

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
федеральное государственное автономное
образовательное учреждение высшего образования
«Национальный исследовательский Томский политехнический университет» (ТПУ)

Школа Инженерная школа природных ресурсов
Направление подготовки Нефтегазовое дело
Отделение школы (НОЦ) Отделение нефтегазового дела

МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

Тема работы
Оценка долговечности и усталостных характеристик канатного демпфера нефтегазового оборудования

УДК 622.276.05-752.2-047.44

Студент

Группа	ФИО	Подпись	Дата
2БМ74	Вакуров Андрей Александрович		

Руководитель ВКР

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Манабаев Кайрат Камитович	к.ф.-м.н.		

КОНСУЛЬТАНТЫ ПО РАЗДЕЛАМ:

По разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Романюк Вера Борисовна	к.э.н.		

По разделу «Социальная ответственность»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Ассистент	Черемискина Мария Сергеевна			

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ:

Руководитель ООП	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
	Манабаев Кайрат Камитович	к.ф.-м.н.		

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

Инженерная школа Природных ресурсов

Отделение Нефтегазового дела

Направление подготовки Нефтегазовое дело

Профиль подготовки Машины и оборудование нефтяных и газовый промыслов

Уровень образования магистратура

Период выполнения _____ (осенний / весенний семестр 2018/2019 учебного года)

Форма представления работы:

Магистерская диссертация
(бакалаврская работа, дипломный проект/работа, магистерская диссертация)

**КАЛЕНДАРНЫЙ РЕЙТИНГ-ПЛАН
выполнения выпускной квалификационной работы**

Срок сдачи студентом выполненной работы:	27.05.19
--	----------

Дата контроля	Название раздела (модуля) / вид работы (исследования)	Максимальный балл раздела (модуля)
1.05.19.	<i>Обзор литературы</i>	45
10.05.19.	<i>Расчетная часть</i>	30
11.05.19	<i>Раздел, выполненный на иностранном языке</i>	5
12.05.19.	<i>Экономический расчет</i>	10
14.05.19.	<i>Социальная часть</i>	10

Составил преподаватель:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Манабаев Кайрат Камитович	к.ф.-м.н.		

СОГЛАСОВАНО:

Руководитель ООП	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
	Манабаев Кайрат Камитович	к.ф.-м.н.		

Планируемые результаты обучения

Код результата	Результат обучения (выпускник должен быть готов)	Требования ФГОС, критериев и/или заинтересованных сторон
В соответствии с универсальными, общепрофессиональными и профессиональными компетенциями		
Общие по направлению подготовки 21.04.01 «Нефтегазовое дело»		
P1	Применять базовые естественнонаучные, социально-экономические, правовые и специальные знания в области нефтегазового дела, для решения <i>прикладных междисциплинарных задач и инженерных проблем</i> , соответствующих профилю подготовки (в нефтегазовом секторе экономики) , самостоятельно учиться и непрерывно повышать квалификацию в течение всего периода профессиональной деятельности	УК-1, УК-2, УК-6, ОПК-1, ОПК-2, (ЕАС-4.2, АВЕТ-3А, АВЕТ-3i).
P2	Планировать и проводить аналитические и экспериментальные <i>исследования</i> с использованием новейших достижений науки и техники, уметь критически оценивать результаты и делать выводы, полученные в <i>сложных и неопределённых условиях</i> ; использовать <i>принципы изобретательства, правовые основы в области интеллектуальной собственности</i>	УК-2, УК-3,УК-4, УК-5, ОПК-2, ОПК-6,
<i>в области производственно-технологической деятельности</i>		
P3	Проявлять профессиональную <i>осведомленность о передовых знаниях и открытиях</i> в области нефтегазовых технологий с учетом <i>передового отечественного и зарубежного опыта</i> ; использовать <i>инновационный подход</i> при разработке новых идей и методов <i>проектирования</i> объектов нефтегазового комплекса для <i>решения инженерных задач развития</i> нефтегазовых технологий, <i>модернизации и усовершенствования</i> нефтегазового производства.	УК-1, УК-2, ОПК-2, ОПК-3, ОПК-5, ПК-1, ПК-2, ПК-3, ПК-6, ПК-7, ПК-8,ПК-9, ПК-10, ПК-11
P4	<i>Внедрять, эксплуатировать и обслуживать современные машины и механизмы</i> для реализации технологических процессов нефтегазовой области, обеспечивать их <i>высокую эффективность</i> , соблюдать правила <i>охраны здоровья и без- опасности труда</i> , выполнять требования по <i>защите окружающей среды</i>	ОПК-6, ПК-12, ПК-13, ПК- 14, ПК-15
<i>в области экспериментально-исследовательской деятельности</i>		
P5	Быстро ориентироваться и выбирать <i>оптимальные решения в многофакторных ситуациях</i> , владеть методами и средствами <i>математического моделирования</i> технологических процессов и объектов	УК-3, УК-8, ОПК-3, ОПК-7, ПК-16, ПК-17, ПК-18), (ЕАС-4.2-h), (АВЕТ-3d).
<i>в области проектной деятельности</i>		
P6	Эффективно использовать любой имеющийся арсенал технических средств для максимального приближения к поставленным производственным целям при <i>разработке и реализации проектов</i> , проводить <i>экономический анализ затрат, маркетинговые исследования, рассчитывать экономическую эффективность</i>	УК-2, ОПК-1, ОПК-2, ОПК-7, ПК-19, ПК20, ПК- 21, ПК-22
<i>в области организационно-управленческой деятельности</i>		
P7	Эффективно работать индивидуально, в качестве члена и руководителя команды, умение формировать задания и оперативные планы всех видов деятельности, распределять обязанности членов команды, готовность нести ответственность за результаты работы	Требования ФГОС ВО, СУОС ТПУ (УК-1, УК-2, ОПК-4, ОПК-5, ОПК-6, ПК-23, ПК-24, ПК-25, ПК-26)

Код результата	Результат обучения (выпускник должен быть готов)	Требования ФГОС, критериев и/или заинтересованных сторон
<i>в области проектной деятельности</i>		
P8	Самостоятельно учиться и непрерывно повышать квалификацию в течение всего периода профессиональной деятельности; активно владеть иностранным языком на уровне, позволяющем работать в интернациональной среде, разрабатывать документацию и защищать результаты инженерной деятельности	УК-2, ОПК-3, ОПК-5, ОПК-6, ПК-27, ПК-28, ПК- 29, ПК-30, (АВЕТ-3с), (ЕАС-4.2-е).
Профиль «Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов»		
P9	Планировать и организовывать работу по проведению планово-предупредительных ремонтов и технического обслуживания технологического оборудования	ОПК-5, ОПК-6, ПК-3, ПК-7, ПК-9, ПК-11, ПК- 13, ПК-14, ПК-21, требования профессионального стандарта 19.003 "Специалист по ремонту и обслуживанию нефтезаводского оборудования", 19.029 «Специалист по эксплуатации газораспределительных станций», 19.0015 «Специалист по эксплуатации оборудования подземных хранилищ газа»
P10	Планировать внедрение новой техники и передовых технологий, разрабатывать и реализовывать программы модернизации и технического перевооружения предприятия с целью повышения надежности, долговечности и эффективности работы технологического оборудования	ОПК-1, ОПК-4, ОПК-5, ОПК-6, ПК-10, ПК-12, ПК-17, ПК-21, ПК-23, требования профессионального стандарта 19.003 "Специалист по ремонту и обслуживанию нефтезаводского оборудования", 19.029 «Специалист по эксплуатации газораспределительных станций», 19.0015 «Специалист по эксплуатации оборудования подземных хранилищ газа»
P11	Организовывать проведение проверок технического состояния и экспертизы промышленной безопасности, проводить оценку эксплуатационной надежности технологического оборудования.	ОПК-1, ОПК-4, ОПК-5, ОПК-6, ПК-9, ПК-10, ПК-17, ПК-30, требования профессионального стандарта 19.003 "Специалист по ремонту и обслуживанию нефтезаводского оборудования", 19.029 «Специалист по эксплуатации газораспределительных станций», 19.0015 «Специалист по эксплуатации оборудования подземных хранилищ газа»

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
федеральное государственное автономное
образовательное учреждение высшего образования
«Национальный исследовательский Томский политехнический университет» (ТПУ)

Школа Инженерная школа природных ресурсов
Направление подготовки Нефтегазовое дело
Отделение школы (НОЦ) Отделение нефтегазового дела

УТВЕРЖДАЮ:
Руководитель ООП

(Дата) (Подпись) (Ф.И.О.)

ЗАДАНИЕ на выполнение выпускной квалификационной работы

В форме:

Магистерской диссертации

(бакалаврской работы, дипломного проекта/работы, магистерской диссертации)

Студенту:

Группа	ФИО
2БМ74	Вакурову Андрею Александровичу

Тема работы:

Оценка долговечности и усталостных характеристик канатного демпфера нефтегазового оборудования

Утверждена приказом директора (дата, номер) №852/с от 04.02.2019г.

Срок сдачи студентом выполненной работы:

ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ:

Исходные данные к работе

(наименование объекта исследования или проектирования; производительность или нагрузка; режим работы (непрерывный, периодический, циклический и т. д.); вид сырья или материал изделия; требования к продукту, изделию или процессу; особые требования к особенностям функционирования (эксплуатации) объекта или изделия в плане безопасности эксплуатации, влияния на окружающую среду, энергозатратам; экономический анализ и т. д.).

Анализ напряженно-деформированного состояния канатного виброизолятора от действия циклических нагрузок от насосного агрегата блочной насосной станции перекачки нефти. Анализ усталостных характеристик виброизолятора.

Перечень подлежащих исследованию, проектированию и разработке вопросов

(аналитический обзор по литературным источникам с целью выяснения достижений мировой науки техники в рассматриваемой области; постановка задачи исследования, проектирования, конструирования; содержание процедуры исследования, проектирования, конструирования; обсуждение результатов выполненной работы; наименование дополнительных разделов, подлежащих разработке; заключение по работе).

1. Аналитический обзор по литературным источникам с целью выяснения достижений науки и техники в рассматриваемой области.
2. Построение расчётной модели канатного виброизолятора и моделирование процесса воздействия вибраций в программном комплексе ANSYS.
3. Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение.

	4. Социальная ответственность. 5. Выводы по работе. 6. Раздел на иностранном языке.
Перечень графического материала <i>(с точным указанием обязательных чертежей)</i>	
Консультанты по разделам выпускной квалификационной работы <i>(с указанием разделов)</i>	
Раздел	Консультант
«Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»	Романюк Вера Борисовна, доцент отделения нефтегазового дела, к.э.н.
«Социальная ответственность»	Черемискина Мария Сергеевна, ассистент отделения общетехнических дисциплин
«Раздел на иностранном языке»	Бекишева Татьяна Геннадьевна, старший преподаватель отделения иностранных языков
Названия разделов, которые должны быть написаны на русском и иностранном языках:	
Обзор литературы	

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

Задание выдал руководитель:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Манабаев Кайрат Камитович	к.ф.-м.н.		

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
2БМ74	Вакуров Андрей Александрович		

Реферат

Выпускная квалификационная работа 110 с., 59 рис., 23 табл., 46 источников, 1 прил.

Ключевые слова: колебательный процесс, вибрации, гашение вибраций, виброизолятор, канатный виброизолятор, насосный агрегат, циклические нагрузки, напряженно-деформированное состояние, усталость, долговечность.

Объектом исследования является канатный виброизолятор.

Цель работы – анализ способов снижения вибраций, возникающих в насосном агрегате, влияющих на параметры фундамента, на котором установлен данный агрегат, и на работу технологической системы насосного цеха.

В процессе исследования проводился анализ напряженно-деформированного состояния резинометаллической опоры и канатного виброизолятора от действия статических и циклических нагрузок, а также усталостных характеристик канатного виброизолятора.

В результате исследования были получены данные о надежности и долговечности канатного виброизолятора при использовании его в качестве виброизоляции для насосного агрегата.

Область применения: виброизоляция насосных агрегатов блочных насосных станций перекачки нефти.

Экономическая эффективность/значимость работы: использование канатных виброизоляторов приведет к значительному снижению затрат на виброизоляцию.

Определения, обозначения, сокращения, нормативные ссылки

В настоящей работе применены следующие термины с соответствующими определениями:

вибрация: механические колебания. Основными характеристиками вибрации являются амплитуда смещения, скорость и ускорение;

виброскорость: скорость перемещения контролируемой точки оборудования во время её прецессии вдоль оси измерения;

виброускорение: значение вибрации, прямо связанное с силой, вызвавшей вибрацию. Виброускорение характеризует то силовое динамическое взаимодействие элементов внутри агрегата, которое вызвало данную вибрацию;

виброперемещение: это расстояние между крайними точками перемещения элемента вращающегося оборудования вдоль оси измерения;

колебания: это движения или процессы, которые характеризуются определенной повторяемостью во времени;

демпфер: устройство, используемое для гашения, успокоения электрических колебаний или предотвращения механических колебаний, возникающих в машинах и механизмах при их работе;

резонанс: частотно-избирательный отклик колебательной системы на периодическое внешнее воздействие, который проявляется в резком увеличении амплитуды стационарных колебаний при совпадении частоты внешнего воздействия с определёнными значениями, характерными для данной системы;

центробежный насос: насос, в котором движение жидкости и необходимый напор создаются за счёт центробежной силы, возникающей при воздействии лопастей рабочего колеса на жидкость.

В настоящей работе использованы ссылки на следующие стандарты:

ГОСТ 2688-80. Канат двойной свивки типа ЛК-Р конструкции 6х19(1+6+6/6)+1 о.с.

ГОСТ 12.0.003-74 ССБТ. Опасные и вредные производственные факторы. Классификация.

ГОСТ 12.1.012-2004 ССБТ. Вибрационная безопасность. Общие требования.

ГОСТ 12.1.003-83 ССБТ. Шум. Общие требования.

ГОСТ 12.1.029-80 ССБТ. Средства и методы защиты от шума. Общие требования.

ГОСТ 12.0.004-90. Система стандартов безопасности труда. Организация обучения безопасности труда. Общие положения.

СанПиН 2.2.1/2.1.1.1200-03. Санитарно-защитные зоны и санитарная классификация предприятий, сооружений и иных объектов.

СанПиН 2.2.2776-10. Гигиенические требования к оценке условий труда при расследовании случаев профессиональных заболеваний.

СанПиН 23-05-95. Естественное и искусственное освещение.

СанПиН 2.2.4.548-96. Гигиенические требования к микроклимату производственных помещений.

СанПиН 2.2.4/2.1.8.562-96. Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки.

СанПиН 2.2.4/2.1.8.566-96. Производственная вибрация, вибрация в помещениях жилых и общественных зданий.

ГОСТ 12.2.049-80 ССБТ. Оборудование производственное. Общие эргономические требования.

Оглавление

Введение	11
1. Основные сведения о вибрациях	13
1.1. Понятие о колебательном процессе	13
1.2. Понятие вибрации и ее параметры	20
1.3. Методы анализа вибрационного сигнала	23
1.4. Причины возникновения вибраций в оборудовании	27
1.5. Последствия вибраций	34
1.5.1. Влияние вибраций на оборудование	34
1.5.2. Влияние вибраций на человека	36
2. Методы борьбы с вибрациями	38
2.1. Виброизоляция	38
2.2. Виброгасители	43
2.3. Демпферы	47
3. Канатный виброизолятор	49
4. Блочная насосная станция	51
4.1. Виброизоляция блочной насосной станции	54
5. Расчетная часть	57
5.1. Определение напряженно-деформированного состояния канатного виброизолятора от действия статических нагрузок	57
5.2. Определение усталостных характеристик канатного виброизолятора	73
6. Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение	76
SWOT-анализ	79
Определение трудоемкости выполнения работ	82
7. Социальная ответственность	96
Заключение	105
Список публикаций	107
Список используемых источников	108
Приложение А	112

Введение

На сегодняшний день в нефтегазовой отрасли важным является повышение производительности и надежности оборудования без увеличения затрат. Одним из способов повышения является увеличение межремонтных периодов за счет снижения вредного воздействия от динамических нагрузок, к которым относятся вибрации. Наличие вибраций приводит к более сильному износу узлов оборудования, проявлению кавитации, а также ослаблению резьбовых соединений насосных агрегатов, что может привести к возникновению аварии.

К причинам возникновения вибраций можно отнести технологические условия перекачки нефти, дисбаланс ротора, нарушение соосности валов или износ подшипниковых узлов.

При превышении допустимого уровня вибраций, происходит вынужденная остановка оборудования, что значительно снижает его производительность и приводит к дополнительным расходам на его обслуживание и ремонт.

На нефтеперекачивающих станциях для перекачки нефти в основном используют центробежные односекционные или многосекционные насосные агрегаты. Для повышения их производительности возникает задача улучшения виброзащиты, а также других методов борьбы с вибрациями. К наиболее распространенным методам можно отнести балансировку вращающихся частей насосных агрегатов (роторов) и центровка валов роторов. Однако эти методы полностью не исключают возможность возникновения вибраций, из-за чего используют дополнительные способы такие как: установка виброгасителей и демпферов, а также установка оборудования на виброизолирующие устройства.

Необходимость гашения вибраций может предусматриваться как на стадии проектирования оборудования, так и при их возникновении в процессе эксплуатации оборудования. Выбор способа гашения вибраций определяется объектом защиты. После выбора способа по величине динамических нагрузок подбираются устройства в зависимости от их характеристик.

Целью магистерской диссертации «Оценка долговечности и усталостных характеристик канатного демпфера нефтегазового оборудования» является анализ способов снижения вибраций, возникающих в насосном агрегате, влияющих на параметры фундамента, на котором установлен данный агрегат, и на работу технологической системы насосного цеха. Поставленная цель предопределила постановку следующих задач:

1. Исследование механизма возникновения вибраций при перекачке нефти и существующих способов снижения вибраций технологической системы насоса.
2. Исследование виброизолятора канатного типа.
3. Анализ напряженно-деформированного состояния расчетной модели предложенного виброизолятора при помощи ПК МКЭ ANSYS. Объектом исследования является способ виброизоляции фундамента от технологической системы насоса, в которой возникают динамические нагрузки.
4. Анализ усталостных характеристик виброизолятора.

1. Основные сведения о вибрациях

1.1. Понятие о колебательном процессе

Рассмотрим систему, состоящую из некоторого числа взаимодействующих объектов. Для этой системы существует ряд параметров, которые описывают ее состояние в течении времени, например, температура, положение в пространстве, состав, скорость и другие. Обозначим один из параметров через x . Представим, что изменение этого параметра при $t \in [0, \infty]$ происходит по зависимости, представленной на рисунке 1.

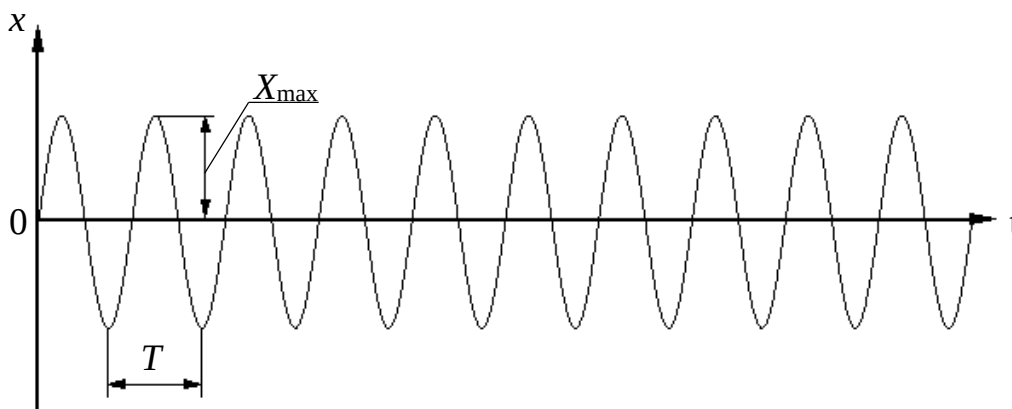


Рисунок 1 – Пример изменения параметра x со временем

Многократное поочередное возрастание и убывание параметра с течением времени называют *колебательным процессом* или *колебаниями*. Изменяющийся в ходе этого процесса параметр — *колеблющейся величиной* [1]. Такое явление происходит из-за наличия в системе *восстанавливающих сил*, то есть сил, стремящихся вернуть систему в положение равновесия.

Колебательный процесс можно описать рядом величин:

1. *Амплитуда* ($X_{\max}$) — максимальное отклонение колеблющейся величины от положения равновесия.
2. *Период* (T) — наименьшее время, через которое значение колеблющейся величины повторяется.
3. *Частота* (ν) — величина обратная периоду.
4. *Начальная фаза колебаний* (φ) — значение фазы колебаний в начальный момент времени.

5. Угловая (циклическая) частота (ω) – число колебаний, укладывающихся в период времени равный 2π с.

Существует несколько типов колебаний: свободные, свободные при наличии трения, вынужденные и вынужденные при наличии трения [2].

Свободные колебания – это колебания, которые не затухают с течением времени, при этом на систему не действуют никакие внешние силы, а только восстанавливающая.

Проекцию восстанавливающей силы можно записать как

$$F_x = -cx, \quad (1.1)$$

где F_x – значение восстанавливающей силы;

c – коэффициент пропорциональности.

Дифференциальное уравнения, описывающее движение материальной точки, имеет вид

$$m\ddot{x} = -cx, \quad (1.2)$$

где m – масса материальной точки;

$\ddot{x}$ – вторая производная закона изменения координаты точки по времени.

Решение уравнения (1.2) будет иметь вид

$$x = X_{\max} \sin(\omega t + \varphi), \quad (1.3)$$

где $\omega = \sqrt{\frac{c}{m}}$.

Уравнение (1.3) описывает изменение координаты материальной точки со временем. Уравнение, описывающие изменение скорости материальной точки, будет

$$v = \dot{x} = V_{\max} \cos(\omega t + \varphi), \quad (1.4)$$

где $V_{\max} = \omega X_{\max}$ – амплитуда скорости.

а изменение ускорения

$$a = \ddot{x} = -a_{\max} \sin(\omega t + \varphi), \quad (1.5)$$

где $a_{\max} = \omega^2 X_{\max}$ – амплитуда ускорения.

Как видно из (1.4) и (1.5) функция скорости смещена относительно функции перемещения на $\frac{\pi}{2}$, а функция ускорения – на π .

Свободные колебания при наличии трения – колебания, затухающие с течением времени из-за воздействия на систему сил сопротивления помимо восстанавливающих сил.

Силы сопротивления всегда направлены в противоположную сторону от направления движения материальной точки. В этом случае дифференциальное уравнение запишется как

$$m\ddot{x} = -cx - b\dot{x}, \quad (1.6)$$

где b – коэффициент сопротивления;

$\dot{x}$ – первая производная закона изменения координаты точки по времени.

Решение уравнения (1.6) примет вид

$$x = X_{\max} e^{-ht} \sin(\omega t + \varphi), \quad (1.7)$$

где $h = \frac{b}{2m}$ – коэффициент затухания.

Графически такой тип колебаний можно представить как на рисунке 2.

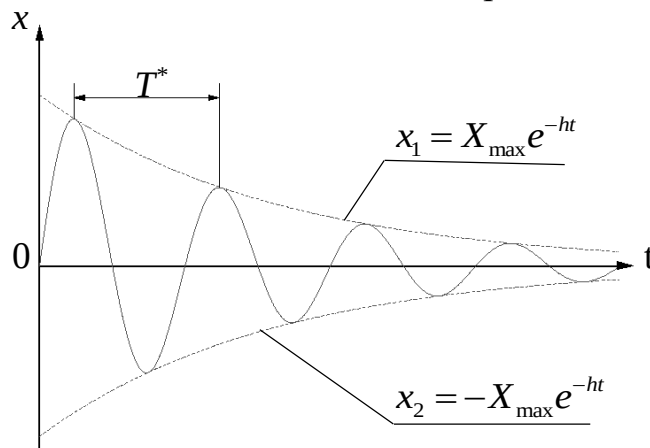


Рисунок 2 – Графическое представление затухающих колебаний

Функции x_1 и x_2 , представленные на рисунке 2, являются границами области, внутри которой находится график изменения координаты точки. Период затухающих колебаний может быть найден с помощью формулы

$$T^* = \frac{2\pi}{\sqrt{\omega^2 - h^2}}, \quad (1.8)$$

где T^* – период затухающих колебаний.

Как видно из (1.8) период затухающих колебаний больше чем период незатухающих колебаний.

Существует также граничный случай, когда значение угловой частоты равно значению коэффициента затухания. В этом случае решение уравнения (1.6) будет представлено

$$x = e^{-ht} [x_0 + (v_0 + hv_0)t], \quad (1.9)$$

где x_0 – координата точки, определяемая из начальных условий;

v_0 – скорость точки, определяемая из начальных условий.

В этом случае движение материальной точки не будет иметь колебательный характер, но при этом все еще будет являться затухающим движением, так как при времени, стремящемся к бесконечности, значение функции (1.9) будет стремиться к нулю. Данный вид движения называют аperiодическим. Вид функции будет как на рисунке 3.

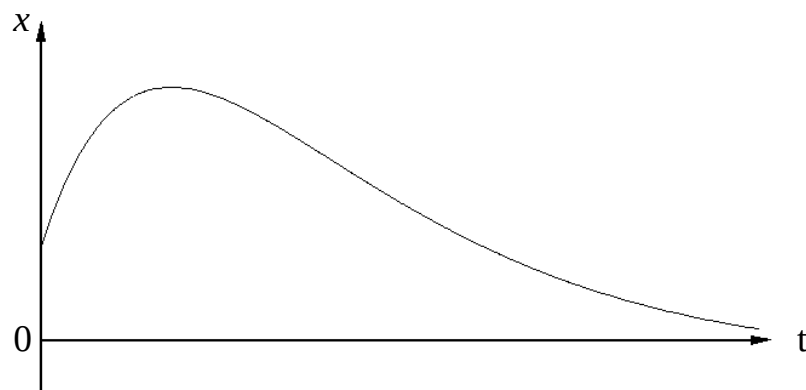


Рисунок 3 – Графическое представление затухающих колебаний при $\omega = h$

Вынужденные колебания – колебания, не затухающие с течением времени, при этом на систему помимо восстанавливающей силы действует возмущающая сила, которая может быть постоянна по времени, а также быть какой-либо функцией времени.

Для рассмотрения вынужденных колебаний примем, что возбуждающая сила изменяется по закону

$$p = P \sin(\rho t + \delta), \quad (1.10)$$

где P – амплитуда возмущающей силы;

ρ – угловая частота возмущающей силы;

δ – начальная фаза возмущающей силы.

Дифференциальное уравнение материальной точки можно будет записать в виде

$$\ddot{x} + \omega^2 x = P_0 \sin(\rho t + \delta), \quad (1.11)$$

где $P_0 = \frac{P}{m}$.

Решение данного дифференциального уравнения будет иметь вид

$$x = x_0 \cos \omega t + \frac{v_0}{\omega} \sin \omega t - \frac{P_0}{\omega^2 - \rho^2} \left(\sin \delta \cos \omega t + \frac{\rho}{\omega} \cos \delta \sin \omega t \right) + \frac{P_0}{\omega^2 + \rho^2} \sin(\rho t + \delta). \quad (1.12)$$

Амплитуда вынужденных колебаний может вычислена с помощью формулы

$$A = \frac{P_0}{|\omega^2 - \rho^2|} = \frac{P}{c \left| 1 - \frac{\rho^2}{\omega^2} \right|} = \frac{x_{\text{ст}}}{\left| 1 - \frac{\rho^2}{\omega^2} \right|} = x_{\text{ст}} \mu, \quad (1.13)$$

где A – амплитуда вынужденных колебаний;

$x_{\text{ст}} = \frac{P}{c}$ – величина статического отклонения точки от положения равновесия при действии силы, равной максимальному значению возмущающей силы;

$\mu = \frac{1}{\left| 1 - \frac{\rho^2}{\omega^2} \right|}$ – коэффициент динамичности, показывающий во сколько раз

амплитуда колебаний больше статического отклонения.

В случае равенства угловой частоты колебания с угловой частотой возмущающей силы будет происходить процесс постоянного и неограниченного нарастания амплитуды колебаний, который будет линеен во времени. Данное явление называется *резонансом*.

Вынужденные колебания при наличии трения – колебания, которые могут затухать с течением времени или нет, при этом на систему помимо восстанавливающей и возмущающей сил действует сила сопротивления.

Дифференциальное уравнение движения для такого типа колебаний примет вид

$$m\ddot{x} = -cx - b\dot{x} + H \sin(\rho t + \delta). \quad (1.14)$$

Решение уравнения (1.14) будет иметь вид

$$x = e^{-ht} \left[\frac{v_0 + hx_0}{\omega^*} \sin \omega^* t + x_0 \cos \omega^* t \right] - e^{-ht} \left\{ \frac{A}{\omega^*} [h \sin \gamma + \rho \cos \gamma] \sin \omega^* t + A \sin \gamma \cos \omega^* t \right\} + A \sin(\rho t + \gamma), \quad (1.15)$$

Параметры ω^* , A , γ вычисляются по следующим формулам

$$\omega^* = \sqrt{\omega^2 - h^2}, \quad (1.16)$$

$$A = \frac{P_0}{\sqrt{(\omega^2 - \rho^2)^2 + 4h^2 \rho^2}}, \quad (1.17)$$

$$\operatorname{tg}(\delta - \gamma) = \frac{2h\rho}{\omega^2 - \rho^2}. \quad (1.18)$$

Как видно из (1.15) движение материальной точки состоит из трех частей: свободных затухающих колебаний (первое слагаемое), затухающих колебаний (второе слагаемое), обладающих своей частотой и вызванных действием возмущающей силы, и вынужденных колебаний (третье слагаемое). С течением времени первые два слагаемых обращаются в ноль, что свидетельствует о том, что определяют характер движения материальной точки вынужденные колебания.

Определение коэффициента динамичности возможно из следующего соотношения

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{(1 - z^2)^2 + 4\beta^2 z^2}}, \quad (1.19)$$

где $z = \frac{\rho}{\omega}$ – отношение частот возбуждающей силы и свободных колебаний при отсутствии трения;

$\beta = \frac{h}{\omega}$ – коэффициент, характеризующий сопротивление среды.

На основе (1.19) можно сделать вывод, что в отличие от случая с отсутствием трения в системе при наступлении резонанса рост амплитуды колебаний не будет бесконечным, а ограничится определенным максимумом, зависящим от отношения частот возбуждающей силы и свободных колебаний и коэффициента, характеризующего сопротивление среды (рисунок 4).

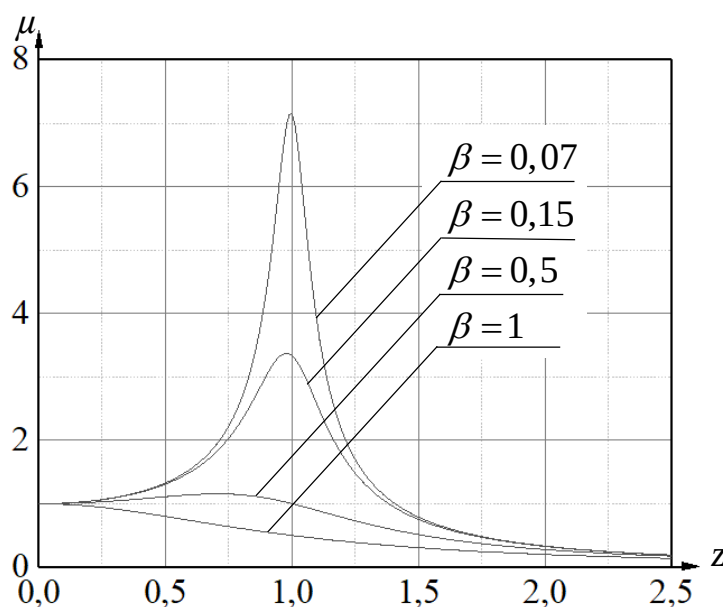


Рисунок 4 – Зависимость коэффициента динамичности от отношения частот и коэффициента сопротивления среды

Колебательный процесс – распространенное явление, для описания которого был создан целый раздел «Теория колебаний» [3]-[7]. В процессе создания и совершенствования техники ученые и конструкторы столкнулись с колебаниями малой амплитуды при высокой частоте, которые были названы *вибрацией*.

1.2. Понятие вибрации и ее параметры

Вибрация представляет собой сложный колебательный процесс (рисунок 5), происходящий в процессе работы оборудования.

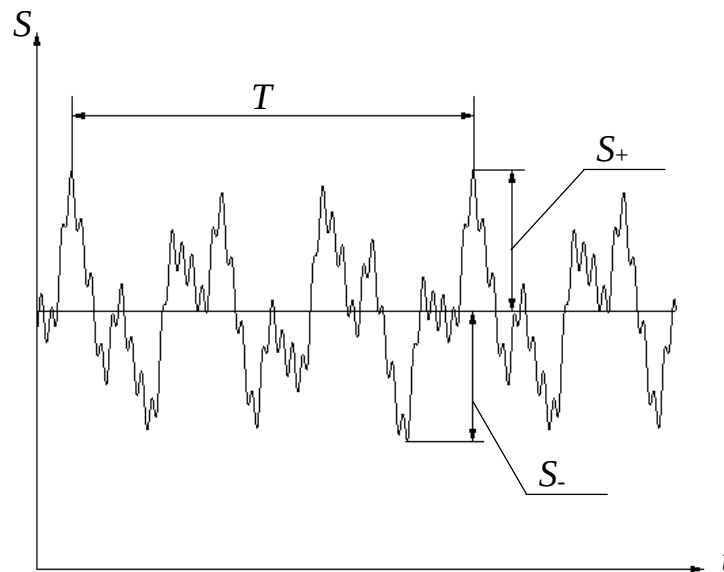


Рисунок 5 – Графическое представление процесса вибрации

Представить функцию, описывающую процесс вибрации, можно в виде ряда Фурье

$$s(t) = \frac{1}{2}n_0 + \sum_{i=1}^{\infty} n_i \cos i\omega t + \sum_{i=1}^{\infty} m_i \sin i\omega t, \quad (1.20)$$

где s – виброперемещение, показывающее насколько отклоняется контролируемая точка оборудования от положения равновесия;

n_i, m_i – коэффициент ряда Фурье.

Первое слагаемое в (1.20) описывает среднее значение виброперемещения. Коэффициенты при $i=1$ характеризуют компоненту движения точки, называемой *первой* или *основной гармоникой*, с основной частотой. Компоненты со значением $i > 1$ называют высшими гармониками, а i – номером гармоники.

Существует дополнительный способ описания вибрационного процесса – разложение его по частотам и соответствующим им амплитудам. *Амплитудный спектр* (рисунок 6) – совокупность амплитуд, характеризующих вибрации и расположенных в порядке возрастания частот [1].

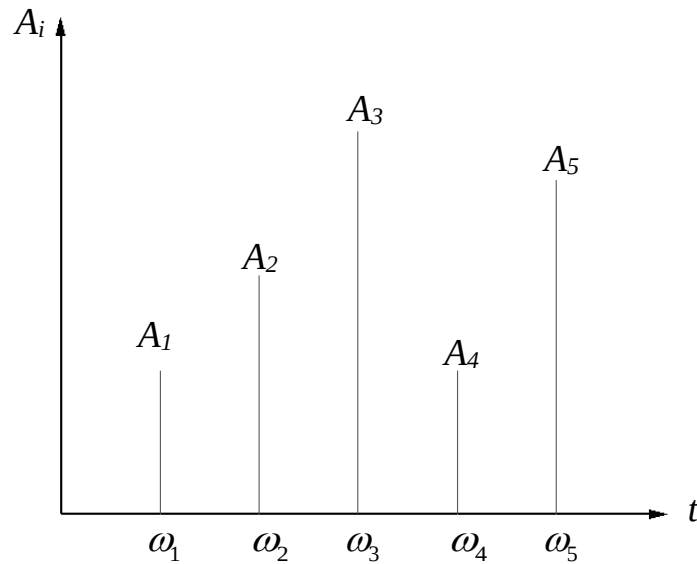


Рисунок 6 – Амплитудный спектр вибрационного сигнала

При рассмотрении вибрационного процесса (рисунок 4) выделяют следующие значения: абсолютные значения максимума и минимума, называемые *пиковыми*, а также разность этих значений, называемую *размахом колебаний*.

$$S_+ = \max s(t), \quad S_- = \min s(t), \quad t \in [0, T] \quad (1.21)$$

где S_+ – максимальное значение виброперемещения;

S_- – минимальное значение виброперемещения;

T – период вибрационного процесса.

Размах колебаний определяется как

$$R = S_+ - S_- \quad (1.22)$$

где R – размах колебаний.

Описание производится также вычисляемыми параметрами.

Среднее значение, вычисляемое с помощью выражения

$$s_{\text{cp}} = \frac{1}{T} \int_0^T s(t) dt, \quad (1.23)$$

где s_{cp} – среднее значение виброперемещения.

Среднее абсолютное значение

$$s_{\text{cp.абс}} = \frac{1}{T} \int_0^T |s(t)| dt, \quad (1.24)$$

где $s_{\text{ср.абс}}$ – среднее абсолютное значение виброперемещения.

Среднее квадратичное значение

$$s_{\text{ср.кв}} = \left(\frac{1}{T} \int_0^T s^2(t) dt \right)^{1/2}, \quad (1.25)$$

где $s_{\text{ср.кв}}$ – среднее квадратичное значение виброперемещения.

Представить формулу (1.25) можно в другом виде, если процесс является периодическим, и есть возможность его представить в виде ряда Фурье

$$s_{\text{ср.кв}}^2 = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{\infty} A_i^2. \quad (1.26)$$

Описание вибрационного процесса производят и через другие снимаемые с оборудования параметры.

Виброскорость – изменение виброперемещения во времени.

$$v(t) = \frac{ds}{dt}, \quad (1.27)$$

где v – виброскорость.

Виброускорение – изменение виброскорости во времени.

$$a(t) = \frac{dv}{dt} = \frac{d^2s}{dt^2}, \quad (1.28)$$

где a – виброускорение.

Для виброскорости и виброускорения справедливы формулы (1.21)-(1.26) с заменой $s \rightarrow v$ и $s \rightarrow a$ соответственно. А также разложение в амплитудный спектр их сигналов по частотам.

Существует понятие *уровня вибрации*, который определяется соотношением измеренного значения к некоторому стандартному значению какого-либо параметра вибрации. Для удобства представления этого отношения пользуются логарифмической шкалой из-за того, что эти параметры могут возрасти на несколько порядков. В этом случае за стандартное значение принимают начальное значение параметра.

$$L_j = 20 \lg \frac{j}{j_0}, \quad j = s, v, a, \quad (5.29)$$

где L_j – логарифмический уровень параметра;

j – измеренное значение параметра;

j_0 – стандартное значение параметра.

Описанные параметры используются при анализе вибрационного сигнала, снятого с оборудования с помощью специализированных приборов.

1.3. Методы анализа вибрационного сигнала

Существуют различные методы анализа, применяемые на разных участках времени работы оборудования.

Метод оценки вибрации по общему уровню. Метод, который возможно применить, когда оборудование находится в предаварийном состоянии. Для оценки вибрации устанавливается определенный нормативный уровень, с которым происходит сравнение снимаемого с оборудования вибрационного сигнала (вибросигнал).

Метод отличается своей простотой, отсутствием необходимости в специально обученном персонале, так как для снятия вибросигнала используют виброметры простой конструкции, а также малыми экономическими затратами ввиду чего он наиболее распространен на производстве.

Оценка вибрации оборудования осуществляется по среднеквадратичному значению виброскорости.

Метод оценки вибрации по спектру вибросигнала. Данный метод позволяет выявить дефект оборудования до того, как оно будет в предаварийном состоянии.

Для анализа снимается сигнал в виде зависимости виброскорости от времени (рисунок 7а), который в дальнейшем раскладывается спектр (рисунок 7б). Процесс снятия сигнала происходит с помощью велосиметров, а разложение его в спектр с помощью поставляемого в комплекте программного обеспечения.

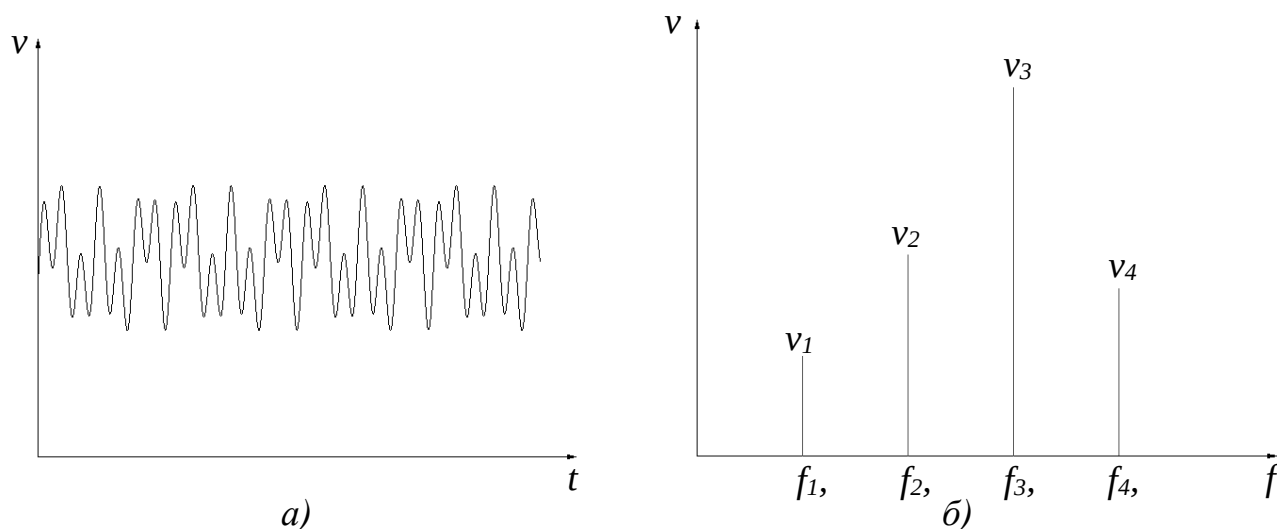


Рисунок 7 – а) Пример вибросигнала; б) Пример разложенного вибросигнала в спектр

Для большинства дефектов известны частоты, на которых они проявляются, и на получившейся спектральной картине сравнивают значения амплитуд при этих частотах с значениями, записанными в нормативной документации. На основе этого сравнения производится оценка состояния какого-либо узла оборудования.

Данный метод обладает большей точностью чем предыдущий, однако он требует более дорогое оборудование для анализа, а также подготовленный персонал для обслуживания анализаторов и анализа получаемых результатов.

Метод оценки вибрации по крест-фактору. Этот метод позволяет выявить дефекты узлов оборудования на начальных этапах его развития, при этом используются недорогие и конструктивно простые приборы.

Крест-фактор – параметр, который позволяет определить количество ударных импульсов во временном сигнале. Численно крест-фактор равен отношению пикового значения амплитуды к среднеквадратичному значению.

В отличии от анализа спектра сигнала информация, получаемая через крест-фактор, является более точной, так как на спектре отсутствует различие между ударами и «белым шумом».

«Белый шум» – случайный процесс с постоянной спектральной плотностью.

Метод применяют при периодическом контроле состояния оборудования, так как он достаточно точно может установить развитие дефекта.

Метод оценки вибрации по фликер-шумам. Метод позволяет обнаружить дефект на ранней стадии в узлах оборудования, которые подвержены медленному изнашиванию и старению. В этом случае возникают инфранизкие колебания с частотой 0,01-60 Гц, а их амплитуда обратно пропорциональна частоте.

Основная сложность применения метода заключается в необходимости многократного снятия вибросигнала для выявления фликер-шума.

Метод оценки вибрации по акустической эмиссии. Метод основан на анализе сверхвысокочастотных колебаний с частотой от 0,1 до 10 МГц, возникающих вследствие нарушения структуры металла, и позволяет выявить возникшие усталостные трещины на ранней стадии их развития.

Реализация метода возможна несколькими способами.

Велосиметрический способ эходефектоскопии представляющий собой измерение изменения скорости распространения упругих волн в зоне с дефектом, позволяя обнаружить места с нарушением сцепления между слоями металла [8].

Акустико-эмиссионный способ контроля, при котором происходит прием и анализ волн акустической эмиссии при развитии в изделии трещин в процессе его нагружения.

Для этого способа характерны два варианта нагружения:

- 1) Возбуждение в изделии сильных изгибающих колебаний с заданной частотой.
- 2) Возбуждение в изделии сильных изгибающих колебаний с постоянно меняющейся частотой, при этом картина колебания поверхности изделия визуализируется с помощью, например, мелкодисперсного порошка.

Под действием сильных колебаний поверхности изделия частицы порошка перемещаются из мест, не являющихся узлами колебаний, в места, которые являются местами колебаний, образуя подобие фигуры Хладни (рисунок 8).

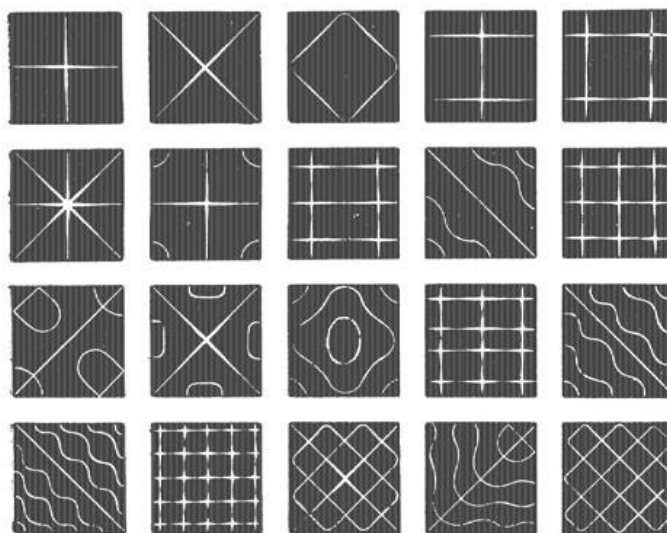


Рисунок 8 – Примеры фигуры Хладни

Метод оценки по спектру огибающей сигнала. Один из наиболее эффективных и широко применяемых методов обнаружения дефектов на ранней стадии, так как различные возникающие помехи практически не оказывают влияния на точность, что делает его наиболее достоверным.

Спектр огибающей вибрации представляет собой узкополосный спектр огибающей высокочастотных случайных составляющих вибраций, выделяемых с помощью полосных фильтров из общего сигнала.

Для анализа определяют параметры спектра огибающей такие как частоты и амплитуды гармонических составляющих, с помощью которых определяют свойства вибрации, возникшую вследствие наличия дефекта в узле и приобретающую амплитудную модуляцию.

В случае бездефектного узла уровень возникающих в нем случайных вибраций постоянен, а гармонические составляющие в спектре огибающей полностью отсутствуют. Для дефектного узла частота модуляции показывает вид дефекта, а ее глубина – величину дефекта. В самом спектре огибающей

представлены в виде возникающих гармонических составляющих, а определяются с помощью частот и амплитуд этих составляющих.

Метод отличается высокой достоверностью, а также точностью определения типа дефекта и степени его развития. Однако требует дорогостоящего оборудования, а также специально обученный персонал.

Методы позволяют определить место, характер и степень развития дефекта, что помогает своевременно произвести ремонт оборудования и предотвратить аварию. Это делает вибродиагностику крайне полезным инструментом для охраны труда и окружающей среды.

1.4. Причины возникновения вибраций в оборудовании

Для каждого вида оборудования возможны различные причины возникновения вибраций, и они не всегда связаны с наличием дефекта в каком-либо узле оборудования. Так, например, одной из распространенных причин является дисбаланс ротора [9].

Существует несколько видов дисбаланса. Самый простой вид дисбаланса – *статический*, при котором центр тяжести ротора сдвинут на некоторое расстояние от оси вращения ротора (рисунок 9). Ось вращения и ось инерции при этом виде дисбаланса расположены в одной плоскости, а также параллельны друг другу.

1 – центр тяжести ротора

2 – ось вращения ротора

3 – ось инерции ротора

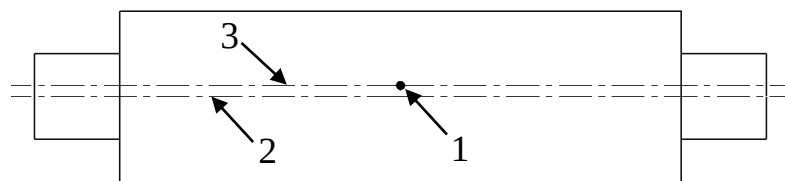


Рисунок 9 – Статический дисбаланс ротора

Определить такой вид дисбаланса можно определить, поместив ротор на два горизонтальных стержня, при этом ротор повернется тяжелой стороной вниз. Для устранения необходимо поместить дополнительную массу в плоскости, которая перпендикулярна оси вращения ротора, напротив центра тяжести.

Моментный дисбаланс возникает, когда источники дисбаланса (лишние массы) расположены с разных сторон ротора, при этом они смещены вдоль оси вращения в сторону разных концов (рисунок 10). Как и в случае предыдущего вида дисбаланса ось инерции и ось вращения расположены в одной плоскости, но при этом они пересекаются.

- 1 – центр тяжести ротора
- 2 – ось вращения ротора
- 3 – ось инерции ротора
- 4 – источники дисбаланса

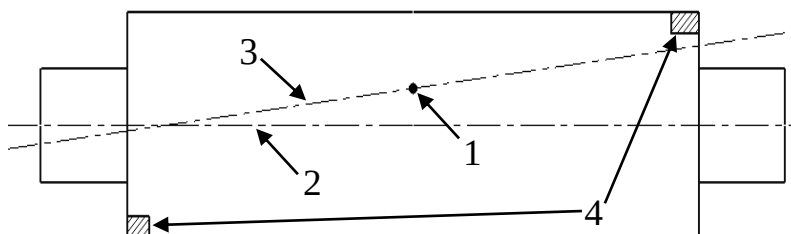


Рисунок 10 – Моментный дисбаланс ротора

Для определения данного вида дисбаланса ротору придают некоторую угловую скорость. Устраняют его при помощи добавления нескольких противодействующих дополнительных масс в местах противоположных источникам дисбаланса.

Динамический дисбаланс является наиболее распространенным видов дисбаланса. Динамический дисбаланс представляет собой комбинацию статического дисбаланса и моментного дисбаланса, при этом источник статического дисбаланса находится в плоскости, которая пересекается с плоскостью, в которой расположены источники моментного дисбаланса (рисунок 11). При таком дисбалансе оси инерции и вращения ни параллельны, ни пересекаются в одной плоскости.

- 1 – центр тяжести ротора
- 2 – ось вращения ротора
- 3 – ось инерции ротора
- 4 – источник статического дисбаланса
- 5 – источники моментного дисбаланса

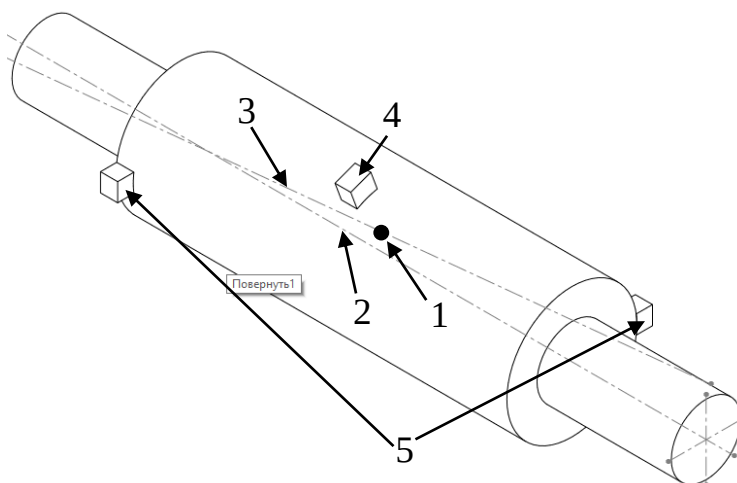


Рисунок 11 – Динамический дисбаланс ротора

Устранение дисбаланса осуществляется за счет добавления как минимум двух корректирующих масс в плоскостях перпендикулярных к оси вращения.

Другой причиной возникновения вибраций в оборудовании является нарушение соосности валов (расцентровка). Существует два основных вида расцентровки: параллельная, также называемая радиальной, и угловая, называемая иначе торцевой [10].

Параллельная расцентровка валов – параллельное смещение осей расположенных напротив друг друга роторов (рисунок 12).

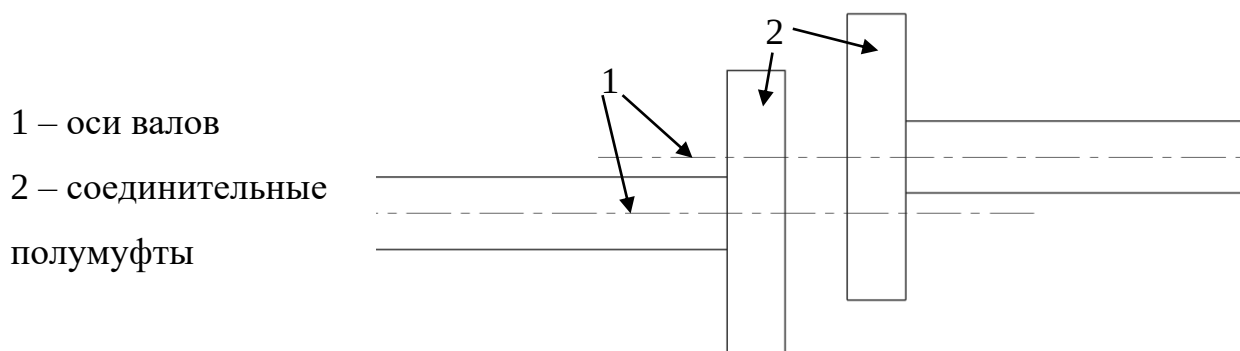


Рисунок 12 – Параллельная расцентровка валов

Угловая расцентровка валов – пересечение осей валов под некоторым малым углом при этом центры валов хорошо совмещены (рисунок 13).

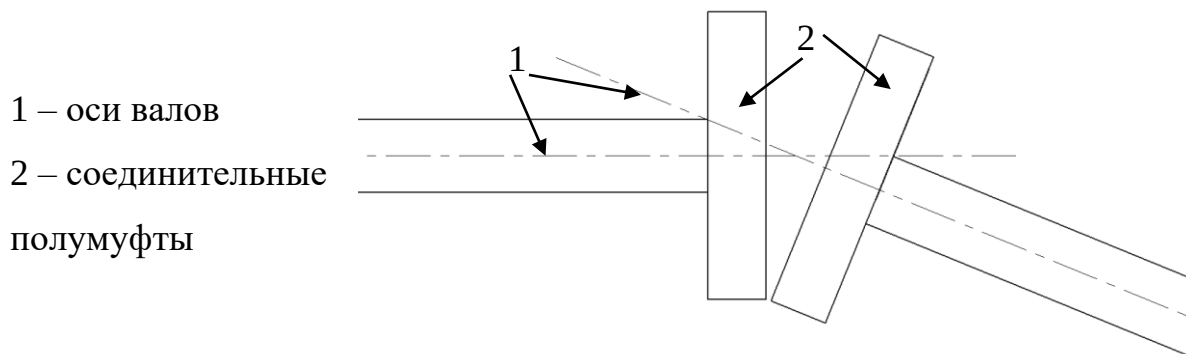


Рисунок 13 – Угловая расцентровка валов

Несмотря на то что различают только два основных вида расцентровки, наиболее распространен случай, когда оси смещены относительно друг друга и расположены под некоторым углом. Такой случай называется *комбинированная* или *смешанная* расцентровка валов (рисунок 14).

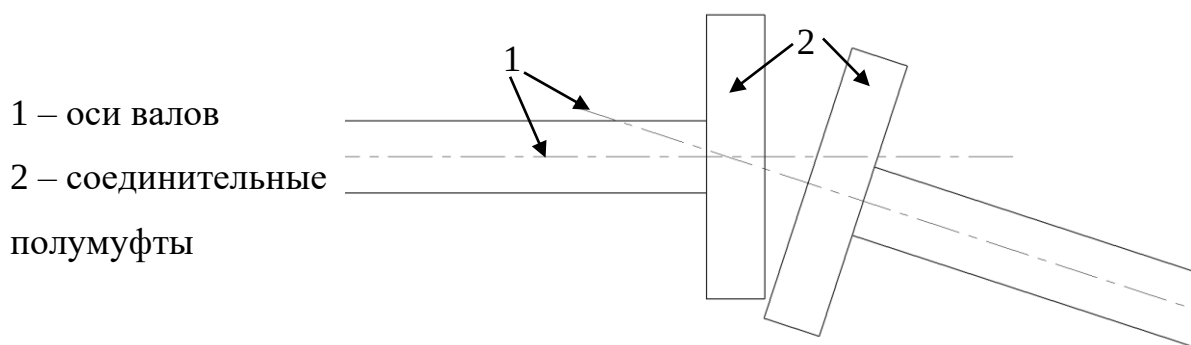


Рисунок 14 – Смешанная расцентровка валов

Для определения величины расцентровки применяют два метода: радиально-осевой метод (рисунок 15а) и метод обратных индикаторов (рисунок 15б). Второй метод применяют значительно чаще, так как исключает ошибку при определении осевого смещения, возникающую из-за осевого «люфта» вала в подшипниках, что делает его более точным.

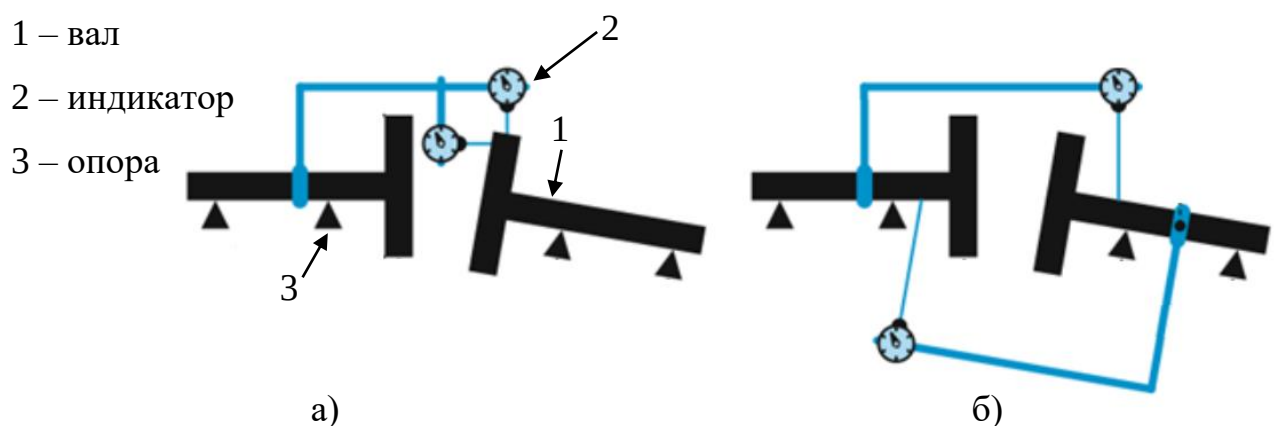


Рисунок 15 – Методы определения расцентровки валов

В процессе эксплуатации оборудования происходит появление и развитие дефектов различных его узлов. Так появление повышенной вибрации в оборудовании может свидетельствовать о появлении дефектов в подшипниках качения.

Существует ряд распространенных дефектов, которые влияют на работу подшипникового узла [11]: износ дорожек качения и тел качения (рисунок 16а), возникающий из-за недостатка смазочного материала, попадания внутрь подшипника мелких абразивных частиц или несоответствие эксплуатационных нагрузок ожидаемым; вмятины (задиры) или сколы (трещины), появляющиеся из-за неправильного монтажа, попадания внутрь подшипника крупных частиц,

недостаточного количества смазочного материала при высоких нагрузках и низких скоростях или вследствие усталостного разрушения (рисунок 16б); разрушение сепаратора из-за смещения внутреннего и наружного колец подшипника при монтаже (рисунок 16в); коррозия или ржавление дорожек или тел качения из-за попадания внутрь подшипника воды, солевого раствора, кислых или щелочных сред (рисунок 16г).

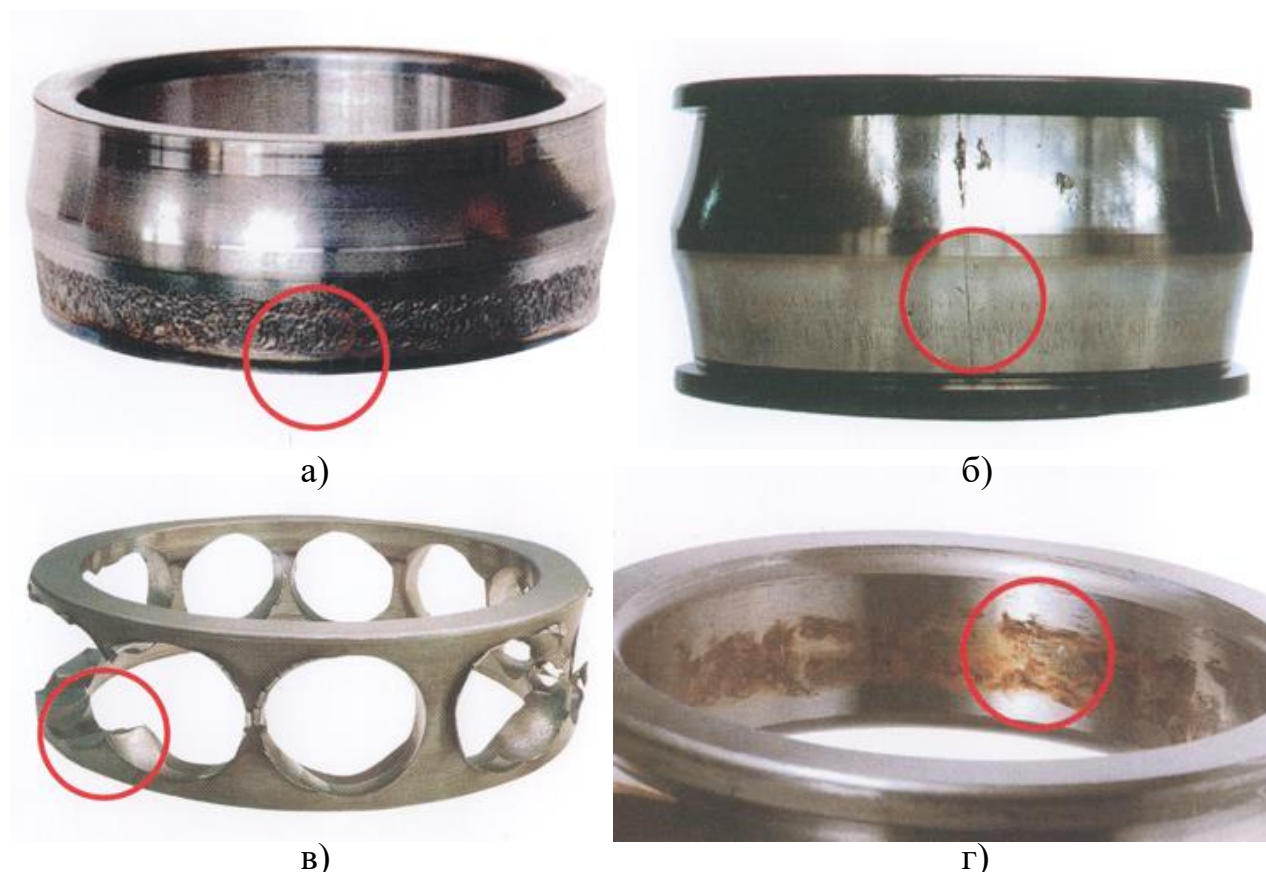


Рисунок 16 – Дефекты подшипников качения

Из-за особенности конструкции и принципа работы подшипников (рисунок 17) скольжения их использование может привести к постоянному колебанию ротора на масляном клине [12]. При возникновении какого-либо единичного воздействия на ротор, выводящего его из положения равновесия, величина масляного клина изменится. Ответная реакция подшипника будет больше, чем возмущающий импульс, из-за чего ротор переместится чуть дальше положения равновесия. Далее на него будет воздействовать масляный слой, который приподнимет ротор над положением равновесия,

соответствующему данной нагрузке на подшипник. В результате все начнет повторяться, а ротор начнет колебаться относительно положения равновесия.

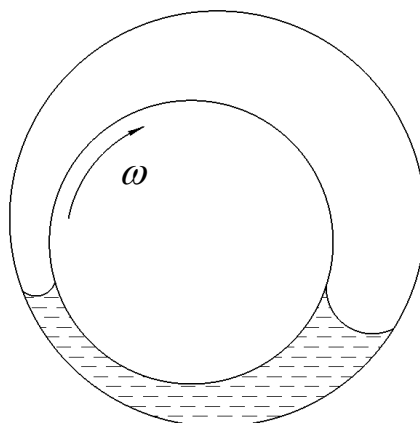


Рисунок 17 – Принцип работы поршневого насоса

В некоторых случаях вибрации могут быть обусловлены принципом работы самого оборудования. Часто применяемые в нефтегазовой отрасли поршневой и плунжерный насосы [13] основываются на принципе всасывания жидкой среды в цилиндр через всасывающий клапан при движении поршня (плунжера) «вправо» и дальнейшего его вытеснения через нагнетательный при движении поршня (плунжера) «влево» (рисунок 18).

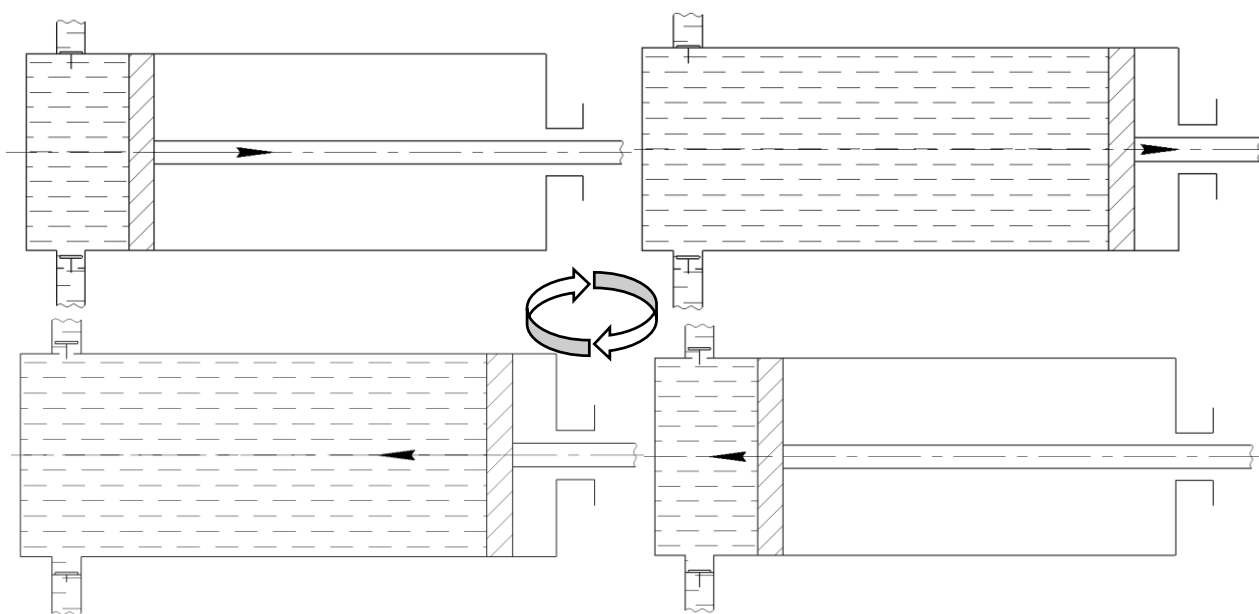


Рисунок 18 – Принцип работы поршневого насоса

Из-за подобного принципа действия процесс перекачки жидкости представляет собой прерывистую кривую (рисунок 19).

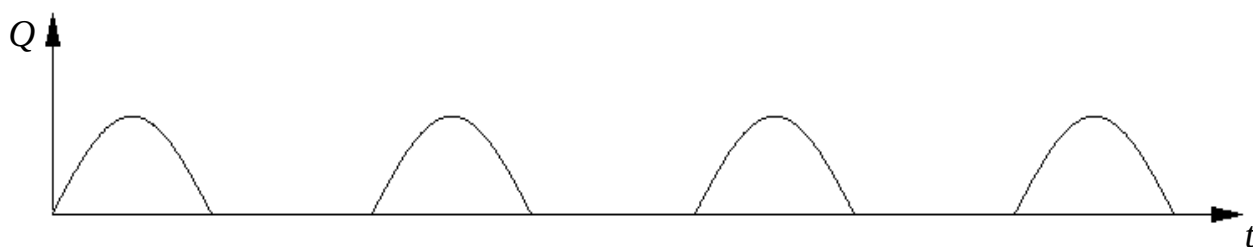


Рисунок 19 – График подачи однопоршневого насоса одностороннего действия

Для «сглаживания» кривой устанавливают несколько рядов поршней двухстороннего действия (рисунок 20), однако даже при этом наблюдаются пульсации жидкости, которые вызывают вибрации в насосе.

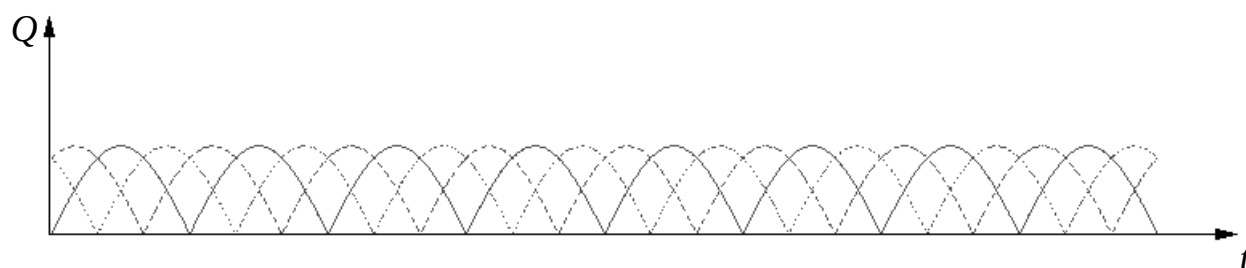


Рисунок 20 – График подачи трехпоршневого насоса двустороннего действия

Зубчатые передачи, которые часто используются в оборудовании, являются источником вибраций и шума, так как фактические размеры окружных шагов зубьев ведущего колеса и ведомого имеют разные значения, вследствие чего при вхождении зубьев в зацепление происходит соударение контактных поверхностей зубьев [14]. При этом сила удара напрямую зависит от величины погрешности зацепления, определяемой как разность окружных шагов зубьев ведущего и ведомого колес, а также их окружной скоростью. Интенсивность вибраций и шума возрастает при увеличении скорости вращения вала.

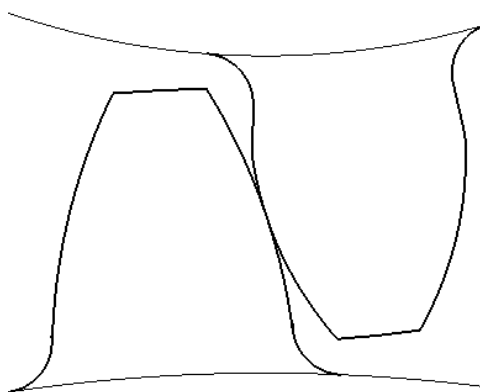


Рисунок 21 – Профили зубьев при контакте

Для снижения вибраций в зубчатой передаче существует несколько способов: замена прямозубой передачи на косозубую, из-за чего зубья входят в контакт более плавно; изменение формы зуба на бочкообразную в результате будет улучшен контакт между зубьями; фланкирование профиля зубьев, которое компенсирует погрешности зубчатых колес, возникших при изготовлении и монтаже.

Также существует ряд оборудования, принцип работы которого основан на применении вибраций, при этом эти вибрации негативно сказываются на расположенном поблизости оборудовании, в связи с чем применяют виброизоляцию для полного или почти полного гашения вибраций.

Возникающие в оборудовании вибрации являются следствием различных причин, при этом они негативно сказываются на оборудовании и обслуживающем персонале.

1.5. Последствия вибраций

1.5.1. Влияние вибраций на оборудование

Возникающие вибрации становятся причиной различных негативных последствий как для оборудования, в котором они появились, так и для человека [15]-[20].

Так вибрации могут привести к износу подшипниковых узлов, из-за чего замена подшипника будет произведена раньше положенного срока. В результате вибраций тела качения образуют углубления на дорожках качения. Данный вид повреждения называется «ложное бринеллирование» (рисунок 22). Чаще всего в появившихся углублениях возникает коррозия из-за окисления отделившихся частиц металла. При этом сами не обладают видимыми повреждениями. Такой вид повреждения легко спутать с повреждениями, вызванными прохождением через подшипник электрического тока из-за разности потенциалов на внутреннем и внешнем кольце. Но есть значительные различия, например, углубления в случае прохождения тока окрашиваются в

темные тона, а также помимо повреждения дорожек качения происходит одновременное повреждение тел качения.

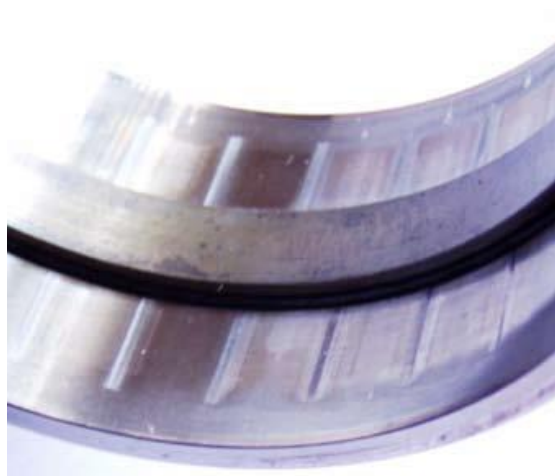


Рисунок 22 – Повреждение дорожки качения двухрядного роликоподшипника

Такой вид повреждения обычно происходит в периодически работающем оборудовании, рядом с которым стоит источник вибраций.

Влияние на валы вибрации оказывают более сильное, ускоряя его усталостный износ [21]. В результате происходит усталостное разрушение в месте, в котором имеется концентратор напряжений, например, шпоночным пазом (рисунок 23). Это может привести к аварии.



Рисунок 23 – Усталостное разрушение вала

Усугубить ситуацию может работа вала при частоте вращения близкой к критической, в этом случае износ будет происходить еще быстрее.

Одним из самых опасных последствий вибрации является самоотвинчивание или усталостное разрушение болтов, гаек или иных

крепёжных элементов, удерживающих работающий агрегат, что приведет к аварии.

1.5.2. Влияние вибраций на человека

Негативное влияние вибрации оказывают не только на оборудование, но и на человека [22], [23]. Вибрации относят к факторам с высокой биологической активностью, на которые человеческое тело производит ответные действия, так как оно представляет собой сложную колебательную систему, при этом величина этих действий зависит от силы энергетического воздействия и от биомеханических свойств тела. Время контакта с источником вибраций, а также мощность вибраций определяют развитие различных вибрационных патологий. Структура этих патологий во многом зависит от параметров вибраций, таких как амплитуда и частота, от места контакта тканей тела с источником вибраций, а также направления оси вибрационного воздействия, от продолжительности контакта, от демпфирующих свойств тканей, от частоты резонанса и многих других условий.

Величина ответных реакций организма зависит от уровня вибрации не линейно. Такое явление обуславливается эффектом резонанса. При различных типах вибраций и различных положений тела человека резонансные частоты находятся в зонах разных значений. Так, например, в положении сидя для человеческого тела резонансная частота лежит в пределах от 4 до 6 Гц, а в положении стоя – от 5 до 12 Гц. Также существует различие диапазонов резонансных частот для различных органов. Частота, при которой происходит расстройство зрительного восприятия, лежит в промежутке 60-90 Гц, эта частота соответствует резонансной для глазных яблок. Для органов грудной клетки и брюшной полости промежуток составляет 3-3,5 Гц.

Вибрации приводят к изменениям в функциональном и физиологическом состоянии организма. К функциональным изменениям относят: повышенную утомляемость, увеличение времени двигательной и зрительной реакции, а также нарушение вестибулярной реакции и координации движения. К физиологическим – развитие нервных заболеваний, нарушение

функций сердечно-сосудистой системы, опорно-двигательного аппарата и органов внутренней секреции, поражению мышечных тканей и суставов.

Существует три основных формы вибрационной болезни: *периферическая*, развивающаяся при воздействии вибраций на руки, симптомами которой являются спазмы периферических сосудов, приступы побеления пальцев рук на холоде, ослабление подвижности и боль в руках в покое и ночное время, потеря чувствительности пальцев, гипертрофия мышц; *церебральную*, развитие которой происходит из-за воздействия вибрации на весь организм, в результате чего наблюдаются общемозговые сосудистые нарушения, а также поражение головного мозга; *смешанную*.

В настоящее время среди профессиональных заболеваний вызванные воздействием вибрации занимают второе место, что делает актуальность решения проблемы вибраций выше.

Помимо этого, часто вибрации вызывают шум, который усугубляет влияние вибрации на организм.

В данном случае *шум* представляет собой звуковую волну, обладающую сложной временной и спектральной структурой. Действие шума на организм человека происходит через слуховой аппарат, а так как он связан с нервной системой на различных уровнях, то приводит к изменениям и в ней. В случае длительного воздействия шума на организм это приводит к развитию шумовой болезни, которая сопровождается поражением органов слуха, сердечно-сосудистой и нервной системы. При более низком уровне шума, но при этом превышающем рекомендуемый, его воздействие вызывает усталость, гипертензию, сонливость и нервозность.

Вследствие того, что вибрации оказывают значительное негативное влияние на работу оборудования, могут привести к возникновению аварии, которая может привести к полной остановке производства, а также вызывает различные болезни у работающих с виброактивным оборудованием персоналом, современные конструкторы и ученые разрабатывают и совершенствуют различные методы борьбы с вибрациями.

2. Методы борьбы с вибрациями

2.1. Виброизоляция

В основном вибрации являются вредным явлением, так как они становятся причиной различных негативных последствий, вследствие чего от них стараются избавиться различными методами.

Если оборудование основано на применении вибраций или исключить его вибрации с помощью технологических методов невозможно, то для защиты окружающего оборудования используют виброизоляцию. Упрощенно схему виброизоляции можно представить как на рисунке 24.

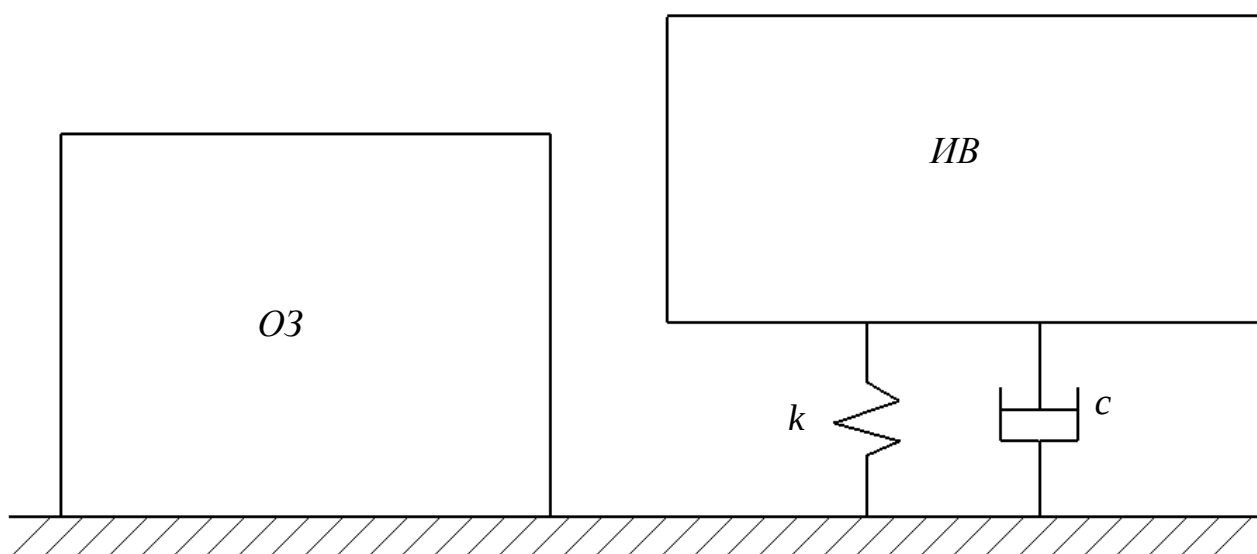


Рисунок 24 – Виброизоляция оборудования

Оборудование, являющееся источником вибрации (ИВ), которые негативно сказываются на работу стоящего рядом оборудования, являющегося объектом защиты (ОЗ), устанавливается на виброизолятор, который условно можно разбить на две составляющие: упругую k , которая является изолирующей, и вязкую c , выполняющей функцию гашения вибрации.

Виброизолирующие устройства выполняют ряд задач:

- 1) Снижение уровня шума и вибраций, которые распространяются по жестким связям.
- 2) Компенсация возникших в процессе монтажа и эксплуатации перекосов и деформаций.
- 3) Демпфирование ударов.

4) Предотвращение явления резонанса.

Для виброизоляции применяют различные средства имеющие различные конструкции, виброизолирующие характеристики и условия эксплуатации.

Самым простым методом виброизоляции является использование резиновых виброизоляторов. Они представляют собой резиновые дырчатые (рисунок 25а) или ребристые плиты (рисунок 25б) или ряды параллельно расположенных полос (рисунок 25в), толщина которых в три раза меньше их высоты.

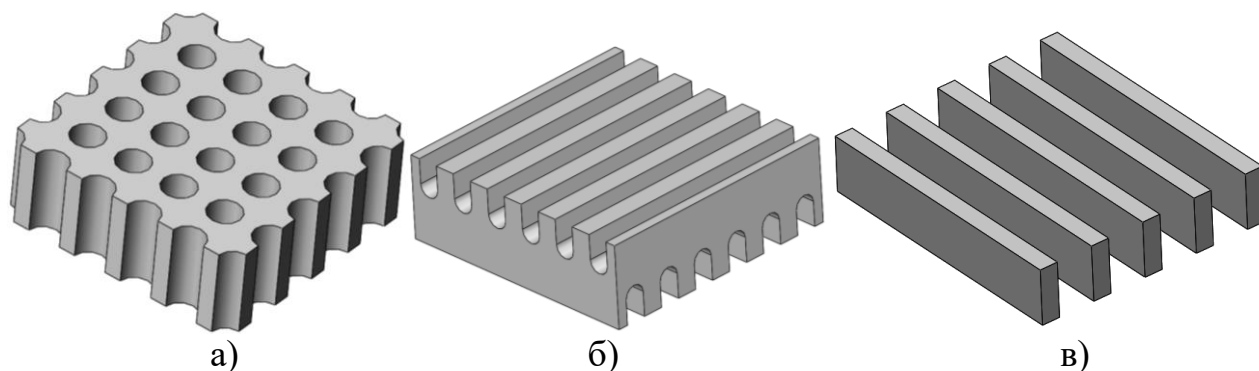


Рисунок 25 – Резиновые виброизоляторы

Такая конструкция резиновых виброизоляторов обусловлена тем, что используемая резина в процессе вибрации резина претерпевает сжатие в вертикальной плоскости, а так как в процессе сжатия или растяжения какого-либо объекта происходит увеличение или уменьшение поперечного сечения [24]-[27]. Таким образом пустоты в резиновых виброизоляторах выступают в качестве полостей, куда может перемещаться избыточный объем резины при сжатии. Если исключить такие полости из конструкции виброизолятора, то будут происходить незначительные деформации резины, а, следовательно, резко снизится эффективность гашения вибрации.

Такой метод виброизоляции обладает рядом преимуществ, например, невысокая стоимость виброизоляторов, малый вес, простота монтажа. Однако из-за существенных недостатков его применение сильно ограничено. Резиновые виброизоляторы нельзя использовать при низких температурах (ниже -35°C), так как полимерные цепи, из которых состоит резина, при таких

температурах теряют свои эластичные свойства, вследствие чего она резина становится подобной стеклу и при нагрузках хрупко разрушается [28].

Также возможно применение резиновых упоров разного типа: прямой (рисунок 26а), конический (рисунок 26б) или параболический (рисунок 26в). существует несколько модификаций прямого резинового упора, например, с сужением в центральной части или с выемкой на торцевой части, выполняющей роль присоски.

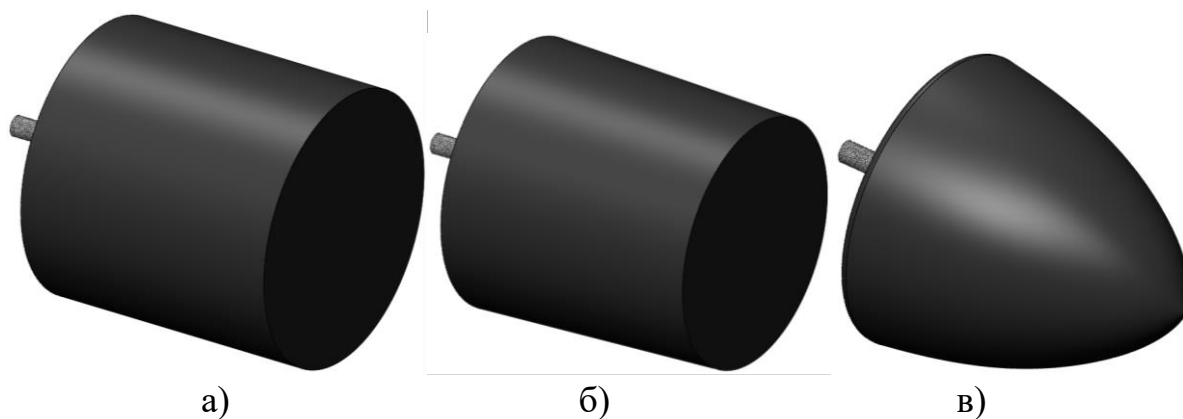


Рисунок 26 – Резиновые упоры

Несмотря на простоту конструкции эффективность виброизоляции с помощью упоров остается высокой. Упоры обладают малыми габаритными и массовыми характеристиками, а также низкой стоимостью. Основным недостатком является ограниченность в применении по массе оборудования, поэтому в промышленности такие виброизоляторы не нашли широкого применения, и их используют для виброизоляции различной оргтехники.

Другой метод виброизоляции основан на применении в качестве изоляторов стальных пружин [29]. Существует два вида исполнения такого виброизолятора. Первое исполнение представляет собой стальную пружины, помещенную между двумя стальными пластинами с отверстиями для крепления (рисунок 27а). При таком исполнении пружина совмещает в себе и упругую, и вязкую составляющие. Виброизоляция в таком случае происходит эффективно, но гашение вибраций практически не происходит, так как оно осуществляется за счет сил сопротивления воздуха. Такие виброизоляторы устанавливаются на неответственном оборудовании, например, вентиляторы. Второе исполнение помимо пружины включает в себя дополнительную вязкую

составляющую, это может быть амортизатор, мелкоячеистая стальная сетка, сложенная в цилиндр в несколько слоев, или любой другой элемент (рисунок 27б). В таком исполнении пружина осуществляет лишь опорную функцию, не давая сжаться вязкому элементу, а вязкая часть гасит вибрации.

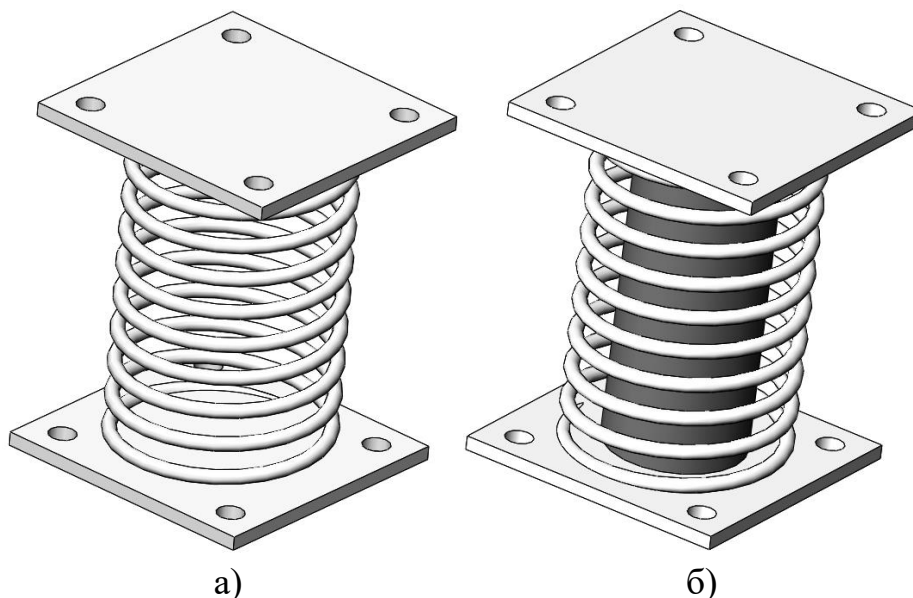


Рисунок 27 – Пружинный виброизолятор

Преимущества такого метода заключаются в низкой стоимости виброизолятора, простоте монтажа, малом весе, возможности применять при низких температурах (до -90°C). Однако основной недостаток – это низкая эффективность при вибрациях частотой более 20 Гц.

В некоторых случаях возможно применение виброизоляторов с металлической подушкой. Такие виброизоляторы представляют собой Стальной корпус, внутри которого устанавливается металлическая подушка, выполненная из плетеной стальной мелкоячеистой сетки (рисунок 28). Существует несколько возможных вариантов исполнения они могут быть одной металлической виброизолирующей подушкой (рисунок 28а), с двумя (рисунок 28б) или с большим количеством (рисунок 28в). Количество виброизолирующих подушек влияет на резонансную частоту, на которой эффективно работает виброизолятор, чем больше подушек, тем меньше значение резонансной частоты.

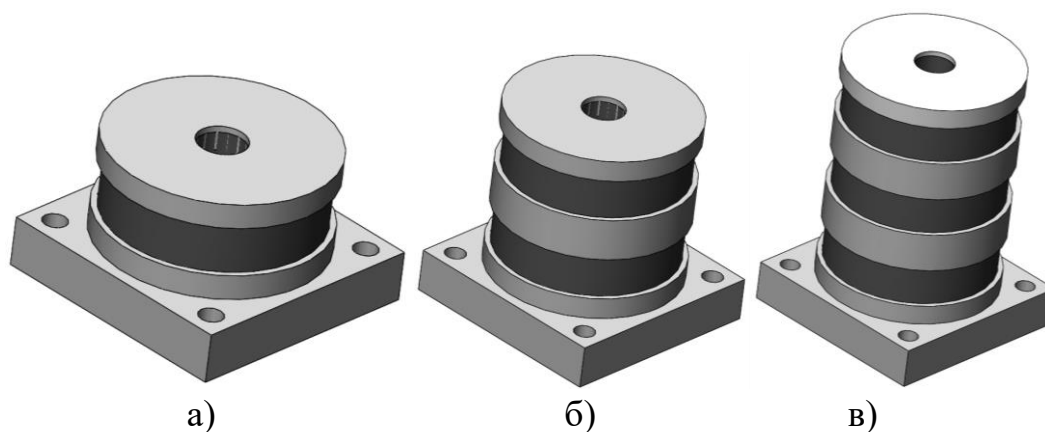


Рисунок 28 – Виброизолятор с металлической подушкой

К преимуществам таких виброизоляторов можно отнести низкую стоимость, а также более высокий порог эффективных частот (до 40 Гц) и большая выдерживаемая статическая нагрузка (до 70 кН) по сравнению с пружинными. Недостатками же являются более высокие массовые характеристики и низкая эффективность при малых частотах (от 1 до 5 Гц).

Для более эффективной виброизоляции в некоторых случаях применяют активные системы виброизоляции (рисунок 29). Такие системы помимо виброизолирующего элемента содержат цепь обратной связи, представляющей собой датчик вибраций, контроллер и привод. В качестве датчиков могут применяться пьезоэлектрические акселерометры, геофоны, интерферометры или датчики расстояния. Приводами для таких систем являются линейные двигатели, пьезоэлектрические или пневматические.

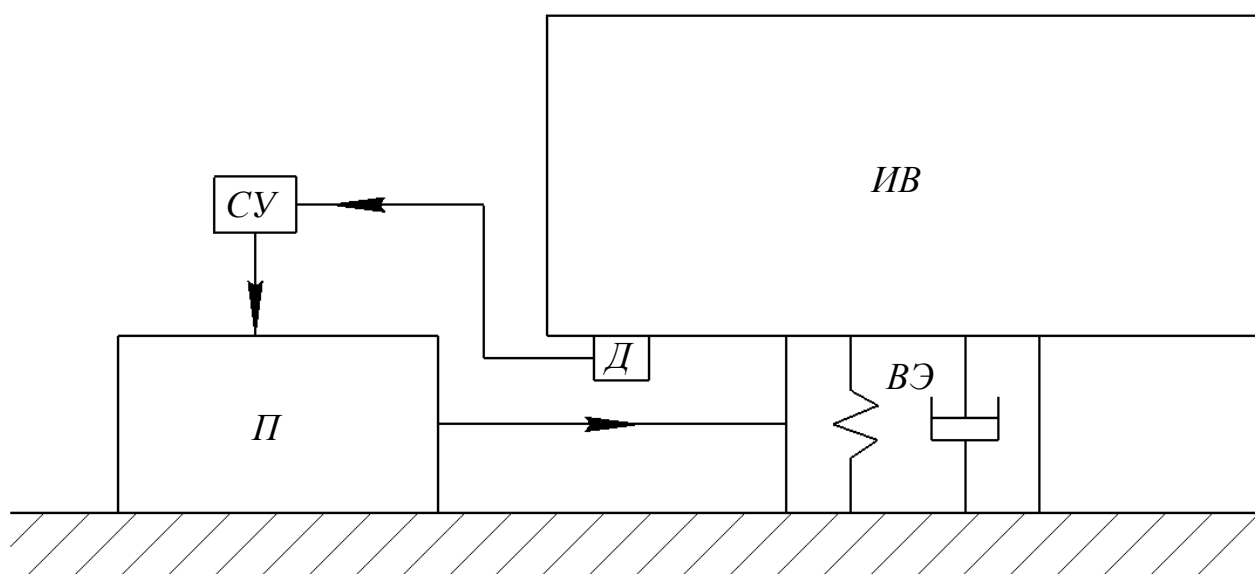


Рисунок 29 – Система активной виброизоляции

Возникающие в оборудовании (ИБ) вибрации измеряются при помощи датчика (Д). Полученные данные передаются в систему управления (СУ), которая после обработки полученного сигнала отправляет управляющий сигнал на привод (П), в котором содержится информация о величине изменения параметра жесткости виброизолирующего элемента (ВЭ). Привод изменяет жесткость виброизолирующего элемента на нужную величину, например, изменение количества витков пружины, после чего процесс начинается с начала.

Такой метод виброизоляции обладает несколькими преимуществами по сравнению с другими. Возможность изменения жесткости виброизолятора, более широкий диапазон резонансных частот. К недостаткам можно отнести сложную конструкцию, трудности монтажа, необходимость разработки программного обеспечения систем управления, высокая стоимость.

2.2. Виброгасители

Виброгасители применяют для гашения вибраций в случае, когда объект защиты и источник вибрации совпадают. Схема применения виброгасителей представлена на рисунке 30.

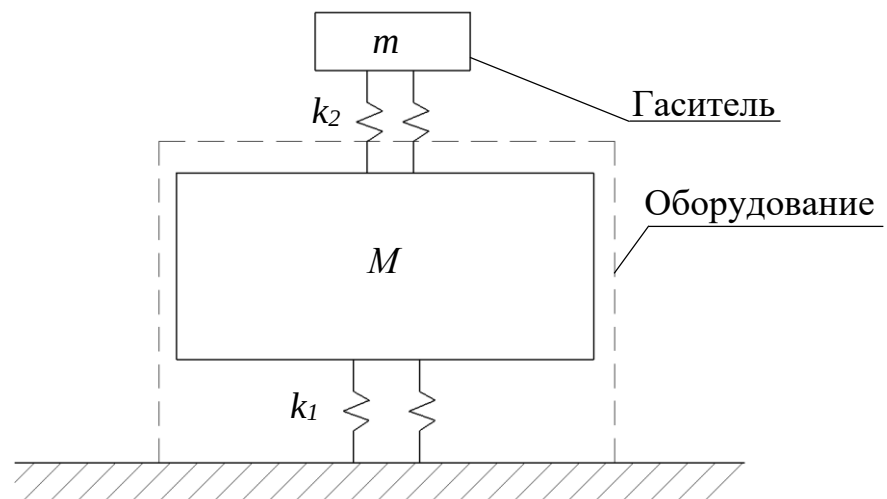


Рисунок 30 – Схема установки виброгасителей

Вибрирующее оборудование можно представить в виде колебательной системы, состоящей из массы M , расположенной на пружинах жесткостью k_1 . При отсутствии виброгасителя такая система будет испытывать вибрации,

которые в случае достижения резонанса могут привести к аварии. Для гашения вибраций на оборудовании устанавливаются виброгасители, состоящие из массы m , установленной на пружинах жесткостью k_2 . Таким образом возникающие вибрации будут устранены виброгасителем.

Одним из самых распространенных методов гашения вибраций оборудования является использование индивидуальных фундаментов для каждого оборудования. Такой способ называется пассивное виброгашение.

Пассивное виброгашение является достаточно дешевым методом, однако при этом вибрации устраняются не полностью, а лишь до допустимого уровня амплитуды колебаний (0,1-0,2 мм для обычного оборудования, 0,005 мм для особо ответственного). Также такой способ невозможно применять для некоторых видов оборудования.

Другим методом является использование виброгасителей. В качестве виброгасителей могут быть использованы пружинные одномассовые инерционные динамические гасители (рисунок 31).

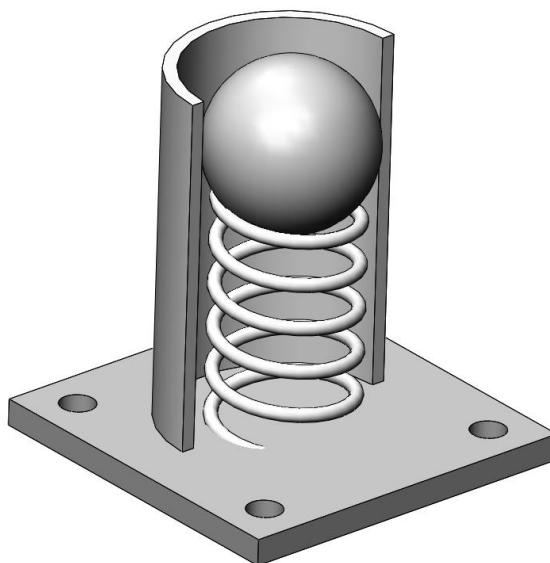


Рисунок 31 – Пружинный одномассовый инерционный гаситель

Гаситель присоединяется к оборудованию, имеющему вибрации. Вибрации заставляют массу колебаться, тем самым осуществляя их гашение. Для каждого случая необходимо подбирать гаситель с нужной дополнительной массой и жесткостью пружины. Это объясняется тем, что эффективное гашение

вибраций будет происходить только на частоте резонанса оборудования (рисунок 32).

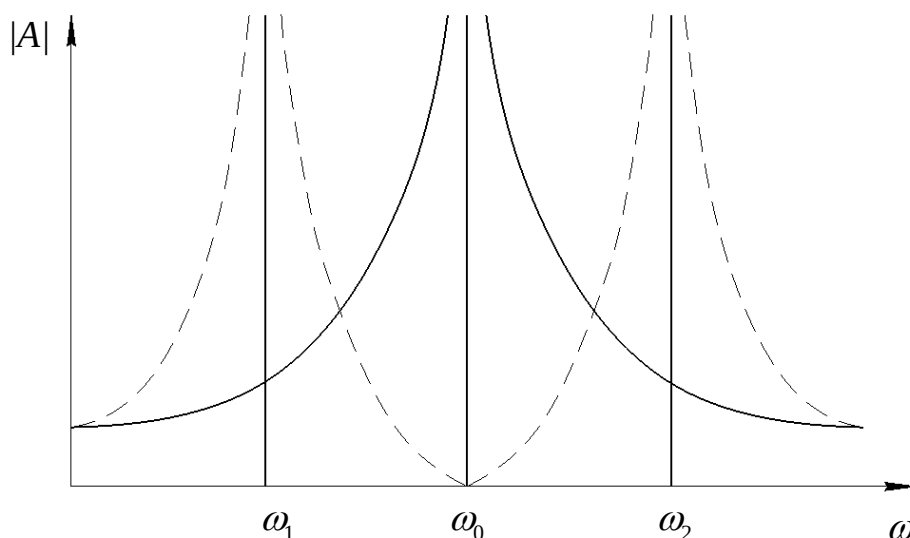


Рисунок 32 – Амплитудно-частотные характеристики

Сплошная линия на графике соответствует амплитудно-частотной характеристике оборудования без использования виброгасителя, частота ω_0 – резонансная частота оборудования. Штриховая – амплитудно-частотной характеристике оборудования с установленными виброгасителем, частоты ω_1 и ω_2 соответствуют резонансным, в окрестностях которых вибрации будут усиливаться. Как видно из графика на частоте ω_0 вибрации будут отсутствовать, однако небольшие отклонения от этой частоты резко снижают эффективность виброгасителя.

Таким образом преимущества использования пружинного одномассного виброгасителя заключаются в простой конструкции, простоте монтажа, полном гашении вибраций, низкой стоимости. Главным недостатком является эффективное гашение вибраций на резонансной частоте оборудования.

Схожий принцип работы имеет катковый одномассный динамический гаситель (рисунок 33) [30]. В качестве катков могут быть использованы цилиндры или шарики, при этом цилиндр может находиться только в цилиндрической полости (рисунок 33а), а шар в цилиндрической (рисунок 33б) или сферической (рисунок 33в).

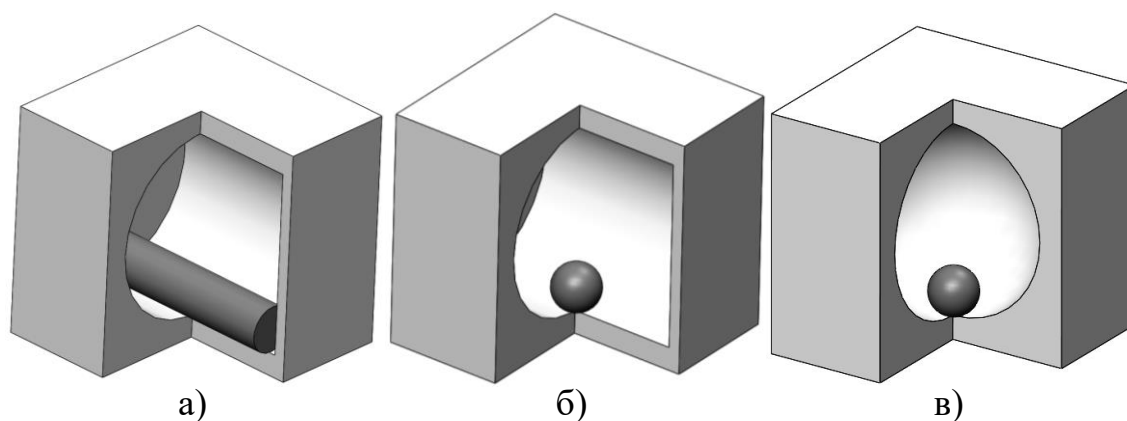


Рисунок 33 – Катковый одномассный виброгаситель

Полости для катков располагаются в корпусе оборудования. Существует требование, заключающееся в обязательной установке направляющих для движения защищаемого объекта вдоль оси (например, OX). В случае отсутствия таких направляющих центробежная сила, возникающая в виброгасителе, раскачает защищаемый объект вдоль другой оси (например, OY).

Использование подобного рода виброгасителей позволяет эффективно гасить вибрации в некотором диапазоне частот, а также крайне чувствительны к любому изменению амплитуды вибраций, что делает их более эффективными по сравнению с пружинными. Недостатками таких виброгасителей можно назвать необходимость создания дополнительных полостей в корпусе оборудования, что усложняет и делает более дорогостоящим процесс его изготовления, необходимость дополнительных действий при монтаже оборудования.

Существует разновидность катковых одномассных гасителей, в которых полость выполнена в виде цилиндра, в качестве катка используется шарик диаметром близким к диаметру цилиндра, благодаря чему его перемещение возможно только вдоль оси цилиндра. Такие гасители называют ударные инерционные гасители колебаний (рисунок 34). Подобная конструкция обеспечивает гашение вибраций на частотах, кратных частоте вибраций оборудования.

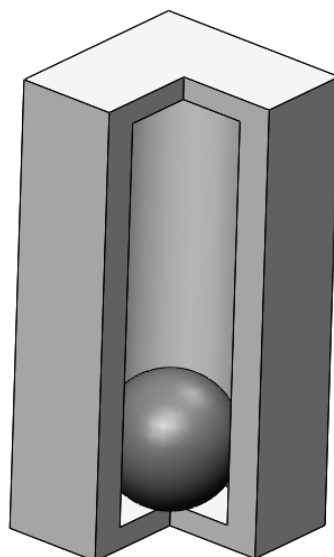


Рисунок 34 – Ударный инерционный гаситель

Из-за такой конструкции виброгаситель не способен эффективно гасить вибрации в диапазоне, что ограничивает его применимость.

2.3. Демпферы

Виброгасители устраняют колебания за счет содержащихся в них упругих элементов. Для повышения эффективности гашения вибраций в них добавляют вязкий элемент, который и гасит основную часть вибраций. Получившиеся устройства называются демпферы.

Один из самых простых видов демпферов представляет собой пружину, внутри которой помещен газовый или гидравлический амортизатор (рисунок 35).

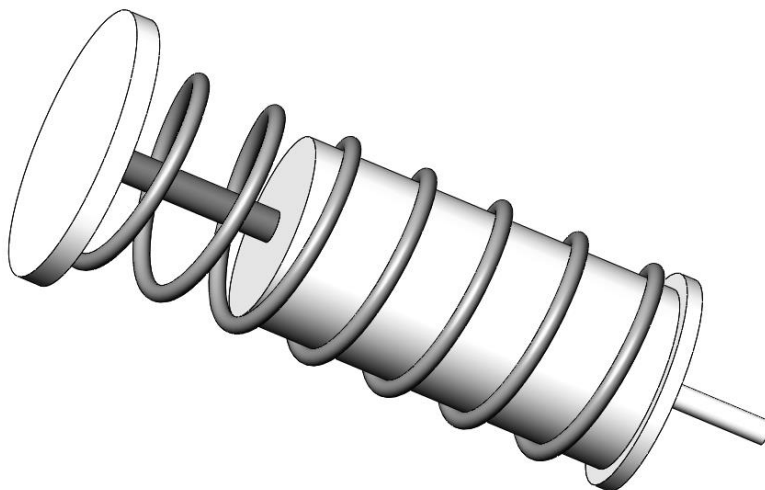


Рисунок 35 – Пружинный демпфер

Гашение вибраций осуществляется за счет сжатия и нагрева рабочего тела внутри трубы амортизатора. В качестве рабочего тела может выступать масла или газ. Существуют две основные разновидности пружинных демпферов: двухтрубные (рисунок 36а) и однострунные (рисунок 36б). Двухтрубные демпфер представляет собой две соосно расположенные трубы, при этом одна находится внутри другой. Внешняя труба (рисунок 36а, 1) является корпусом амортизатора. По внутренней трубе (рисунок 36а, 2) перемещается поршень (рисунок 36а, 3), установленный на штоке (рисунок 36а, 4). Внутренняя труба полностью заполнена жидкостью (рисунок 36а, 5), а пространство между трубками частично жидкостью, частично газом (рисунок 36а, 6). При перемещении поршня вниз происходит выдавливание жидкости в пространство между трубками через перепускной клапан (рисунок 36а, 7). Вокруг корпуса устанавливается пружина (рисунок 36а, 8).

Однострунный состоит из трубы (рисунок 36б, 1), являющейся корпусом, перемещающихся внутри нее поршня (рисунок 36б, 2) на штоке (рисунок 36б, 3) и плавающего поршня (рисунок 36б, 4). Полость над плавающим поршнем заполнена жидкостью (рисунок 36б, 5), а под ним газом (рисунок 36б, 6). Вокруг корпуса устанавливается пружина (рисунок 36б, 7)

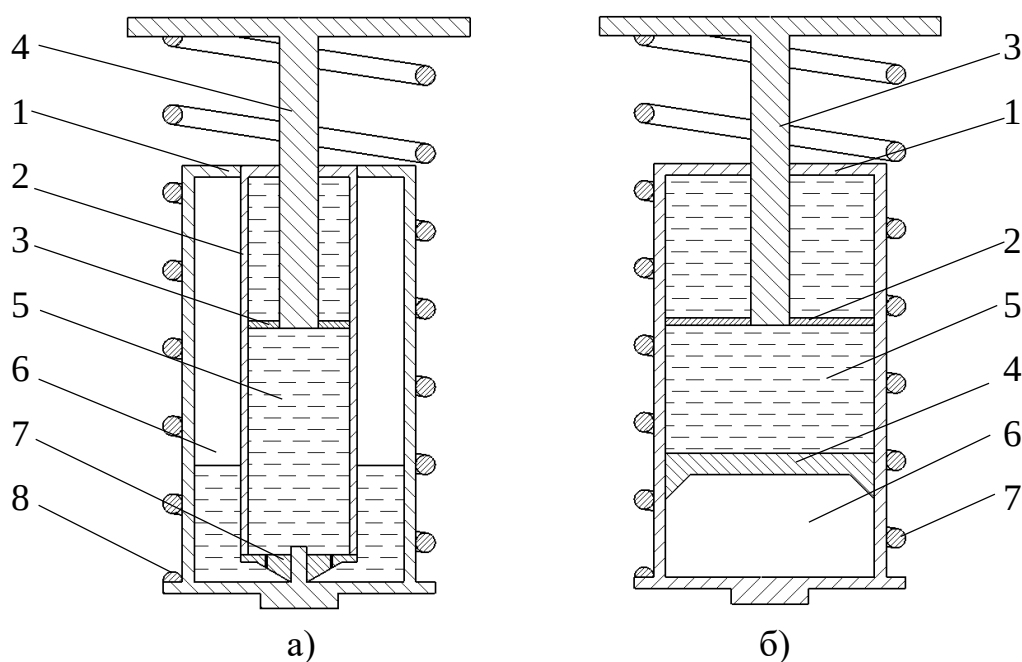


Рисунок 36 – Схема пружинных демпферов

Хотя пружинные демпферы при относительно простой конструкции обладают эффективными показателями гашения вибраций, работать они способны только при воздействии на них внешних нагрузок, ограничивая их область применения. Это является существенным недостатком.

Более универсальным является магнитный инерционный демпфер (рисунок 37), который состоит из металлической массы 1, присоединенной к оборудованию 2 при помощи пружины 3. Масса располагается между магнитами 4. При возникновении вибраций масса перемещается, частично выходя из однородного магнитного поля, вследствие чего изменяется воздействующая на него магнитная сила. В результате происходит гашение вибраций.

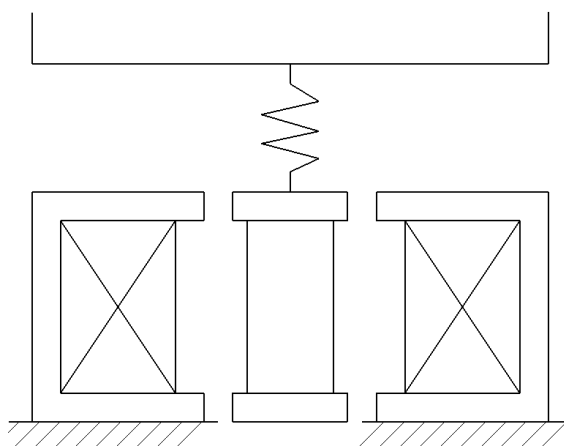


Рисунок 37 – Магнитный инерционный демпфер

Существенным достоинством такого демпфера является возможность гашения продольных вибраций, осуществляющихся по любому закону, так как жесткость демпфера меняется за счет изменения магнитной силы. Однако демпфер требует наличие дополнительных полостей, где могли бы располагаться магнит и дополнительная масса.

3. Канатный виброизолятор

Описанные выше устройства для виброизоляции обладают рядом существенных недостатков, для решения которых был изобретено более универсальное устройство виброизоляции – канатный виброизолятор [31]-[34]

(рисунок 38). Существует несколько разных по конструкции канатных виброизоляторов: спиральный канатный виброизолятор с прямоугольными пластинами (рисунок 38а), канатный виброизолятор с круглыми пластинами и дугоподобными отрезками стального каната (рисунок 38б).

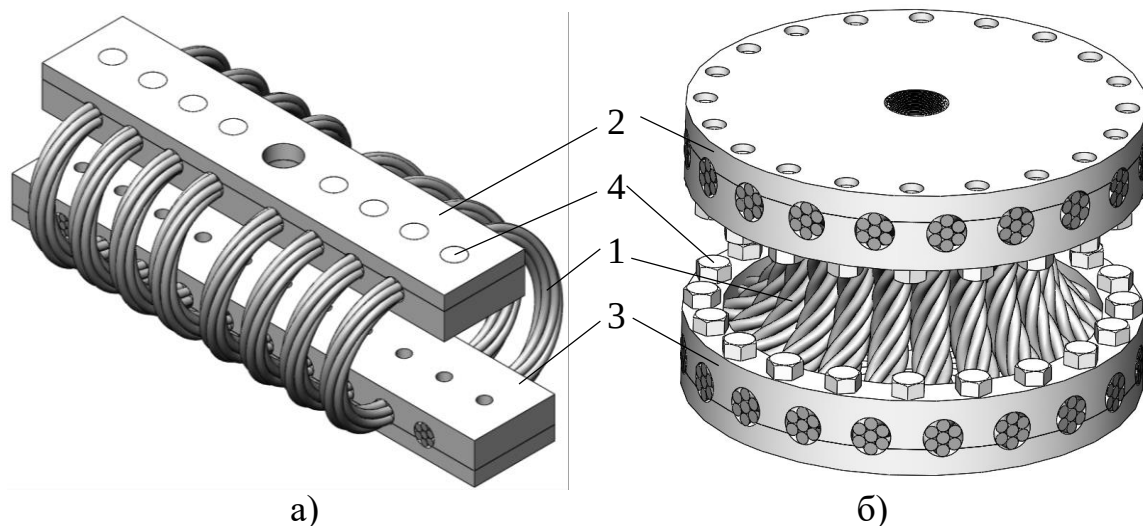


Рисунок 38 – Канатный виброизолятор

Канатные демпферы состоят из каната 1, закрепленного в верхних 2 и нижних 3 парных пластинах, пары которых скрепляются болтами 4.

В канатном виброisolаторе с прямоугольными пластинами канат состоит из двух частей, которые сложены в спираль таким образом, что первые центральные витки образуют острый угол. Такое расположение частей каната позволяет улучшить устойчивость виброизолятора к нагрузкам, действующим вдоль изолятора.

Гашение вибраций осуществляется за счет трения проволок каната между собой, то есть превращением энергии вибраций в тепловую. Изменение жесткости виброизолятора происходит при помощи возникающей силы упругости, стремящейся вытянуть канат в прямую линию.

Достоинствами канатного виброизолятора являются: возможность гашения вибраций, осуществляющихся по любому закону, в любом направлении, долговечность, эффективное гашение ударных нагрузок, простота монтажа, малые габариты, низкая стоимость. К недостаткам можно отнести высокие массовые характеристики и возможное искрообразование, которое

ограничивает применение канатных виброизоляторов на некоторых производствах.

4. Блочная насосная станция

В современной нефтедобывающей отрасли для транспортировки нефти от места добычи или переработки нефти используются нефтеперекачивающие станции (НПС). Существует два вида НПС: головные, предназначенные для приема и учета нефтепродуктов, а также закачки их в магистральный нефтепровод; и промежуточные, которые стоят по ходу нефтепровода и служат для повышения напора перекачиваемой жидкости.

Для НПС по ходу нефтепровода строятся здания, в которых размещаются насосные агрегаты, контрольно-измерительные приборы и автоматика (КИПиА), запорно-регулирующая арматура на входе трубопровода в НПС и на выходе из НПС, фильтры на приемных линиях, дренажная система с арматурой, освещение, вентиляция и отопление. Однако из-за того, что строительство зданий, монтаж в него оборудования и приборов занимают много времени и требуют больших затрат, были созданы НПС, выполненные целым блоком удобным для транспортировки (БНПН).

Поступающая на БНПН нефть проходит через узлы запорно-регулирующей арматуры и предохранительных устройств, который защищает оборудование станции от повышенного давления и отрезает БНПН от части трубопровода, расположенной перед станцией, затем через фильтрационный узел, в котором из нефти удаляются твердые частицы, возникающие за счет коррозии внутренних стенок трубопровода. Далее нефть попадает на вход насосов, после которых проходит через узел учета, где отслеживается расход нефти, а потом через узел регулирования давления, в котором происходит снижение давления потока до необходимого за счет дросселирования. После узла регулирования давления потока нефть проходит второй ряд запорно-регулирующей арматуры, который отрезает в случае необходимости пространство трубопровода за БНПН.

В случае, когда диаметр трубопроводов превышает 720 мм, перед БНПН устанавливается система сглаживания ударной волны, представляющая собой безынерционные клапаны, через которые проходит часть нефти в безнапорную емкость, если давление потока начнет резко нарастать. Такая система необходима, для того чтобы защитить оборудование станции от гидроудара.

Другим важным элементом, расположенным в БНПН или в ее окрестностях, является камера пуска скребка, через которую в магистральный нефтепровод производят периодический запуск очистных устройств, очищающих внутреннюю поверхность трубопровода от отложившихся парафина, соли и грязи.

Главным элементом БНПН являются насосы. Для перекачки нефтепродуктов применяют центробежные насосы, которые могут быть одноступенчатыми (рисунок 39а) или многоступенчатыми (рисунок 39б).

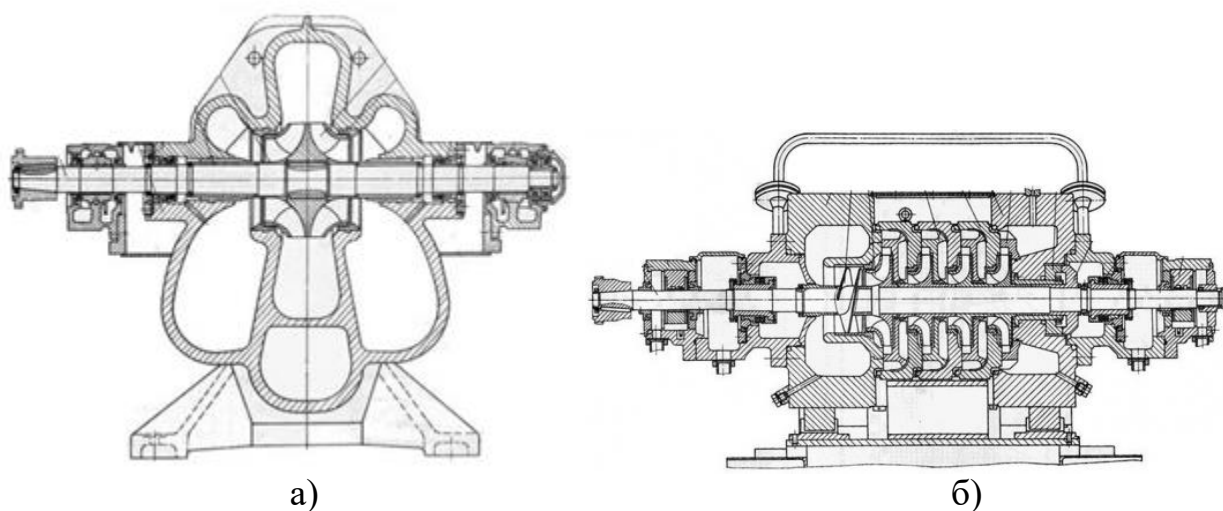


Рисунок 39 – Центробежный насос

При использовании одноступенчатых насосов их устанавливают несколько штук последовательно, для того чтобы создать необходимый напор жидкости.

Для работы насосов на раму насосного агрегата устанавливают электродвигатели, которые присоединяются к насосам при помощи муфт. В качестве муфт могут быть использованы типы: фланцевые, кулачковые, зубчатые, фрикционные и пальцевые. Выбор типа муфты зависит от характеристик насоса и устанавливаемого с ним привода, также важным

является наличие или отсутствие вибраций, необходимость быстро убрать сцепление между полумуфтами или отрегулировать жесткость сцепления.

Определить характеристики насоса возможно двумя путями. Первый путь предполагает использование основных уравнения насоса с внесенными в них поправками. Данный метод является крайне неточным, так как работа насоса определяется множеством факторов, учесть которые в уравнениях невозможно. Из-за этого методом основных уравнений насоса практически никогда не пользуются.

Второй путь предполагает получение характеристик, приближенным к реальным, при помощи проведения эксперимента. В этом случае насос устанавливается на стенд. Далее подключаются датчики измерения давления, расхода и потребляемой мощности. Затем насос пускают в работу, при этом регулируя его подачу с помощью задвижки. При определенных значениях подачи (Q) замеряют соответствующие значения напора (H), необходимой мощности (N_e) и рассчитанные значения КПД (η) после чего точки наносятся на график и соединяются линиями (рисунок 40).

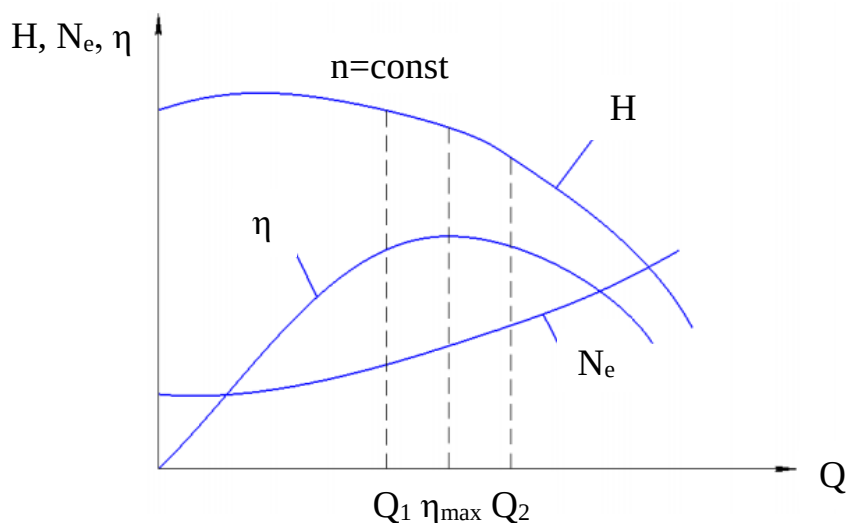


Рисунок 40 – График характеристик центробежного насоса

4.1. Виброизоляция блочной насосной станции

Так как полностью избавиться от вибраций, вызываемых насосными агрегатами, невозможно, а из-за них происходит ускоренный износ узлов и деталей насосного агрегата и постепенная просадка грунта. Последнее приводит к возникновению деформаций, из-за которых нарушается соосность валов, что приводит к возрастанию частоты отказов оборудования и даже авариям.

Для снижения негативных последствий вибраций на оборудование и обслуживающий персонал, производят расчет параметров, типоразмеров виброизоляторов, представляющих собой систему виброизоляции, а также разрабатывают схему их размещения [35].

В качестве исходных данных для расчета системы виброизоляции служат сборочные чертежи насосного агрегата, насоса и электродвигателя, на которых указываются габаритные и присоединительные размеры и центры масс насоса, двигателя, рамы и насосного агрегата, сборочный чертеж ротора с указанным значением допустимого дисбаланса, технические условия и прочая техническая документация на входящие в насосный агрегат элементы.

На первом этапе расчета определяют амплитуда динамических сил, возникающих вследствие вращения несбалансированных масс, принимая ось X, проходящей через соосно установленные валы электродвигателя и насоса:

$$P_{zi} = P_{yi} = m_i \cdot e_i \cdot \omega_0^2, \quad (4.1)$$

где

$$\omega_0 = \frac{\pi \cdot n}{30} = 2\pi f_0, \quad (4.2)$$

m_i – масса несбалансированного i -го ротора;

e_i – эксцентриситет i -го ротора;

ω_0 – угловая скорость ротора;

n – число оборотов ротора;

f_0 – частота вращения ротора.

Затем определяется суммарная амплитуда динамических сил, возникающих во всем агрегате:

$$P_z = P_y = \sum P_{zi} = \sum P_{yi}. \quad (4.3)$$

Далее определяют минимальное количество виброизоляторов

$$k = \frac{M}{P_{ном}}, \quad (4.4)$$

где M – масса насосного агрегата;

$P_{ном}$ – номинальная статическая нагрузка, выдерживаемая виброизолятором вдоль оси Z . Данное значение является стандартной характеристикой виброизолятора.

Полученное значение округляют до четного числа в большую сторону.

Для проверки правильности расчета количества виброизоляторов находят общую жесткость системы виброизоляторов

$$K_z = \sum_{i=1}^k K_{zi}, \quad (4.5)$$

где K_{zi} – жесткость i -го виброизолятора в направлении оси Z .

Затем вычисляют собственную частоту колебаний агрегата

$$f_z = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_z}{M}}. \quad (4.6)$$

Далее определяют амплитуду передающейся на основание динамической силы

$$P_{kz} = \left| \frac{P_z f_z^2}{f_0^2 - f_z^2} \right|. \quad (4.7)$$

Потом находят коэффициент эффективности вибрационной защиты

$$\mu = 20 \cdot \lg \frac{P_z}{P_{kz}}. \quad (4.8)$$

Полученное значение сравнивают с требуемым в техническом задании. В случае несоответствия расчет начинается с формулы (4.4).

В качестве виброизоляторов применяют резинометаллические амортизаторы (рисунок 41).

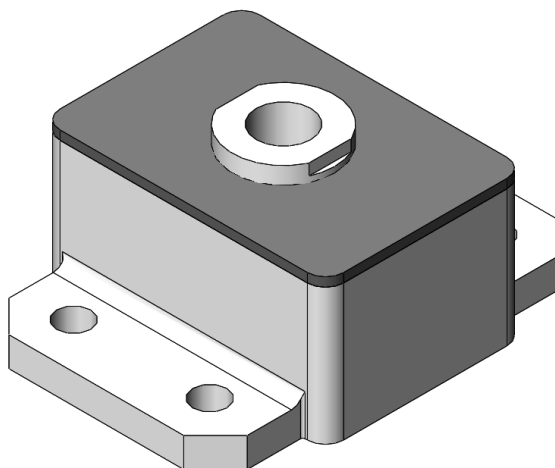


Рисунок 41 – Резинометаллический виброизолятор

Использование виброизоляции в БНПН является важным аспектом, так как это улучшает условия работы для оборудования и обслуживающего персонала, а также уменьшает вероятность возникновения аварий.

5. Расчетная часть

5.1. Определение напряженно-деформированного состояния канатного виброизолятора от действия статических нагрузок

В настоящее время в качестве виброизоляторов для насосных агрегатов блочной насосной станции применяются виброизоляторы АКСС.

Для определения геометрических характеристик и необходимого числа виброизоляторов АКСС используют методику расчета виброизоляции блочный насосных станций. Исходные данные для расчета представлены в таблице 1.

Таблица 1 – Исходные данные для расчета виброизоляции

Тип насосного агрегата	НМ 1250/0,7-260-2.1
Масса насосного агрегата (M), т	6,73
Масса насоса, т	3
Масса ротора насоса (m_1), кг	180
Эксцентриситет ротора насоса (e_1), мм	0,02
Масса двигателя, т	2,9
Масса ротора двигателя (m_2), кг	675
Эксцентриситет ротора двигателя (e_2), мм	0,045
Масса рамы насосного агрегата, т	0,79
Частота вращения ротора (n_0), об/мин	3000
Требуемый коэффициент эффективности вибрационной защиты ($[\mu]$)	≥ 15

Находим частоту вращения и угловую скорость роторов необходимые для дальнейших расчетов:

$$\omega_0 = \frac{\pi n_0}{30} = \frac{3,14 \cdot 3000}{30} \approx 314,159 \text{ рад/с},$$

$$f_0 = \frac{n_0}{60} = 50 \text{ Гц}.$$

На первом этапе определяются возникающие из-за неуравновешенных роторов динамические силы и их сумма

динамическая сила из-за неуравновешенности ротора насоса

$$P_{z1} = P_{y1} = m_1 \cdot e_1 \cdot \omega_0^2 = 180 \cdot 0,00002 \cdot 314,159^2 \approx 355,3 \text{ Н},$$

динамическая сила из-за неуравновешенности ротора двигателя

$$P_{z2} = P_{y2} = m_2 \cdot e_2 \cdot \omega_0^2 = 675 \cdot 0,000045 \cdot 314,159^2 \approx 2997,89 \text{ Н},$$

сумма динамических сил

$$P_z = P_y = P_{z1} + P_{z2} = 355,3 + 2997,89 = 3353,19 \text{ Н}.$$

Предполагаем, что будет использоваться виброопора типа АКСС-300И, тогда необходимое количество виброопор будет

$$k = \frac{M}{P_{ном}} = \frac{6730}{300} \approx 22,43.$$

Так как число не целое, округляем его в большую сторону до четного значения, таким образом понадобится 24 виброопоры. Для проверки правильности подбора виброопоры, вычислим общую жесткость виброизолирующей системы:

$$K_z = K_{zi} \cdot k = 3870 \cdot 24 = 92880 \text{ кН/м}.$$

Затем находим собственную частоту колебаний агрегата

$$f_z = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_z}{M}} = \frac{1}{2 \cdot 3,14} \sqrt{\frac{92880000}{6730}} \approx 18,697 \text{ Гц}.$$

Определяем амплитуду передающейся на основание динамической силы

$$P_{kz} = \left| \frac{P_z f_z^2}{f_0^2 - f_z^2} \right| = \left| \frac{3353,19 \cdot 18,697^2}{50^2 - 18,697^2} \right| \approx 545,04 \text{ Н}.$$

Тогда коэффициент эффективности вибрационной защиты будет

$$\mu = 20 \cdot \lg \frac{P_z}{P_{kz}} = 20 \lg \frac{3353,19}{545,04} \approx 15,78 \geq [\mu].$$

Так как условие выполняется, тип виброопоры и необходимое количество подобраны верно.

Для сравнения применяемых виброизолирующих резинометаллических опор АКСС-300И с предлагаемой заменой в виде канатных виброизоляторов

V3CA8100-6 были созданы геометрические 3D-модели в программном комплексе SolidWorks (рисунок 42).

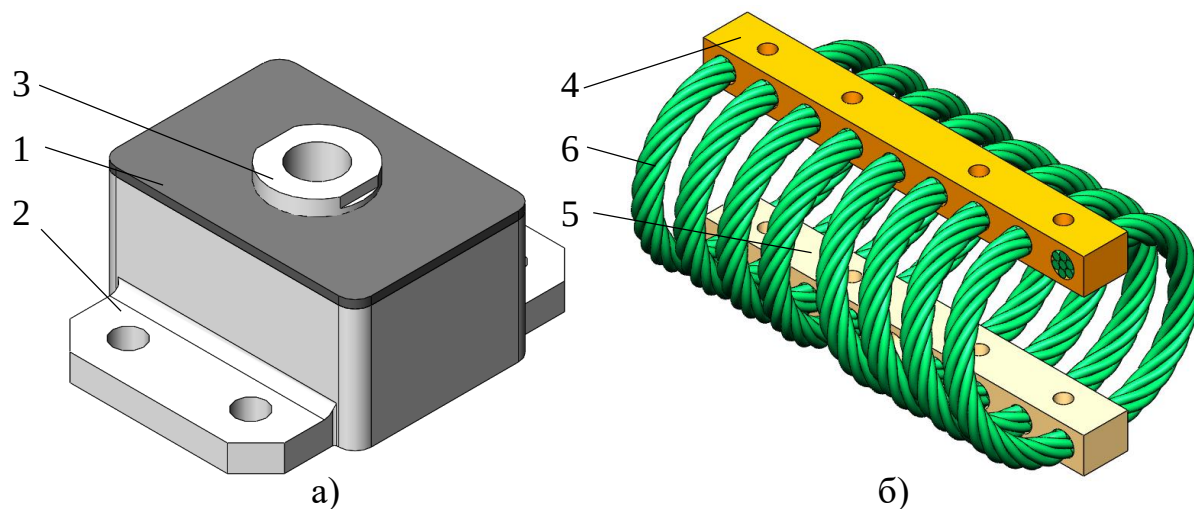


Рисунок 42 – а) Виброизолирующая опора АКСС-300И; б) Канатный виброизолятор V3CA8100-6

Резинометаллическая опора состоит из: резинового вкладыша 1, вставленного в корпус 2, в резину запрессована втулка с внутренней резьбой 3, с помощью которой крепится оборудование. Канатный виброизолятор состоит из: верхней 4 и нижней 5 пластин, между которыми навит канат 6.

Для расчета вычислялись действующие на один виброизолятор нагрузки от действия веса агрегата и динамических нагрузок, принимая необходимое количество канатных виброизоляторов равным шести:

для резинометаллической опоры

$$P_{\text{ст}} = \frac{Mg}{kS_1} = \frac{6730 \cdot 9,81}{24 \cdot 1088,126 \cdot 10^{-6}} \approx 2,52 \text{ МПа},$$

$$P_{\text{дин}} = \frac{P_z}{kS_1} = \frac{3353,19}{24 \cdot 1088,126 \cdot 10^{-6}} \approx 128 \text{ кПа},$$

где $P_{\text{ст}}$ – статическое давление от веса агрегата, действующее на резинометаллическую опору;

g – ускорение свободного падения;

$S_1 = 1088,126 \text{ мм}^2$ – площадь резинометаллической опоры, контактирующая с рамой агрегата;

$P_{\text{дин}}$ – максимальное давление от действия динамических сил на резинометаллическую опору;

для канатного виброизолятора

$$\tilde{P}_{\text{ст}} = \frac{Mg}{\tilde{k}S_2} = \frac{6730 \cdot 9,81}{6 \cdot 5173,02 \cdot 10^{-6}} \approx 2,127 \text{ МПа},$$

$$\tilde{P}_{\text{дин}} = \frac{P_z}{\tilde{k}S_2} = \frac{3353,19}{6 \cdot 5173,02 \cdot 10^{-6}} \approx 108 \text{ кПа},$$

где $\tilde{P}_{\text{ст}}$ – статическое давление от веса агрегата, действующее на один канатный виброизолятор;

$\tilde{k} = 6$ – количество устанавливаемых канатных виброизоляторов;

$S_2 = 5173,02 \text{ мм}^2$ – площадь канатного виброизолятора, контактирующая с рамой агрегата;

$\tilde{P}_{\text{дин}}$ – максимальное давление от действия динамических сил на один канатный виброизолятор.

Далее разрабатывались схемы нагружения изоляторов (рисунок 43). На поверхности виброизоляторов А, контактирующие с рамой насосного агрегата, действует статическая давление от веса агрегата $P_{\text{ст}}$. На поверхность А также воздействует динамическое давление $P_{\text{дин}}$, вектор которого имеет разное направление в зависимости от рассматриваемого момента времени, так как вызван дисбалансом роторов агрегата. К поверхности Б применено условие жесткой заделки, так как данной поверхностью виброизоляторы фиксируются на фундаменте.

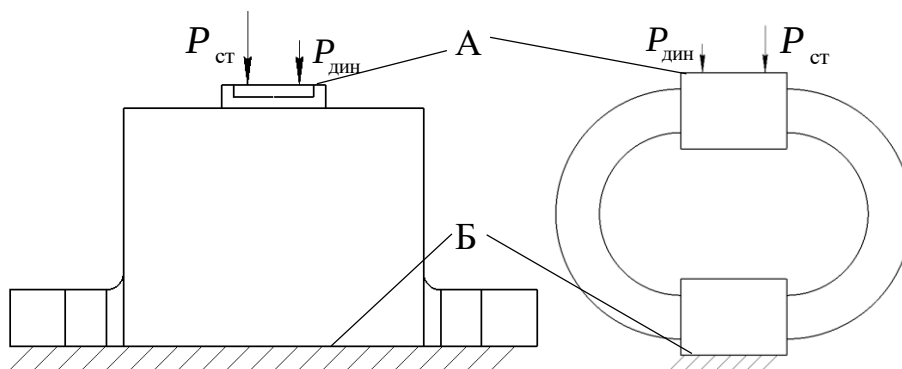


Рисунок 43 – Схемы нагружения виброизоляторов

Для численного моделирования обозначались граничные контуры и задавались граничные условия на них.

На рисунке 44 представлены граничные контуры модели резинометаллической опоры.

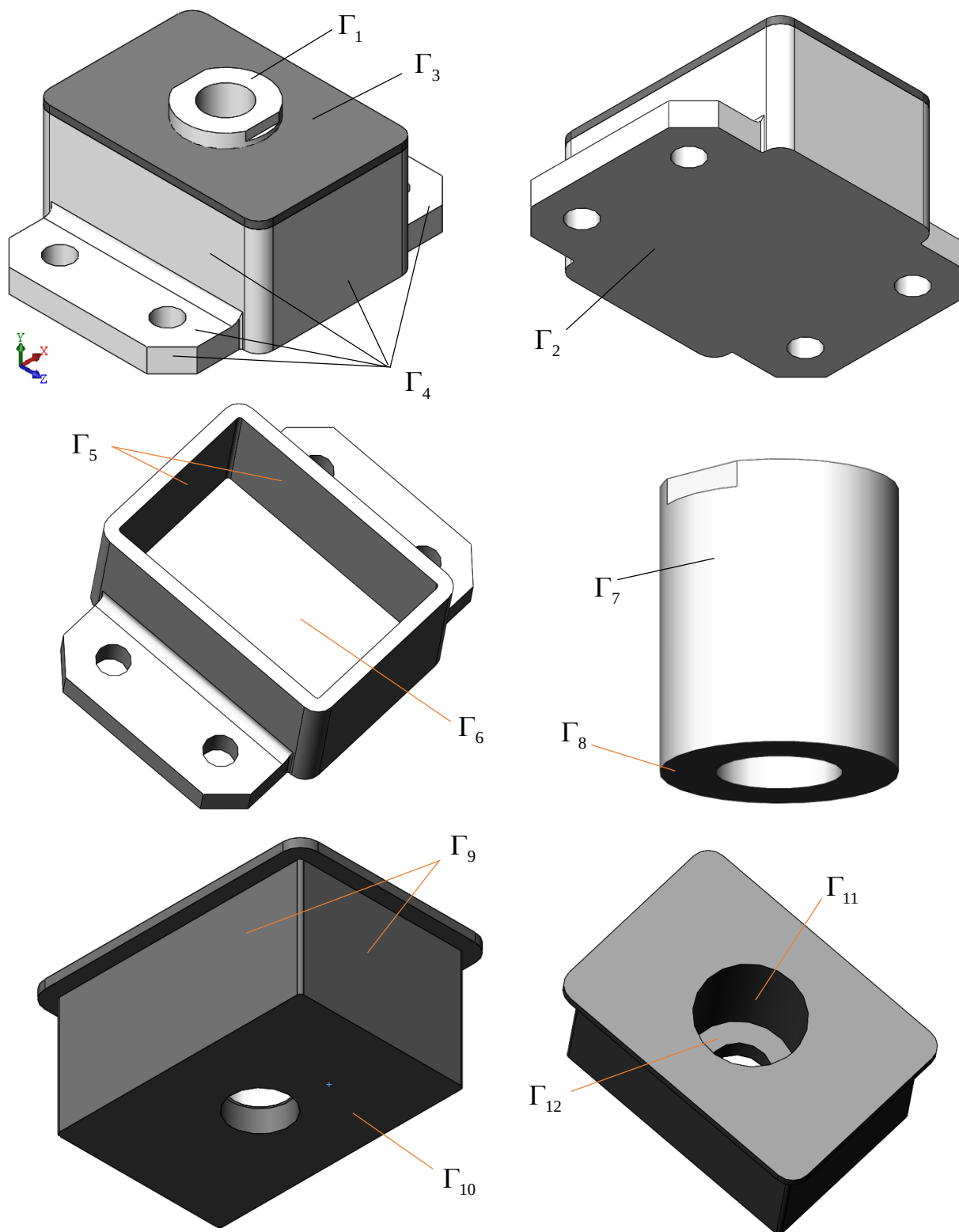


Рисунок 44 – Граничные контуры модели резинометаллической опоры

На рисунке 45 показаны граничные контуры модели канатного виброизолятора.

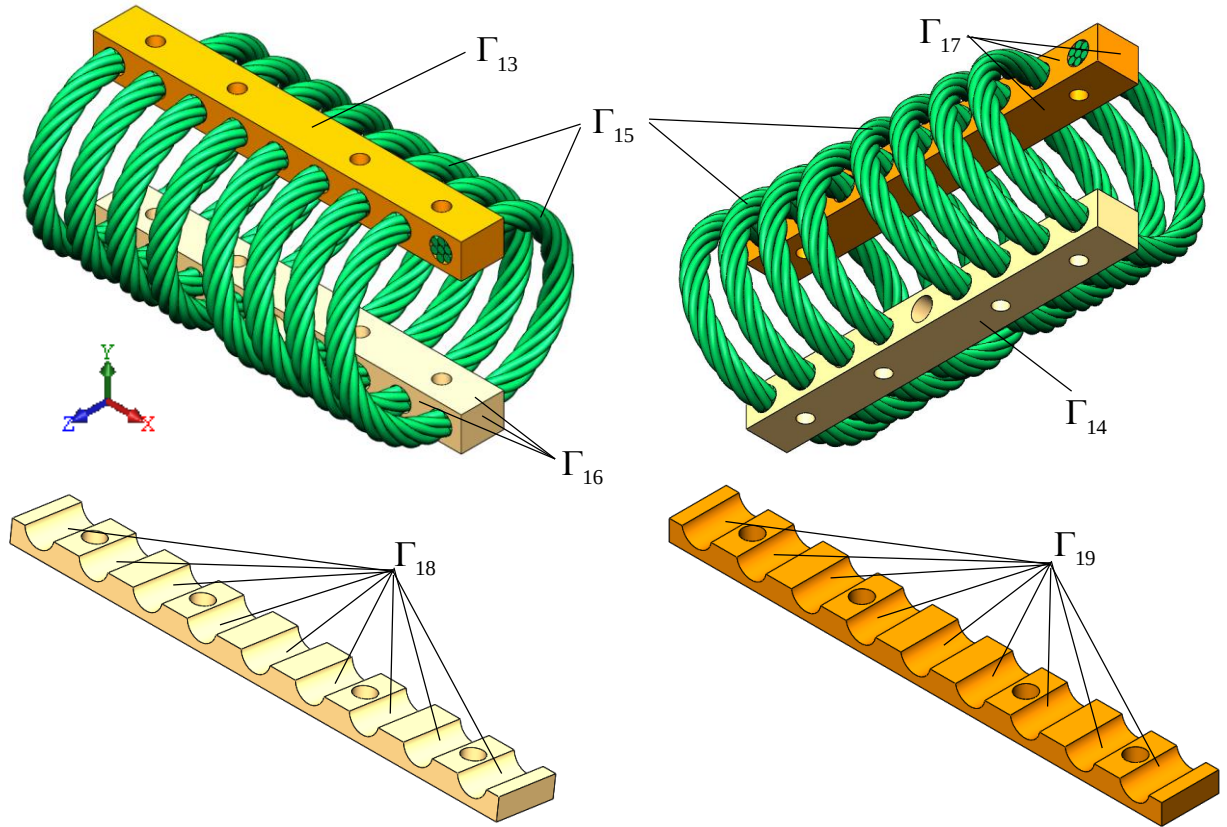


Рисунок 45 – Граничные контуры модели канатного виброизолятора

Для резинометаллической опоры граничные условия будут выглядеть следующим образом:

на граничных контурах $\Gamma_3 - \Gamma_{12}$:

$$\sigma_{ij}(x, t) = 0, x \in \Gamma_3 - \Gamma_{12}, (i, j = 1, 2, 3),$$

где $x = (x, y, z)$ – координаты точки поверхности или ее некоторой части;

на контуре Γ_1 :

$$\begin{cases} \sigma_{22}(x, t) = -P_{ст} + P_{дин} \sin(\omega_0 t), \\ \sigma_{11}(x, t) = 0, \\ \sigma_{33}(x, t) = P_{дин} \cos(\omega_0 t), \\ \sigma_{12}(x, t) = \sigma_{21}(x, t) = 0, \\ \sigma_{13}(x, t) = \sigma_{31}(x, t) = 0, \\ \sigma_{23}(x, t) = \sigma_{32}(x, t) = 0, \end{cases} \quad x \in \Gamma_1,$$

на контуре Γ_2 :

$$\begin{cases} \sigma_{ij}(x,t) = 0, \\ u_i(x,t) = 0, \end{cases} \quad x \in \Gamma_2.$$

Для канатного виброизолятора:

на контурах $\Gamma_{15} - \Gamma_{19}$:

$$\sigma_{ij}(x,t) = 0, \quad x \in \Gamma_{15} - \Gamma_{19}, \quad (i, j = 1, 2, 3),$$

на контуре Γ_{13} :

$$\begin{cases} \sigma_{22}(x,t) = -\tilde{P}_{\text{ст}} + \tilde{P}_{\text{дин}} \sin(\omega_0 t), \\ \sigma_{11}(x,t) = 0, \\ \sigma_{33}(x,t) = \tilde{P}_{\text{дин}} \cos(\omega_0 t), \\ \sigma_{12}(x,t) = \sigma_{21}(x,t) = 0, \\ \sigma_{13}(x,t) = \sigma_{31}(x,t) = 0, \\ \sigma_{23}(x,t) = \sigma_{32}(x,t) = 0, \end{cases} \quad x \in \Gamma_{13},$$

на контуре Γ_{14} :

$$\begin{cases} \sigma_{ij}(x,t) = 0, \\ u_i(x,t) = 0, \end{cases} \quad x \in \Gamma_{14}.$$

На следующем этапе задавались материалы, из которых сделаны виброизоляторы. Свойства для материалов корпуса, резинового вкладыша и втулки резинометаллической опоры представлены в таблице 2.

Таблица 2 – Свойства материалов резинометаллической опоры.

Материал	Плотность, кг/м ³	Модуль упругости, МПа	Модуль сдвига, ГПа	Коэффициент Пуассона	Предел текучести, МПа	Предел прочности, МПа
Резина 2566	1500	17	-	0,48	-	25
Сталь 40Х	7850	$2,14 \cdot 10^5$	77	0,29	780	980

В таблице 3 показаны свойства материалов стальных пластин и каната канатного виброизолятора.

Таблица 3 – Свойства материалов канатного виброизолятора.

Материал	Плотность, кг/м ³	Модуль упругости, МПа	Модуль сдвига, ГПа	Коэффициент Пуассона	Предел текучести, МПа	Предел прочности, МПа
Сталь 09Г2С	7850	$2 \cdot 10^5$	77	0,299	365	490
Сталь Ст.20	7859	$2,12 \cdot 10^5$	78	0,359	290	430

Созданные модели загружались в программный комплекс метода конечных элементов ANSYS (ПК МКЭ ANSYS), где задавались свойства материалов, описанные выше, и типы контактов. На рисунке 46 показан примеры контактов «резиновый вкладыш – корпус» и «виток каната – пластина».

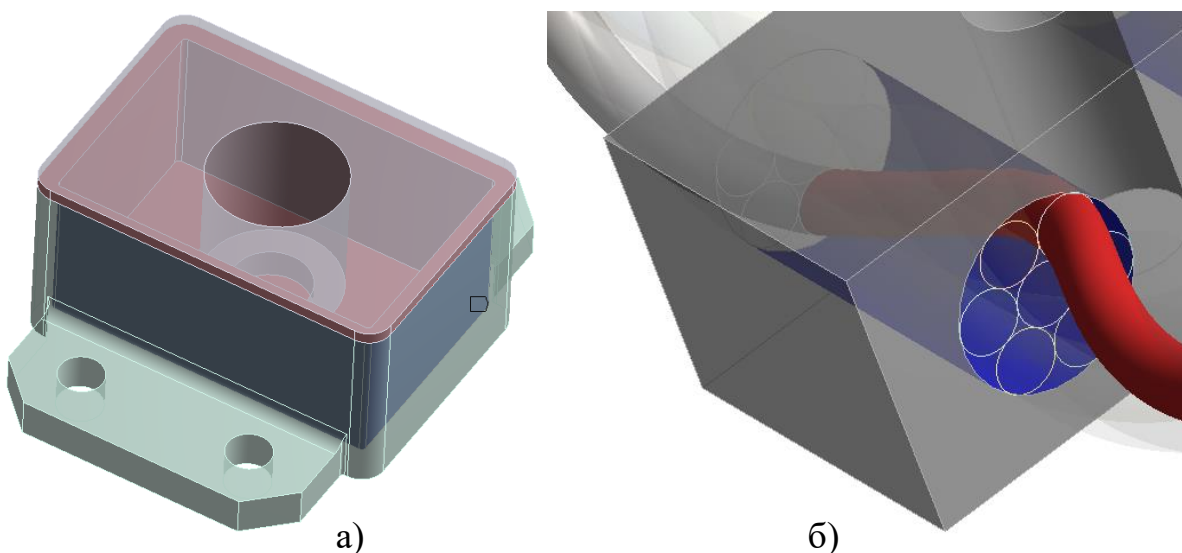


Рисунок 46 – Примеры контактных пар: а) «резиновый вкладыш – корпус»; б) «виток каната – пластина»

Модели дискретизировались на конечные элементы (рисунок 47). Так как в модели резинометаллической опоры нет элемента, требующего более

точного расчета, то размер грани элемента задавался равным 5 мм. Также задавалась настройка предпочтительного разбиения на гексаэдры. Для канатного виброизолятора размер грани элемента пластины задавался равным 5 мм, а каната – 2 мм, так как точность расчета каната наиболее важна. Для пластин задавалась настройка предпочтения разбиения на гексаэдры.

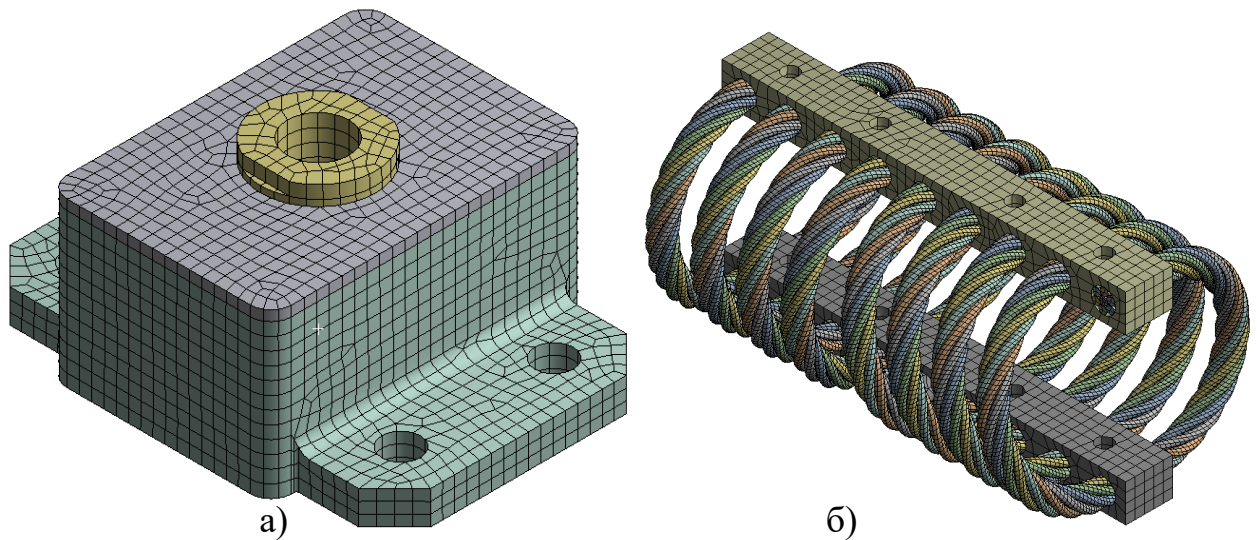


Рисунок 47 – Конечно-элементные модели: а) резинометаллической опоры; б) канатного виброизолятора

На последнем этапе на поверхностях моделей задавались нагрузки согласно схемам нагружения (рисунок 43) и граничным условиям, описанным выше. Цикл динамических нагрузок представлен на рисунке 48.

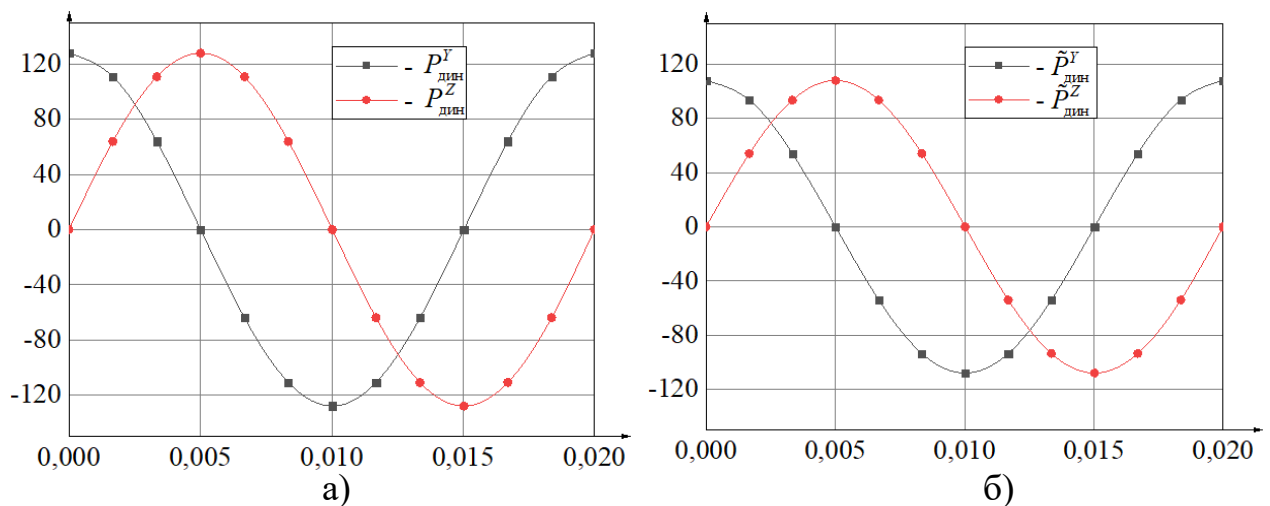


Рисунок 48 – Динамические законы нагружения для: а) резинометаллической опоры; б) канатного виброизолятора

Для проведения расчета задание динамических нагрузок в ANSYS осуществлялось при помощи таблиц 4 и 5.

Таблица 4. Динамические нагрузки, действующие на резинометаллическую опору в течение одного цикла

Время, с	Величина динамической нагрузки по оси Y, кПа	Величина динамической нагрузки по оси Z, кПа
0	128	0
0,00167	110,8513	64
0,00334	64	110,8512517
0,00501	0	128
0,00668	-64	110,8512517
0,00835	-110,851	64
0,01002	-128	0
0,01169	-110,851	-64
0,01336	-64	-110,8512517
0,01503	0	-128
0,0167	64	-110,8512517
0,01837	110,8513	-64
0,02	128	0

Таблица 5. Динамические нагрузки, действующие на канатный виброизолятор в течение одного цикла

Время, с	Величина динамической нагрузки по оси Y, кПа	Величина динамической нагрузки по оси Z, кПа
0	108	0
0,00167	93,53074	54
0,00334	54	93,53074
0,00501	0	108
0,00668	-54	93,53074
0,00835	-93,5307	54
0,01002	-108	0
0,01169	-93,5307	-54
0,01336	-54	-93,5307
0,01503	0	-108
0,0167	54	-93,5307
0,01837	93,53074	-54
0,02	108	0

На рисунке 49 показаны нагрузки, приложенные к модели резинометаллической опоры.

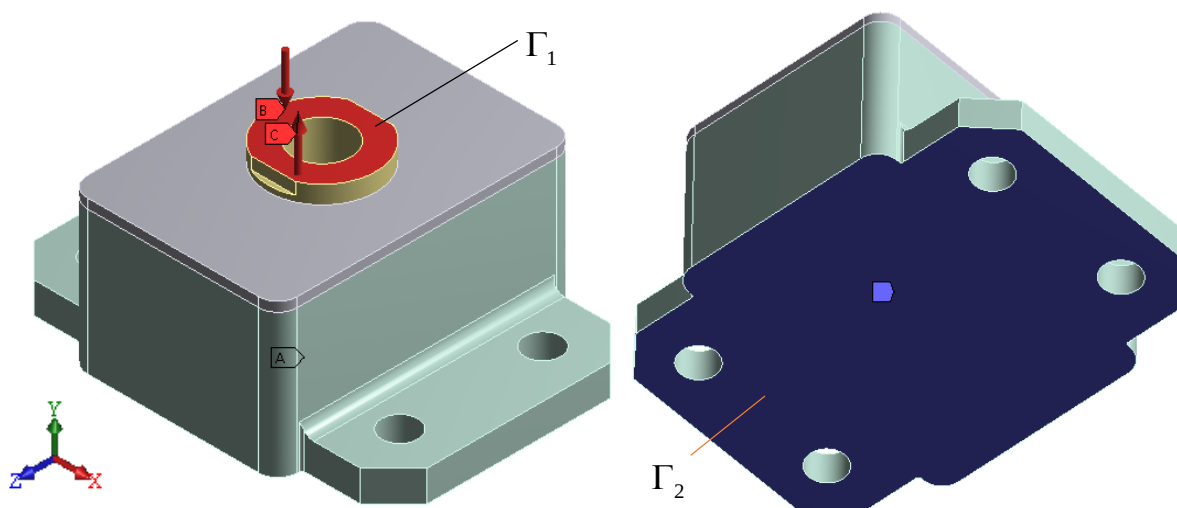


Рисунок 49 – Нагрузки, прикладываемые к модели резинометаллической опоры

На рисунке 50 показаны нагрузки, приложенные к модели канатного виброизолятора.

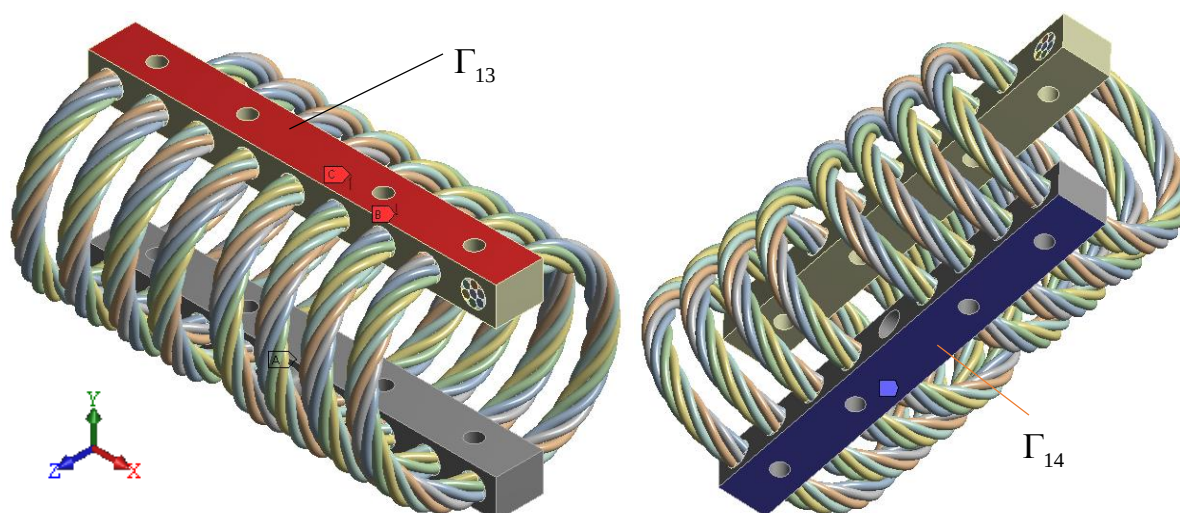


Рисунок 50 – Нагрузки, прикладываемые к модели канатного виброизолятора

Расчет производился в модуле ANSYS Mechanical со следующими установленными параметрами:

- 1) Расчет при температуре 22°С, изменение температуры не задавалось.
- 2) Не учитывалась физическая нелинейность материалов.
- 3) Не учитывалась линейная вязкоупругость материалов.

Для удобства будем считать, что возникающие в процессе работы насосного агрегата вибрации происходят по симметричному закону нагружения, тогда согласно характеристикам стали Ст. 20 предел выносливости при многоцикловом нагружении будет $\sigma_{-1} = 225$ МПа.

На рисунке 51 представлена картина распределения полей эквивалентных напряжений в момент времени, соответствующий максимальной возникающей в виброизоляторе сжимающей нагрузке вдоль оси Y, рассчитанных с помощью критерия Мизеса:

$$\sigma_y = \sqrt{\frac{1}{2} \left[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 \right]}.$$

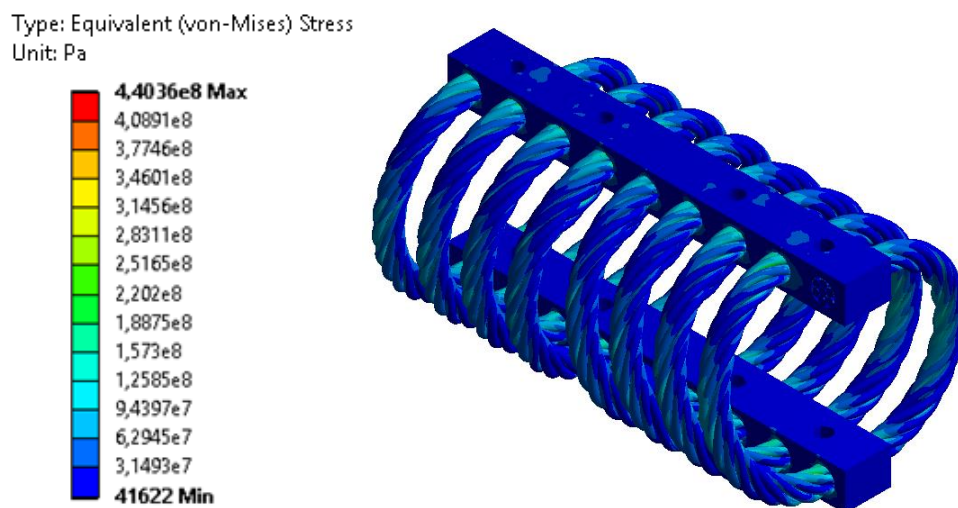


Рисунок 51 – Картина распределения полей эквивалентных напряжений по критерию Мизеса для модели канатного виброизолятора

Средние напряжения, возникающие в теле каната в местах изгиба, составляют $\sigma_{cp}(t_1) = 100$ МПа (рисунок 52).

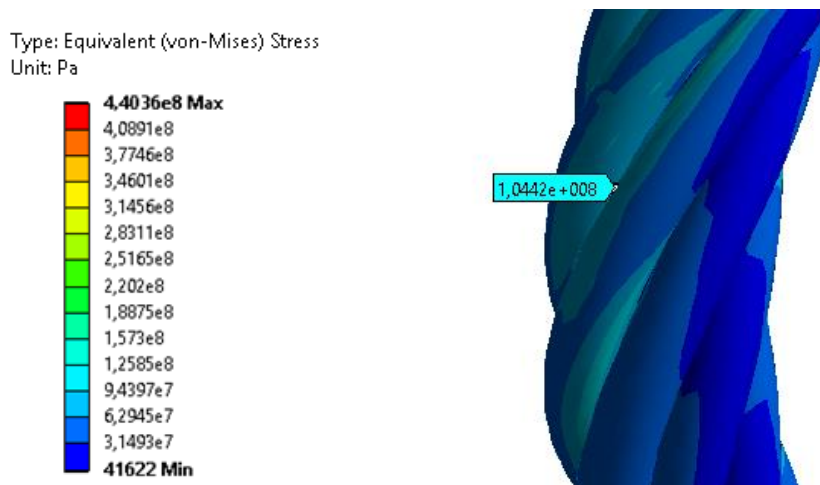


Рисунок 52 – Картина распределения полей эквивалентных напряжений по критерию Мизеса в теле каната в месте изгиба

Напряжения, получившиеся в теле каната вблизи соединения каната с пластиной, составляют около 170 МПа (рисунок 53).

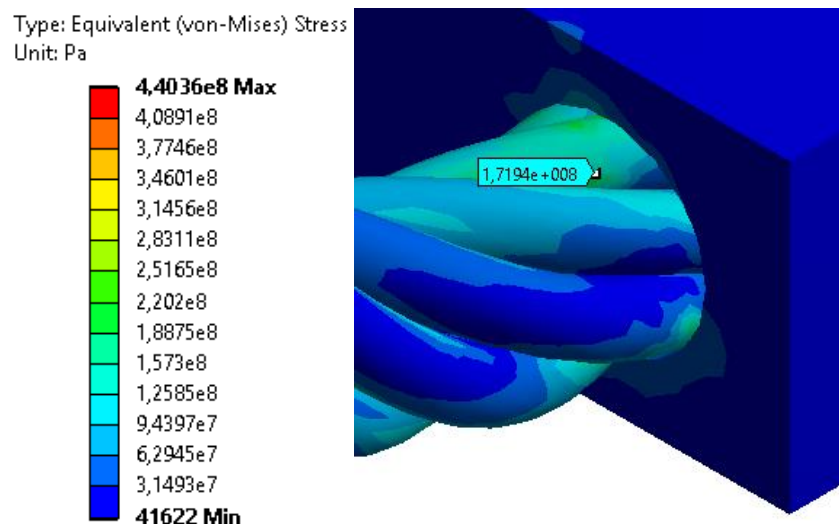


Рисунок 53 – Картина полей напряжений в теле каната около отверстий

Величина общих перемещений составляет 0,15 мм (рисунок 54).

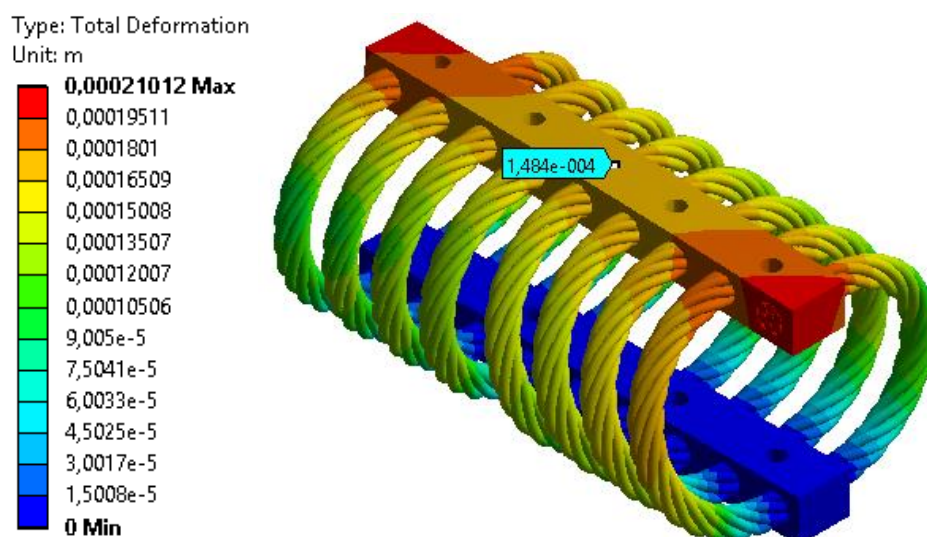


Рисунок 54 – Картина полей общих перемещений для модели канатного виброизолятора

Величина возникающих общих перемещения для модели резинометаллической опоры составляет 1,53 мм (рисунок 55).

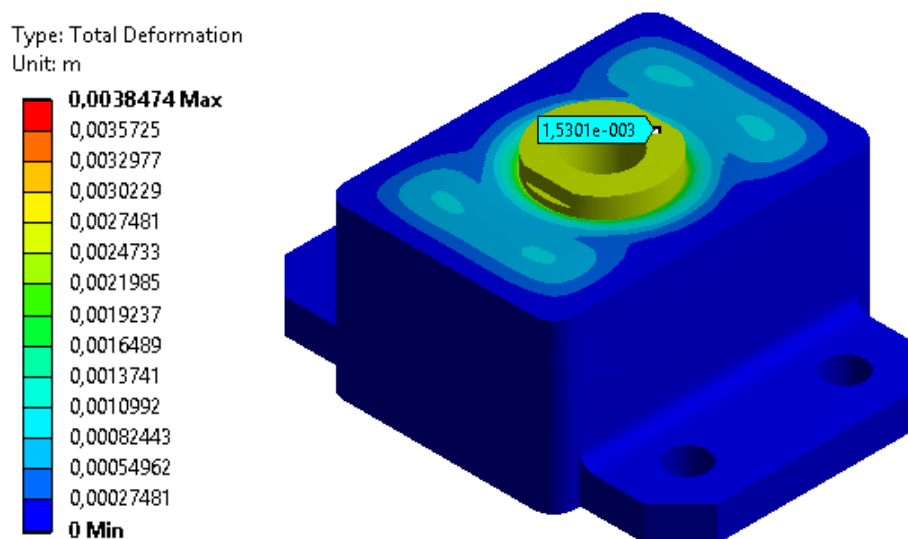


Рисунок 55 – Картина полей общих перемещений для модели резинометаллической опоры

Для определения амплитуд горизонтальных и вертикальных вибраций были определены перемещения вдоль осей Y и Z в моменты времени, соответствующие максимальным положительным и отрицательным значениям динамических нагрузок вдоль этих осей:

- 1) $t_1 = 0,005$ с, соответствующий максимальному положительному значению динамической нагрузки вдоль оси Z ;
- 2) $t_2 = 0,01$ с, соответствующий максимальному отрицательному значению динамической нагрузки вдоль оси Y ;
- 3) $t_3 = 0,015$ с, соответствующий максимальному отрицательному значению динамической нагрузки вдоль оси Z ;
- 4) $t_4 = 0,02$ с, соответствующий максимальному положительному значению динамической нагрузки вдоль оси Y .

На рисунке 56 представлены результаты расчета перемещений вдоль оси Z для момента времени t_1 для резинометаллической опоры и канатного виброизолятора, а на рисунке 57 – для момента времени t_3 .

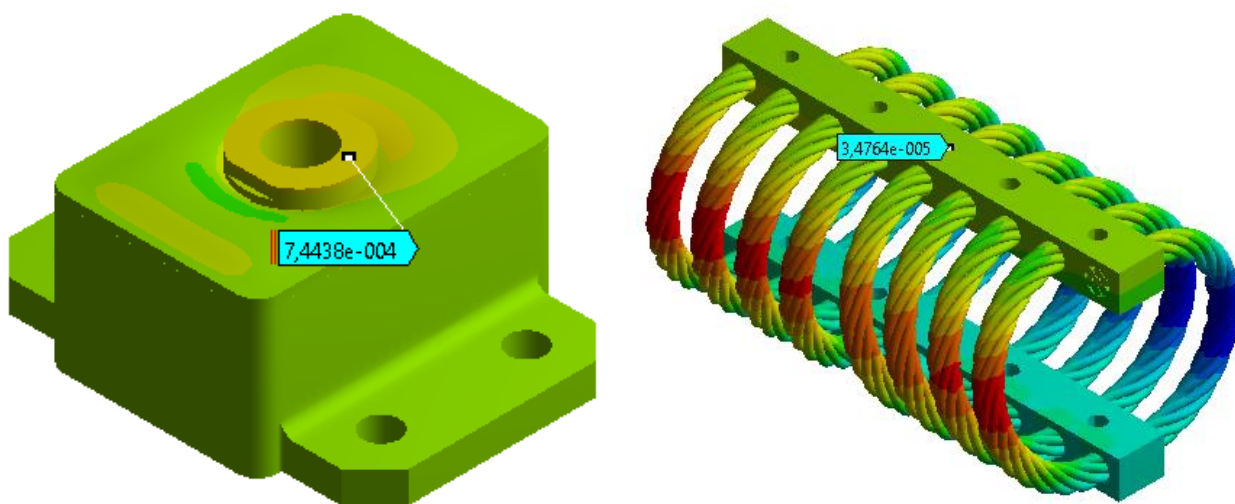


Рисунок 56 – Картина полей перемещений вдоль оси Z в момент времени t_1

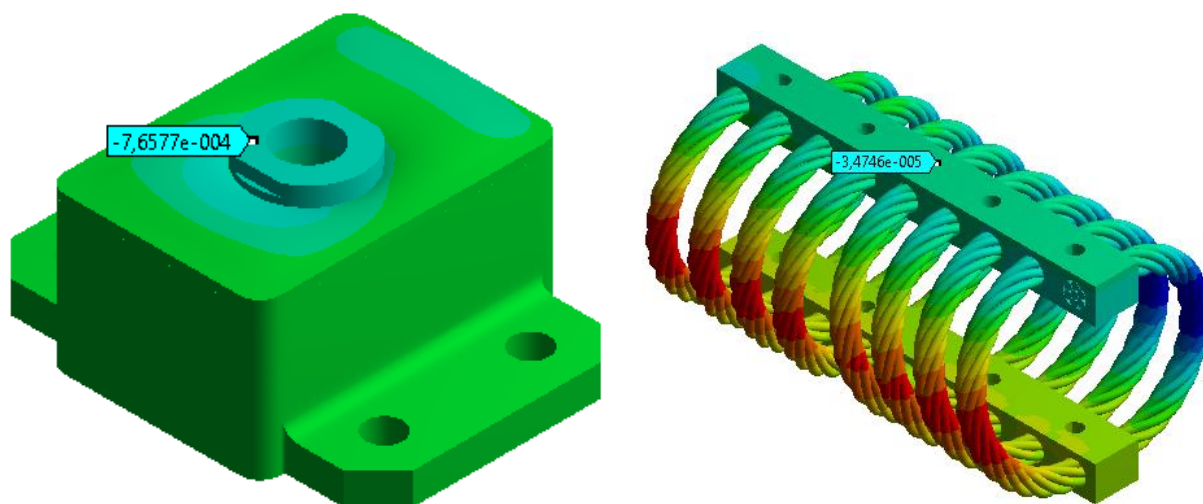


Рисунок 57 – Картина полей перемещений вдоль оси Z в момент времени t_3

Проводя анализ получившихся результатов расчета перемещений вдоль оси Z видно, что:

амплитуда вибраций для резинометаллической опоры составляет $A_u^z = 1510$ мкм;

амплитуда вибраций для канатного виброизолятора составляет $A_u^z = 69,51$ мкм.

На рисунке 58 представлены результаты расчета перемещений вдоль оси Y для момента времени t_2 для резинометаллической опоры и канатного виброизолятора, а на рисунке 59 – для момента времени t_4 .

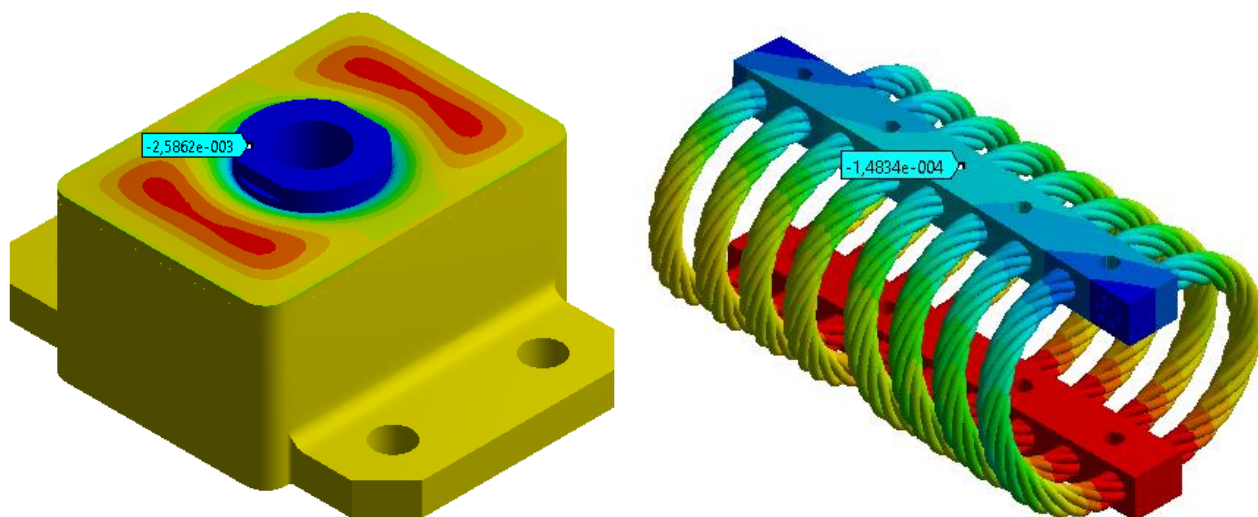


Рисунок 58 – Картина полей перемещений вдоль оси Y в момент времени t_2

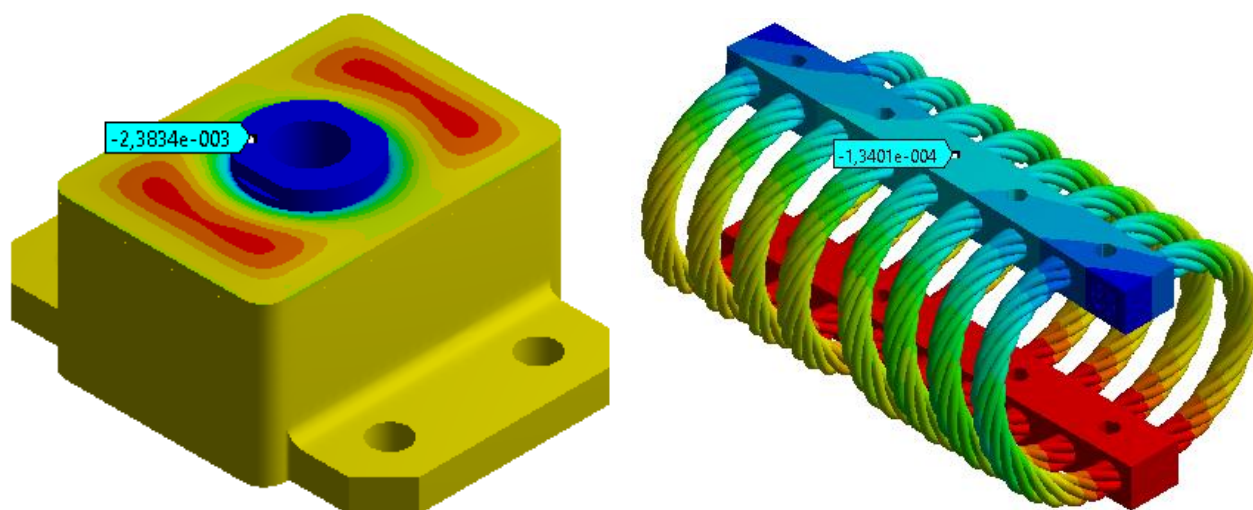


Рисунок 59 – Картина полей перемещений вдоль оси Y в момент времени t_4

Получаем, что:

амплитуда вибраций вдоль оси Y для резинометаллической опоры $A_u^y = 202,8$ мкм;

амплитуда вибраций для канатного виброизолятора $A_u^y = 14,33$ мкм.

Сравнивая полученные значения, видно, что амплитуды колебаний для канатного виброизолятора значительно меньше, чем для резинометаллической опоры.

5.2. Определение усталостных характеристик канатного виброизолятора

Для определения усталостных характеристик в настройках ПК МКЭ ANSYS в качестве вычисляемого параметра выбирались дни, после чего проводился расчет с учетом совершения одного цикла нагружения за 0,02 с. На рисунке 58 представлена картина с полями распределения количества дней до разрушения.

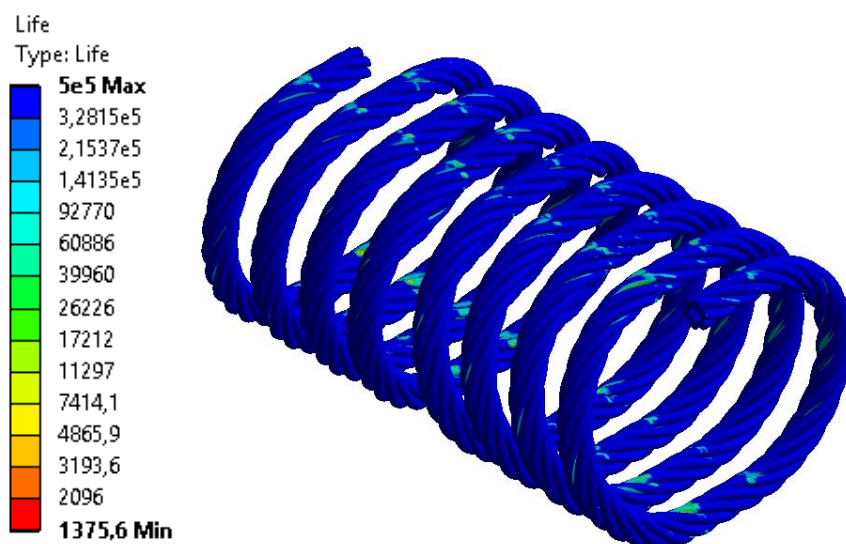


Рисунок 58 – Картина распределения полей участков усталостного разрушения по телу каната

Зоны начала усталостного разрушения каната расположены вблизи контакта пластин и каната (рисунок 59). В среднем усталостное разрушение начнется через 1500 дней, что соответствует 4 года непрерывной работы.

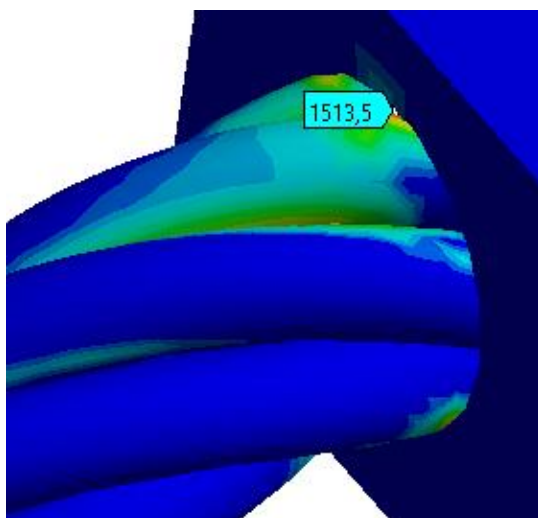


Рисунок 59 – Картина распределения полей участков усталостного разрушения по телу каната вблизи отверстий

Учитывая, что насосные агрегаты на станциях работает попарно чередуясь, то есть сначала работает один агрегат, а через какое-то время он отключается и начинает работать другой, то почти половину времени канатный виброизолятор будет испытывать только статические нагрузки, что существенно увеличит срок службы виброизоляторов.

ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА «ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ, РЕСУРСОЭФФЕКТИВНОСТЬ И РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ»

Студенту:

Группа	ФИО
2БМ74	Вакурову Андрею Александровичу

Инженерная школа	Природных ресурсов	Отделение	Нефтегазового дела
Уровень образования	Магистратура	Направление/специальность	21.03.01 «Нефтегазовое дело» профиль <u>«Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов»</u>

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

Стоимость ресурсов научного исследования (НИ): материально-технических, энергетических, финансовых, информационных и человеческих	В данном разделе ВКР необходимо представить: график выполнения работ, в соответствии с ВКР; трудоёмкость выполнения операций; нормативно-правовую базу, используемую для расчётов; результаты расчётов затрат на выполняемые работы; оценить эффективность нововведений и др. Раздел ВКР должен включать: методику расчёта показателей; исходные данные для расчёта и их источники; результаты расчётов и их анализ.
Нормы и нормативы расходования ресурсов	Нормы расхода материалов, тарифные ставки заработной платы рабочих, нормы амортизационных отчислений, нормы времени на выполнение операций в ходе выполнения операций согласно справочников Единых норм времени (ЕНВ) и др.
Используемая система налогообложения, ставки налогов, отчислений, дисконтирования и кредитования	Ставка налога на прибыль 20 %; Страховые взносы 30%; Налог на добавленную стоимость 20%

Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:

Оценка коммерческого потенциала, перспективности и альтернатив проведения НИ с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения	Расчет капитальных и текущих затрат и финансового результата реализации проекта
Планирование и формирование бюджета научных исследований	График выполнения работ
Определение ресурсной (ресурсосберегающей), финансовой, бюджетной, социальной и экономической эффективности исследования	Расчет экономической эффективности внедрения новой техники или технологии

Перечень графического материала (с точным указанием обязательных чертежей):

В том числе перечень таблиц: оценка конкурентоспособности технических решений; матрица SWOT; альтернативы проведения НИ; график проведения и бюджет НИ; оценка ресурсной, финансовой и экономической эффективности НИ; сравнительная эффективность разработки.
--

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

Задание выдал консультант:

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

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
2БМ74	Вакуров Андрей Александрович		

6. Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение

Рассматриваемая в данной работе замена массово применяемым в настоящее время резинометаллическим опорам в виде канатного виброизолятора обладает высоким коммерческим потенциалом, а также способна сохранить большое количество средств и материалов необходимых для обслуживания и замены резинометаллических опор.

Основными задачами любого виброизолирующего устройства, используемого для создания виброизолирующей системы блочной насосной станции, являются:

- 1) гашение вибраций разной частоты и разной направленности;
- 2) предотвращение распространения вибраций от работающего оборудования на стоящие рядом агрегаты, а также обслуживающий персонал.

Результаты проведенных расчетов и сравнения эксплуатационных характеристик резинометаллических опор и канатных виброизоляторов показали, что канатные виброизоляторы гасят вибрации значительно лучше (амплитуда вибраций для резинометаллических опор составила $A_u^1 = 0,1$ мм, а для канатного виброизолятора $A_u^2 = 0,02$ мм), при этом требуется их меньшее количество (для полной виброизоляции насосного агрегата требуется 24 резинометаллических опоры, тогда как канатных будет достаточно 6 штук). Продолжительность эксплуатации до разрушения канатного виброизолятора значительно выше чем у резинометаллической опоры. Все это обеспечивает повышение производительности оборудования за счет

По имеющимся данным проводилось сегментирование рынка потребителей в зависимости от размера компании (таблица 1).

Таблица 6 – Сегментирование рынка

		Размер компании		
		Малая	Средняя	Крупная
Метод гашения вибраций	Резинометаллическая опора	+	+	+
	Канатный виброизолятор	+	+	+

Из получившейся таблицы видно, что исследуемый метод гашения вибраций охватывает весь рынок, как и используемый в настоящее время, что предоставляет возможность найти потребителей товара.

Анализ конкурентных технических решений

Проведенные исследования показали, что новый метод виброизоляции обладает более эффективной способностью гашения вибраций, которая снижает негативное воздействие на рядом стоящее оборудование, а также большей долговечностью, из-за чего требуется меньшее количество замен виброизоляторов в процессе эксплуатации оборудования.

Для определения конкурентоспособности разработки составлялась оценочная карта (таблица 2), в которой проводились сравнения разработки с двумя конкурентными решениями, существующими на рынке: STOP-СНОС, Hutchinson.

Таблица 7 – Оценочная карта для сравнения конкурентных технических решений

Критерии оценки	Вес критерия	Баллы			Конкурентоспособность		
		Б _ф	Б _{к1}	Б _{к2}	К _ф	К _{к1}	К _{к2}
Технические критерии оценки ресурсоэффективности							
1. Гашение вертикальных вибраций	0,35	5	3	4	1,75	1,05	1,4
2. Гашение горизонтальных вибраций	0,1	5	3	3	0,5	0,3	0,3
3. Гашение асинхронных вибраций	0,05	5	2	1	0,25	0,1	0,05
4. Гашение ударных нагрузок	0,01	5	1	1	0,05	0,01	0,01
5. Надежность	0,02	5	4	5	0,1	0,08	0,1
6. Безопасность	0,0005	5	5	5	0,0025	0,0025	0,0025
7. Простота конструкции	0,0005	5	3	4	0,0025	0,0015	0,0025
8. Простота монтажа	0,02	5	4	4	0,1	0,08	0,08
Экономические критерии оценки эффективности							
1. Уровень проникновения на рынок	0,005	3	5	4	0,015	0,025	0,02
2. Цена	0,2	4	5	3	0,8	1	0,6
3. Предполагаемый срок эксплуатации	0,09	5	5	5	0,45	0,45	0,45
4. Послепродажное обслуживание	0,1	5	4	4	0,5	0,4	0,4

5. Финансирование научной разработки	0,002	3	5	5	0,006	0,01	0,01
6. Срок выхода на рынок	0,002	3	5	5	0,006	0,01	0,01
7. Наличие сертификации разработки	0,05	5	5	5	0,25	0,25	0,25
Итого	1				4,782	3,699	3,685

где B_{ϕ} – баллы предлагаемой разработки (канатный виброизолятор);

B_{k1} – баллы первого конкурента (резинометаллическая опора);

B_{k2} – баллы второго конкурента (резиновая прокладка).

Анализ конкурентных технических решений производился по формуле:

$$K = \sum B_i \cdot B_i = 3,157$$

где K – конкурентоспособность научной разработки или конкурента;

B_i – вес показателя (в долях единицы);

B_i – балл i -го показателя.

Коэффициент конкурентоспособности определялся по формуле:

$$KC = \frac{K_{\phi}}{K_{k_{\max}}} = \frac{4,782}{3,699} = 1,2927,$$

где KC – коэффициент конкурентоспособности разработки;

$K_{k_{\max}}$ – максимальная конкурентоспособность конкурента.

Рассматривая имеющиеся данные о существующих конкурентных разработках, можно сделать вывод, что главным недостатком конкурентов является низкая эффективность при гашении вибраций и ударных нагрузок, из-за чего можно предположить возможное сотрудничество с нефтедобывающими и нефтеперерабатывающими предприятиями, а также предприятиями, занимающимися производством блочных насосных станций, предлагая им использовать разработку в качестве виброизоляции для насосных агрегатов.

Расчет и анализ данных, полученных с помощью ПК МКЭ ANSYS, подтвердил большую эффективность при гашении вибраций с помощью канатного виброизолятора, а также большую долговечность. В дальнейшем планируется произвести дополнительные расчеты с целью оптимизации

конструкции для более эффективного использования ресурсов при производстве виброизоляторов.

SWOT-анализ

Комплексный анализ научно-исследовательского проекта SWOT – Strengths (сильные стороны), Weaknesses (слабые стороны), Opportunities (возможности) и Threats (угрозы) представлен в таблице 3.

Таблица 8 – SWOT-анализ проекта

	Сильные стороны научно-исследовательского проекта:	Слабые стороны научно-исследовательского проекта:
	С1. Гашение вибраций любого характера и направленности.	Сл1. Относительно большой срок внедрения на производство
	С2. Выдерживание ударных нагрузок без разрушения	Сл2. Зависимость характеристик виброизолятора от материала каната
	С3. Высокая надежность	Сл3. Высокие габаритные и массовые характеристики
	С4. Простая конструкция	
	С5. Постепенное снижение массовых и габаритных характеристик путем проведения дополнительных расчетов	
	С6. Расширение спектра применяемых материалов путем подбора по свойствам	
Возможности:	Стратегия «Сильные стороны и Возможности»: внедрение виброизолятора на российские и зарубежные НПЗ и НПС разной мощности. Низкая цена разработки сделает внедрение сравнительно недорогим для производства процессом.	Стратегия «Слабые стороны и Возможности»: высокий спрос на виброизолятор позволит постоянно пополнять бюджет, что в свою очередь даст возможность проводить дополнительные расчеты для оптимизации конструкции.
В1. Повсеместное внедрение на малые, средние и крупные НПЗ и НПС		

В2. Увеличение спроса на гаситель, как в России, так и за рубежом, путем активной рекламы и реализации программы импортозамещения		
Угрозы:	Стратегия «Сильные стороны и Угрозы»:	Стратегия «Слабые стороны и Угрозы»:
У1. Разработка аналогов гасителя у конкурентов и их совершенствование с точки зрения технических свойств	поскольку главным отличием разработки от имеющихся на рынке аналогов является способность эффективно гасить вибрации любого характера, а также ударные нагрузки, необходимо и далее совершенствовать эту модель, не допуская ее утечки на рынок (чертежей и описания материалов).	принимая во внимание масштабы проблемы и силу конкурентов, а также недоработки виброизолятора в плане конструкции, необходимо заранее оговаривать процесс монтажа при контактах с потенциальными партнерами, во избежание недопонимания.
У2. Несовместимость с имеющимся на НПЗ оборудованием из-за нехватки места для монтажа без деформации каната		
У3. Отказ от внедрения в связи с удовлетворением нынешнего потребления продукции/отсутствия значительных проблем.		

Таблица 9 – Интерактивная матрица проекта «Сильные стороны и возможности»

Сильные стороны проекта							
Возможности проекта		C1	C2	C3	C4	C5	C6
	B1	+	+	+	+	-	-
	B2	+	0	+	+	-	-

Таблица 10 – Интерактивная матрица проекта «Слабые стороны и возможности»

Слабые стороны проекта				
Возможности проекта		Сл1	Сл2	Сл3
	B1	-	0	0
	B2	-	0	+

Таблица 11 – Интерактивная матрица проекта «Сильные стороны и угрозы»

Сильные стороны проекта							
Угрозы проекта		C1	C2	C3	C4	C5	C6
	У1	+	+	+	+		
	У2	+	+	+	0		
	У3	+	+	+	+		

Таблица 12 – Интерактивная матрица проекта «Слабые стороны и угрозы»

Слабые стороны проекта				
Угрозы проекта		Сл1	Сл2	Сл3
	У1	-	-	0
	У2	0	+	-
	У3	+	-	0

Планирование научно-исследовательских работ

Структура работ в рамках научного исследования

При выполнении научных исследований формируется рабочая группа, состоящая из: магистра, научного руководителя, консультанта по части социальной ответственности (СО) и консультанта по экономической части (ЭЧ) выпускной квалификационной работы. Для удобства составляется перечень этапов и работ, из которых состоит научное исследование, а также расписываются исполнители работ (таблица 8)

Таблица 13 – Перечень этапов, работ и распределение исполнителей

Основные этапы	№ раб	Содержание работ	Должность исполнителя
Выбор направления исследований	1	Выбор направления исследований	Руководитель, магистр
	2	Календарное планирование работ по теме	Руководитель, магистр,
	3	Обзор современных методов и патентных исследований по данному направлению	Руководитель, магистр
Составление и утверждение технического задания	4	Составление и утверждение технического задания	Научный руководитель, консультант ЭЧ, СО, магистр
Теоретические исследования	5	Поиск необходимого оборудования для расчета	Руководитель, магистр
	6	Проведение расчета	Магистр
	7	Сопоставление результатов расчета с допустимыми значениями	Руководитель, магистр
Обобщение и оценка результатов	8	Анализ и оценка полученных результатов	Руководитель, магистр
	9	Оценка целесообразности исследования и создания продукта	Руководитель

Проведение ВКР			
Разработка технической документации и проектирование	10	Разработка и усовершенствование канатных демпферов	Руководитель, магистр
	11	Оценка эффективности производства и применения разработки	Руководитель, магистр, консультант по ЭЧ
	12	Разработка социальной ответственности по теме	Магистр, консультант СО
Оформление комплекта документации по ВКР	13	Составление пояснительной записки	Магистр

Определение трудоемкости выполнения работ

Оценка трудоемкости исследования проводится экспертным путем в человеко-днях, которая отражает примерную картину, так как в процессе исследования возникает множество дополнительных факторов, учесть которые невозможно. Для определения ожидаемого (среднего) значения трудоемкости $t_{ож.i}$ используется формула:

$$t_{ож.i} = \frac{3t_{min.i} + 2t_{max.i}}{5},$$

где $t_{ож.i}$ – ожидаемая трудоемкость выполнения i – ой работы, чел. – дн.;

$t_{min.i}$ – минимально возможная трудоемкость выполнения заданной i – ой работы, чел. – дн.;

$t_{max.i}$ – максимально возможная трудоемкость выполнения заданной i – ой работы (пессимистическая оценка: в предположении наиболее неблагоприятного стечения обстоятельств), чел. – дн.

Время, затрачиваемое на одну работу, в рабочих днях T_p определяется, исходя из ожидаемой трудоемкости работ, при этом считается, что работы производятся параллельно несколькими исполнителями:

$$T_{p.i} = \frac{t_{ож.i}}{Ч_i},$$

где $T_{p.i}$ – продолжительность одной работы, раб. дн.;

$t_{ож.i}$ – ожидаемая трудоемкость выполнения одной работы, чел. – дн;

$Ч_i$ – численность исполнителей, выполняющих одновременно одну и ту же работу на данном этапе, чел.

Таблица 14 – Временные показатели проведения научного исследования.

№	Название работ	Трудоемкость работ									Исполнители	Т _р , раб. дн.			Т _р , кал. дн.		
		t _{min} , чел-дн.			t _{max} , чел-дн.			t _{ож} , чел-дн.				Исп.1	Исп.2	Исп.3	Исп.1	Исп.2	Исп.3
		Исп.1	Исп.2	Исп.3	Исп.1	Исп.2	Исп.3	Исп.1	Исп.2	Исп.3							
1	Выбор направления исследований	0,2	0,2	0,2	1	1	1	0,5	0,5	0,5	Р	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
		0,2	0,2	0,2	1	1	1	0,5	0,5	0,5	М	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
		0,2	0,2	0,2	1	1	1	0,5	0,5	0,5	КЭ	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
		0,2	0,2	0,2	1	1	1	0,5	0,5	0,5	КС	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
2	Календарное планирование работ по теме	0,5	0,5	0,5	2	2	2	1	1	1	Р	0,5	0,5	0,5	0,6	0,6	0,6
		0,5	0,5	0,5	2	2	2	1	1	1	М	0,5	0,5	0,5	0,6	0,6	0,6
3	Обзор современных методов и патентных исследований по данному направлению	5	5	5	10	10	10	7	7	7	Р	3,5	3,5	3,5	4,2	4,2	4,2
		10	10	10	15	15	15	12	12	12	М	6	6	6	7	7	7
4	Составление технического задания	1	1	1	2	2	2	1,4	1,4	1,4	Р	0,7	0,7	0,7	0,8	0,8	0,8
		1	1	1	2	2	2	1,4	1,4	1,4	М	0,7	0,7	0,7	0,8	0,8	0,8
5	Поиск необходимого оборудования для проведения расчета	7	7	7	10	10	10	8,2	8,2	8,2	М	4,1	4,1	4,1	5	5	5
		7	7	7	10	10	10	8,2	8,2	8,2	Р	4,1	4,1	4,1	5	5	5
6	Проведение расчета	5	5	5	7	7	7	5,8	5,8	5,8	Р	2,9	2,9	2,9	3,5	3,5	3,5
		15	15	15	20	20	20	17	17	17	М	8,5	8,5	8,5	10	10	10
7	Сопоставление результатов расчета с допустимыми значениями	5	5	5	10	10	10	7	7	7	Р	3,5	3,5	3,5	4,2	4,2	4,2
		10	10	10	15	15	15	12	12	12	М	6	6	6	7	7	7
8	Анализ и оценка полученных результатов	15	15	15	20	20	20	17	17	17	М	8,5	8,5	8,5	10	10	10
		7	7	7	10	10	10	8,2	8,2	8,2	Р	4,1	4,1	4,1	5	5	5
9	Оценка целесообразности исследования и создания продукта	0,2	0,2	0,2	1	1	1	0,5	0,5	0,5	Р	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
10	Разработка и усовершенствование канатных виброизоляторов	10	10	10	15	15	15	12	12	12	М	6	6	6	7	7	7
		7	7	7	10	10	10	8,2	8,2	8,2	Р	4,1	4,1	4,1	5	5	5
11	Оценка эффективности производства и применения разработки	1	1	1	3	3	3	1,8	1,8	1,8	КЭ	0,6	0,6	0,6	1	1	1
		7	7	7	10	10	10	8,2	8,2	8,2	М	2,7	2,7	2,7	3	3	3
		5	5	5	7	7	7	5,8	5,8	5,8	Р	2	2	2	2	2	2
12	Разработка социальной ответственности по	7	7	7	10	10	10	8,2	8,2	8,2	М	4,1	4,1	4,1	5	5	5

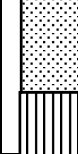
	теме	3	3	3	5	5	5	3,8	3,8	3,8	КС	1,9	1,9	1,9	3	3	3
13	Составление пояснительной записки	20	20	20	30	30	30	24	24	24	М	24	24	24	27	27	27

Разработка графика проведения научного исследования

В качестве иллюстрирующего примера календарного плана используется диаграмма Ганта, на которой каждая работа представлена в виде растянутого по времени отрезка, начало и конец которого совпадают с датой начала и окончания выполнения работы соответственно.

Для удобства отображения каждый месяц разделен на декады.

Таблица 15 – Календарный план-график проведения НИОКР

Вид работы	Исполнители	T_{ki} , дней	Продолжительность выполнения работ										
			февраль		март			апрель			май		
			2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3
Выбор направления исследований	Руководитель, магистр	0,1											
Календарное планирование работ по теме	Руководитель, магистр	0,6											
Обзор современных методов и патентных исследований по данному направлению	Руководитель, магистр	7											
Составление технического задания	Руководитель, магистр, консультант ЭЧ, СО	0.8											
Поиск необходимого оборудования для проведения расчета	Руководитель, магистр	5											
Проведение расчета	Руководитель, магистр	10											

Вид работы	Исполнители	T_{ki} , дней	Продолжительность выполнения работ										
			февраль		март			апрель			май		
			2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3

Бюджет научно-технического исследования (НТИ)

Планирование бюджета научно-технического исследования подразумевает полное и точное представление всех планируемых расходов.

В таблице 11 отображены расходы на специальное оборудование, а также расходы на электроэнергию, потребляемую им.

Таблица 16 – Расчет бюджета затрат на спецоборудование для научных работ

№ п/п	Наименование оборудования	Кол-во единиц оборудования	Цена единицы оборудования, руб./час	Мощность электроприбора, кВт·ч	Затраты на электроэнергию, тыс. руб
1	Компьютер для проведения расчетов	2	Аренда, 25	0,75	1,277
Итого, тыс. рублей		26,177			

Расчет стоимости электроэнергии:

$$E = C \cdot N \cdot H \cdot D = 3,42 \cdot 0,75 \cdot 6 \cdot 83 = 1277,37 \text{ руб}$$

где: E – общее потребление электроприбором энергии на весь срок научного исследования;

N – мощность электроприбора, кВт·ч;

C – стоимость электроэнергии для юридических лиц по Томской области (3,42 руб/кВт·ч);

H – норма рабочих часов в день (6 часов в день);

D – общий срок научного исследования (83 дня).

Расчет стоимости аренды оборудования:

$$A = n \cdot A_1 \cdot H \cdot D = 6 \cdot 83 \cdot 25 = 12450 \text{ руб}$$

где: n – количество единиц оборудования;

A – общая стоимость аренды оборудования на весь срок научного исследования;

A_1 – стоимость одного часа аренды оборудования.

Основная заработная плата исполнителей

Статья расхода, связанная с заработными платами, состоит из основной и дополнительной заработной платы работников, а также премии, которая выплачивается из фонда заработной платы в размере 20 – 30 % от тарифа или оклада:

$$З_{зп} = З_{осн} + З_{доп},$$

$З_{осн}$ – основная заработная плата;

$З_{доп}$ – дополнительная заработная плата (12 – 20 % от $З_{осн}$).

Основная заработная плата ($З_{осн}$) руководителя от предприятия рассчитывается по следующей формуле:

$$З_{осн} = З_{дн} + T_p,$$

$З_{осн}$ – основная заработная плата одного работника;

$З_{дн}$ – среднедневная заработная плата работника, руб;

T_p – продолжительность работ, выполняемых научно – техническим работником, раб. дн.

Среднедневная заработная плата рассчитывается по формуле:

$$З_{дн} = \frac{З_m \cdot M}{F_d},$$

$З_m$ – месячный должностной оклад работника, руб.;

M – количество месяцев работы без отпуска в течение года;

F_d – действительный годовой фонд рабочего времени научно – технического персонала, раб. дн.

В таблице 12 приведен баланс рабочего времени каждого работника НТИ.

Таблица 17 – Баланс рабочего времени.

Показатели рабочего времени	Руководитель проекта	Исполнитель
Календарное число дней	140	140
Количество нерабочих дней		
выходные дни:	16	16
праздничные дни:	6	6
Потери рабочего времени		
отпуск:	0	0
невыходы по болезни:	0	0
Действительный годовой фонд рабочего времени	118	118

Месячный должностной оклад работника:

$$З_{\text{м}} = З_{\text{тс}} \cdot (1 + k_{\text{пр}} + k_{\text{д}}) \cdot k_{\text{р}},$$

$З_{\text{тс}}$ – заработная плата по тарифной ставке, руб.;

$k_{\text{пр}}$ – премиальный коэффициент, равный 0,3 (т.е. 30% от $З_{\text{тс}}$);

$k_{\text{д}}$ – коэффициент доплат и надбавок составляет примерно 0,2 – 0,5;

$k_{\text{р}}$ – районный коэффициент, для Томска равный 1,3.

Расчет основной заработной платы приведен в таблице 13.

Таблица 18 – Расчет основной заработной платы.

Категория	$З_{\text{тс}}$, руб.	$k_{\text{д}}$	$k_{\text{р}}$	$З_{\text{м}}$, руб.	$З_{\text{дн}}$, руб.	$T_{\text{р}}$, раб. дн.	$З_{\text{осн}}$, руб.
Руководитель проекта							
	17000	0,35	1,3	36465	1777,93	31	55115,83
Исполнитель							
	17000	0,35	1,3	36465	1777,93	83	147568,19

Общая заработная исполнителей работы представлена в таблице 14.

Таблица 19 – Общая заработная плата исполнителей.

Исполнитель	$З_{\text{осн}}$, руб.	$З_{\text{доп}}$, руб.	$З_{\text{зн}}$, руб.
Руководитель проекта	55115,83	11023,17	66139
Исполнитель	147568,19	29513,64	177081,83

Отчисления во внебюджетные фонды (страховые отчисления)

Данная статья расходов показывает размер обязательных отчислений, установленных законодательством Российской Федерации, в органы государственного социального страхования, пенсионный фонд и фонд обязательного медицинского страхования в зависимости от затрат на оплату труда работников.

Величина этих отчислений определяется по формуле:

$$З_{внеб} = k_{внеб} \cdot (З_{осн} + З_{доп}),$$

где $k_{внеб}$ – коэффициент отчислений на уплату во внебюджетные фонды.

На 2019 г. в соответствии с Федеральным законом от 24.07.2009 №212-ФЗ (ред. от 19.12.2016) установлен размер страховых взносов равный 30 %.

Отчисления во внебюджетные фонды представлены в таблице 15.

Таблица 20 – Отчисления во внебюджетные фонды.

Исполнитель	Основная заработная плата, руб.	Дополнительная заработная плата, руб.
Руководитель проекта	55115,83	11023,17
Магистр	147568,19	29513,64
Коэффициент отчислений во внебюджетные фонды	0,3	
Итого:	72966,25	

Формирование бюджета затрат научно-исследовательского проекта

В качестве основы для формирования бюджета исследования используется рассчитанная величина затрат научно-исследовательской работы. Получившийся бюджет защищается научной организацией перед заказчиком при составлении договора в качестве нижнего предела затрат, необходимых на исследование и разработку продукции.

Определение бюджета затрат на научно-исследовательский проект по каждому варианту исполнения приведен в таблице 16.

Таблица 21 – Расчет бюджета затрат НТИ.

Наименование статьи	Сумма, руб.	Примечание
1. Затраты на приобретение и эксплуатацию спецоборудования для научных работ	26177	Таблица 11
2. Затраты по основной заработной плате исполнителей	202684,02	Таблица 13
3. Затраты по дополнительной заработной плате исполнителей	40536,81	Таблица 14
4. Отчисления во внебюджетные фонды	72966,25	Таблица 15
5. Бюджет затрат НТИ	342364,08	Сумма ст. 1- 5

Как видно из таблицы 16, наибольшая статья бюджета НТИ — затраты на заработную плату исполнителей.

Таблица 22 – Прочие расходы

Наименование	Единица измерения	Количество	Цена за ед., руб.	Затраты на материалы, руб.
Ручка	Шт.	4	40	192
Бумага	Шт.	150	3	540
Карандаш	Шт.	2	20	48
Бизнес-план	Шт.	1	25000	30000
Итого:				30780

Оценка стоимости виброизолирующей системы

При проектировании виброизолирующей системы насосных агрегатов определяется минимальное необходимое количество виброизоляторов. Для блочной насосной станции перекачки нефти (БНПН) с четырьмя насосными агрегатами НМ 1250/0,7-260-2.1 требуется 24 виброопоры АКСС-300И, для всех агрегатов 96. В случае применения канатных виброизоляторов V3CA8100-01 необходимо 6 штук для одного агрегата, а для всех 24.

Стоимость одной виброопоры АКСС-300И составляет 2,5 тысячи рублей. Таким образом стоимость виброизолирующей системы БНПН будет

$$C_{\text{вис}} = 2,5 \cdot 96 = 240 \text{ тыс. руб.}$$

Стоимость одного виброизолятора V3CA8100-01 – 4,3 тысячи рублей, тогда общая стоимость системы

$$\tilde{C}_{\text{ВИС}} = 4,3 \cdot 24 = 130,2 \text{ тыс. руб.}$$

Насосные станции устанавливаются по ходу магистрального нефтепровода каждые 50 км, а значит на участке в 1000 км стоимости будут составлять

$$C_{\text{ВИС}}^{1000} = 240 \cdot 20 = 4,8 \text{ млн. руб.}$$

$$\tilde{C}_{\text{ВИС}}^{1000} = 130,2 \cdot 20 = 2,604 \text{ млн. руб.}$$

По полученным цифрам видно, что при использовании канатных виброизоляторов стоимость системы снижается практически вдвое, что повышает целесообразность их использования. Также из-за большей долговечности смена виброизоляторов будет происходить реже, что приводит к еще большему снижению затрат на виброизолирующую систему.

ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА «СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ»

Студенту:

Группа	ФИО
2БМ74	Вакурову Андрею Александровичу

Инженерная школа	Природных ресурсов	Отделение	Нефтегазового дела
Уровень образования	Магистратура	Направление/специальность	21.03.01 «Нефтегазовое дело» профиль «Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов»

Исходные данные к разделу «Социальная ответственность»:

1. Описание рабочего места (рабочей зоны, технологического процесса, механического оборудования) на предмет возникновения: – вредных проявлений факторов производственной среды (метеоусловия, вредные вещества, освещение, шумы, вибрации, электромагнитные поля, ионизирующие излучения); – опасных проявлений факторов производственной среды (механической природы, термического характера, электрической, пожарной и взрывной природы); – негативного воздействия на окружающую природную среду (атмосферу, гидросферу, литосферу); – чрезвычайных ситуаций (техногенного, стихийного, экологического и социального характера).	Рабочее место – нефтеперекачивающая станция. Оборудование: центробежный насос. Вредные факторы: - повышенный уровень шума на рабочем месте; - повышенный уровень вибрации; - повышенная загазованность воздуха рабочей среды. Опасные факторы: - опасность поражения электрическим током; - пожароопасность; - наличие вращающихся механизмов. Воздействие на окружающую среду: - загрязнение атмосферы; - загрязнение гидросферы; - загрязнение литосферы. Возникновение чрезвычайных ситуаций: - аварийная остановка при превышении уровня вибрации; - разрушение демпфера и выход из строя агрегата.
2. Перечень законодательных и нормативных документов по теме.	ГОСТ 12.0.003-74 ССБТ. Опасные и вредные производственные факторы. Классификация ГОСТ 12.1.012-2004 ССБТ. Вибрационная безопасность. Общие требования ГОСТ 12.1.003-83 ССБТ. Шум. Общие требования ГОСТ 12.1.029-80 ССБТ. Средства и методы защиты от шума. Общие требования

Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:

1. Анализ выявленных вредных факторов проектируемой производственной среды в следующей последовательности: – физико-химическая природа вредности, её связь с разрабатываемой темой; – действие фактора на организм человека; – приведение допустимых норм с необходимой размерностью (со ссылкой на соответствующий нормативно-технический документ); – предлагаемые средства защиты (сначала коллективной защиты, затем – индивидуальные защитные средства).	Физико – химическая природа вредных факторов: - повышенный уровень шума; - повышенный уровень вибрации. Действие факторов на организм человека: - раздражение и утомление человека; - влияние на нервную систему; - ухудшение слуха; - головные боли; - нарушение работы сердечно – сосудистой системы. Средства коллективной защиты: - шумоизоляция; - активные средства виброзащиты; - звукоизолирующие кожухи. Средства индивидуальной защиты: - противошумные наушники;
---	--

	- противошумные вкладыши; - специальные костюмы, перчатки.
2. Анализ выявленных опасных факторов проектируемой производственной среды в следующей последовательности – механические опасности (источники, средства защиты); – термические опасности (источники, средства защиты); – электробезопасность (в т.ч. статическое электричество, молниезащита – источники, средства защиты); – пожаровзрывобезопасность (причины, профилактические мероприятия, первичные средства пожаротушения).	Источник механических опасностей: -вращающиеся элементы насосного агрегата. Средства защиты: - защитные кожухи, экраны. Причины пожаровзрывоопасности: - утечка нефти; - загазованность помещения. Средства защиты: - проверка оборудования, своевременное обслуживание и ремонт; - использование системы контроля загазованности помещения; - уменьшение концентрации взрыво – пожароопасных газов. Профилактические мероприятия: - обучение персонала пожарной ТБ; - обеспечение контроля за оборудованием. Первичные средства пожаротушения: - огнетушитель; - песок.
3. Охрана окружающей среды: – защита селитебной зоны; – анализ воздействия объекта на атмосферу (выбросы); – анализ воздействия объекта на гидросферу (сбросы); – анализ воздействия объекта на литосферу (отходы); – разработать решения по обеспечению экологической безопасности со ссылками на НТД по охране окружающей среды.	Защита селитебной зоны: учёт санитарно – защитной зоны при строительстве нефтеперекачивающих станций. Воздействие на атмосферу: - испарение паров нефти при утечке и хранении в резервуарных парках. Воздействие на гидросферу: - возможный разлив нефти. Воздействие на литосферу: - бытовые отходы при техническом обслуживании и ремонте нефтеперекачивающих агрегатов. Решения по обеспечению экологической безопасности: - все работники должны быть обучены безопасности труда в соответствии с ГОСТ 12.0.004-90; - применение индивидуальных средств защиты по типовым отраслевым нормам при работе с нефтепродуктами.
4. Защита в чрезвычайных ситуациях: – перечень возможных ЧС на объекте; – выбор наиболее типичной ЧС; – разработка превентивных мер по предупреждению ЧС; – разработка мер по повышению устойчивости объекта к данной ЧС; – разработка действий в результате возникшей ЧС и мер по ликвидации её последствий.	Возможные ЧС на объекте: - аварийная остановка при превышении уровня вибрации; - разрушение демпфера и выход из строя агрегата; - возгорание паров нефти вследствие разрушения трубопровода; - нарушение рабочего режима маслосистемы; - повышенные утечки нефти через уплотнения. Превентивные меры по предупреждению ЧС: проведение моделирования процессов в программном комплексе, после получения удовлетворительных результатов переходить к эмпирическим испытаниям. Для повышения устойчивости объекта к возможной ЧС необходимо перед изготовлением демпфера провести исследования, смоделировать процесс воздействия вибраций на демпфер, с целью получения информации о надёжности

	конструкции. В случае возникновения ЧС необходимо действовать согласно инструкции, предписанной данному предприятию на случай возникновения ЧС.
5. Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности: — специальные (характерные для проектируемой рабочей зоны) правовые нормы трудового законодательства; — организационные мероприятия при компоновке рабочей зоны.	Правила безопасного ведения работ регламентируются ПБ 08-624-03 «Правила безопасности в нефтяной и газовой промышленности». Допуск к работе имеют лица не моложе 18 лет, прошедшие медицинское освидетельствование в установленном порядке и не имеющие противопоказаний к выполнению данного вида работ, обученные безопасным методам и приемам работы, применению средств индивидуальной защиты, правилам и приемам оказания первой медицинской помощи пострадавшим и прошедшие проверку знаний в установленном порядке. К выполнению работ допускаются руководители, специалисты и рабочие, обученные и сдавшие экзамены на знание правил безопасности и техники безопасности, умеющие пользоваться средствами индивидуальной защиты и знающие способы оказания первой (доврачебной) помощи. Действующая с 1 января 2014 г. редакция ТК РФ определяет, что работникам, занятым на работах с вредными и (или) опасными условиями труда, положены следующие гарантии и компенсации: 1) сокращенная продолжительность рабочего времени с возможностью выплаты денежной компенсации за работу в пределах общеустановленной 40-часовой рабочей недели (ст. 92 ТК РФ); 2) ежегодный дополнительный оплачиваемый отпуск работникам с возможностью выплаты компенсации за часть такого отпуска, превышающую минимальную продолжительность (ст. 117 ТК РФ); 3) повышенная оплата труда работников (ст. 147 ТК РФ).
Перечень графического материала:	
При необходимости представить эскизные графические материалы к расчётному заданию (обязательно для специалистов и магистров).	

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

Задание выдал консультант:

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

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
2БМ74	Вакуров Андрей Александрович		

7. Социальная ответственность

В выпускной квалификационной работе проводится анализ различных методов защиты от вибраций, а также проводится углубленный анализ существующего метода виброизоляции насосных агрегатов блочных насосных станций перекачки нефти с помощью резинометаллических опор и сравнивается с канатным виброизолятором, который является более эффективным по характеристикам виброизолятором.

Спроектированный канатный виброизолятор устанавливается на насосные агрегаты, расположенные в блоках насосных станций, которые устанавливаются по ходу трубопровода каждые 50 км.

В данном разделе проводится анализ возможных производственных опасностей, возникающих в процессе монтажа и ремонта виброизоляционной системы насосного агрегата, влияние проектируемого виброизолятора на окружающую среду.

Производственная безопасность

При проведении исследования все работы проводятся в помещениях и выполняется на персональных компьютерах. Согласно СанПиН 2.2.2/2.4.1340-03 при работе с компьютером для группы В (творческая работа в режиме диалога с ПК) необходимо соблюдать следующие правила:

- 1) работа за компьютером не должна превышать 6 часов за сутки;
- 2) через каждые 50 минут работы рекомендуется делать перерывы длиной 10 минут, при продолжении работы без перерыва продолжительность непрерывного нахождения за ПК не должна превышать 2 часа;
- 3) во время перерывов следует выполнять комплекс физических упражнений;
- 4) по окончании работы с ПК рекомендуется проведение психологической разгрузки в специально оборудованных помещениях.

В случае проведения монтажа или ремонта/замены виброизоляторов возможны следующие опасные и вредные факторы (таблица 23).

Таблица 23 – Возможные вредные и опасные факторы

Факторы (ГОСТ 12.0.003-2015)	Нормативные документы
Наличие вредных веществ в воздухе на рабочем месте	СанПиН 2.2.2776-10
Недостаточная освещенность рабочего места	СанПиН 23-05-95
Наличие повышенного напряжения в электрической цепи, замыкание которой может пройти через тело человека	ГОСТ 12.1.038-82 ССБТ
Отклонение показателей микроклимата	СанПиН 2.2.4.548-96
Наличие шума и вибраций на рабочем месте	СанПиН 2.2.4/2.1.8.562-96 СанПиН 2.2.4/2.1.8.566-96
Наличие движущихся машин и механизмов	ГОСТ 12.2.049-80 ССБТ

На рабочем месте возможно наличие следующих вредных веществ: пыль, пары углеводородов.

Пыль представляет собой оксид железа, которая может вызвать проблемы с дыханием и усугубить астму. Допускается наличие оксида железа не более 4 мг/м³. При превышении данного показателя следует применять респираторы.

Источником паров углеводородов могут служить неплотные соединения трубопроводов и насосных агрегатов. В зависимости от типа углеводорода возможны разные воздействия на организм: головная боль, тошнота, удушье, раздражение слизистых, нарушение работы вестибулярного аппарата, ощущение нахождения под наркозом, потеря сознания, неврастенический синдром, снижение концентрации, отравление, паралич дыхательной системы, головокружение, слабость, бледность, рвота. Допускается наличие паров углеводородов не более 300 мг/м³. В качестве СИЗ применяют фильтрующие противогазы.

Недостаточное освещение на рабочем месте может привести к быстрому утомлению, боли в глазах, снижению внимательности, а также способствует развитию близорукости. Для улучшения освещения на рабочем месте следует применять переносные фонари во взрывозащищенном исполнении.

Так как в качестве приводов для насосов используются электродвигатели, возможно наличие повышенного напряжения, которое способно пройти через тело человека. Возможно прохождение электрического тока по следующим путям: «рука-рука», «нога-нога» и «рука-ноги». Наименее опасным считается прохождение тока по пути «нога-нога», возникающие из-за действия напряжения шага – напряжение между двумя точками на поверхности земли, расстояние между которыми равно 1 м; в этом случае через сердце проходит небольшой ток, что уменьшает вероятность его остановки. Однако даже небольшие значения напряжения способны вызвать непроизвольное сокращение мышц ног, из-за чего человек может упасть на землю. В этом случае возникает новый путь прохождения тока, обычно это «рука-ноги», и через сердце начинает проходить больший ток, что может привести к летальному исходу. Помимо этого, эклектический ток при прохождении через тело способен вызвать ожоги, повредить кровеносные сосуды, нервы, мозг и другие органы, что вызывает функциональные расстройства. Возможно разложение тканей, крови и прочих жидкостей тела, изменяя физико-химический состав. Возможно нарушение биоэлектрических процессов.

В качестве СИЗ следует использовать прорезиненную обувь и перчатки. А перед началом работы проверять целостность изоляции и заземления.

Так как БНПН расположены в местах далеких от цивилизации, внутри блоков отсутствует отопительная система, из-за чего возможно наличие низких температур. Долгое воздействие холода может вызвать замерзание (жалобы на озноб, слабость, головокружение, возможна заторможенность мышления или утрата сознания), отморожение (повреждение тканей из-за их охлаждения). Для предотвращения влияния низких температур следует использовать переносные обогревательные средства.

Внутри БНПН располагается ряд(ы) насосных агрегатов, которые создают шум и вибрации. Вибрации относят к факторам с высокой биологической активностью, на которые человеческое тело производит ответные действия, так как оно представляет собой сложную колебательную систему, при этом величина этих действий зависит от силы энергетического воздействия и от биомеханических свойств тела. Время контакта с источником вибраций, а также мощность вибраций определяют развитие различных вибрационных патологий. Структура этих патологий во многом зависит от параметров вибраций, таких как амплитуда и частота, от места контакта тканей тела с источником вибраций, а также направления оси вибрационного воздействия, от продолжительности контакта, от демпфирующих свойств тканей, от частоты резонанса и многих других условий.

Величина ответных реакций организма зависит от уровня вибрации не линейно. Такое явление обуславливается эффектом резонанса. При различных типах вибраций и различных положений тела человека резонансные частоты находятся в зонах разных значений. Так, например, в положении сидя для человеческого тела резонансная частота лежит в пределах от 4 до 6 Гц, а в положении стоя – от 5 до 12 Гц. Также существует различие диапазонов резонансных частот для различных органов. Частота, при которой происходит расстройство зрительного восприятия, лежит в промежутке 60-90 Гц, эта частота соответствует резонансной для глазных яблок. Для органов грудной клетки и брюшной полости промежуток составляет 3-3,5 Гц.

Вибрации приводят к изменениям в функциональном и физиологическом состоянии организма. К функциональным изменениям относят: повышенную утомляемость, увеличение времени двигательной и зрительной реакции, а также нарушение вестибулярной реакции и координации движения. К физиологическим – развитие нервных заболеваний, нарушение функций сердечно-сосудистой системы, опорно-двигательного аппарата и органов внутренней секреции, поражению мышечных тканей и суставов.

Существует три основных формы вибрационной болезни: *периферическая*, развивающаяся при воздействии вибраций на руки, симптомами которой являются спазмы периферических сосудов, приступы побеления пальцев рук на холоде, ослабление подвижности и боль в руках в покое и ночное время, потеря чувствительности пальцев, гипертрофия мышц; *церебральную*, развитие которой происходит из-за воздействия вибрации на весь организм, в результате чего наблюдаются общемозговые сосудистые нарушения, а также поражение головного мозга; *смешанную*.

В настоящее время среди профессиональных заболеваний вызванные воздействием вибрации занимают второе место, что делает актуальность решения проблемы вибраций выше.

Помимо этого, часто вибрации вызывают шум, который усугубляет влияние вибрации на организм.

В данном случае *шум* представляет собой звуковую волну, обладающую сложной временной и спектральной структурой. Действие шума на организм человека происходит через слуховой аппарат, а так как он связан с нервной системой на различных уровнях, то приводит к изменениям и в ней. В случае длительного воздействия шума на организм это приводит к развитию шумовой болезни, которая сопровождается поражением органов слуха, сердечно-сосудистой и нервной системы. При более низком уровне шума, но при этом превышающем рекомендуемый, его воздействие вызывает усталость, гипертензию, сонливость и нервозность.

Насосные агрегаты, двигатели обладают вращающимися частями, которые также представляют опасность для персонала, так как случайное прикосновение к ним может привести к затягиванию одежды и впоследствии к травме.

Также возможно возникновение гидравлического удара, который может привести к разрыву трубопровода, что может быть причиной травм людей металлическими осколками, пожара или взрыва.

Экологическая безопасность

Насосные станции используются для перекачки жидких углеводородов, из которых удаляется большая часть природного газа (массовая доля $<1\%$). Таким образом основным источником загрязнения являются разлитые из-за разрыва трубопровода нефтепродукты. Они постепенно просачиваются в почву, нарушая ее физические и химические параметры, такие как водопроницаемость, баланс углерода и азота, а также резко снижает количество микроорганизмов в почве.

В случае попадания углеводородов в водоемы на их поверхности образуется пленка, которая ухудшает газообмен. Легкие фракции растворяются в воде, изменяя ее химический состав. В результате происходит гибель обитателей водоема, а также животных, использующих его.

Для предотвращения разлива нефтепродуктов, проводят периодический контроль внутренней поверхности трубопровода с помощью специальных дефектоскопов, а также контроль оборудования насосных станций.

Возможные чрезвычайные ситуации

При создании БНПН используются насосы, электрические двигатели, задвижки, датчики давления и расхода и трубы. Возможны следующие ситуации:

- разрыв трубопровода из-за коррозии стенок;
- разрушение фланцевых соединений из-за гидравлического удара, вызванного резким перепадом давления жидкости;
- разрушение виброопор насосных агрегатов из-за резонанса;
- возгорание разлитых нефтепродуктов из-за возникновения искры, при обрыве проводки.

Наиболее вероятным является разрушение фланцевых соединений из-за гидравлического удара, следствием чего будет разлив нефтепродуктов. Для предотвращения гидроудара используют системы сглаживания волн давления.

В случае если разлив произошел, участок трубопровода перекрывается с помощью задвижек в начале и конце. Вокруг участка разлива создается земляная обваловка, не позволяющая растечься нефтепродуктам по большой площади. Из трубопровода выкачивают остатки. Большая часть разлитых нефтепродуктов собирается с помощью специализированного оборудования. На оставшиеся нефтепродукты высыпают впитывающую смесь, после чего собирают ее. Затем производят замену поврежденного участка трубопровода или разрушенного оборудования.

Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности

Выполнение работ по монтажу системы виброизоляции и насосных агрегатов связано с риском получения травм работниками. В связи с этим им обязаны провести вводный инструктаж и инструктаж на рабочем месте в независимости от их образования, квалификации и опыта работы. В ходе инструктажей им работникам объясняются безопасные методы и приемы работы. По окончании инструктажей проводится проверка знаний, при положительном завершении которой сотрудника допускают к самостоятельной работе.

Контроль знаний правил техники безопасности проводится каждый год. На предприятии обязано наличие уголка по технике безопасности в котором будут вывешены инструкции по технике безопасности и инструкции по эксплуатации, а также сведения о произошедших случаях, связанных с некомпетентностью или невыполнением правил техники безопасности работниками предприятия с указанием причин.

Помещение блочной насосной станции перекачки нефти должно соответствовать следующим требованиям:

- полы должны быть выполнены из материалов, не впитывающих нефть, а также огнестойких;
- подвижные элементы должны находится под защитными кожухами, если это технологически недопустимо – огорожены;

- должны быть установлены системы вентиляции, освещения и автоматического пожаротушения, в дополнение к последней должны присутствовать первичные средства пожаротушения;

- щитки электропитания и управления автоматикой должны закрываться на ключ;

- двери должны открываться наружу, а также на них должны отсутствовать запирающие устройства;

- на полу станции не должно быть материалов, склонных к горению или к самовоспламенению.

При обслуживании оборудования или ремонте оборудования станции необходимо:

- при подозрении на наличие повышенного напряжения применять средства индивидуальной защиты, обесточить оборудование и вывесить табличку, сообщающая о проведении ремонтных работ;

- проводить ремонт и обслуживание инструментами, исключающими искрообразование;

- в случае недостаточного освещения применять фонари с аккумуляторами во взрывозащищенном исполнении;

- в случае обнаружения паров углеводородов сообщить на операторский пульт об утечке, а при ремонте применять средства индивидуальной защиты;

- при необходимости использования устройств связи покинуть помещение станции.

Выводы

Канатные виброизоляторы сделаны из материалов, которые не наносят много вреда окружающей среде или человеку. По завершении эксплуатации их можно утилизировать, а получившийся продукт утилизации повторно использовать при создании новых канатных виброизоляторов.

Применение канатных виброизоляторов уменьшает количество возможных аварий, связанных с вибрациями, так как эффективность гашения

вибраций канатными виброизоляторами выше в сравнении с применяемыми сейчас резинометаллическими опорами.

При монтаже, ремонте или замене виброизоляторов обслуживающий персонал обязан выполнять правила техники безопасности и охраны труда, во избежание получения травм и возникновения аварии.

В случае возникновения аварий персонал обязан оперативно отреагировать, сообщив о случившемся на пульт операторов, а также проводя возможные действия для устранения или уменьшения последствий аварии.

Заключение

В ходе выполнения магистерской диссертации был рассмотрен колебательный процесс, а также его частный случай – вибрации. Были рассмотрены параметры вибраций, методы их анализа, причины их возникновения и способы борьбы с ними, в частности с помощью гасителей, демпферов и изоляции. Были выявлены достоинства и недостатки способов, и предложен в качестве альтернативы канатный виброизолятор.

Была рассмотрена методика расчета виброизоляции насосных агрегатов блочной насосной станции перекачки нефти. Разработаны модели используемой резинометаллической опоры и предлагаемого в качестве замены канатного виброизолятора в среде SolidWorks, схемы их нагружения от действия статических и циклических нагрузок, проведен расчет и анализ напряженно-деформированных состояний изоляторов с помощью программного комплекса метода конечных элементов ANSYS, а также расчет и анализ усталостных характеристик канатного виброизолятора. На основе полученных данных были сделаны выводы о надежности конструкции и долговечности канатного виброизолятора.

В разделе «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение» проведён SWOT-анализ проекта, выявлены и обозначены его слабые и сильные стороны, определены угрозы и возможности при осуществлении проекта. Проведён расчёт затрат для научно-исследовательского проекта, который составил 342364,08 рублей. А также рассчитана экономия предприятия при установке канатных виброизоляторов на насосные агрегаты.

В разделе «Социальная ответственность» был проведен анализ возможных опасностей и угроз для человека и окружающей среды в процессе проведения исследования? производства, монтажа, обслуживания или ремонта канатных виброизоляторов. Были рассмотрены возможные чрезвычайные ситуации, их последствия, выявлена наиболее вероятная и разработана схема

ликвидации последствий, а также рассмотрены правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности при работе в насосных станциях.

Список публикаций

1. Вакуров А. А. Оценка НДС внешнего движителя геохода от действия статических нагрузок / А. А. Вакуров, А. В. Лушников; науч. рук. К. К. Манабаев // Проблемы геологии и освоения недр: труды XX Международного симпозиума имени академика М. А. Усова студентов и молодых ученых, посвященного 120-летию со дня основания Томского политехнического университета, Томск, 4-8 апреля 2016 г.: в 2 т. — Томск: Изд-во ТПУ, 2016. — Т. 2. — [С. 827-829].
2. Вакуров А. А. Решение позиционных задач при разработке скребков для внутренней очистки криволинейных участков нефтепроводов / А. А. Вакуров; науч. рук. Г. П. Борисенко // Проблемы геологии и освоения недр: труды XX Международного симпозиума имени академика М. А. Усова студентов и молодых ученых, посвященного 120-летию со дня основания Томского политехнического университета, Томск, 4-8 апреля 2016 г.: в 2 т. — Томск: Изд-во ТПУ, 2016. — Т. 2. — [С. 829-831].
3. Вакуров А. А. Оценка НДС модели канатного демпфера от действия статических нагрузок / А. А. Вакуров; науч. рук. К. К. Манабаев // Современные проблемы машиностроения: сборник научных трудов XI Международной научно-технической конференции, г. Томск, 4-6 декабря 2017 г. — Томск: Изд-во ТПУ, 2017. — [С. 96-102].
4. Вакуров А. А. Абсорбционная осушка природного газа и принцип расчета абсорбера / А. А. Вакуров, А. П. Куренков; науч. рук. С. Н. Харламов // Проблемы геологии и освоения недр: труды XXII Международного симпозиума имени академика М. А. Усова студентов и молодых ученых, посвященного 155-летию со дня рождения академика В.А. Обручева, 135-летию со дня рождения академика М.А. Усова, основателей Сибирской горно-геологической школы, и 110-летию первого выпуска горных инженеров в Сибири, Томск, 2-7 апреля 2018 г.: в 2 т. — Томск: Изд-во ТПУ, 2018. — Т. 2. — [С. 654-656].

Список используемых источников

1. Артоболевский И.И. Вибрации в технике: Справочник в 6-ти т. Т. 1. Колебания линейных систем // И.И. Артоболевский. – М.: Машиностроение. – 1978.
2. Бутенин Н.В. Курс теоретической механики: Учебник. В 2-х томах. Т. II.: Динамика // Н.В. Бутенин, Я.Л. Лунц, Д.Р. Меркин. – М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы. – 1979.
3. Бидерман В.Л. Теория механических колебаний // В.Л. Бидерман. – М. Высш. шк. – 1980.
4. Ильин М.М. Теория колебаний // М.М. Ильин, К.С. Колесников, Ю.С. Саратов. – Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана. – 2003.
5. Бабаков И.М. Теория колебаний // И.М. Бабаков. – Изд-во Дрофа. – 1968.
6. Смолин И.Ю. Теория колебаний // И.Ю. Смолин. – Томск: ТГУ. – 2011.
7. Андронов А.А. Теория колебаний // А.А. Андронов, А.А. Витт, С.Э. Хайкин. – М.: Наука. – 1981.
8. Гаврилин А.Н. Диагностика технологических систем. Часть 2: учебное пособие // А.Н. Гаврилин. – Томск: ТПУ. – 2014.
9. Гусаров А.А, Балансировка роторов машин. В 2 книгах. Книга 2 // А.А. Гусаров. – М.: Наука. – 2005.
10. Каминский М.Л. Центровка валов электрических машин // М.Л. Каминский. – М.: Энергия. – 1972.
11. Сидоров В.А. Эксплуатация подшипников качения // В.А. Сидоров, А.Л. Сотников. – Донецк: ДонГТУ. – 2014.
12. Авдеев Д.Т. Материалы и конструкции самосмазывающихся подшипников скольжения // Д.Т. Авдеев, Н.В. Банец. – Новочеркасск: НГТУ. – 1993.
13. Чиняев И.А. Поршневые насосы // И.А. Чиняев. – М.: Машиностроение. – 1966.
14. Кудрявцев В.Н. Зубчатые передачи // В.Н. Кудрявцев. – М.: Машгиз. – 1957.

15. Блехман И.И. Вибрации в технике: Справочник в 6-ти т. Т. 2. Колебания нелинейных механических систем // И.И. Блехман. – М.: Машиностроение. – 1979.
16. Лазарян В.А. Вибрации в технике: Справочник в 6-ти т. Т. 3. Колебания машин, конструкций и их элементов // В.А. Лазарян. – М.: Машиностроение. – 1980.
17. Горенштейн И.А. Вибрации в технике: Справочник в 6-ти т. Т. 4. Вибрационные процессы и машины // И.А. Горенштейн. – М.: Машиностроение. – 1981.
18. Генкин М.Д. Вибрации в технике: Справочник в 6-ти т. Т. 5. Измерения и испытания // М.Д. Генкин. – М.: Машиностроение. – 1981.
19. Фролов К.В. Вибрации в технике: Справочник в 6-ти т. Т. 6. Защита от вибраций и ударов // К.В. Фролов. – М.: Машиностроение. – 1981.
20. Фролов К.В. Теория механизмов и машин: учебник для вузов // К.В. Фролов, С.А. Попов, А.К. Мусатов. – М.: Высш. шк. – 1987.
21. Иванова В.С. Усталостное разрушение металлов // В.С. Иванова. – М.: Металлургиздат. – 1963.
22. Меньшов А.А. Влияние производственной вибрации и шума на организм человека // А.А. Меньшов. Киев.: Здоровье. – 1977.
23. Колосов Ю.В. Защита от вибраций и шума на производстве // Ю.В. Колосов, В.В. Барановский. СПб.: СПбГУ ИТМО. – 2011.
24. Феодосьев В.И. Сопротивление материалов // В.И. Феодосьев. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана. – 1999.
25. Работнов Ю.Н. Сопротивление материалов // Ю.Н. Работнов. М.: Физматгиз. – 1962.
26. Ильюшин А.А. Сопротивление материалов // А.А. Ильюшин, В.С. Ленской. М.: Физматгиз. – 1959.
27. Беляев Н.М. Сборник задач по сопротивлению материалов // Н.М. Беляев. М.: Наука. – 1968.

28. Бартенев Г.М. Прочность и разрушение высокоэластических материалов // Г.М. Бартенев, Ю.С. Зуев. М., Л.: Химия. – 1964.
29. Нашиф А. Демпфирование колебаний // А. Нашиф, Д. Джоунс, Дв. Хендерсон, пер. Л.Г. Корнейчука. М.: Мир. – 1988.
30. Матюшев И.И. Справочник конструктора // И.И. Матюшев. Изд-во Политехник. – 2006.
31. Патент РФ №2037691, кл. F16F 7/14. 19.06.1995 Бюл. №17. Виброизолирующая опора двигателя внутреннего сгорания // Минасян М.А.
32. Патент РФ №2040716, кл. F16F 7/14. 27.07.1995 Бюл. №21. Виброизолирующая опора ДВС // Минасян М.А., Минасян А.М.
33. Патент РФ №2219395, кл. F16F 7/14. 20.12.2003 Бюл. №35. Виброизолирующая опора // Минасян М.А.
34. Патент РФ №2185534, кл. F16F 7/14. 20.07.2002 Бюл. №2. Виброизолирующая опора двигателя внутреннего сгорания // Минасян М.А. Минасян А.М.
35. РД 39-0147103-314-88 Методика расчета и проектирования системы виброизоляции блочной насосной станции (БНС)
36. Гумеров А.Г., Виброизолирующая компенсирующая система насосно – энергетических агрегатов // А.Г. Гумеров. Уфа. – 2008.
37. ГОСТ 2688-80. Канат двойной свивки типа ЛК-Р конструкции 6х19(1+6+6/6)+1. – М.: Изд-во стандартов. – 1982.
38. Терентьев В.Ф. Усталостная прочность металлов и сплавов // В.Ф. Терентьев. Изд-во: Интермет Инжиниринг. – 2002.
39. Боярко Г.Ю. Методические указания для выполнения раздела выпускной квалификационной работы «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»: методические указания // Г.Ю. Боярко, О.В. Пожарницкая, В.Б. Романюк, А.А. Вазим, И.В. Шарф, М.Р. Цибулькикова и др. -Томск: Изд-во Томского политехнического университета. – 2017.

40. Пашков Е.Н. Методические указания по разработке раздела «Социальная ответственность» выпускной квалификационной работы магистра, специалиста и бакалавра всех направлений (специальностей) и форм обучения ТПУ // Е.Н. Пашков, И.Л. Мезенцева. – Томск: Изд-во Томского политехнического универ-та. – 2019.
41. Менумеров, Р.М. Электробезопасность. Учебное пособие / Р.М. Менумеров – Изд-во: Лань. – 2018 г.
42. Авраамов, Ю. С. Защита человека от электромагнитных воздействий / Ю. С. Авраамов, Н. Н. Грачев, А. Д. Шляпин. — Москва: Изд-во МГИУ, 2002.
43. Пряников, В.И. Техника безопасности в химической промышленности: учебное пособие / В. И. Пряников. — Москва: Химия, 1989.
44. Мастрюков, Б.С. Безопасность в чрезвычайных ситуациях в природно-техногенной сфере. Прогнозирование последствий: учебное пособие / Б. С. Мастрюков. — Москва: Академия, 2011.
45. Панин В.Ф., Сечин А.И., Федосова В.Д. Экология для инженера // под ред. проф. В.Ф. Панина. – М.: Изд. Дом «Ноосфера», 2000.
46. Белов, Сергей Викторович. Безопасность жизнедеятельности и защита окружающей среды (техносферная безопасность): учебник для академического бакалавриата / С. В. Белов. - 5-е изд., перераб. и доп. - Москва: Юрайт ИД Юрайт, 2015.

Приложение А

Раздел 1 Обзор литературы

Студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
2БМ74	Вакуров Андрей Александрович		

Руководитель ВКР ИШПР, ОНД:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
доцент	Манабаев К.К.	к.ф.-м.н.		

Консультант–лингвист отделения иностранных языков ШБИП

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Старший преподаватель	Бекишева Т.Г.			

1. Basic information about vibration

1.1. The concept of the oscillatory process

Many technical systems consist of several elements. These elements interact with each other. The system can be described using a number of parameters. Parameters describe the state of the system over time. For example, such parameters can be temperature, coordinates, composition, velocity, and others. Denote one of the parameters x . This parameter changes over time ($t \in [0, \infty]$). The change can be represented by the law as in figure 1.

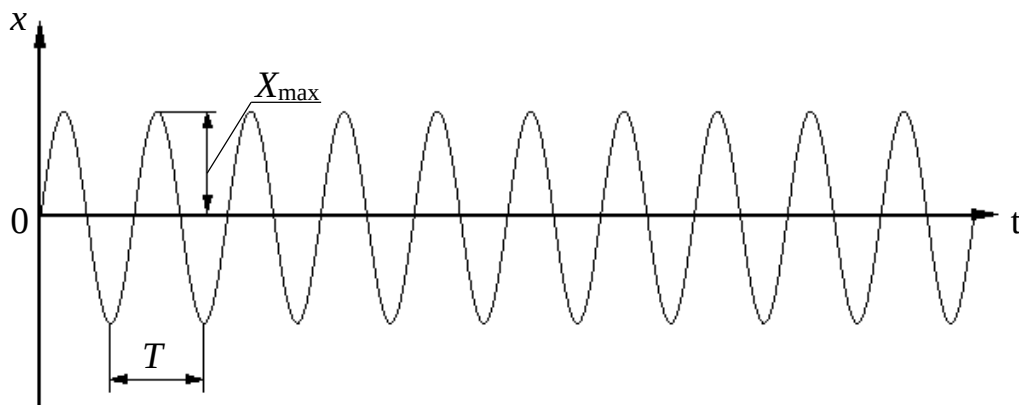


Figure 1 – Example of the law of change of parameter x

The *oscillatory process* or *oscillations* is a multiple alternate increase and decrease of a parameter over time. The variable parameter is called *oscillating quantity*. The oscillatory process is possible due to the presence of restoring forces in the systems. The *restoring force* is a force seeking to return the system to a position of equilibrium.

The oscillatory process can be described by a number of variables:

6. *Amplitude* ($X_{\max}$) is the maximum deviation of a magnitude from an equilibrium position.
7. *Period* (T) is the smallest time after which the value of the oscillating quantity is repeated.
8. *Frequency* (ν) is the inverse of the period.
9. *Initial phase of oscillation* (φ) is the value of the phase of oscillation at the initial moment of time.

10. *Angular (cyclic) frequency* (ω) is the number of oscillations that fits into a period of time equal to 2π s.

There are several types of oscillatory processes: free oscillation, free oscillation in the presence of friction, constrained oscillation and constrained oscillation in the presence of friction.

Free oscillations don't fade over time. There is only restoring force in the system.

The restoring force equation is written as

$$F_x = -cx, \quad (1.1)$$

where F_x – value of restoring force;

c – constant of proportionality.

The differential equation of motion of a point is

$$m\ddot{x} = -cx, \quad (1.2)$$

where m – mass of a particle;

$\ddot{x}$ – the second derivative of the law of changing the coordinate of a point in time.

The solution of equation (1.2) will be

$$x = X_{\max} \sin(\omega t + \varphi), \quad (1.3)$$

where $\omega = \sqrt{\frac{c}{m}}$.

The equation (1.3) describes the change in the coordinate of a material point with time. The equation describing the change in the velocity of a material point will be

$$v = \dot{x} = V_{\max} \cos(\omega t + \varphi), \quad (1.4)$$

where $V_{\max} = \omega X_{\max}$ – velocity amplitude.

and change in the acceleration

$$a = \ddot{x} = -a_{\max} \sin(\omega t + \varphi), \quad (1.5)$$

where $a_{\max} = \omega^2 X_{\max}$ – acceleration amplitude.

The velocity function is shifted relative to displacements function by $\frac{\pi}{2}$, and the acceleration function is displaced by π .

Free oscillations in the presence of friction decay over time, as the system is affected by the restoring force and the resistance force. Resistance forces are always directed in the opposite direction of the movement direction of the material point.

The differential equation of motion of a point is

$$m\ddot{x} = -cx - b\dot{x}, \quad (1.6)$$

where b – coefficient of resistance;

$\dot{x}$ – the first derivative of the law of changing the coordinate of a point in time.

The solution of equation (1.6) will be

$$x = X_{\max} e^{-ht} \sin(\omega t + \varphi), \quad (1.7)$$

where $h = \frac{b}{2m}$ – attenuation coefficient.

The law of change of coordinate is presented in figure 2.

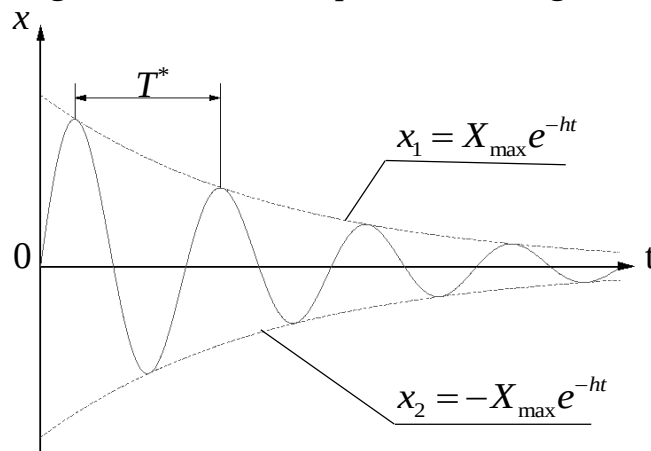


Figure 2 – The law of change of coordinate

The functions x_1 and x_2 are the boundaries for the law of changing the coordinate of a point in time. The period of damped oscillations can be found by using the formula

$$T^* = \frac{2\pi}{\sqrt{\omega^2 - h^2}}, \quad (1.8)$$

where T^* – period of damped oscillations.

The period of damped oscillations is longer than the period of undamped oscillations, as seen from (1.8).

If the value of the angular frequency equals to the value of the attenuation coefficient, then the solution of equation (1.6) will be

$$x = e^{-ht} [x_0 + (v_0 + hv_0)t], \quad (1.9)$$

where x_0 – coordinate of the point determined from the initial conditions;

v_0 – velocity of the point determined from the initial conditions.

The motion of a material point will not have an oscillatory character, but will be a damped motion. The view of the function will be as in figure 3.

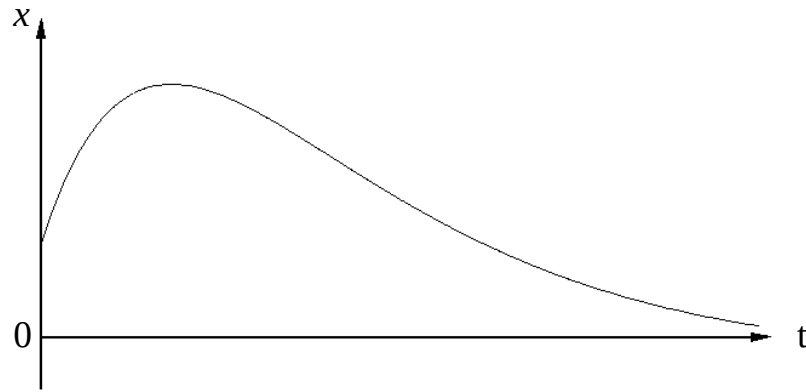


Figure 3 – The law of change of coordinate with damped oscillations at $\omega = h$

Constrained oscillation do not fade over time. The system is affected by the restoring force and the exciting force. The exciting force can be constant in time or change over time.

For example, an exciting force may vary by law.

$$p = P \sin(\rho t + \delta), \quad (1.10)$$

where P – amplitude of exciting force;

ρ – angular frequency of exciting force;

δ – initial phase of exciting force.

The differential equation of a material point can be written as

$$\ddot{x} + \omega^2 x = P_0 \sin(\rho t + \delta), \quad (1.11)$$

where $P_0 = \frac{P}{m}$.

The solution of the differential equation will be

$$x = x_0 \cos \omega t + \frac{v_0}{\omega} \sin \omega t - \frac{P_0}{\omega^2 - \rho^2} \left(\sin \delta \cos \omega t + \frac{\rho}{\omega} \cos \delta \sin \omega t \right) + \frac{P_0}{\omega^2 + \rho^2} \sin(\rho t + \delta). \quad (1.12)$$

The amplitude of the constrained oscillation is calculated by the formula

$$A = \frac{P_0}{|\omega^2 - \rho^2|} = \frac{P}{c \left| 1 - \frac{\rho^2}{\omega^2} \right|} = \frac{x_{\text{ct}}}{\left| 1 - \frac{\rho^2}{\omega^2} \right|} = x_{\text{ct}} \mu, \quad (1.13)$$

where A – amplitude of the constrained oscillation ;

$x_{\text{ct}} = \frac{P}{c}$ – the magnitude of the static deviation of a point from the equilibrium

position under the action of the maximum sign of the exciting force;

$\mu = \frac{1}{\left| 1 - \frac{\rho^2}{\omega^2} \right|}$ – amplification factor. The factor shows how many times the

amplitude of oscillations is greater than the static deviation.

If the angular frequency of oscillation is equal to the angular frequency of the disturbing force, then the amplitude of oscillation will constantly increase without limit. This process is linear in time. The phenomenon is called *resonance*.

When a restoring force, a disturbing force and resistance forces act on the system, the oscillations are called *constrained oscillations in the presence of friction*. Oscillations may fade out over time or not.

The differential equation of a material point can be written as

$$m\ddot{x} = -cx - b\dot{x} + H \sin(\rho t + \delta). \quad (1.14)$$

The solution of the differential equation will be

$$x = e^{-ht} \left[\frac{v_0 + hx_0}{\omega^*} \sin \omega^* t + x_0 \cos \omega^* t \right] - e^{-ht} \left\{ \frac{A}{\omega^*} [h \sin \gamma + \rho \cos \gamma] \sin \omega^* t + A \sin \gamma \cos \omega^* t \right\} + A \sin(\rho t + \gamma), \quad (1.15)$$

Parameters ω^* , A , γ are calculated by the formulas

$$\omega^* = \sqrt{\omega^2 - h^2}, \quad (1.16)$$

$$A = \frac{P_0}{\sqrt{(\omega^2 - \rho^2)^2 + 4h^2\rho^2}}, \quad (1.17)$$

$$\text{tg}(\delta - \gamma) = \frac{2h\rho}{\omega^2 - \rho^2}. \quad (1.18)$$

The movement of a material point consists of three parts: free oscillations in the presence of friction (first part), damped oscillations (second part) and constrained oscillations (third part). The first two parts over time become equal to zero. This means that the nature of the movement points determine the constrained oscillations.

The amplification factor is defined as

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{(1 - z^2)^2 + 4\beta^2 z^2}}, \quad (1.19)$$

where $z = \frac{\rho}{\omega}$ – the ratio of the frequencies of the disturbing force and free oscillations in the absence of friction;

$\beta = \frac{h}{\omega}$ – coefficient of resistance.

From the formula (1.19) it is visible, that at a resonance growth of amplitude of oscillations will not be infinite. The amplitude of oscillation is limited to a certain maximum. This maximum depends on the coefficients z and β . Figure 4 shows the dependence of the amplification factor.

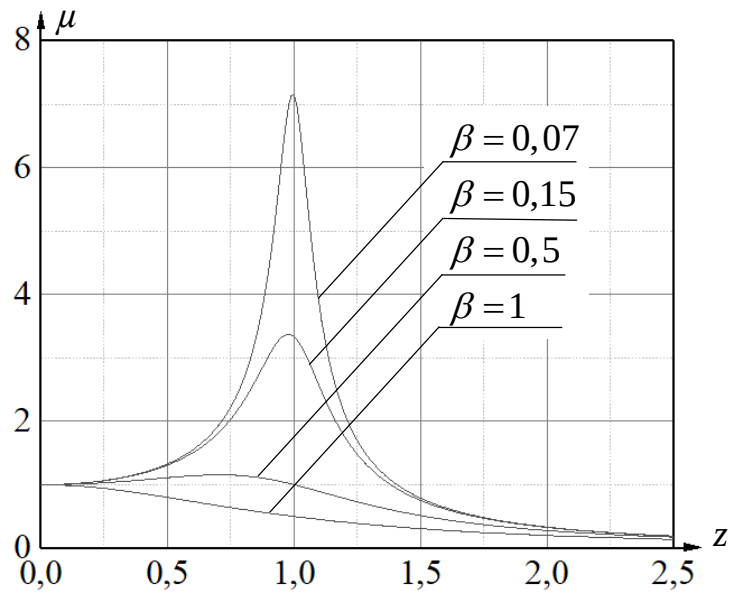


Figure 4 – Dependence of the amplification factor on the ratio of the frequencies and the coefficient of resistance

To describe the oscillatory process, the section "Theory of Oscillations" was created. In the process of creating machines, designers are faced with oscillations that have small amplitude and high frequency. These oscillations are called *vibrations*.

1.2. The concept of vibration. Vibration parameters

Vibrations are a complex oscillatory process (figure 5). The source of vibrations is working equipment.

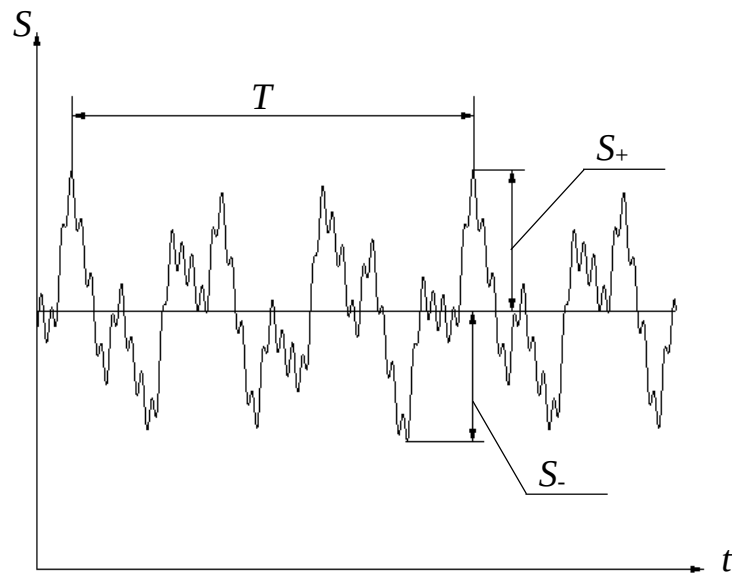


Figure 5 – Graphic representation of the vibration process

The vibration process can be described by a function in the form of a Fourier series

$$s(t) = \frac{1}{2}n_0 + \sum_{i=1}^{\infty} n_i \cos i\omega t + \sum_{i=1}^{\infty} m_i \sin i\omega t, \quad (1.20)$$

where s – vibratory displacement. Shows how much the point deviates from the equilibrium position;

n_i, m_i – Fourier row coefficients.

The first part in (1.20) describes the average value of the vibratory displacement. The component of the motion of a point when $i=1$ is called the *first harmonic*. The components with $i > 1$ are called *higher harmonics*.

To describe the vibration process using the *amplitude spectrum*, the signal is divided by frequency and their corresponding amplitudes (figure 6).

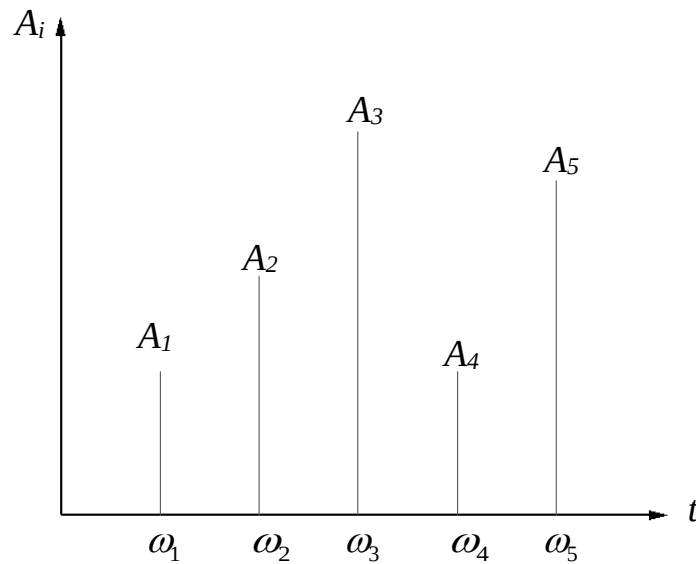


Figure 6 – The amplitude spectrum of the vibration signal

To describe the vibration process, use the absolute values of the *maximum* and *minimum amplitude*, as well as the difference of these values, called the *swing of oscillations*.

$$S_+ = \max s(t), \quad S_- = \min s(t), \quad t \in [0, T] \quad (1.21)$$

where S_+ – maximum value of vibratory displacement;

S_- – minimum value of vibratory displacement;

T – period of the vibration process.

The swing amplitude is defined as

$$R = S_+ - S_- \quad (1.22)$$

where R – swing amplitude.

Other parameters are used to describe vibrations.

Average is calculated as

$$s_{cp} = \frac{1}{T} \int_0^T s(t) dt, \quad (1.23)$$

where s_{cp} – average value of vibratory displacement.

The average absolute value is

$$s_{cp.a\delta c} = \frac{1}{T} \int_0^T |s(t)| dt, \quad (1.24)$$

where $s_{cp.a\delta c}$ – average absolute value of vibratory displacement.

The mean square value

$$s_{cp.kB} = \left(\frac{1}{T} \int_0^T s^2(t) dt \right)^{1/2}, \quad (1.25)$$

where $s_{cp.kB}$ – mean square value of vibratory displacement.

If the vibration is a batch process and is written as a Fourier series, the mean square value is calculated as

$$s_{cp.kB}^2 = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{\infty} A_i^2. \quad (1.26)$$

The description of the vibration process is also made through other parameters taken from the equipment.

The change of vibratory displacement in time is called *vibration velocity*.

$$v(t) = \frac{ds}{dt}, \quad (1.27)$$

where v – vibration velocity.

The change of vibration velocity in time is called *vibrational acceleration*.

$$a(t) = \frac{dv}{dt} = \frac{d^2s}{dt^2}, \quad (1.28)$$

where a – vibrational acceleration.

For vibration velocity and vibrational acceleration applicable formulas (1.21)-(1.26) when replacing $s \rightarrow v$ and $s \rightarrow a$. Decomposition into the amplitude spectrum of the signals of vibration velocity and vibration displacement is possible.

Vibration level is defined as the ratio of the measured value to the standard value. The initial value is taken as the standard value.

$$L_j = 20 \lg \frac{j}{j_0}, \quad j = s, v, a, \quad (1.29)$$

where L_j – logarithmic parameter level;

j – measured parameter value;

j_0 – standard parameter value.

The described parameters are used in the analysis of the vibration signal taken from the equipment using specialized instruments.

1.3. Methods of analysis of vibration

At different time of operation of the equipment different methods of analysis are used.

Method of vibration assessment by the general vibration level. The method is applicable when the equipment is close to breakage. To assess the vibration the standard level is set. The vibration signal removed from the equipment is compared with this level.

The method is simple, does not require special staff, uses devices of simple design, requires small economic costs and distributes in production.

Evaluation of equipment vibration is carried out by the mean-square value of vibration velocity.

Vibration Evaluation Method Based on Vibration Spectrum. Defects in the equipment are detected before the equipment is close to breakage.

The equipment takes the values of vibration velocity for different points in time (figure 7a). The resulting signal is expanded into an amplitude spectrum (figure

7b). The vibration velocity values are taken using velocimeters. Decomposition occurs using software.

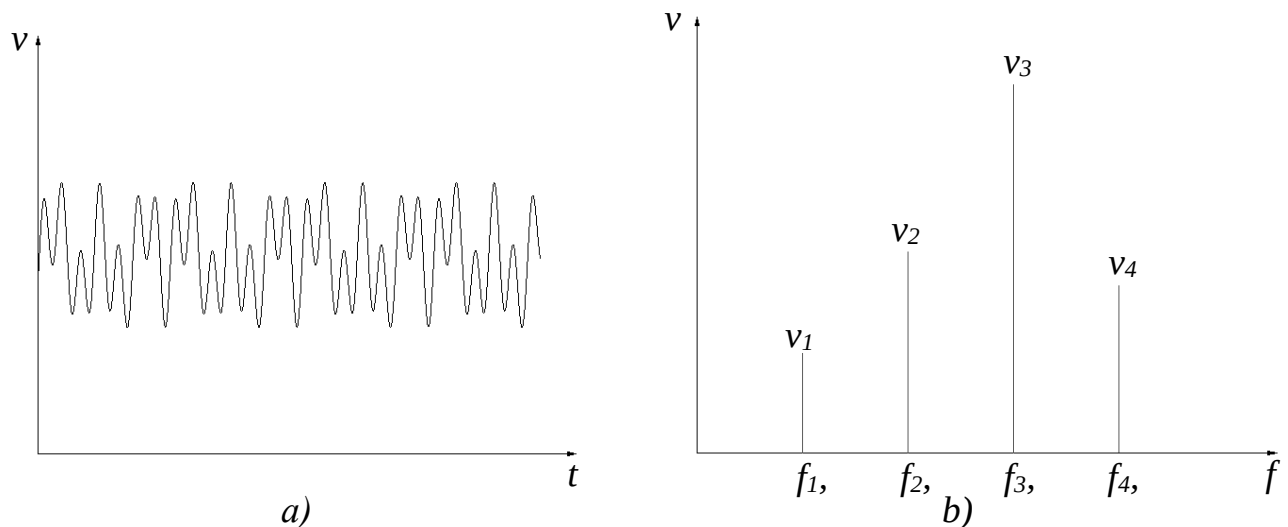


Figure 7 – a) Vibration Signal Example; b) Example amplitude spectrum

Most defects have their own frequency of manifestation. These frequencies are recorded in the regulatory documents. The amplitude spectrum values are compared with the normative ones. Based on the comparison, a conclusion is made about the state of the equipment.

This method is more accurate. It requires more expensive equipment and specially trained personnel.

Method for evaluation of vibration by cross-factor. Defects are detected at the initial stages and simple equipment is used.

The *cross factor* is the number of beats in the time signal. The cross factor is equal to the ratio of the peak value of the amplitude to the mean square.

The method is used to periodically monitor the state of the equipment.

Method for the evaluation of vibration by flicker noise. Defects are found in equipment parts prone to fatigue failure. The frequency of vibration is 0,01-60 Hz. To obtain information about the state of the equipment, a vibration signal is taken from it.

Method for the evaluation of vibration by acoustic emission. Vibrations with a frequency of 0.1 to 10 MHz are analyzed. Vibrations are caused by the disruption of the metal structure. Fatigue cracks are detected at an early stage.

Several methods of analysis are applied.

The first method is to measure the change in the velocity of elastic waves propagation in a zone with a defect.

The second method is the reception and analysis of acoustic emission waves when the product is loaded. Apply two loading options.

- 3) Excitation in the product of strong bending vibrations with a given frequency.
- 4) Excitation in the product of strong bending vibrations with a constantly changing frequency.

To visualize the surface of the product pour fine powder. Under the action of vibrations, the powder moves to places with defects. The powder forms a semblance of the Chladni figure (figure 8).

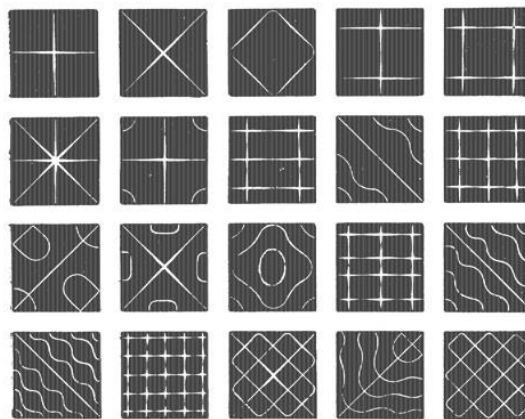


Figure 8 – Examples of Chladni figures

The method of evaluation by the spectrum of the signal envelope is the most effective and common method of vibration analysis. The method allows to detect defects at an early stage. Various interferences do not affect the accuracy of the method.

When analyzing, random high-frequency components of vibrations are identified. Selection is carried out using band-pass filters.

For analysis, determine the frequency and amplitude of the harmonic components of the vibrations. With their help, determine the properties of vibration. Properties allow you to determine the presence of a defect in the equipment.

If there are no defects in the equipment, the level of random vibrations is constant, and there are no harmonic components. If there is a defect, then the frequency determines the type of defect, and the amplitude determines the size of the defect.

The method is accurate. The method allows to determine the type of defect and its size. It requires expensive equipment and specially trained staff.

Vibration analysis methods allow you to determine the place with the defect, the type of defect and its size. This helps to prevent accidents. Because of this, vibrodiagnostics is an important tool for engineers.

1.4. The causes of vibration in equipment

Vibrations in the equipment can occur not only due to defects. A common cause of vibrations is rotor unbalance.

When the center of mass of the rotor is shifted by some distance from the axis of rotation, it is a *static unbalance* (figure 9). The axis of rotation and the axis of inertia are located in the same plane and parallel.

- 1 – center of mass
- 2 – axis of rotation
- 3 – axis of inertia

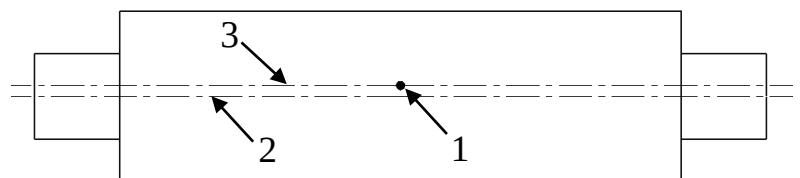


Figure 9 – The static unbalance

To determine the static unbalance, it is necessary to put the rotor on two horizontal rods, then it will turn the heavy side down. To eliminate the unbalance add mass from the opposite side.

If the excess masses are located on different sides of the rotor and are displaced to different ends, then this is a *moment unbalance* (figure 10). The axis of rotation and the axis of inertia are located in the same plane, but intersect.

- 1 – center of mass
- 2 – axis of rotation
- 3 – axis of inertia
- 4 – excess masses

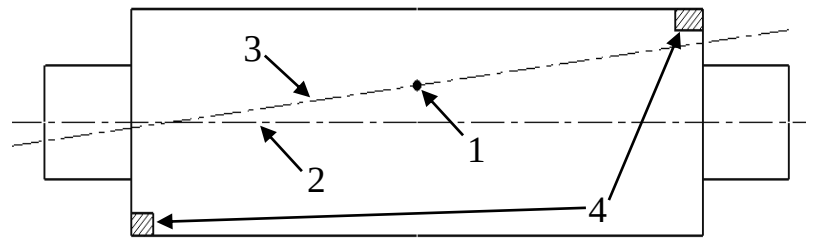


Figure 10 – The moment unbalance

To determine the unbalance, the rotor is rotated with a certain angular velocity. To eliminate the unbalance add mass from opposite sides of the excess mass.

The most common type of unbalance is *dynamic unbalance*. Dynamic unbalance is a combination of static and moment unbalances (figure 11). The axis of rotation and the axis of inertia are not parallel and do not intersect.

- 1 – center of mass
- 2 – axis of rotation
- 3 – axis of inertia
- 4 – static unbalance
- 5 – moment unbalance

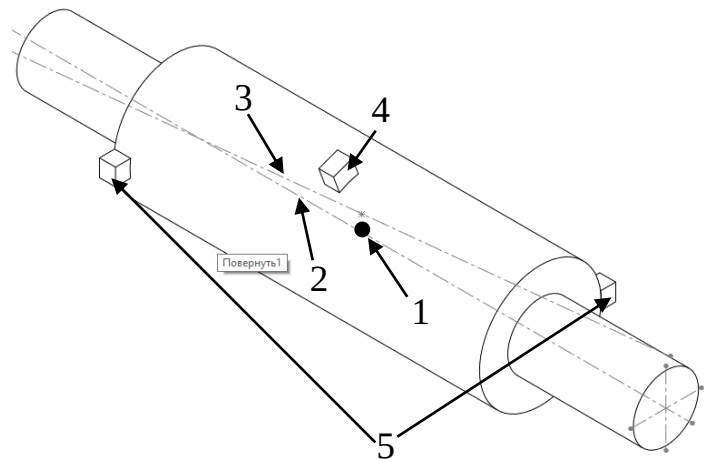


Figure 11 – The dynamic unbalance

To eliminate the unbalance add at least two additional masses in planes perpendicular to the axis of rotation.

Another cause of equipment vibration is misalignment of the shafts.

Parallel displacement of the axes of the shafts is called *parallel misalignment* (figure 12).

- 1 – shaft axis
- 2 – coupling halves

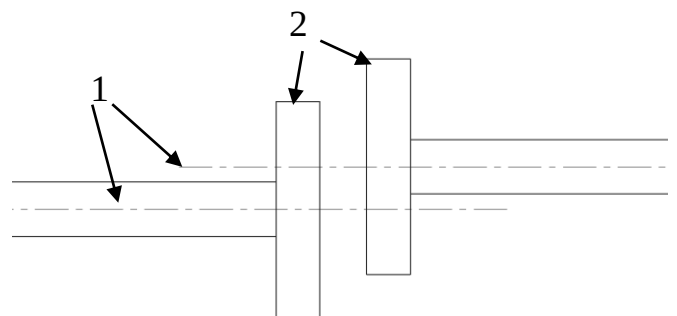


Figure 12 – The parallel misalignment.

The intersection of the shaft axes at a certain angle is called the *angular misalignment* (figure 13).

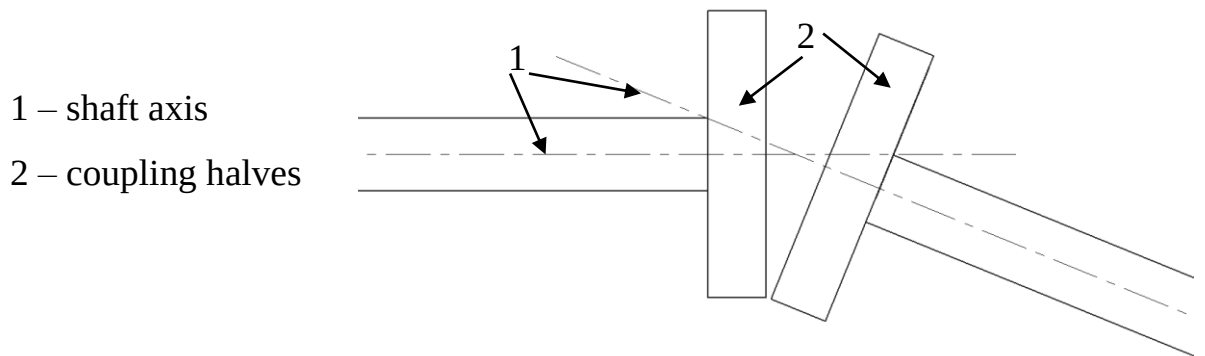


Figure 13 – The angular misalignment

If the axes of the shafts are offset and also located at a certain angle, then this is a *combined misalignment* (figure 14).

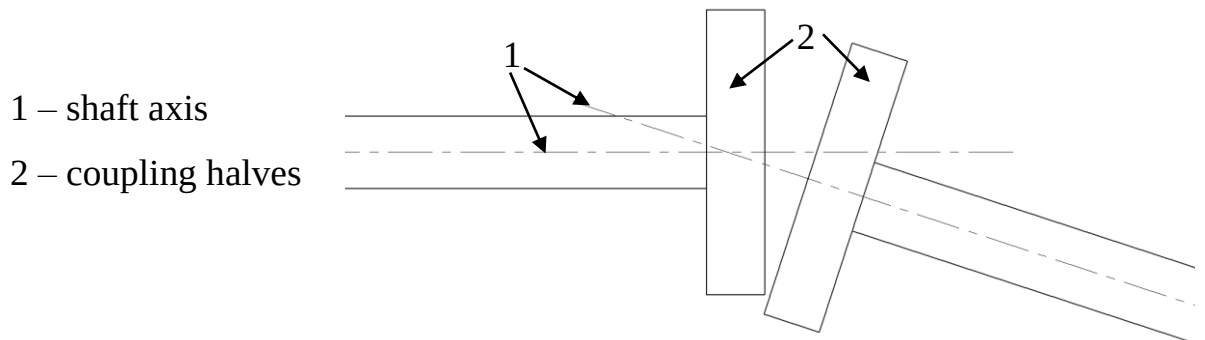


Figure 14 – The combined misalignment

There are two methods for determining misalignment: face and rim method (figure 15a) and reverse dial indication (figure 15b). The second method is used more often, as it is more accurate.

1 – shaft

2 – indication

3 – support

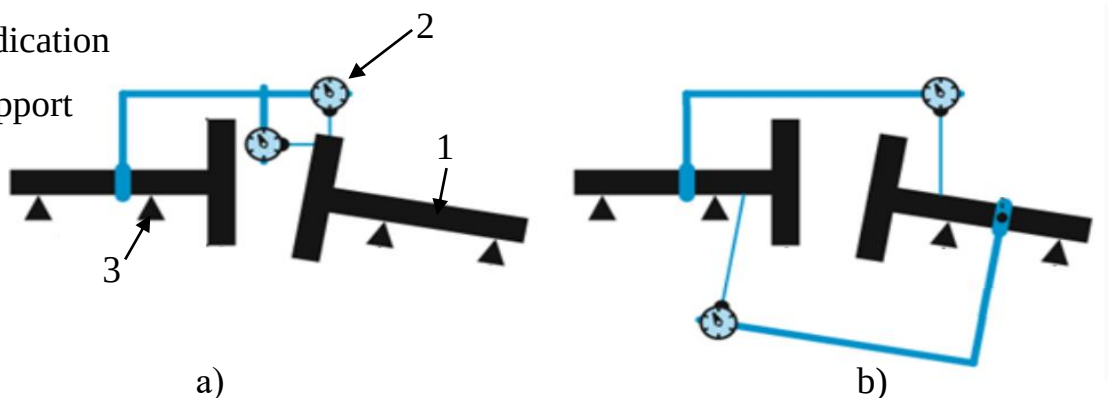


Figure 15 – Method for the determination of misalignment

Vibrations in equipment may appear due to the development of defects in bearings.

The most common bearing defects are: damage to the bearing races (figure 16a), cracks on the bearing races (figure 16b), separator failure (figure 16c), corrosion of the bearing races (figure 16d).

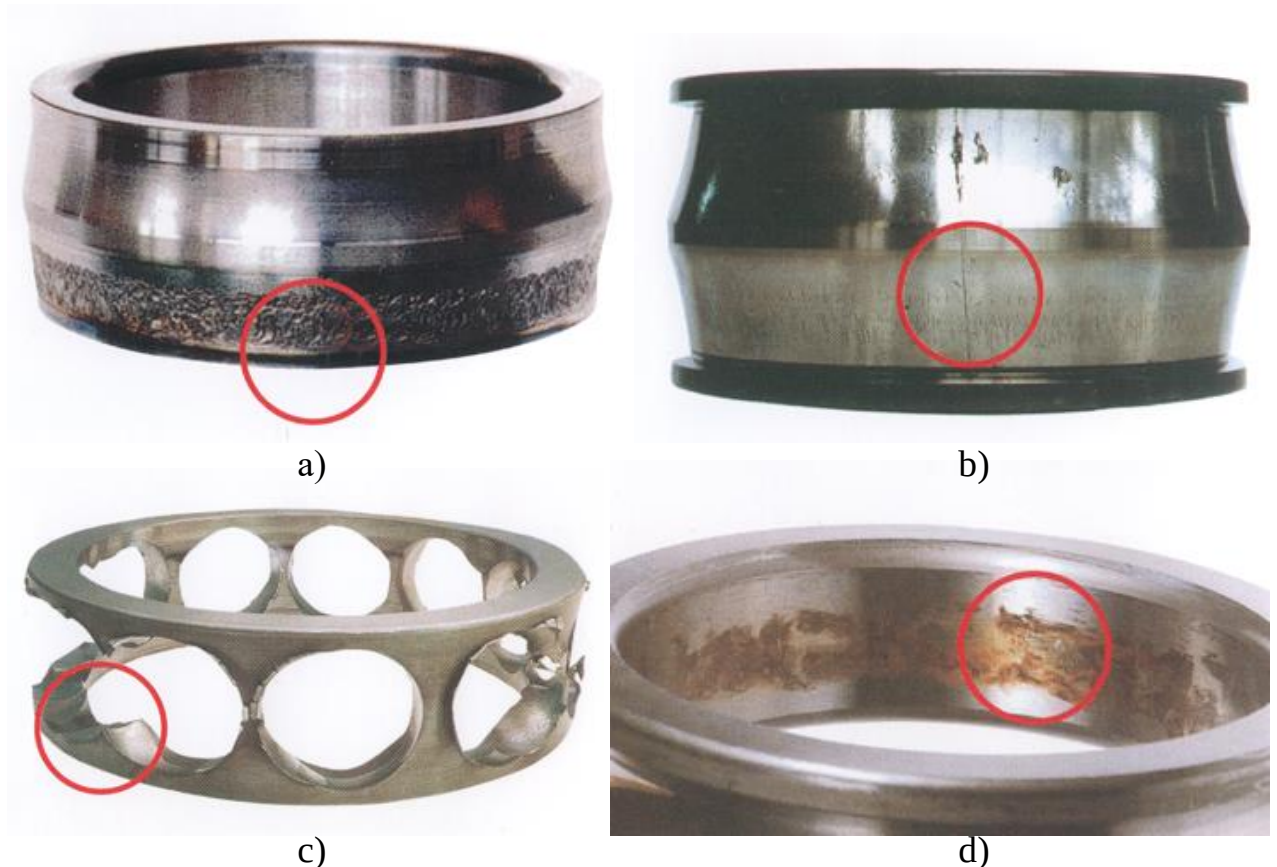


Figure 16 – Bearing defects

Vibrations are the result of equipment operation or defects in it. They adversely affect the performance of the equipment and the staff. Various methods are used to combat vibrations. For example, vibration isolation, vibration dampers are used.