачивающего оборудования при наличии вертикальной и горизонтальной возбуждающих сил

В таком случае из геометрических соображений обобщенная сила Q_A равна:

$$Q_A = \frac{\Delta R_A(t) \delta y_A + F_y(t) \delta y_D + F_x(t) \delta x_D}{\delta y_A} = \Delta R_A(t) + \frac{L_2}{L_A + L_B} F_y(t) + \frac{H}{L_A + L_B} F_x(t). \quad (17)$$

Аналогично определяется обобщенная сила Q_B :

$$Q_B = \frac{\Delta R_B(t) \delta y_A + F(t) \delta y_D + F_x(t) \delta x_D}{\delta y_B} = \Delta R_B(t) + \frac{L_1}{L_A + L_B} F_y(t) - \frac{H}{L_A + L_B} F_x(t). \quad (18)$$

Итак, уравнение Лагранжа второго рода для указанных обобщенных координат будет следующее

$$m \frac{\ddot{y}_A L_B + \ddot{y}_B L_A}{L_A + L_B} \frac{L_B}{L_A + L_B} + I \frac{\ddot{y}_B - \ddot{y}_A}{L_A + L_B} \frac{-1}{L_A + L_B} = \Delta R_A(t) + \frac{L_2}{L_A + L_B} F_y(t) + \frac{H}{L_A + L_B} F_x(t); \quad (19)$$

$$m \frac{\ddot{y}_A L_B + \ddot{y}_B L_A}{L_A + L_B} \frac{L_A}{L_A + L_B} + I \frac{\ddot{y}_B - \ddot{y}_A}{L_A + L_B} \frac{1}{L_A + L_B} = \Delta R_B(t) + \frac{L_1}{L_A + L_B} F(t) - \frac{H}{L_A + L_B} F_x(t). \quad (20)$$

Пусть жесткости опор соответственно k_a и k_b . В таком случае динамические реакции опор будут равны:

$$\Delta R_A(t) = -k_A y_A; \quad (21)$$

$$\Delta R_B(t) = -k_B y_B. \quad (22)$$

Итак, уравнение Лагранжа второго рода для указанных обобщенных координат будет следующее

$$m \frac{\ddot{y}_A L_B + \ddot{y}_B L_A}{L_A + L_B} \frac{L_B}{L_A + L_B} + I \frac{\ddot{y}_B - \ddot{y}_A}{L_A + L_B} \frac{-1}{L_A + L_B} = \Delta R_A(t) + \frac{L_2}{L_A + L_B} F_y(t) + \frac{H}{L_A + L_B} F_x(t), \quad (23)$$

$$m \frac{\ddot{y}_A L_B + \ddot{y}_B L_A}{L_A + L_B} \frac{L_A}{L_A + L_B} + I \frac{\ddot{y}_B - \ddot{y}_A}{L_A + L_B} \frac{1}{L_A + L_B} = \Delta R_B(t) + \frac{L_1}{L_A + L_B} F(t) - \frac{H}{L_A + L_B} F_x(t). \quad (24)$$

Полученные два уравнения сводятся к системе неоднородных дифференциальных уравнений второго порядка.

Общее уравнение определяется как

$$\Delta R_A(t) = R_A [C_{a1} \cdot \cos(\omega_0 t) + C_{a2} \cdot \sin(\omega_0 t) + a_1 \cdot \cos(\omega t) + a_2 \cdot \sin(\omega t)]; \quad (25)$$

$$\Delta R_B(t) = R_B [C_{b1} \cdot \cos(\omega_0 t) + C_{b2} \cdot \sin(\omega_0 t) + b_1 \cdot \cos(\omega t) + b_2 \cdot \sin(\omega t)]. \quad (26)$$

Принимая, что колебания оборудования установившееся, тогда свободные колебания опускаются.

$$\Delta R_A(t) = R_A [a_1 \cdot \cos(\omega t) + a_2 \cdot \sin(\omega t)]; \quad (27)$$

$$\Delta R_B(t) = R_B [b_1 \cdot \cos(\omega t) + b_2 \cdot \sin(\omega t)]. \quad (28)$$

Тогда координаты y_a и y_b равны

$$y_A = -\frac{\Delta R_A(t)}{k_A}; \quad (29)$$

$$y_B = -\frac{\Delta R_B(t)}{k_B}; \quad (30)$$

$$\ddot{y}_A = -\frac{\Delta R_A(t)}{k_A} = -\frac{\omega^2 R_A}{k_A} (a_1 \cdot \cos(\omega t) + a_2 \cdot \sin(\omega t)); \quad (31)$$

$$\ddot{y}_B = -\frac{\Delta R_B(t)}{k_B} = -\frac{\omega^2 R_B}{k_B} (b_1 \cdot \cos(\omega t) + b_2 \cdot \sin(\omega t)). \quad (32)$$

Соответственно получаем систему уравнений

$$\frac{\ddot{y}_A(mL_B^2 + I) + \ddot{y}_B(mL_A L_B - I)}{(L_A + L_B)^2} = \Delta R_A(t) + \frac{L_2}{L_A + L_B} F_y \cos(\omega t) + \frac{H}{L_A + L_B} F_x \sin(\omega t); \quad (33)$$

$$\frac{\ddot{y}_A(mL_A L_B - I) + \ddot{y}_B(mL_A^2 + I)}{(L_A + L_B)^2} = \Delta R_B(t) + \frac{L_1}{L_A + L_B} F_y \cos(\omega t) - \frac{H}{L_A + L_B} F_x \sin(\omega t). \quad (34)$$

После преобразований получаем

$$-\omega^2 \frac{\frac{R_A}{k_A} (a_1 \cos(\omega t) + a_2 \sin(\omega t))(mL_B^2 + I) + \frac{R_B}{k_B} (b_1 \cos(\omega t) + b_2 \sin(\omega t))(mL_A L_B - I)}{(L_A + L_B)^2} = \quad (35)$$

$$= R_A [a_1 \cdot \cos(\omega t) + a_2 \cdot \sin(\omega t)] + \frac{L_A + L_B - L_1}{L_A + L_B} F_y \cos(\omega t) + \frac{H}{L_A + L_B} F_x \sin(\omega t);$$

$$-\omega^2 \frac{\frac{R_A}{k_A} (a_1 \cos(\omega t) + a_2 \sin(\omega t))(mL_A L_B - I) + \frac{R_B}{k_B} (b_1 \cos(\omega t) + b_2 \sin(\omega t))(mL_A^2 + I)}{(L_A + L_B)^2} = \quad (36)$$

$$= R_B [b_1 \cdot \cos(\omega t) + b_2 \cdot \sin(\omega t)] + \frac{L_1}{L_A + L_B} F_y \cos(\omega t) - \frac{H}{L_A + L_B} F_x \sin(\omega t).$$

Решение данной системы позволяет получить значения реакций в опорах.

Для целей анализа положения дефекта (координата L_1) считаем значения реакций a_1 , a_2 , b_1 , b_2 известными. Найдем неизвестные величины путем последовательного обнуления функций при синусах и косинусах, иначе говоря, путем подстановки $\omega t=0$ и $\omega t=0,5\pi$. Подставляя $\omega t=0$ получаем два уравнения:

$$-\omega^2 \frac{\frac{R_A}{k_A} a_1 (mL_B^2 + I) + \frac{R_B}{k_B} b_1 (mL_A L_B - I)}{(L_A + L_B)^2} = R_A a_1 + \frac{L_A + L_B - L_1}{L_A + L_B} F_y \quad (37)$$

$$-\omega^2 \frac{\frac{R_A}{k_A} a_1 (mL_A L_B - I) + \frac{R_B}{k_B} b_1 (mL_A^2 + I)}{(L_A + L_B)^2} = R_B b_1 + \frac{L_1}{L_A + L_B} F_y. \quad (38)$$

Подставляя $\omega t = 0,5\pi$ получаем также два уравнения

$$-\omega^2 \frac{\frac{R_A}{k_A} a_2 (mL_B^2 + I) + \frac{R_B}{k_B} b_2 (mL_A L_B - I)}{(L_A + L_B)^2} = R_A a_2 + \frac{H}{L_A + L_B} F_x; \quad (39)$$

$$-\omega^2 \frac{\frac{R_A}{k_A} a_2 (mL_A L_B - I) + \frac{R_B}{k_B} b_2 (mL_A^2 + I)}{(L_A + L_B)^2} = R_B b_2 - \frac{H}{L_A + L_B} F_x. \quad (40)$$

Решением последних четырех уравнений является:

$$a_1 = \frac{F_y k_A (k_B (L_1 - L_A - L_B)(L_A + L_B) + (I + L_A (L_A - L_1) m) \omega^2)}{R_A (k_A k_B (L_A + L_B)^2 - (I(k_A + k_B) + (k_A L_A^2 + k_B L_B^2) m) \omega^2 + m l \omega^4)}; \quad (41)$$

$$b_1 = \frac{F_y k_B (-k_A L_1 (L_A + L_B) + (I + (L_1 - L_A) L_B m) \omega^2)}{R_B (k_A k_B (L_A + L_B)^2 - (I(k_A + k_B) + (k_A L_A^2 + k_B L_B^2) m) \omega^2 + m l \omega^4)}; \quad (42)$$

$$a_2 = \frac{F_x H k_A (-k_B (L_A + L_B) + L_A m \omega^2)}{R_A (k_A k_B (L_A + L_B)^2 - (I(k_A + k_B) + (k_A L_A^2 + k_B L_B^2) m) \omega^2 + m l \omega^4)}; \quad (43)$$

$$b_2 = \frac{F_x H k_B (k_A (L_A + L_B) - L_B m \omega^2)}{R_B (k_A k_B (L_A + L_B)^2 - (I(k_A + k_B) + (k_A L_A^2 + k_B L_B^2) m) \omega^2 + m l \omega^4)}. \quad (44)$$

Примем, что оборудование закреплено жестко, тогда жесткость опор во много раз больше соответственных значений, связанных с инерцией оборудования, иначе говоря, массой и моментом инерции можно пренебречь, т.е. $M \rightarrow 0$ и $I \rightarrow 0$. Тогда из последних уравнений будет справедливо преобразование:

$$F_y \left(-1 + \frac{L_1}{L_A + L_B} \right) - a_1 R_A = 0; \quad (45)$$

$$-\frac{F_x H}{L_A + L_B} - a_2 R_A = 0; \quad (46)$$

$$-\frac{F_y L_1}{L_A + L_B} - b_1 R_B = 0; \quad (47)$$

$$\frac{F_x H}{L_A + L_B} - b_2 R_B = 0. \quad (48)$$

После преобразования получаем

$$F_y = -a_1 R_A - b_1 R_B ; \quad (49)$$

$$L_1 = (L_A + L_B) \frac{b_1 R_B}{a_1 R_A + b_1 R_B} ; \quad (50)$$

$$a_2 R_A + b_2 R_B = 0 ; \quad (51)$$

$$\frac{F_x H}{L_A + L_B} = -a_2 R_A . \quad (52)$$

Таким образом, получаем, что вертикальная составляющая возбуждающей силы определяется однозначно по следующему уравнению:

$$F_y = -a_1 R_A - b_1 R_B = -R_A \cos(\varphi_A - \varphi_F) - R_B \cos(\varphi_B - \varphi_F) ,$$

где φ_A – фаза колебаний реакции опоры А;

φ_B – фаза колебаний реакции опоры В;

φ_F – фаза колебаний суммы реакций в опорах А и В;

R_A – амплитуда реакции в опоре А;

R_B – амплитуда реакции в опоре В.

Горизонтальная координата точки приложения возбуждающей силы (расстояние от опоры А) равна:

$$L_{xA} = L \frac{R_B \cos(\varphi_B - \varphi_F)}{R_A \cos(\varphi_A - \varphi_F) + R_B \cos(\varphi_B - \varphi_F)} . \quad (53)$$

Горизонтальная составляющая возбуждающей силы не определяется однозначно и связана с моментом, который она создает:

$$F_x H = -a_2 R_A (L_A + L_B) = -\sin(\varphi_A - \varphi_F) R_A L = \sin(\varphi_B - \varphi_F) R_B L . \quad (54)$$

При этом получаем проверочное уравнение

$$a_2 R_A + b_2 R_B = \sin(\varphi_A - \varphi_F) R_A + \sin(\varphi_B - \varphi_F) R_B = 0 . \quad (55)$$

Таким образом, получены формулы для определения местоположения источников возбуждения вибрации нефте- и газоперекачивающего оборудования при наличии вертикальной и горизонтальной возбуждающих сил с учетом использования данных тензометрии.

2.2 Разработка трехмерной модели виброколебаний нефте- и газоперекачивающего оборудования при наличии возбуждающих сил с учетом использования данных тензометрии

Для определения положения источников возбуждения для фактического оборудования необходимо перейти от плоской к трехмерной модели.

Исходя из полученных ранее формул имеем положение дефекта вдоль оси x :

$$L_{xA} = L \frac{R_{xB} \cos(\varphi_{xB} - \varphi_F)}{R_{xA} \cos(\varphi_{xA} - \varphi_F) + R_{xB} \cos(\varphi_{xB} - \varphi_F)}. \quad (56)$$

Аналогично имеем положение источника возбуждения вдоль оси z (горизонтальная ось, перпендикулярная оси x):

$$L_{zA} = L \frac{R_{zB} \cos(\varphi_{zB} - \varphi_F)}{R_{zA} \cos(\varphi_{zA} - \varphi_F) + R_{zB} \cos(\varphi_{zB} - \varphi_F)}. \quad (57)$$

Для определения высоты источника возбуждения полагаем, что возбуждающая сила является циклической в некоторой вертикальной плоскости.

Тогда момент, который создает данный источник возбуждения перпендикулярно оси x в соответствии с формулой (54) будет:

$$F_x H = \sin(\varphi_{xB} - \varphi_F) R_{xB} L_x. \quad (58)$$

Соответственно момент, который создает данный источник возбуждения перпендикулярно оси z :

$$F_z H = \sin(\varphi_{zB} - \varphi_F) R_{zB} L_z. \quad (59)$$

Тогда суммарный момент равен:

$$M = (F_x H)^2 + (F_z H)^2 = H^2 (F_x^2 + F_z^2). \quad (60)$$

Отсюда получаем искомую высоту источника возбуждения:

$$H = \frac{\sqrt{(\sin(\varphi_{xB} - \varphi_F) R_{xB} L_x)^2 + (\sin(\varphi_{zB} - \varphi_F) R_{zB} L_z)^2}}{F}, \quad (61)$$

где F – амплитуда силы источника возбуждения.

Таким образом может быть определена высота источника возбуждения.

2.3 Разработка трехмерной модели колебаний нефте- и газоперекачивающего оборудования при наличии нескольких источников возбуждающих сил с одинаковой частотой при использовании данных тензометрии

Возможен такой случай, что оборудование имеет два источника возбуждения с одинаковой частотой вращения. Предыдущая математическая модель рассчитана только на один источник возбуждения, поэтому она требует доработки.

Рассмотрим расчетную схему, представленную ниже (Рисунок 32).

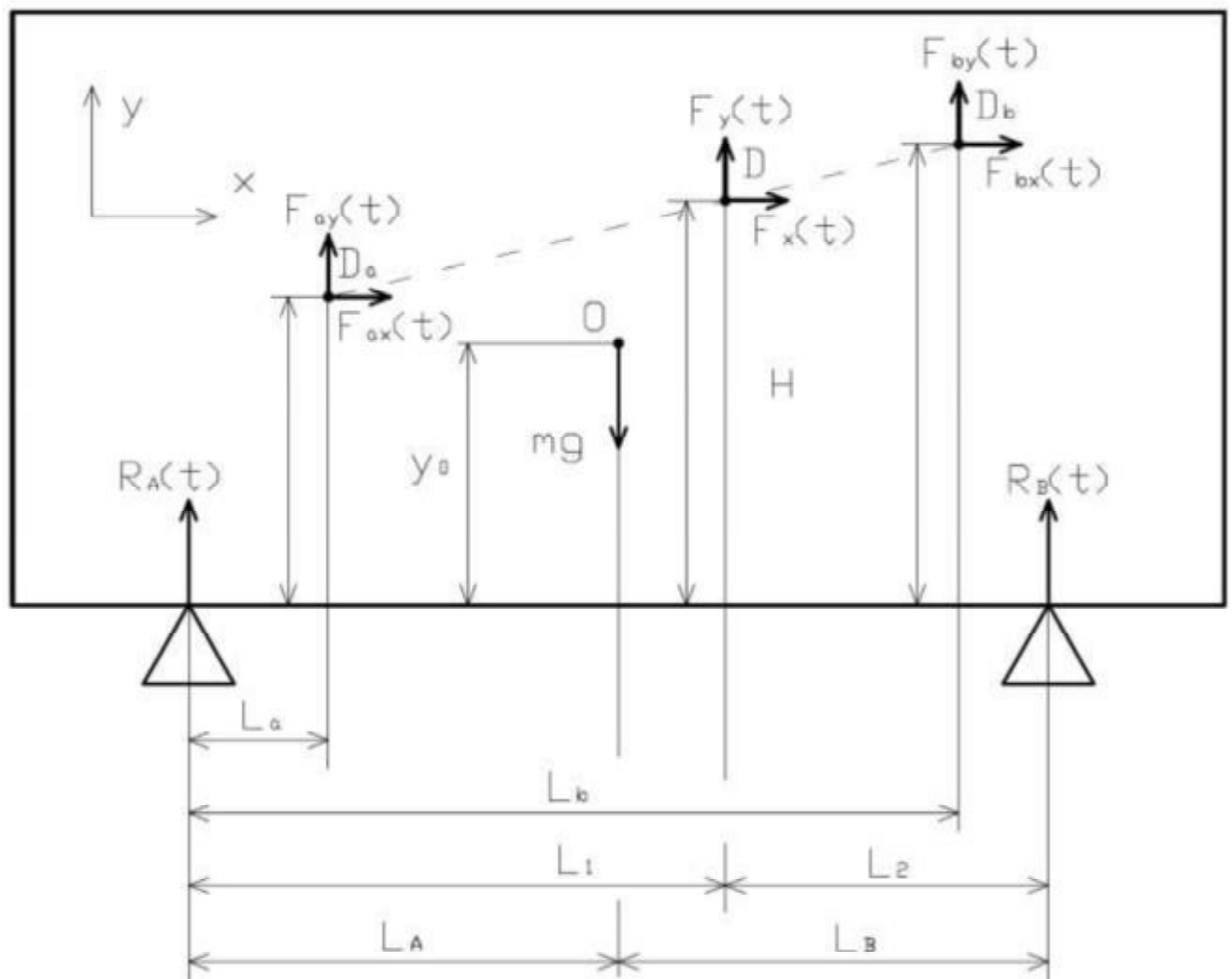


Рисунок 32 – Расчетная схема к определению колебаний оборудования при наличии двух источников возбуждения с одинаковой частотой вращения

Согласно предложенной схеме имеются два источника колебаний: первый имеет вертикальную и горизонтальную силы $F_{ay}(t)$ и $F_{ax}(t)$, а второй- $F_{by}(t)$ и $F_{bx}(t)$. При этом их координаты соответственно равны: L_a и H_a , L_b и H_b .

В рамках рассмотренных ранее математических моделей (17) и (18) обобщенные силы будут равны

$$Q_A = \Delta R_A(t) + \left(1 - \frac{L_a}{L_A + L_B}\right) F_{ay}(t) + \left(1 - \frac{L_b}{L_A + L_B}\right) F_{by}(t) + \frac{H_a}{L_A + L_B} F_{ax}(t) + \frac{H_b}{L_A + L_B} F_{bx}(t); \quad (62)$$

$$Q_B = \Delta R_B(t) + \frac{L_a}{L_A + L_B} F_{ay}(t) + \frac{L_b}{L_A + L_B} F_{by}(t) - \frac{H_a}{L_A + L_B} F_{ax}(t) - \frac{H_b}{L_A + L_B} F_{bx}(t). \quad (63)$$

Для одиночного источника возбуждения уравнения модели выглядят следующим образом:

$$Q_A = \Delta R_A(t) + \left(1 - \frac{L_1}{L_A + L_B}\right) F_y(t) + \frac{H}{L_A + L_B} F_x(t); \quad (64)$$

$$Q_B = \Delta R_B(t) + \frac{L_1}{L_A + L_B} F_y(t) - \frac{H}{L_A + L_B} F_x(t). \quad (65)$$

Таким образом, два источника возбуждения будут действовать как один, который имеет вертикальную и горизонтальную силы $F_y(t)$ и $F_x(t)$, а также координаты L_1 и H . Данные величины будут связанные следующими уравнениями:

$$L_a F_{ay}(t) + L_b F_{by}(t) = L_1 F_y(t); \quad (66)$$

$$F_{ay}(t) + F_{by}(t) = F_y(t); \quad (67)$$

$$H_a F_{ax}(t) + H_b F_{bx}(t) = H F_x(t); \quad (68)$$

$$F_{ax}(t) + F_{bx}(t) = F_x(t). \quad (69)$$

Соответственно, два источника возбуждения покажут один мнимый источник с координатами:

$$L_1 = \frac{L_a F_{ay}(t) + L_b F_{by}(t)}{F_{ay}(t) + F_{by}(t)}; \quad (70)$$

$$H = \frac{H_a F_{ax}(t) + H_b F_{bx}(t)}{F_{ax}(t) + F_{bx}(t)}. \quad (71)$$

Если источники колебания имеют одинаковую частоту и фазу, то справедлив будет переход:

$$L_1 = \frac{L_a F_{ay}(t) + L_b F_{by}(t)}{F_{ay}(t) + F_{by}(t)} = \frac{L_a F_{ay} + L_b F_{by}}{F_{ay} + F_{by}}; \quad (72)$$

$$H = \frac{H_a F_{ax}(t) + H_b F_{bx}(t)}{F_{ax}(t) + F_{bx}(t)} = \frac{H_a F_{ax} + H_b F_{bx}}{F_{ax} + F_{bx}}. \quad (73)$$

Таким образом, мнимый источник возбуждения имеет положение как бы усредненное между двумя источниками с учетом весовых коэффициентов, т.е. с учетом интенсивности. Мнимый источник находится на одной линии с двумя оригинальными источниками.

В том случае, если имеется один источник возбуждения, и появляется новый источник с такой же частотой, то его положение можно найти по обратным формулам:

$$L_b = \frac{L_1 F - L_a F_{ay}}{F - F_{ay}}; \quad (74)$$

$$H_b = \frac{H F - H_a F_{ax}}{F - F_{ax}}. \quad (75)$$

Таким образом, можно определять местоположение двух источников возбуждения или дефектов, но при условии, что проведены измерения и до и после появления второго источника.

2.4 Разработка трехмерной модели колебаний нефте- и газоперекачивающего оборудования при наличии нескольких источников возбуждающих сил с близкой частотой при использовании данных тензометрии

Рассмотрим такой случай, когда оборудование имеет два источника возбуждения с близкой частотой вращения.

Пусть имеются аналогично представленной ранее модели два источника колебаний: первый имеет вертикальную и горизонтальную силы $F_{ay}(t)$ и $F_{ax}(t)$, а

второй соответственно $F_{by}(t)$ и $F_{bx}(t)$. Тогда их координаты будут равны: L_a и H_a , L_b и H_b . Пусть вертикальные силы описываются уравнениями:

$$F_{ay}(t) = F_{ay} \cos(\omega_a t); \quad (76)$$

$$F_{by}(t) = F_{by} \cos(\omega_b t). \quad (77)$$

где ω_a и ω_b – близкие частоты – величина $\omega_a - \omega_b$ меньше, чем разрешение изменяемого спектра по частоте.

Соответственно, два источника возбуждения покажут один мнимый источник с координатами:

$$L_1 = \frac{L_a F_{ay} \cos(\omega_a t) + L_b F_{by} \cos(\omega_b t)}{F_{ay} \cos(\omega_a t) + F_{by} \cos(\omega_b t)}; \quad (78)$$

$$H = \frac{H_a \cos(\omega_a t) + H_b F_{bx} \cos(\omega_b t)}{F_{ax} \cos(\omega_a t) + F_{bx} \cos(\omega_b t)}. \quad (79)$$

При сложении колебаний получаем:

$$L_1 = \frac{\sqrt{L_a^2 F_{ay}^2 + F_{by}^2 L_b^2 + 2 F_{ay} F_{by} L_a L_b \cos[(\omega_a - \omega_b)t]} \cos\left[\frac{(\omega_a - \omega_b)t}{2} + \Delta\varphi_2\right]}{\sqrt{F_{ay}^2 + F_{by}^2 + 2 F_{ay} F_{by} \cos[(\omega_a - \omega_b)t]} \cos\left[\frac{(\omega_a - \omega_b)t}{2} + \Delta\varphi_1\right]}; \quad (80)$$

$$H = \frac{\sqrt{H_a^2 F_{ay}^2 + F_{by}^2 H_b^2 + 2 F_{ay} F_{by} H_a H_b \cos[(\omega_a - \omega_b)t]} \cos\left[\frac{(\omega_a - \omega_b)t}{2} + \Delta\varphi_3\right]}{\sqrt{F_{ay}^2 + F_{by}^2 + 2 F_{ay} F_{by} \cos[(\omega_a - \omega_b)t]} \cos\left[\frac{(\omega_a - \omega_b)t}{2} + \Delta\varphi_1\right]}. \quad (81)$$

Из анализа последних уравнений видно, что координаты не будут постоянными. Следовательно, при наблюдении «плавающих» источников возбуждения необходимо повышать разрешение спектра, пока один «плавающий» спектр не заменится на два стабильных.

3 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ МЕТОДА ДИАГНОСТИРОВАНИЯ НЕФТЕ- И ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩЕГО ОБОРУДОВАНИЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ДАННЫХ ТЕНЗОМЕТРИИ

Для подтверждения метода объективного распознавания и идентификации дефектов промышленного оборудования на основе удаленного тензометрического анализа необходимо проведение экспериментальных исследований. С этой целью разработана экспериментальная установка, программное обеспечение и экспериментальный стенд.

Общая схема экспериментальной установки для метода апробации и исследования объективного распознавания и идентификации дефектов промышленного оборудования на основе удаленного тензометрического анализа выглядит следующим образом:

Вызванные вибрацией изменения в реакции опор измеряются при помощи резистивных тензодатчиков усилий. Датчики совместно с набором резисторов формируют мост Уитстона, и посредством инструментальных усилителей INA125 с различным коэффициентом усиления, создают аналоговый сигнал с информацией об усилиях. Данный сигнал подается в микроконтроллер Teensy со встроенным 12-ти битным аналого-цифровым преобразователем. 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. В компьютерной программе происходит разложение сигнала в ряды Фурье, анализ посредством разработанной ранее математической модели и обработка результатов, включающая фильтрацию, опознавание дефектов, оценка достоверности, расчет погрешности, графическая визуализация местоположения дефектов.

3.1 Проектирование и изготовление электрической части экспериментальной установки

Для реализации поставленных задач была спроектирована следующая электрическая схема (Рисунок 33 и Рисунок 34). В качестве усилителя было решено использовать маломощные, высокоточные инструментальные усилители с прецизионным опорным напряжением на основе микросхемы INA 125. Внешний резистор устанавливает любое усиление от 4 до 10000 [242] .

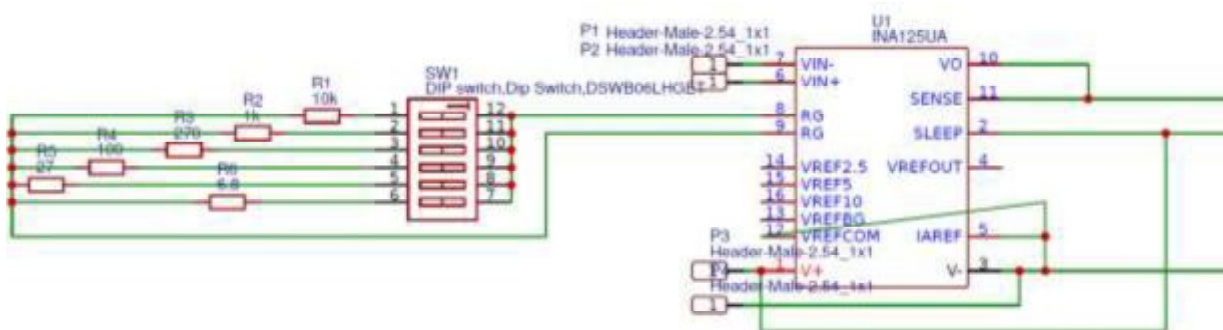


Рисунок 33 – Электрическая схема одного канала для усиления сигнала с тензодатчика

Резистивный тензодатчик подключается к выводам 6 и 7 микросхемы INA125. Коэффициент усиления определяется сопротивлением между выводами 8 и 9, который меняется в широких пределах благодаря набору усилителей. Используемые тензодатчики изготовлены из резистивных полумостов [241] .

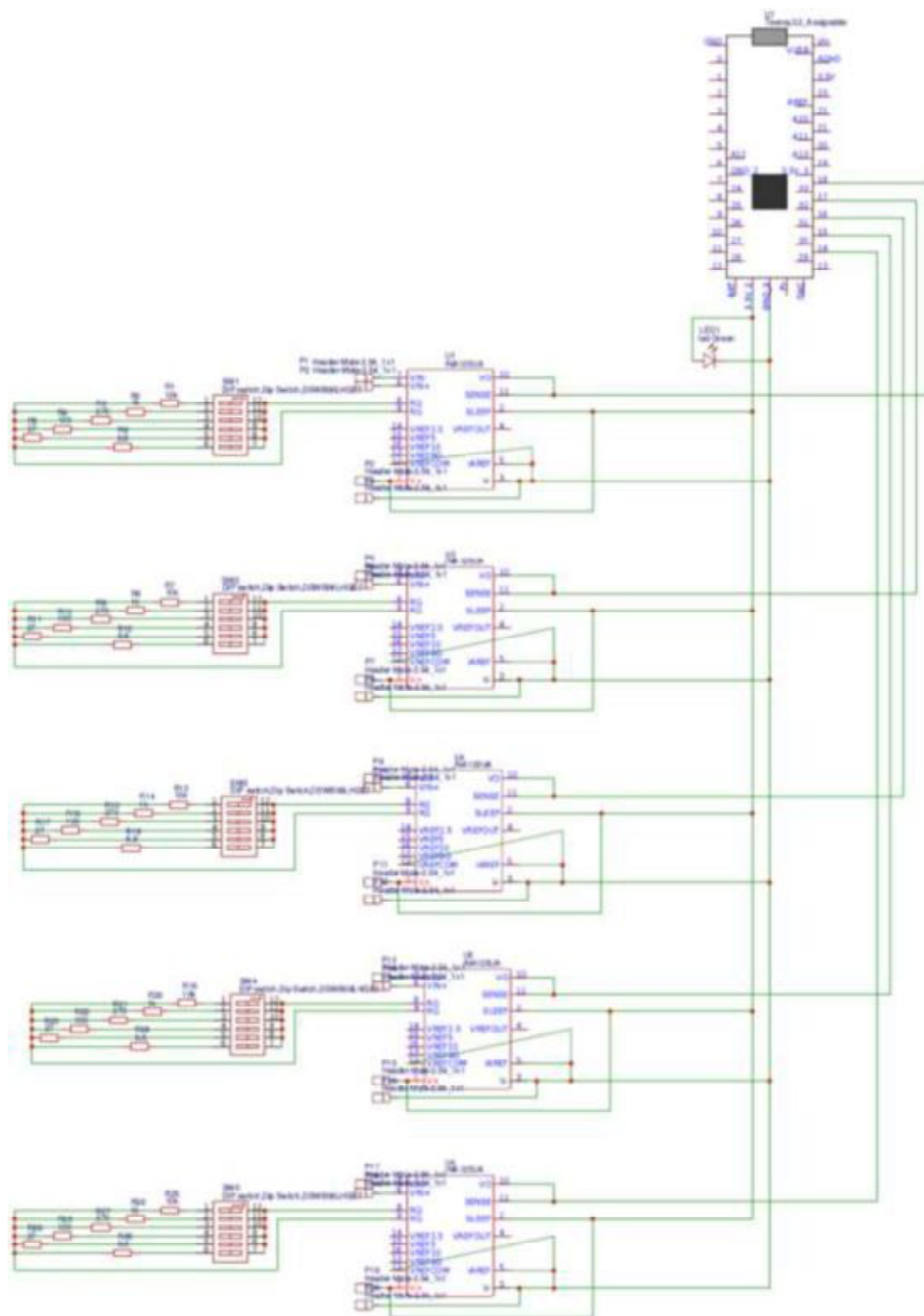


Рисунок 34 – Электрическая схема экспериментальной установки

Согласно разработанной электрической схеме, 5 каналов для усиления датчиков соединяются с микроконтроллером. Поскольку микроконтроллер должен обладать достаточно большой производительностью, объемом памяти и

желательно встроенным аналого-цифровым преобразователем с разрядностью не менее 12 бит, то принято было использовать микроконтроллер Teensy 3.2.

Микроконтроллер Teensy 3.2 построен на 32-битном процессоре Cypress MK20DX256 ARM с ядром Cortex-M4 с частотой 72 МГц, 64 КБ ОЗУ и 256 КБ энергонезависимой флэш-памяти. Обладает встроенным 12-разрядным аналого-цифровым преобразователем [271].

Была принята двухсторонняя разводка платы (Рисунок 35).

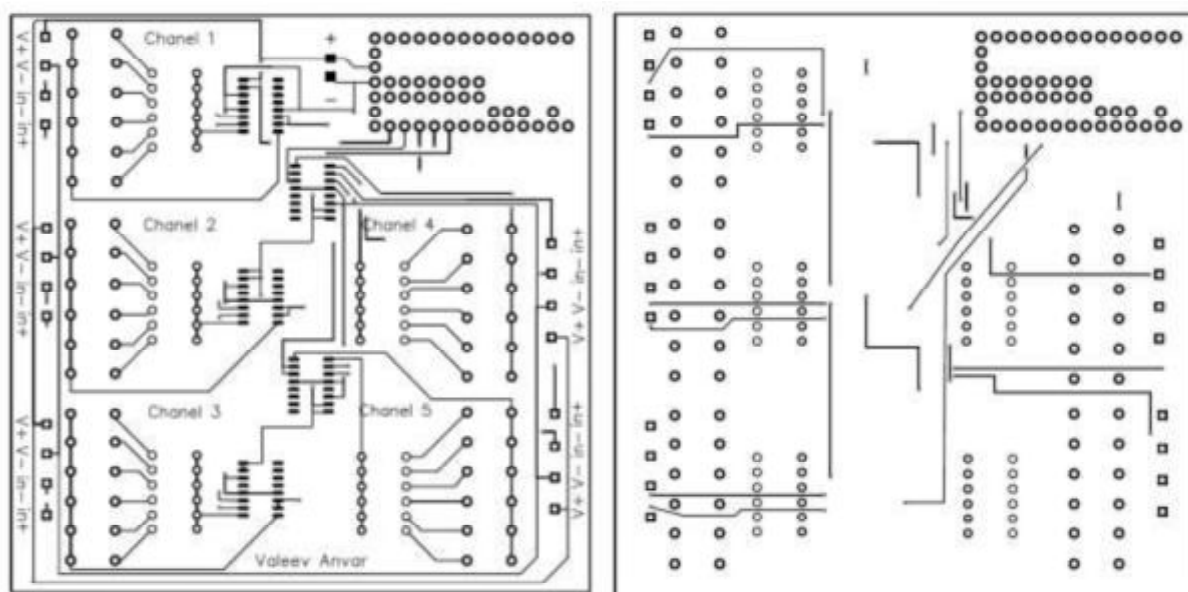


Рисунок 35 – Разводка платы для электрической схемы экспериментальной установки

Разработка электрической схемы, платы и создание трехмерной модели (Рисунок 36) производились в компьютерном пакете EasyEDA.

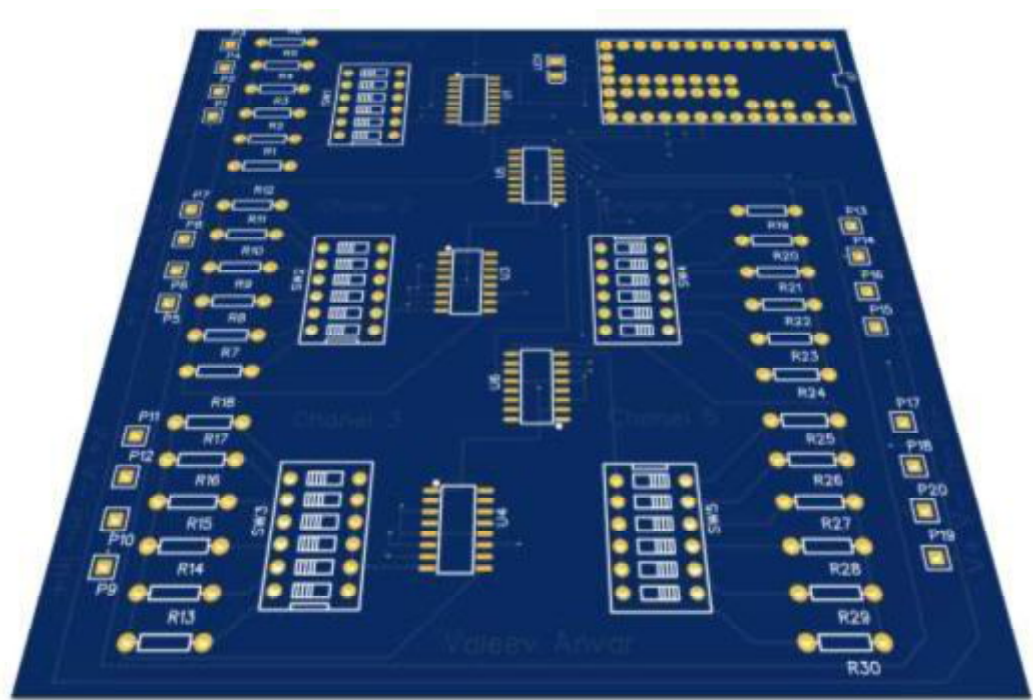


Рисунок 36 –Трехмерная модель разработанной платы

Изготовление печатной платы было произведено на заводе JLCPCB (Shenzhen JLC Electronics Co., Ltd.) согласно разработанной электрической схеме. Сборка компонентов (микроконтроллер со встроенным аналого-цифровым преобразователем, усилители, тензометрические датчики) проводилась собственными силами (Рисунок 37).

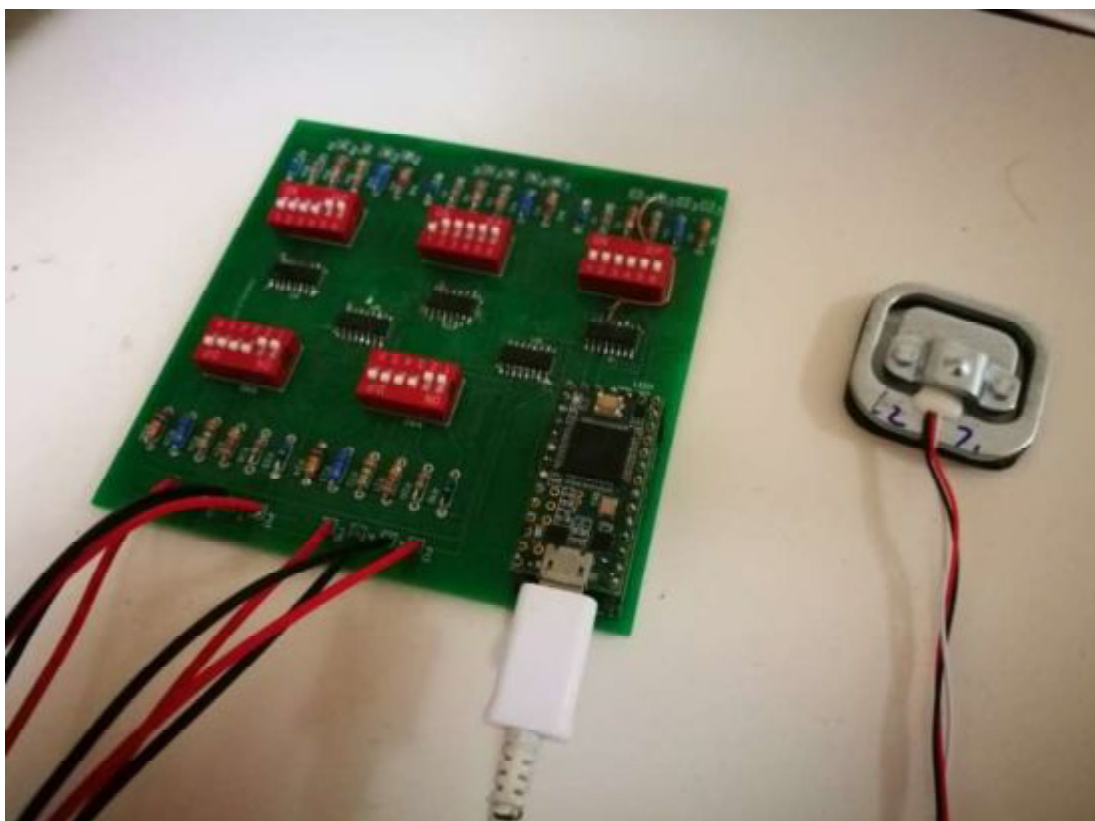


Рисунок 37 – Экспериментальный прототип для измерения тензометрического сигнала, сбора данных и передачи их на компьютер

Общая процедура сбора данных следующая: микроконтроллер запрашивает данные с 5 каналов с минимальной задержкой 9 микросекунд. Запросы делаются последовательно, что позволяет в дальнейшем получать данные с максимальной частотой 22 кГц. Микроконтроллер собирает определенное количество данных, сохраняет их и через COM-порт отправляет на компьютер.

Программный код для микроконтроллера написан на языке Arduino IDE (см. приложение А).

3.2 Разработка программного кода экспериментальной установки

Для получения и анализа данных на компьютере была создана специальная программа. Использовался язык программирования Delphi (Рисунок 38).

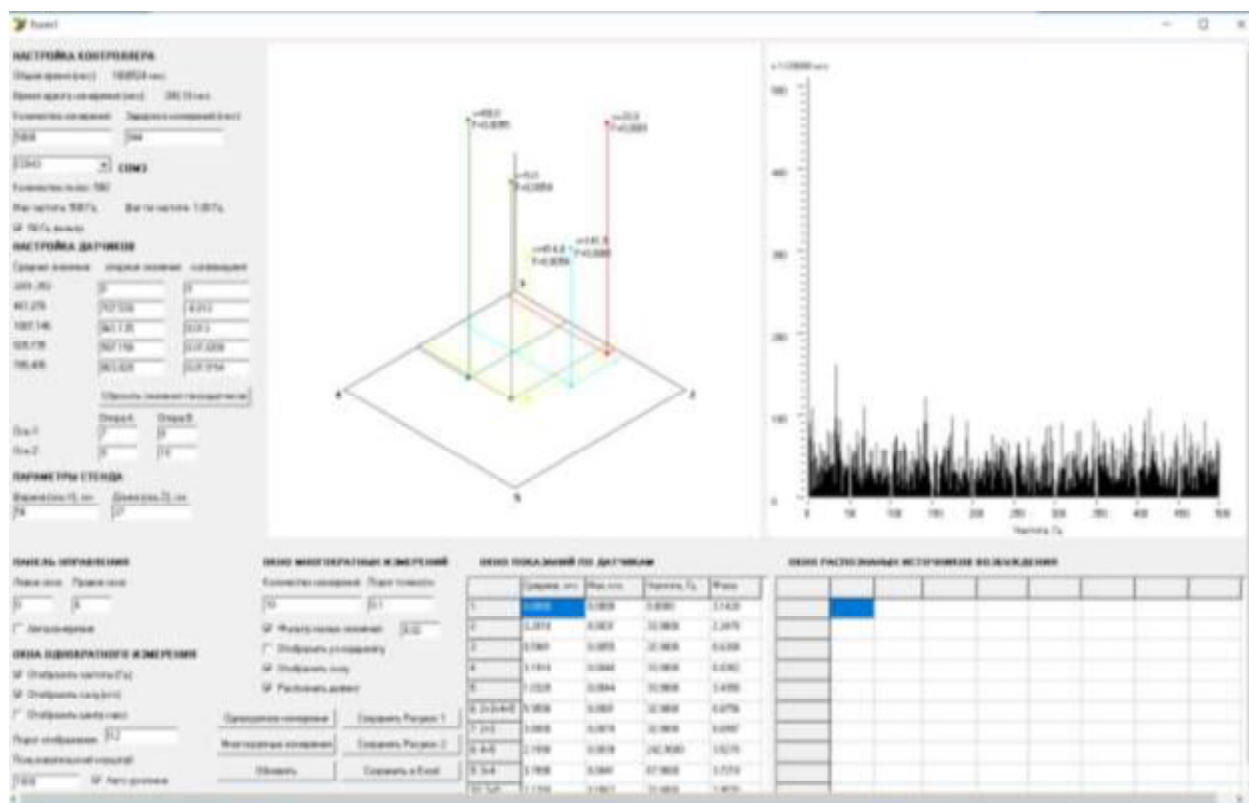


Рисунок 38 – Интерфейс разработанной компьютерной программы для сбора и анализа данных тензометрии

Полный код программы представлен в приложении Б.

Код программы условно состоит из следующих частей:

- Блок приема данных с компьютера. Блок принимает информацию по USB-кабелю с дополнительной информацией о частоте измерений сигнала с каждого из тензодатчиков.

- Блок первичной обработки данных. Производится преобразование Фурье сигнала с каждого из тензодатчиков, а также сочетаний пар опор вдоль каждой стороны стенда, и суммарного сигнала со всех датчиков. Производится преобразование сигнала в спектр, с определением амплитуды сигнала по каждой частоте и фазе колебаний. Здесь также есть опция цифровой фильтрации наводок от сети 50 Гц.

- Блок вычисления координат источников возбуждения согласно разработанной математической модели. В рамках этого блока происходит вычисление динамических реакций на каждой из опор, определение

горизонтальных координат дефекта. Далее с использованием данных по отставанию фаз колебаний между опорами определяется вертикальная координата источника колебаний.

- Модуль однократных измерений. Производится однократное измерение спектров колебаний с вычислением координат источников колебаний.

- Модуль многократных измерений. Производится несколько последовательных измерений спектров.

- Блок фильтрации источников колебаний. Для нескольких последовательных измерений спектров, определяется относительная погрешность вычисления каждой из координат пространства источников возбуждения, а также его интенсивность. Далее определяется точность определения каждой из полученных величин, из которых для дальнейшего анализа оставляются только те данные, которые обладают высокой точностью. Более подробно о фильтрации источников колебания будет рассмотрено ниже.

- Блок распознавания дефектов. В тех случаях, когда на нескольких соседних полосах частот идентифицируются одинаковые дефекты, то они объединяются в один источник колебаний.

- Блок двухмерной и трехмерной визуализации расположения дефектов, а также построения графиков спектров колебаний.

- Блок сохранения результатов расчетов в Excel, а также графиков.

Таким образом, разработанная программа позволяет получить перечень источников колебаний с информацией об их интенсивности, частоте и координатах расположения.

3.3 Описание разработанного экспериментального стенда

Для проведения экспериментальных исследований по апробации разработанной методики распознавания положения источников возбуждения в

обследуемом оборудовании и разработанной электронной установке был разработан стенд (Рисунок 39).

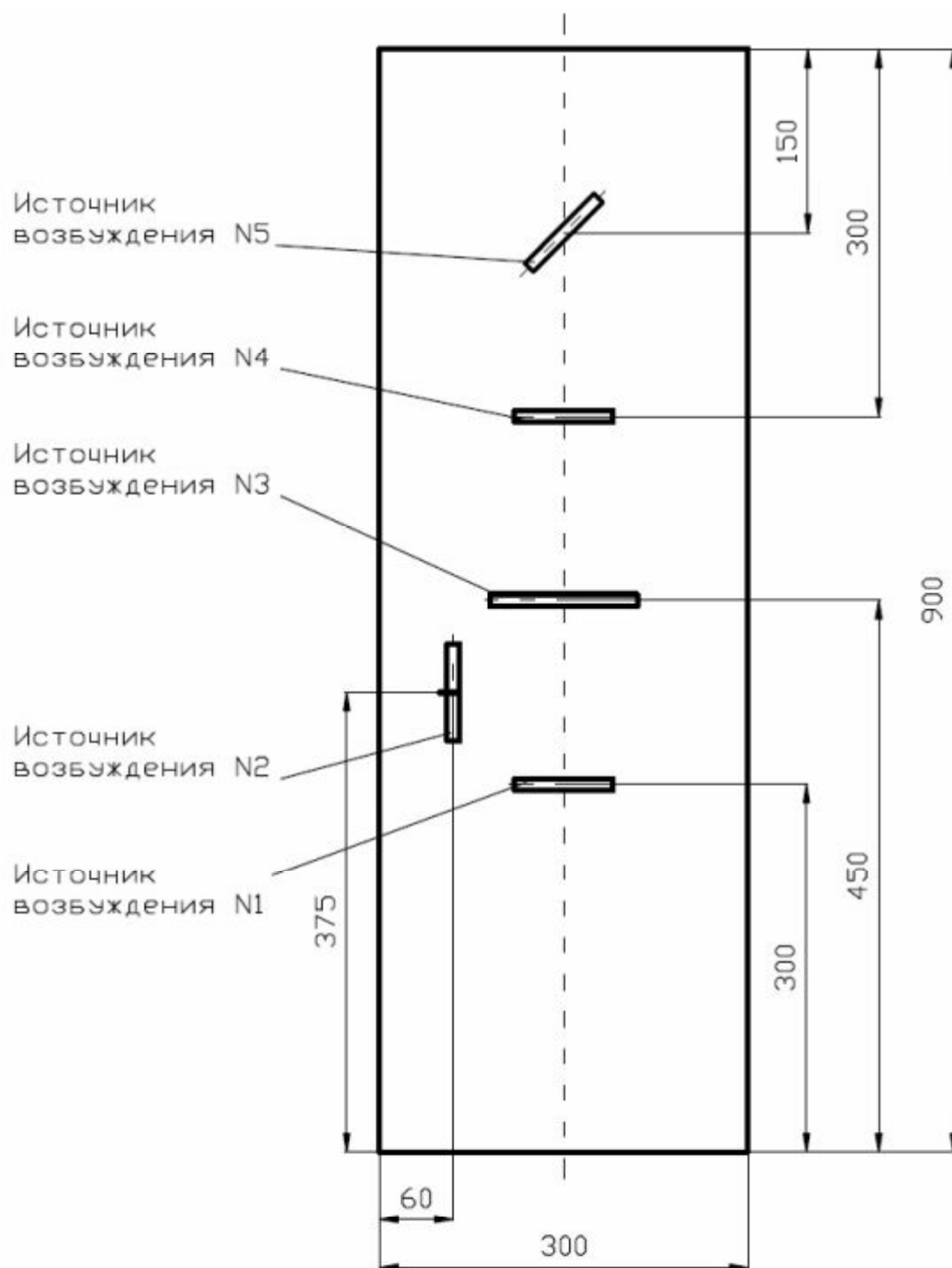


Рисунок 39 – Габаритная схема разработанного экспериментального стенда



Рисунок 40 – Общий вид разработанного экспериментального стенда

Экспериментальный стенд (Рисунок 40) включает основание с размерами 90 х 30 х 4 см, массой 5,6 кг, на котором расположены 5 вентиляторов с эксцентриком, представляющие источники возбуждения. Каждый вентилятор снабжен ШИМ-регулятором скорости вращения (Рисунок 41), который позволяет плавно изменять скорость вращения вала.



Рисунок 41 – ШИМ-регулятор скорости вращения источника возбуждения

Вентиляторы расположены в ряд для имитации работы газоперекачивающего агрегата, который может иметь несколько турбин с разными скоростями вращения вала.

При этом один из вентиляторов расположен не на одной линии с другими и под углом 90 градусов – для имитации дефекта, не связанного с ротором или подшипником. Перпендикулярное расположение позволяет дополнительно проверить достоверность разработанной математической модели для другой оси.

Пятый вентилятор расположен под углом 45 градусов для апробации разработанной математической модели в случае, когда плоскость колебания источника возбуждения не параллельна установленным тензодатчикам.

3.4 Определение характеристик источников возбуждения

Проведем экспериментальные исследования по апробации определения местоположения источника возбуждения колебаний с помощью разработанных математической модели, электронной установки и программного обеспечения.

Ниже приведен пример по определению местоположения источника возбуждения №1.

Геометрические (фактические) характеристики источника возбуждения №1:

Координата z – $13,5 \text{ см} \pm 0,5 \text{ см}$;

Координата x – $51,5 \text{ см} \pm 0,5 \text{ см}$;

Координата $y - 8,0 \text{ см} \pm 0,5 \text{ см}$.

Применение разработанных математической модели и программного обеспечения показало следующие параметры источника возбуждения.

Были получены спектр суммарной вертикальной динамической силы (Рисунок 42) и трехмерная визуализация расположения источника возбуждения колебаний (Рисунок 43).

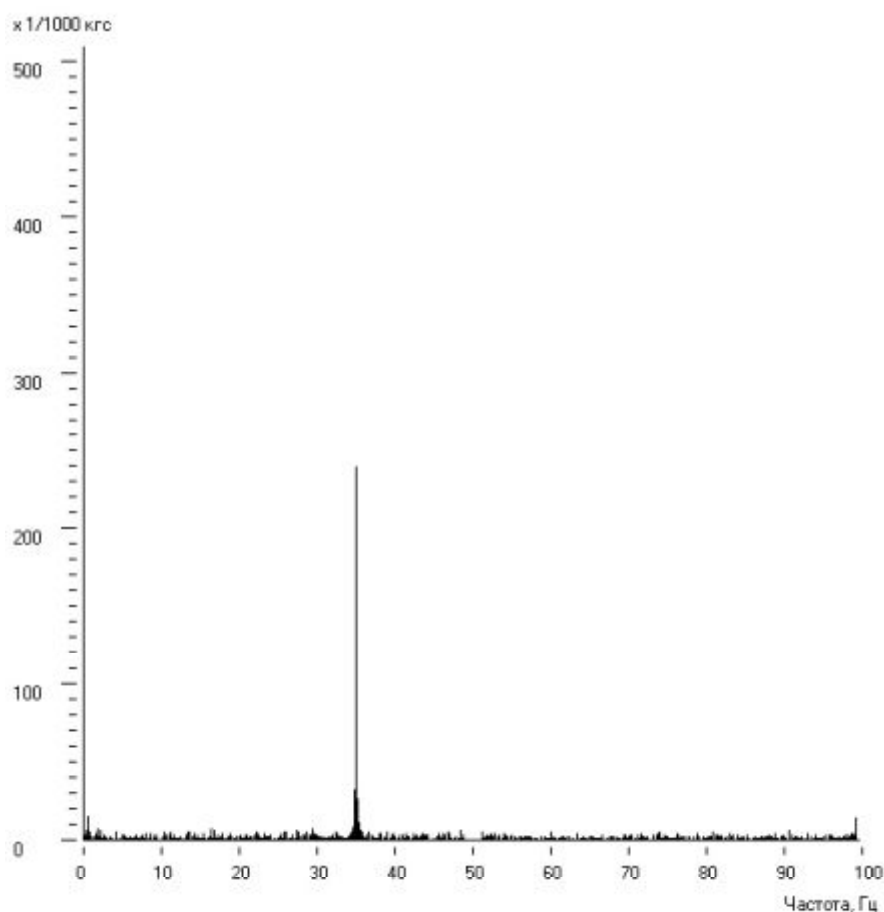


Рисунок 42 – Спектр суммарной вертикальной динамической силы
источника возбуждения №1

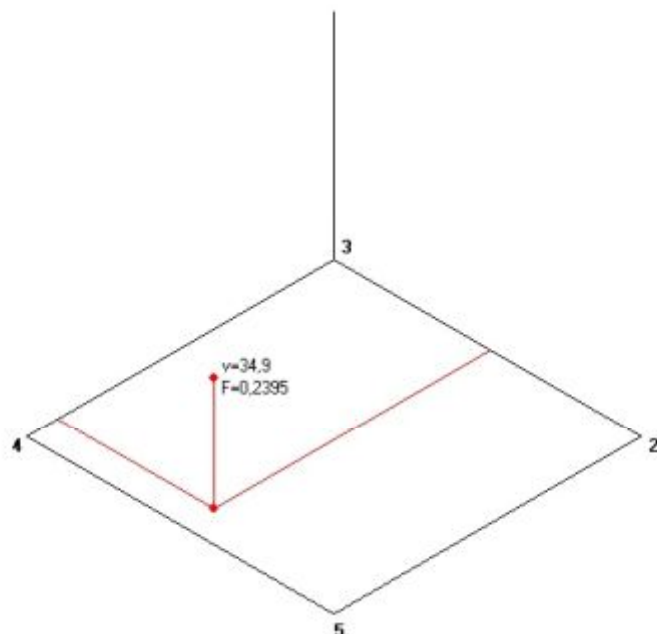


Рисунок 43 – Трехмерная визуализация расположения источника возбуждения №1

Полученные характеристики источника возбуждения №1:

Частота - 35,0 Гц;

Интенсивность – $1,83 \text{ Н} \pm 9,4\%$;

Рассчитанная координата z – $13,90 \text{ см} \pm 2,55\%$;

Рассчитанная координата x – $50,65 \text{ см} \pm 3,72\%$;

Рассчитанная координата y – $7,70 \text{ см} \pm 5,6\%$.

Источник возбуждения стабильно работает при частоте не менее 25,0 Гц.

Результаты экспериментальных исследований по определению характеристик источников возбуждения №№2-5 приведены в приложении В.

Проведем анализ сходимости полученных результатов (проверку однородности) по определению местоположения источника возбуждения со значениями, определенными геометрическим путем. Для этого воспользуемся t-критерием Стьюдента. В рамках этого выдвигается гипотеза о сходимости результатов определения местоположения дефектов геометрическим путем и с помощью разработанных математической модели, электронной установки и

программного обеспечения. Критерий Стьюдента определяется следующей формулой:

$$t = \frac{|X_{\text{геом}} - X_{\text{расч}}|}{\sqrt{X_{\text{геом}}^2 \varepsilon_{X_{\text{геом}}}^2 + X_{\text{расч}}^2 \varepsilon_{X_{\text{расч}}}^2}} \quad (82)$$

Расчетное значение t-критерия Стьюдента сравнивается с критическим значением, которое в данном случае при выборе n=10 и доверительной вероятности 0,95 равно 2,228.

Исходные данные и результаты расчетов сведем в таблицу (Таблица 2).

Таблица 2 – К определению достоверности гипотезы о сходимости результатов определения местоположения дефектов геометрическим путем с помощью разработанных математической модели, электронной установки и программного обеспечения

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

Анализ таблицы показал, что для каждого расчета t-критерий Стьюдента меньше критического значения (2,228). Таким образом, можно сделать вывод, что местоположения дефектов были определены верно.

3.5 Методика выявления и фильтрации признаков множественных источников возбуждения

Выше было показано, что разработанная математическая модель производит расчет положения и интенсивности источника возбуждения для любой частоты, входящей в построенный спектр сигнала. К примеру, если был построен спектр сигнала до 500 Гц с шириной полосы в 1 Гц, то математическая модель произведет расчет 500 источников возбуждения. Очевидно, что подавляющая часть из них – это шумы, и математическая модель покажет несуществующие источники возбуждения. Исходя из этого, нужна разработка методики по фильтрации несуществующих источников возбуждения. Одним из очевидных подходов может быть фильтрация источников возбуждения по их интенсивности путем отсечения всех слабых источников. Данный способ достаточно эффективный, но основная проблема заключается в неизвестности оптимальной границы фильтрации, и данный подход можно использовать только как вспомогательный в ручном режиме. Кроме того, можно произвести непреднамеренную фильтрацию источника вибрации с низкой интенсивностью, но по факту являющимся искомым дефектом оборудования.

Ниже представлен пример измерения интенсивности при четырех включенных источниках колебания (Рисунок 44). Видно, что действительные источники создают четко выделяемые полосы на спектре. Но при этом имеются шумы, которые вызывают всплески и на других частотах. Отмечаем, что эти всплески имеют амплитуды, схожие с действительными источниками.

Поэтому был разработан метод, который сводится к следующему. Производятся многократные измерения, определяются средние значения координат источника возбуждения и интенсивности, производится расчет относительной погрешности. При этом относительная погрешность для действительных источников будет низкой, а для шумов – высокой. Для расчетов будет использоваться критерий фильтрации, равный величине, обратной

относительной погрешности многократных измерений. Таким образом, определяется критерий фильтрации r при определении двух горизонтальных координат, вертикальной, интенсивности, и далее данное значение усредняется.

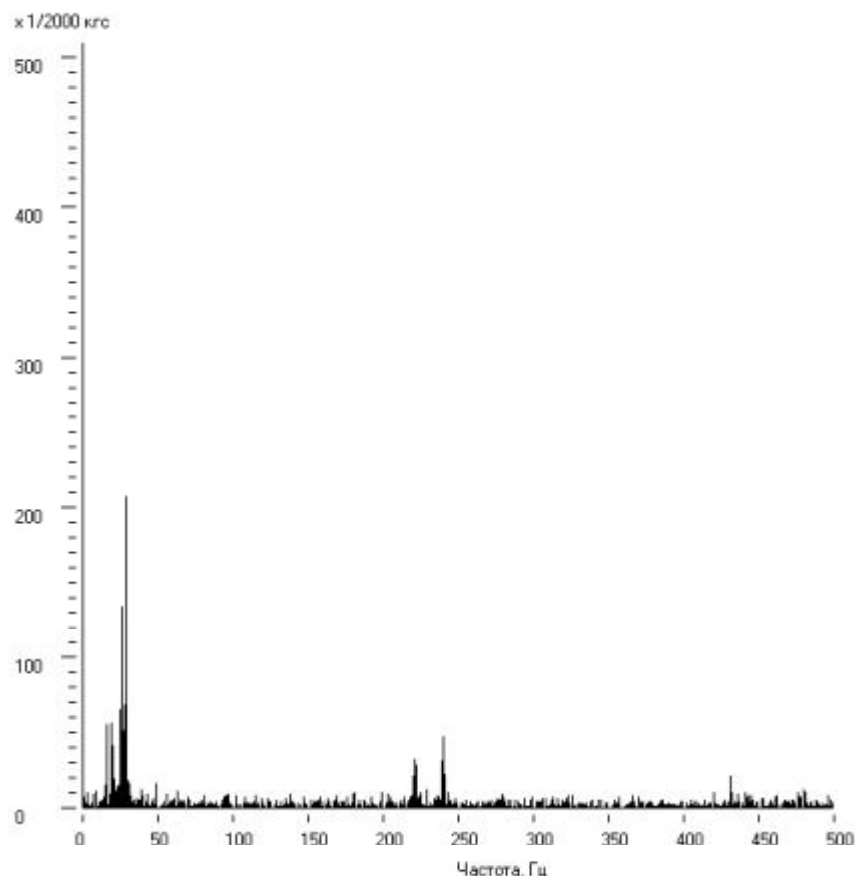


Рисунок 44 – Спектр интенсивности при четырех включенных источниках колебания

Далее приведены результаты проведения измерения критерия фильтрации для интенсивности и трех координат для различных значений частот. Для этого было проведено 30 измерений данных величин. Определялось среднее значение, относительная приведенная погрешность и критерий фильтрации (Рисунок 45-Рисунок 49).

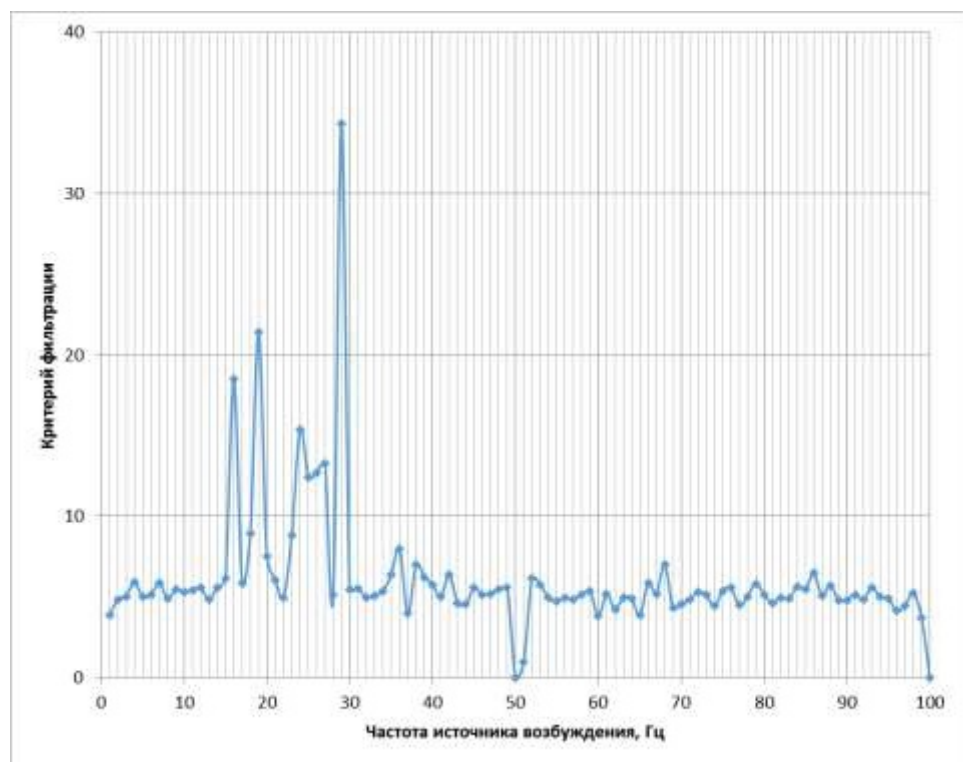


Рисунок 45 – Расчет критерия фильтрации по интенсивности

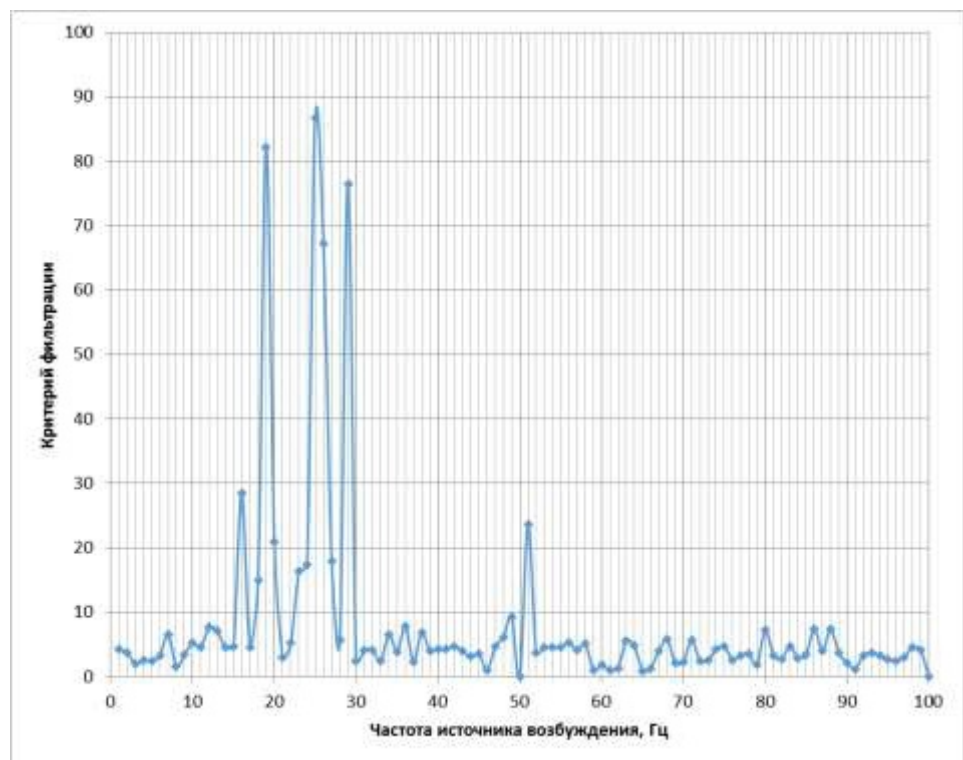


Рисунок 46 Расчет критерия фильтрации по координате x

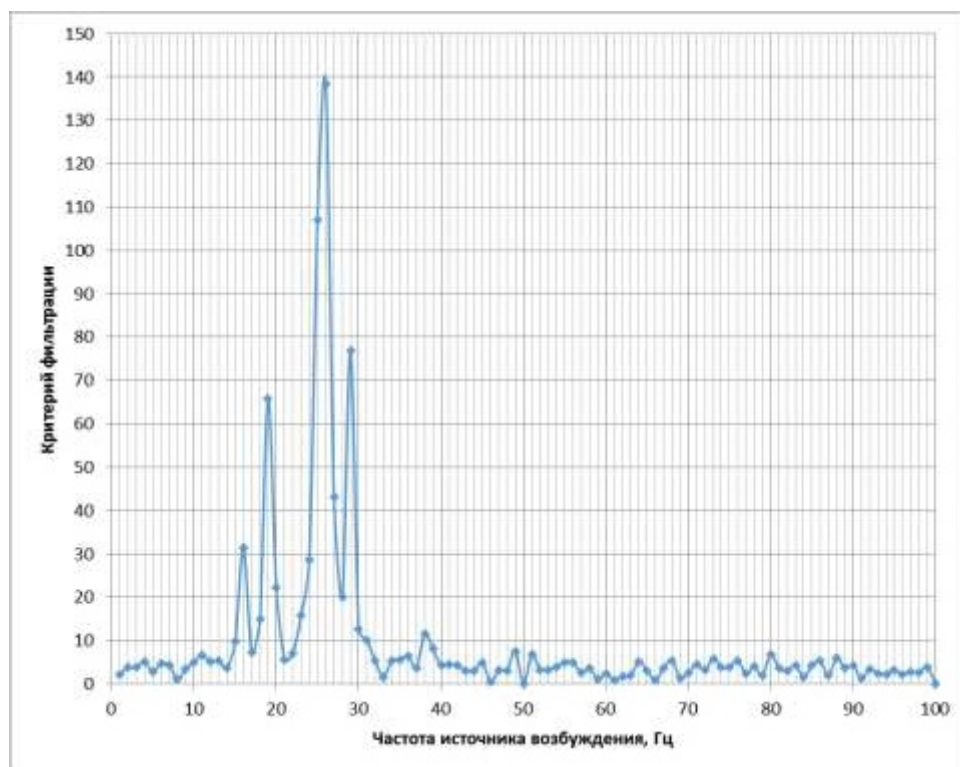


Рисунок 47 – Расчет критерия фильтрации по координате y

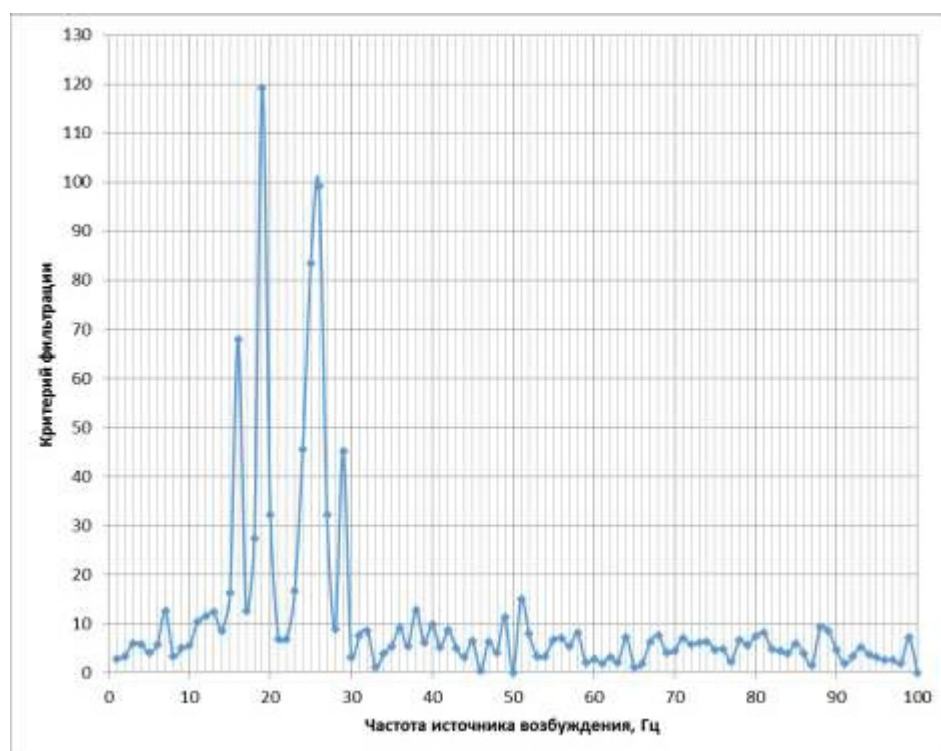


Рисунок 48 – Расчет критерия фильтрации по координате z

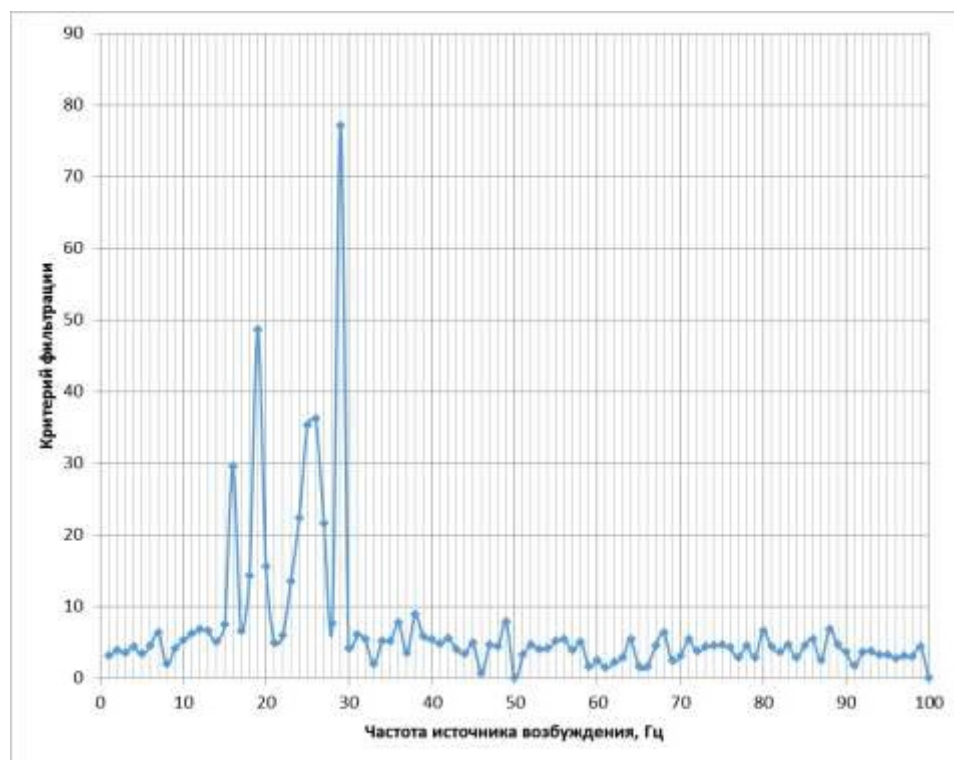


Рисунок 49 – Расчет усредненного критерия фильтрации

Из приведенных рисунков видно, что четыре частоты, которые соответствуют действительным источникам возбуждения и очевидно ясно выделяются из общего спектра. Для количественной оценки предлагается применять пороговое значение критерия фильтрации, выше которой находятся действительные источники, а ниже – шумы.

Для определения порогового значения необходимо оценить закон распределения значений при измерении величин каждой из трех координат и величины интенсивности в частотном диапазоне 1...500 Гц. Соответствующие гистограммы приведены ниже (Рисунок 50-Рисунок 54). Выдвинута гипотеза о нормальном распределении измеряемых значений. Проверка выполнялась с использованием критерия согласия Пирсона χ^2 (Хи-квадрат). Для представленных гистограмм при уровне значимости 0,05 критическое значение критерия Пирсона равно $\chi^2_{кр}=18,307$.

Расчет критерия согласия Пирсона χ^2 свидетельствует о нормальном распределении значений для каждого из параметров (Таблица 3).

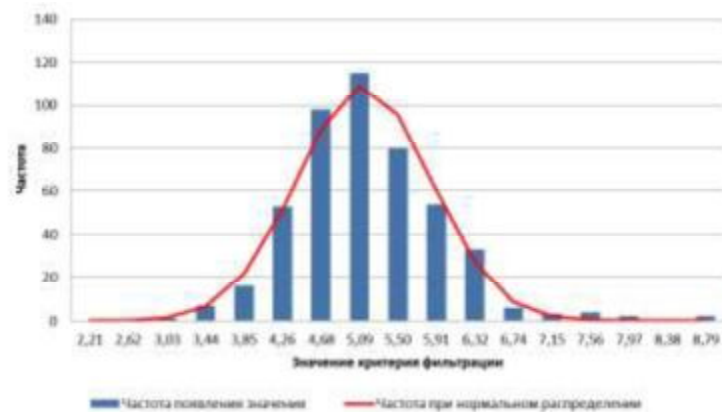


Рисунок 50 – Распределение значений критерия фильтрации для интенсивности источников возбуждения

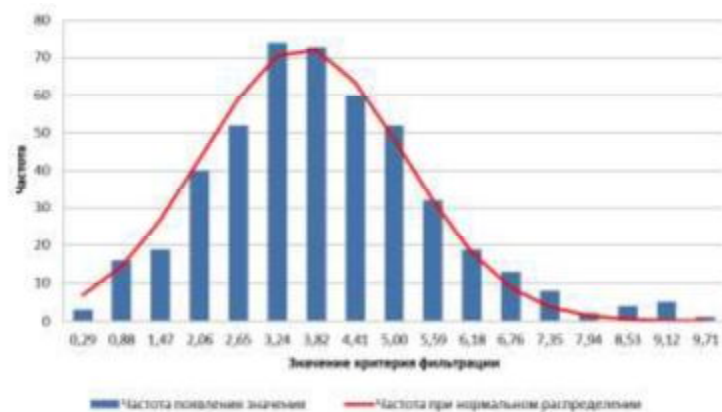


Рисунок 51 – Распределение значений критерия фильтрации для координаты x

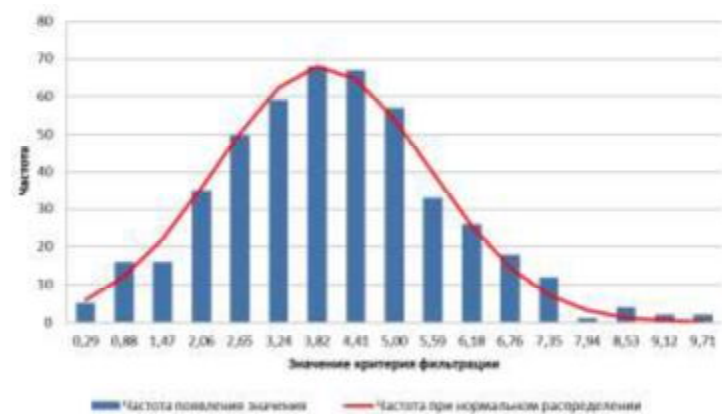


Рисунок 52 – Распределение значений критерия фильтрации для координаты z

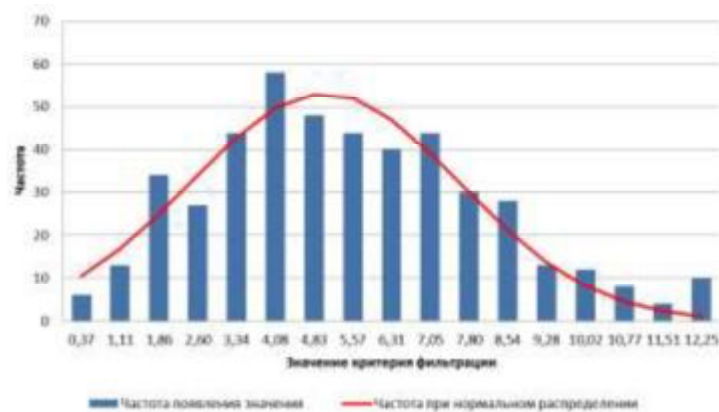


Рисунок 53 – Распределение значений критерия фильтрации для координаты y

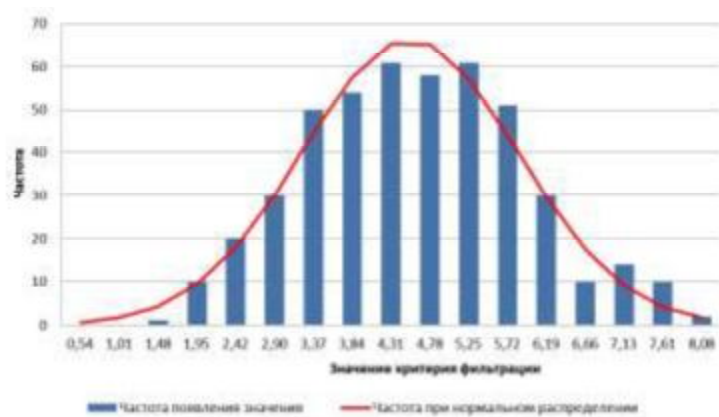


Рисунок 54 – Распределение значений усредненного критерия фильтрации

Таблица 3 – Расчет критерия согласия Пирсона χ^2

Параметр	Критерий согласия Пирсона χ^2	Критическое значение $\chi^2_{кр}$
Интенсивность источника возбуждения	6,337	18,307
Координата X источника	6,397	
Координата Z источника	4,677	
Координата Y источника	12,271	
Усредненное значение	7,203	

Итак, большая часть определяемых потенциальных источников возбуждения являются шумами, которые распределяются по нормальному закону. Следовательно, все отклоняемые значения, иначе говоря, действительные источники, можно определить с помощью правила трех сигм. Таким образом, в качестве порогового значения критерия фильтрации было применено значение, определяемое по формуле:

$$r_{\Pi} = r_{\text{ср}} + 3\sigma . \quad (83)$$

где $r_{\text{ср}}$ – среднее значение критерия фильтрации;

σ – среднее квадратичное отклонение критерия фильтрации.

Такой подход позволяет эффективно отсеять шумы (Рисунок 55).

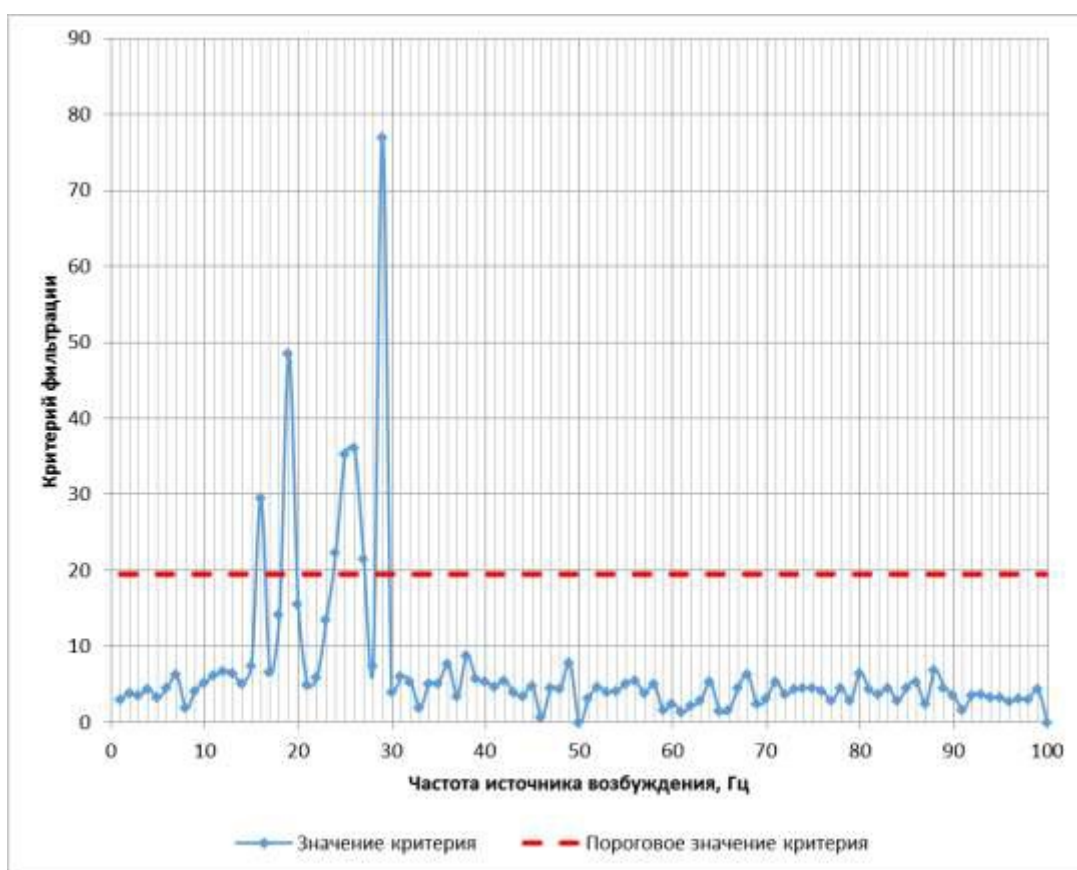


Рисунок 55 – Фильтрация потенциальных дефектов по пороговому значению критерия фильтрации

Отмечаем, что источник возбуждения на частоте 26 Гц является нестабильным и отражается на нескольких близких частотах одновременно (Рисунок 56). Соответственно необходим алгоритм по их распознаванию. В этом случае предлагается объединять их в одну частоту. 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 отражают фактические источники возбуждения (Рисунок 57).

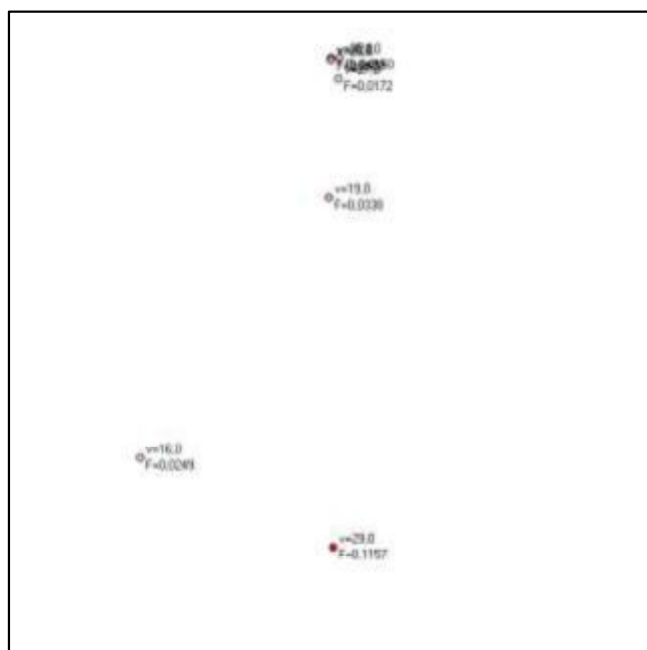


Рисунок 56 – Результаты расчета
местоположения источников
возбуждения без модуля распознавания
источников возбуждения



Рисунок 57 – Результаты расчета
местоположения источников
возбуждения с модулем распознавания
источников возбуждения

Таким образом, получена методика распознавания, которая позволяет из всего спектра анализируемых частот выявить действительные источники возбуждения и отсеять шумы.

3.6 Апробация математической модели распознавания положения множественных источников возбуждения

3.6.1 Планирование проведения экспериментальных исследований

Для проверки разработанной модели выполнен план экспериментальных исследований на разработанном стенде. Факторами назначены: номер источника возбуждения и скорость вращения ротора источника вибрации.

Установка позволяет выполнить многоуровневое изменение факторов, поэтому число уровней было увеличено до 5 в отличие от планов экспериментов на основе планов 3^{k-p} , используемых для исследования нелинейных процессов.

Поскольку пятиуровневый полнофакторный эксперимент подразумевает выполнение большого количества опытов, то для их сокращения был предложен совмещенный план экспериментальных исследований (Таблица 4), доведенный до пяти экспериментов. Достоинством предложенного плана является апробация возможности определения нескольких источников возбуждения, их местоположения одновременно, а также их взаимного влияния при использовании разработанной модели.

Таблица 4 – Совмещенный план экспериментальных исследований

Номер эксперимента	Скорость вращения ротора относительно диапазона возможных скоростей источника возбуждения				
	Источник 1	Источник 2	Источник 3	Источник 4	Источник 5
1	0%	25%	50%	75%	100%
2	25%	50%	75%	100%	0%
3	50%	75%	100%	0%	25%
4	75%	100%	0%	25%	50%
5	100%	0%	25%	50%	75%

Произведена рандомизация плана экспериментальных исследований (Таблица 5).

Таблица 5 – 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

3.6.2 Проведение экспериментальных исследований

В качестве примера ниже представлены результаты проведения эксперимента №1. Включим источники возбуждения согласно приведенной ранее таблице (Таблица 5). Применение разработанных математической модели и программного обеспечения показало следующие параметры источника возбуждения. Произведены расчет спектра суммарной вертикальной динамической силы (Рисунок 58).

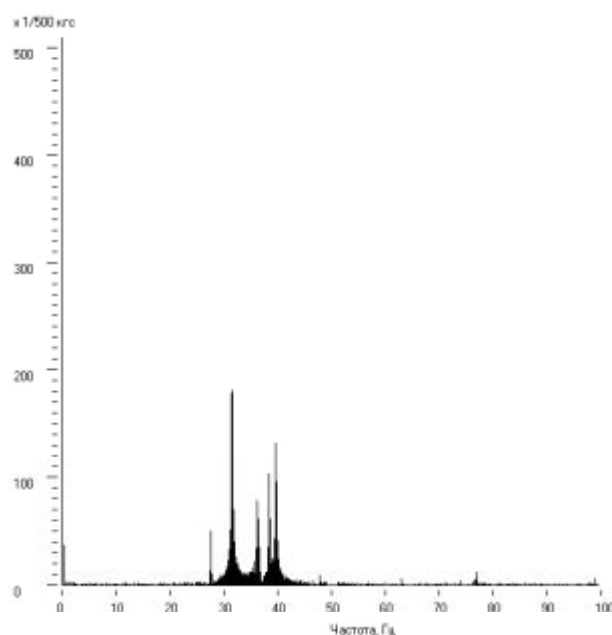


Рисунок 58 – Спектр суммарной вертикальной динамической силы источников возбуждения для эксперимента №1

Получен список обнаруженных источников (Таблица 6). Перечень фактических дефектов помечен жирным цветом.

Таблица 6 – Список обнаруженных источников возбуждения в эксперименте №1

ν , Гц	F, кгс	X, см	Z, см	Y, см	dF, %	dX, %	dZ, %	dY, %
26,94	0,011	45,5	13,1	13,1	25,5	18,2	19,4	64,9
27,54	0,073	47,6	14,6	8,5	26,9	3,9	8,7	17,2
31,33	0,505	38,3	13,6	8,0	11,4	10,3	0,7	11,9
36,32	0,121	24,7	13,6	6,4	42,0	10,5	3,5	11,6
37,32	0,022	28,3	13,5	8,1	27,6	25,0	18,6	73,6
37,92	0,031	19,3	14,1	10,6	26,1	29,0	16,6	58,3
38,52	0,181	13,4	14,2	6,9	20,3	27,8	3,6	23,7
39,72	0,265	45,8	7,6	8,0	22,1	7,8	15,9	31,0

Применяя разработанную методику распознавания дефектов получаем расположение действительных источников без шумов (Рисунок 59). Также построена трехмерная визуализация расположения источников возбуждения (Рисунок 60).

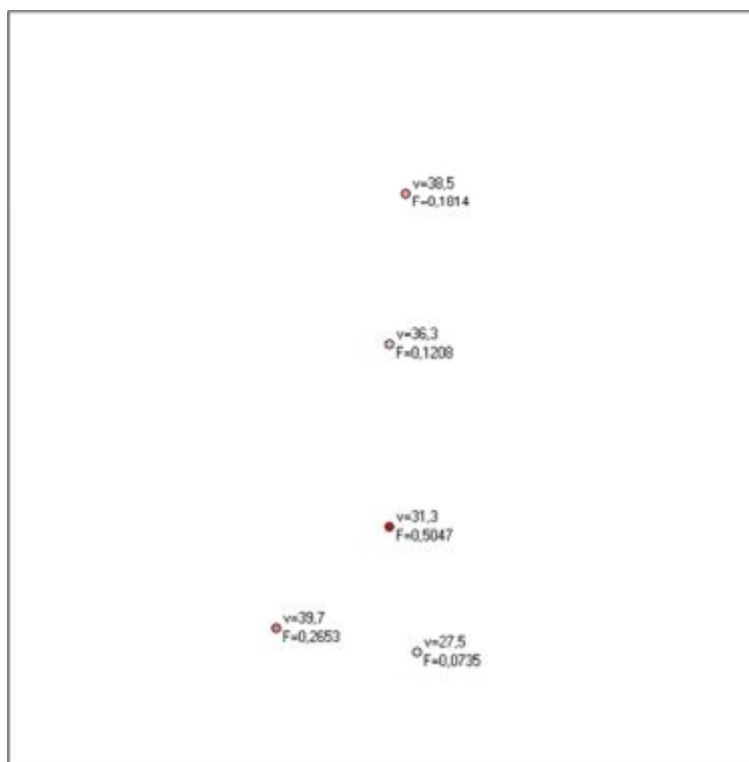


Рисунок 59 – Расположение источников возбуждения для эксперимента №1

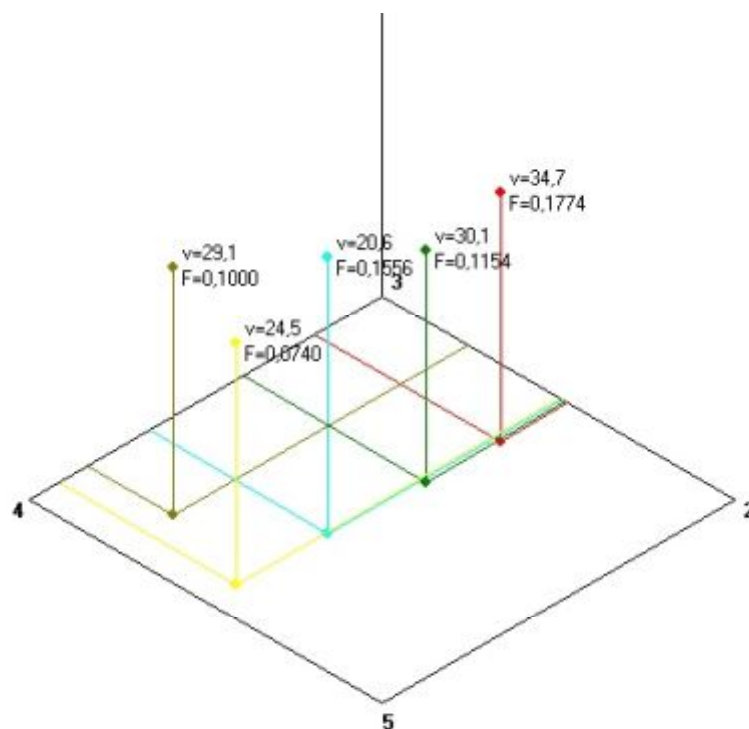


Рисунок 60 – Трехмерная визуализация расположения источников возбуждения для эксперимента №1

Анализ сходимости полученных результатов (проверка однородности) по определению местоположений источников возбуждения со значениями, определенными геометрическим путем, проведем с помощью t-критерия Стьюдента (Таблица 7).

Таблица 7 – Результаты проведения экспериментальных исследований №1

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	14,6	8,7	0,827
		Координата X	51,5	1,0	47,6	3,9	2,050
		Координата Y	8	6,3	8,5	17,2	0,346
Источник 2	29,6	Координата Z	5	10,0	7,6	15,9	1,974
		Координата X	45	1,1	45,8	7,8	0,231
		Координата Y	8	6,3	8,0	31,0	0,006
Источник 3	29,2	Координата Z	13,5	3,7	13,6	0,7	0,263
		Координата X	36	1,4	38,3	10,3	0,572
		Координата Y	10	5,0	8,0	11,9	1,862
Источник 4	37,0	Координата Z	13,5	3,7	13,6	3,5	0,165
		Координата X	20	2,5	24,7	10,5	1,764
		Координата Y	8	6,3	6,4	11,6	1,743
Источник 5	20,0	Координата Z	13,5	3,7	14,2	3,6	1,003
		Координата X	5	10,0	13,4	27,8	2,238
		Координата Y	8	6,3	6,9	23,7	0,664

Анализ таблицы показывает, что для каждого расчета t-критерий Стьюдента меньше критического значения (2,228). Таким образом, можно заключить, что местоположения дефектов были определены верно.

Результаты проведения экспериментов №№2-5 (Таблица 5) приведены в приложении Г.

Анализ результатов проведенных экспериментов показывает, что в каждом из них местоположения дефектов были определены верно, что доказывает достоверность разработанных математической модели и методики фильтрации и идентификации дефектов.

3.7 Возможности применения технологии удаленной тензометрии для диагностирования нефте- и газоперекачивающего оборудования

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.

Интенсивность источника возбуждения можно оценить по следующей формуле

$$F = m \omega^2. \quad (84)$$

где m – масса источника возбуждения;

ω – циклическая частота возбуждения;

e – эксцентриситет или эквивалентный параметр.

Для приблизительной оценки можно допустить, что виброскорость источника колебаний равна виброскорости, замеренной около нее при помощи штатной или переносной системы вибродиагностики:

$$F \approx mv\omega. \quad (85)$$

Таким образом, оценочная масса будет равна:

$$m \approx \frac{F}{v\omega}. \quad (86)$$

Соответственно для крупных источников возбуждения, например ротора, данная оценочная масса будет большой, в то время как для малых источников она будет маленькой, например, для шариков подшипников.

Рассмотрим критерии, которые можно использовать в рамках технологии удаленной тензометрии для диагностирования дефектов.

Частота источника возбуждения позволяет получить первичную информацию о потенциальном дефекте, при этом она хорошо работает в совокупности с информацией об интенсивности возбуждений.

В целом, источники возбуждения с высокой интенсивностью в первую очередь указывают на дефекты, связанные с ротором, в особенности, если частота возбуждения совпадает с ожидаемым значением.

Местоположение источника возбуждения является мощным инструментом для диагностирования дефекта, однако, имеет особенности при диагностировании дефектов ротора. В силу наличия естественного дисбаланса ротора расчетом, местоположение источника возбуждения на роторной частоте будет смещаться. Поэтому необходимо знать состояние оборудования до возникновения дефекта и после. Тогда по формулам, полученным в Главе 2, можно определить, где появился новый дефект, связанный с ротором.

Следует подчеркнуть, что местоположение для стабильных источников возбуждения будет показано все время одно и то же, в то время как для нестабильных будет «прыгающим» при достаточно стабильном спектре динамической силы. Таковыми могут быть дефекты и источники колебаний

гидродинамического происхождения; дефекты, связанные с нежестким закреплением; дефекты, связанные с бифуркацией.

Оценочную массу можно использовать для различия крупных и малых по массе источников возбуждения, в первую очередь для дифференциации дефектов ротора от других дефектов. Чем ближе датчики вибрации к потенциальному дефекту, тем точнее будет оценочная масса.

3.8 Оценка влияния разработанной методики на надежность оборудования

Рассмотрим влияние разработанной методики на надежность оборудования на примере насосов НМ 1250-260. Интенсивность отказов для них составляет $0,3414 \cdot 10^{-3} \text{ ч}^{-1}$ [173]. Статистика отказов насосов следующая [13]:

Таблица 8 – Статистика отказов по насосам [13].

Причина отказа	Вероятность отказа, %
Повышение вибрации	37
Дефекты торцевых уплотнений	32
Дефекты подшипников	17
Дефекты зубчатых муфт	3
Прочие причины	11

Полагаем, что разработанная методика позволяет на более ранней стадии диагностировать дефекты торцевых уплотнений, подшипников, а также устранять повышение вибрации. Таким образом, наработка на отказ увеличивается до минимальных нормируемых значений согласно [144]. Результаты расчетов представлены ниже (Таблица 9).

Таблица 9 – Изменение интенсивности отказов и средней наработки на отказ насосов после внедрения методики.

Причина отказа	До внедрения методики		После внедрения методики	
	Интенсивность отказов, 10^{-3} ч^{-1}	Наработка на отказ, ч	Наработка на отказ, ч	Интенсивность отказов, 10^{-3} ч^{-1}
Повышение вибрации	0,1263	7917	12000	0,0833
Дефекты торцевых уплотнений	0,1092	9154	16500	0,0606
Дефекты подшипников	0,0580	17232	36000	0,0278
Дефекты зубчатых муфт	0,0102	97646	97646	0,0102
Прочие причины	0,0376	26631	26631	0,0376
Итого / среднее	0,3414	2929	4556	0,220

Внедрение методики позволяет уменьшить интенсивность отказов насосов с $0,3414 \cdot 10^{-3} \text{ ч}^{-1}$ до 0,220, т.е. на 35,7%, и увеличить среднюю наработку на отказ с 2929 до 4556 часов, т.е. на 55,6%.

Рассмотрим влияние разработанной методики на надежность ГПА на примере ГПУ-10. Интенсивность отказов для них составляет $0,1204 \cdot 10^{-3} \text{ ч}^{-1}$ [127]. Статистика отказов насосов следующая [3] (Таблица 10):

Таблица 10 – Статистика отказов по насосам [3].

Причина отказа	Вероятность отказа, %
Проточная часть	10,31
Подшипники	7,37
Маслосистема	17,86
КИПиА	40,52
Прочие элементы	23,94

Полагаем, что разработанная методика позволяет на более ранней стадии диагностировать дефекты подшипников и маслосистемы. Результаты - расчеты представлены ниже (Таблица 11).

Таблица 11 – Изменение интенсивности отказов и средней наработки на отказ ГПА после внедрения методики.

Причина отказа	До внедрения методики		После внедрения методики	
	Интенсивность отказов, 10^{-3} ч^{-1}	Наработка на отказ, ч	Наработка на отказ, ч	Интенсивность отказов, 10^{-3} ч^{-1}
Проточная часть	0,0124	80561	80561	0,0124
Подшипники	0,0089	112698	168000	0,0060
Маслосистема	0,0215	46505	168000	0,0060
КИПиА	0,0488	20498	20498	0,0488
Прочие элементы	0,0288	34694	34694	0,0288
Итого / среднее	0,1204	8306	9811	0,1019

Внедрение методики позволяет уменьшить интенсивность отказов ГПА с $0,1204 \cdot 10^{-3} \text{ ч}^{-1}$ до $0,1019 \cdot 10^{-3} \text{ ч}^{-1}$, т.е. на 15,3%, и увеличить среднюю наработку на отказ с 8306 до 9811 часов, т.е. на 18,1%.

4 МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ И РАЗРАБОТКА ВИБРОИЗОЛЯТОРА С КВАЗИНУЛЕВОЙ ЖЕСТКОСТЬЮ ТАРЕЛЬЧАТОГО ТИПА ДЛЯ ПРИМЕНЕНИЯ НА НЕФТЕ- И ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩЕМ ОБОРУДОВАНИИ

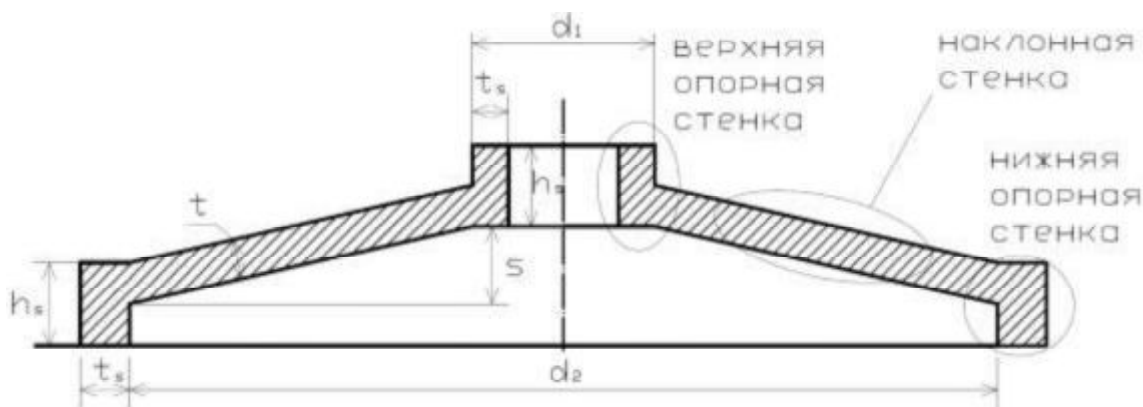
Проведенный выше анализ различных систем с квазинулевой жесткостью показал, что данные системы имеют огромный потенциал для целей виброизоляции, однако достижение требуемого эффекта на практике вызывает проблемы. Обзор современных достижений в данной области показывает, что, несмотря на теоретически доказанные высокие виброизоляционные возможности, практическая реализация данных систем почти отсутствует даже на уровне промышленных образцов. Большинство разрабатываемых систем с квазинулевой жесткостью характеризуется наличием нескольких узлов (для большинства конструкций необходимо наличие несущего элемента и компенсатора жесткости), совместная работа которых и дает необходимые свойства. Однако наличие нескольких узлов ведет к повышению сложности конструкции, увеличению габаритов, и, самое важное, увеличивает трение в конструкции, что значительно ухудшает виброизоляционные качества системы.

Поэтому целью последующих исследований, представленных в данной главе, является выбор оптимальной концепции виброизолятора пассивного типа, его аналитическое обоснование, получение зависимостей, отражающих взаимосвязь параметров виброизолятора от геометрических параметров и свойств материала.

На основании упомянутых проблем при реализации виброизолятора с квазинулевой жесткостью за счет сочетания некоторого количества упругих элементов, предлагается разрабатывать виброизолятор в виде единой конструкции без дополнительных движущихся частей.

Так, виброизолятор с квазинулевой жесткостью выполнен в виде одиночного тарельчатого элемента, позволяющего снизить трение в системе, уменьшить габариты по высоте, упростить настройку и монтаж (Рисунок 61).

На данную конструкцию получен патент РФ [151].



d_1 - диаметр верхней опорной стенки; d_2 - диаметр нижней опорной стенки; t - толщина наклонной стенки; S - высота подъема стенки; φ - угол наклона стенки;

h_s - высота опорной стенки; t_s - толщина опорной стенки

Рисунок 61 - Виброизолятор с квазинулевой жесткостью

4.1 Аналитическое исследование разрабатываемого виброизолятора тарельчатого типа с квазинулевой жесткостью

Для проведения анализа примем следующие параметры как исходные:

- диаметр нижней с опорной стенки виброизолятора d_2 ($r_2=0,5 \cdot d_2$);
- диаметр верхней опорной стенки виброизолятора d_1 ($r_1=0,5 \cdot d_1$);
- толщина стенки виброизолятора t ;
- толщина опорных стенок виброизолятора t_s ;
- высота опорных стенок виброизолятора h_s ;
- модуль упругости материала виброизолятора E ;
- расчетная прочность материала виброизолятора $[\sigma]$.

Для получения зависимости основных параметров виброизолятора от его геометрических размеров необходимо рассмотреть упругую деформацию предложенной конструкции под нагрузкой. Виброизолятор условно можно разделить на наклонную стенку и опорные стенки (Рисунок 61).

Рассмотрим упругую деформацию нижней опорной стенки.

Пусть во время деформации виброизолятора опорная стенка повернулась на угол φ (Рисунок 62).

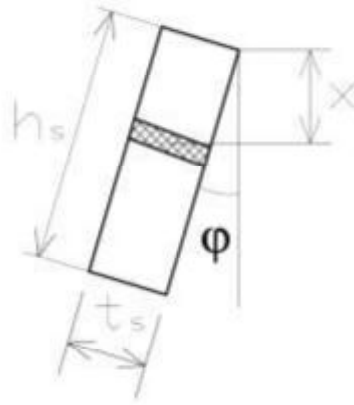


Рисунок 62 – Поворот опорной стенки виброизолятора

Потенциальная энергия кольца опорной нижней стенки $dW_{\text{ст}}$, удаленной на расстояние x от ее верхнего края, при повороте ее на угол φ , равна:

$$dW_{\text{ст}} = \frac{E \frac{S}{L} \cdot \Delta L^2}{2}, \quad (87)$$

где S – площадь сечения кольца опорной стенки;

L – длина сечения кольца опорной стенки;

ΔL – удлинение кольца опорной стенки.

Площадь сечения кольца опорной стенки равна:

$$S = t_s \cdot dx. \quad (88)$$

Длина сечения кольца опорной стенки равна:

$$L = \pi d_2 + 2\pi x \cdot \operatorname{tg} \varphi \approx \pi d_2. \quad (89)$$

Удлинение кольца опорной стенки равно:

$$\Delta L = 2\pi \cdot \operatorname{tg} \varphi \cdot x. \quad (90)$$

Подставив выражения (88), (89), (90) в выражение (87) и получаем:

$$dW_{\text{ст}} = 2\pi \frac{E t_s}{d_2} (\operatorname{tg} \varphi \cdot x)^2 dx. \quad (91)$$

С учетом того, что $\varphi \ll 1$, то справедливо выражение

$$\lim_{\varphi \rightarrow 0} \operatorname{tg} \varphi = \varphi. \quad (92)$$

С учетом выражения (92) произведем замену в выражении (91) и получим:

$$dW_{\text{ст}} = 2\pi \frac{Et_s}{d_2} \varphi^2 x^2 dx. \quad (93)$$

Для получения зависимости $W_{\text{ст}}$ от x интегрируем выражение (93) в пределах от 0 до h_s .

$$W_{\text{ст}} = \int_0^{h_s} 2\pi \frac{Et_s}{d_2} \varphi^2 x^2 dx = \frac{2}{3} \pi \frac{Et_s h_s^3}{d_2} \varphi^2. \quad (94)$$

Тогда изгибающий момент, поворачивающий стенку на угол φ равен

$$M = \frac{d}{d\varphi} W_{\text{ст}} = \frac{4}{3} \pi \frac{Et_s h_s^3}{d_2} \varphi. \quad (95)$$

Определим зависимость потенциальной энергии деформации наклонной стенки от сжатия.

Для этого рассмотрим деформацию наклонной стенки относительно точки А. В принятой системе координат относительно точки А, верхняя опорная стенка не поворачивается в плоскости рисунка (Рисунок 63) и является неподвижной. Сила F соответствует силе сжатия виброизолятора.

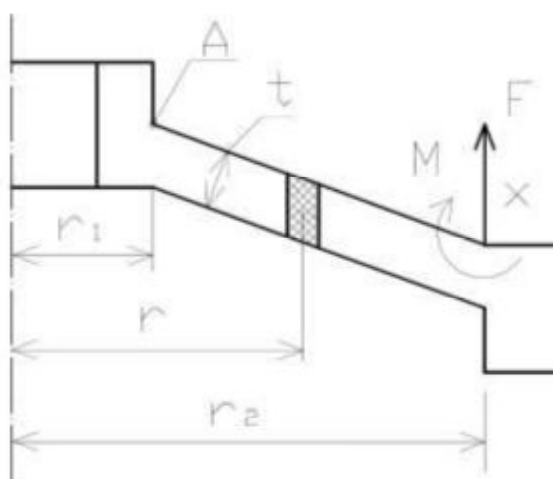


Рисунок 63 – Схема изгиба стенки виброизолятора

Деформацию наклонной стенки (как и любой стержневой системы) можно представить как совокупность продольной и поперечной деформаций. Поперечная деформация наклонной стенки определяется уравнением изгиба:

$$x'' = \frac{M_A}{EI}, \quad (96)$$

где M_A – сумма моментов сил относительно точки А.

Сумма моментов сил относительно точки А равна:

$$M_A = (r_2 - r)F - M, \quad (97)$$

где r – расстояние от исследуемой точки до оси виброизолятора;

M – момент, возникающий со стороны опорной стенки.

Момент инерции сечения различен для каждого сечения, расположенного на разном расстоянии от оси виброизолятора и определяется согласно формуле для прямоугольного сечения:

$$I = \frac{2\pi r \cdot t^3}{12} = \frac{\pi r t^3}{6}, \quad (98)$$

После подстановки (97) и (98) в (96) получаем:

$$x'' = \frac{(r_2 - r)F - M}{E \frac{\pi r t^3}{6}}. \quad (99)$$

Угол поворота наклонной стенки виброизолятора на расстоянии r от точки А определяем интегрированием последнего выражения в пределах от r до r_1 :

$$x' = \int_{r_1}^r \frac{(r_2 - r)F - M}{r \cdot E \frac{\pi t^3}{6}} dr = \frac{1}{E \frac{\pi t^3}{6}} \int_{r_1}^r \left(\frac{r_2 F - M}{r} - F \right) dr = \frac{(r_2 F - M) \ln \frac{r}{r_1} - F(r - r_1)}{E \frac{\pi t^3}{6}}. \quad (100)$$

Угол поворота стенки виброизолятора у нижнего опорного кольца (т.е. при $r=r_2$) равен:

$$\varphi = x'(r_2) = \frac{(r_2 F - M) \ln \frac{r_2}{r_1} - F(r_2 - r_1)}{E \frac{\pi t^3}{6}}. \quad (101)$$

Подставляя выражение (101) в (95), и выражая переменную M , получаем:

$$M = F \frac{r_2 \ln \frac{r_2}{r_1} - (r_2 - r_1)}{\frac{t^3 d_2}{8t_s h_s^3} + \ln \frac{r_2}{r_1}} = Fr_2 \frac{\ln \frac{r_2}{r_1} - \left(1 - \frac{r_1}{r_2}\right)}{\frac{t^3 d_2}{8t_s h_s^3} + \ln \frac{r_2}{r_1}} = Fr_2 k_v, \quad (102)$$

где k_v и k_s – вспомогательные коэффициенты:

$$k_v = \frac{\ln \frac{r_2}{r_1} - \left(1 - \frac{r_1}{r_2}\right)}{\frac{t^3 d_2}{8t_s h_s^3} + \ln \frac{r_2}{r_1}} = \frac{\ln \frac{r_2}{r_1} - \left(1 - \frac{r_1}{r_2}\right)}{k_s + \ln \frac{r_2}{r_1}}; \quad (103)$$

$$k_s = \frac{t^3 d_2}{8t_s h_s^3}. \quad (104)$$

Рассмотрим физический смысл коэффициентов k_v и k_s . Коэффициент k_s отражает форму опорной стенки. При больших значениях t_s и h_s по сравнению с толщиной наклонной стенки t значение k_s стремится к нулю,. Коэффициент k_v показывает влияние опорной стенки на жесткость конструкции. При малых значениях t_s и h_s по сравнению с толщиной наклонной стенки t данный коэффициент стремится к нулю. При малом значении k_s справедливо выражение:

$$\lim_{k_s \rightarrow 0} k_v = \frac{\ln \frac{r_2}{r_1} - \left(1 - \frac{r_1}{r_2}\right)}{\ln \frac{r_2}{r_1}} = \frac{\ln \frac{r_2}{r_1} - \left(1 - \frac{r_1}{r_2}\right)}{\ln \frac{r_2}{r_1}} = 1 - \frac{1 - \frac{r_1}{r_2}}{\ln \frac{r_2}{r_1}}. \quad (105)$$

Сжатие виброизолятора x определяется следующим образом:

$$x = \int_{r_1}^{r_2} \frac{(r_2 F - M) \ln \frac{r}{r_1} - F(r - r_1)}{E \frac{\pi^3}{6}} dr. \quad (106)$$

После преобразований получаем:

$$x = \frac{F}{\frac{\pi}{3} t^3 E} \cdot \left((r_2 - r_1)(r_1 + r_2(2k_v - 3) + 2r_2^2(1 - k_v) \ln \frac{r_2}{r_1}) \right). \quad (107)$$

Потенциальная энергия изгиба стенки виброизолятора и опорной стенки равна:

$$W_{\text{изг}} = \frac{Fx}{2} = \frac{\frac{\pi}{6} t^3 E}{(r_2 - r_1)(r_1 + r_2(2k_v - 3)) + 2r_2^2(1 - k_v) \ln \frac{r_2}{r_1}} x^2 \quad (108)$$

Перейдем к рассмотрению продольной деформации наклонной стенки. Представим наклонную стенку как совокупность элементарных колец толщиной δL и радиуса r (где r может принимать значения от r_1 до r_2). При сжатии элементарного кольца на величину $2\pi \cdot \delta r$ в радиальном направлении создается восстанавливающая сила в кольцевом направлении, определяемая по закону Гука как:

$$\delta^2 F_{\kappa} = E \frac{S_{\kappa}}{L_{\kappa}} \cdot (2\pi \cdot \delta r), \quad (109)$$

где S_{κ} – площадь радиального сечения кольца, $S = t \cdot 2\pi r$;

L_{κ} – длина кольца, $L_{\kappa} = 2\pi r$.

С учетом того, что сила сжатия кольца в радиальном направлении в 2π раз больше, чем в кольцевом, то сила сжатия кольца в радиальном направлении будет равна:

$$\delta^2 F_p = 2\pi \cdot \delta F_{\kappa} = 2\pi E t \frac{\delta r \delta L}{r}. \quad (110)$$

Проинтегрируем полученное выражение: переменную $\delta^2 F_p$ в пределах $0 \dots \delta F_p$, а переменную δL в пределах $0 \dots \Delta L$, где ΔL – сумма сжатия элементарных колец, иначе говоря сжатие кольца в радиальном направлении, получаем:

$$\delta F_p = 2\pi E t \frac{\delta r}{r} \Delta L. \quad (111)$$

Проинтегрировав полученное выражение (переменную δF_p в пределах $0 \dots F_p$; а переменную δr в пределах $r_1 \dots r_2$) после преобразований получаем:

$$F = \frac{2\pi E t}{\ln \frac{r_2}{r_1}} \Delta L. \quad (112)$$

Потенциальная энергия от сжатия стенки виброизолятора будет равна:

$$W_{\text{сж}} = \frac{F\Delta L}{2} = \frac{\pi Et}{\ln \frac{r_2}{r_1}} \Delta L^2. \quad (113)$$

Длину наклонной стенки изолятора можно определить геометрическим путем опираясь на Рисунок 63: она является гипотенузой прямоугольного треугольника, катетами которого являются высота подъема стенки и разность радиусов r_2 и r_1 . Таким образом, изменение длины наклонной стенки равно:

$$\Delta L = \sqrt{(r_2 - r_1)^2 + S^2} - \sqrt{(r_2 - r_1)^2 + (S - x)^2}. \quad (114)$$

С учетом $x \ll r_2 - r_1$ и $S \ll r_2 - r_1$ справедлива замена выражения (114) на

$$\Delta L = (r_2 - r_1) \left(\sqrt{1 + \frac{S^2}{(r_2 - r_1)^2}} - \sqrt{1 + \frac{(S - x)^2}{(r_2 - r_1)^2}} \right) = (r_2 - r_1) \left(\frac{S^2}{2(r_2 - r_1)^2} - \frac{(S - x)^2}{2(r_2 - r_1)^2} \right) = \frac{1}{2} \frac{2Sx - x^2}{r_2 - r_1}. \quad (115)$$

Подставляя выражение (115) в выражение (113) и после некоторых преобразований получаем, что потенциальная энергия от сжатия стенки виброизолятора равна:

$$W_{\text{сж}} = \frac{\pi Et}{\ln \frac{r_2}{r_1}} \Delta L^2 = \frac{\pi Et}{4 \cdot \ln \frac{r_2}{r_1}} \cdot \frac{4S^2x^2 - 4Sx^3 + x^4}{(r_2 - r_1)^2}. \quad (116)$$

Потенциальная энергия деформации виброизолятора определяется как сумма продольных и поперечных деформации и равна:

$$W = W_{\text{изг}} + W_{\text{сж}}. \quad (117)$$

Подставив выражения (108) и (116) в формулу (117) получим потенциальную энергию деформации виброизолятора:

$$W = \frac{\frac{\pi}{6} t^3 E}{(r_2 - r_1)(r_1 + r_2(2k_v - 3)) + 2r_2^2(1 - k_v) \ln \frac{r_2}{r_1}} x^2 + \frac{\pi Et}{4 \cdot \ln \frac{r_2}{r_1}} \cdot \frac{4S^2x^2 - 4Sx^3 + x^4}{(r_2 - r_1)^2}. \quad (118)$$

Восстанавливающая сила виброизолятора от его сжатия определяется как производная по потенциальной энергии деформации по направлению сжатия:

$$F = \frac{dW}{dx} = \pi E \left[\frac{t^2}{(r_2 - r_1)(r_1 + r_2(2k_v - 3)) + 2r_2^2(1 - k_v) \ln \frac{r_2}{r_1}} \cdot \frac{x}{3} + \frac{1}{4 \cdot \ln \frac{r_2}{r_1}} \cdot \frac{8S^2x - 12Sx^2 + 4x^3}{(r_2 - r_1)^2} \right]. \quad (119)$$

Жесткость виброизолятора определяется как производная по восстанавливающей силе виброизолятора по направлению сжатия:

$$k = \frac{dF}{dx} = \pi E t \left[\frac{\frac{1}{3}t^2}{(r_2 - r_1)(r_1 + r_2(2k_v - 3)) + 2r_2^2(1 - k_v) \ln \frac{r_2}{r_1}} + \frac{1}{\ln \frac{r_2}{r_1}} \cdot \frac{2S^2 - 6Sx + 3x^2}{(r_2 - r_1)^2} \right]. \quad (120)$$

При этом виброизолятор не должен терять устойчивость, т.е. $k \geq 0$. Более того, для систем с квазинулевой жесткостью в рабочей точке должен достигаться минимум жесткости, т.е. в рабочей точке $k=0$.

$$\frac{dk}{dx} = \pi E t \left[\frac{1}{\ln \frac{r_2}{r_1}} \cdot \frac{-6S + 6x}{(r_2 - r_1)^2} \right]. \quad (121)$$

Приравнявая последнее выражение к нулю, получаем, что нулевая жесткость должна достигаться при равенстве $x=S$.

Подставив данное значение в формулу для определения жесткости виброизолятора (120), получаем:

$$k = \pi E t \left[\frac{\frac{1}{3}t^2}{(r_2 - r_1)(r_1 + r_2(2k_v - 3)) + 2r_2^2(1 - k_v) \ln \frac{r_2}{r_1}} - \frac{1}{\ln \frac{r_2}{r_1}} \cdot \frac{S^2}{(r_2 - r_1)^2} \right]. \quad (122)$$

Для систем с квазинулевой жесткостью значение жесткости в рабочей точке должно быть равно нулю. Приравнявая последнее выражение к нулю, получаем значение высоты подъема стенки виброизолятора S , которое необходимо знать при проектировании виброизолятора с квазинулевой жесткостью:

$$S = \frac{1}{\sqrt{3}} t(r_2 - r_1) \cdot \sqrt{\frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{(r_2 - r_1)(r_1 + r_2(2k_v - 3)) + 2r_2^2(1 - k_v) \ln \frac{r_2}{r_1}}} . \quad (123)$$

Рабочая нагрузка т.е. восстанавливающая сила F при сжатии $x=S$, определяется при помощи выражений (119) и (123) и равна:

$$F = \frac{\frac{\pi}{3\sqrt{3}} t^4 E(r_2 - r_1) \cdot \sqrt{\ln \frac{r_2}{r_1}}}{\left((r_2 - r_1)(r_1 + r_2(2k_v - 3)) + 2r_2^2(1 - k_v) \ln \frac{r_2}{r_1} \right)^{1,5}} . \quad (124)$$

Перейдем к определению напряжения в виброизоляторе. Напряжение изгиба в стенке определяется по формуле:

$$\sigma = \frac{M_A}{W}, \quad (125)$$

где W – полярный момент сопротивления сечения.

Полярный момент сопротивления сечения элементарного кольца опорной стенки виброизолятора (прямоугольной формы) равен:

$$W = \frac{1}{6} 2\pi r t . \quad (126)$$

Используя выражения (97), (102) и (126), выражение (125) преобразуем в

$$\sigma = \frac{F}{\frac{\pi}{3} t^2} \left(\frac{r_2(1 - k_v)}{r} - 1 \right). \quad (127)$$

Согласно формуле (127) напряжение находится в обратной зависимости от r . Наибольшее напряжение будет в точке при $r=r_1$:

$$\sigma = \frac{F}{\frac{\pi}{3} t^2} \left(\frac{r_2(1 - k_v)}{r_1} - 1 \right). \quad (128)$$

Рассмотрим возможность увеличения рабочей нагрузки при помощи установки дополнительного кольца жесткости вокруг нижней опорной стенки. Это позволит изменять характеристику виброизолятора. Увеличение общей жесткости нижней опорной стенки эквивалентно увеличению толщины нижней

опорной стенки, поэтому наличие такого кольца жесткости, согласно формуле (104), уменьшает коэффициент k_s , в том числе и до нуля. Рассмотрим как изменится рабочая нагрузка виброизолятора с квазинулевой жесткостью при кольце жесткости, при котором $k_s = 0$. В этом случае вспомогательный коэффициент k_v станет равным:

$$k_v' = 1 - \frac{1 - \frac{r_1}{r_2}}{\ln \frac{r_2}{r_1}}. \quad (129)$$

Изменение рабочей нагрузки согласно формулам (103), (124) и (129) составит

$$\begin{aligned} \frac{F'}{F} &= \frac{\frac{\pi}{3} t^3 E}{(r_2 - r_1)(r_1 + r_2(2k_v' - 3)) + 2r_2^2(1 - k_v') \ln \frac{r_2}{r_1}} S = \\ &= \frac{\frac{\pi}{3\sqrt{3}} t^4 E (r_2 - r_1) \cdot \sqrt{\ln \frac{r_2}{r_1}}}{\left((r_2 - r_1)(r_1 + r_2(2k_v - 3)) + 2r_2^2(1 - k_v) \ln \frac{r_2}{r_1} \right)^{1,5}} = \\ &= \frac{(r_2 - r_1)(r_1 + r_2(2k_v' - 3)) + 2r_2^2(1 - k_v') \ln \frac{r_2}{r_1}}{(r_2 - r_1)(r_1 + r_2(2k_v - 3)) + 2r_2^2(1 - k_v) \ln \frac{r_2}{r_1}}. \end{aligned} \quad (130)$$

В качестве примера рассмотрим виброизолятор с исходными данными $r_1=14$ мм; $r_2=22,5$ мм; $t=4$ мм; $t_s=4$ мм; $h_s=8$ мм, в таком случае отношение нагрузок составит 1,94, т.е. около 2.

Опираясь на проведенные выкладки, методика расчета виброизолятора может выглядеть следующим образом.

1) Определение исходных данных:

- диаметр нижней \underline{c} опорной стенки виброизолятора d_2 ;
- диаметр верхней опорной стенки виброизолятора d_1 ;
- толщина стенки виброизолятора t ;

- толщина опорных стенок виброизолятора t_s ;
- высота опорных стенок виброизолятора h_s ;
- модуль упругости материала виброизолятора E ;
- расчетная прочность материала виброизолятора $[\sigma]$;

2) Определение вспомогательных коэффициентов:

$$k_s = \frac{t^3 d_2}{8 t_s h_s^3}; \quad (131)$$

$$k_v = \frac{\ln \frac{r_2}{r_1} - \left(1 - \frac{r_1}{r_2}\right)}{k_s + \ln \frac{r_2}{r_1}}. \quad (132)$$

3) Высота подъема стенки равна (согласно уравнению (123))

$$S = \frac{1}{\sqrt{3}} t (r_2 - r_1) \cdot \sqrt{\frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{(r_2 - r_1)(r_1 + r_2(2k_v - 3)) + 2r_2^2(1 - k_v) \ln \frac{r_2}{r_1}}}. \quad (133)$$

4) Рабочая нагрузка равна (согласно уравнению (124))

$$F = \frac{\frac{\pi}{3\sqrt{3}} t^4 E (r_2 - r_1) \cdot \sqrt{\ln \frac{r_2}{r_1}}}{\left((r_2 - r_1)(r_1 + r_2(2k_v - 3)) + 2r_2^2(1 - k_v) \ln \frac{r_2}{r_1}\right)^{1,5}}. \quad (134)$$

5) Наибольшие напряжения в стенке виброизолятора согласно уравнению (128) равны:

$$\sigma = \frac{F}{\frac{\pi}{3} t^2} \left(\frac{r_2(1 - k_v)}{r_1} - 1 \right). \quad (135)$$

6) Возможность увеличения рабочей нагрузки при помощи хомута (согласно уравнению (130)):

$$\frac{F'}{F} = \frac{(r_2 - r_1)(r_1 + r_2(2k_v - 3)) + 2r_2^2(1 - k_v) \ln \frac{r_2}{r_1}}{(r_2 - r_1)(r_1 + r_2(2k_v' - 3)) + 2r_2^2(1 - k_v') \ln \frac{r_2}{r_1}}, \quad (136)$$

где k_v' определяется как:

$$k_v' = \frac{1 - \frac{r_1}{r_2}}{\ln \frac{r_1}{r_2}}, \quad (137)$$

7) Выполнить проверку, чтобы максимальные напряжения не превышали расчетное предельное значение, т.е. $\sigma < [\sigma]$.

Таким образом, предложена методика расчета виброизолятора тарельчатого типа.

4.2 Представления параметров разрабатываемого виброизолятора тарельчатого типа с квазинулевой жесткостью в безразмерном виде

Для более полного аналитического анализа конструкции и обобщения полученных результатов следует перейти к безразмерным параметрам.

При определении безразмерных геометрических величин, используют приведение к одному из наиболее характерных параметров. В данном случае выберем радиус нижней опорной стенки r_2 как величину, характеризующую габариты виброизолятора с квазинулевой жесткостью.

При определении безразмерных геометрических величин номинальной нагрузки и реактивной реакции виброизолятора используем приведение к характеристике материала (т.е. к модулю юнга E), и к габаритам (т.е. к радиусу нижней опорной стенки r_2).

Безразмерную силу принимаем равной следующей:

$$\bar{F} = \frac{F}{Er_2^2}. \quad (138)$$

После преобразований формул (124) и (138) получаем безразмерную рабочую нагрузку, равную

$$\begin{aligned}\bar{F} = \frac{F}{Er_2^2} &= \frac{\frac{\pi}{3\sqrt{3}} t^4 (r_2 - r_1) \cdot \sqrt{\ln \frac{r_2}{r_1}}}{r_2^2 \left((r_2 - r_1)(r_1 + r_2(2k_v - 3)) + 2r_2^2(1 - k_v) \ln \frac{r_2}{r_1} \right)^{1,5}} = \\ &= \frac{\frac{\pi}{3\sqrt{3}} \left(\frac{t}{r_2} \right)^4 \left(1 - \frac{r_1}{r_2} \right) \cdot \sqrt{\ln \frac{r_2}{r_1}}}{\left(\left(1 - \frac{r_1}{r_2} \right) \frac{r_1}{r_2} + (2k_v - 3) + 2(1 - k_v) \ln \frac{r_2}{r_1} \right)^{1,5}}.\end{aligned}\quad (139)$$

Вводим безразмерную толщину наклонной стенки по формуле

$$\bar{t} = \frac{t}{r_2}.\quad (140)$$

Вводим безразмерный радиус виброизолятора:

$$\bar{r} = \frac{r_1}{r_2}.\quad (141)$$

Тогда после подстановки безразмерных величин в выражение (139) получаем следующее:

$$\bar{F} = \frac{\frac{\pi}{3\sqrt{3}} \bar{t}^4 (1 - \bar{r}) \cdot \sqrt{\ln \frac{1}{\bar{r}}}}{\left((1 - \bar{r})\bar{r} + (2k_v - 3) + 2(1 - k_v) \ln \frac{1}{\bar{r}} \right)^{1,5}}.\quad (142)$$

Преобразуем формулу (120) для восстанавливающей силы виброизолятора в безразмерный вид с учетом выражений (140) и (141):

$$F(x) = \pi \bar{t} \left[\frac{\bar{t}^2}{\left((1 - \bar{r})\bar{r} + 2k_v - 3 \right) + 2(1 - k_v) \ln \frac{1}{\bar{r}}} \frac{\bar{x}}{3} + \frac{1}{4 \cdot \ln \frac{1}{\bar{r}}} \cdot \frac{8\bar{S}^2 \bar{x} - 12\bar{S} \bar{x}^2 + 4\bar{x}^3}{(1 - \bar{r})^2} \right].\quad (143)$$

Вводим безразмерную высоту подъема стенки согласно формулам (123), (140) и (141):

$$\bar{S} = \frac{\bar{S}}{r_2} = \frac{1}{\sqrt{3}} \bar{t} (1 - \bar{r}) \sqrt{\frac{\ln \frac{1}{\bar{r}}}{(1 - \bar{r})(\bar{r} + 2k_v - 3) + 2(1 - k_v) \ln \frac{1}{\bar{r}}}}. \quad (144)$$

Вспомогательный коэффициент k_s , определяемый по формуле (104), с учетом выражений (140) и (141) преобразуется следующим образом:

$$k_s = \frac{t^3 d_2}{8 t_s h_s^3} = \frac{\bar{t}^3}{4 \bar{t}_s \bar{h}_s^3}. \quad (145)$$

Вспомогательный коэффициент k_v , определяемый по формуле (103), с учетом выражений (140) и (141) преобразуется следующим образом:

$$k_v = \frac{\ln \frac{r_2}{r_1} - \left(1 - \frac{r_1}{r_2}\right)}{k_s + \ln \frac{r_2}{r_1}} = \frac{\ln \frac{1}{\bar{r}} - 1 + \bar{r}}{k_s + \ln \frac{1}{\bar{r}}}. \quad (146)$$

4.3 Анализ устойчивости виброизолятора с квазинулевой жесткостью в безразмерном виде

Рассмотрим два условия, характеризующие потерю устойчивости.

Продольная сила в стенке должна быть меньше критического значения, высчитанного согласно формуле Эйлера. В противном случае теряется устойчивость аналогично продольно сжатому стержню. В данном случае наклонная стенка разрабатываемого виброизолятора изогнется «волнами», и его работа нарушится.

Относительная деформация в стенке должна быть не более заданного предельного значения ε_{\max} . При значительной относительной деформации возможно нарушение выполнения закона Гука для материала виброизолятора, в этом случае возможно наступление неупругих деформаций, что приведет к разрушению материала.

Таким образом, согласно первому условию, потеря устойчивости анализируется при помощи формулы Эйлера, согласно которой критическая сила находится по выражению:

$$P_k = \frac{\pi^2 EI}{L^2}, \quad (147)$$

где I – момент инерции сечения;

L – длина наклонной стенки в сжатом состоянии, $L=r_2-r_1$.

Подставляем в формулу (147) момент инерции сечения для прямоугольника:

$$P_k = \frac{\pi^2 E}{L^2} \cdot \frac{bt^3}{12}, \quad (148)$$

где b – условная ширина сечения наклонной стенки в продольном направлении.

Определим силу сжатия наклонной стенки в горизонтальном положении

Сила сжатия равна:

$$P = \frac{Ebt}{L} \delta, \quad (149)$$

где δ – сжатие наклонной стенки в горизонтальном положении.

Сжатие наклонной стенки в горизонтальном положении δ (вывод аналогичен выводу формулы (114)) равно:

$$\delta = \sqrt{(r_2 - r_1)^2 + S^2} - (r_2 - r_1) = \sqrt{L^2 + S^2} - L. \quad (150)$$

Таким образом, согласно первому условию, чтобы не произошла потеря устойчивости, должно выполняться условие:

$$P \leq P_k. \quad (151)$$

Формула (151) с учетом формул (140), (147), (149), (150) преобразуется в следующее:

$$\sqrt{(1 - \bar{r})^2 + \bar{S}^2} - (1 - \bar{r}) \leq \frac{\pi^2}{12} \cdot \frac{\bar{t}^2}{(1 - \bar{r})}. \quad (152)$$

Далее в формулу (152) подставим выражение (144) и получим:

$$\bar{t} \geq \frac{12(1-\bar{r})}{\pi^2 \sqrt{6}} \sqrt{2 \frac{(1-\bar{r})^2 \ln \frac{1}{r}}{\left((1-\bar{r}) \left(\bar{r} + 2 \frac{\ln \frac{1}{r} - 1 + \bar{r}}{k_s + \ln \frac{1}{r}} - 3 \right) + 2 \left(1 - \frac{\ln \frac{1}{r} - 1 + \bar{r}}{k_s + \ln \frac{1}{r}} \right) \ln \frac{1}{r} \right)} - \pi^2}. \quad (153)$$

Полученная зависимость (153) имеет достаточно сложный вид, поэтому лучше проиллюстрировать условие устойчивости графически (Рисунок 64). Правая часть неравенства (153) зависит от переменных \bar{r} и k_s . Вдоль оси абсцисс графика отложим \bar{r} . Вдоль оси ординат отложим величину \bar{t} . При различных значениях k_s отобразим на графике правую часть неравенства. Таким образом, множество значений выше полученных линий будет соответствовать выполнению неравенства, а ниже линии – не соответствовать.

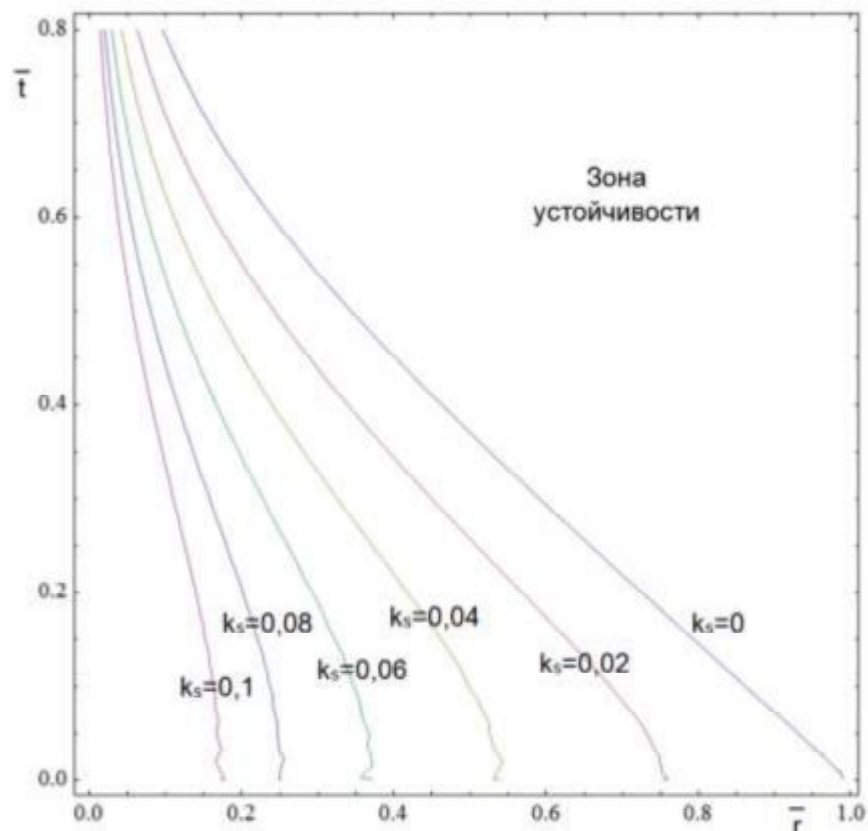


Рисунок 64 – Зона устойчивости виброизолятора с точки зрения учета критической силы Эйлера

Рассмотрим второе условие устойчивости. Определим наибольшее допустимое сжатие наклонной стенки. Упругие материалы хорошо работают только в определенных границах относительных деформаций. Примем, что материал виброизолятора может иметь предельную относительную деформацию ε_{\max} .

Тогда относительная деформация стенки с учетом формулы (150):

$$\varepsilon = \frac{\delta}{r_2 - r_1} = \frac{\sqrt{L^2 + S^2} - L}{L} = \sqrt{1 + \left(\frac{S}{L}\right)^2} - 1 = \sqrt{1 + \left(\frac{\bar{S}}{1 - \bar{r}}\right)^2} - 1. \quad (154)$$

Согласно второму условию устойчивости должно выполняться соотношение:

$$\sqrt{1 + \left(\frac{\bar{S}}{1 - \bar{r}}\right)^2} - 1 \leq \varepsilon_{\max}. \quad (155)$$

Выразим из последнего неравенства безразмерную высоту подъема стенки:

$$\bar{S} \leq (1 - \bar{r}) \sqrt{\varepsilon_{\max}^2 + 2\varepsilon_{\max}}. \quad (156)$$

Преобразуем неравенство (156) с учетом выражения (144):

$$\bar{t} \leq \sqrt{3(\varepsilon_{\max}^2 + 2\varepsilon_{\max}) \frac{(1 - \bar{r})\bar{r} + 2\frac{\ln \frac{1}{r} - 1 + \bar{r}}{k_s + \ln \frac{1}{r}} - 3 + 2(1 - \frac{\ln \frac{1}{r} - 1 + \bar{r}}{k_s + \ln \frac{1}{r}})\ln \frac{1}{r}}{\ln \frac{1}{r}}}. \quad (157)$$

Рассмотрим влияние вспомогательного коэффициента k_s на выражение (157). Покажем это графически (Рисунок 65). Правая часть неравенства (157) зависит от переменных \bar{r} , k_s , ε_{\max} . Построим график при $\varepsilon_{\max}=0,2$. Вдоль оси абсцисс отложим \bar{r} . Вдоль оси ординат отложим величину \bar{t} . При различных значениях k_s отобразим на графике правую часть неравенства. Таким образом, множество значений ниже полученных линий будет соответствовать выполнению неравенства, а выше линии – не соответствовать.

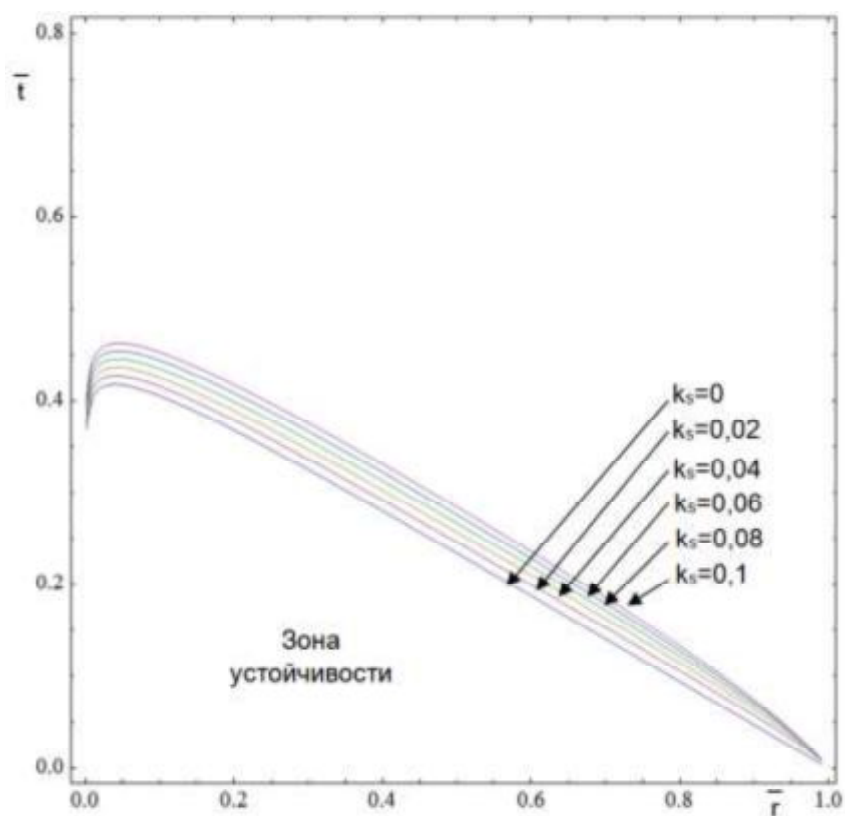


Рисунок 65 – Зона устойчивости виброизолятора с точки зрения максимума относительной деформации при $\varepsilon=0,2$ при различном k_s

Как следует из анализа рисунка, положение зоны устойчивости практически не зависит от вспомогательного коэффициента k_s .

Произведем анализ, каким образом зона устойчивости зависит от предельной относительной деформации ε_{\max} . Для этого определим границы зоны устойчивости относительно ε_{\max} при $k_s = 0$. Проиллюстрируем данное условие устойчивости (157) графически (Рисунок 66). Вдоль оси абсцисс графика отложим \bar{r} , вдоль оси ординат отложим величину \bar{t} . При различных значениях ε_{\max} отобразим на графике правую часть неравенства (157). Таким образом, множество значений ниже полученных линий будет соответствовать выполнению неравенства, а выше линии – не соответствовать.

Как видим, положение зоны устойчивости зависит от предельной относительной деформации ε_{\max} значительно (Рисунок 66).

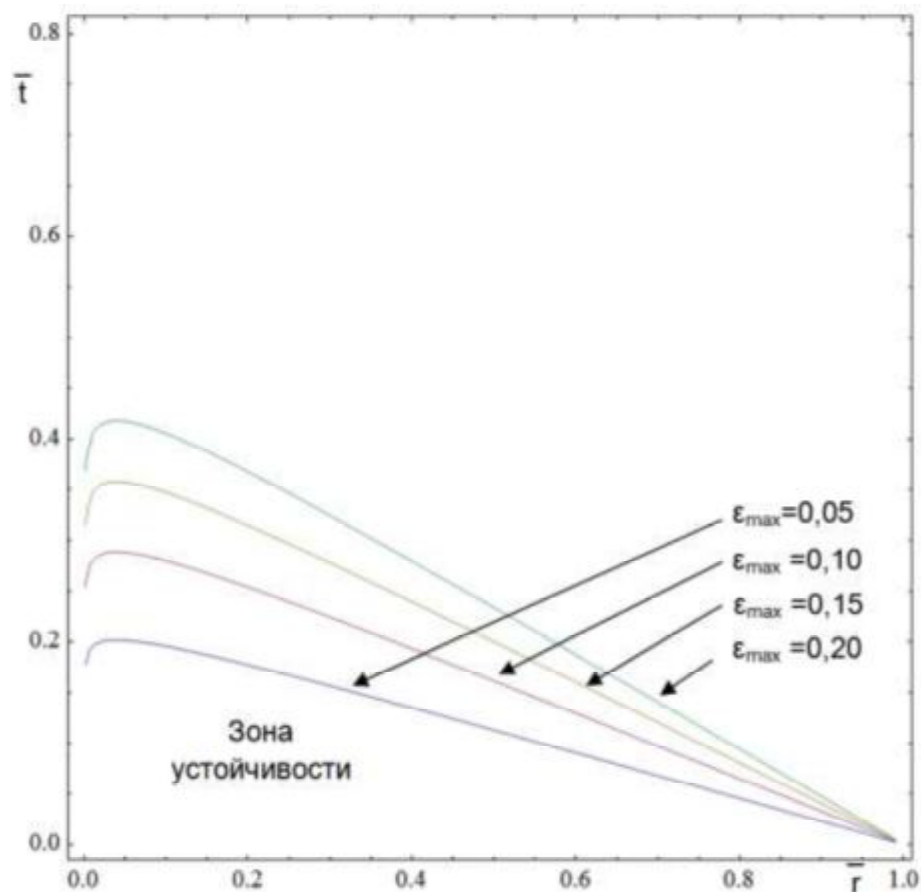


Рисунок бб – Зона устойчивости виброизолятора с точки зрения максимума относительной деформации при $k_s=0$ для различных значений ϵ_{\max}

Таким образом, проектирование разрабатываемого виброизолятора под определенную нагрузку определяется геометрическими параметрами. В качестве исходных данных должны быть приняты следующие параметры:

- безразмерный радиус r ;
- безразмерная толщина стенки t ;
- вспомогательный коэффициент k_s , который отражает жесткость опорной стенки.
- предельная относительная деформация ϵ_{\max} .

Для определения влияния опорных стенок на характеристику разрабатываемого виброизолятора с квазинулевой жесткостью рассмотрим как безразмерная рабочая нагрузка зависит от вспомогательного коэффициента k_s . В выражение (142) подставим формулу для коэффициента k_v (103):

$$\bar{F} = \frac{\frac{\pi}{3\sqrt{3}} \bar{t}^4 (1 - \bar{r}) \cdot \sqrt{\ln \frac{1}{r}}}{\left((1 - \bar{r}) \bar{r} + 2 \left(1 - \frac{\ln \frac{1}{r} - 1 + \bar{r}}{k_s + \ln \frac{1}{r}} \right) - 3 \right) + 2 \left(1 - \frac{\ln \frac{1}{r} - 1 + \bar{r}}{k_s + \ln \frac{1}{r}} \right) \ln \frac{1}{r} \right)^{1,5}}. \quad (158)$$

Для иллюстрации зависимости \bar{F} от k_s построим график (Рисунок 67).

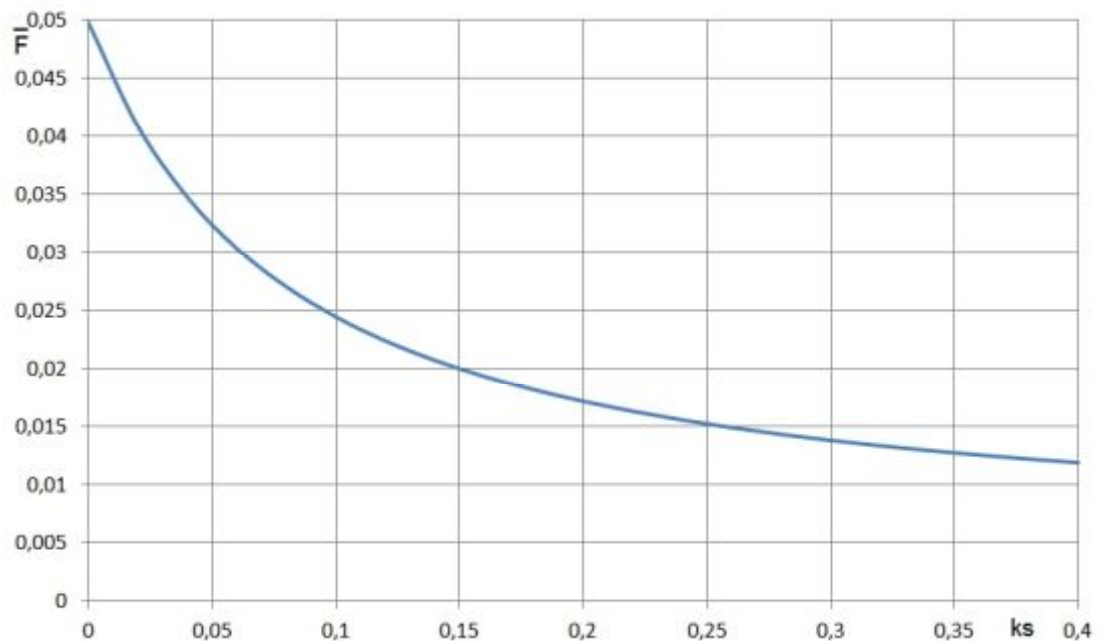


Рисунок 67 – График зависимости \bar{F} от k_s (при $\bar{t} = 0,14$; $\bar{r} = 0,62$)

Анализ формулы для безразмерной рабочей нагрузки (158) показывает, что для того чтобы рабочая нагрузка была наибольшей, следует стремиться к наибольшим значениям безразмерной толщины стенки, поскольку соответствующая зависимость представленная степенной функцией с показателем 4.

Таким образом, объединив оба условия устойчивости (Рисунок 64 и Рисунок 65), получим зону устойчивости разрабатываемого виброизолятора с квазиулевым жесткостью (Рисунок 68).

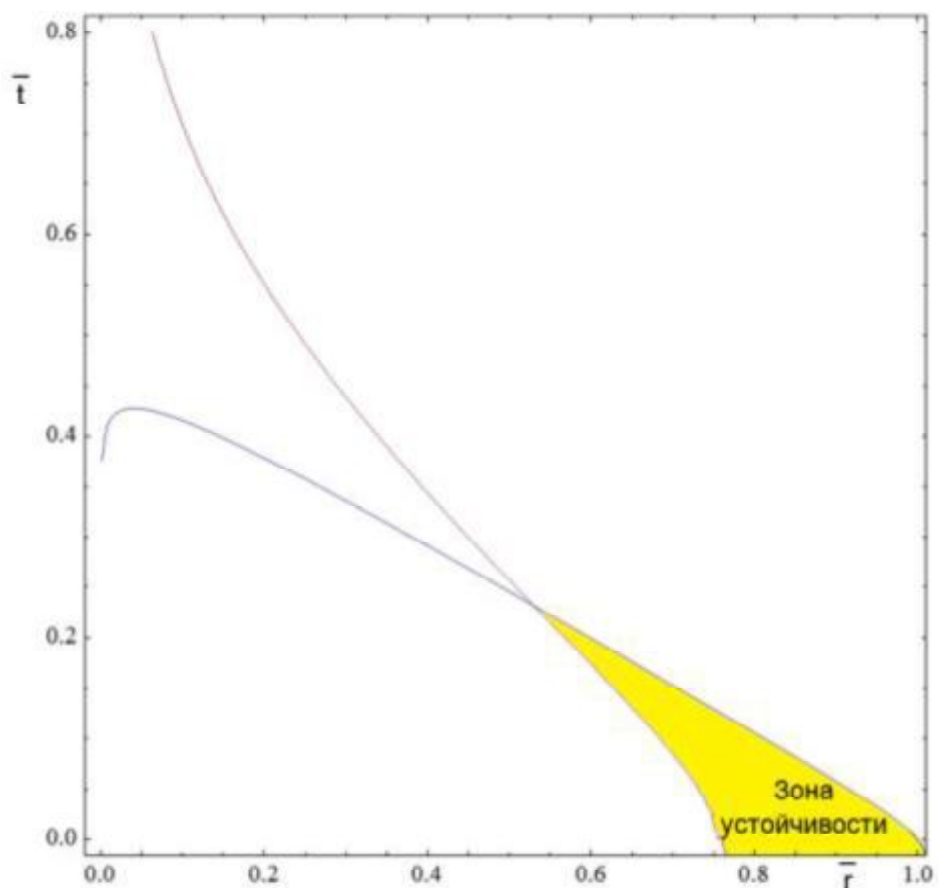


Рисунок 68 – Зона устойчивости при $k_s = 0,02$ и $\epsilon_{\max} = 0,2$.

Определим точку пересечения изолиний, представленными двумя неравенствами, характеризующими устойчивости виброизолятора: $\bar{r} = 0,53$ и $\bar{t} = 0,253$.

В целом, положение точки пересечения изолиний достаточно сильно зависит от величины максимального относительного удлинения материала ϵ_{\max} (Рисунок 69). Для этого вдоль оси абсцисс расположим величину \bar{r} , а вдоль оси ординат значение функций, характеризующие оба условия устойчивости виброизолятора с квазинулевой жесткостью, т.е. правые части неравенств (153) и (157), определенные при различных значениях ϵ_{\max} . Пересечения полученных линий обозначим точками А, В, С, D (Рисунок 69).

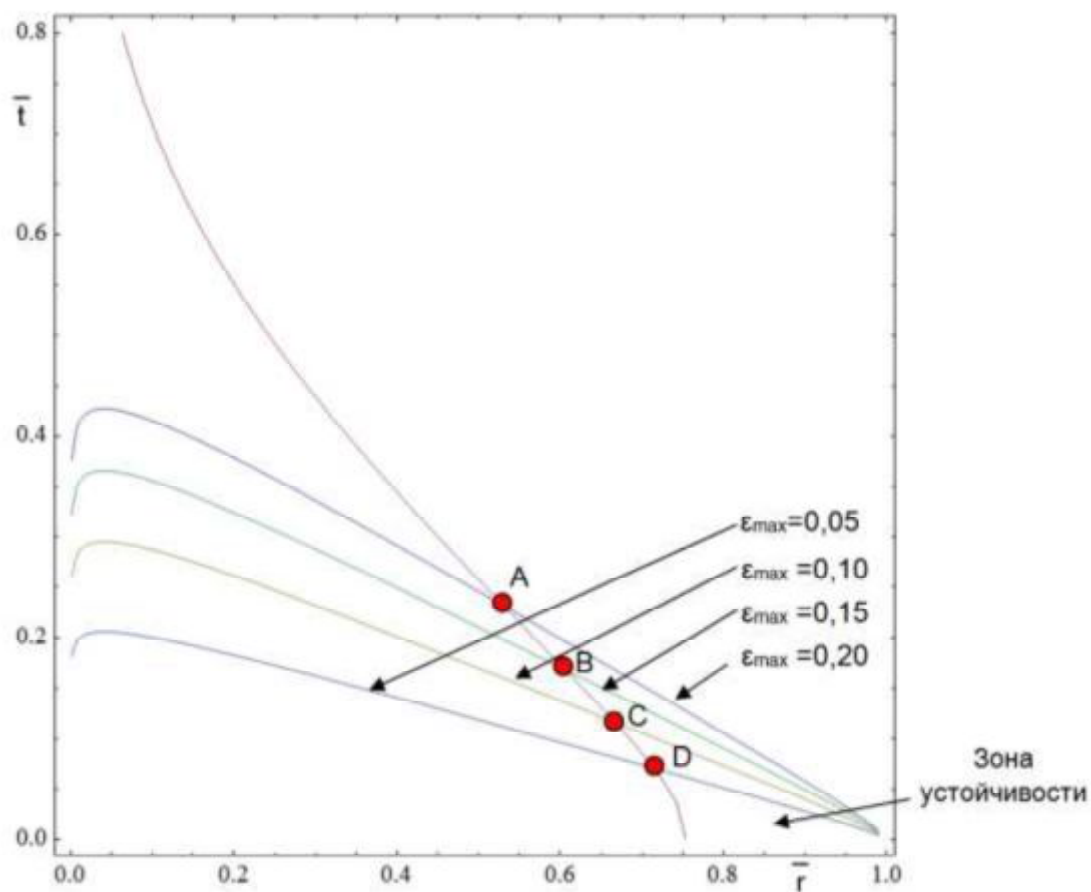


Рисунок 69 – Точки пересечений границ устойчивости при $k_s=0,02$ и различных ϵ_{\max}

Рассмотрим также влияние значения вспомогательного коэффициента k_s на расположение границы устойчивости (Рисунок 70). Подход аналогичен построению предыдущего графика, только в данном случае линии строились при различных значениях k_s .

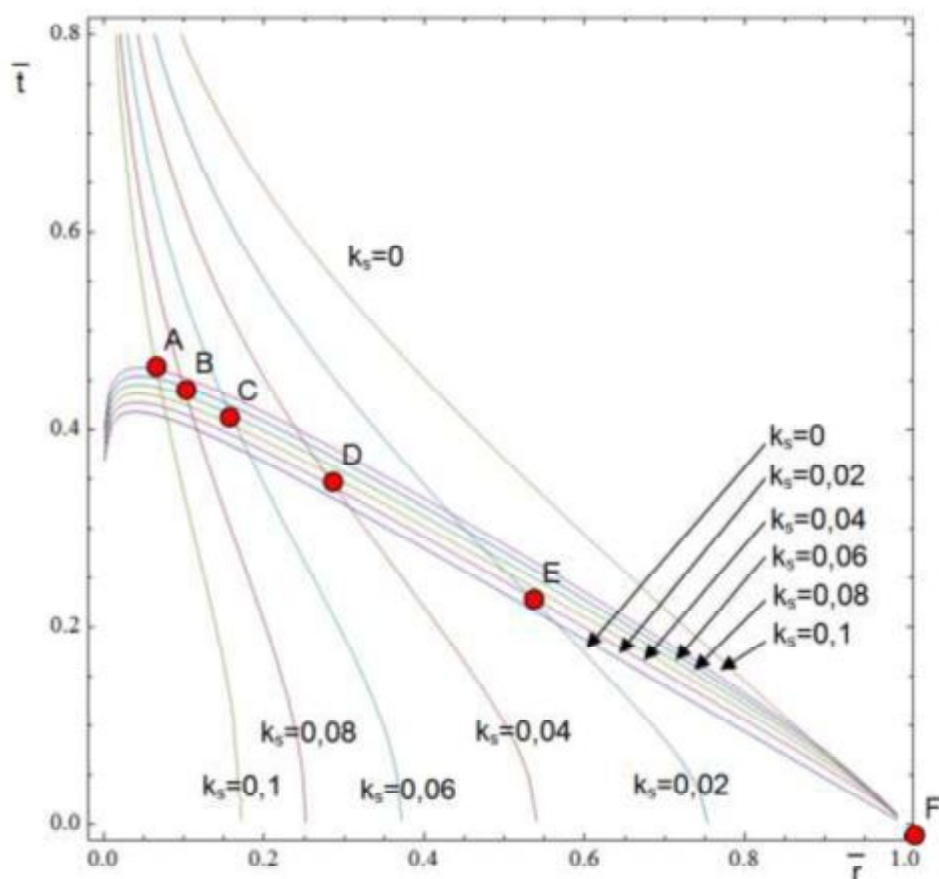


Рисунок 70 – Точки пересечений границ устойчивости при $k_s=0,02$ и различных $\varepsilon_{\max} = 0,2$

Анализ рисунка (Рисунок 70) показывает, что на расположение границы устойчивости сильно влияет значение вспомогательного коэффициента k_s – чем больше этот коэффициент, тем больше данная зона. Более того, можно получить большее значение безразмерной толщины стенки \bar{t} .

Рассмотрим, при каком значении безразмерных величин \bar{r} , ε_{\max} и k_s достигается пересечение границ устойчивости, иными словами, при каких параметрах достигается наибольшее значение безразмерной толщины стенки \bar{t} . Объединяя неравенства (153) и (157), получаем следующее выражение:

$$\begin{aligned}
& \frac{12(1-\bar{r})}{\pi^2 \sqrt{6}} \sqrt{2 \frac{(1-\bar{r})^2 \ln \frac{1}{r}}{\left((1-\bar{r}) \left(\bar{r} + 2 \frac{\ln \frac{1}{r} - 1 + \bar{r}}{k_s + \ln \frac{1}{r}} - 3 \right) + 2 \left(1 - \frac{\ln \frac{1}{r} - 1 + \bar{r}}{k_s + \ln \frac{1}{r}} \right) \ln \frac{1}{r} \right)} - \pi^2} \leq \\
& \leq \sqrt{3(\varepsilon_{\max}^2 + 2\varepsilon_{\max}) \frac{(1-\bar{r}) \left(\bar{r} + 2 \frac{\ln \frac{1}{r} - 1 + \bar{r}}{k_s + \ln \frac{1}{r}} - 3 \right) + 2 \left(1 - \frac{\ln \frac{1}{r} - 1 + \bar{r}}{k_s + \ln \frac{1}{r}} \right) \ln \frac{1}{r}}{\ln \frac{1}{r}}} .
\end{aligned} \tag{159}$$

Произведем следующие преобразования выражения (159), позволяющие выразить переменную ε_{\max} :

$$\begin{aligned}
& \frac{8(1-\bar{r})^2 \ln \frac{1}{r}}{\pi^4} \times \frac{2(1-\bar{r})^2 \ln \frac{1}{r} - \pi^2 \left((1-\bar{r}) \left(\bar{r} + 2 \frac{\ln \frac{1}{r} - 1 + \bar{r}}{k_s + \ln \frac{1}{r}} - 3 \right) + 2 \left(1 - \frac{\ln \frac{1}{r} - 1 + \bar{r}}{k_s + \ln \frac{1}{r}} \right) \ln \frac{1}{r} \right)}{\left((1-\bar{r}) \left(\bar{r} + 2 \frac{\ln \frac{1}{r} - 1 + \bar{r}}{k_s + \ln \frac{1}{r}} - 3 \right) + 2 \left(1 - \frac{\ln \frac{1}{r} - 1 + \bar{r}}{k_s + \ln \frac{1}{r}} \right) \ln \frac{1}{r} \right)^2} \leq \\
& \leq \varepsilon_{\max}^2 + 2\varepsilon_{\max} .
\end{aligned} \tag{160}$$

Данное выражение не имеет решения в строгой аналитической форме, поэтому воспользуемся графическим решением: двумерным графиком, вдоль оси абсцисс графика отложим \bar{r} , вдоль оси ординат отложим величину \bar{t} . Правая часть неравенства (160) зависит только от ε_{\max} и представляет собой горизонтальные линии на различном расстоянии от оси абсцисс. Левая часть неравенства (160) зависит от величины k_s , но при этом не зависит от ε_{\max} . Левая часть неравенства представляет собой кривые линии. Множество точек, расположенных ниже горизонтальных линий (выражения, описывающие правую часть неравенства) и выше кривых линий (выражения, описывающие левую часть неравенства), является решением неравенства (160) (Рисунок 71).

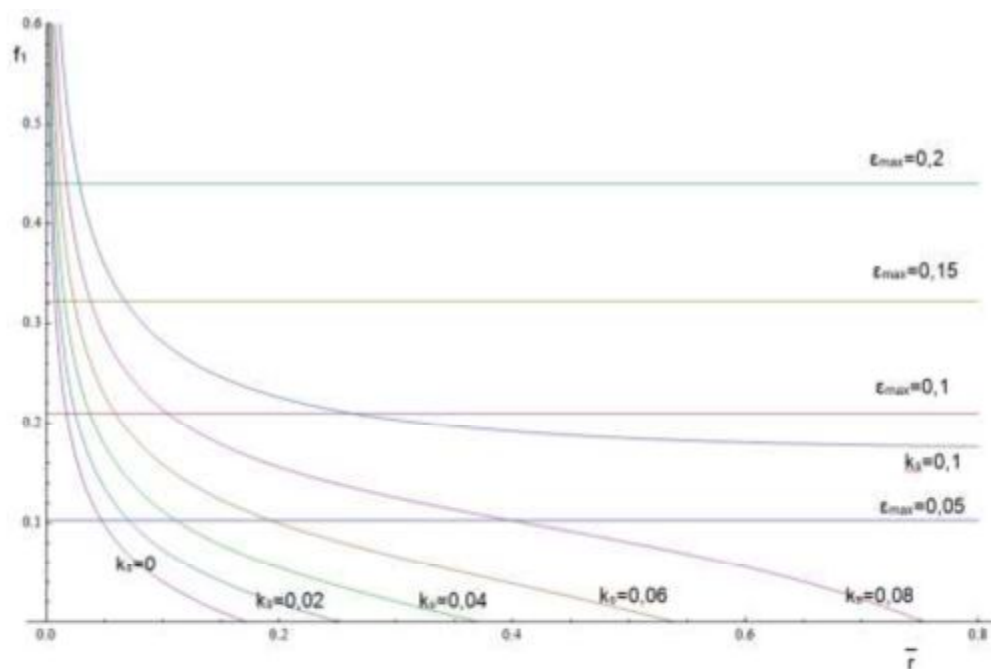


Рисунок 71 – Графическое решение неравенства (160), связанного с устойчивостью разрабатываемого виброизолятора с квазинулевой жесткостью при различных значениях k_s

Анализ графического решения показывает, что для обеспечения устойчивости виброизолятора безразмерный радиус виброизолятора r должен быть не менее определенного значения, при этом, чем выше значение k_s и ϵ_{\max} , тем шире зона возможных значений для безразмерного радиуса r .

Проиллюстрируем на трехмерном графике границу зоны устойчивости (второе условие устойчивости, выделенное в начале данного подраздела), определяемой от предельной относительную деформацию ϵ_{\max} в зависимости от параметров k_s и безразмерных величин \bar{r} и \bar{t} при $\epsilon_{\max} = 0,05$ (Рисунок 71). В качестве оси абсцисс отложим величину \bar{r} , оси аппликат k_s , оси ординат \bar{t} . На график нанесем правую часть неравенства (160). Тогда множество точек, расположенных ниже построенной поверхности, будет удовлетворять неравенству (160).

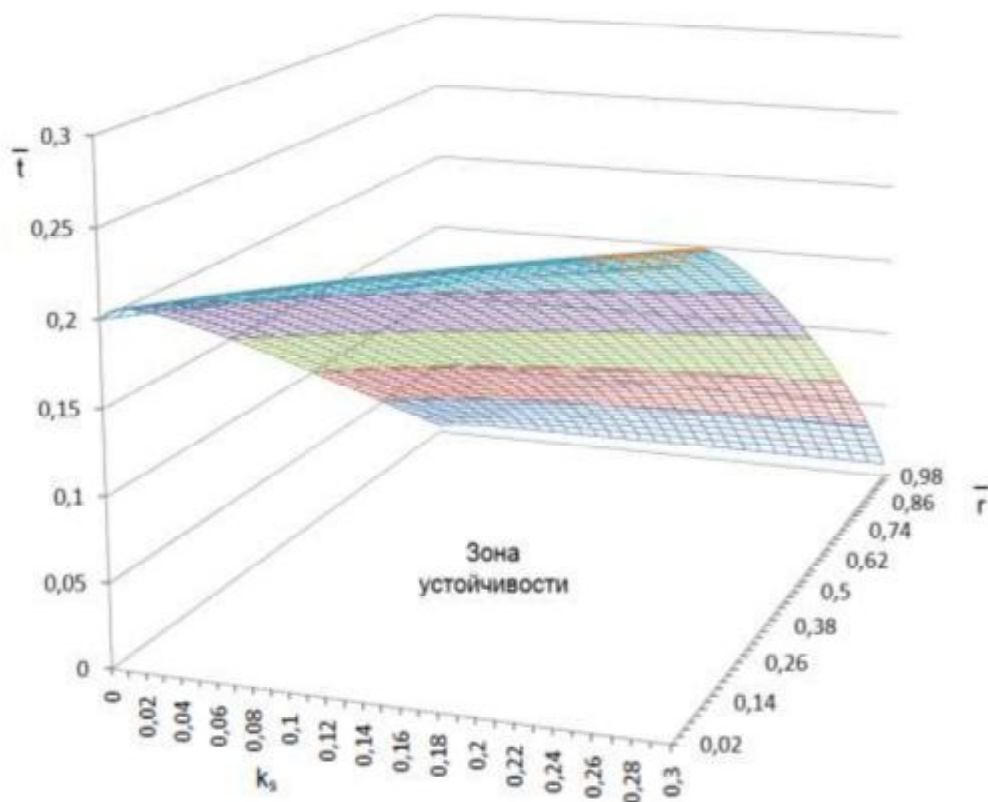


Рисунок 72 – Граница зоны устойчивости, определяемой от предельной относительную деформацию ϵ_{\max} в зависимости от параметров k_s , и безразмерных величин \bar{r} и \bar{t} (при $\epsilon_{\max} = 0,05$)

Проиллюстрируем на трехмерном графике границу зоны устойчивости, определяемой по формуле Эйлера от параметров k_s , и безразмерных величин \bar{r} и \bar{t} при $\epsilon_{\max}=0,05$ (Рисунок 72 и Рисунок 73). В качестве оси абсцисс отложим величину \bar{r} , оси аппликат k_s , оси ординат \bar{t} . На график нанесем правую часть неравенства (157). Тогда множество точек, расположенных выше построенной поверхности, будет удовлетворять неравенству (157).

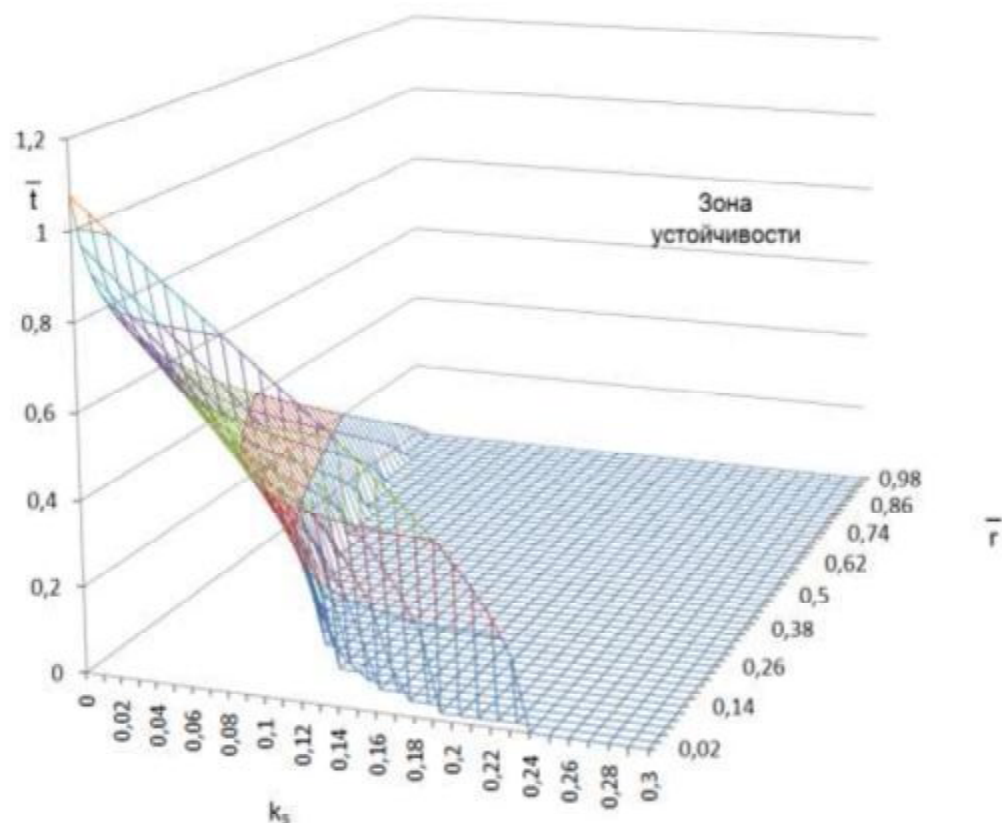


Рисунок 73— Граница зоны устойчивости по формуле Эйлера в зависимости от параметров и k_s , и безразмерных величин \bar{r} и \bar{t} (при $\varepsilon_{\max}=0,05$)

Объединяя оба условия устойчивости (выражения (157) и (153), т.е. совмещая графики (Рисунок 72 и Рисунок 73), получаем следующую область устойчивости (Рисунок 74).

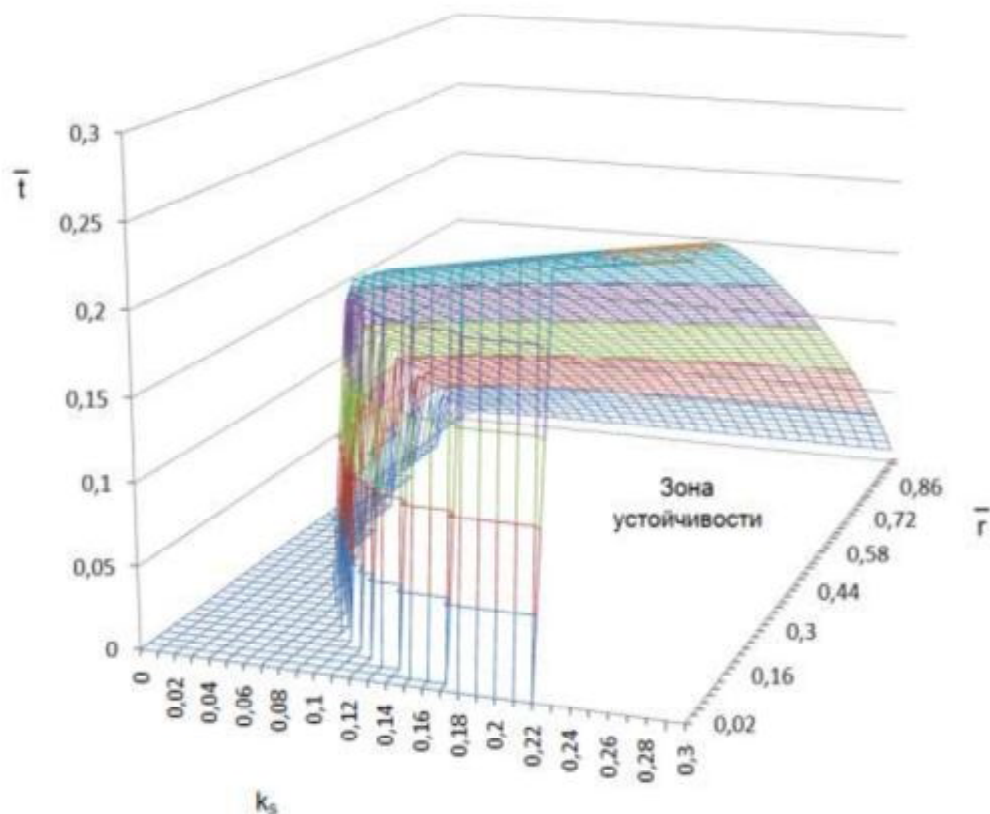


Рисунок 74 – Границы зоны устойчивости по формуле Эйлера в зависимости от параметров и k_s , и безразмерных величин \bar{r} и \bar{t} (при $\varepsilon_{\max}=0,05$)

Анализ формулы (158) показывает, что безразмерная рабочая нагрузка разрабатываемого виброизолятора с квазинулевой жесткостью будет наибольшая при определенных значениях k_s и безразмерного радиуса \bar{r} в том случае, если величина безразмерной толщины стенки \bar{t} максимальная.

Соответственно Рисунок 75 показывает наибольшую безразмерную рабочую нагрузку в зависимости от значений k_s и безразмерного радиуса \bar{r} .

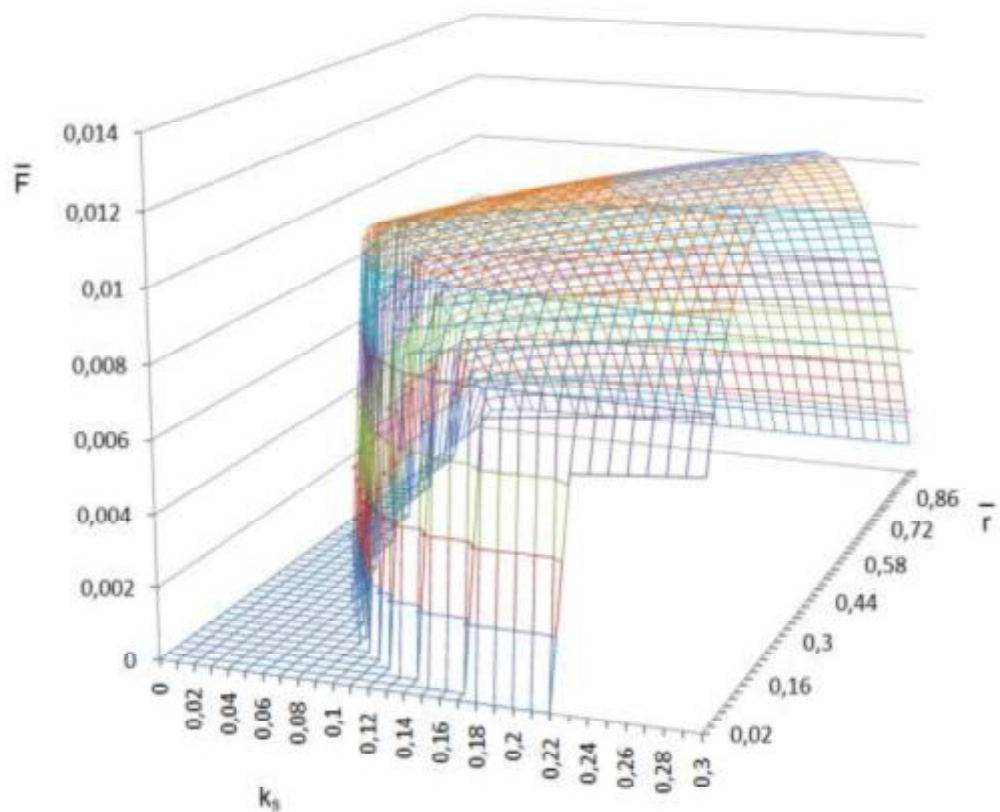


Рисунок 75 – Наибольшая безразмерная рабочая нагрузка в зависимости от значений k_s и безразмерного радиуса \bar{r} (при $\epsilon_{\max} = 0,05$)

Анализ полученных результатов согласно графику (Рисунок 75) показывает, что наибольшие значения безразмерной рабочей нагрузки \bar{F} достигаются при $\bar{r} = 0,33$ и при $k_s \rightarrow \infty$ (Рисунок 76). При увеличении значения k_s безразмерная рабочая нагрузка \bar{F} стремится к значению 0,0217.

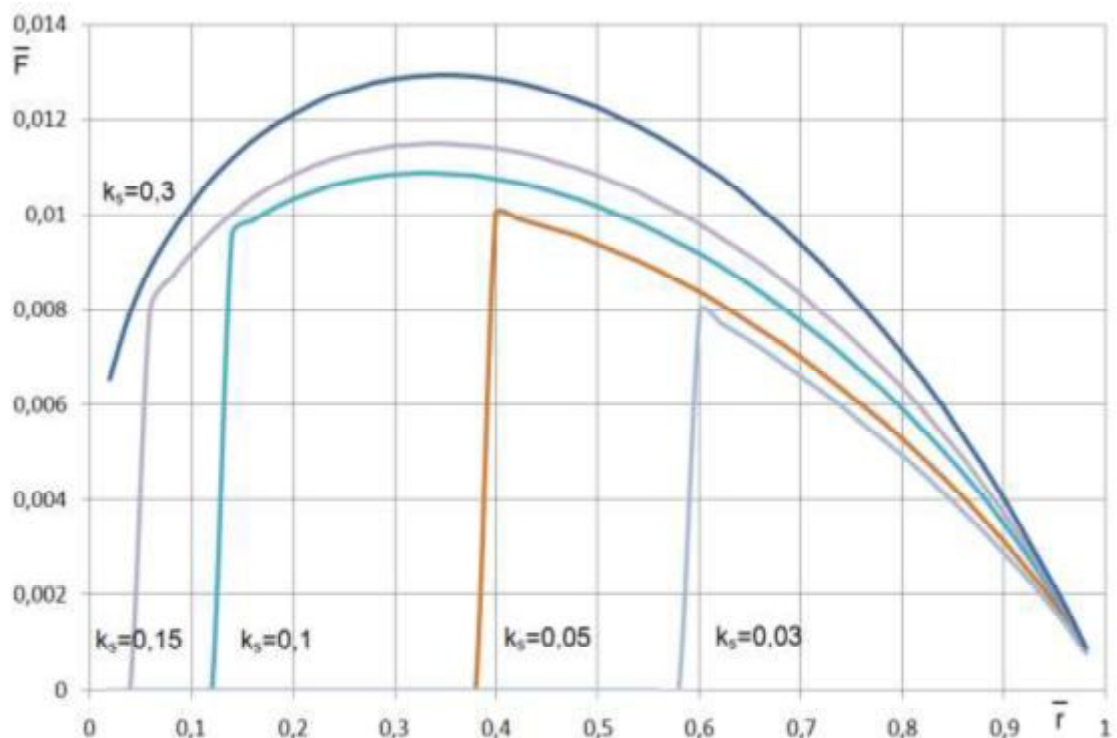


Рисунок 76 – Наибольшая безразмерная рабочая нагрузка в зависимости от значений k_s и безразмерного радиуса \bar{r} при $\epsilon_{\max}=0,05$ согласно уравнению (160)

Рассмотрим диапазон значений для коэффициента k_s . Его значение будет наибольшее, если размеры опорной стенки будут наименьшими, т.е. практически нулевыми, однако это невозможно с конструкторской точки зрения. При изготовлении удобнее, если толщины наклонной и нижней опорной стенки будут одинаковыми, поэтому примем следующие параметры:

$$t_s = t; \quad (161)$$

$$h_s = 2t. \quad (162)$$

Следовательно, значение коэффициента k_s станет равным

$$k_s = \frac{\bar{t}^3}{4t_s h_s^3} = \frac{1}{32\bar{t}}. \quad (163)$$

При средних значениях безразмерной толщины стенки \bar{t} порядка 0,2 получаем, что $k_s=0,15$.

Произведем расчет наибольшей безразмерной рабочей нагрузки разрабатываемого виброизолятора при некоторых частных случаях (Таблица 12).

Таблица 12 – Наибольшая безразмерная рабочая нагрузка разрабатываемого виброизолятора с квазинулевой жесткостью

ε_{\max}	k_v	\bar{t}	\bar{r}	\bar{F}
0,05	0,15	0,18	0,34	0,011495
0,1	0,15	0,26	0,34	0,048251
0,15	0,15	0,32	0,34	0,113797
0,2	0,15	0,37	0,34	0,211824
0,05	∞	0,4	0,26	0,021359
0,1	∞	0,57	0,26	0,091292
0,15	∞	0,7	0,26	0,215304
0,2	∞	0,82	0,24	0,400773

Таблица 12 показывает, что чем больше предельно допустимая относительная деформация ε_{\max} , тем выше наибольшая безразмерная рабочая нагрузка (Рисунок 77).

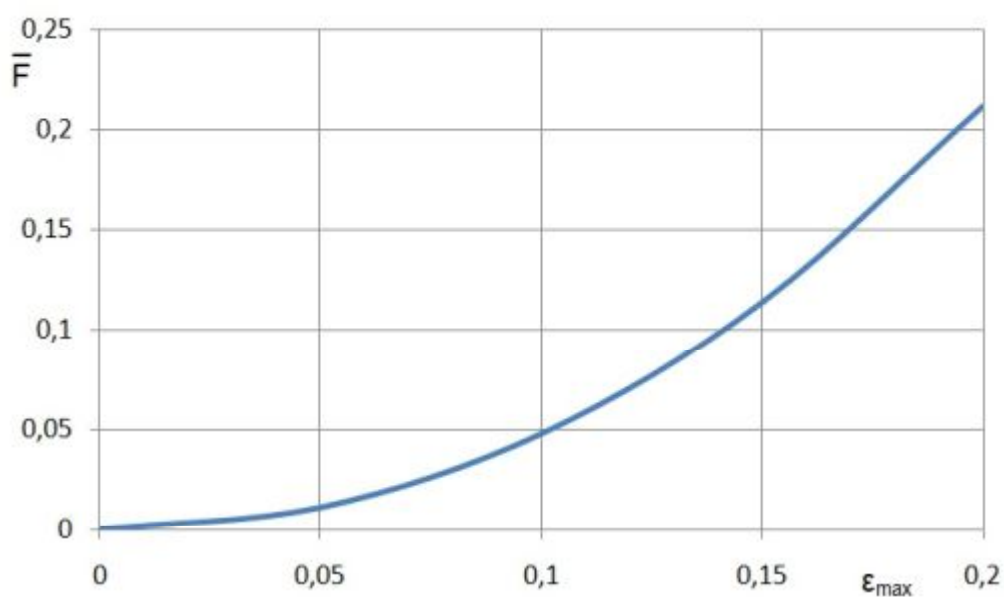


Рисунок 77 - Наибольшая безразмерная рабочая нагрузка в зависимости от предельно допустимой относительной деформация ε_{\max} (при $k_s=0,15$)

4.4 Анализ чувствительности параметров виброизолятора с квазинулевой жесткостью

Виброизоляторы с квазинулевой жесткостью отличаются повышенной чувствительностью и требуют тщательной настройки, что подтверждается личным опытом и публикациями других авторов. Соответственно актуальны исследования влияния различных геометрических параметров виброизоляторов на их общую эффективность. Более того, новые прототипы виброизоляторов различных авторов обычно изучаются в единичном экземпляре. Но на практике для виброизоляции оборудования применяют как минимум четыре виброизолятора. И важно знать, как отличается поведение единичного виброизолятора от группы.

Задачей следующего исследования является изучение чувствительности виброизолятора с квазинулевой жесткостью при проектировании и анализ поведения группы виброизоляторов с различными параметрами.

Для анализа чувствительности примем следующие формулы, полученные в предыдущей главе.

Зависимость между нагрузкой F виброизолятора и его сжатием x определяется по формуле:

$$F(x) = \pi E \left[\frac{t^2}{(r_2 - r_1)(r_1 + r_2(2k_v - 3)) + 2r_2^2(1 - k_v) \ln \frac{r_2}{r_1}} \frac{x}{3} + \frac{1}{4 \cdot \ln \frac{r_2}{r_1}} \cdot \frac{8S^2x - 12Sx^2 + 4x^3}{(r_2 - r_1)^2} \right]. \quad (164)$$

Вспомогательные коэффициенты равны:

$$k_s = \frac{t^3 d_2}{8t_s h_s^3}; \quad (165)$$

$$k_v = \frac{\ln \frac{r_2}{r_1} - \left(1 - \frac{r_1}{r_2}\right)}{k_s + \ln \frac{r_2}{r_1}}. \quad (166)$$

Высота подъема стенки равна:

$$S = \frac{1}{\sqrt{3}} t(r_2 - r_1) \cdot \sqrt{\frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{(r_2 - r_1)(r_1 + r_2(2k_v - 3)) + 2r_2^2(1 - k_v) \ln \frac{r_2}{r_1}}}. \quad (167)$$

Рабочая нагрузка равна:

$$F = \frac{\frac{\pi}{3\sqrt{3}} t^4 E(r_2 - r_1) \cdot \sqrt{\ln \frac{r_2}{r_1}}}{\left((r_2 - r_1)(r_1 + r_2(2k_v - 3)) + 2r_2^2(1 - k_v) \ln \frac{r_2}{r_1} \right)^{1,5}}. \quad (168)$$

Наибольшие напряжения в стенке виброизолятора равны:

$$\sigma = \frac{F}{\frac{\pi}{3} t^2} \left(\frac{r_2(1 - k_v)}{r_1} - 1 \right). \quad (169)$$

Таким образом, проектирование виброизолятора и изучение динамики группы виброизоляторов требует информации о чувствительности, общей эффективности к геометрическим и другим параметрам.

Примем, что один из параметров виброизолятора несколько отличается от его номинального значения. Соответственно необходимо определить фактические свойства виброизолятора в данном случае, а также определить чувствительность рабочей нагрузки, а также жесткость системы относительно отклонения параметров. Проведен анализ вышеприведенных формул. Для анализа приняты следующие параметры: толщина стенки, высота конуса, внутренний радиус виброизолятора, внешний радиус виброизолятора, толщина наружной стенки виброизолятора и высота наружной стенки виброизолятора. Расчеты выполнены в безразмерном виде. Безразмерные параметры принимаются как:

- безразмерная рабочая нагрузка

$$\bar{F} = \frac{F}{E r_2^2}; \quad (170)$$

- безразмерная толщина стенки

$$\bar{t} = \frac{t}{r_2}; \quad (171)$$

- безразмерный внутренний радиус

$$\bar{r} = \frac{r_1}{r_2}; \quad (172)$$

- высота безразмерного конуса

$$\bar{S} = \frac{S}{r_2}; \quad (173)$$

- безразмерная толщина наружной стенки

$$\bar{t}_s = \frac{t_s}{r_2}; \quad (174)$$

- безразмерная высота наружной стены

$$\bar{h}_s = \frac{h_s}{r_2}; \quad (175)$$

- безразмерная жесткость

$$\bar{k} = \frac{k}{F/S}. \quad (176)$$

Отметим, что безразмерная жесткость определяется относительно статической жесткости.

Произведем расчет чувствительности рабочей нагрузки (Таблица 13) и чувствительность жесткости в рабочей точке (т.е. минимальная жесткость системы) (Таблица 14). Чувствительность жесткости рассчитывается относительно статической жесткости, то есть значение рабочей нагрузки, деленное на рабочее сжатие виброизолятора (т.е. F/S).

Таблица 13 - Чувствительность рабочей нагрузки

Безразмерное отклонение	Отклонение безразмерного параметра					
	Толщина стенки t	Высота конуса S	Внутренний радиус r_1	Толщина наружной стенки t_s	Высота наружной стенки h_s	Наружный радиус r_2
-0,1	-0,1840	-0,1000	-0,3591	-0,0372	-0,1068	1,5361
-0,09	-0,1662	-0,0900	-0,3316	-0,0333	-0,0963	1,2814
-0,08	-0,1484	-0,0800	-0,3026	-0,0295	-0,0857	1,0591
-0,07	-0,1304	-0,0700	-0,2720	-0,0258	-0,0751	0,8643

Безразмерное отклонение	Отклонение безразмерного параметра					
	Толщина стенки t	Высота конуса S	Внутренний радиус r_1	Толщина наружной стенки t_s	Высота наружной стенки h_s	Наружный радиус r_2
-0,06	-0,1122	-0,0600	-0,2395	-0,0220	-0,0644	0,6928
-0,05	-0,0939	-0,0500	-0,2052	-0,0183	-0,0538	0,5414
-0,04	-0,0755	-0,0400	-0,1689	-0,0146	-0,0431	0,4071
-0,03	-0,0569	-0,0300	-0,1304	-0,0109	-0,0323	0,2876
-0,02	-0,0381	-0,0200	-0,0895	-0,0072	-0,0216	0,1810
-0,01	-0,0191	-0,0100	-0,0461	-0,0036	-0,0108	0,0856
0	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
0,01	0,0193	0,0100	0,0491	0,0036	0,0108	-0,0771
0,02	0,0388	0,0200	0,1013	0,0071	0,0216	-0,1466
0,03	0,0584	0,0300	0,1571	0,0107	0,0324	-0,2095
0,04	0,0783	0,0400	0,2166	0,0142	0,0432	-0,2665
0,05	0,0983	0,0500	0,2801	0,0177	0,0540	-0,3183
0,06	0,1186	0,0600	0,3481	0,0212	0,0647	-0,3654
0,07	0,1390	0,0700	0,4210	0,0246	0,0755	-0,4085
0,08	0,1597	0,0800	0,4991	0,0280	0,0862	-0,4478
0,09	0,1805	0,0900	0,5830	0,0315	0,0969	-0,4838
0,1	0,2016	0,1000	0,6732	0,0348	0,1076	-0,5168
Чувствительность	1,921	1,000	4,760	0,360	1,079	-8,135

Таблица 14 - Чувствительность жесткости в рабочей точке

Безразмерное отклонение	Отклонение безразмерного параметра					
	Толщина стенки t	Высота конуса S	Внутренний радиус r_1	Толщина наружной стенки t_s	Высота наружной стенки h_s	Наружный радиус r_2
-0,1	-0,1029	0,0266	0,0077	-0,0054	-0,0167	-0,0055
-0,09	-0,0914	0,0241	0,0070	-0,0048	-0,0149	-0,0047
-0,08	-0,0803	0,0215	0,0063	-0,0043	-0,0131	-0,0039
-0,07	-0,0694	0,0189	0,0055	-0,0037	-0,0114	-0,0033
-0,06	-0,0588	0,0163	0,0048	-0,0031	-0,0096	-0,0027
-0,05	-0,0485	0,0137	0,0040	-0,0026	-0,0080	-0,0021
-0,04	-0,0384	0,0110	0,0032	-0,0021	-0,0063	-0,0016
-0,03	-0,0285	0,0083	0,0024	-0,0015	-0,0047	-0,0012
-0,02	-0,0188	0,0055	0,0016	-0,0010	-0,0031	-0,0007
-0,01	-0,0093	0,0028	0,0008	-0,0005	-0,0015	-0,0004

Безразмерное отклонение	Отклонение безразмерного параметра					
	Толщина стенки t	Высота конуса S	Внутренний радиус r_1	Толщина наружной стенки t_s	Высота наружной стенки h_s	Наружный радиус r_2
0	0	0	0	0	0	0
0,01	0,0091	-0,0028	-0,0008	0,0005	0,0015	0,0003
0,02	0,0181	-0,0057	-0,0017	0,0010	0,0030	0,0006
0,03	0,0269	-0,0085	-0,0026	0,0015	0,0044	0,0009
0,04	0,0355	-0,0114	-0,0035	0,0020	0,0058	0,0011
0,05	0,0440	-0,0143	-0,0044	0,0024	0,0072	0,0013
0,06	0,0524	-0,0173	-0,0053	0,0029	0,0085	0,0015
0,07	0,0606	-0,0203	-0,0063	0,0034	0,0098	0,0017
0,08	0,0687	-0,0233	-0,0072	0,0038	0,0111	0,0019
0,09	0,0767	-0,0263	-0,0082	0,0043	0,0124	0,0020
0,1	0,0845	-0,0294	-0,0092	0,0047	0,0136	0,0021
Чувствительность	0,921	-0,280	-0,084	0,050	0,151	0,034

Чувствительность рабочей нагрузки и жесткости в рабочей точке иллюстрируется на рисунках ниже (Рисунок 78 и Рисунок 79).

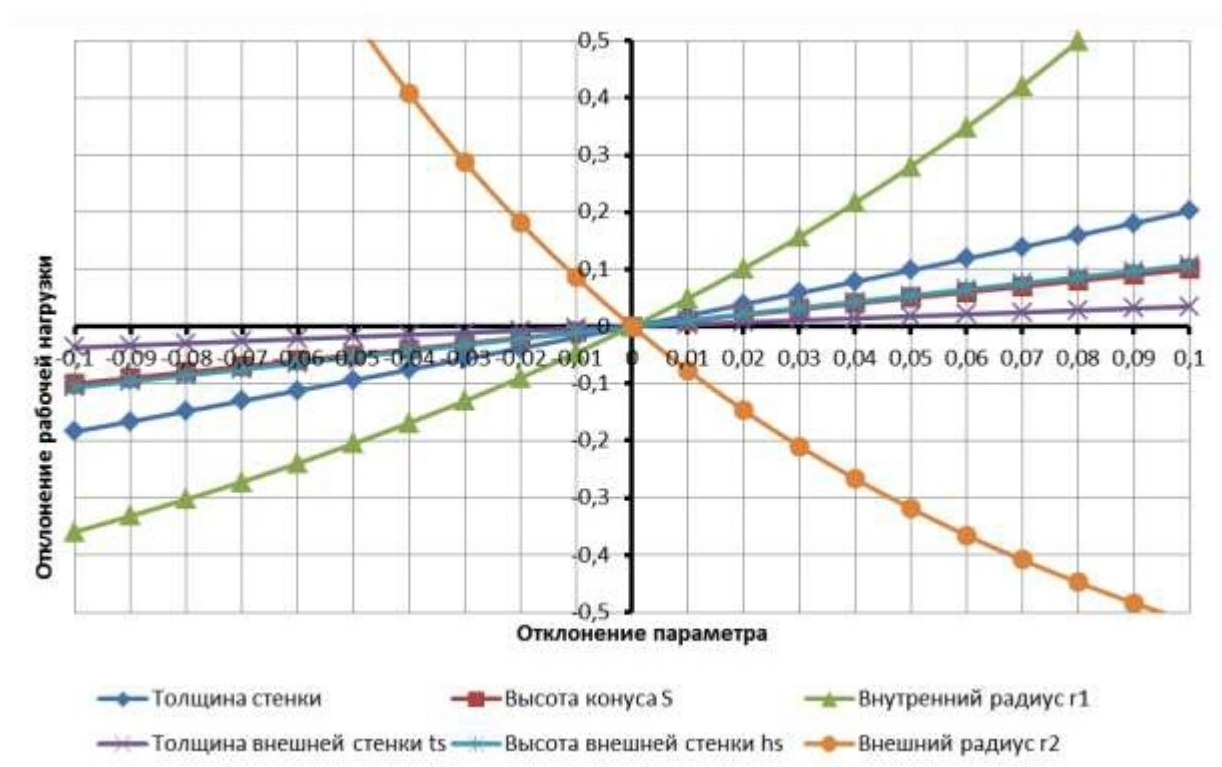


Рисунок 78– Чувствительность рабочей нагрузки

Получаем, что величина рабочей нагрузки очень чувствительна к внутренним и внешним радиусам виброизолятора (Таблица 13 и Рисунок 78). Он также чувствителен к толщине стенки и высоте конуса. Таким образом, большое внимание при изготовлении виброизоляторов следует уделить этим параметрам.

Также отмечаем, что жесткость в рабочей точке зависит от толщины стенки (Таблица 14 и Рисунок 79), и если толщина стенки меньше расчетной, то жесткость в рабочей точке отрицательна. Это значит, что будет происходить потеря устойчивости, что недопустимо. Таким образом, толщина стенок при изготовлении виброизоляторов должна находиться под тщательным контролем.

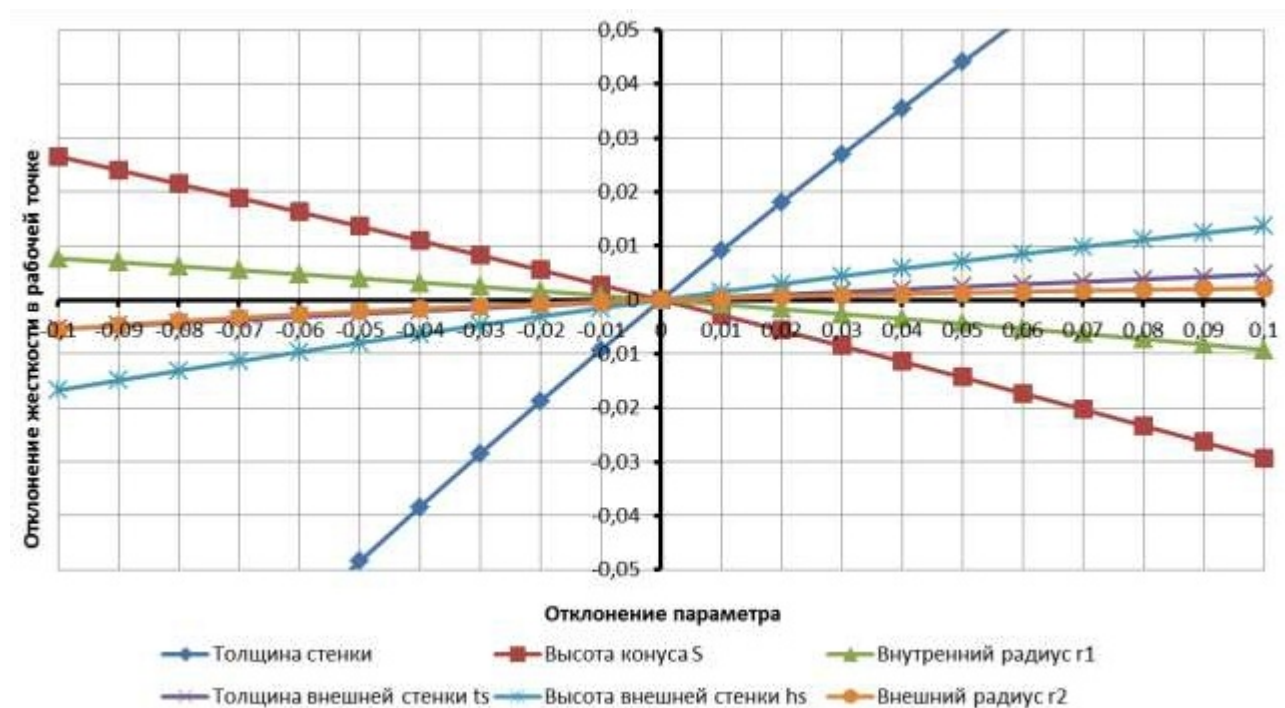


Рисунок 79— Чувствительность жесткости в рабочей точке

4.5 Анализ динамики оборудования, установленной на группе виброизоляторов с квазинулевой жесткостью

Анализ полученных графиков показывает, что чувствительность виброизоляторов с квазинулевой жесткостью не является симметричной

относительно номинальных значений (Рисунок 78). В реальности каждый виброизолятор имеет некоторое отклонение параметров от номинальных, поэтому необходимо проверить отличается ли динамика группы виброизоляторов с квазинулевой жесткостью от одиночного виброизолятора или нет.

Для этого был выполнен следующий расчет. 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) со стандартным отклонением σ .

С этой целью была проведена серия численных экспериментов, для чего за один эксперимент было рассчитано 10000 изоляторов со стандартным отклонением σ . Получены результаты расчетов отклонения для группы виброизоляторов (Таблица 15, Рисунок 80 и Рисунок 81).

Таблица 15 - Отклонения для группы виброизоляторов

Стандартное отклонение безразмерных параметров	Отклонение средней безразмерной рабочей нагрузки	Стандартное отклонение безразмерной рабочей нагрузки	Отклонение средней безразмерной жесткости при рабочей нагрузке	Стандартное отклонение безразмерной жесткости при рабочей нагрузке
0	0	0	0	0
0,005	0,00057	0,0267	0,0000	0,0127
0,01	0,00114	0,0534	-0,0006	0,0258
0,015	0,00256	0,0802	-0,0006	0,0383
0,02	0,00603	0,1099	-0,0014	0,0513
0,025	0,00962	0,1365	-0,0028	0,0643
0,03	0,01322	0,1650	-0,0030	0,0789
0,035	0,01935	0,1925	-0,0067	0,0934
0,04	0,02491	0,2265	-0,0072	0,1090
0,045	0,03079	0,2553	-0,0064	0,1217
0,05	0,04026	0,2884	-0,0077	0,1390
0,055	0,04811	0,3214	-0,0123	0,1571
0,06	0,06269	0,3628	-0,0138	0,1745
0,065	0,07894	0,4122	-0,0196	0,1927

Стандартное отклонение безразмерных параметров	Отклонение средней безразмерной рабочей нагрузки	Стандартное отклонение безразмерной рабочей нагрузки	Отклонение средней безразмерной жесткости при рабочей нагрузке	Стандартное отклонение безразмерной жесткости при рабочей нагрузке
0,07	0,08751	0,4538	-0,0200	0,2200
0,075	0,09356	0,4920	-0,0229	0,2367
0,08	0,10555	0,5215	-0,0265	0,2636
0,085	0,12513	0,6143	-0,0339	0,2971
0,09	0,13879	0,6486	-0,0334	0,3126
0,095	0,16731	0,7328	-0,0479	0,3507
0,1	0,18932	0,7776	-0,0462	0,4064

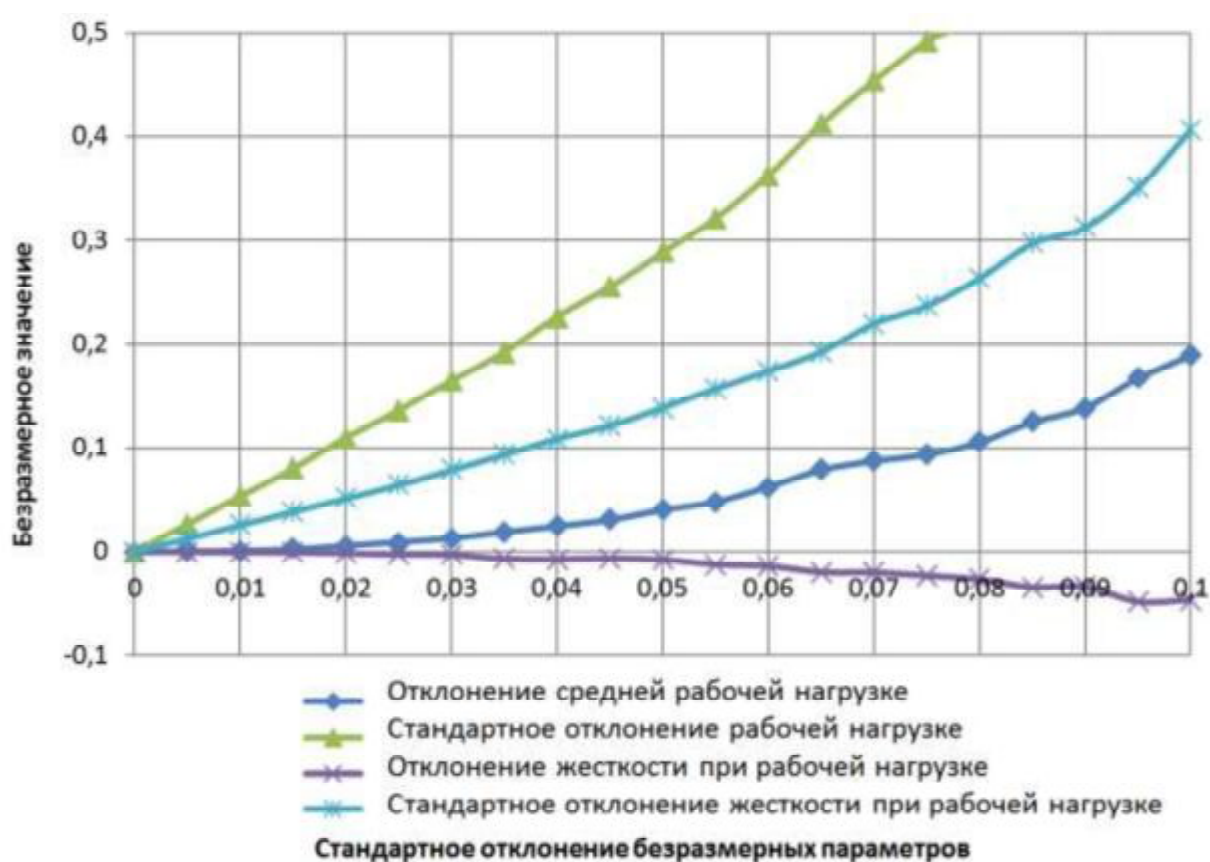


Рисунок 80— Изменение параметров группы виброизоляторов при отклонении их параметров

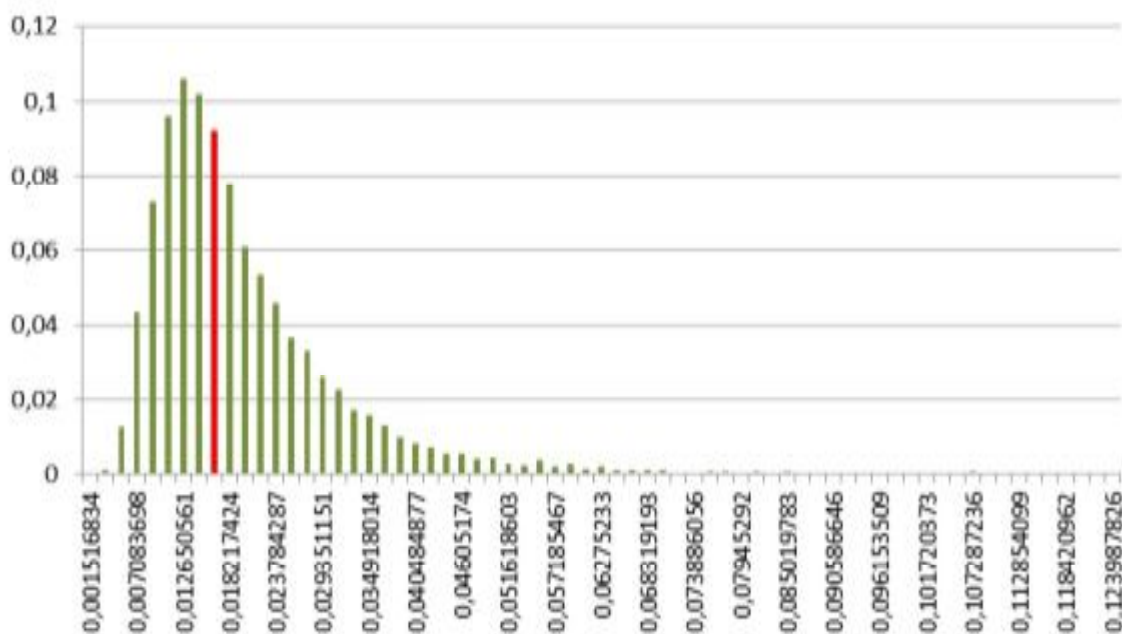


Рисунок 81 – Плотность распределения рабочей нагрузки (среднее значение отмечено красным цветом)

Анализ результатов показывает, что средняя рабочая нагрузка (или общая рабочая нагрузка группы виброизоляторов) растет с увеличением стандартного отклонения параметров. Следовательно, при проектировании виброизоляторов необходимо производить поправку.

Что касается жесткости, то ее значение уменьшается. Отрицательная жесткость нежелательна для виброизоляторов, поскольку возможна потеря устойчивости. Поскольку она ведет к недопустимому поведению систем, то вибрация возрастет и при этом долговечность виброизолятора резко снизится.

Во избежание потери устойчивости для всей системы жесткость виброизоляторов должна быть немного увеличена. Например, для стандартного отклонения безразмерных параметров $\sigma = 0,1$ жесткость снижается на 4,6%. Тогда для исключения этого, высота конуса виброизоляторов должна быть уменьшена на 2,6% (согласно интерполяции, см. Таблица 14).

В соответствии с этим разработана таблица поправок (Таблица 16) к геометрическим параметрам при изготовлении виброизоляторов.

Таблица 16 – Поправки к параметрам виброизолятора при возможном их отклонении при изготовлении

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

4.6 Об одновременном снижении уровня вибрации оборудования и передаваемых на фундамент динамических сил

Общеизвестно, что системы виброизоляции имеют свое главное назначение – устранение жесткой связи между фундаментом и оборудованием, и как следствие, уменьшение передачи динамической силы от оборудования на фундамент или наоборот. Соответственно увеличивается долговечность и того и другого. Уменьшение жесткости связи ведет к увеличению перемещений оборудования при его колебаниях. Поэтому в разрезе нефтегазоперекачивающего оборудования появляются две важные особенности, которые следует учитывать при проектировании вибросистем.

Первая особенность – это наличие трубной обвязки. Она увеличивает жесткость конструкции в целом. При использовании виброизоляции появляется проблема потенциальных смещений оборудования относительно трубной обвязки. Один из вариантов решения – это применение различных компенсаторов на трубы и применение упругих опор. Каждый из компенсаторов должен обеспечивать достаточно свободное перемещение его концов, чтобы не вызывать

снижение эффективности всей виброизоляционной системы, а также выполнять задачи по обеспечению герметичности при рабочем давлении среды.

Вторая особенность – это существующие нормы о наибольшем значении виброперемещения и виброскорости. Согласно существующей нормативно-технической документации, первый параметр нормируется, и выше определенных значений нормируемых перемещений эксплуатация запрещена. По второму параметру на данный момент производится оценка технического состояния оборудования. И увеличение перемещения оборудования на упругом основании может потребовать изменения существующих аварийных уровней норм. Следовательно, необходима корректировка существующих норм, что с практической точки зрения вызовет проблемы – как технического характера, так и оценки технического состояния и безопасности объектов.

Ответом на два этих нюанса может быть дополнение системы виброизоляции динамическим гасителем колебаний. Динамический гаситель колебаний позволяет принять на себя энергию колебаний и снизить вибрацию основного оборудования. Соответственно, одновременное применение систем виброизоляции и динамического гасителя колебаний снижает и динамическую силу, передаваемую на фундамент, и общие вибрационные нагрузки.

4.7 Разработка обобщённой математической модели динамики оборудования на виброизоляторах с квазинулевой жесткостью с применением динамического гасителя колебаний

В целом, силовая характеристика систем с квазинулевой жесткостью достаточно хорошо описывается полиномом третьей степени. При этом восстанавливающая сила равна:

$$F(x) = a_3x^3 + a_2x^2 + a_1x + a_0, \quad (177)$$

где a_0, a_1, a_2, a_3 – коэффициенты полинома;

x – сжатие виброизолятора;

$F(x)$ – восстанавливающая сила.

Для решения уравнения необходимо ввести начальные и другие параметры.

В первую очередь, восстанавливающая сила должна быть равна:

$$F(0) = 0, \quad (178)$$

Восстанавливающая сила в номинальном режиме (т.е. когда жесткость минимальна при некотором сжатии) равна F_0 при сжатии x_0 :

$$F(x_0) = F_0. \quad (179)$$

Также необходимым условием является наличие точки перегиба при сжатии x_0 :

$$\frac{\partial^2}{\partial x^2} F(x_0) = 0. \quad (180)$$

При номинальном режиме жесткость должна быть равна нулю или некоторому малому значению c_0 :

$$\frac{\partial}{\partial x} F(x_0) = 0. \quad (181)$$

или

$$\frac{\partial}{\partial x} F(x_0) = c_0. \quad (182)$$

Подставляя (177) и дифференцируя (181), получим:

$$F(x) = F_0 \left(\frac{x^3}{x_0^3} - 3 \frac{x^2}{x_0^2} + 3 \frac{x}{x_0} \right). \quad (183)$$

Аналогично уравнение (182) приводит к решению:

$$F(x) = F_0 \left[\left(1 - \frac{c_0 x_0}{F_0} \right) \frac{x^3}{x_0^3} - 3 \left(1 - \frac{c_0 x_0}{F_0} \right) \frac{x^2}{x_0^2} + \left(3 - 2 \frac{c_0 x_0}{F_0} \right) \frac{x}{x_0} \right]. \quad (184)$$

В первом приближении можно считать колебания систем с квазинулевой жесткостью гармоническими.

Под действием источника возбуждения интенсивности G_0 оборудование на виброизоляторах с жесткостью c совершает колебания с амплитудой:

$$A = \frac{G_0}{c_0 \left(1 - \frac{\omega}{\omega_0} \right)}, \quad (185)$$

где ω_0 - собственная частота оборудования на виброизоляторах:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c_0}{M}}. \quad (186)$$

При использовании динамического гасителя колебаний уравнения движения системы будут следующими:

$$M\ddot{x} + b_r(\dot{x} - \dot{x}_r) + cx + c_r(x - x_r) = G_0 \cos \omega t; \quad (187)$$

$$m_r\ddot{x}_r - b_r(\dot{x} - \dot{x}_r) - c_r(x - x_r) = 0, \quad (188)$$

где x – абсолютные координаты центра масс оборудования;

x_r – абсолютные координаты центра масс динамического гасителя колебаний.

Решением данных уравнением колебаний будет следующее [50]

$$\frac{A}{\delta} = \sqrt{\frac{(1 - \zeta_0^2)^2 + 4\beta_r^2 \zeta_0}{\left[(1 - \zeta_0^2)(1 - \zeta^2) - \mu \zeta^2 \right]^2 + 4\beta_r^2 \zeta_0 [1 - \zeta^2(1 + \mu)^2]^2}}; \quad (189)$$

$$\frac{A_r}{\delta} = \sqrt{\frac{1 + 4\beta_r^2 \zeta_0}{\left[(1 - \zeta_0^2)(1 - \zeta^2) - \mu \zeta^2 \right]^2 + 4\beta_r^2 \zeta_0 [1 - \zeta^2(1 + \mu)^2]^2}}. \quad (190)$$

Здесь использованы следующие обозначения:

A – амплитуда колебаний центра масс оборудования;

A_r - амплитуда колебаний центра масс динамического гасителя колебаний.

А также использованы вспомогательные коэффициенты:

$$\delta = \frac{G_0}{c_0}; \quad \zeta = \frac{\omega}{\omega_0}; \quad \zeta_0 = \frac{\omega}{\omega_r}; \quad \omega_r = \sqrt{\frac{c_r}{m_r}}; \quad \mu = \frac{m_r}{M}; \quad \beta_r = \frac{b_r}{b_0}; \quad b_0 = 2\sqrt{c_r m_r}.$$

Отмечаем, что $\zeta_0=1$ происходит настройка динамического колебания на частоту источника возбуждения. При этом получаем следующее уравнение для амплитуды колебаний центра масс оборудования:

$$\frac{A}{\delta} = \frac{2\beta_r}{\sqrt{\mu^2 \zeta^4 + 4\beta_r^2 [1 - \zeta^2(1 + \mu)^2]^2}}; \quad (191)$$

$$A = G_0 \frac{2\beta_r}{\sqrt{\mu^2 \omega^4 M^2 + 4\beta_r^2 [c_0 - \omega^2 M(1 + \mu)^2]^2}}. \quad (192)$$

При применении систем с квазинулевой жесткостью для виброзащиты должно выполняться условие $c_0 \ll \omega^2$, следовательно:

$$A \approx \frac{G_0}{\omega^2 M} \frac{2\beta_r}{\sqrt{\mu^2 + 4\beta_r^2 (1 + \mu)^4}}. \quad (193)$$

Очевидно, что при $\beta_r \rightarrow 0$, амплитуда колебаний оборудования будет стремиться к нулю.

Сила, передаваемая на фундамент от оборудования равна:

$$F_0 = Ac_0 = c_0 \frac{G_0}{\omega^2 M} \frac{2\beta_r}{\sqrt{\mu^2 + 4\beta_r^2 (1 + \mu)^4}} = G_0 \frac{\omega_0^2}{\omega^2} \frac{2\beta_r}{\sqrt{\mu^2 + 4\beta_r^2 (1 + \mu)^4}}. \quad (194)$$

Таким образом, принимая во внимание, что ω_0/ω и $\beta_r \rightarrow 0$, сила, передаваемая на фундамент, будет стремиться к нулю.

4.8 Анализ влияния различных способов монтажа нефтегазоперекачивающего оборудования на его вибрационное состояние

Далее рассмотрим, каким образом различные способы монтажа нефтегазоперекачивающего оборудования влияют на его вибрационное состояние.

Для сравнения примем:

- жесткое соединение оборудования с фундаментом (традиционный способ монтажа для нефтегазоперекачивающего оборудования в России);
- установка оборудования на пружинные виброизоляторы;
- установка оборудования на виброизоляторы с квазинулевой жесткостью;
- установка оборудования на виброизоляторы с квазинулевой жесткостью, дополненного динамическим гасителем колебаний.

Анализируемыми значениями будем считать значения общего вибрационного состояния (виброскорость) и силу, передаваемую на фундамент.

Анализ будем проводить на примере насоса НМ 2500-2300, для этого используем следующие исходные данные.

Скорость вращения ротора принимаем 3000 об/мин. Полная масса агрегата 16380 кг; масса ротора насоса 230 кг; эксцентриситет ротора насоса 0,00001 м; масса ротора электродвигателя 1410 кг; эксцентриситет ротора электродвигателя 0,000019 м; масса муфты 97 кг; радиальная несоосность 0,000012 м.

Возбуждающая сила равна 2963 Н.

Собственная частота колебаний насоса при жестком способе монтажа равна 18,6 Гц [70]. Для пружинных виброизоляторов примем частоту собственных колебаний 8 Гц. Для виброизоляционной системы с квазиулевым жесткостью примем частоту собственных колебаний 1 Гц.

Тогда для жесткого способа монтажа и применения средств виброизоляции амплитуда колебаний равна:

$$A = \frac{G_0}{m\sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4\beta^2\omega^2}}, \quad (195)$$

где $\beta = \frac{b}{2m}$. (196)

Соответственно сила, передаваемая на фундамент равна:

$$F = c_0 A.$$

Для совместного применения системы с квазиулевым жесткостью и динамического гасителя колебаний используем полученные ранее формулы:

$$A \approx \frac{G_0}{\omega^2 M} \frac{2\beta_r}{\sqrt{\mu^2 + 4\beta_r^2(1+\mu)^4}}. \quad (197)$$

Результаты расчета сведем в таблицу (Таблица 17).

Таблица 17 – Уровень вибрации и коэффициент передачи силы при различных способах монтажа оборудования

Параметр	жесткое соединение	пружинные виброизоляторы	виброизоляторы с квазинулевой 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

Анализируя таблицу, можно сделать вывод, 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, и динамическая сила, передаваемая на фундамент, также будет значительной. Применение систем виброизоляции с квазинулевой жесткостью позволяет значительно уменьшить динамическую силу, однако виброскорость оборудования остается большой. 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 равен $8 \cdot 10^{-5}$).

На рисунке ниже (Рисунок 82) представлен график зависимости виброскорости оборудования при применении системы виброизоляции с квазинулевой жесткостью, дополненной динамическим гасителем колебаний, при различных параметрах гасителя



Рисунок 82 – Уровень виброскорости оборудования при применении системы виброизоляции с квазинулевой жесткостью, дополненной динамическим гасителем колебаний, при различных параметрах гасителя

Рисунок 83 представляет график зависимости виброскорости оборудования при различной частоте собственных колебаний без применения динамического гасителя колебаний, иначе говоря, при различной жесткости монтажа.

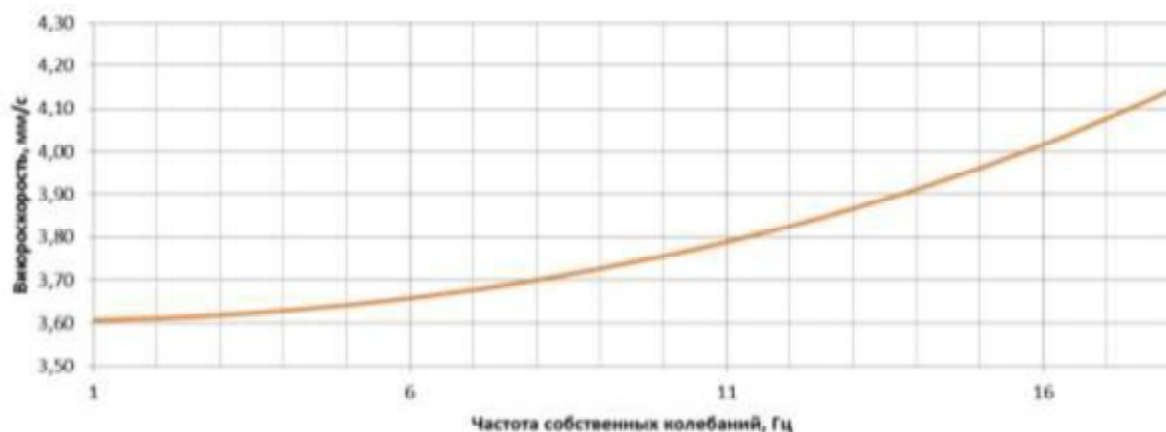


Рисунок 83 – Уровень виброскорости оборудования при различной частоте собственных колебаний

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Абрамов, И.Л. Вибродиагностика энергетического оборудования: Учебное пособие по дисциплине «Диагностика в теплоэнергетике» / И.Л. Абрамов. – Кемерово: КузГТУ, 2011. – 81 с. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://b-ok.cc/book/2987898/abbe6c>
2. Адлер, Ю.П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю.П. Адлер, Е.В. Маркова, Ю.В. Грановский. – М.: Наука, 1976. – 279 с.
3. Акимов, В.И. Разработка комплексного подхода к определению технического состояния насосно-компрессорного оборудования / В.И. Акимов, О.М. Саубанов, Р.М. Харисов, А.Р. Валеев, Р.Р. Ташбулатов // Трубопроводный транспорт. Теория и практика. - 2018. - №5 (69). – С. 18-25.
4. Акимов, В.М. Основы надежности газотурбинных двигателей / В.М. Акимов - М.: Машиностроение, 1981. – 207 с.
5. Аксенов, К.А. Отчет. Применение метода ударных импульсов SPM для диагностики подшипников качения на ООО «КИНЕФ» / К.А. Аксенов, В.Ф. Кашин. – Кириши: ООО «КИНЕФ», 1999 – 18 с.
6. Алабужев, П.М. Виброзащитные системы с квазиулеевой жесткостью / П.М. Алабужев, А.А. Гритчин, И.И.; Под ред. К.М. Рагульскиса. -Л.: Машиностроение, 1986. – 96 с.
7. Алабужев, П.М. Использование систем почти постоянного усилия для защиты от вибрации в ручных инструментах / П.М. Алабужев, А.К. Зуев, М.Ш. Кирнарский.- В кн.: Пути снижения вибрации и шума ручных машин. М.: ЦНИИТЭстроймаш, 1973. - С. 70.
8. Альтшуллер, Г. С. Найти идею: Введение в ТРИЗ - теорию решения изобретательских задач. 4-е изд. / Г. С. Альтшуллер. — М.: Альпина Паблишер, 2011. – 409 с.

9. Антонова, Е.О. Мониторинг силовых агрегатов на компрессорных станциях / Е.О. Антонова, И.А. Иванов, О.А. Степанов, М.Н. Чекардовский - СПб.: Недра, 1998. - 216 с.

10. Аралов, О.В. Методология управления качеством оборудования в магистральном трубопроводном транспорте нефти и нефтепродуктов: дис. докт. техн. наук: 25.00.19 / Аралов Олег Васильевич. - Уфимский государственный нефтяной технический университет. - Уфа, 2018. – 479 с.

11. Артоболевский И.И. Введение в акустическую динамику машин / И.И. Артоболевский, Ю.И. Бабровский, М.Д. Генкин. – М.: Наука, 1979. – 295 с.

12. Бажайкин, С.Г. Исследование характеристик и модернизация насосных агрегатов нефтяных промыслов: дис. ...докт. тех. наук: 05.04.07/ Бажайкин Станислав Георгиевич. – Уфа: 2000. – 126 с.

13. Баженов, В.В. Анализ отказов оборудования нефтеперекачивающих станций / В.В. Баженов // Проблемы сбора, подготовки и транспорта нефти и нефтепродуктов, 2006. - №66. - 281-287 с.

14. Балийкий, Ф.Я. Виброакустическая диагностика зарождающихся дефектов / Ф.Я. Балийкий, М.А. Иванова, А.Г. Соколова, Е.И. Хомяков.- М.: Наука, 1984.-120с.

15. Балицкий, Ф.Я. Виброакустическая диагностика зарождающихся дефектов / Ф.Я. Балицкий, М.А. Иванова, А.Г. Соколов, Е.И. Хомяков. – М.: Наука, 1984. – 119 с.

16. Барков, А.В. Диагностика и прогнозирование технического состояния подшипников качения по их виброакустическим характеристикам / А.В. Барков // Судостроение, 1985. – № 3. – С.21-23.

17. Барков, А.В. Диагностическое обслуживание предприятий - основа перевода оборудования на ремонт по состоянию / А.В. Барков, В.В. Тулугуров // Энергетика и промышленность России. – 2002. - Выпуск 25 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://subscribe.ru/archive/media.news.press.epr/200208/22024110.html>.

18. Барков, А.В. Мониторинг и диагностика роторных машин по вибрации. Учебное пособие / А.В. Барков Н.А. Баркова, Ю.А. Азовцев – СПб.: СПбГМТУ, 2004. –156 с.
19. Барков, Г. А. Надежная работа подшипниковых узлов оборудования. Применение метода ударных импульсов SPM / Г. А. Барков. – Санкт-Петербург: ООО «Техническая Диагностика и Мониторинг», 2010. – 18 с.
20. Белоусов, А.И. Прочностная надежность деталей турбомашин / Белоусов А.И., Баргер И.А.- Куйбышев: КУИИ, 1983.-75с.
21. Берлин, М.А. Ремонт и эксплуатация насосов нефтеперерабатывающих заводов / Берлин М.А. – М.: Химия, 1970. – 280 с.
22. Бидерман, В.Л. Теория механических колебаний / В.Л. Бидерман:- М.: Высшая школа, 1980.- 408с.
23. Биргер, И.А. Динамика авиационных газотурбинных двигателей / И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр.- М.: Машиностроение, 1981.-232с.
24. Биргер, И.А. Техническая диагностика / И.А. Биргер. – М.: Машиностроение, 1978. – 240 с.
25. Биргер, И.А. Техническая диагностика / И.А. Биргер.- М.: Ленанд, 2019.-240 с.
26. Богданов, Е.А. Основы технической диагностики нефтегазового оборудования: Учеб. пособие для вузов / Е.А. Богданов. – М.: Высш. шк., 2006. – 279 с.
27. Боев, Б.В. Идентификация и диагностика в информационно-управляющих системах аэрокосмической отрасли / Б.В. Боев, В.В. Бугровский, М.П. Вершинин. М.: Наука, 1988. - 157 с.
28. Болотин, В.В. Прогнозирование ресурсов машин и конструкций / В.В. Болотин.- М.: Машиностроение, 1984.-312с.
29. Борисов, Л.П. Звукоизоляция в машиностроении / Л.П. Борисов, Д.Р. Гужас.- М.: Машиностроение, 1990. -256 с.

30. Браун, Д. Анализ вибраций роликовых и шариковых подшипников: Пер. с англ.- Конструирование и технология машиностроения / Д. Браун. - М.: Мир, 1979.- т. 101, №1.- с.65-82.

31. Валеев, А.Р. Vibrated insulating suspension with quasi-zero-stiffness / А.Р. Валеев, А.Н. Зотов, А.Ю. Тихонов // Проблемы сбора, подготовки и транспорта нефти и нефтепродуктов – 2010. - №3 – С.78 – 84.

32. Валеев, А.Р. Виброзащитная рукоятка пневматического отбойного молотка с квазиулеевой жесткостью / А.Р. Валеев, М.Р. Исмагилов, А.Н. Зотов, Р.Г. Ризванов // Электронный научный журнал "Нефтегазовое дело".- 2012. - №6 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.ogbus.ru/authors/Valeev/Valeev_3.pdf .-14 с.

33. Валеев, А.Р. Виброизоляционная подвеска валов с квазиулеевой жесткостью / А.Р. Валеев, А.Н. Зотов, А.Ю. Тихонов // Проблемы сбора, подготовки и транспорта нефти и нефтепродуктов – 2010. - №3 – С.68 – 71.

34. Валеев, А.Р. Защита от вибрации и ударов системами с квазиулеевой жесткостью / Валеев А.Р., Зотов А.Н. // Уфа: Нефтегазовое дело, 2013.- 166 с.

35. Валеев, А.Р. Защита от вибрации роторных машин с помощью систем с квазиулеевой жесткостью / А. Р. Валеев, Г. Е. Коробков // 60-я научно-техническая конференция студентов, аспирантов и молодых ученых: Материалы конференции: 60-летию УГНТУ посвящается. – Уфа: Изд-во УГНТУ, 2009. - Кн.1. - С. 6.

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

37. 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.

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

39. 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.

40. 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.

41. 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.

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

43. Валеев, А.Р. Расчет системы виброизоляции нефтегазоперекачивающего оборудования / А.Р. Валеев, Г.Е. Коробков // Учебно-методическое пособие. – Уфа: УГНТУ, 2012. – 50 с.

44. 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.

45. Валеев, А.Р. Уменьшение динамических воздействий на объекты магистральных нефтегазопроводов : дис. ... канд. техн. наук : 25.00.19 / Валеев Анвар Рашитович. – Уфа, 2013.- 180 с.