

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

Институт природных ресурсов

Направление подготовки 21.04.01 «Нефтегазовое дело»

профиль «Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов»

Кафедра теоретической и прикладной механики

МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

Тема работы
«Разработка, конструирование и исследование одноплоскостного маятникового автобалансирующего устройства центробежных насосов»

УДК 621.671-589.2-047.74

Студент

Группа	ФИО	Подпись	Дата
2БМ5Е	Торгашев Виктор Евгеньевич		

Руководитель

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент каф. ТПМ	Зиякаев Г.Р.	к.т.н.		

КОНСУЛЬТАНТЫ:

По разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Шарф И.В.	к.э.н.		

По разделу «Социальная ответственность»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Ассистент	Кырмакова О.С.	—		

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ:

Зав. кафедрой	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент каф. ТПМ	Пашков Е.Н.	к.т.н.		

Томск – 2017 г.

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

Институт природных ресурсов

Направление подготовки 21.04.01 «Нефтегазовое дело»

профиль «Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов»

Уровень образования магистратура

Кафедра теоретической и прикладной механики

Период выполнения весенний семестр 2016/2017 учебного года

Форма представления работы:

Магистерская диссертация

КАЛЕНДАРНЫЙ РЕЙТИНГ-ПЛАН
выполнения выпускной квалификационной работы

Срок сдачи студентом выполненной работы:	05.06.17
--	----------

Дата контроля	Название раздела (модуля) / вид работы (исследования)	Максимальный балл раздела (модуля)
20.12.2016	<i>Литературный обзор</i>	10
15.02.2017	<i>Объект и методы исследования</i>	18
20.03.2017	<i>Расчетная часть</i>	18
19.05.2017	<i>Результаты проведенного эксперимента</i>	18
20.04.2017	<i>Финансовый менеджмент</i>	18
21.04.2017	<i>Социальная ответственность</i>	18
	<i>Итого</i>	100

Составил преподаватель:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент каф. ТПМ	Зиякаев Г.Р.	К.Т.Н		

СОГЛАСОВАНО:

Зав. кафедрой	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент каф. ТПМ	Пашков Е.Н.	К.Т.Н		

Запланированные результаты обучения ООП 21.04.01 «Нефтегазовое дело»

№	Результаты обучения	Требования ФГОС, критериев и/или заинтересованных сторон
1	2	3
Р1	Применять естественнонаучные, математические, гуманитарные, экономические, инженерные, технические и глубокие профессиональные знания в области современных нефтегазовых технологий для решения <i>прикладных междисциплинарных задач и инженерных проблем</i> , соответствующих профилю подготовки (в нефтегазовом секторе экономики)	ОК-1; ОК-2; ОК-3, ОПК-1; ОПК-2; ОПК-4; ОПК-5; ОПК-6; ОПК-7, ОПК-8, ПК-1; ПК-2; ПК-3; ПК-4; ПК-6; ПК-7; ПК-9; ПК-10; ПК-11; ПК-14; ПК-16; ПК-17; ПК-19; ПК-20; ПК-21; ПК-23
Р2	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>	ОК-1; ОК-2; ОПК-2; ОПК-4; ОПК-6; ПК-1; ПК-2; ПК-3; ПК-4; ПК-5; ПК-6; ПК-7; ПК-8; ПК-9; ПК-10; ПК-11; ПК-14; ПК-15; ПК-17; ПК-18; ПК-19; ПК-20; ПК-22; ПК-23
Р3	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.	ОК-1; ОК-2; ОПК-1; ОПК-2; ОПК-3; ОПК-6; ОПК-7, ОПК-8, ПК-1; ПК-2; ПК-3; ПК-4; ПК-5; ПК-6; ПК-7; ПК-8; ПК-9; ПК-11; ПК-13; ПК-14; ПК-15; ПК-18; ПК-20; ПК-21; ПК-22; ПК-23
Р4	<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 безопасности труда</i> , выполнять требования по <i>защите окружающей среды</i> .	ОК-2; ОПК-1; ОПК-2; ОПК-7, ОПК-8, ПК-1; ПК-3; ПК-6; ПК-9; ПК-10; ПК-11; ПК-14; ПК-16; ПК-17; ПК-18; ПК-19; ПК-21; ПК-22;
Р5	Быстро ориентироваться и выбирать <i>оптимальные решения в многофакторных ситуациях</i> , владеть методами и средствами <i>математического моделирования</i> технологических процессов и объектов	ОК-2; ОК-3; ОПК-1; ОПК-2; ПК-4; ПК-5; ПК-6; ПК-7; ПК-8; ПК-9; ПК-10; ПК-11; ПК-17; ПК-20;
Р6	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> .	ОК-2; ОПК-1; ОПК-2; ОПК-4; ОПК-7, ОПК-8, ПК-1; ПК-3; ПК-4; ПК-5; ПК-6; ПК-8; ПК-9; ПК-10; ПК-11; ПК-13; ПК-14; ПК-15; ПК-16; ПК-17; ПК-18; ПК-19; ПК-20; ПК-21; ПК-22; ПК-23

№	Результаты обучения	Требования ФГОС, критериев и/или заинтересованных сторон
1	2	3
Р7	Эффективно работать <i>индивидуально</i> , в качестве <i>члена и руководителя команды</i> , умение формировать задания и <i>оперативные планы</i> всех видов деятельности, распределять обязанности членов команды, готовность нести <i>ответственность за результаты работы</i>	ОК-1; ОК-2; ОК-3; ОПК-1; ОПК-2; ОПК-4; ОПК-5; ОПК-6; ПК-6; ПК-11; ПК-12; ПК-13; ПК-14; ПК-15; ПК-23
Р8	Самостоятельно учиться и непрерывно <i>повышать квалификацию</i> в течение всего периода профессиональной деятельности; активно <i>владеть иностранным языком</i> на уровне, позволяющем работать в интернациональной среде, разрабатывать документацию и защищать результаты инженерной деятельности	ОК-1; ОК-2; ОК-3; ОПК-2; ОПК-3; ОПК-4; ОПК-5; ОПК-7, ОПК-8, ПК-1; ПК-8; ПК-23

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

Институт природных ресурсов

Направление подготовки 21.04.01 «Нефтегазовое дело»

Профиль «Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов»

Кафедра теоретической и прикладной механики

УТВЕРЖДАЮ:

Зав. кафедрой

_____ Пашков Е.Н.
(Подпись) (Дата) (Ф.И.О.)

ЗАДАНИЕ

на выполнение выпускной квалификационной работы

В форме:

Магистерской диссертации

Студенту:

Группа	ФИО
2БМ5Е	Торгашеву Виктору Евгеньевичу

Тема работы:

«Разработка, конструирование и исследование одноплоскостного маятникового автобалансирующего устройства центробежных насосов»

Утверждена приказом директора (дата, номер)

№ 2067/с от 23.03.2017г.

Срок сдачи студентом выполненной работы:

05.06.17

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.).

Под объектом исследования подразумевается агрегат насосный с центробежным рабочим колесом, который предназначен для перекачивания в стационарных условиях нейтральных, легковоспламеняющихся, горючих жидкостей

<p>Перечень подлежащих исследованию, проектированию и разработке вопросов</p> <p><i>(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).</i></p>	<p>Методы исследования заключаются в изучении устройства рассматриваемого оборудования, различных процессов протекающих при работе центробежного насоса, а также в рассмотрении различных проблем при повышенной вибрации</p>
<p>Перечень графического материала</p> <p><i>(с точным указанием обязательных чертежей)</i></p>	
<p>Консультанты по разделам выпускной квалификационной работы</p> <p><i>(с указанием разделов)</i></p>	
<p>Раздел</p>	<p>Консультант</p>
<p>Финансовый менеджмент</p>	<p>Шарф Ирина Валерьевна доцент, к.э.н.</p>
<p>Социальная ответственность</p>	<p>Кырмакова Ольга Сергеевна ассистент</p>
<p>Иностранный язык</p>	<p>Баранова Анастасия Викторовна старший преподаватель</p>
<p>Названия разделов, которые должны быть написаны на русском и иностранном языках:</p>	
<p>Обзор литературы</p>	

<p>Дата выдачи задания на выполнение выпускной квалификационной работы по линейному графику</p>	<p>01.09.2016</p>
--	-------------------

Задание выдал руководитель:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент каф. ТПМ	Зиякаев Г.Р.	к.т.н.		

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
2БМ5Е	Торгашев Виктор Евгеньевич		

РЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа 72 с., 19 рис., 20 табл., 41 источников, 2 прил.

Ключевые слова: Автобалансирующее устройство, центробежный насос, вибрация, дисбаланс, виброскорость, неисправность

Объектом исследования является (ются): Агрегат насосный с центробежным рабочим колесом, который предназначен для перекачивания в стационарных условиях нейтральных, легковоспламеняющихся, горючих жидкостей

Цель работы – Разработать, спроектировать и исследовать автобалансирующее устройство одноплоскостного маятникового центробежных насосов

В процессе исследования проводились аналитический литературный обзор, расчет параметров автобалансирующего устройства, технический эксперимент

В результате исследования на кафедре ТПМ разработан новый вид автобалансирующего устройства маятникового типа

Основные конструктивные, технологические и технико-эксплуатационные характеристики: Автобалансирующее устройство имеет простое конструктивное исполнение. В балансировке ротора участвует два, закрепленных на подшипниках качения, корректирующих диска, находящиеся в одной плоскости

Степень внедрения: Результаты проделанной работы могут быть рекомендованы для решения проблемы устранения дисбаланса любых вращающихся систем: компрессоров, вентиляторов, насосов, центрифуг и т.п.

Область применения: Центробежный насос для перекачивания жидкости

Экономическая эффективность/значимость работы: Разработанное устройство не требует больших финансовых затрат

В будущем планируется применить результаты для решения проблем устранения повышенной вибрации в работе центробежных насосов

СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ

АБУ – Автобалансирующее устройство

ЦНС – Центробежный насос секционный

ЦНА – Центробежный насосный агрегат

СКЗ – Среднеквадратичное значение

СИЗ – Средства индивидуальной защиты

СВ – Средства виброизоляции

Оглавление

Введение	9
1. Обзор литературы.....	10
2. Объект и методы исследования	22
3. Расчет емкости и параметров одноплоскостного АБУ для центробежного насоса.....	30
4. Исследования работы одноплоскостного маятникового АБУ установленного на ручной шлифовальной машине.....	37
5. Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение.....	43
6. Социальная ответственность.....	56
Заключение.....	68
Список использованных источников	69
Приложение А.....	73
Приложение Б	86

Введение

Актуальность работы. В любом производстве: от кондитерской фабрики до нефтедобывающей платформы, используются машины и инструменты с вращающимися механизмами. При работе таких машин существует проблема вибрации, которая является следствием возникновения дисбаланса. Неуравновешенность системы или дисбаланс – это несовпадение геометрического центра и центра масс ротора. После изготовления роторы балансируют для сведения неуравновешенности к минимуму и предотвращения вибраций. В процессе эксплуатации машин дисбаланс появляется в результате износа поверхностей, возникновения раковин, отложений, неравномерного нагрева. Вибрации, вызванные дисбалансом, приводят к быстрому износу машин: разрушению подшипников, разбиванию посадочных мест, изменению рабочих зазоров и т. д. В результате нарушается технологический процесс и повышается вероятность быстрого выхода машины из строя.

Объект исследования и предмет. Устранение дисбаланса в центробежных насосах.

Предмет исследования. Расчет и моделирование одноплоскостного маятникового автобалансирующего устройства.

Научная или практическая новизна. Разработка оригинальной конструкции устройства.

Практическая значимость результатов ВКР. Результаты проделанной работы могут использоваться для решения проблемы устранения дисбаланса любых вращающихся систем: компрессоров, вентиляторов, насосов, электроинструмента, центрифуг и т.д.

Реализация и апробация работы. В процессе выполнения работы опубликована научная статья «Расчет и конструирование автобалансирующего устройства» в сборнике трудов VIII Всероссийской научно-практической конференции для студентов и учащейся молодежи «Прогрессивные технологии и экономика в машиностроении».

1. Обзор литературы

При рассмотрении вопроса о виброзащите, механическую систему подразделяют на две подсистемы: источник возбуждения и объект защиты от вибрации, которые связаны между собой. При работе оборудования в источнике возникают динамические воздействия, которые и вызывают колебания системы [1]. Например, рассмотрим центробежный насос, который установлен на фундаменте. Для такой системы может быть несколько вариантов подсистем:

- в реакциях опор ротора возникают динамические силы, объектом защиты будет являться корпус насоса;
- силы, возникающие в местах крепления к фундаменту, объект виброзащиты – фундамент.

В каждом таком случае объект и источник динамических воздействий будут определяться по-разному. В ряде случаев могут определяться кинематические воздействия. Перемещения точек крепления связей к источнику называются кинематическими. Примером кинематических воздействий может быть движение автомобиля по неровной дороге [5].

Влияние вибрационных воздействий

Вибрации приводят к появлению усталостных трещин, разрушению деталей узлов, что приводит к выходу из строя оборудования. Как известно, вибрационные воздействия являются самыми опасными для технологического оборудования.

Также существуют ударные воздействия, которые приводят к нарушению системы. Усталостные разрушения могут образоваться в результате многократных ударов.

Вибрационные и ударные воздействия порождают нарушение нормальной работы технологического оборудования. Например, вибрация резца металлорежущего станка приводит к снижению чистоты обработки поверхности.

Способность объекта сохранять работоспособность в условиях вибрационных нагрузок называется виброустойчивостью, а способность сопротивляться разрушению при действии вибрации и оставаться работоспособным после воздействия называется вибропрочностью. Основная цель виброзащиты технологического оборудования состоит в увеличении этих способностей объекта [1].

Методы и средства вибрационной защиты

Комплекс средств и методов устранения вибрации называется вибрационной защитой.

Блок-схема методов виброзащиты представлена на рисунке 1 представленном ниже.

Классификация методов подразделяется [4]:

– на снижение параметров вибрации на путях ее распространения от источников;

– на снижение параметров вибрации влиянием на источник.

Первую группу методов, возможно, осуществить:

- а) изменив конструктивные элементы источника возбуждения;
- б) изменив частоту вибрации источника возбуждения;
- в) изменением характера вынуждающих сил или моментов;
- г) уравниванием вращающихся масс.

Для реализации методов, снижающих передачу вибрации при контакте человека с вибрирующим объектом, необходимо:

а) применение дополнительных устройств, встраиваемых в конструкцию машины;

б) изменение конструктивных элементов машин;

в) использование демпфирующих покрытий;

г) антифазная синхронизация источников возбуждения вибрации.



Рисунок 1 – Блок–схема классификации методов виброзащиты

Метод с применением в конструкцию дополнительных устройств может подразделяться на методы виброгашения и виброизоляции.

Классификация средств виброизоляции (СВ) позволяет представить блок-схему классификации СВ (рисунок 2).

СВ классифицируются по различным признакам:

– по конструктивному:

- 1) простые СВ;
- 2) составные СВ;

– по порядку включения простых СВ:

- 1) с последовательным включением;
- 2) с параллельным включением;
- 3) с комбинированным включением.

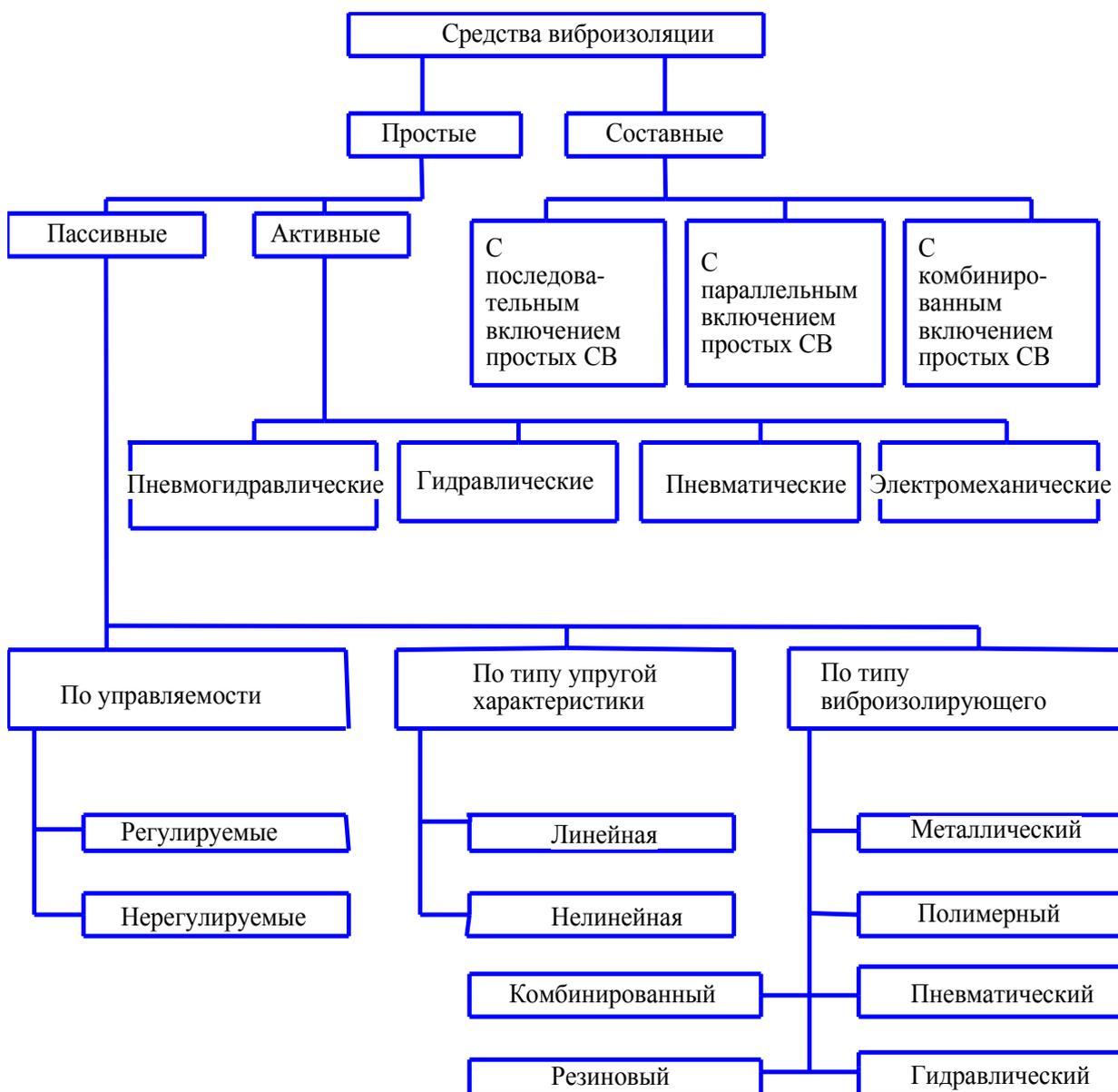


Рисунок 2 – Блок-схема классификации средств виброизоляции

Простые средства виброизоляции подразделяются на пассивные и активные. Средства, использующие энергию дополнительного источника, называются активными. Активные преобразователи могут быть с гидравлическими, пневматическими, пневмогидравлическими, электромеханическими амортизаторами.

Для снижения вибрации в транспортных средствах устанавливают виброизолирующие настилы и виброизолированные кабины. Выбор зависит от конструктивных особенностей машины, условий работы, характера и интенсивности вибраций [8].

Уравновешивание роторов

Любое вращающееся тело в теории уравновешивания называется ротором. Например, коленчатый вал двигателя, якорь электродвигателя, шкивы, маховики и т.п.

Из курса теоретической механики, действующие силы вращающегося тела на его опоры в общем случае складываются из двух составляющих: статической и динамической. Возникновение статической составляющей обуславливается действием сил тяжести, возникновение динамической составляющей – ускоренным движением материальных частиц, из которых состоит ротор [11]. Ротор называется неуравновешенным, если динамическая составляющая не равна нулю.

Виды неуравновешенности роторов

Различают следующие виды неуравновешенности роторов: статическую, моментальную и динамическую.

В случае, когда центр масс ротора S (рисунок 3) находится на главной центральной оси инерции ($I-I$) и она параллельна оси вращения, ротор называется статически неуравновешенным. Главный вектор дисбаланса D направлен радиально и вращается вместе с ротором, при этом главный момент дисбаланса равен нулю. Как пример, коленчатый вал одноцилиндрового двигателя внутреннего сгорания. В опорах A и B действуют силы, векторы которых вращаются вместе с валом.

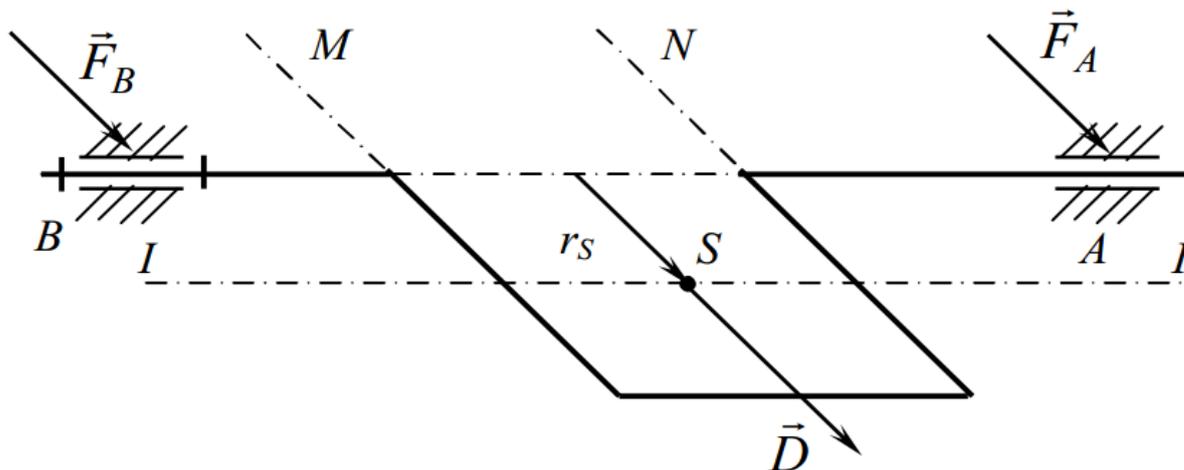


Рисунок 3 – Статически неуравновешенный ротор

Для обнаружения статической неуравновешенности нужно проводить соответствующие испытания. На два горизонтальных ножа устанавливают ротор цилиндрической формы. В том случае, если центр масс расположен вне оси вращения, то ротор будет проворачиваться до тех пор, пока не займет устойчивое положение, при этом центр масс цилиндра займет низшее положение.

Для устранения статической неуравновешенности необходимо к ротору прикрепить дополнительную корректирующую массу m_k [9]. Размещать ее нужно так, чтобы центр корректирующей массы находился на линии действия OS главного вектора дисбаланса D (рисунок 4), а вектор r_k должен быть направлен в обратную сторону вектора r_s .

$$D_k = m_k r_k = -D;$$

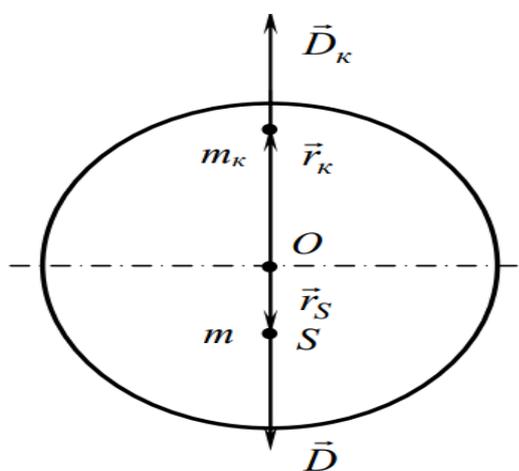


Рисунок 4 – Схема размещения m_k

Помимо установки дополнительной массы для устранения статического дисбаланса можно удалить массу m_k . В этом случае центр удаленной массы и центр масс ротора находятся по одну сторону от оси вращения (точки O).

Не всегда статическую балансировку удастся выполнить с помощью одной корректирующей массы. Как пример, для коленчатого вала одноцилиндрового двигателя внутреннего сгорания (рисунок 5) необходимо установить две корректирующие массы в плоскостях M и N , потому что между этими плоскостями необходимо иметь свободное пространство для движения шатуна. В данном примере вектор D_k должен равняться сумме дисбалансов от двух дополнительных масс. Таким образом, в зависимости от конструкции и назначения ротора, определяется число и расположение плоскостей коррекции.

Следующий вид называется моментально неуравновешенным, где центр масс ротора S находится на оси вращения, а ось инерции $I-I$ (рисунок 5) располагается под углом γ к оси вращения ротора [1]. Моментальная неуравновешенность выражается парой дисбалансов D_{M1} и D_{M2} , т.е. главным моментом дисбалансов. Примером данного вида может служить двухколенчатый вал двигателя. Опоры A и B нагружены парой сил F_A и F_B , векторы которых вращаются вместе с валом, а главный момент дисбалансов такого вала равен $M_D = D_{M1}h_1$.

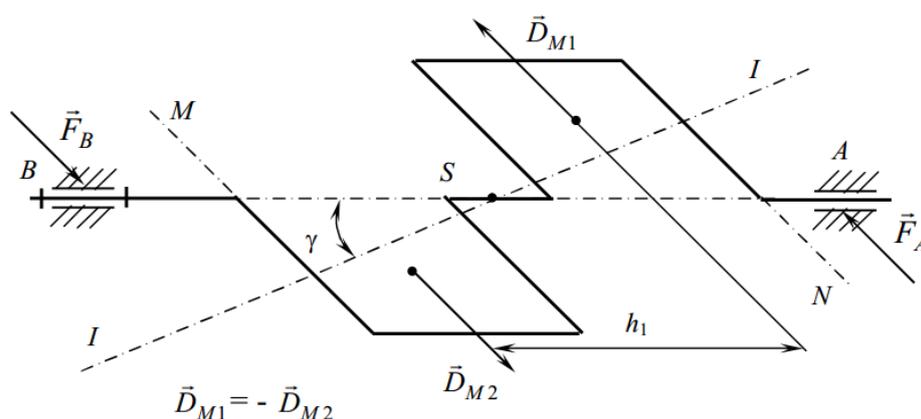


Рисунок 5 – Моментально неуравновешенный ротор

Для устранения такой неуравновешенности необходимо использовать не менее двух корректирующих масс, поскольку пару сил можно уравновесить

только парой. Расположение корректирующих масс в плоскостях коррекции и их величины должны быть такими, чтобы дисбалансы корректирующих масс составили именно пару. Моменты дисбалансов и дополнительных масс должны быть равны и противоположны по направлению, т.е. $M_D = -M_{DК}$. На рисунке 5 для ротора, момент корректирующих масс нужно направить по часовой стрелке, поскольку M_D направлен против часовой стрелки.

Ротор, у которого центр масс находится вне оси вращения, а также ось инерции наклонена к оси вращения, называется динамически неуравновешенным [4]. Динамическая неуравновешенность выражается через D и M_D . Данный вид неуравновешенности может выражаться двумя скрещивающимися векторами дисбалансов $D1$ и $D2$, вращающихся вместе с ротором и расположенными в двух плоскостях перпендикулярных оси вращения. Устраняется двумя дополнительными массами, расположенными в плоскостях коррекции.

Вывод: устранение любой неуравновешенности проводится путем совмещения главной центральной оси инерции с осью вращения ротора, т.е. $D = 0$ и $M_D = 0$. В этом случае ротор называется полностью сбалансированным. Если ротор сбалансировать для конкретной угловой скорости, то он будет полностью сбалансирован и для любой другой угловой скорости, как постоянной, так и переменной.

Динамическая балансировка роторов при проектировании

На стадии проектирования необходимо применять балансировку ротора, если условия эксплуатации оборудования требуют использования полностью уравновешенного ротора [5].

На примере (рисунок 6) рассмотрим ротор, представленный из нескольких деталей: 1,2,3, вращающихся как единое целое. Допустим, известны величины: массы деталей m_i , координаты центров масс S : r_i , φ_i и a_i . Далее необходимо определить дисбалансы неуравновешенных масс.

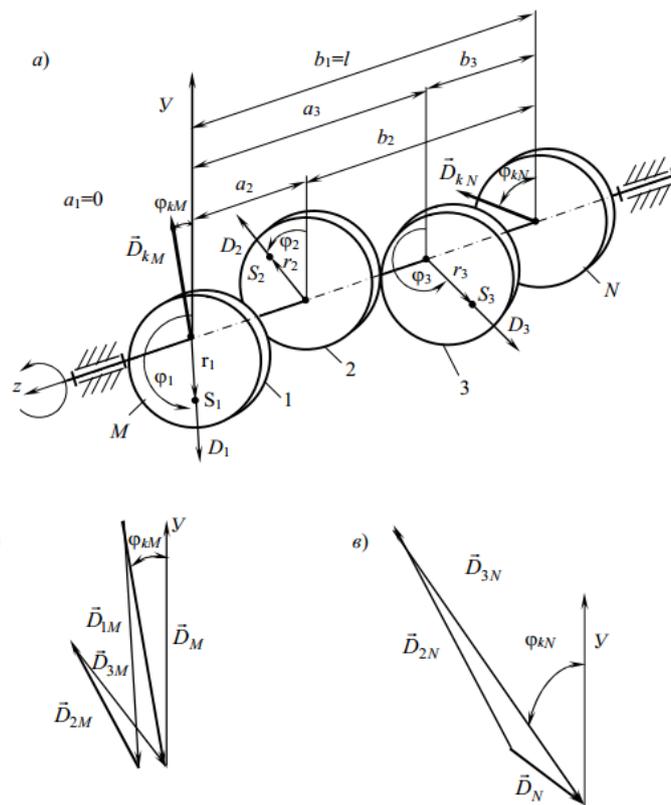


Рисунок 6 – Расчетная схема неуравновешенного ротора

Поскольку в такой системе происходит частичное взаимное уравновешивание, балансировка путем уравновешивания каждой массы отдельной дополнительной массой является нецелесообразной.

Балансировка изготовленных роторов

Вследствие погрешности изготовления, неоднородности материала, после изготовления обладает некоторой неуравновешенностью, хоть и был полностью сбалансирован на стадии проектирования. Данную неуравновешенность определяют экспериментально и устраняют на специальных балансировочных станках.

Для того чтобы производить балансировку ротора на станке рамного типа, необходимо ротор установить таким образом, чтобы одна из плоскостей коррекции станка (рисунок 7) совпадала с плоскостью, содержащей ось колебания рамы O. Амплитуда колебаний рамы зависит только от дисбаланса в плоскости коррекции N. Относительно точки O, главный момент вынуждающей силы равен

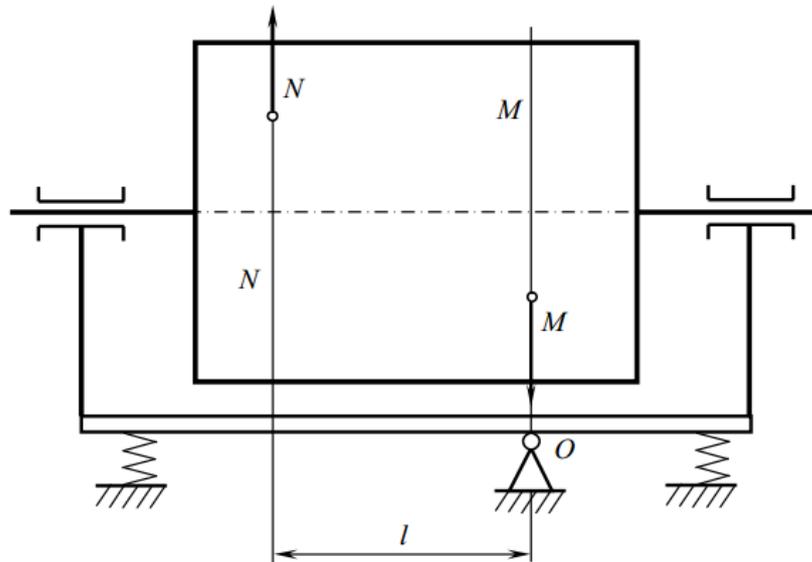


Рисунок 7 – Схема балансировочного станка рамного типа

$$M = D_N l \omega^2 \cos(\omega t), \quad (1)$$

где l – расстояние между плоскостями коррекции; ω – угловая скорость вращения ротора.

Амплитуда вынужденных колебаний рамы будет пропорциональна амплитуде вынуждающего момента

$$A = k D_n l \omega^2, \quad (2)$$

где k – коэффициент пропорциональности.

Уравновешивание гибкого ротора

Ротор, у которого расстояние между опорами значительно больше его диаметра называется гибким. Для такого ротора необходимо учитывать изгибные деформации, как вала, так и самого ротора, при определении дисбаланса. Рассмотрим вертикально установленный вал, на котором укреплен диск массой m (рисунок 8), для того чтобы выявить основные закономерности, связывающие деформации изгиба вала и дисбаланс ротора. На расстоянии rS от оси вала смещен центр масс диска. Массой вала можно пренебречь т.к. она намного меньше массы диска. Вал вращается с угловой скоростью ω . Вал прогибается на величину x под действием центробежных сил инерции.

Сила инерции и прогиб вала связаны уравнением:

$$x = \delta_1 m (r_s + x) \omega^2, \quad (3)$$

где δ_1 – прогиб вала, вызванный единичной силой в рассматриваемом сечении.

Отсюда

$$x = \frac{\omega^2 r_s}{\frac{1}{\delta_1 m} - \omega^2}; \quad (4)$$

При некотором значении угловой скорости ω знаменатель дроби обращается в нуль, а прогиб вала $x \rightarrow \infty$. Это значение ω называется критической угловой скоростью ω_k :

$$\omega_k = \sqrt{\frac{1}{\delta_1 m}}; \quad (5)$$

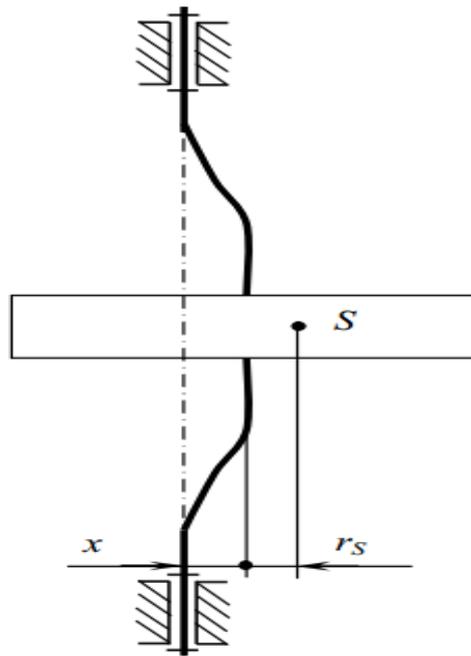


Рисунок 8 – Гибкий ротор

Поскольку на вал действуют силы сопротивления, то действительный прогиб вала не стремится к бесконечности, а имеет максимальное значение, то можно считать значение критической угловой скорости вала как собственную частоту рассматриваемой системы [1].

$$x = \frac{r_s}{(\omega_k - \omega)^2 - 1}; \quad (6)$$

Из полученного выражения видно, что при $\omega < \omega_k$ прогиб $x > 0$ (дорезонансный режим). Сдвиг фаз между колебаниями вынуждающей силы и собственными колебаниями в зарезонансном режиме равен π . Прогиб вала уменьшается с увеличением угловой скорости в зарезонансном режиме, а при стремлении к бесконечности стремится к смещению r_s . Центробежная сила инерции в зарезонансном режиме будет равна:

$$\Phi = m(r_s - x)\omega^2; \quad (7)$$

Из полученного выражения можно увидеть, что с увеличением угловой скорости происходит уменьшение дисбаланса.

Колебательная система будет иметь несколько критических угловых скоростей, если на валу закреплено несколько дисков.

Главной особенностью балансировки таких роторов заключается в том, что плоскости коррекции не могут быть выбраны произвольно. Можно установить оптимальные плоскости коррекции по методическим указаниям к ГОСТ 22061–76. Для того чтобы вызывать минимальные прогибающие моменты в теле ротора, а также сохранить полученную уравновешенность ротора на частоте вращения ниже первой резонансной, необходимо установить корректирующие массы в оптимальных плоскостях [7]. К жестким роторам относятся роторы, после балансировки в двух произвольно выбранных плоскостях коррекции на частоте вращения ниже первой резонансной, значения остаточных дисбалансов в опорах не превзойдут допустимых значений на эксплуатационных частотах вращения, согласно ГОСТ 19534–70. Все остальные роторы являются гибкими.

2. Объект и методы исследования

Нередко для механика возникает проблема повышенной вибрации насосного агрегата. Необходимо быстро и с минимальными затратами установить причину, т.к. повышенная вибрация не позволяет, как правило, нормальную эксплуатацию и значительно уменьшает надежность центробежного агрегата. Под объектом исследования подразумевается насосный агрегат с центробежным рабочим колесом, который предназначен для перекачивания в стационарных условиях, легковоспламеняющихся, горючих жидкостей. Методы исследования заключаются в изучении устройства рассматриваемого оборудования, различных процессов протекающих при работе центробежного насоса, а также в рассмотрении различных проблем при повышенной вибрации.

Центробежные насосы часто применяются в различном производстве благодаря существенным конструктивным и техническим преимуществам над другими типами насосов. Широкое применение получили из-за малых габаритов, больших скоростей вращения, отсутствия возвратно-поступательных движений. По экономическим соображениям стоимость самого насоса, помещение первоначальной установки, дальнейшего обслуживания и ремонта значительно меньше, по сравнению с другими насосами. При эксплуатации центробежного агрегата возникают вибрации, приводящие к развитию и накоплению дефектов и неисправностей. Неисправности центробежных насосов можно разделить на две группы:

- гидродинамические;
- механические.

К первому типу относится кавитация, рециркуляция, гидравлический дисбаланс, взаимодействие выходной с рабочей камерой. К механическим неисправностям относят неуравновешенность ротора, бой крыльчатки, изгиб вала, влияние трубопроводной обвязки насоса.

Вышеперечисленные причины и неисправности могут стать причиной отказа работы центробежного агрегата.

Неисправности основных деталей центробежного насоса

Рассмотрим основные дефекты элементов центробежного агрегата. Устройство центробежного насоса включает: корпус, вал, рабочее колесо, подшипниковые опоры, торцевые и сальниковые уплотнения. При эксплуатации в корпусе насоса могут появиться следующие повреждения:

- коррозионно-эрозионный износ;
- трещины;
- свищи;
- износ подшипниковых узлов;
- вмятины.

Трещины и сколы, сквозные раковины, коррозионный и эрозионный износ могут возникнуть в рабочих колесах.

Основным элементом центробежного агрегата является ротор, который несет на себе основную нагрузку при передаче вращения от электродвигателя к насосу, подвергаясь действию крутящего и изгибающего моментов. В процессе эксплуатации основные неисправности ротора:

- неудовлетворительная центровка электродвигателя с центробежным насосом;
- изгиб вала;
- коррозионно-эрозионный износ;
- усталостные трещины в местах концентрации напряжений.

Неисправности ротора в работе приводят к серьезным последствиям: разрушению подшипниковых опор, торцевых уплотнений, к разрушению и выходу из строя всего насоса. В некоторых случаях приводит к возникновению пожаров или взрыва на производстве. Неисправности ротора могут быть вызваны на стадии его изготовления, при монтаже или ремонтных работах.

На практике было рассмотрено 200 центробежных насосов. Ниже в таблице 1 приведены основные причины повышенной вибрации, а также построена диаграмма показывающая процентное соотношение между неисправностями.

Таблица 1 – Основные причины повышенной вибрации центробежных насосных агрегатов

Неисправность	Количество	Доля в %
Дисбаланс	96	55
Расцентровка	8	5
Износ	18	10
Неплотность соединений	48	27
Работа насоса в крайней точке рабочей характеристики	2	1
Работа насоса вне зоны рабочей характеристики	3	2
Всего	175	100

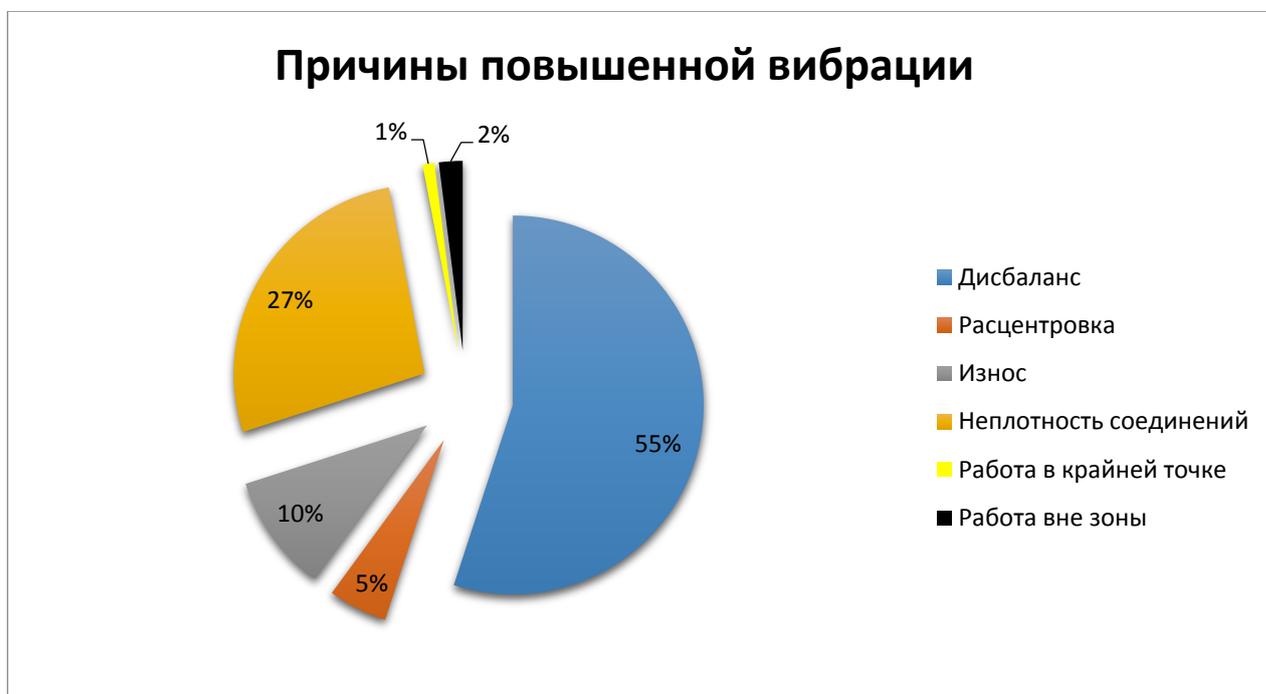


Рисунок 9 – Основные причины повышенной вибрации в центробежных агрегатах

Вибрационные методы диагностики насосных агрегатов

Разобрав основные дефекты в конструктивных элементах центробежного насоса, рассмотрим методы диагностики насосных агрегатов. Вследствие возникающей неуравновешенности и износа, движущихся и взаимодействующих между собой деталей, функционирование насосных агрегатов сопровождается колебательными процессами. Исправное состояние центробежного насоса подразумевает низкий уровень его механических колебаний. Параметры вибрации механизма меняются в процессе эксплуатации, по мере износа и деформации деталей, оседания фундамента и т.д. Любое отклонение от нормы параметров работы и структуры механизма приводит к изменению характера взаимодействия элементов между собой, а также к взаимодействию виброакустических процессов. Можно сказать, что вибрация может служить как причина развития дефекта, так и их индикатором.

Методы вибродиагностики необходимы для выбора наиболее информативного признака, для того чтобы оценить техническое состояние оборудования. В процессе поиска параметров выделяют только те, которые характеризуют состояние оборудования. Таким образом при диагностике оборудования, по этим параметрам формируют информативную систему признаков.

Для определения состояния центробежного насоса, основными измеряемыми параметрами являются: виброускорение, виброскорость, виброперемещение, среднеквадратичное отклонение, ударный спектр и другие. Выбор зависит от типов исследуемых механизмов, амплитудного и частотного диапазона измеряемых колебаний.

Центробежные насосы способны развивать скорость более 3000 об/мин, следовательно, при исследовании работоспособности, эффективности вибрационных машин и воздействия вибрации на организм человека изучают скорость вибрации, которая определяет импульс силы и разрушающую способность колебаний, другими словами кинетическую энергию. В этом случае необходимо измерить среднеквадратическое значение, преимуществом

которых является независимость значений от сдвигов фаз между отдельными составляющими спектров измеряемой вибрации. При этом необходимо всегда учитывать временное развитие колебаний.

Виброускорение является основным, измеряемым параметром при оценке вибронадежности объектов и исследований дефектов, связанных с механическими ударами. Измеряют пиковое значение виброускорения, которое отражает наибольшее значение измеряемых колебаний.

Неисправности насосного агрегата, без определения причины ее появления, степени развития дефекта или принадлежности к конкретному конструктивному элементу могут быть выявлены методами, основанными на спектральном анализе входящего сигнала. Следовательно, причинами дисбаланса могут быть: дефекты рабочего колеса и вала, несимметричное распределение масс ротора и другие. Процесс идентификации является сложным, так как все эти дефекты при спектральном анализе оказывают влияние на одинаковые гармоники спектра гармонических составляющих.

Наличие первых гармоник спектра могут свидетельствовать о следующем:

- появлению дисбаланса ротора;
- расцентровке вала;
- ослабление крепления подвижных и неподвижных элементов агрегата.

В соответствии с международными и российскими стандартами и нормативно-техническими рекомендациями, при оценке технического состояния насосных агрегатов методами вибродиагностики, в качестве нормируемых параметров в большинстве случаев применяют среднеквадратичное значение (СКЗ) виброскорости.

Неуравновешенность ротора

Как уже было сказано выше, к резкому увеличению вибраций обычно приводит неуравновешенность вращающихся масс ротора. Неуравновешенность обуславливается отклонением геометрических размеров ротора от номинальных конструктивных. При вращении несбалансированного

ротора в каждом поперечном сечении с некоторой угловой скоростью в поперечном сечении возникает центробежная сила, вращающаяся вместе с ротором. Центробежная сила вызывает переменные нагрузки на опоры насосного агрегата, при этом результирующая центробежная сила, может вызывать значительный прогиб вала, при статической нагрузке. Таким образом, действуя на опоры ротора и агрегата дисбаланс, а также центробежные силы вызывают значительные нагрузки и вибрации для оборудования.

Появление дисбаланса в насосе может иметь различную природу и являться следствием многих особенностей конструкции и эксплуатации. Рассмотрим основные причины:

- дефекты, при изготовлении, сборке, монтаже, балансировке ротора, которые характеризуются повышенным уровнем вибрации после завершения ремонта или монтажа центробежного агрегата;

- изношенные детали ротора;

- неправильная эксплуатация.

В процессе эксплуатации, насос характеризуется внезапными изменениями амплитуды или фазы колебания, отложениями вредных примесей на конструктивных элементах насоса, нарушением посадок.

Как известно из первой главы дисбаланс можно условно подразделить на:

- статический;

- динамический;

- моментный.

Наиболее четко дисбаланс проявляется при измерении виброскорости. Амплитуда первой гармоники f_0 виброскорости будет преобладать над всеми остальными в случае отсутствия других дефектов.

Для каждого вида дисбаланса характерно следующее:

- статический дисбаланс имеет одинаковые, синфазные амплитуды виброскоростей на конечных опорах ротора на оборотной частоте;

– моментный дисбаланс, одинаковые, но противофазные амплитуды виброскоростей на опорах;

– динамический дисбаланс, неодинаковые, несинфазные и непротофазные амплитуды виброскоростей.

Расцентровка ротора

Расцентровка или несоосность – это основной источник паразитной вибрации центробежного агрегата. Расцентровка – это нарушение соосности двух валов, т.е. отклонение их от общей оси. Несосоосность присутствует всегда, и ее развитие является причиной нарушения работоспособности агрегата. Если центральные оси при отклонении остаются при этом параллельными, то это параллельная несоосность. Угловой расцентровкой называется, если центральные оси валов пересекаются в точке соединения, и не параллельны.

Несоосность валов вызывается следующими причинами:

– плохой сборкой или относительным смещением составных частей центробежного агрегата;

– деформацией податливых опор;

– тепловым расширением механизмов насоса;

– неперпендикулярностью торцов муфты осей валов;

– нежесткостью основания.

Несоосность приводит к следующим неисправностям:

– перегреву муфты;

– износу муфты;

– появлению усталостных трещин на валу;

– выходу из строя подшипников.

Неплотность соединений

Нарушение целостности, зазоры между деталями, нарушение посадок приводят к нелинейным откликам агрегата на воздействие неуравновешенных сил и являются причинами возбуждения детерминированной и случайной вибрации.

Основные неисправности соединений:

- ослабление крепления при сборке;
- неполное прилегание, искажение формы рамы и основания;
- неплотное прилегание деталей;
- нарушение целостности неподвижных, подвижных элементов агрегата;
- увеличение податливости опор корпуса.

Нестационарность и импульсный характер временного сигнала виброускорения, характеризует признаки ослабления крепления.

3. Расчет емкости и параметров одноплоскостного АБУ для центробежного насоса

На кафедре ТПМ ТПУ было разработано и рассчитано оригинальное конструктивное решение автобалансирующего устройства, позволяющего эффективно снижать колебания вызванные вращением неуравновешенных роторов при работе машин.

Из множества автобалансирующих устройств и различных факторов остановлен выбор на устройстве дискового типа. Данное устройство не требует больших финансовых затрат, а также имеет простое конструктивное исполнение.

В балансировке ротора участвует два, закрепленных на подшипниках качения, корректирующих диска, находящиеся в одной плоскости. В процессе вращения диски выстраиваются относительно ротора для компенсации дисбаланса.

На рисунке 10 представлено автобалансирующее устройство, установленное на роторе в разрезе.

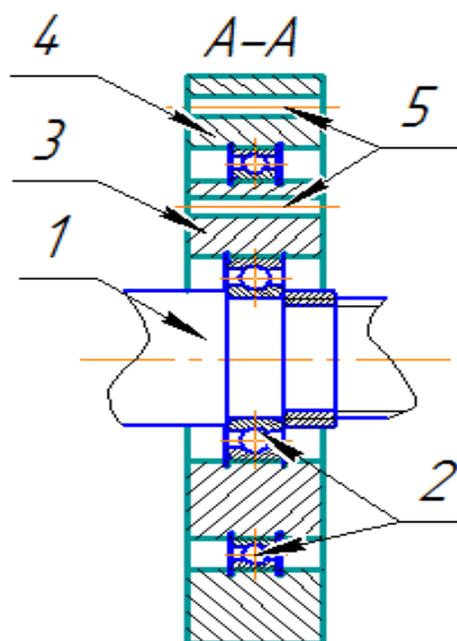


Рисунок 10 – Автобалансирующее устройство:

1 – ротор; 2 – подшипники качения; 3 – первый диск; 4 – второй диск; 5 – отверстия

На рисунке 11а представлено устройство работающее в условиях $\omega < \omega_{кр}$, где из центра тяжести для каждого диска C_{m1} и C_{m2} векторы дисбаланса D_{m1} и D_{m2} направлены противоположно вектору дисбалансу ротора D_p , исходящего из центра C_p .

На рисунке 11б работа протекает в условии, когда $\omega > \omega_{кр}$, корректирующие диски принимают положение устойчивой работы ротора.

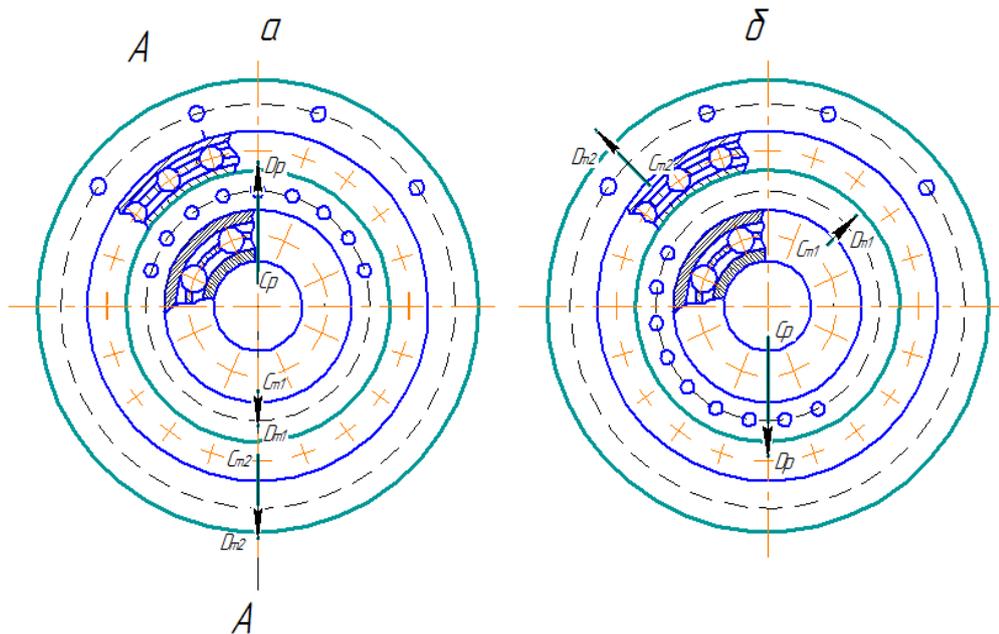


Рисунок 11 – Схема АБУ при работе $\omega < \omega_{кр}$, и при работе на закритических угловых скоростях

Правильность выбора параметров АБУ является основным критерием, определяющим возможность и качество балансировки.

Исходными данными для проектирования параметров АБУ для центробежного насоса являются:

D – максимальный возможный в период эксплуатации дисбаланс ротора, г·мм;

k_3 – коэффициент запаса емкости АБУ;

ω – критическая угловая скорость ротора, c^{-1} ;

m – масса вращающейся части центробежного насоса, кг;

ρ – плотность материала одноплоскостного маятника, $\frac{кг}{м^3}$;

d_p – диаметр ротора, мм;

Геометрические размеры АБУ должны быть минимальными или допускаемыми габаритными размерами корпуса центробежного насоса.

Расчет параметров первого диска

Для расчета емкости первого и второго диска необходимо знать массу ротора центробежного насоса, угловую скорость и определить максимально допустимый дисбаланс.

Определим класс точности балансировки для центробежных насосов.

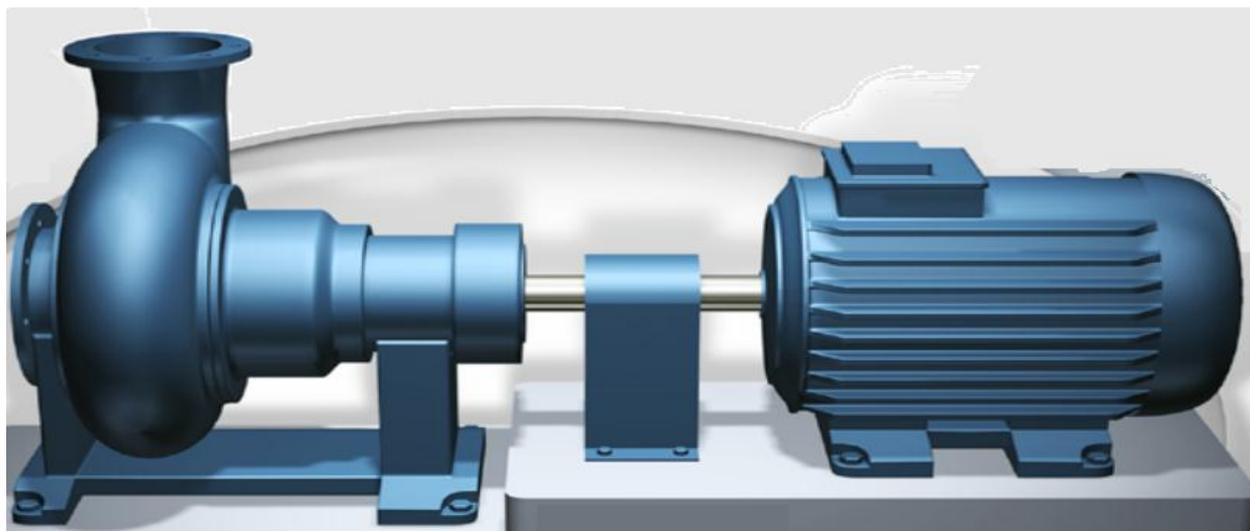


Рисунок 12 – Центробежный насос с приводом

Из стандарта ИСО 1940–73 для насосов применяют четвертый класс точности.

Таблица 2 – Класс точности балансировки роторов ИСО 1940–73

Класс точности	$e_{ст}\omega_{max}$, мкм	Типы роторов
4	6,3	Центробежный насос

Затем необходимо определить значение дисбаланса с коэффициентом запаса емкости АБУ.

$$D_3 = 1,2D. \quad (8)$$

Подставив значения, получаем:

$$D_3 = 1,2 \cdot 6,3 \frac{\text{мм}}{\text{с}} = 7,560 \frac{\text{мм}}{\text{с}}. \quad (9)$$

Полученное значение дисбаланса, необходимо уравновесить с помощью спроектированного одноплоскостного автобалансирующего устройства.

Автобалансирующее устройство состоит из двух дисков расположенных в одной плоскости. Емкости первого диска должна быть равной емкости второго. Найдем значение емкости для дисков:

$$S = \frac{D_3}{2}. \quad (10)$$

Подставляем полученное значение (2) в формулу:

$$S = \frac{7,56 \frac{\text{мм}}{\text{с}}}{2} = 3,780 \frac{\text{мм}}{\text{с}}. \quad (11)$$

Для упрощения расчета параметров первого диска, полученную емкость необходимо перевести в единицы измерения $\text{г} \cdot \text{мм}$.

$$\omega = 2\pi \frac{n}{60}, \quad (12)$$

где n – угловая скорость вращения ротора центробежного насоса.

Угловую скорость ротора принимаем 3000 об/мин.

$$\omega = 2 \cdot 3,14 \cdot \frac{3000 \frac{\text{об}}{\text{мин}}}{60} = 314,159 \text{ с}^{-1}. \quad (13)$$

Величина удельного дисбаланса:

$$e = \frac{S}{\omega}. \quad (14)$$

Подставив значение получим:

$$e = \frac{3,780 \frac{\text{мм}}{\text{с}}}{314,159 \text{ с}^{-1}} = 0,012 \text{ мм}. \quad (15)$$

Емкость диска получим из уравнения:

$$S_d = e(1000m), \quad (16)$$

где m – масса ротора, кг.

Массу ротора центробежного насоса принимаем 200 кг, следовательно, емкость одного диска должна быть:

$$S_d = 0,012 \cdot (1000 \cdot 200 \text{ кг}) = 2406 \text{ г} \cdot \text{мм}. \quad (17)$$

После, как определили значение емкости одного диска, найдем необходимые параметры первого диска. Для этого необходимо руководствоваться допустимыми размерами центробежного насоса, чтобы АБУ можно было применить.



Рисунок 13 – Узел выхода центробежного насоса

Исходя из размеров узла выхода, принимаем толщину первого диска $\delta = 24$ мм, диаметр вала $d_b = 15$ мм, плотность стали $\rho = 7850 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ ГОСТ 1050–88, диаметр просверленных отверстий первого диска $d_{10} = 8$ мм, количество отверстий $N_{\text{отв}} = 9$.

Найдем массу просверленного отверстия:

$$m_{10} = \pi \delta \rho \frac{d_{10}^2}{4}. \quad (18)$$

Подставляя значения:

$$m_{10} = 3,14 \cdot 0,024 \text{ м} \cdot 7850 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \cdot \frac{(0,008 \text{ м})^2}{4} = 9,470 \cdot 10^{-3} \text{ кг}. \quad (19)$$

Далее необходимо определить сумму расстояний от центра отверстий до оси х.

$$S_d = m_{10} \sum_{i=1}^N y_i. \quad (20)$$

Из формулы (13) выразим сумму расстояний:

$$\sum_{i=1}^N y_i = \frac{S_d}{m_{10}}. \quad (21)$$

Подставляя значения:

$$\sum_{i=1}^N y_i = \frac{2406 \text{ г} \cdot \text{мм}}{9,470 \text{ г}} = 254,110 \text{ мм}. \quad (22)$$

Чтобы найти расстояние от каждого отверстия до оси x:

$$y_i = R_{10} \sin(\varphi_i), \quad (23)$$

где R_{10} – радиус, на котором просверлены отверстия, мм;

φ_1 – угол, на котором расположены отверстия относительно центра диска.

Так как в первом диске $N_{\text{отв}} = 9$, то принимаем угол $\varphi_i = 18^\circ$.

Из формулы (16) можно найти R_{10} :

$$R_{10} = \frac{\sum_{i=1}^N y_i}{\sum(\sin \varphi_i)}. \quad (24)$$

Подставляем известные величины:

$$R_{10} = \frac{254,110 \text{ мм}}{(2 \cdot (\sin 18^\circ) + 2 \cdot (\sin 36^\circ) + 2 \cdot (\sin 54^\circ) + 2 \cdot (\sin 72^\circ) + (\sin 90^\circ))} = 40,247 \text{ мм}. \quad (25)$$

Первый и второй диск устанавливаются на подшипники, для уменьшения габаритных размеров установки, необходимо подбирать подшипники легкой или особо легкой серии. На ротор центробежного насоса подбираем подшипник №1000802 с размерами $d = 15$ мм, $D = 24$ мм, согласно ГОСТ 8338–57. Отсюда следует, что диаметр посадочного отверстия для первого диска 24 мм.

Таким образом, известны необходимые параметры первого диска.

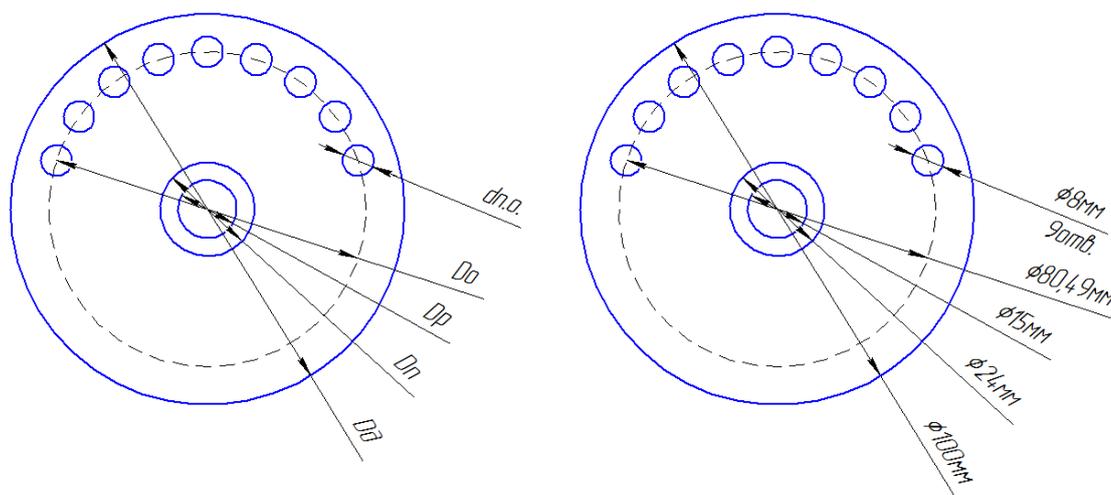


Рисунок 14 – Параметры первого диска АБУ

Расчет параметров второго диска

После определения параметров первого диска, далее определим параметры второго. Выше было сказано, для того чтобы устранить дисбаланс ротора, необходимо соблюдать условие:

$$S_d = S_{1д} = S_{2д}. \quad (26)$$

Для простоты конструкции принимаем толщину второго диска такой же, как и у первого $\delta = 24$ мм. Диаметр просверленных отверстий второго диска $d_{2о} = 8,5$ мм, количество отверстий $N_{отв} = 4$.

Так как $N_{отв} = 4$, то принимаем угол $\varphi_i = 36^\circ$.

Найдем массу просверленных отверстий:

$$m_{2о} = \pi \delta \rho \frac{d_{2о}^2}{4}; \quad (27)$$

$$m_{2о} = 3,14 \cdot 0,024 \text{ м} \cdot 7850 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \cdot \frac{(0,0085 \text{ м})^2}{4} = 0,011 \text{ кг}. \quad (28)$$

Приравнивая емкости первого и второго диска, найдем радиус, на котором располагаются просверленные отверстия второго диска:

$$R_{2о} = \frac{S_d}{m_{2о}(2 \sin(\varphi_i) + 2 \sin(2\varphi_i))}; \quad (29)$$

$$R_{2о} = \frac{2406 \text{ г} \cdot \text{мм}}{11 \text{ г} \cdot (2 \sin(36^\circ) + 2 \sin(72^\circ))} = 73,137 \text{ мм}. \quad (30)$$

Диаметр посадочного отверстия равен 125 мм, так как устанавливаем подшипник на первый диск №1000820 с размерами $d = 100$ мм, $D = 125$ мм, согласно ГОСТ 8338–57.

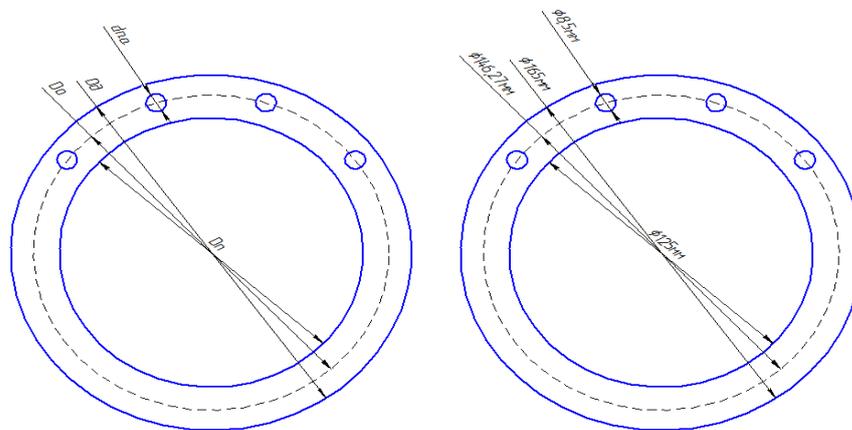


Рисунок 15 – Параметры второго диска АБУ

4. Исследования работы одноплоскостного маятникового АБУ установленного на ручной шлифовальной машине

Цели и задачи исследования

Зачастую на производстве возникают проблемы повышенной вибрации центробежного насоса. Эти проблемы плохо отражаются на работоспособности оборудования. В результате предварительных исследований было решено применить АБУ маятникового типа. Для экспериментальных исследований рассчитана и изготовлена установка на базе ручной электрической шлифовальной машины TSM1-150.

На TSM1-150 установлен коллекторный двигатель питающийся от сети 230 В, 50 Гц. Максимальная мощность электродвигателя – 1,5 кВт, частота вращения – 6300 об/мин на холостом ходу, 3600 об/мин при номинальной нагрузке.

Шлифовальная машина имеет максимальный дисбаланс круга 2250 г·мм. Для того чтобы максимально устранить возможный дисбаланс системы, каждый из двух маятниковых дисков АБУ должен обладать емкостью:

$$E = 2250/2 = 1125 \text{ г·мм.}$$

Чтобы определить основные параметры АБУ для шлифовальной машинки необходимо воспользоваться разделом №3 «Расчет емкости и параметров одноплоскостного маятникового автобалансирующего устройства для центробежного насоса».

Экспериментальная установка

Конструкция разработанного и изготовленного АБУ описана (рисунок 10–11) в третьем разделе. Масса автобалансирующего устройства – 200 г, что составляет 6,1 % от массы шлифовальной машины.

Вибрационные испытания проводились в лаборатории кафедры теоретической и прикладной механики Томского политехнического университета. Для измерения вибрационных параметров использовался прибор – измеритель шума и вибрации ВШВ-003, вибродатчик ДН-4.

Экспериментальные исследования

Экспериментальные исследования заключались в измерении общего уровня вибрации на холостом ходу с установившейся частотой вращения с различными величинами дисбаланса. Изменение дисбаланса проводилось с помощью грузиков разной массы на имитаторе шлифовального диска. Результаты измерений приведены в таблицах 3-4. Для наглядности построены графики по данным таблиц, которые приведены в приложении Б. На графиках сплошной линией изображены экспериментальные кривые измерения виброскорости в данном направлении шлифовальной машины без АБУ, а пунктирной линией – с одноплоскостным АБУ.

По полученным результатам первого этапа экспериментального исследования видно, что одноплоскостное маятниковое автобалансирующее устройство значительно снижает виброскорость неуравновешенных роторов во всех направлениях. При работе без АБУ с ростом дисбаланса виброскорость корпуса шлифовальной машины пропорционально увеличивается. А с установкой одноплоскостного маятникового АБУ виброскорость практически не растет, а только изменяется в небольших пределах.

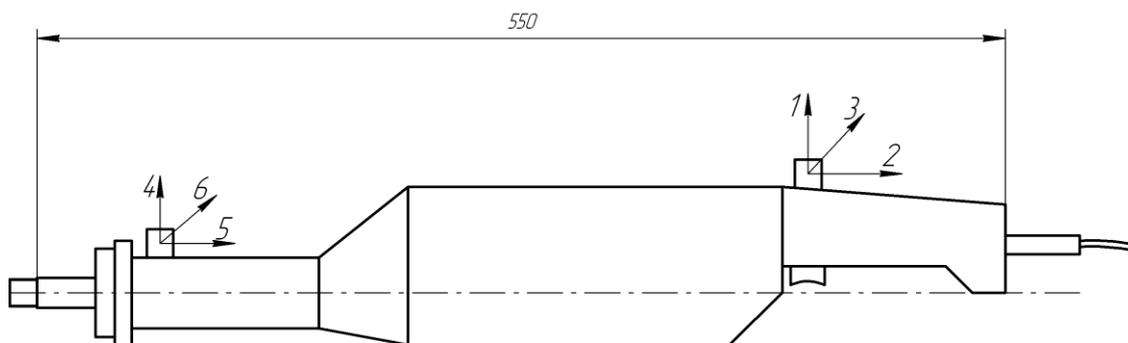


Рисунок 17 – Направления измерений виброскорости



Рисунок 18 – Экспериментальная модель АБУ



Рисунок 19 – Экспериментальная модель РШМ с АБУ в сборе

Таблица 3 – Уровни виброскорости ручной шлифовальной машины на холостом ходу без АБУ

Направления	1	2	3	4	5	6
Дисбаланс, Г·мм	Виброскорость, Дб					
0	134,3	135,6	141,6	141,9	128,9	139,3
264	137,4	136,9	142,4	145,3	129,5	143,9
472	140,9	138,9	142,4	146,9	131,1	144,2
710.8	141,3	140,3	143,5	148,4	132,5	144,8
911.7	144	140,3	144,2	149,7	132,5	145,1
1109	144,6	140,3	145,1	150,7	133,2	145,1
1289	145,8	142,7	145,7	151,5	133,6	145,4
1431.9	145,7	143,3	145,9	152	134	145,4
1578.9	146,7	143,6	146,2	152,6	134	145,7
1657.1	148,2	144,2	147,2	152,7	134	145,7
1761.1	148,6	144,3	147,6	152,9	134	145,7
1768.3	149,2	144,2	148,4	152,6	134	147,2
1823	149,5	145,2	147,2	152,4	134	147,2

Таблица 4 – Уровни виброскорости ручной шлифовальной машины на холостом ходу с АБУ

Направления	1	2	3	4	5	6
Дисбаланс, Г·мм	Виброскорость, Дб					
0	134,3	124,1	134,3	132	128,9	135,6
264	134,3	126	135,8	132,5	128,9	134,6
472	132,5	126	137,6	132,5	128,9	135,3
710.8	135,2	125,1	136,9	132	128,9	135
911.7	135	128,3	136,1	131,6	128,9	135,8
1109	134,3	127,6	137,4	131,1	129,5	135,3
1289	136,4	131,1	137,1	131,6	129,5	134,3
1431.9	136,9	130,1	137,6	131,1	129,5	135
1578.9	136,4	130,1	136,9	132,5	128,9	135,3
1657.1	137,4	131,1	136,6	131,1	128,9	136,4
1761.1	137,1	128,3	136,1	132	129,5	136,9
1768.3	136,9	129,5	136,4	130,6	130,1	136,1
1823	137,1	130,1	136,1	131,6	130,1	136,1

Эксперимент показал, что вибрация максимальна в направлениях 1 и 4, а также 3 и 6. В направлениях 2 и 5, совпадающих с осью ротора, вибрация минимальная. Это объясняется тем, что ось машины, проходящая через центр колебаний машины, движется, образуя коническую поверхность, поэтому уровни виброскорости в плоскости, перпендикулярной оси ротора и удаленной от центра колебаний, максимальны.

По результатам экспериментальных исследований можно сделать несколько выводов о достоинствах маятникового АБУ:

1. Одноплоскостное маятниковое АБУ значительно снижают уровни виброскоростей неуравновешенных роторов, если их рабочие частоты вращения находятся в зарезонансной области.

2. При правильно рассчитанной емкости устройства не происходит роста уровней виброскоростей ротора при увеличении его дисбаланса.

3. Данное устройство не вызывает момент неуравновешенности и может уравнивать ротор при нулевом дисбалансе

Недостатки маятникового АБУ:

1. Увеличение массы и момента инерции ротора, что приводит к увеличению времени его разгона.

ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА
«ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ, РЕСУРСОЭФФЕКТИВНОСТЬ И
РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ»

Магистранту:

Группа	ФИО
2БМ5Е	Торгашеву Виктору Евгеньевичу

Институт	Природных ресурсов	Кафедра	ТПМ
Уровень образования	Магистратура	Направление/ специальность	Нефтегазовое дело

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

1. Стоимость ресурсов научного исследования (НИ): материально-технических, финансовых, информационных и человеческих	Оценка затрат на проведение научно-исследовательской работы по разработке конструкции одноплоскостного автобалансирующего устройства центробежного агрегата
2. Нормы и нормативы расходования ресурсов	СТО Газпром РД 1.12-096-2004
3. Используемая система налогообложения, ставки налогов, отчислений, дисконтирования и кредитования	1. Налоговый кодекс РФ 2. ФЗ–212 о страховых взносах в пенсионный фонд Российской Федерации, фонд социального страхования Российской Федерации, федеральный фонд обязательного медицинского страхования от 24.07.2009 в редакции N 438-ФЗ от 19.12.2016г.

Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:

1. Оценка эффективности НИИ «Разработка конструкции одноплоскостного автобалансирующего устройства центробежного агрегата» с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения	Оценка перспективности использования одноплоскостного автобалансирующего устройства в целях повышения технико-экономических показателей при внедрении на предприятие
2. Планирование и формирование бюджета научных исследований	1. Определение основных статей расходов на реализацию проекта; 2. Составление сметы затрат; 3. Формирование бюджета для проведения научно-исследовательского проекта.
3. Определение ресурсной (ресурсосберегающей), финансовой, бюджетной, социальной и экономической эффективности исследования	Экономическое обоснование эффективности автобалансирующего устройства

Перечень графического материала

1. Расчетные формулы: Материальные затраты, заработная плата, отчисления во внебюджетные фонды, накладные расходы	
2. Таблицы:	
<ul style="list-style-type: none"> – Материальные затраты на составные детали конструкции; – Стоимость перечня оборудования для испытательного стенда; – Должностные месячные оклады; – Годовой фонд рабочего времени научно-технического персонала; – Среднедневная заработная плата для научно-технического персонала; – Продолжительность работ, выполняемых научно-техническим персоналом; – Размер обязательных отчислений страховых взносов; – Перечень работ и их стоимость, относящихся к контрагентным расходам; 	

– Затраты на проведение научно-технического исследования.

Дата выдачи задания для раздела по линейному графику

Задание выдал консультант:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Шарф Ирина Валерьевна	к.э.н., доцент		

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
2БМ5Е	Торгашев Виктор Евгеньевич		

5. Финансовый менеджмент

Введение

При постоянной и длительной эксплуатации центробежного агрегата образуются вибрации, которые приводят к нарушению работы оборудования, что приводит к износу и поломке механизмов. В магистерской диссертации представлены основные причины появления вибраций, спроектирован и исследован новый вид автобалансирующего устройства для устранения вибраций центробежного насоса. Предложенная установка предполагает длительную и безопасную работу насосного агрегата. С этой целью необходимо рассчитать и сформировать бюджетный фонд, для проведения научно-исследовательской работы по разработке одноплоскостного маятникового автобалансирующего устройства.

Экономическое обоснование разработки конструкции одноплоскостного маятникового автобалансирующего устройства центробежного агрегата

В данной главе отображены и выполнены расчеты всех видов расходов, направленных на проведение научного исследования и разработки, одноплоскостного маятникового автобалансирующего устройства (АБУ) центробежного агрегата. Затраты на выполнение научно-исследовательского проекта включают в себя следующие элементы:

- затраты на приобретение материалов;
- затраты на специальное оборудование и рабочие компоненты;
- затраты на оплату труда;
- затраты на страховые взносы;
- контрагентные расходы;
- накладные расходы.

Расчет затрат на специальные оборудования и компоненты для проведения научных исследования и экспериментальных работ

Специальное оборудование необходимо для проведения экспериментов, изучения изменения вибрационных параметров. Все специальное оборудование можно разделить на оборудования, предназначенные для стенда испытательного, и оборудования, предназначенные для прямых измерений уровня вибрации.

Испытательный стенд, предназначен для проведения разного рода экспериментов, а в дальнейшем для проведения предварительных испытаний изготовленного АБУ.

Кроме испытательного стенда, для проведения работ по разработке конструкции АБУ, требуется закупить устройства измеряющие шумы и вибрацию. Лабораторные средства измерения позволяют диагностировать изменения вибрации с высокой точностью.

За исключением стоимости спецоборудования необходимо учитывать затраты на его доставку и монтаж, которые принимаются равными 15% от его цены.

Стоимость всего перечня оборудования, которое являются составляющими компонентами испытательного стенда представлена в таблице 7.

Таблица 7 – Стоимость перечня оборудования для стенда испытательного

Наименование	Кол-во	Цена единицы оборудования, тыс. руб.	Общая стоимость оборудования, (Зд), тыс. руб.
1	2	3	4
Измеритель шума и вибрации ВШВ-003	1	52,9	52,9
Вибродатчик ДВС	2	1,12	2,24
Вентилятор промышленный	1	10,478	10,478
Итоговая цена стенда			65,618

Общие единоразовые вложения на приобретение различного рода дополнительного оборудования и рабочих компонентов составили:

$$З_{д} = 65,618 \text{ тыс. руб.}$$

Расчет материальных затрат НТИ

Величина расходов, затраченных на приобретение материалов, используемых, непосредственно, в разработке одноплоскостного маятникового автобалансирующего устройства, рассчитывается по формуле:

$$З_{М} = \sum_{i=1}^m Ц_i \cdot N_{\text{расх}i}, \quad (31)$$

где: m – количество видов материальных ресурсов, потребляемых при выполнении научного исследования;

$N_{\text{расх}i}$ – количество материальных ресурсов i -го вида, планируемых к использованию при выполнении научного исследования (шт.);

$Ц_i$ – цена приобретения единицы i -го вида потребляемых материальных ресурсов (руб./шт.);

Все рассчитанные материальные затраты, необходимые для разработки конструкции одноплоскостного маятникового автобалансирующего устройства представлены в таблице 8.

Таблица 8 – Стоимость материалов АБУ

Наименование	Ед. изм.	Кол-во	Цена за ед., тыс. руб.	Затраты на материалы, (З _М), тыс. руб.
Одноплоскостное маятниковое автобалансирующее устройство:				
- Подшипник 1000809	шт.	1	0,8	0,8
- Подшипник 102	шт.	1	0,4	0,4
- Стопорное кольцо	шт.	2	0,05	0,1
- Стопорное кольцо	шт.	2	0,03	0,06
- Фторопласт	шт.	1	1	1
Суммарная стоимость				2,36

Таким образом, стоимость приобретения материалов для сборки одноплоскостного маятникового автобалансирующего устройства по расчетам составила 2,36 тыс. руб.

Расчет транспортных расходов

Транспортные расходы при закупке материалов и спец. оборудования для НТИ

$$Z_M = k_t \cdot \sum_{i=1}^m C_i \cdot N_{\text{РАСХ}i}, \quad (32)$$

где: m – количество видов материальных ресурсов, потребляемых при выполнении научного исследования;

$N_{\text{РАСХ}i}$ – количество материальных ресурсов i -го вида, планируемых к использованию при выполнении научного исследования (шт.);

C_i – цена приобретения единицы i -го вида потребляемых материальных ресурсов (руб./шт.);

k_T – коэффициент, учитывающий транспортно-заготовительные расходы

Коэффициент k_T , описывающий транспортные расходы на доставку материалов принимается минимальным, равным 15% (т.е. $k_T = 0,15$) от самой стоимости этих материалов. Минимальный уровень стоимости доставки объясняется тем, что все составляющие изделия изготавливаются в городе, где проводится разработка, местными компаниями и лицами (таблица 9).

Таблица 9 – Транспортные расходы при закупке материалов и спец. оборудования.

Транспортные расходы	Стоимость услуг, тыс. руб.
Материалы для АБУ	0,354
Специальное оборудование для АБУ	9,843
Итого	10,197

Фонд рабочего времени научно-технического персонала

Для выполнения научных исследований формируется рабочая группа, в состав которой могут входить научные сотрудники и преподаватели, инженеры, техники и лаборанты, численность групп может варьироваться. По каждому виду запланированных работ устанавливается соответствующая должность исполнителей (таблица 10, 11).

Таблица 10 – Годовой фонд рабочего времени научно-технического персонала в 2017 г.

Показатели рабочего времени 1	Руководитель	Инженер	Лаборант
	2	3	4
Календарное число дней	365		
Количество нерабочих дней - выходные и праздничные дни	98	118	118
Потери рабочего времени, дни - отпуск - невыходы по болезни	48 16	24 18	24 10
Действительный годовой фонд рабочего времени, дни	203	205	213

Таблица 11 – Продолжительность работ, выполняемых научно-техническим персоналом

Показатели рабочего времени 1		Руководитель	Инженер	Лаборант
1		2	3	4
Календарное число дней	с 01.06 по 31.12 2015 г.	214		
	2016 г.	365		
	с 01.01 по 31.05 2017 г.	152		
Количество нерабочих дней - выходные и праздничные дни	с 01.06 по 31.12 2015 г.	36	65	
	2016 г.	98	118	
	с 01.01 по 31.05 2017 г.	36	56	
Потери рабочего времени, дни - отпуск - невыходы по болезни	с 01.06 по 31.12 2015 г.	9	28	-
	2016 г.	62	32	26
	с 01.01 по 31.05 2017 г.	-	-	2
Продолжительность работ, выполняемых научно-техническим работником в период с 01.06.2015 по 31.05.2017 г., раб. дн.		490	432	464

Расчет заработной платы

Данная статья расходов включает расчеты среднедневной заработной платы, месячного должностного оклада и основной заработной платы научных и инженерно-технических работников, непосредственно участвующих в выполнении работ по данной теме. В данном проекте такими работниками являются руководитель, инженер и лаборант.

Среднедневная заработная плата рассчитывается по формуле:

$$Z_{\text{дн}} = \frac{Z_{\text{м}} \cdot M}{F_{\text{д}}}, \quad (33)$$

где: $Z_{\text{м}}$ – месячный должностной оклад работника, руб.;

M – количество месяцев работы без отпуска в течение года:

при отпуске в 24 раб. дня $M = 11,2$ месяца, 5-дневная неделя;

при отпуске в 48 раб. дней $M = 10,4$ месяца, 6-дневная неделя;

$F_{\text{д}}$ – действительный годовой фонд рабочего времени научно-технического персонала, раб. дн. (таблица 10).

Произведя расчет по формуле 33 с учетом годового фонда рабочего времени, получим среднедневную заработную плату для каждого рабочего (таблица 12).

Месячный должностной оклад работника:

$$Z_{\text{м}} = Z_{\text{тс}} \cdot (1 + k_{\text{пр}} + k_{\text{д}}) \cdot k_{\text{р}}, \quad (34)$$

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

$k_{\text{пр}}$ – премиальный коэффициент, равный 0,3;

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

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

Произведя расчет по формуле 34 с учетом коэффициентов, получим месячный должностной оклад работника (таблица 12).

Основная заработная плата рассчитывается по следующей формуле:

$$Z_{\text{осн}} = Z_{\text{дн}} \cdot T_p, \quad (35)$$

где: $Z_{\text{осн}}$ – основная заработная плата одного работника;

T_p – продолжительность работ, выполняемых научно-техническим работником, раб. дн. (таблица 11);

$Z_{\text{дн}}$ – среднедневная заработная плата работника, руб.

Произведя расчет по формуле 28 с учетом продолжительности работ для каждого научно-технического работника, получим основную заработную плату работника за период с 01.06.2015 по 31.05.2017 г. (таблица 12).

Таблица 12 – Расчет заработной платы

Профессия	Разряд	Оклад работника, руб./мес.	Тарифный фонд ЗП, руб.	Тарифная ставка руб./день	Время на проведение мероприятия, дней	Основная ЗП за период с 01.06.2015 по 31.05.2017 г.
Руководитель	4	25500	13080	1307	490	640430
Инженер	3	19700	10080	1074	432	463968
Лаборант	1	11700	6000	615	464	285360
Итого		56900	29160			1389758

Общие затраты на основную заработную плату научно-технического персонала, непосредственно участвующего в проводимых работах, составляют 1389758 руб. (один миллион триста восемьдесят девять тысяч семьсот пятьдесят восемь рублей).

Затраты на единоразовые выплаты (премии)

Помимо заработной платы работникам выплачиваются премии по результатам работ (таблица 13).

Таблица 13 – Суммы единовременных выплат

Исполнитель	Сумма выплаты, руб.
Руководитель	100 000
Инженер	100 000
Лаборант	60 000
Итого	260 000

Страховые взносы во внебюджетные фонды

Данная статья расходов отражает обязательные отчисления по установленным законодательством РФ нормам государственного страхования (ФСС), пенсионного фонда (ПФ) и медицинского страхования (ФФОМС) от затрат на оплату труда работников.

Величина отчислений во внебюджетные фонды определяется исходя из следующей формулы:

$$Z_{\text{внеб}} = k_{\text{внеб}} \cdot (Z_{\text{осн}} + Z_{\text{доп}}), \quad (36)$$

где: $k_{\text{внеб}}$ – коэффициент отчислений на уплату во внебюджетные фонды (пенсионный фонд, фонд обязательного медицинского страхования и пр.).

На 2017 г. в соответствии с Федеральным законом от 24.07.2009 №212-ФЗ установлен размер страховых взносов равный 30%.

Таблица 14 – Размер обязательных отчислений страховых взносов

Вид затрат	Руководитель	Инженер	Лаборант
Количество работников	1	1	1
Основная ЗП и премия, руб.	740430	563968	345360
ФСС (2,9%)	21472,47	16355,072	10015,44
ФОМС (5,1%)	37761,93	28762,368	17613,36
ПФР (22%)	162894,6	124072,96	75979,2
Страхование от несчастных случаев (тариф 0,2%)	1480,86	1127,936	690,72
Всего, руб.	223609,86	170318,34	94283,28
Общая сумма, руб.			488211,48

Расчет контрагентных расходов

В результате изготовления автобалансирующего устройства необходимо проведение работ на токарном станке для обработки сырья токарным инструментом квалифицированными специалистами.

Перечень работ, выполняемых сторонними организациями по договору, а также величины стоимости их проведения представлены в таблице 15.

Таблица 15 – Перечень работ и их стоимость, относящихся к контрагентным расходам

Наименование	Кол-во	Цена единицы оборудования, тыс. руб.	Общая стоимость оборудования, (Зк), тыс. руб.
Токарные работы	1	2,1	2,1
Результирующая стоимость затрат			2,1

Накладные расходы

Величина накладных затрат обуславливается расходами, не попавшими в предыдущие статьи расходов, такие как печать, ксерокопирование материалов исследований, оплата услуг связи, электроэнергии и т.д. Она рассчитывается согласно формуле:

$$Z_{\text{накл}} = k_{\text{нр}} \cdot \sum_6^1 Z_i, \quad (37)$$

где: $k_{\text{нр}}$ – коэффициент, учитывающий накладные расходы.

Величина коэффициента накладных расходов принимается в размере 16% (т.е. 0,16).

$$Z_{\text{накл}} = 0,16 \times (65,618 + 2,36 + 10,197 + 1389,758 + 260 + 488,21 + 2,1) = 354,92 \text{ тыс. руб.} \quad (38)$$

Формирование бюджета научно-исследовательского проекта

Величина бюджета на разработку научно-исследовательской продукции является нижним пределом по уровню затрат, который защищается научной организацией при формировании договора с заказчиком.

Бюджет включает в себя учет всех ранее рассчитанных необходимых затрат, для проведения научных исследований и получения, в конечном итоге, продукт, который и является целью работы.

Таблица 16 – Перечень работ и их стоимость, относящихся к контрагентными расходам

Наименование статьи	Сумма, тыс. руб.	Примечание
1. Затраты на специальные оборудования и компоненты	65,618	Пункт 1.1
2. Материальные затраты НТИ	2,36	Пункт 1.2
3. Транспортные расходы	10,197	Пункт 1.3
4. Затраты по основной заработной плате	1389,758	Пункт 1.5
5. Затраты по дополнительной заработной плате	260	Пункт 1.6
6. Страховые взносы во внебюджетные фонды	488,21	Пункт 1.7
7. Контрагентные расходы	2,1	Пункт 1.8
8. Накладные расходы	354,92	Пункт 1.9
9. Итоговая величина затрат	2573,163	Сумма ст. 1-9

Бюджетный фонд, сформированный для проведения научно-исследовательской работы по разработке одноплоскостного маятникового автобалансирующего устройства промышленных вентиляторов, составил 2573,163 тыс. руб.

Заключение

Согласно проведенным исследованиям, бюджет включает в себя учет всех ранее рассчитанных необходимых затрат, для проведения научных исследований и получения, в конечном итоге, продукт, который и является целью работы. Согласно данным из таблицы 10 бюджетный фонд, сформированный для проведения научно-исследовательской работы по разработке одноплоскостного маятникового автобалансирующего устройства центробежных агрегатов, составил 2573,163 тыс. руб.

Ссылки

1. Федеральный закон от 24.07.2009 №212-ФЗ «О страховых взносах в Пенсионный фонд Российской Федерации, Фонд социального страхования Российской Федерации, Федеральный фонд обязательного медицинского страхования» ред. от 29.12.2016

ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА «СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ»

Магистранту:

Группа 2БМ5Е	ФИО Торгашеву Виктору Евгеньевичу
-----------------	--------------------------------------

Институт	Природных ресурсов	Кафедра	ТПМ
Уровень образования	Магистратура	Направление/специальность	Нефтегазовое дело

Исходные данные к разделу «Социальная ответственность»:

1. Характеристика объекта исследования (вещество, материал, прибор, алгоритм, методика, рабочая зона) и области его применения	Установка автобалансирующего устройства для центробежного агрегата. Рабочая зона – площадка, на котором установлен центробежный насос с приводом через магнитную муфту.
--	---

Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:

<p>1. Производственная безопасность</p> <p>1.1. Анализ выявленных вредных факторов при разработке и эксплуатации проектируемого решения в следующей последовательности:</p> <ul style="list-style-type: none"> – 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) 	<p>Рассматриваются такие вредные факторы как:</p> <p>1. Утечки токсичных и вредных веществ в атмосферу. Вредные факторы: Попутный нефтяной газ оказывает физиологическое воздействие, напоминающее опьянение. Предлагаемые средства защиты: спецодежда, обувь с резиновой подошвой, перчатки, противогазы, респираторы, головной убор в виде касок.</p> <p>2. Недостаточное освещение. Вредные факторы: низкая работоспособность, высокая утомляемость, потеря зрения. Средства нормализации освещения: Взрывозащищенные светильники, аварийное освещение во взрывоопасных зонах.</p> <p>3. Повышенный уровень шума на рабочем месте. Вредные факторы: шум влияет на протекание нервных процессов, способствует развитию утомления, изменениям в сердечно-сосудистой системе и появлению шумовой патологии. Предлагаемые средства защиты: оградительные устройства, звукоизолирующие, глушители шума.</p>
<p>1.2. Анализ выявленных опасных факторов проектируемой произведённой среды в следующей последовательности</p> <ul style="list-style-type: none"> – 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) 	<p>В этом пункте рассматриваются опасные факторы:</p> <p>1. Движущие машины и механизмы производственного оборудования. Источники: ротор центробежного насоса. Предлагаемые средства защиты: устанавливают защитные устройства (местные ограждения, крышки, кожухи и др.), предупреждающий знак опасности.</p> <p>2. Опасность поражения током. Источники: электрооборудование, применяемое при эксплуатации центробежного агрегата. Предлагаемые средства защиты: исправная и надежная изоляция токоведущих частей; ограждение токоведущих частей; блокировка при приближении к токоведущим частям; предупредительная сигнализация; электрозащитные (диэлектрические) средства; предупреждающие и запрещающие плакаты.</p> <p>3. Пожаровзрывоопасность. Источники: высокое давление нефти, нефтепродуктов и газа в трубопроводах и аппаратах; наличие нефтяных паров и газов в воздушной среде. Первичные средства пожаротушения: система пенного пожаротушения.</p>

	ручные и переносные огнетушители.
2. Экологическая безопасность: <ul style="list-style-type: none"> – 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. 	<p>Оценка воздействия месторождения на состояние земельных ресурсов, атмосферный воздух, состояние поверхностных вод.</p> <p>Характеристика месторождения как источника образования отходов производства и потребления.</p> <p>Комплекс мер по охране окружающей среды.</p>
3. Безопасность в чрезвычайных ситуациях: <ul style="list-style-type: none"> – 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 	<p>Возможные ЧС: Разрыв трубопровода, заклинивание ротора насоса, разрушение герметизирующего экрана и т.д.</p> <p>При возникновении аварийных ЧС необходимо: Произвести отключение насосного агрегата, сбросить давление в рабочем контуре, опорожнить насосный агрегат, принять меры по ликвидации последствий аварии.</p>
4. Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности: <ul style="list-style-type: none"> – специальные (характерные для проектируемой рабочей зоны) правовые нормы трудового законодательства; – организационные мероприятия при компоновке рабочей зоны 	<p>Меры безопасности при эксплуатации центробежного агрегата.</p> <p>Правовое регулирование трудовых отношений.</p>

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

Задание выдал консультант:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Ассистент	Кырмакова Ольга Сергеевна			

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
2БМ5Е	Торгашев Виктор Евгеньевич		

6. Социальная ответственность

Введение

При постоянной и длительной эксплуатации центробежного оборудования образуются вибрации, которые негативно влияют на окружающую среду и на здоровье человека. В магистерской диссертации спроектирован и рассмотрен новый вид автобалансирующего устройства для устранения вибраций центробежного насоса. Предложенная установка предполагает длительную безопасную и бесперебойную работу насосных агрегатов.

Рассматриваемая рабочая зона – это площадка, на которой установлен агрегат насосный герметичный с центробежным рабочим колесом и приводом через магнитную муфту, который предназначен для перекачивания в стационарных условиях нейтральных легковоспламеняющихся и горючих жидкостей. Центробежный насос представляет собой улиткообразный корпус, в котором вращается рабочее колесо с числом оборотов 500 – 3000 оборотов в минуту.

Техногенная безопасность

Основные опасные и вредные факторы при работе центробежного агрегата приведены в таблице 1.

Таблица 17 – Опасные и вредные факторы при эксплуатации установки центробежного насоса

Виды работ	Факторы		Нормативные документы
	Вредные	Опасные	
1	2	3	4
Запуск и останов центробежного насоса; Вибродиагностика; Технический осмотр и обслуживание; Ремонт.	1. Утечки токсичных веществ; 2. Недостаточное освещение; 3. Повышенный уровень шума на рабочем месте.	1. Вращающиеся с большой скоростью механизмы; 2. Опасность поражения электрическим током; 3. Пожаровзрывоопасность.	ГОСТ 12.1.003-83 ССБТ ГОСТ 12.1.03-82 ГОСТ 12.1.004-91 ГОСТ 12.0.010-76 ПБ 09-540-03 ПБ 03-585-03 ППБ 01-03

Анализ вредных факторов производственной среды

Токсические свойства вещества

Рабочую среду центробежного насоса составляет нефть, нефтяной газ и пластовая вода.

Таблица 18 – Показатели токсичности сырья

№ п / п	Наименование сырья, готовой продукции	Агрегатное состояние	Класс опасности (ГОСТ 12.1.007.76)	Температура °С			Концентрационный предел, %		Характеристика токсичности	Предельно допустимая концентрация веществ в воздухе рабочей зоны мг/м ³
				Вспышки	Воспламенение	Самовоспламенение	Нижний предел	Верхний		
1	Попутный нефтяной газ	Газ	IV		537	4150	5	15	В больших количествах наркотическое действие	300
2	Нефть	Жидк.	IV	-29			1,0	5,0	Слабый наркотик вызывает дерматит, экзему	10
3	Реагент деэмульгатор	Жидк.		+25					Умеренно опасное вещество. Раздражающе действует на глаза, дыхательную систему и кожу. Опасно при попадании внутрь.	Пары ксилола-50,0

При несоблюдении определенных профилактических мероприятий углеводородные соединения могут оказывать вредное воздействие на здоровье человека. Нефть представляет собой сложную смесь органических соединений и имеет способность отравлять организм в основном тогда, когда углеводороды находятся в процессе перехода в газообразное состояние.

Пары нефти проникают через дыхательные пути и кожу, вытесняя кислород и действуя главным образом на центральную нервную систему.

Предельно допустимая концентрация паров нефти в воздухе составляет 300 мг/м³. Нефть относится к четвертому классу опасности. [ГОСТ 12.1.005-01].

Средства индивидуальной защиты и защиты органов дыхания: спецодежда, обувь с резиновой подошвой, перчатки, противогазы, респираторы, головной убор в виде касок.

Средства коллективной защиты: приточно-вытяжная вентиляция.

Недостаточное освещение

Правильное освещение рабочей зоны является одним из основных факторов хорошей работоспособности и низкой утомляемости рабочего персонала.

Слишком сильное освещение, как и недостаточное, может привести к ухудшению или потери зрения. Нормы освещенности определены назначением оборудования и характера выполняемых работ.

Таблица 19 – Нормы освещенности объектов нефтяной промышленности

Наименование объекта	Освещенность (лк)
Насосная станция	50

Необходимо добавить, что в соответствии с санитарными нормами и правилами помещения должны иметь естественное освещение. Естественное освещение оказывает благоприятное психологическое воздействие, положительно влияет на зрение и организм человека в целом.

Средства нормализации освещения производственных помещений и рабочих мест: Взрывозащищенные светильники. Аварийное освещение во взрывоопасных зонах (освещение безопасности), в остальных помещениях – для эвакуации персонала.

Шумы

При работе центробежного насоса наиболее распространенным неблагоприятным фактором является шум. Интенсивный шум влияет не только на слуховую деятельность человека, но и на центральную нервную, сердечно-сосудистую систему. При длительной работе в условиях интенсивного шума происходит снижение производительности труда и приводит к увеличению вероятности получения производственных травм. Главным источником шума являются вращающиеся с большой скоростью механизмы установки центробежного насоса.

Таблица 20 – Нормируемые параметры шума на рабочих местах [ГОСТ 12.01.003.83]

Шумы, дБ	Частота, Гц	Рабочее место
80	1-63	Насосная станция

Средства коллективной защиты от повышенного шума: Устройства оградительные, звукоизолирующие, звукопоглощающие, глушители шума

Анализ факторов рабочей зоны на предмет их опасных проявлений

Вращающиеся механизмы производственного оборудования

Ротор центробежного насоса способен развивать скорость до 3000 об/мин. Следовательно, плохо закрепленные или незащищенные узлы, механизмы оборудования могут привести к серьезным последствиям на здоровье человека. Вращающиеся части могут привести к травмам, потере трудоспособности или повлечь к смертельному исходу.

Важным условием безопасного труда при нормальной работе центробежного насоса является ограждение рабочего от подвижных частей оборудования.

Для этого необходимо:

- установить защитные устройства (местные ограждения, крышки, кожухи и т.д.);
- нанести предупреждающий знак опасности на наружной стороне ограждения;
- использовать автоматические устройства для установки и снятия деталей, в целях исключения соприкосновения рук с вращающимися механизмами;
- отключать установка при проведение каких либо работ.

Опасность поражения электрическим током

Основным источником электроопасности является электрооборудование, применяемое при эксплуатации насосного агрегата.

Поражение человека электрическим током может быть:

- при прикосновении к оборудованию без заземления;
- при прикосновении к токоведущим частям, находящимся под напряжением или с остатком статического заряда.

Электродвигатель, оболочка и броня кабеля должны быть надежно заземлены в соответствии с требованиями ПУЭ. Выполнение заземления насоса для отвода зарядов статического электричества должно соответствовать требованиям «Правил защиты от статического электричества в производствах

нефтеперерабатывающей промышленности». При необходимости ремонтных работ электрооборудование должно быть отключено от питающей сети, при этом должны быть приняты меры, исключающие возможность его включения, в том числе и случайного, до окончания всех работ.

Пожаровзрывоопасность

Основными факторами пожаровзрывоопасности являются:

- наличие токсичных пожаро- и взрывоопасных продуктов;
- высокое давление в трубопроводе и насосе;
- наличие электрического тока и вращающихся частей механизма;
- проведение сварочных и огневых работ.

Во избежание возникновения на установке утечек токсичных и взрывоопасных веществ оборудование выполнено герметичным, исключая попадание вредных и опасных продуктов в атмосферу производственного помещения. Для насосного агрегата при проектировании необходимо предусмотреть систему пенного пожаротушения. Система состоит из пенного коллектора, резервуара с водой. Обязательно наличие огнетушителей на площадке насосной станции.

При возникновении пожара необходимо незамедлительно:

- произвести отключение насосного агрегата от источников электрической энергии;
- произвести сброс давления в рабочем контуре;
- вызвать подразделения пожарной охраны;
- предпринять меры по локализации возгорания и тушению пожара силами обслуживающего персонала.

Экологическая безопасность

Защита селитебной зоны

При строительстве центробежного насоса с электродвигателем, необходимо учитывать нормы санитарно-защитной зоны. Для снижения неблагоприятных воздействий на здоровье человека и окружающую среду санитарно-защитная зона должна составлять 500 метров. [СанПиН 2.2.1/2.1.1.1200]

Защита атмосферы

Центробежный насос перекачивает токсичные легковоспламеняющиеся вещества, которые могут содержать:

- продукты полного сгорания горючих компонентов топлива;
- компоненты неполного сгорания топлива;
- окислы азота.

Выхлопные газы загрязняют атмосферу. Содержащиеся частицы в газе, попадая через органы дыхания, могут наносить непоправимый ущерб здоровью человека. Необходимо проводить осмотр насосного агрегата, а также трубопроводов на наличие целостности оборудования. С целью уменьшения влияния на организм человека и загрязнения окружающей среды предусмотреть комплекс мероприятий:

- установка сигнализаторов, газоанализаторов;
- система вытяжной вентиляции.

Защита гидросферы

Главным фактором воздействия на гидросферу может являться разлив масла, в случае несоблюдения основных правил по замене масла в центробежном агрегате.

Защита литосферы

При эксплуатации установки центробежного насоса необходимо постоянное техническое обслуживание. Замена изношенных, отработанных, деталей и узлов приводит к образованию твердых отходов производства. Для

утилизации технического мусора должны применяться полигоны твердых бытовых отходов. [СанПиН 2.1.7.722-98]

Безопасность в чрезвычайных ситуациях

При аварийных условиях эксплуатации (разрыв трубопровода, заклинивание ротора насоса, разрушение герметизирующего экрана, появление сильных течей по разъемам и т.п.) необходимо:

- произвести отключение насосного агрегата от источников электрической цепи;
- произвести сброс давления в рабочем контуре;
- произвести опорожнение насосного агрегата;
- принять меры по ликвидации последствий аварии.

Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности

Специальные правовые нормы

К безопасной эксплуатации регламентируются правила ПБ 12-368-00 «Правила безопасности в газовом хозяйстве», которые разработаны в соответствии с «Положением о Федеральном горном и промышленном надзоре России» и учитываются требования Федерального закона «О промышленной безопасности опасных производственных объектов» от 21.07.97 N 116-ФЗ, а также других действующих нормативных документов.

К работе допускаются лица, достигшие 18-летнего возраста, прошедшие медицинское освидетельствование и не имеющие противопоказаний к выполнению данного вида работ, прошедшие обучение в области промышленной безопасности, вводный инструктаж, первичный инструктаж, инструктаж по электробезопасности, имеющие удостоверения об аттестации и допуск к выполнению самостоятельной работы по рабочей специальности. Проходить повторный инструктаж по безопасному ведению работ. График и режим работы рабочего определяется Правилами внутреннего трудового распорядка. Со стороны предприятия необходимо проконтролировать выдачу рабочему спецодежды и средств индивидуальной защиты.

Ведомственный контроль осуществляет отдел охраны труда. Государственный надзор осуществляется федеральной инспекцией труда.

Организационные мероприятия

При техническом обслуживании насосного агрегата необходимо:

- оформление наряда-допуска;
- оформление перерывов в работе;
- постоянно контролировать состояние работы агрегата;
- технический осмотр установки по графику;
- вентиляционное оборудование должно быть в рабочем состоянии и исправно;

- надежная связь и аварийная сигнализация;
- освещенность согласно нормативным документам по безопасности;
- все оборудования заземлено;

Запрещается:

- использовать в работе не искрозащищенный инструмент;
- к обслуживанию лица, не ознакомленные с конструкцией, принципом действия и работы оборудования в целом, не имеющие допуск, не прошедшие инструктаж;
- использовать в работе неисправное оборудование.

Для обеспечения монтажа, капитального ремонта, технического перевооружения центробежного агрегата заказчик передает подрядчику для производства работ утвержденную проектную документацию, паспорт на оборудование. Производит технический надзор за проведением монтажных, ремонтных работ. По окончании работ производится ввод установки в эксплуатацию. Для пуско-наладочных работ центробежного агрегата должен быть разработан технологический регламент с указанием мер безопасности.

Заключение

В данной работе рассмотрен и исследован один из способов устранения или, по крайней мере, минимизации этого явления. После изучения технической литературы на тему защиты от вибраций было принято решение остановиться на варианте одноплоскостного автобалансирующего устройства. Наряду с другими автобалансирующими устройствами одноплоскостное маятниковое устройство имеет минимальные размеры в осевом направлении.

По результатам расчетов емкости и основных параметров было спроектировано устройство для центробежных насосов. Для снятия практического эксперимента устройство было установлено на ручную шлифовальную машину TSM1-150 (для снятия вибрационных характеристик, спектрального анализа). По результатам эксперимента составлены таблицы и построены графики. Результаты эксперимента показали эффективность данного автобалансирующего устройства.

Теоретические расчеты и практическое исследование показали, что данное АБУ можно применить на установке центробежного агрегата. Это позволит увеличить межремонтный период оборудования: увеличивая срок эксплуатации подшипниковых узлов, посадочных мест, валов, соединительных муфт и т.д. В перспективе возможна минимизация размеров устройства и увеличения эффективности устранения вибраций.

Список литературы

1. Корчагин П.А., Уравновешивание и виброзащита: Учебное пособие. – Омск: Изд-во СибАДИ, 2006. – 72 с.
2. Петров Г.А., Торгашев В.Е., Расчет и конструирование автобалансирующего устройства. // Сборник трудов VIII Всероссийской научно-практической конференции для студентов и учащейся молодежи «Прогрессивные технологии и экономика в машиностроении», г. Юрга, 2017.
3. Васильев Ю.М., Готлиб Я.Г., Филатов А.Е. Нормирование производственных вибраций в СССР и за рубежом. – М.: Машиностроение, 1976. – 20 с.
4. Вибрация в технике: Справочник: В 6 т. Защита от вибрации и ударов / Под ред. К.В. Фролова. - М.: Машиностроение, 1981. – Т.6. – 456 с.
5. Вибрация в технике: Справочник. В 6 т. Колебания машин, конструкций и их элементов / Под ред. Ф.М. Диментберга и К.С. Колесникова. – М.: Машиностроение, 1980. –Т.3. – 544 с.
6. ГОСТ 12.1.012–90. Система стандартов безопасности труда. Вибрационная безопасность. Общие требования.
7. ГОСТ 22061–76. Система классов точности балансировки.
8. Диментберг Ф.М., Шаталов К.Т., Гусаров А.А. Колебания машин. – М.: Машиностроение, 1964. – 308 с.
9. Тюманок А.Н. Об остаточной неуравновешенности при автоматическом уравновешивании роторов // Труды Таллин, политехн. ин-та. № 393 – 1976. – С. 139 –147.
10. Закржевский М.В., Туронок Ф.И. К анализу устойчивости работы автоматического балансира // Изв. вузов. Машиностроение. №2. – 1983. С.19 – 23.
11. Блехман И.И. Синхронизация динамических систем. – М.: Наука, 1971. – 894 с.

12. Кравченко В.И. Подбор параметров шарового автоматического балансировочного устройства по номограммам // Вестник машиностроения. № 1 – 1982. – С. 58 – 60.
13. Нестеренко В.П. Определение параметров шара и беговой дорожки устройства автоматической балансировки ротора // Изв. вузов. Машиностроение. № 5. – 1984. – С. 37 – 41.
14. Гусаров А.А., Шаталов Л.Н. Расчет оптимальных автобалансирующих устройств со свободным перемещением масс // Механизация и автоматизация производства. № 6 – 1987. – С. 4 – 7.
15. Агафонов Ю.В., Гольдштейн Б.Г. Автоматическое балансирующее устройство для ручных шлифовальных машин // Строительные и дорожные машины. -№3. – 1976. С. 15 – 17.
16. Агафонов Ю.В., Базыкин Ю.В. Исследование устойчивости шарового автобалансира роторной системы на анизотропных опорах //
17. Агафонов Ю.В., Базыкин Ю.В. Исследование влияния эксцентриситета беговой дорожки шарового автобалансира на качество балансировки // Вестник машиностроения. № 8 – 1986. С. 23 – 25.
18. Агафонов Ю.В. Динамика шарикового автобалансира в поле направленных сил // Машиноведение. № 1. 1987. – С. 115 – 117.
19. Нестеренко В. П. Автоматическое устранение статической неуравновешенности ротора с анизотропными опорами // Машиноведение. №1. – 1984 – С. 24 – 25.
20. Нестеренко В.П., Катанухина С.Л. Условия автоматической балансировки консольного ротора // Управляемые механические системы. - Иркутск: ИПИ, 1986. - С. 63-69.
21. Нестеренко В.П. Автоматическое устранение шарами динамической неуравновешенности ротора // Изв. вузов. Машиностроение.
22. Нестеренко В.П. Условия автоматической балансировки шарами двухроторной системы // Изв. вузов. Машиностроение. № 7. 1987. С. 63 – 67.

23. Нестеренко В.П. Автоматическая балансировка роторов приборов и машин со многими степенями свободы. - Томск: Издательство Томского университета, 1985. – 85 с.
24. Кладиев С.Н. Автобалансирующие устройства ручных шлифовальных машин: Дис. канд. технич. наук. – Томск, 1996. – 170 с.
25. Сутормин В.И. Исследование и разработка автобалансирующего устройства для повышения качества и производительности шлифования: Автореф. дис. канд. технич. наук. – Томск, 1981. – 14 с.
26. Пашкова Л.А. Влияние автобалансирующих устройств на износ шлифовальных кругов и качество обрабатываемой поверхности: Дис. канд. технич. наук. – Томск, 1999. – 95 с.
27. Горбунов Б.И., Гусев В.Г. Уравновешивающие устройства шлифовальных станков. – М., 1992.
28. А.с. 1048342 СССР, МКИЗ G 01 M 1/02. Автоматическое балансировочное устройство / В.И. Коваленко, В.И. Кравченко (СССР). – № 3374064/25-28; Заявлено 04.01.82; Оpubл. 15.10.83, Бюл. № 38.
29. Автобалансирующее устройство: А.с. 1795319 СССР, МКИ G 01M 1/38 / Г.Б. Филимонихин (СССР). – № 4770688/28, Заявл. 09.11.89; Оpubл. 15.02.93, Бюл. № 6.
30. Emanuelsson S. Introducing Automatic Balancing as a Means to Reduce Imbalance Induced Vibrations in Electrical and Air-Powered Hand-Held Angle Grinders (Power Tools) // Proceeding, 49th International Appliance Technique Conference, 1998, pp. 282 – 293.
31. Miwa T, Suzuki K, Kawaguchi T, Kawakami Y, Ohtsu S, Date O Reduction of grinder vibration by balancing // *Industrial Health*, 1984, 22, pp. 59 – 74.
32. Rajalingham C., Rakheja S. Whirl suppression in handheld power tool rotors using guided rolling balancers // *J. Sound Vibr.*, 1998, 217(3), pp.453 – 466.

33. Kim W.D., Kwon H.O., Jeon M.S. Dynamic Analysis and Design of the Ball Balancer of a DVD System Considering Frictional Contact // LG Electronics Inc., Home Appliance Laboratory, 1999, 11 p.
34. Филимонихин Г.Б. Уравновешивание ротора корректирующим грузом с неподвижной точкой на оси вала // Загальнодержавний міжвідомчий н.-т. збірник “Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин” №29, –2000. Вип., С. 103 – 108.
35. Филимонихин Г.Б. Условия уравновешивания ротора абсолютно твердым телом с неподвижной точкой на оси вала // Доп. НАН України. № 1 - 2001.– С. 65 – 69.
36. Автобалансирующие устройства прямого действия / А.А. Гусаров. – М.: Наука, 2002. – 119 с.
37. Нестеренко В.П. Учет вязкого сопротивления при определении условий балансировки // Известия Вузов. Машиностроение. – 1989. -4. - С. 39 – 41.
38. Нестеренко В.П., Соколов А.П. Влияние сил кулонова трения на величину остаточной моментной неуравновешенности // Динамика управляемых механических систем. – Иркутск: ИПИ, 1982. – С. 131 –136.
39. Tatsumi Hisao Liquid Balancer Newly Developed for Fully Automatic Washer // Toshiba Review, 1985, Vol. 40, No 9, pp. 755 – 758.
40. Patent 5,862,553 US. Dynamic balancing method for a washing machine: patent 5,862,553 US, / Ingo Haberl, Mario Trangoni (Electrolux Zanussi Electrodomestici S.p.A.). Appl. No. 841,111. Filed Apr. 29, 1997. Patented Jan. 26, 1999.
41. Patent 5,460,017 US. Weight compensating apparatus: patent 5,460,017 US, / Garry R. Taylor (Canada); (Eti Technologies Inc.). Appl. No. - 66,307. Filed May 21, 1993. Patented Oct. 24, 1995.

Приложение А

Раздел 1 Обзор литературы

Студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
2БМ5Е	Торгашев Виктор Евгеньевич		

Консультант кафедры ТПМ:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Зиякаев Г.Р.	К.Т.Н.		

Консультант – лингвист кафедры ИЯ:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Старший преподаватель	Баранова А.В.	–		

Main part

When you consider the issue of vibration protection, a mechanical system is divided into two subsystems: an excitation source and a vibration protection object, which are interconnected. When equipment operates, dynamic effects occur in the source. These effects make the system to vibrate. For example, let's consider a centrifugal pump, which is installed on a foundation. There can be several versions of subsystems for such a system:

- dynamic forces appear in the reactions of rotor supports, a pump casing will be the object of protection;
- the forces which appear in the places of attachment to the foundation, foundation is the object of vibration protection.

In each such case, an object and a source of dynamic effects will be determined in different ways. In some cases, kinematic influences can be determined. The displacements of link attachment points to a source are called kinematic ones. A car movement on a rough road can be an example of kinematic influences.

Influence of vibration effects

Vibrations lead to the occurrence of fatigue cracks, the destruction of unit parts, which lead to the failure of equipment. As is known, vibration effects are the most dangerous ones for technological equipment.

Also, there are shock impacts which lead to a system break. Fatigue breaks can result from multiple impacts.

Vibration and shock effects cause the disruption of process equipment normal operation. For example, the vibration of a metal cutting machine cutting tool results in a surface treatment cleanliness decrease.

The ability of an object to keep functionality in vibrational load conditions is called vibration resistance, and the ability to resist destruction under the action of vibration and to remain operable after exposure is called vibration resistance. The main purpose of process equipment vibration protection is to increase these properties of an object.

Methods and means of vibration protection

A set of means and methods for vibration elimination is called vibration protection.

The block diagram of vibration protection methods is shown on Figure 1 below.

The classification of methods is subdivided into:

- the reduction of vibration parameters on the ways of its spread from sources;
- the reduction of vibration parameters by the influence on a source.

The first group of methods may be implemented:

- A) by changing the design elements of an excitation source;
- B) by changing the vibration frequency of an excitation source;
- C) by changing the nature of compelling forces or moments;
- D) by rotating mass balancing.

In order to implement the methods that reduce the transfer of vibration when a person contacts with a vibrating object, it is necessary:

- A) to use additional devices built into a machine design;
- B) to modify machine structural elements;
- C) to use damping coatings;
- D) to provide an antiphase synchronization of vibration excitation sources.

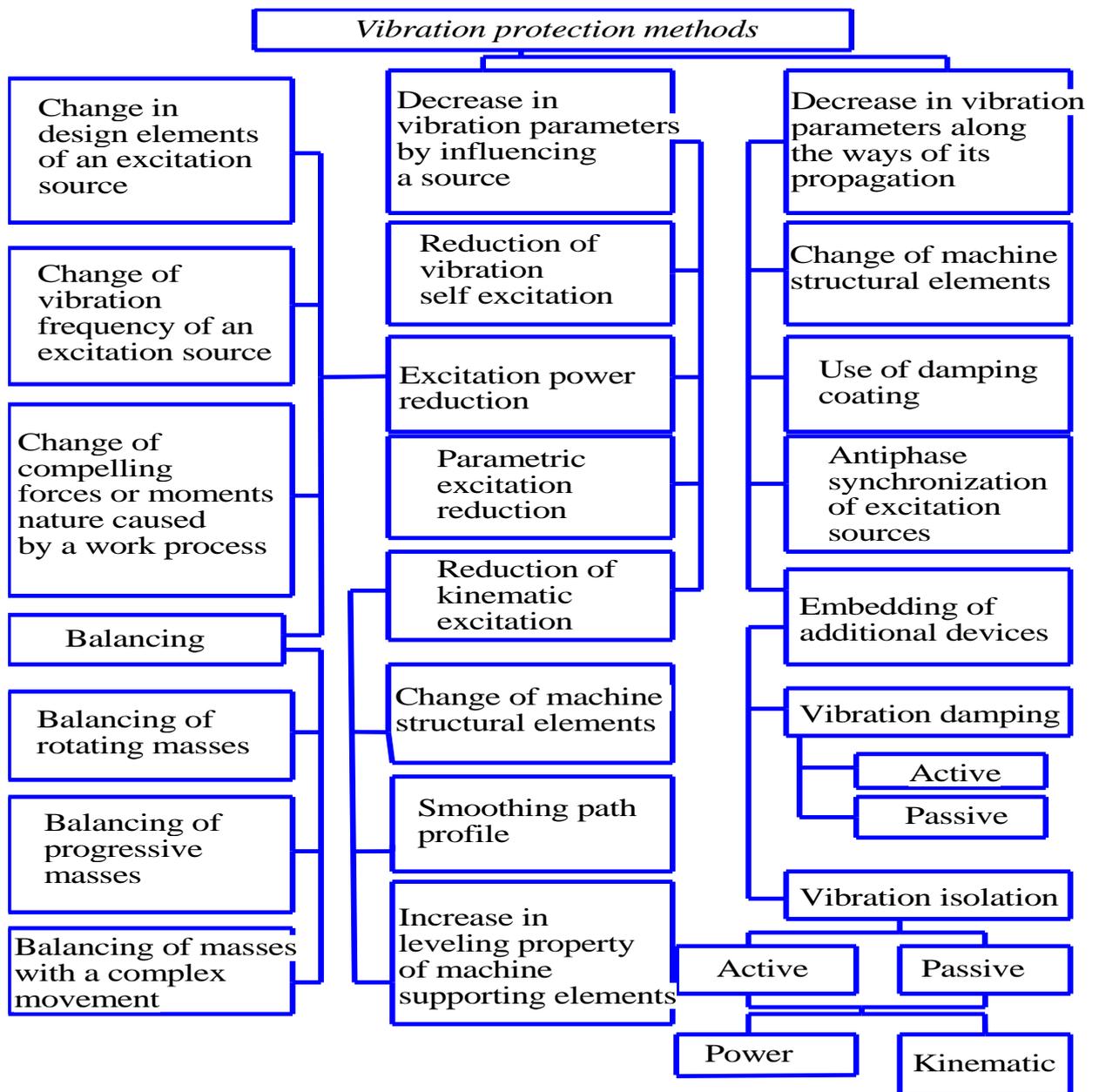


Figure 1 - Block diagram of vibration protection method classification

The method with the use of additional devices in a design can be subdivided into the methods of vibration damping and vibration isolation.

"A special feature of vibration dynamic damping is the presence of additional mass and elasticity, which have certain parameters. Thus, the protected mass remains immobile (antiresonance) one, and the additional mass oscillates."

Classification means of vibration isolation (MVI) means allows us to present a block diagram of MVI classification (Figure 2).

MVI are classified according to various criteria:

– a constructive one:

- 1) simple MVI;
- 2) composite MVI;

– according to the order of simple MVI inclusion:

- 1) with sequential inclusion;
- 2) with parallel inclusion;
- 3) with combined inclusion.

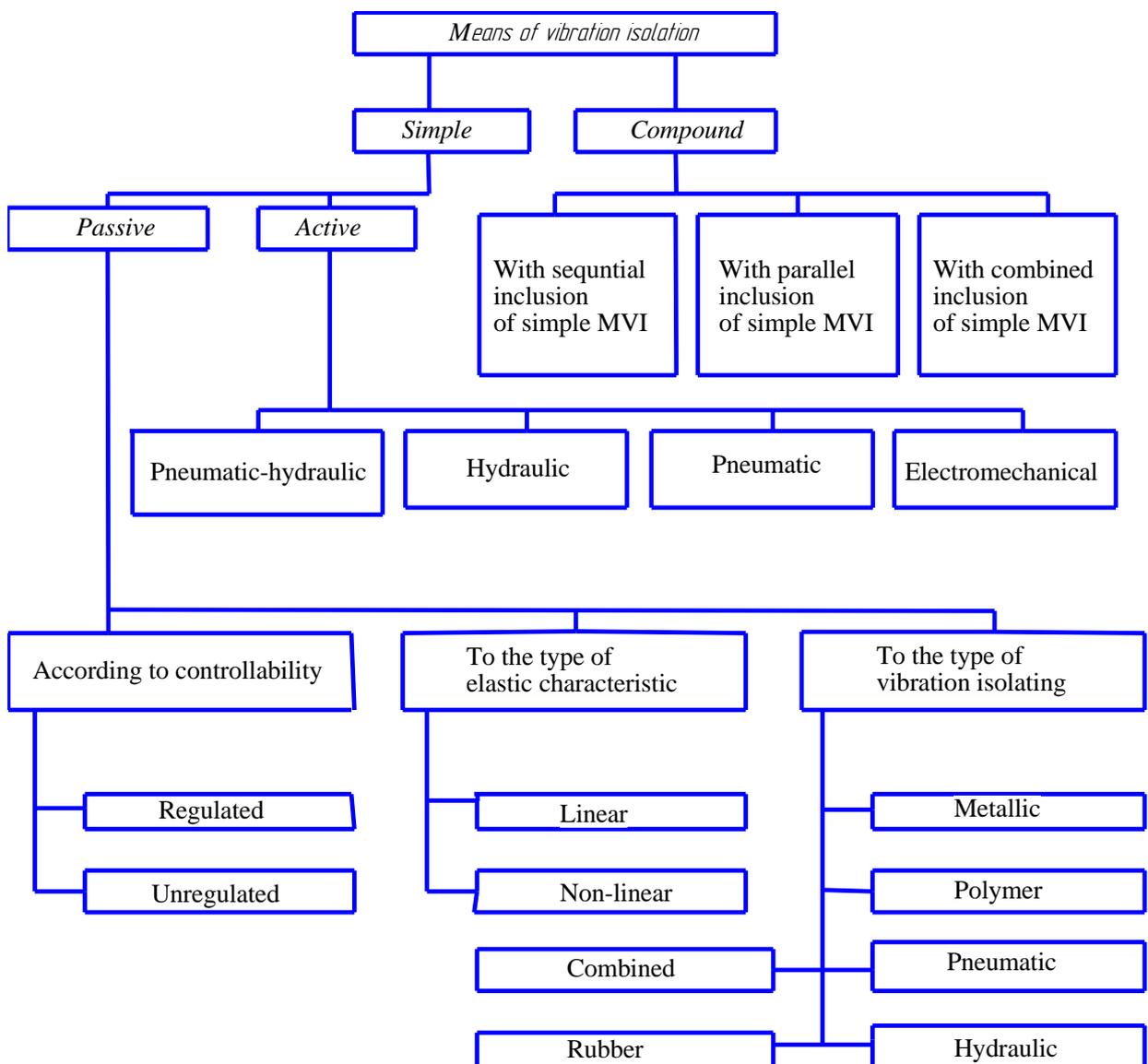


Figure 2 - Block diagram of vibration isolation means classification

Simple vibration isolation means are divided into passive and active ones. The means that use the energy of an additional source are called active ones. Active transducers can be with hydraulic, pneumatic, pneumatic-hydraulic and electric-mechanical shock absorbers.

They install vibration isolating dampers and vibration isolated cabs to reduce the vibration in vehicles. The choice depends on the design features of a machine, operating conditions and vibration nature and intensity.

Balancing of rotors

Any rotating body in a balancing theory is called a rotor. For example, an engine crankshaft, a motor armature, pulleys, flywheels, etc. are called rotors.

According to the course of theoretical mechanics, the acting forces of a rotating body on its supports consist of two components in a general case: a static and a dynamic one. The emergence of a static component is conditioned by the action of gravity forces, the emergence of a dynamic component – the accelerated movement of material particles from which a rotor consists. A rotor is called an unbalanced one if the dynamic component is not zero one.

Types of rotor imbalances

They distinguish the following types of rotor imbalance: static, instantaneous and dynamic one.

In the case when the center of the rotor S masses (Figure 3) is on the main central axis of inertia (I-I) and it is parallel to a rotation axis, a rotor is called statically unbalanced one. The principal vector of the imbalance D is directed radially and is rotated together with a rotor. At that the main unbalance moment is equal to zero. For example, the crankshaft of a single-cylinder internal combustion engine proves this statement. The supports A and B are influenced by the forces whose vectors are rotated together with a shaft.

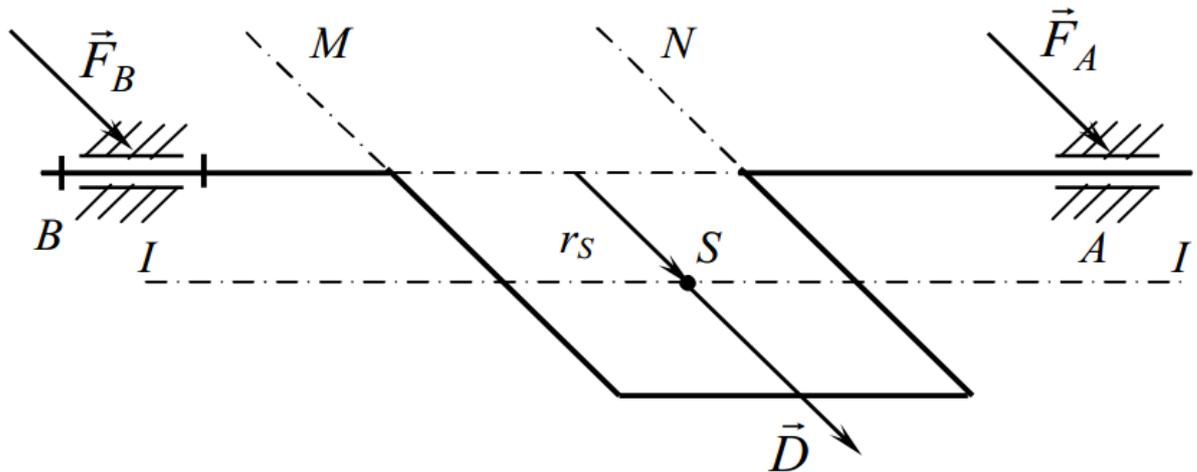


Figure 3 - Statically unbalanced rotor

It is necessary to conduct appropriate tests in order to detect static imbalance. A cylindrical rotor is set on two rotary knives. If the center of masses is located outside a rotation axis, a rotor will rotate until it takes a stable position. At that the center of cylinder masses will occupy the lowest position.

In order to eliminate the static imbalance, it is necessary to attach an additional correcting mass m_k to a rotor. It is necessary to place it in such a way that the center of the correcting mass is on OS action line of imbalance D main vector (Fig. 4), and the vector r_k must be directed in the direction opposite to r_S vector.

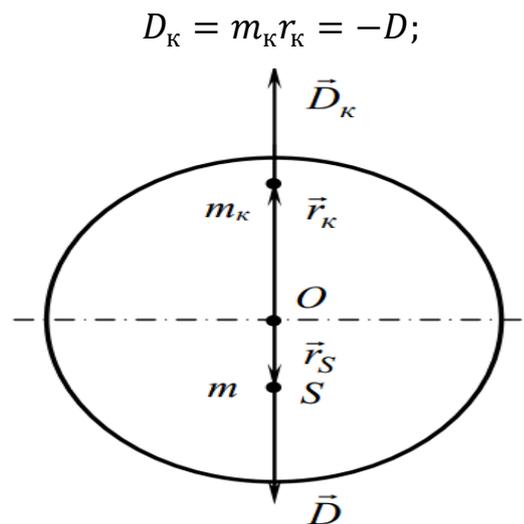


Figure 4 – m_k placement diagram

In addition to an additional mass installation to eliminate the static imbalance, one can remove the mass m_k . In this case, the center of the removed mass and the center of the rotor masses are on one side of the rotation axis (point O).

It is not always possible to perform static balancing with a single corrective mass. As an example, it is necessary to set two corrective masses in the plane M and N for a crankshaft of a single-cylinder internal combustion engine (Figure 3), as it is necessary to have free space for a connecting rod movement between these planes. In this example, the vector D_k should equal to the sum of two additional masses imbalances. Thus, depending on a rotor design and purpose, the number and the location of the correction planes is determined.

The next type is called instantly unbalanced one, where the center rotor S mass center is on a rotation axis, and the inertia axis I-I (Fig. 5) is located at an angle γ to the axis of a rotor rotation. An immediate imbalance is expressed by a couple of imbalances D_{M1} and D_{M2} , i.e. the main moment of imbalances. An example of this type is a two-cranked motor shaft. The supports A and B are loaded with a pair of forces F_A and F_B , whose vectors are rotated together with the shaft, and the main moment of such a shaft imbalances makes $M_D = D_{M1}h_1$.

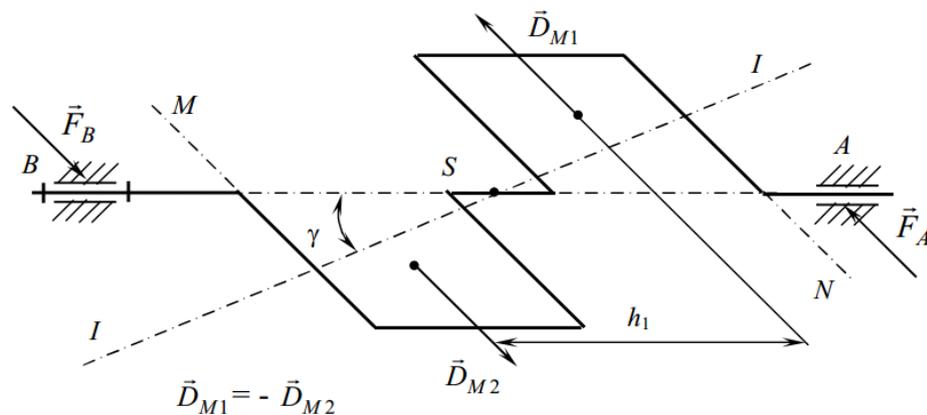


Figure 5 – Instantly unbalanced rotor

In order to eliminate this imbalance, it is necessary to use at least two corrective masses, since a pair of forces can be balanced only by a pair. The location of the correcting masses in the correction planes and their magnitudes should be such that the imbalances of the correcting masses make a pair. The moments of imbalances and additional masses must be equal and opposite in direction, i.e. $M_D = -M_{DK}$. On Figure 5 the moment of the correcting masses for a rotor must be directed clockwise, since M_D is directed counterclockwise.

The rotor, whose center of masses is outside a rotation axis, and whose axis of inertia is inclined to the axis of rotation, is called dynamically unbalanced one. The dynamic imbalance is expressed in terms of D and M_D . This kind of imbalance can be expressed by two crossing vectors of imbalance D_1 and D_2 , rotating together with the rotor and located in two planes perpendicular to the axis of rotation. It is eliminated by two additional masses located in correction planes.

Conclusion: the elimination of any imbalance is carried out by combining the main central axis of inertia with the axis of rotor rotation, i.e. $D = 0$ and $M_D = 0$. In this case, the rotor is called fully balanced one. If the rotor is balanced for a particular angular velocity, it will be completely balanced for any other angular velocity, both constant and variable one.

Dynamic balancing of rotors during design

It is necessary to use the balancing of the rotor during a design stage, if the operating conditions of equipment require the use of a fully balanced rotor.

For example, let's analyze the rotor, consisting of several elements (Fig. 6): element 1, 2, 3 rotating as a single unit. Let us assume that the following values are known: the masses of the parts m_i , the coordinates of the mass centers S : r_i , φ_i and a_i . Then, it is necessary to determine the imbalances of unbalanced masses.

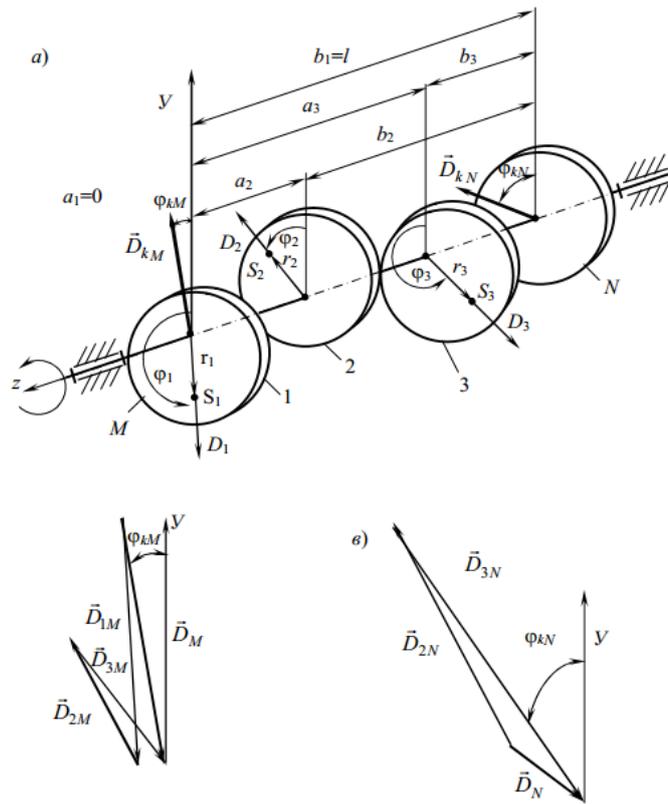


Figure 6 - Design diagram of an unbalanced rotor

Since there is a partial mutual balancing in such a system, the balancing of each mass by a separate additional mass is inadvisable.

Balancing of manufactured rotors

Due to manufacturing error and material heterogeneity it has some unbalance after manufacturing, although it was completely balanced during the design stage. This imbalance is determined experimentally and eliminated using special balancing machines.

In order to perform the balancing of a rotor on a frame type machine, it is necessary to set a rotor so that one of machine correction planes (Figure 7) coincides with the plane containing the frame O oscillation axis. The amplitude of a frame oscillation depends only on the unbalance in the correction plane N. With respect to the point O, the principal moment of the compelling force makes

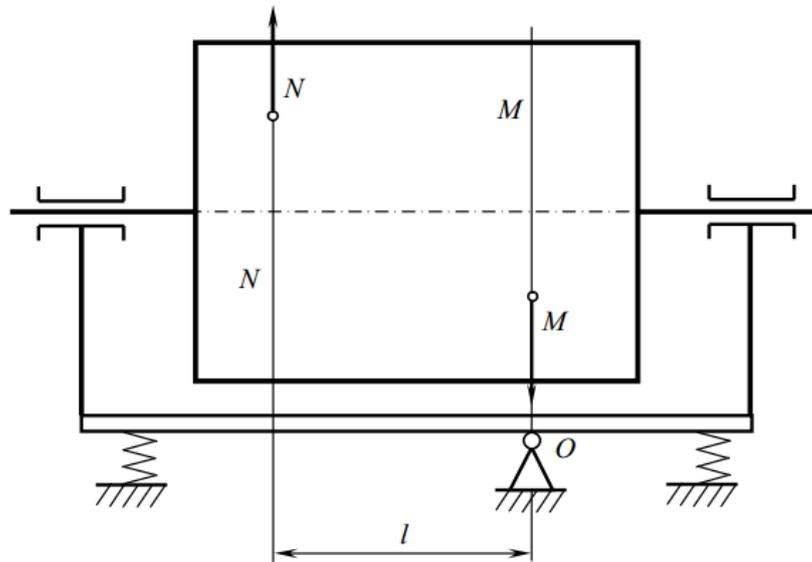


Figure 7 - Diagram of a frame type balancing machine

$$M = D_N l \omega^2 \cos(\omega t),$$

Where l is the distance between the correction planes; ω is the angular speed of a rotor rotation.

The amplitude of a frame forced oscillations will be proportional to the amplitude of a driving torque

$$A = k D_n l \omega^2,$$

Where k is the proportionality coefficient.

Flexible rotor balancing

The rotor, which has much greater distance between the supports than its diameter is called a flexible one. Flexural deformations should be taken into account for such a rotor, both of a shaft and of a rotor itself, during an imbalance determination. Let's analyze a vertically mounted shaft on which a disc with the mass m (Figure 8) is fastened in order to reveal the main regularities connecting the deformations of the shaft bend and the rotor imbalance. The center of disk mass is displaced by the distance r_s from the shaft axis. The mass of the shaft can be neglected as it is much smaller than the mass of the disk. The shaft is rotated with the angular velocity ω . The shaft is bended by an amount x under the action of inertia

centrifugal forces. The force of inertia and the shaft bend are related by the following equation

$$x = \delta_1 m (r_s + x) \omega^2;$$

where δ_1 is the shaft bend, caused by a single force in the considered section.

Hence

$$x = \frac{\omega^2 r_s}{\frac{1}{\delta_1 m} - \omega^2};$$

At a certain value of the angular velocity ω the denominator of the fraction vanishes, and the bend of the shaft $x \rightarrow \infty$. This value ω is called the critical angular velocity ω_k :

$$\omega_k = \sqrt{\frac{1}{\delta_1 m}};$$

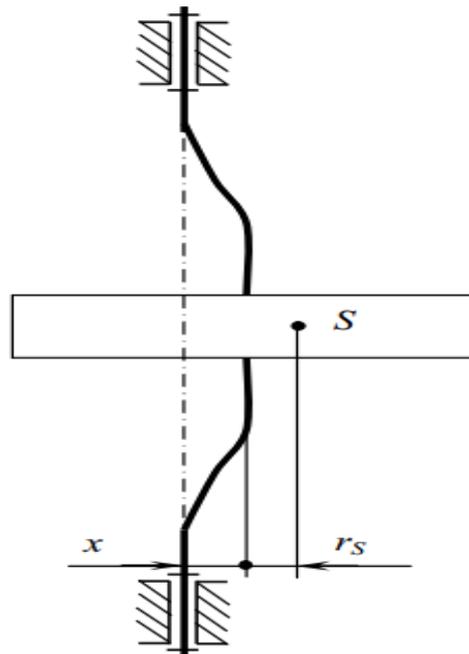


Figure 8 – Flexible rotor

As the resistance forces act on the shaft, the actual shaft bend does not tend to infinity, but has the maximum value then we can consider the value of the shaft critical angular velocity as the natural frequency of the system under consideration.

$$x = \frac{r_s}{(\omega_k - \omega)^2 - 1};$$

According to the obtained expression it is evident that at $\omega < \omega_k$ the bend $x > 0$ (pre-resonance mode). The phase shift between the oscillations of the compelling force and the natural oscillations in the resonance mode makes π . The bend of the shaft decreases with the angular velocity increase in the superresonance mode, and tends to the displacement r_s as it tends to infinity. The centrifugal force of inertia in the resonance mode will be the following one:

$$\Phi = m(r_s - x)\omega^2;$$

According to the obtained expression one can see that imbalance is decreased as the angular velocity increases.

The oscillating system will have several critical angular velocities if several disks are fixed to a shaft.

The main feature of such rotor balancing is that the correction planes can not be chosen arbitrarily. It is possible to set the optimal correction planes according to the methodical instructions to GOST 22061-76. In order to cause the minimum deflection moments in a rotor body, and also to keep the resulting balance of the rotor at a speed below the first resonance one, it is necessary to set the correcting masses in the optimal planes. Rigid rotors are represented by the rotors after the balancing in two arbitrarily selected correction planes at the rotation frequency below the first resonant one. The residual imbalances in supports will not exceed the permissible values within the operating frequencies of rotation, according to GOST 19534-70. All other rotors are flexible ones.

Приложение Б

Результаты первого этапа экспериментального исследования

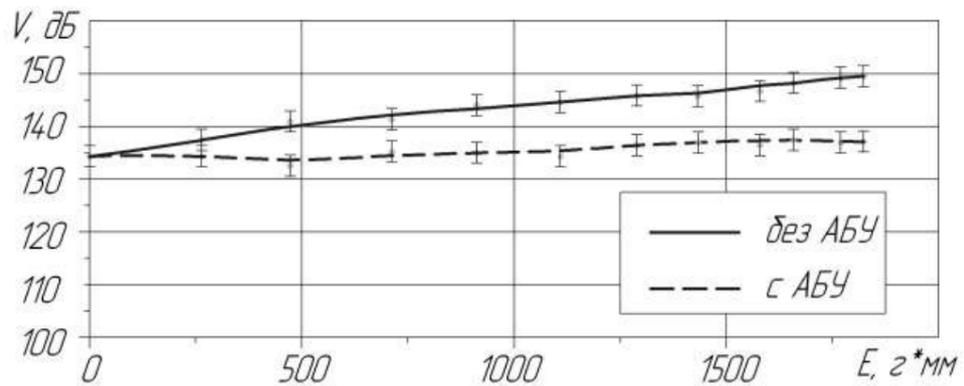


Рисунок Б.1. – График измерения виброскорости в направлении 1

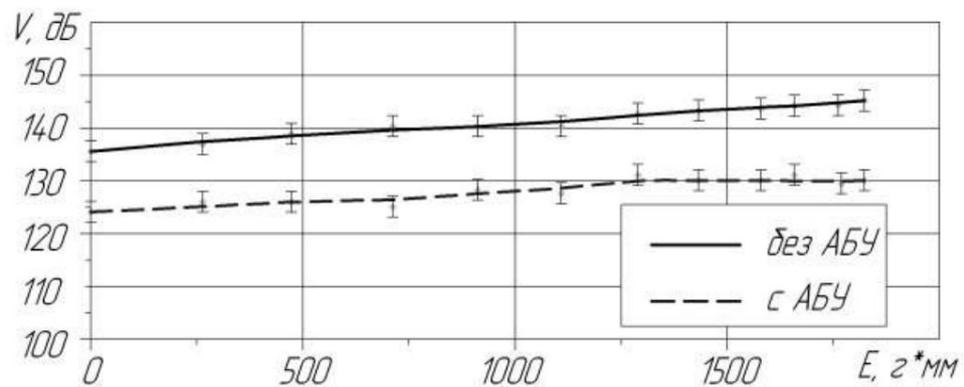


Рисунок Б.2. – График измерения виброскорости в направлении 2

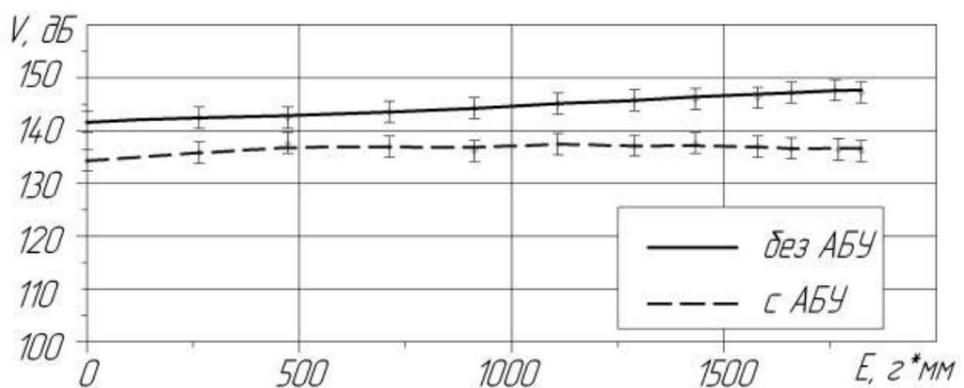


Рисунок Б.3. – График измерения виброскорости в направлении 3

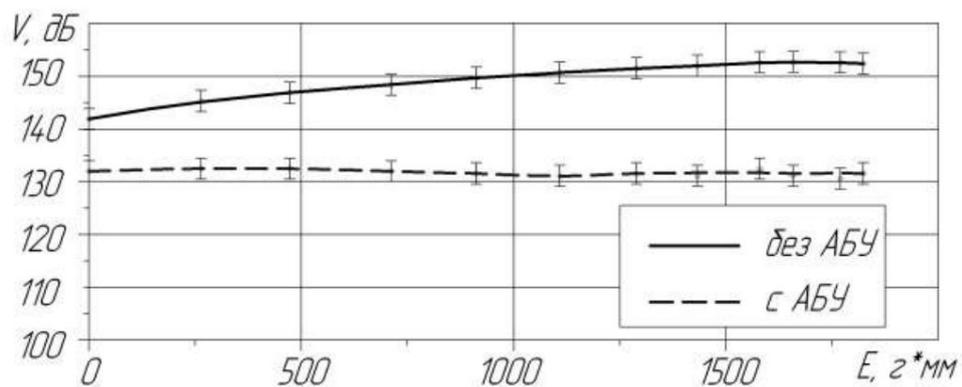


Рисунок Б.4. – График измерения виброскорости в направлении 4

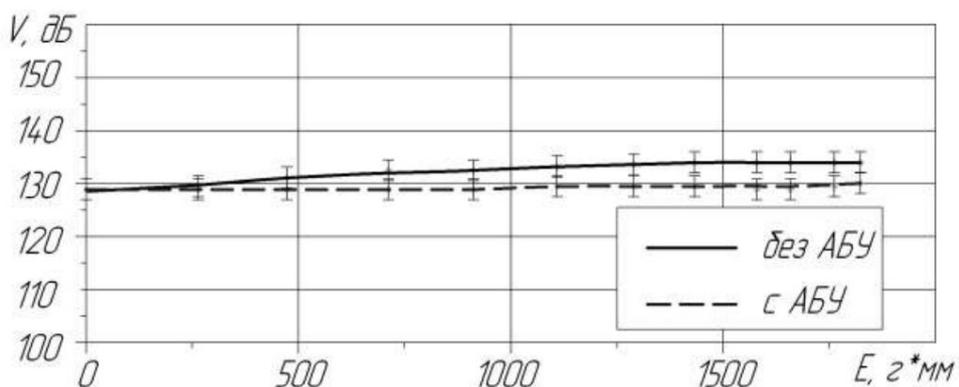


Рисунок Б.5. – График измерения виброскорости в направлении 5

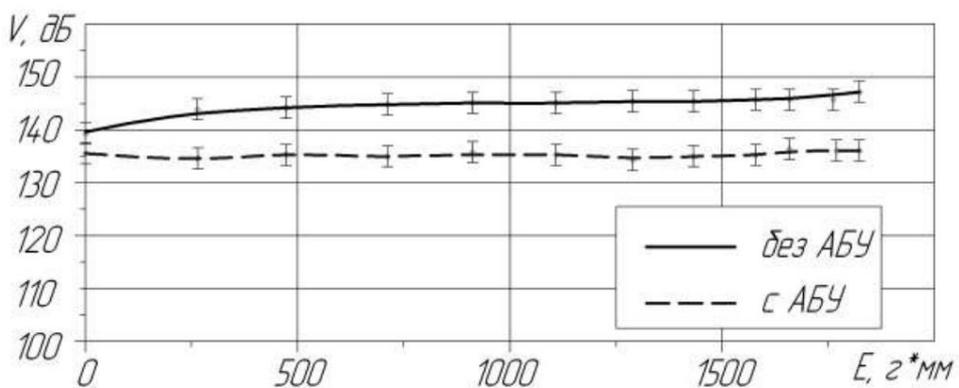


Рисунок Б.6. – График измерения виброскорости в направлении 6