

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

Инженерная школа новых производственных технологий

Направление подготовки: 15.04.05 Конструкторско-технологическое обеспечение
машиностроительных производств

Отделение материаловедения

МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

Тема работы
«Разработка и исследование системы моделирования несоосности валов электромеханического испытательного стенда»

УДК 001.891.54-047.37:621.313-233.1-047.58

Студент

Группа	ФИО	Подпись	Дата
8НМ71	Янчук Ольга Сергеевна		

Руководитель

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Буханченко Сергей Евгеньевич	кандидат технических наук		

КОНСУЛЬТАНТЫ:

По разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Подопригора Игнат Валерьевич	кандидат экономических наук		

По разделу «Социальная ответственность»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Старший преподаватель	Исаева Елизавета Сергеевна			

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ:

Руководитель ООП	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
15.04.05 Конструкторско- технологическое обеспечение машиностроительных производств	Крауиньш Пётр Янович	доктор технических наук		

Томск – 2019 г.

Запланированные результаты обучения по программе

Код результата	Результат обучения (выпускник должен быть готов)	Требования ФГОС, критериев и/или заинтересованных сторон
Профессиональные компетенции		
P1	Применять <i>глубокие естественнонаучные и математические знания</i> для создания нового технологического оборудования и машин.	Требования ФГОС ВО (ОПК 1, ПК2, 3). Критерий 5 АИОР (п. 2.1), согласованный с требованиями международных стандартов EURACE и FEANI
P2	Применять <i>глубокие знания</i> в области современного машиностроительного производства для решения <i>междисциплинарных инженерных задач</i>	Требования ФГОС ВО (ПК-1-4). Критерий 5 АИОР (п. 2.1, п. 2.2), согласованный с требованиями международных стандартов EURACE и FEANI
P3	Ставить и решать <i>инновационные задачи инженерного анализа</i> , связанные с созданием и обработкой новых изделий с использованием системного анализа и моделирования объектов машиностроительного производства	Требования ФГОС ВО (ПК-5-9). Критерий 5 АИОР (п. 2.2), согласованный с требованиями международных стандартов EURACE и FEANI
P4	<i>Разрабатывать</i> и использовать <i>новое</i> оборудование и инструменты для обработки материалов и изделий, конкурентоспособных на мировом рынке машиностроительного производства	Требования ФГОС ВО (ПК-15-17). Критерий 5 АИОР (п. 2.3), согласованный с требованиями международных стандартов EURACE и FEANI
P5	Проводить теоретические и модельные исследования в области машиностроительного производства	Требования ФГОС ВО (ОПК 1, ПК16). Критерий 5 АИОР (п. 1.4), согласованный с требованиями международных стандартов EURACE и FEANI
P6	Внедрять и обслуживать современные высокотехнологические линии автоматизированного производства, обеспечивать их высокую эффективность, соблюдать правила охраны здоровья и безопасности труда на машиностроительном производстве, выполнять требования по защите окружающей среды	Требования ФГОС ВО (ОК-2, ПК-9, ПК-11, 12, 13, 14). Критерий 5 АИОР (п. 1.5), согласованный с требованиями международных стандартов EUR-ACE и FEANI

Универсальные компетенции		
P7	Использовать <i>глубокие знания</i> для <i>инновационной инженерной деятельности</i> с учетом юридических аспектов защиты интеллектуальной собственности	Требования ФГОС ВО (ОПК-4, ПК2, ПК-3, ПК-13, ПК-14, ПК-18). Критерий 5 АИОР (п. 2.1), согласованный с требованиями международных стандартов EURACE и FEANI
P8	<i>Активно</i> владеть <i>иностранным языком</i> на уровне, позволяющем работать в иноязычной среде, разрабатывать документацию, презентовать и защищать результаты инновационной деятельности	Требования ФГОС ВО (ОПК-3, ОПК-4, ПК-13, ПК-18). Критерий 5 АИОР (п. 2.2), согласованный с требованиями международных стандартов EUR-ACE и FEANI
P9	Эффективно работать индивидуально, в качестве <i>члена и руководителя группы</i> , состоящей из специалистов различных направлений и квалификаций, демонстрировать ответственность за результаты работы и готовность <i>следовать корпоративной культуре</i> организации	Требования ФГОС ВО (ОПК-1, ПК18). Критерий 5 АИОР (п. 2.13), согласованный с требованиями международных стандартов EURACE и FEANI
P10	Демонстрировать <i>глубокие знания</i> социальных, этических и культурных аспектов, компетентность в вопросах устойчивого развития	Требования ФГОС ВО (ОК-2). Критерий 5 АИОР (п. 2.14), согласованный с требованиями международных стандартов EURACE и FEANI
P11	Самостоятельно учиться и непрерывно повышать квалификацию в течение всего периода профессиональной деятельности	Требования ФГОС ВО (ОК-3). Критерий 5 АИОР (п. 2.14), согласованный с требованиями международных стандартов EURACE и FEANI

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

Школа ИШНПТ
Направление подготовки (специальность) 15.04.05 «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств»
Отделение школы (НОЦ) материаловедения

УТВЕРЖДАЮ:
Руководитель ООП

(Подпись) (Дата) (Ф.И.О.)

ЗАДАНИЕ
на выполнение выпускной квалификационной работы

В форме:

магистерской диссертации

Студенту:

Группа	ФИО
8НМ71	Янчук Ольга Сергеевна

Тема работы:

Утверждена приказом директора (дата, номер)

Срок сдачи студентом выполненной работы:

ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ:

Исходные данные к работе	Система несоосности валов электродвигателей. Система должна обеспечивать различные виды соединений валов, применяемых на реальных производствах, при радиальном и угловом смещениях осей.
Перечень подлежащих исследованию, проектированию и разработке вопросов	1) Обзор существующих решений; 2) Теоретический анализ; 3) Принципиальная схема системы; 4) Математическое моделирование системы; 5) Анализ параметров; 6) Теоретические исследования;

	7) Разработка конструкции испытательного стенда.
Перечень графического материала	Принципиальная схема, расчетная схема математической модели, 3D – модель конструкции испытательного стенда в среде моделирования SolidWorks.
Консультанты по разделам выпускной квалификационной работы	
Раздел	Консультант
1. Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение	Доцент отделения социально-гуманитарных наук: Подопригора Игнат Валерьевич
2. Социальная ответственность	Старший преподаватель общетехнических дисциплин: Исаева Елизавета Сергеевна
3. Иностранный язык	Доцент отделения иностранных языков: Устюжанина Анна Константиновна
Названия разделов, которые должны быть написаны на русском и иностранном языках:	
Обзор существующих решений; теоретический анализ; принципиальная схема системы; математическое моделирование системы.	

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

Задание выдал руководитель:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент ОМ	Буханченко Сергей Евгеньевич	к.т.н		

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
8НМ71	Янчук Ольга Сергеевна		

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

Школа ИШНПТ
Направление подготовки (специальность) 15.04.05 «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств»
Уровень образования магистр
Отделение школы (НОЦ) материаловедения
Период выполнения осенний / весенний семестр 2018/2019 учебного года)

Форма представления работы:

магистерская диссертация

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

Срок сдачи студентом выполненной работы:	
--	--

Дата контроля	Название раздела (модуля) / вид работы (исследования)	Максимальный балл раздела (модуля)
01.06.2019	Основная часть	60
18.03.2019	Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение	20
02.04.2019	Социальная ответственность	20

Составил преподаватель:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент ОМ	Буханченко Сергей Евгеньевич	К.Т.Н.		

СОГЛАСОВАНО:

Руководитель ООП	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
15.04.05 «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств»	Крауиньш Петр Янович	доктор технических наук		

Реферат

Пояснительная записка содержит 179 с., 32 табл., 76 рис., 26 источников, 5 прил.

Ключевые слова: несоосность, центровка, математическая модель, упругое соединение, жесткое соединение, виброскорость, стенд, испытания.

Объект исследования: несоосность валов электродвигателей.

Цель работы: разработка и исследование системы моделирования несоосности валов электромеханического испытательного стенда.

Методы исследования: теоретическое исследование модели системы несоосности валов в программном комплексе MatLAB, анализ результатов моделирования, разработка конструкции в среде SolidWorks.

В данной работе проведен анализ существующих решений и методов по центровке валов, получена математическая модель системы несоосности валов и проведен анализ возникающих вибраций в системе при наиболее часто встречающихся в практике параметрах.

По результатам испытаний проведен анализ влияния различных соединений валов (упругое и жесткое) при угловом и радиальном смещениях осей на амплитуду виброскорости, который позволяет распознать причины возникновения несоосности соединяемых валов роторных машин на реальном производстве, в зависимости от необходимых конечных результатов, а также разработана конструкция системы несоосности испытательного стенда. Разработанная система позволит анализировать реальные производственные процессы, тем самым повышая долговечность работы электрических машин.

Определения, обозначения, сокращения, нормативные ссылки

Термин	Определение
Несоосность	несовпадение осей вращения двух валов.
Центровка	это процесс определения относительного положения осей роторов машин, регулировка их положения в пространстве так, чтобы центры вращения их валов были соосны.
Муфта	устройство, предназначенное для соединения друг с другом концов валов и свободно сидящих на них деталей для передачи крутящего момента.
Двигатель внутреннего сгорания (ДВС)	двигатель, в котором топливо сгорает непосредственно в рабочей камере двигателя. ДВС преобразует тепловую энергию от сгорания топлива в механическую работу.
Принципиальная схема	графическое изображение, служащее для передачи с помощью условных графических и буквенно-цифровых обозначений связей между элементами.
Математическая модель	совокупность записанных на языке математики формул, отражающих те или иные свойства объекта-оригинала или его поведение.
Система управления	называется электронная система управления, которая обеспечивает работу компонентов.
Аналого-цифровой преобразователь (АЦП)	устройство, преобразующее входной аналоговый сигнал в дискретный код.

Цифро-аналоговый преобразователь (ЦАП)	устройство для преобразования цифрового кода в аналоговый сигнал.
Датчик крутящего момента (ДМ)	устройство для измерения и регистрации крутящего момента на вращающихся частях различных систем.
Электронно-вычислительная машина (ЭВМ)	комплекс технических, аппаратных и программных средств, предназначенных для автоматической обработки информации, вычислений, автоматического управления.
Датчик положения (ДП)	элемент электропривода, позволяющий определить положение ротора электрической машины.
Индуктивный бесконтактный датчик (ДБИ)	бесконтактный датчик, предназначенный для контроля положения объектов из металла.
Преобразователь частоты (ПЧ)	электронное устройство для изменения частоты электрического тока.
Дифференциальные уравнения (ДУ)	уравнение, в которое входят производные функции, и может входить сама функция, независимая переменная и параметры.
ГОСТ 19523-74	«Двигатели трехфазные асинхронные короткозамкнутые серии 4А мощностью от 0,06 до 400 кВт. Общие технические условия»
ГОСТ 2479-79	«Машины электрические вращающиеся. Условные обозначения конструктивных исполнений по способу монтажа»

ГОСТ 12080-66	«Концы валов цилиндрические. Основные размеры, допускаемые крутящие моменты»
СП 16.13330.2011	«Стальные конструкции. Актуализированная редакция СНиП II-23-81*»
ГОСТ ИСО 10816-1-97	«Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на невращающихся частях»
ГОСТ 24346-80	«Вибрация. Термины и определения»
ГОСТ ИСО 7919-1-2002	«Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на вращающихся валах. Общие требования»
ГОСТ 12.2.032-78-ССБТ	«Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Рабочее место при выполнении работ сидя. Общие эргономические требования»
ГОСТ 22614-77	«Система "человек-машина". Выключатели и переключатели клавишные и кнопочные. Общие эргономические требования»
СанПин – 2.2.2./24.1340-03	«Гигиенические требования к персональным электронно-вычислительным машинам и организации работы»
ГОСТ 12.2.003-74 ССБТ	«Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Оборудование производственное. Общие требования безопасности»
ГОСТ 12.0.0003-2015	«Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Опасные и вредные производственные факторы. Классификация»

СанПиН 2.2.4.548–96	«Гигиенические требования к микроклимату производственных помещений»
ГОСТ 12.1.003-2014 ССБТ	«Шум. Общие требования безопасности»
СН 2.2.4/2.1.8.562–96	«Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории застройки»
СП 51.13330.2011	«Защита от шума. Актуализированная редакция СНиП 23-03-2003»
СН 2.2.4/2.1.8.566–96	«Производственная вибрация, вибрация в помещениях жилых и общественных зданий»
СП 52.13330.2016	«Естественное и искусственное освещение. Актуализированная редакция СНиП 23-05-95*»
ГОСТ 12.1.030-81 ССБТ	«Электробезопасность. Защитное заземление, зануление»
ГОСТ 12.1.038-82 ССБТ	«Электробезопасность. Предельно допустимые уровни напряжений прикосновения и токов»
ГОСТ 12.2.061-81 ССБТ	«Оборудование производственное. Общие требования безопасности к рабочим местам»

Оглавление

Введение.....	15
1. Основная часть.....	18
1.1 Теоретический анализ	18
1.2 Анализ существующих решений	23
1.3 Принципиальная схема системы.....	30
1.4 Математическое моделирование.....	33
1.4.1 Физическая модель	33
1.4.2 Система дифференциальных уравнений моделирования системы несоосности.....	35
1.5 Анализ параметров	50
1.6 Теоретические исследования.....	60
1.7 Разработка конструкции системы несоосности валов.....	94
2. Раздел «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение».....	109
2.1 Оценка коммерческого и инновационного потенциала инженерных решений.....	111
2.1.1 Потенциальные потребители результатов исследований	111
2.1.2 Анализ конкурентных технических решений	112
2.1.4 SWOT – анализ	113
2.2 Планирование потребности в человеческих ресурсах.....	116
2.3 Определение возможных альтернатив проведения научных исследований	117
2.4 Структура работ в рамках научного исследования.....	117
2.5 Определение трудоемкости выполнения работ	119

2.6	Разработка графика проведения научного исследования	119
2.7	Бюджет НТИ.....	122
2.7.1	Расчет материальных затрат НТИ	122
2.7.2	Расчет затрат на специальное оборудование для научных (экспериментальных) работ	125
2.7.3	Основная заработная плата исполнителей темы	125
2.7.4	Дополнительная заработная плата	127
2.7.5	Отчисления во внебюджетные фонды (страховые отчисления).....	127
2.7.6	Накладные расходы	128
2.7.7	Формирование бюджета затрат научно-исследовательского проекта .	128
2.8	Определение ресурсной (ресурсосберегающей), финансовой, бюджетной, социальной и экономической эффективности исследования	130
3.	Раздел «Социальная ответственность».....	133
3.1	Введение	135
3.2	Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности	135
3.3	Производственная безопасность	136
3.4	Микроклимат	138
3.5	Уровень шума на рабочем месте.....	138
3.6	Уровень вибрации на рабочем месте.....	140
3.7	Освещенность на рабочем месте.....	141
3.8	Электробезопасность.....	142
3.9	Требования во время работы испытательного стенда	144
3.10	Экологическая безопасность.	144
3.10.1	Анализ влияния объекта исследования на окружающую среду и «жизненного цикла»	144

3.10.2 Обоснование мероприятий по защите окружающей среды	145
3.11 Безопасность в чрезвычайных ситуациях	145
3.11.1 Анализ ЧС, которые может инициировать объект исследования.....	145
3.11.2 Анализ ЧС, которые могут произойти во время исследования	146
3.11.3 Мероприятия для предотвращения ЧС и их устранения	146
4.1 Заключение.....	148
Заключение	149
Список публикаций студента.....	150
Список литературы и использованных источников	151
Приложение 1	154
Приложение 2	168
Приложение 3	176
Приложение 4	177
Приложение 5	178

Введение

В настоящее время на производстве очень важен непрерывный технологический процесс, который обеспечивается безаварийной эксплуатацией оборудования. Каждый процесс требует передачи мощности к машине, насосу, валам, роликам, и тысяче других примеров, основных составляющих процесса превращения сырого материала в продукт производства. Практически в каждом из этих случаев мощность передается двигателем или усилием, которое преобразуется во вращение вала и затем передается к другому валу. Наиболее эффективная передача энергии осуществляется через соосно соединенные валы, при этом валы ведут себя как единое целое. Подобная система представлена в следующих реальных установках [1]:

- соединение упорного вала с ротором двигателя внутреннего сгорания через жесткую муфту в суднах; такое же соединение и промежуточных валов валопровода;
- соединение роторов асинхронных двигателей с роторами центробежных и осевых вентиляторов, которые применяются в стационарных системах вентиляции, кондиционирования;
- соединение редуктора подъемно-транспортной машины (например, подъемные краны) через жесткую муфту с валом двигателя внутреннего сгорания;
- соединение вала электродвигателя с ведущим валом насоса через упругую муфту (данные насосы широко используются в системах водоснабжения);
- соединение вала асинхронного двигателя (сервопривода) через упругую муфту со шнеком в упаковочном оборудовании.

Если валы не соосны, в соединении возникают усилия, из-за которых появляются потери энергии, и возросшая нагрузка будет распределена на следующие механические компоненты:

1. Подшипники. Воздействие на них приводит к возникновению дополнительных сил. Повышение нагрузки на подшипники в следствии перекоса валов на 20% сокращает расчетную долговечность подшипников на 50%;
2. Уплотнения. Приводит к износу уплотнений, увеличивает риск повреждения подшипников из-за проникновения грязи и вытекания смазочного материала;
3. Муфты и валы. Вибрации, вызванные несоосностью, вызывают повреждения муфт (перегрев, ослабление и поломка болтов) и валов.

Также несоосность осей в системе может увеличить потребление энергии двигателем на 20%; повысить уровень вибрации и шума, которые негативно воздействуют на здоровье человека.

Поэтому центровка является для современных оптимизированных машин жизненно необходимой составляющей повседневного технического обслуживания. Необходимо, чтобы машины работали непрерывно, с минимальным числом остановов.

Данные лаборатории вибродиагностики Октябрьского филиала УГНТУ показывают, что до 50 % всех выходов из строя роторных машин и оборудования напрямую связан с плохой центровкой. Кроме того, более 90 % роторов машин работают за пределами рекомендованных допусков. Поэтому особо остро стоит проблема обучения специалистов ремонтных служб навыкам центровки. [2]

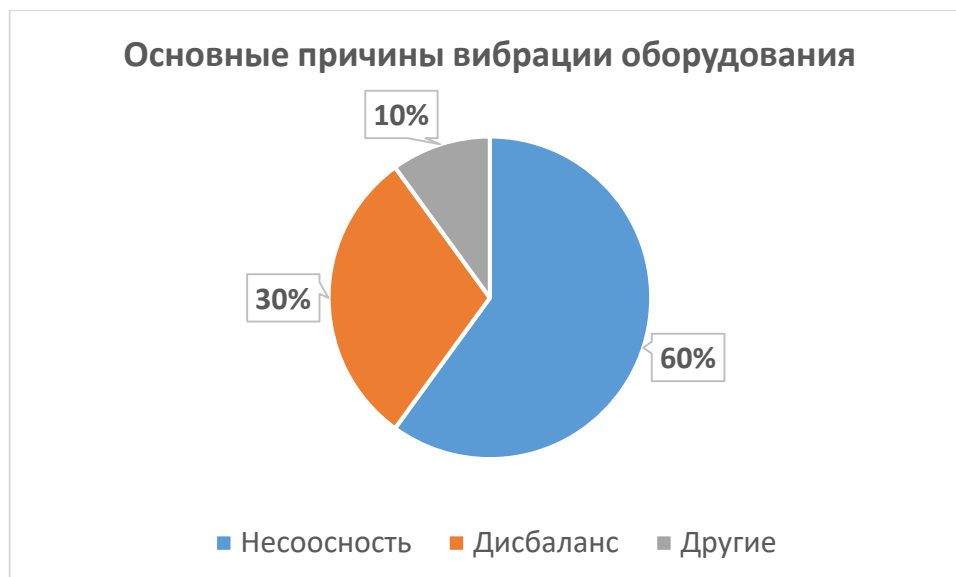


Рисунок 1 – Основные причины вибрации оборудования

Актуальность работы состоит в том, что основной причиной поломки оборудования на реальном производстве является повышенная вибрация механизмов из-за несоосности осей валов.

Научная новизна заключается в анализе влияния различных соединений валов при несоосности системы во время радиального и углового перемещений и получение экспериментальных данных, которые помогут обеспечить надежную конструкцию испытательного стенда.

Методы исследования: математическое моделирование и проведение экспериментов в программе MatLAB, анализ результатов моделирования, разработка конструкции в среде SolidWorks.

1. Основная часть

1.1 Теоретический анализ

Разработанная система несоосности валов электродвигателей предназначена для проведения исследований влияния расцентровки на вибрационные характеристики системы. Для этого необходимо рассмотреть все существующие виды несоосностей и методики их устранения.

При несоосности валов происходят дополнительные смещения в соединениях, поворот муфты, прогиб вала и смещение в подшипниках, которые в свою очередь и порождают вибрационные колебания в системе. Колебания могут привести к разрушению реальных систем, а также к большей износостойкости компонентов. Поэтому необходимо верно замерить (рассчитать) значения смещения лап двигателя для корректировки. [4]

В данной работе рассмотрены следующие виды несоосностей валов:

1. Радиальное (поперечное) смещение (рис.2, а);
2. Осевое (продольное) смещение (рис.2, б);
3. Угловое смещение (рис.2, в).

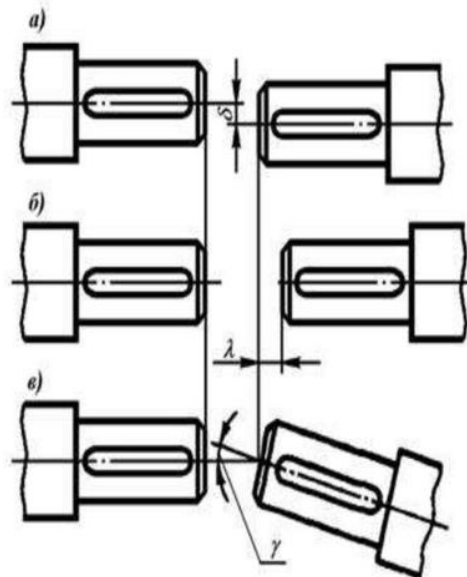


Рисунок 2 – Виды несоосности валов

При радиальном смещении валов на концы вала будут действовать дополнительные изгибающие силы, которым препятствуют подшипники и

воспринимают дополнительную нагрузку. Значительные нагрузки возникают во время углового смещения валов, на подшипниковые опоры начнут действовать динамическая и статическая составляющие нагрузки. Осевое смещение обычно возникает во время теплового расширения, а не при неверной установки электродвигателей. В дополнение к возникающим нагрузкам возникают силы трения, препятствующие смещению муфт, данные силы создают дополнительный момент, который изгибает валы. Все перечисленные составляющие влияют на вибрацию в системе.

Для устранения перечисленных видов несоосностей рассмотрены следующие методы центровки[3]:

1. Механические методы – подразумевают использование следующих элементов: край линейки; щупы; конусные калибры (иголки). Данные методы до сих пор используются в России, но только для грубой центровки, не обеспечивая необходимую точность. При различных диаметрах муфт невозможно измерить несоосность во всех точках. Преимущества этого метода: простота, использование для тонких муфт, непосредственное измерение.

С помощью линейки и щупа измеряется смещение муфты вертикально. Угловая несоосность может измеряться штангенциркулем, щупами и конусными калибрами. Разница в зазорах используется для определения направления и величины наклона валов.

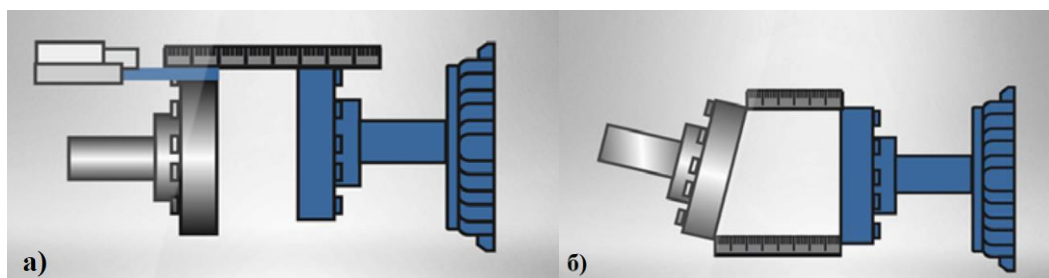


Рисунок 3 - а) Смещение муфт; б) Угловая несоосность

2. Радиально-осевой метод – на протяжении многих лет данный метод был стандартным. Преимуществ у него не так много, но он является наиболее точен на полумуфтах большого диаметра. Одно измерение проводят по ободу

полумуфты для определения смещения вала, а другое измерение – в осевом направлении на фланце для определения углового положения вала.

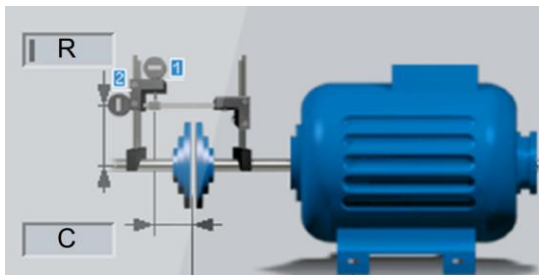


Рисунок 4 - Радиально-осевой метод (1 – радиальный индикатор; 2 – осевой индикатор)

Имеются некоторые недостатки данного метода: конструкция муфт не обеспечивает доступ для установки индикаторов; центровка производится в несколько этапов (исключение параллелизма и концентричности); необходимо несколько измерений для увеличения точности; во время смещения конструкции индикаторов для повторного измерения, появляется возможность смещения всей конструкции и необходимость проведения новых измерений.

3. Метод обратных индикаторов – данный метод подразумевает два измерения по окружности муфтового соединения в двух точках для определения смещения. Угловое положение вала является наклоном между измеренными смещениями в двух точках.

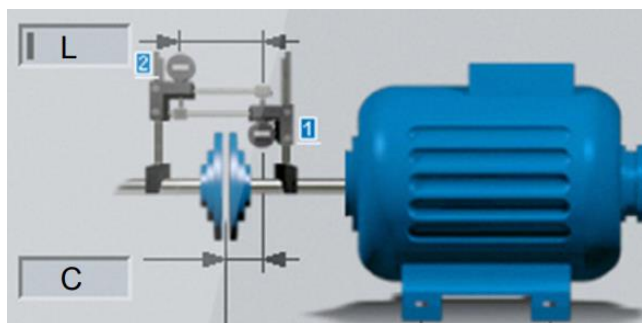


Рисунок 5 - Метод обратных индикаторов (1 – радиальный индикатор; 2 радиальный индикатор)

Одним из главных неудобств данного метода является, как и для всех измерений часовыми индикаторами, расчет центровки и корректировки требует графического построения. А преимуществом является то, что корректирующие значения по смещению и углу даются одновременно, что сокращает время проведения центровки.

4. Лазерные системы – вместо часовых индикаторов происходит использование лазерных лучей. Главное преимущество – это точность измерений. Данные установки имеют лазерные излучатели, приемники, электронный блок, производящий расчет центровки.

- Один лазер с одной или двумя мишенями. Мишень измеряет как вертикальные, так и горизонтальные компоненты одновременно с углом. Данный метод точен в угловых измерениях на коротких дистанциях, но не затруднителен для грубой центровки. После каждого смещения требуется повторное измерение, так как сместилась опорная точка.

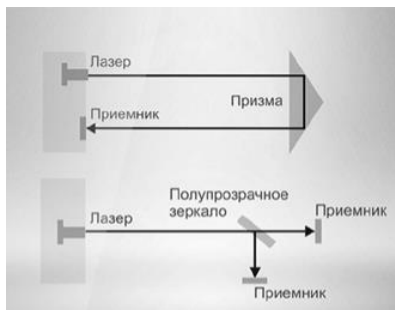


Рисунок 6 - Лазерные системы (один лазер, одна или две мишени)

- Двойной лазер, использующий метод обратных индикаторов. В данной системе объединен лазер и приемник в одном блоке. Это позволяет отобразить текущие значения несоосности и постоянно обновлять данные значения при перемещении машины. при перемещении машины.



Рисунок 7 - Лазерные системы (двойной лазер)

Из проведенного теоретического анализа можно сказать, что для исследования влияния механической несоосности в системе достаточно рассмотреть радиальное и угловое смещение. Также выявлено, что наиболее эффективной методикой для определения и корректировки расцентровки является методика с лазерными системами.

1.2 Анализ существующих решений

Анализ посвящен рассмотрению существующих устройств и решений для урегулирования рассматриваемой проблемы.

1. Устройство для центровки валов механизмов (RU 2 279 036 С1 (27.06.2006)) [5]

Данное устройство применимо для контроля соосности при монтаже и центровке механизмов, например, дизеля с генератором, электродвигателя с насосом. Устройство несоосности содержит призму 4, которая закреплена на валу механизма 1 и два часовых индикатора 8 и 9, которые закреплены на валу другого механизма 2.

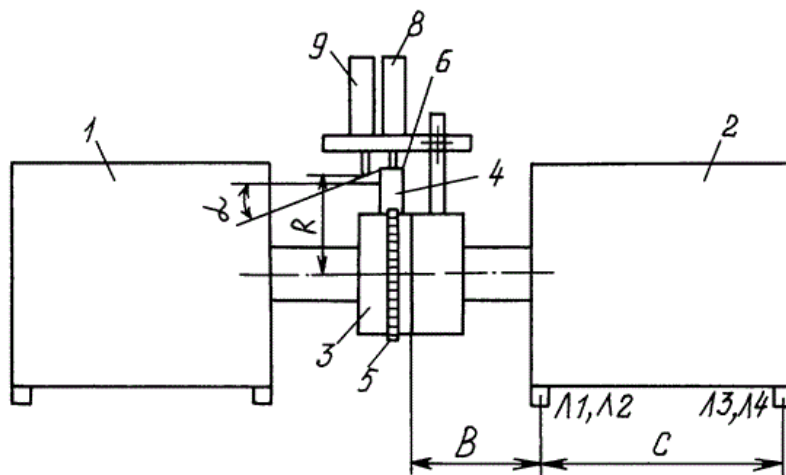


Рисунок 8 - Устройство для центровки валов

При повороте механизма для центровки, один из часовых индикаторов регистрирует вертикальное смещение, а второй вертикальное и горизонтальное. Для определения осевого смещения необходимо провести дополнительные математические расчеты

Достоинства:

1. Расстояние между центрируемыми валами может быть менее 200 мм, что позволяет применять его в сложных устройствах;

2. Нет необходимости применения специальных муфт с измерительной площадкой, что упрощает применение устройства.

Недостатки:

1. Использование датчиков часового индикатора, точность которых не более 0,01 мм, что является не всегда достаточным при центровке некоторых типов двигателей;

2. Применение индикаторов часового типа, которые имеют крупные габариты, что не позволит осуществить центровку для малогабаритных двигателей;

3. Предназначение устройства для измерения только в двух плоскостях (вертикально и горизонтально), не обеспечивает измерения при отклонении вала двигателя на конкретный угол от горизонтали или вертикали;

4. Для определения горизонтального перемещения необходимо произвести дополнительные расчеты, что увеличивает время центровки валов.

2. Устройство для центровки ДВС на испытательном стенде (RU 171 844 U1 (19.06.2017)) [6]

Рассматриваемое устройство содержит лазерный датчик центровки 2, мерительное устройство 3, которое помогает отцентровать оси сопрягаемых валов, исследуемый двигатель внутреннего сгорания, нагружающий элемент 6.

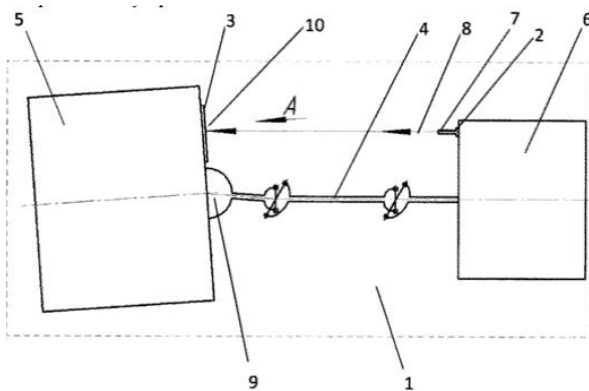


Рисунок 9 - Устройство для центровки ДВС

При вращении нагружающего элемента совместно с испытуемым двигателем определяется его положение, измеряется отклонение, проводится измерение значений отклонения в горизонтальном и вертикальном направлениях. Разницу значений показывает удвоенное смещение центра маховика двигателя относительно оси нагружающего элемента. Центровка производится за счет изменения положения задней части двигателя внутреннего сгорания.

Достоинства:

- Использование лазерного устройства для измерения с высокой точностью, что обеспечивает точную центровку;
- Возможность центровки маховика относительно нагружающего элемента, соединенных, как демпфирующей муфтой, так и через карданный вал.

Недостатки:

- Использование двух датчиков для измерения горизонтального и вертикального смещения, что является неудобным и более затратным;
- Измерение производится только в двух плоскостях (вертикально и горизонтально), не производятся измерения под углом.

3. Испытательный стенд для проведения тренингов по центровке оборудования BALTECH (используется в качестве прототипа данной работы)

Данный стенд позволяет проводить обучения для технических специалистов в данной области. В устройстве предусмотрено соединение валов через упругую муфту, при чем стойки, на которых закреплены валы подвижны, как в вертикальной, так и в горизонтальной оси. Для корректировки несоосности имеются калиброванные пластины той же марки.



Рисунок 10 - Учебный стенд для центровки Baltech

Состав учебного стенда: два вала, соединенные гибкой муфтой; две поворотные ручки на валах; набор учебных калиброванных пластин BALTECH Small; четыре свободных опоры для установки калиброванных центровочных пластин; опоры валов установлены на единую калиброванную платформу; система центровки серии «КВАНТ».

Достоинства:

- Соединение валов через гибкую муфту;
- Наличие калиброванных пластин, что позволяет изменять положение опор и проводить центровку.

Недостатки:

- В рассматриваемом учебном стенде подразумевается ручное изменение положения валов с помощью поворотных ручек, что не является примером работы на конкретном производстве, данный стенд не показывает реальную ситуацию расцентровки и не позволяет осуществить центровку в реальных условиях и проанализировать процессы;
- В данном учебном стенде используется массивная система центровки «КВАНТ», которую можно применить не на всех типах двигателей.

4. Электромеханический испытательный стенд, совместная разработка «TriBoss» и «Мехатроника-ПРО» (является прототипом разрабатываемого данной работы) [7]

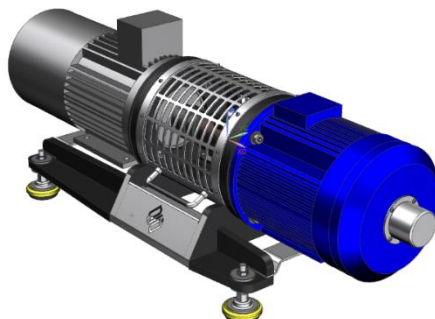


Рисунок 11 - Учебный стенд центровки валов двигателей

Стенд предусматривает соединений двух типов двигателей через упругие муфты, предварительно отцентрованных, с встроенными датчиками момента и положения.

В испытательном стенде возможно обеспечить следующие режимы работы двигателей: работа испытуемого электродвигателя на холостом ходу; работа испытуемого электродвигателя с заданным моментом вращения; проверка сопротивления изоляции; измерение токов испытуемого электродвигателя во всем диапазоне нагрузок; управление режимами работы СЭМ-2 - от персонального компьютера.

Также имеется возможность контроля следующих величин: мощность на валу двигателя; крутящий момент силы номинальный с погрешностью не более 10%; частота вращения номинальная с погрешностью не более 10%; ток номинальный; ток холостого хода; гармонический анализ токов двигателя; КПД; $\cos \phi$; кратность пускового момента; кратность пускового тока; сопротивление изоляции обмоток.

Достоинства:

- Большой спектр режимов работ, выполняемых стендом;

- Обеспечение контроля электрических характеристик двигателя;
- Возможность работы со стендом через ПК;
- Наличие защиты.

Все перечисленные достоинства позволяют контролировать и снимать большое количество электрических характеристик, а также обеспечить надежную и устойчивую работу двигателей на производстве. Возможность работы через ПК упрощает обработку данных и сокращает время работы.

Недостатки:

- Крупные габариты стенда;
- Большая масса стенда, что является не вполне удобным при перемещении.

5. Имитационный стенд фирмы «GLOBALTEST» AP7000 [8]

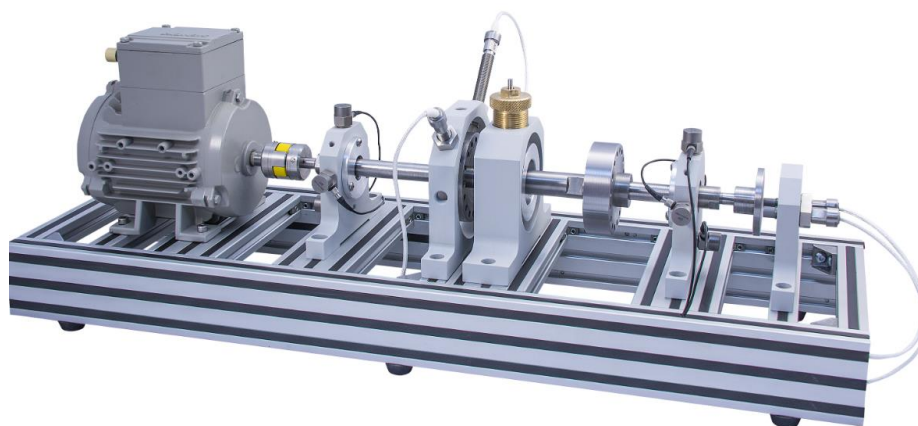


Рисунок 12 – Имитационный стенд

Назначение данного стенда: отработка и демонстрация методов балансировки и центровки роторного оборудования.

В стенде возможно искусственно продемонстрировать разбалансировку и расцентровку роторов, изгиб вала имитатора. Имеется возможность проанализировать влияние пластинчатых муфт на вибрации. Также существует своя система управления стендом, которая позволяет провести спектральный анализ полученных вибраций, измерение изменения пиковых значений напряжений.

Достоинства:

- возможность расцентровки и разбалансировки в одном стенде;
- анализ влияния пластинчатых муфт;
- собственная система управления.

Недостатки:

- невозможно проанализировать различные типы соединений валов;
- смещение осей осуществляется только по горизонтальной оси;
- не имеется приборов для определения расцентровки.

После проведенного анализа существующих решений в качестве прототипов для системы несоосности избраны: имитационный стенд фирмы «GLOBALTEST» и совместная разработка испытательного стенда «TriBoss» и «Мехатроника-ПРО». В разрабатываемой системой подразумевается использовать все возможности данных стендов и устранить имеющиеся недостатки, а именно, обеспечить систему различными типами соединений (жесткое и упругое). Также смещение осей должно осуществляться не только по погоризонтальной оси (поперечной), но и по вертикальной. При разработке конструкции системы несоосности обеспечить небольшие габариты и массу стенда.

1.3 Принципиальная схема системы

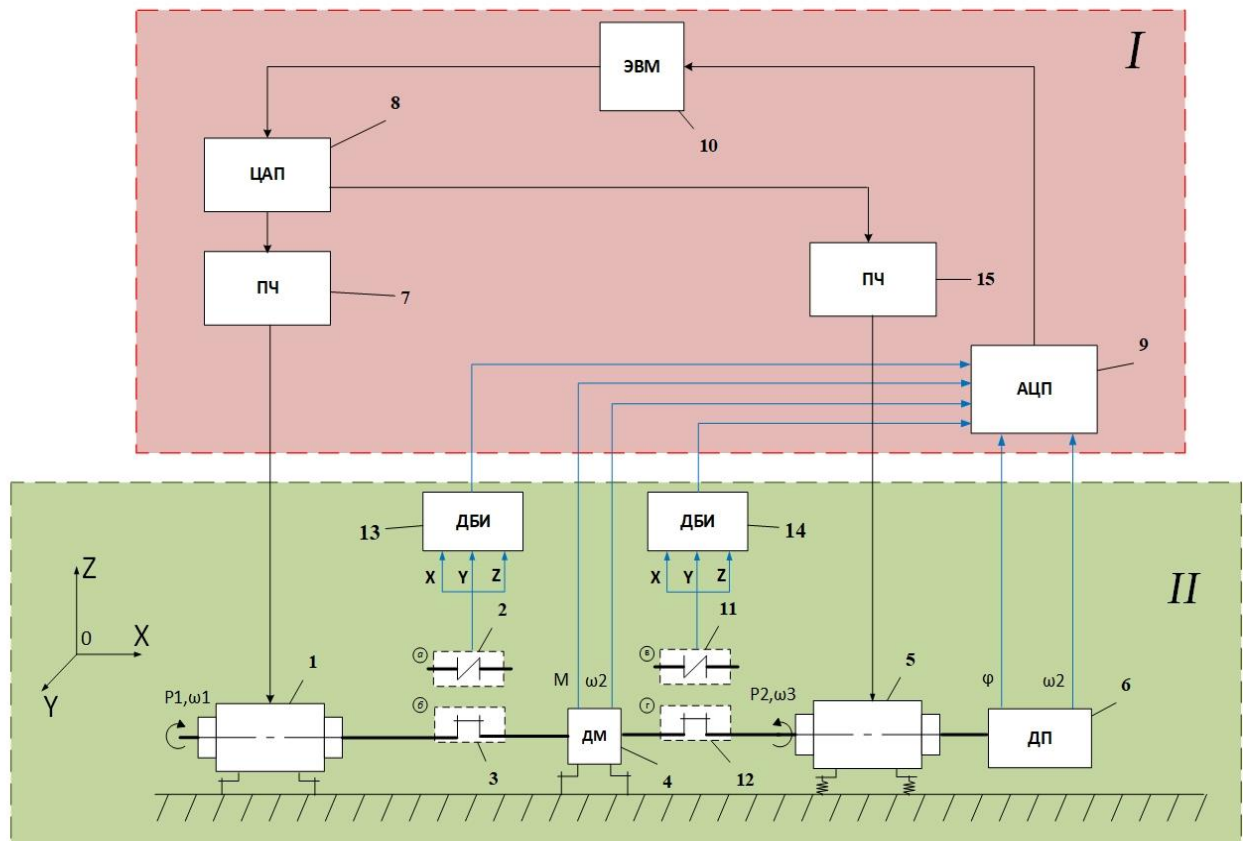
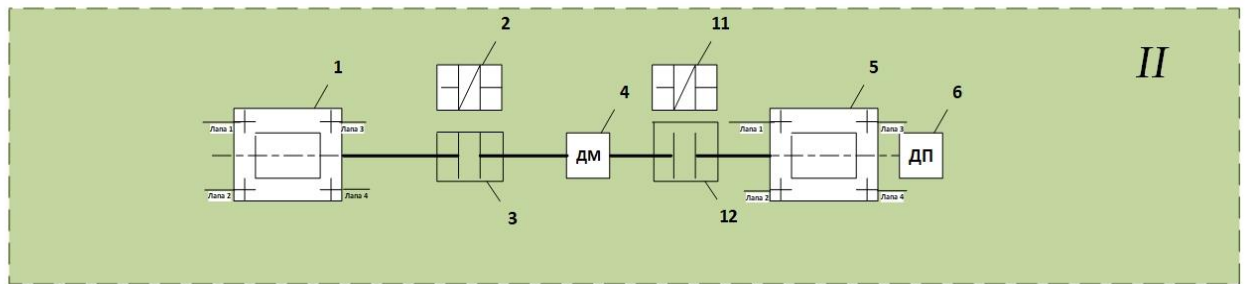
Из вышеприведенного анализа следует разработка принципиальной схемы системы несоосности с определенным набором необходимых статических и переменных компонентов. (Рис.13).

Система моделирования несоосности валов испытательного стенда состоит из системы управления 1 и системы несоосности валов 2.

Система управления 1 включает в себя: электронно-вычислительную машину 10, которая регистрирует значения, полученные с аналого-цифрового преобразователя 9. Для управления стендом, сигнал с ЭВМ 10 подается на цифро-аналоговое устройство 8, с которого преобразованный аналоговый сигнал подан на преобразователь частоты 7 и 15 для управления двигателями 1 и 5.

Система несоосности валов 2 состоит из асинхронного двигателя 1, жестко закрепленного на неподвижных лапах, данный двигатель соединен через эластичное (жесткое) соединение (в зависимости от типа установленных полумуфт 2 (3)) с датчиком момента 4. Показания момента и угловой скорости с датчика момента 4 регистрируется АЦП 9 и передаются на электронно-вычислительную машину 10. Датчик момента 4 также соединен через эластичное (жесткое) соединение полумуфт 11 (12) с испытуемым электродвигателем 5 (типы двигателей могут изменяться), закрепленным на подвижных лапах. К электродвигателю 5 прикреплен датчик положения 6, показания с которого (угол поворота и угловая скорость) регистрируется АЦП 9. Показания датчика положения 6 позволяют наблюдать за электрическими характеристиками двигателя. Индуктивные бесконтактные датчики 13(14), закрепленные на полумуфтах 2(3) и 11(12) для отслеживания несоосности, показания с которого регистрируется АЦП 9.

Вид сверху



I – Система управления
II – Система несоосности валов

- 1 – асинхронный электродвигатель на лапах;
- 2,11 – эластичное соединение двух соосных валов 1,2;
- 3,12 – жесткое соединение двух соосных валов 1,2;
- 4 – датчик крутящего момента;
- 5 – испытуемый электродвигатель на лапах;
- 6 – датчик положения;
- 7,15 – частотный преобразователь;
- 8 – цифро-аналоговый преобразователь;
- 9 – аналого-цифровой преобразователь;
- 10 – электронно-вычислительная машина;
- 13,14 – индуктивный бесконтактный датчик

Рисунок 13 - Принципиальная схема учебного стенда несоосности валов

Принцип работы стенда: асинхронный двигатель управляется за счет частотного преобразователя. Испытуемый двигатель имеет собственный частотный преобразователь для управления. При подаче на ПЧ сигналов, роторы двигателей начинают вращаться, и датчик момента передает зарегистрированный сигнал в ЭВМ стенда. Частота вращения и угловая скорость второго двигателя регистрируется датчиком положения и также передается на ЭВМ. Регистрацию несоосности обеспечивают индуктивные бесконтактные датчики, которые определяют координату и значение несоосности. Соосность обеспечивается за счет регулирования лап на испытуемом двигателе. В зависимости от изменения положения, также изменяются электрические характеристики.

Преимуществами данной установки по сравнению с анализируемыми являются возможность дублирования производственных процессов при помощи изменения различных типов соединения валов (жесткое, эластичное), а также использование различных типов двигателей (асинхронный, синхронный, шаговый и т.д.). Также моделируемая система несоосности позволит наблюдать за электрическими характеристиками электродвигателя при несоосности валов.

1.4 Математическое моделирование

1.4.1 Физическая модель

Учитывая будущие компоненты системы несосности валов, а также принцип работы испытательного стенда, необходимо перейти к непосредственному моделированию данной системы, в которой предусматривается изменение вибромеремещений, виброскоростей и виброускорений частей испытательного стенда. [2]

Представлена система моделирования несоосности валов в виде физической модели на основании принципиальной схемы на рис.13.

1. Необходимо рассмотреть колебания в горизонтальной плоскости по оси Oх. Элементы принципиальной схемы представлены в виде трех масс.

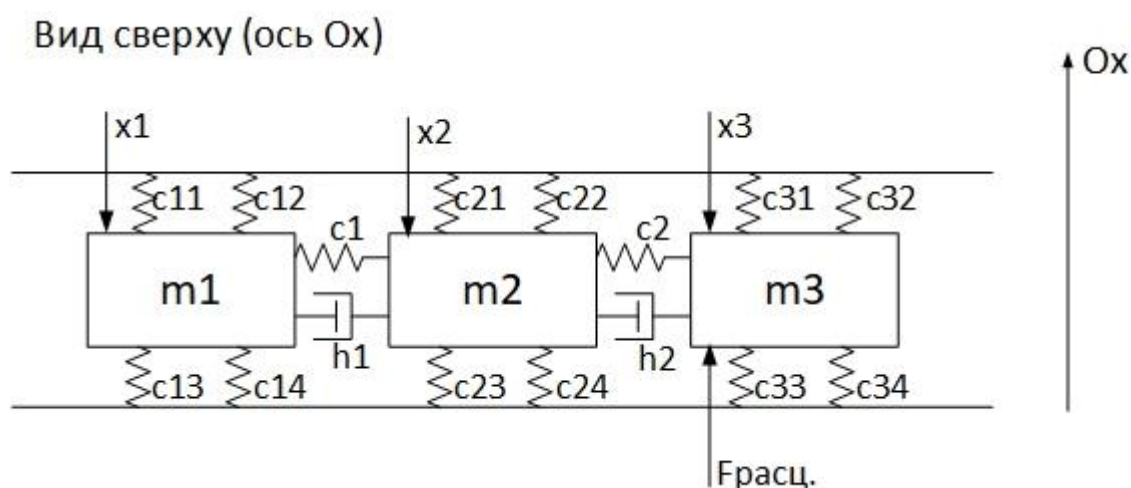


Рисунок 14 – Физическая модель системы несоосности валов по оси Oх

где $m_{1\text{гор}}$ = масса ротора двигателя 1 + масса полумуфты 2 (3) +
масса переходного фланца;

$m_{2\text{гор}}$ = масса датчика момента 4 + масса полумуфты 2 (3) + масса полумуфты 11 (12)
+ масса переходных фланцев;

$m_{3\text{гор}}$ = масса ротора двигателя 5 + масса полумуфты 11 (12)
+ масса переходного фланца;

$c_{1\text{гор}}$ = коэффициент жесткости соединения 2(3);

$c_{2\text{гор}}$ = коэффициент жесткости соединения 11 (12);

$h_{1\text{гор}}$ = коэффициент трения соединения 2(3);

$h_{2\text{гор}}$ = коэффициент трения соединения 11(12).

$c_{11\text{гор}} - c_{14\text{гор}}$ = коэффициент жесткости опор двигателя 1;

$c_{21\text{гор}} - c_{24\text{гор}}$ = коэффициент жесткости опор датчика момента;

$c_{31\text{гор}} - c_{34\text{гор}}$ = коэффициент жесткости опор двигателя 5.

Тело массой m_1 включает в себя массу ротора двигателя 1, массу полумуфты 2(3) и массу переходного фланца. Тело массой m_2 – это суммарная масса полумуфты 2(3), датчика момента 4, полумуфты 11(12) и массу переходных фланцев. Тело массой m_3 представляет собой массу полумуфты 11(12), массу ротора двигателя 5 и массу переходного фланца.

Все тела, массами m_1, m_2, m_3 представлены соединениями в виде пружины с определенными значениями коэффициентов жесткости, а также демпферов, со своими коэффициентами трения. На каждое тело определенной массы влияют силы инерции, трения и упругости, а также имеются внешние силы со стороны двигателей.

2. Необходимо рассмотреть колебания в вертикальной плоскости по оси Oz . Элементы принципиальной схемы представлены в виде трех масс на рис.15.

Вид спереди (ось Oz)

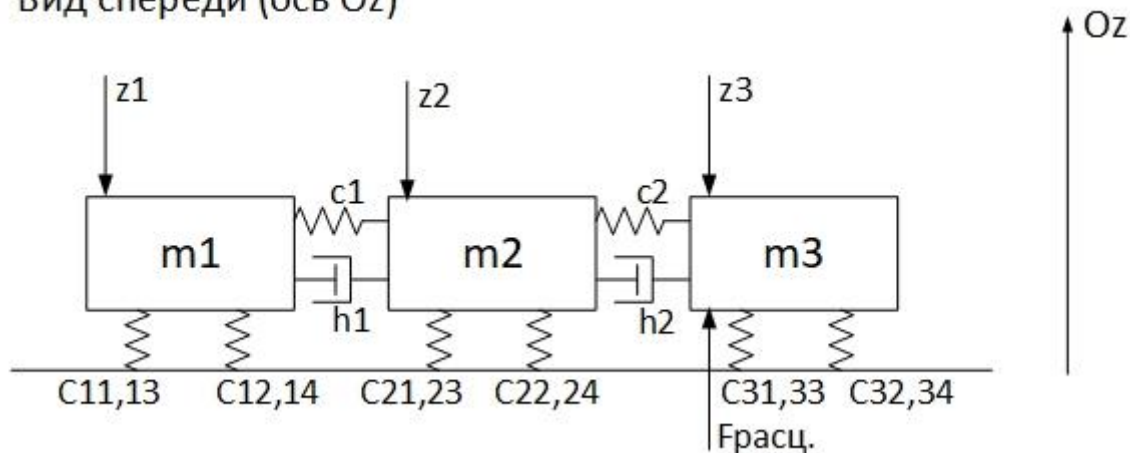


Рисунок 15 – Физическая модель системы несоосности валов по оси Oz

где $m_{1\text{вер}}$ = масса ротора двигателя 1 + масса полумуфты 2 (3) + масса переходного фланца;

$m_{2\text{вер}}$ = масса датчика момента 4 + масса полумуфты 2 (3) + масса полумуфты 11 (12) + масса переходных фланцев;

$m_{3\text{вер}}$ = масса ротора двигателя 5 + масса полумуфты 11 (12) + масса переходного фланца;

$c_{11\text{вер}} - c_{14\text{вер}}$ = коэффициент жесткости опор двигателя 1;

$c_{21\text{вер}} - c_{24\text{вер}}$ = коэффициент жесткости опор датчика момента 4;

$c_{31\text{вер}} - c_{34\text{вер}}$ = коэффициент жесткости опор двигателя 5.

Все тела включают в себя массы тех же элементов, что для оси Ох. Исключение составляют значения коэффициентов жесткости опор электродвигателя, которые зависят от сечения.

1.4.2 Система дифференциальных уравнений моделирования системы несоосности

В предыдущем пункте составлена расчетная схема, по которой необходимо получить систему дифференциальных уравнений для моделирования несоосности валов.

1. Смещение осей валов происходит по вертикальной и горизонтальной поперечной осям, поэтому для начала необходимо вывести уравнения для масс по горизонтальной оси Ох:

- На тело массой m_1 действуют следующие силы: сила инерции $F_{m_1 a_1}$, которая противопоставлена смещению тела во время колебаний; сила упругости соединения F_{c_1} и сила трения соединения F_{h_1} , возникающие во время колебания; силы упругости от опор $F_{c_{11}} - F_{c_{14}}$ (т.к. опоры одинаковые и не изменяются, то сила упругости для каждой опоры одинакова, поэтому допустимо взять четыре силы $F_{c_{11}}$. Здесь x_1 – первоначальное смещение масс во время колебательного движения, а $v_1 = \frac{dx_1}{dt}$; $a_1 = \frac{dx_1^2}{dt^2}$.

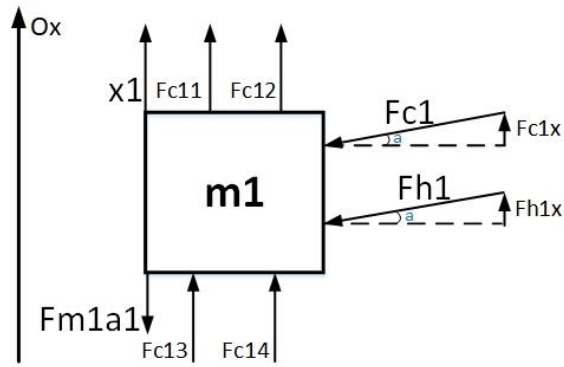


Рисунок 16 – Распределение сил массы m_1

Силы, действующие под углом a необходимо спроецировать на ось Ox . Угол a необходимо найти из следующего треугольника:

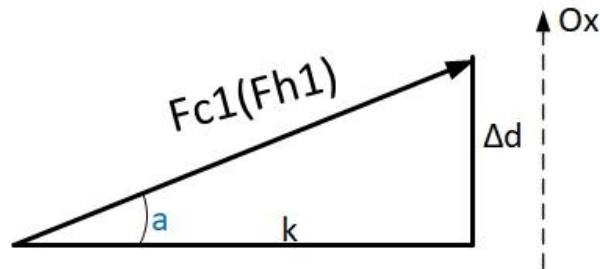


Рисунок 17 – Определение угла a

где Δd – смещение в соединении, k – расстояние от первой опоры электродвигателя 1 до центра датчика момента.

Отсюда для прямоугольного треугольника:

$$\operatorname{tga} = \frac{\Delta Y}{A}; \quad (1)$$

$$\angle a = \operatorname{arctg} \frac{\Delta Y}{A}.$$

Сумма сил, действующих на тело массой m_1 :

$$\begin{aligned} 4 \cdot F_{c11} + F_{c1} \cos\left(\operatorname{arctg} \frac{\Delta Y}{A}\right) + F_{h1} \cos\left(\operatorname{arctg} \frac{\Delta Y}{A}\right) &= F_{m1a1}; \\ 4 \cdot c_{11}(x_1 - x_2 + \Delta d) + c_1(x_1 - x_2 + \Delta d) \cos\left(\operatorname{arctg} \frac{\Delta Y}{A}\right) + \\ + h_1(v_1 - v_2) \cos\left(\operatorname{arctg} \frac{\Delta Y}{A}\right) &= m_1 \cdot a_1 \end{aligned} \quad (2)$$

- На тело массой m_2 действуют силы упругости соединения F_{c1} и трения F_{h1} . Данным силам противопоставлены: сила инерции $F_{m_2 a_2}$, сила упругости со стороны соединения с испытуемым двигателем 5 - F_{c2} и сила трения со стороны соединения с испытуемым двигателем 5 - F_{h2} . Здесь x_2 – первоначальное смещение масс во время колебательного движения, а $v_2 = \frac{dx_2}{dt}$; $a_2 = \frac{dx_2^2}{dt^2}$.

Так как испытуемый двигатель может изменять свое положение по оси Ox , то силы упругости и трения будут действовать под углом. (Рис.18)

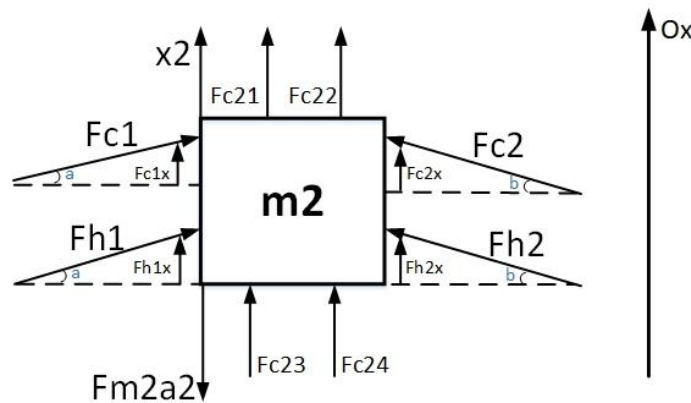


Рисунок 18 – Распределение сил массы m_2

Силы, действующие под углами a и b необходимо спроецировать на ось Ox . Силы, действующие под углом a определены в предыдущем подпункте.

Для нахождения угла b необходимо рассмотреть следующий треугольник, представленный ниже (рис.19).

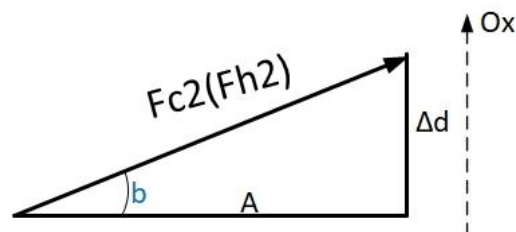


Рисунок 19 – Определение угла b

Δd – смещение в соединении, A – расстояние от первой опоры электродвигателя 5 до центра датчика момента.

Из этого треугольника следует, что угол $b = \arctg\left(\frac{\Delta d}{A}\right)$.

Сумма сил, действующих на тело массой m_2 (3):

$$\begin{aligned}
 & F_{c1}(\cos(\arctg\left(\frac{\Delta d}{k}\right))) + F_{h1}(\cos(\arctg\left(\frac{\Delta d}{k}\right))) = F_{m2a2} + \\
 & + F_{c2}(\cos(\arctg\left(\frac{\Delta d}{A}\right))) + F_{h2}(\cos(\arctg\left(\frac{\Delta d}{A}\right))) + 4 \cdot F_{c21}; \\
 & c_1(x_1 - x_2 + \Delta d)(\cos(\arctg\left(\frac{\Delta d}{k}\right))) + h_1(v_1 - v_2)(\cos(\arctg\left(\frac{\Delta d}{k}\right))) \\
 & = m_2 \cdot a_2 + c_2(x_2 - x_3 + \Delta d)(\cos(\arctg\left(\frac{\Delta d}{A}\right))) + \\
 & + h_2(v_2 - v_3)(\cos(\arctg\left(\frac{\Delta d}{A}\right))) + 4 \cdot c_{11}(x_2 - x_3 + \Delta d).
 \end{aligned} \tag{3}$$

- На тело массой m_3 действует внешняя сила расцентровки двигателя

5. Данной силе противопоставлены: сила инерции F_{m3a3} , сила упругости F_{c2} и сила трения F_{h2} действуют со стороны соединения с датчиком момента положения. Здесь x_3 – первоначальное смещение масс во время колебательного движения, а $v_3 = \frac{dx_3}{dt}$; $a_3 = \frac{dx_3^2}{dt^2}$. Так как испытуемый двигатель может изменять свое положение по оси Ox , то силы упругости и трения будут действовать под углом.

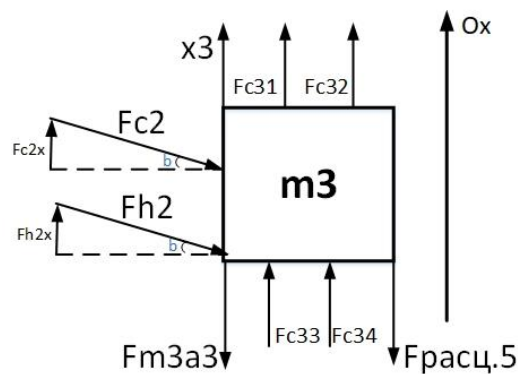


Рисунок 20 – Распределение сил массы m_3

Силы, действующие под углом b необходимо спроецировать на ось Ox .

Угол b определен в предыдущем пункте.

Получены следующие уравнения для моделирования массы m_3 (4):

$$c_2(x_2 - x_3 + \Delta d)(\cos(\arctg(\frac{\Delta d}{A})) + h_2(v_2 - v_3)(\cos(\arctg(\frac{\Delta d}{A}))) \quad (4)$$

$$- F_{\text{расц.5}} = m_3 a_3 + (c_{31} + c_{32} + c_{33} + c_{34})(x_2 - x_3 + \Delta d).$$

• После описания масс с помощью дифференциальных уравнений, составлена система данных уравнений для оси Ох (5):

$$\left\{ \begin{array}{l} a_1 = \frac{4 \cdot c_{11}(x_1 - x_2 + \Delta d) + c_1(x_1 - x_2 + \Delta d) \cos \left(\arctg \frac{\Delta Y}{A} \right) + h_1(v_1 - v_2) \cos(\arctg \frac{\Delta Y}{A})}{m_1}; \\ a_2 = \frac{c_1(x_1 - x_2 + \Delta d)(\cos(\arctg(\frac{\Delta d}{k})) + h_1(v_1 - v_2)(\cos(\arctg(\frac{\Delta d}{k}))) - c_2(x_2 - x_3 + \Delta d)(\cos(\arctg(\frac{\Delta d}{A})) - h_2(v_2 - v_3)(\cos(\arctg(\frac{\Delta d}{A})))}{m_2}; \\ a_3 = \frac{-4 \cdot c_{11}(x_2 - x_3 + \Delta d) + c_2(x_2 - x_3 + \Delta d)(\cos(\arctg(\frac{\Delta d}{A})) + h_2(v_2 - v_3)(\cos(\arctg(\frac{\Delta d}{A}))) - F_{\text{расц.5}} - (c_{31} + c_{32} + c_{33} + c_{34})(x_2 - x_3 + \Delta d)}{m_3}. \end{array} \right.$$

2. По оси Oz действуют такие же силы, как и по оси Oy. Поэтому система уравнений остается прежней. Изменяются значения жесткостей опор каждого элемента C_{11} - C_{14} , C_{21} - C_{24} , C_{31} - C_{34} , а также уравнение колебаний $F_{\text{расц.5}}$. Данные значения будут представлены в анализе компонентов.

3. После составления системы дифференциальных уравнений необходимо вывести уравнение колебаний, которые появляются при расцентровке. Данное уравнение изменяется в зависимости от вида смещения.

[9]

- Для начала рассмотрим смещения по оси Oх.
- 1) Полное смещение (радиальное) представлено на рис.21-22.

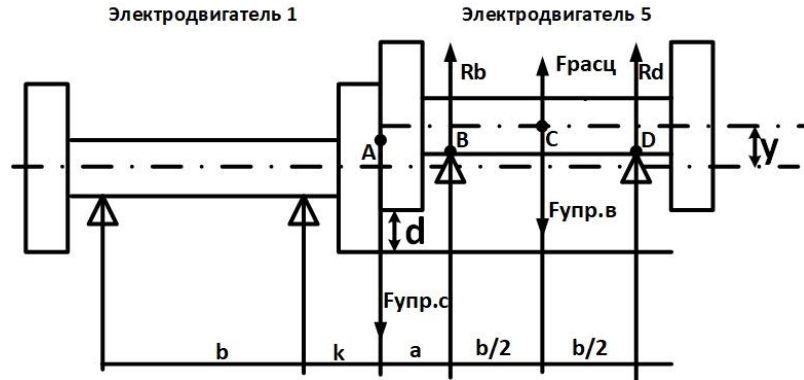


Рисунок 21 – Радиальное смещение при жестком соединении валов

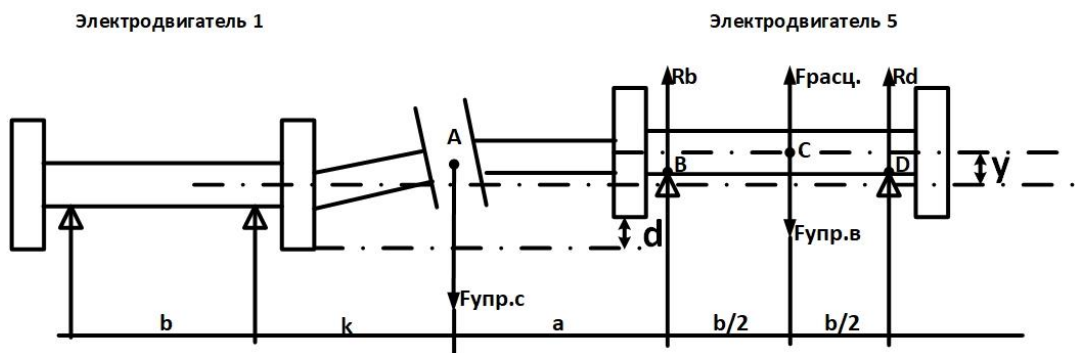


Рисунок 22 – Радиальное смещение при упругом соединении валов

Колебания вала происходит за счет появления центробежной силы при смещении оси в т.С (6): [10]

$$F_{расц} = m \cdot a_{ц} = \frac{m \cdot v^2}{r} = \frac{m \cdot \omega^2 \cdot r^2}{r} = m \cdot \omega^2 \cdot r, \quad (6)$$

где $r = (e + y)$, y -смещение оси, e – прогиб вала.

Любой силе по третьему закону Ньютона противопоставлена другая сила, в рассматриваемом случае центробежной силе противопоставлена сила упругости вала в т.С, $F_{упр.в}$. (7)

Сила упругости вала:

$$F_{уп.е} = k_e \cdot e, \quad (7)$$

где k_e – коэффициент упругости вала, e – прогиб вала в центре.

Отсюда следует, что

$$m \cdot \omega^2 \cdot r = k_e \cdot e \quad (8)$$

После математических преобразований прогиб вала в центре составляет [12]:

$$e = \frac{y}{\frac{\omega_c^2}{\omega_0^2} - 1}. \quad (9)$$

Частота собственных колебаний вала (10):

$$\omega_c = a \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I}{m \cdot l^3}}, \quad (20)$$

где m – масса вала, кг;

$E = 210 \cdot 10^6 \text{ Н / м}^2$;

l – длина вала, м.

Момент инерции необходимо рассчитать для цилиндрического вала по теореме Гюйгенса-Штейнера [13]:

$$I = \frac{m \cdot r^2}{2} + m \cdot y^2, \quad (31)$$

где r – радиус вала, м.

Из чего следует, что частота собственных колебаний (12):

$$\omega_c = 0,56 \cdot \sqrt{\frac{E \cdot (r^2 + 2 \cdot y^2)}{2l^3}} \Rightarrow$$

$$e = \frac{2l^3 \cdot \omega^2 \cdot y}{0,56^2 \cdot E \cdot (r^2 + 2 \cdot y^2) - 2l^3 \cdot \omega^2}. \quad (42)$$

Составлены уравнения сумм моментов в точках В, С и D. (13-14)

$$\sum M_B = 0; \quad (53)$$

$$\sum M_C = 0;$$

$$\sum M_D = 0.$$

$$F_{ynp.c} \cdot a - F_{ynp.с} \cdot \frac{b}{2} + R_c \cdot b = 0; \quad (64)$$

$$-F_{ynp.c} \cdot (a + \frac{b}{2}) + R_a \cdot \frac{b}{2} + R_c \cdot \frac{b}{2} = 0;$$

$$-F_{ynp.c} \cdot (a + b) + R_a \cdot b - F_{ynp.с} \cdot \frac{b}{2} = 0.$$

Отсюда следует (15):

$$R_c = \frac{F_{ynp.с}}{2} - F_{ynp.c} \cdot \frac{a}{b}; \quad (75)$$

$$R_a = \frac{F_{ynp.с}}{2} - F_{ynp.c} \cdot \frac{a}{b};$$

$$-F_{ynp.c} (a + \frac{b}{2} - \frac{a}{2} - \frac{b}{2} + \frac{a}{2}) = -F_{ynp.с} (\frac{b}{4} + \frac{b}{4}).$$

Необходимо расписать силы упругости и вывести значения d (смещение в соединении) в зависимости от смещения вала в центре (смещение вала соответствует смещению оси) (16):

$$d = \frac{y \cdot k_{\epsilon} \cdot \frac{b}{2}}{k_c \cdot a}. \quad (86)$$

При эластичном соединении возможно появление крутильных колебаний, которые смещают поворот вала на величину $\Delta\varphi$. [11] Момент при кручении равен (17):

$$M = C_{кр} \cdot \Delta\varphi, \quad (97)$$

$C_{кр}$ – жесткость соединения при кручении (определяется согласно документации);

$\Delta\varphi$ – угол закручивания.

Отсюда:

$$\Delta\varphi = \frac{M}{C_{кр}}, \quad (108)$$

где $M = M_{ном} \cdot \kappa_1 = M_{ном} \cdot 0,9$ (κ_1 – коэффициент работы двигателя).

Подставляя в формулу, получаем (19):

$$\Delta\varphi = \frac{M_{ном} \cdot 0,9 \cdot 180^0}{C_{кр} \cdot \pi}. \quad (119)$$

Отсюда уравнение колебаний при радиальном смещении и эластичном соединении:

$$F_{расц.} = m \cdot \omega^2 \cdot (e + y) \cdot \cos(\omega t + \Delta\varphi). \quad (20)$$

Уравнение колебаний при радиальном смещении и жестком соединении:

$$F_{расц.} = m \cdot \omega^2 \cdot (e + y) \cdot \cos(\omega t). \quad (212)$$

2) Угловое смещение (передних лап)

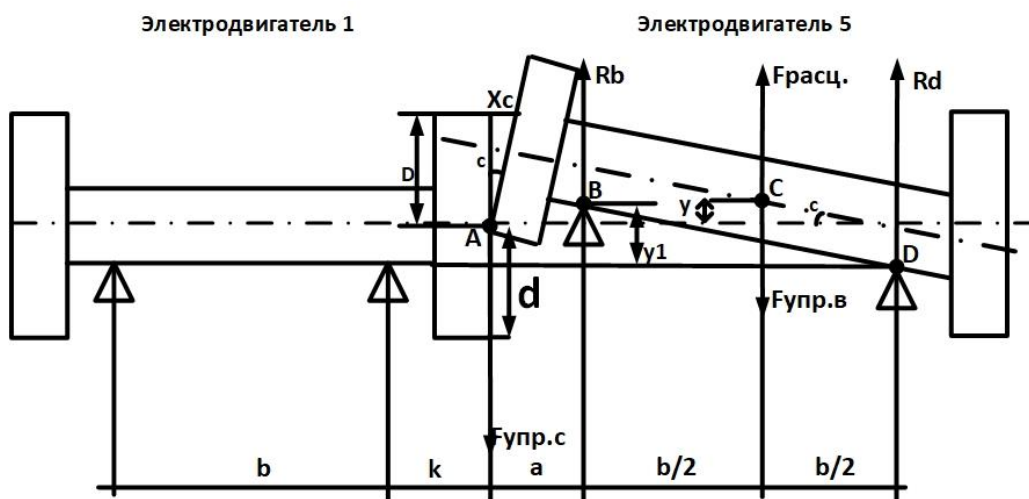


Рисунок 23 – Угловое смещение при жестком соединении валов (передние лапы)

При смещении передних лап действие сил остается прежним, как в предыдущем пункте. Имеется несколько отличий, смещение вала в центре необходимо найти из подобия треугольников, показанного на рис.

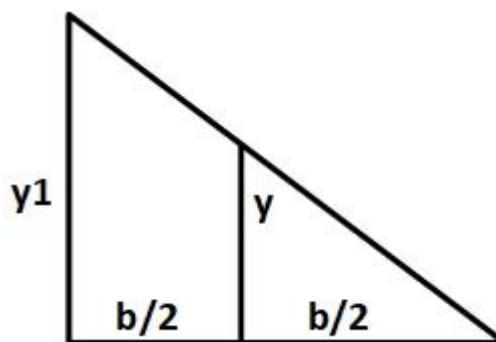


Рисунок 24 – Подобные треугольники для определения смещения в центре

По подобию треугольников следует, что смещение в центре:

$$y = 0,51 \cdot y_1. \quad (22)$$

Отсюда следует, что прогиб вала e и смещение в соединении d составляет:

$$e = \frac{2l^3 \cdot \omega^2 \cdot (0,51 \cdot y_1)}{0,56^2 \cdot E \cdot (r^2 + 2 \cdot (0,51 \cdot y_1)^2) - 2l^3 \cdot \omega^2}; \quad (23)$$

$$d = \frac{(0,51 \cdot y_1) \cdot k_{\epsilon} \cdot b/2}{k_c \cdot a}.$$

Уравнения колебаний при угловом смещении жесткого и эластичного соединения аналогичны, как в п.1.

3) Угловое смещение (задние лапы)

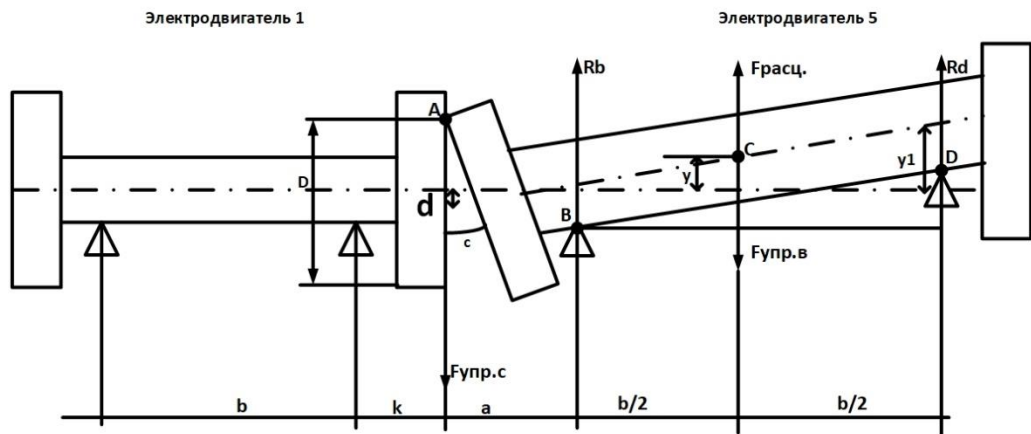


Рисунок 24 – Угловое смещение при жестком соединении (задние лапы)

Расстановка сил остается прежней, изменяются только следующие значения прогиба вала и смещения в соединении (24):

$$e = \frac{2l^3 \cdot \omega^2 \cdot (1,15 \cdot y_1)}{0,56^2 \cdot E \cdot (r^2 + 2 \cdot (1,15 \cdot y_1)^2) - 2l^3 \cdot \omega^2}; \quad (24)$$

$$d = \frac{(1,15 \cdot y_1) \cdot k_{\epsilon} \cdot b/2}{k_c \cdot a}.$$

4) Угловое смещение (смещение лап на разные величины в одну сторону)

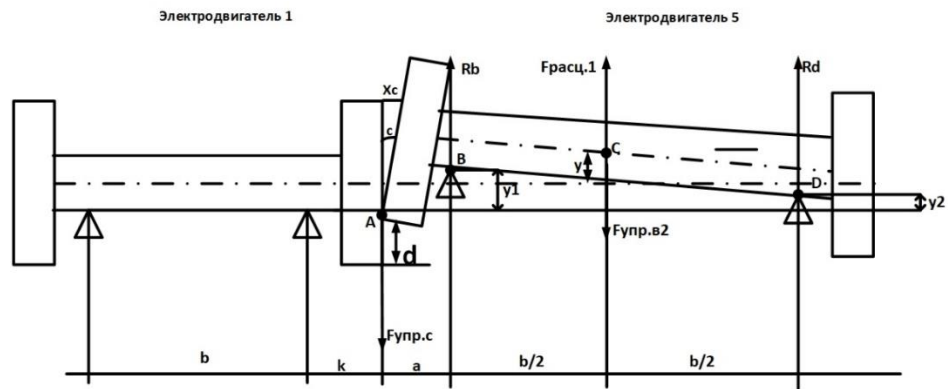


Рисунок 25 – Угловое смещение при жестком соединении

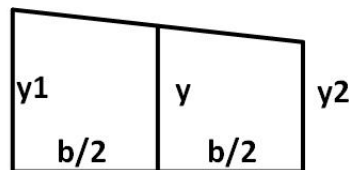


Рисунок 26 – Трапеция для определения смещения

При таком смещении, необходимо найти y (смещение вала в центре), исходя из полученной трапеции.

В прямоугольной трапеции средняя линия равна:

$$y = \frac{y_1 + y_2}{2}. \quad (25)$$

Поэтому значения прогиба вала и смещения в соединении примут вид [14]:

$$e = \frac{2l^3 \cdot \omega^2 \cdot (y_1 + y_2/2)}{0,56^2 \cdot E \cdot (r^2 + 2 \cdot (y_1 + y_2/2)^2) - 2l^3 \cdot \omega^2}; \quad (26)$$

$$d = \frac{(1,15 \cdot y_1) \cdot k_s \cdot b/2}{k_c \cdot a}.$$

Для всех перечисленных смещений уравнение колебаний имеет следующий вид (27):

$$F_{расц.} = m \cdot \omega^2 \cdot (e + y) \cdot \cos(\omega t + \Delta \varphi). \quad (27)$$

5) Угловое смещение (смещение лап в разные стороны)

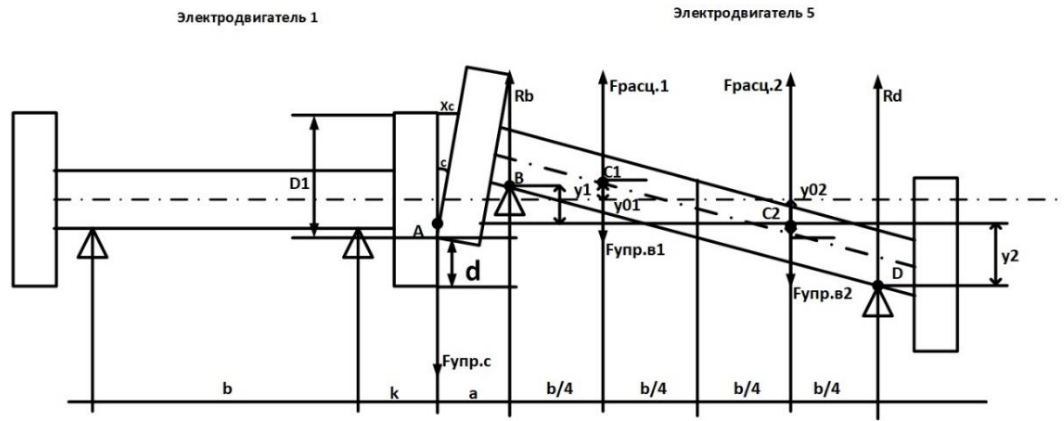


Рисунок 27 – Угловое смещение при жестком соединении

Во время представленного вида смещения прогиб вала будет происходить в двух точках C_1 и C_2 , поэтому необходимо получить новую систему суммы моментов.

Колебания вала происходит за счет появления центробежной силы при смещении оси в т. C_1 и C_2 . (28)

$$F_{расц1} = F_{расц2} = \frac{m}{2} \cdot a_y = \frac{m \cdot v^2}{2r} = \frac{m \cdot \omega^2 \cdot r^2}{2r} = \frac{m}{2} \cdot \omega^2 \cdot r, \quad (28)$$

где $r = (e + y_{01}(y_{02}))$, y -смещение оси, e – прогиб вала.

Отсюда следует, что

$$\frac{m}{2} \cdot \omega^2 \cdot r = k_e \cdot e, \quad (29)$$

где k_e – коэффициент упругости вала, e – прогиб вала в центре.

Прогиб вала в точках C_{01} и C_{02} :

$$e = \frac{y_{01}(y_{02})}{2 \cdot \frac{\omega_c^2}{\omega_0^2} - 1}. \quad (30)$$

Частота собственных колебаний:

$$\omega_c = a \cdot \sqrt{\frac{16 \cdot E \cdot I}{m \cdot (l/2)^3}}, \quad (31)$$

где m - масса вала, кг;

$E = 210 \cdot 10^6 \text{ Н / м}^2$;

l – длина вала, м.

Момент инерции необходимо рассчитать для цилиндрического вала по теореме Гюйгенса-Штейнера (32):

$$I = \frac{m \cdot r^2}{4} + \frac{m}{2} \cdot y_{01}(y_{02})^2, \quad (32)$$

где r - радиус вала, м.

Из чего следует, что частота собственных колебаний и прогиб вала (33) равны следующим значениям:

$$\omega_c = 1,12 \cdot \sqrt{\frac{E \cdot (r^2 + 2 \cdot (y_{01}(y_{02}))^2)}{(l/2)^3}} \Rightarrow \quad (33)$$

$$e = \frac{(l/2)^3 \cdot \omega^2 \cdot y_{01}(y_{02})}{2,688 \cdot E \cdot (r^2 + 2 \cdot (y_{01}(y_{02}))^2) - (l/2)^3 \cdot \omega^2}.$$

Составлены уравнения сумм моментов в точках В, С₀₁, С₀₂ и D. (34-35)

$$\sum M_B = 0; \quad (34)$$

$$\sum M_{C_{01}} = 0;$$

$$\sum M_{C_{02}} = 0;$$

$$\sum M_D = 0.$$

$$\begin{aligned} F_{\text{ynp.c}} \cdot a - F_{\text{ynp.}\epsilon 1} \cdot \frac{b}{4} - F_{\text{ynp.}\epsilon 2} \cdot \frac{3b}{4} + R_c \cdot b &= 0; \\ -F_{\text{ynp.c}} \cdot (a + \frac{b}{4}) + R_a \cdot \frac{b}{4} + R_c \cdot \frac{3b}{4} - F_{\text{ynp.}\epsilon 2} \cdot \frac{b}{2} &= 0; \\ -F_{\text{ynp.c}} \cdot (a + \frac{3b}{4}) + R_a \cdot \frac{3b}{4} + R_c \cdot \frac{b}{4} - F_{\text{ynp.}\epsilon 1} \cdot \frac{b}{2} &= 0; \\ -F_{\text{ynp.c}} \cdot (a + b) + R_a \cdot b - F_{\text{ynp.}\epsilon 1} \cdot \frac{3b}{4} - F_{\text{ynp.}\epsilon 2} \cdot \frac{b}{4} &= 0. \end{aligned} \quad (35)$$

Необходимо расписать силы упругости и вывести значения d (смещение в соединении) в зависимости от смещения вала в центре (смещение вала соответствует смещению оси) (36):

$$d = d_1 - d_2 = \frac{k_{\epsilon} \cdot b}{k_c \cdot a} \cdot (2,84 \cdot y_{01} - 6,1 \cdot y_{02}). \quad (36)$$

В свою очередь значения y_{01} и y_{02} найдены из подобия треугольников и имеют следующие значения:

$$y_{01} = \frac{y_1}{2}; y_{02} = \frac{y_2}{2}. \quad (37)$$

Уравнение колебаний примет следующий вид:

$$F_{расц} = m \cdot \omega^2 \cdot ((\frac{y_{01} - y_{02}}{2} + e) \cdot \sin(\omega t) + (\frac{y_{01} + y_{02}}{2} + e) \cdot |\sin(\omega t)|). \quad (38)$$

1.5 Анализ параметров

Для проведения исследований математической модели системы несоосности валов необходимо определиться с возможными параметрами, по которым в дальнейшем будет разработана реальная конструкция.

В расчетной схеме уже определены некоторые компоненты системы, а именно: электродвигатель нагрузочный и испытательный на лапах; жесткое и эластичное муфтовое соединение, датчик момента, регулируемые опоры.

1) Электродвигатели подразделяются на две группы: переменного и постоянного тока. Так как система будет использована в аудиторных помещениях с сетью переменного тока, то тип электродвигателя определяется из группы переменного тока.

Двигатели переменного тока попадают под следующую классификацию:

- синхронные;
- асинхронные;
- вентильные.

Система несоосности валов подразумевает кратковременные испытания на одной скорости вращения. Для мобильности системы необходимы малые габариты и легкость установки.

Исходя из перечисленных ограничений наиболее соответствующим является асинхронный электродвигатель за счет своей простоты конструкции и возможности механических перегрузок.

Существует серия асинхронных электродвигателей, созданная коллективом специалистов стран: А; А2; 4А; АИ. Для общего назначения применяются электродвигатели серии 4А, которые имеют стандартную шкалу мощностей для сети 220В от 0,06 кВт до 0,37 кВт.

Согласно ГОСТ 19523-74 маломощные асинхронные электродвигатели серии 4А работают на оборотах от 500 до 3000. Так как, чем больше частота вращения, тем меньше допускаемая расцентровка (по европейским стандартам),

для рассмотрения наиболее критической ситуации следует исследовать на частоте 3000 об/мин.

Согласно формуле для расчета крутящего момента двухполюсного асинхронного двигателя (39):

$$T = \frac{P}{n} \cdot 9550, \quad (39)$$

где P – мощность двигателя, кВт;

n – частота вращения, об/мин;

диапазон вращающего момента составляет от 0,191 до 1,17 Н·м, в зависимости от выбранной мощности.

Для определения смещения при несосности валов необходимо знать установочные размеры двигателя, поэтому на основании предыдущего анализа и ГОСТ 2479-79 выбран электродвигатель на лапах с пристроенным редуктором. Вал должен изготавливаться со шпонкой и цилиндрическим концом вала, согласно ГОСТ 12080-66, для простоты центровки и соединения валов. Из этого следует, что исполнение электрической машины осуществляется по ИМ 1081 с высотой вала h от 50 до 250 мм.

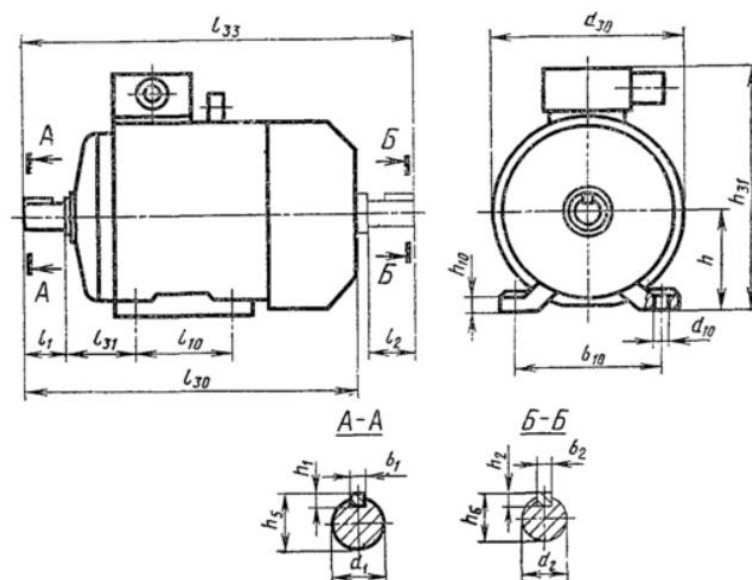


Рисунок 28 – Исполнение машины по ИМ 1081 (ГОСТ 19523-74)

Поэтому значения $l_{10} = 80 \dots 210$ мм; $b_{10} = 100 \dots 254$ мм; $l_1 = 30 \dots 110$ мм; $l_{31} = 40 \dots 108$ мм; $l_{33} = 220 \dots 780$ мм; $h_{10} = 7 \dots 18$ мм. Масса двигателя от 4,1 до 160 кг.

Диаметры валов от 11 до 48 мм. Диапазоны параметров представлены согласно ГОСТ 19523-74.

2) Муфтовые эластичные соединения используются для сопряжения валов электродвигателей. Муфтовые соединения используют в несоосных системах для компенсации вибрации. В разрабатываемой системе несоосности валов анализируются колебания в двух плоскостях, горизонтальной (поперечной) и вертикальной. Поэтому выбранные муфты должны компенсировать вибрации по данным осям и иметь широкое применение в реальных системах.

Одним из распространённых видов эластичных муфт является кулачковая с эластичным материалом (эластомером). Такие муфты способствуют компенсации угловых, осевых и параллельных смещений. Применяются в соединении насосов и трубопроводах, конвейерных линиях, вентиляторах и т.д.

Для моделирования эластичного соединения при помощи эластомерной муфты необходимо знать диапазоны коэффициентов жесткости в радиальном и осевом направлении, допустимые смещения в тех же направлениях, а также длины муфт для определения смещений. Подбор муфты осуществляется на основании диапазона крутящего момента электродвигателя от 0,191 до 1,17 Н·м, а также в зависимости от диаметров вала двигателя, определенных в предыдущем пункте.

Кулачковая муфта с эластичным элементом в виде звездочки, во время углового смещения осей имеет угол поворота, который вносит дополнительное кручение на вал. Для расчета данного угла необходимо знать номинальный момент кручения и крутильную жесткость, так как диапазон крутящего момента уже задан, то необходимо определить диапазон крутильных жесткостей, которые установлены для реальных муфт, исходя из документации, из этого следует [15]:

$$C_{\text{крут.}} = 53...350 \text{ [Н} \cdot \text{м/рад]}. \quad (40)$$

Отсюда диапазон угла скручивания составляет:

$$\Delta\varphi = 0^{\circ}77' \dots 0^{\circ}17'. \quad (41)$$

Во время радиальных и угловых смещений радиальную жесткость муфты определяют согласно ГОСТ 14084-76 «Муфты упругие со звездочкой» по диапазону выбранных моментов:

$$C_{1\text{эласт}} = C_{2\text{эласт}} = 8000 \dots 15000 \text{ [Н/м]}. \quad (42)$$

Также на основании данного стандарта необходимо задать длину муфты, по которой необходимо найти следующие параметры, согласно рис.28:

$$a = k = \frac{l_{\text{муфты}}}{2} = 10 \dots 13 \cdot 10^{-3} \text{ [м]}. \quad (43)$$

Масса муфт для таких типоразмеров лежит в диапазоне:

$$m_{\text{муфты.эласт}} = 0,02 \dots 0,008 \text{ [кг]}. \quad (44)$$

3) Так как необходимо выбрать из наиболее распространённых соединений, то следующая анализируемая муфта с сильфонным элементом. Данный тип соединения встречается в соединениях, с помощью которых необходимо обеспечить большую крутильную жесткость (насосные соединения). [16]

На основании диапазона моментов от 0,191 до 1,17 Н·м необходимо определить по документации радиальную жесткость:

$$C_{1\text{сильф}} = C_{2\text{сильф}} = 50000 \dots 350000 \text{ [Н/м]} \quad (45)$$

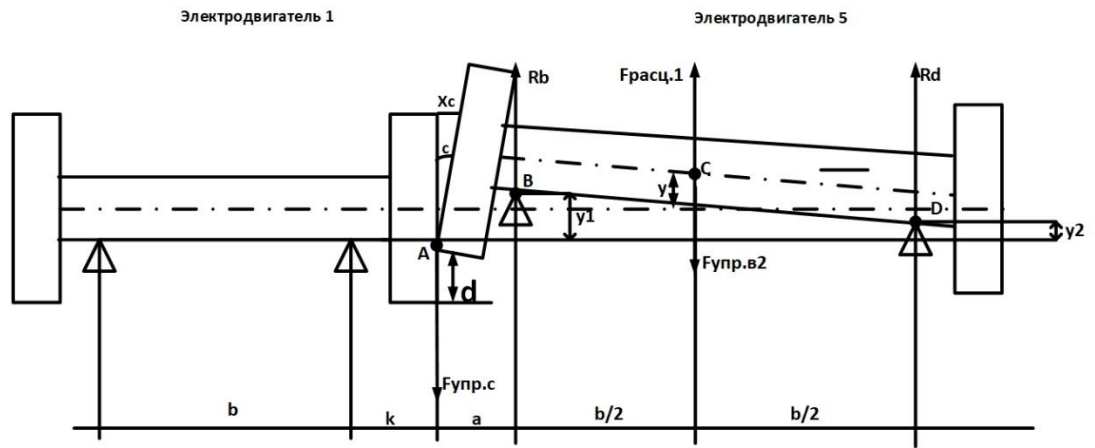


Рисунок 29 – Раскрытие муфты при смещении

Так как во время углового смещения происходит раскрытие муфты (рис.29), то следует учитывать смещение и в осевом направлении. Осовая жесткость лежит в пределах от 8000 до 35000 Н/м.

Смещение осевое по рис.29:

$$\begin{aligned} \angle c &= \arccos \frac{d}{a+b}; \\ \operatorname{tg} \angle c &= \frac{X_c}{D-d} \\ X_c &= (D-d) \cdot \operatorname{tg} \angle c = (D-d) \cdot \operatorname{tg} \left(\arccos \frac{d}{a+b} \right). \end{aligned} \quad (46)$$

где D – внешний диаметр муфты, который лежит в диапазоне от 25 до 32 мм.

Отсюда следует, что при угловом смещении появляется дополнительная осевая сила упругости:

$$F_{\text{упр.осев}} = C_{\text{осев}} \cdot X_c \text{ [H]}. \quad (47)$$

Также на основании данного стандарта необходимо задать длину муфты, по которой необходимо найти следующие параметры, согласно рис.29:

$$a = k = \frac{l_{\text{муфты}}}{2} = 15 \dots 20 \cdot 10^{-3} \text{ [м]} \quad (48)$$

Масса муфт для таких типоразмеров лежит в диапазоне:

$$m_{\text{муфты.сильф}} = 0,02 \dots 0,05 \text{ [кг]}. \quad (49)$$

4) Для жесткого соединения также применяются различные глухие муфты, обычно на производстве применяют фланцевые муфты, которые более надежны и за счет своей конфигурации могут обеспечить точную центровку.

При радиальном и угловом смещении данная муфта не раскрывается, как это делает сильфонная, а также не скручивается за счет большой крутильной жесткости, поэтому необходимо учитывать только радиальную жесткость, так как болты посажены с зазором и могут происходить смещения в соединении.

Вся нагрузка воспринимается болтами, работающими на сдвиг и радиальная жесткость соединения определяется по формуле [17]:

$$C_1 = C_2 = \frac{\pi \cdot d_0^2 \cdot G}{4 \cdot l} = \frac{\pi \cdot d_0^2 \cdot E}{2 \cdot (1 + \mu) \cdot 4 \cdot l}, \quad (50)$$

где E – модуль упругости для стали, $2,1 \cdot 10^{11} \text{ Н / м}$;

коэффициент Пуассона 0,25;

диаметр болтов d_0 , исходя из выбранного диапазона двигателя составляет от 5,8 до 15 мм (ГОСТ 19523-74);

длина болтов определяется в зависимости от толщины фланцев (от 13 до 23 мм) с учетом необходимости закручивания гайки и шайбы составляет:

$$l = 20 \dots 30 \text{ [мм]}.$$

Отсюда $C_1 = C_2 = 1,76 \dots 3,047 \cdot 10^7 \text{ [Н / м]}$.

Параметры для определения уравнения колебаний:

$$a = k = \frac{l_{\text{муфты}}}{2} = 25 \dots 30 \cdot 10^{-3} \text{ [м]}. \quad (51)$$

Масса фланцев также определяется из ГОСТ 19523-74 $m_{\text{муфты.фланц}} = 1,1 \dots 1,6 \text{ [кг]}$.

5) В модели имеется еще одна масса – это датчик момента. Датчик крутящего момента определяется исходя из диапазонов моментов, по которым необходимо проводить измерения. Максимальный момент для системы составляет $1,17 \text{ Н*м.}$, следовательно, необходим датчик, который рассчитан на 2 Н*м.

Имеется три типа датчиков крутящего момента:

- бесконтактные;
- с контактными кольцами;
- невращающиеся.

Так как в данной конструкции частота оборотов максимальная подразумевается 3000, то для подобных систем используются невращающиеся датчики крутящего момента.

Следовательно, на основе изученных паспортов для датчиков подобного типа был получен диапазон масс датчика момента:

$$m_{\text{дат.момента}} = 0,24 \dots 0,5 \text{ [кг]}$$

Диаметры винтов для крепления и длины составляют:

$$\begin{aligned} d_{\text{вин.датчикамомента}} &= 4 \dots 6 \text{ [мм]}; \\ l_{\text{вин.датчикамомента}} &= 14 \dots 20 \text{ [мм]}. \end{aligned}$$

6) Необходимо определить коэффициенты жесткостей от опор для каждой массы. При горизонтальных колебаниях жесткость опор определяется, исходя из значений напряженности на срез, а при вертикальных – на растяжение, согласно СП 16.13330.2011.

Коэффициент жесткости в данном случае необходимо определить по формуле [18]:

$$C_{опоры} = \frac{\pi \cdot d_0^2 \cdot E}{4 \cdot l}; \quad (52)$$

$$E = G \cdot 2 \cdot (1 + \nu);$$

$$G = \frac{\tau \cdot l}{\Delta x};$$

$$C_{опоры} = \frac{\pi \cdot d_0^2 \cdot \tau \cdot (1 + \nu)}{2 \cdot l},$$

где $\tau_{гор} = 332 \cdot 10^6 [H / м]$; $\tau_{вер} = 448,2 \cdot 10^6 [H / м]$;

коэффициент Пуассона $\nu = 0,25$.

- Диапазон коэффициентов жесткости для лап неподвижного двигателя:

$$C_{11-14гор} = 1,17...4,89 \cdot 10^6 [H / м];$$

$$C_{11-14вер} = 1,58...6,59 \cdot 10^6 [H / м].$$

- Диапазон коэффициентов жесткости для опоры датчика момента:

$$C_{21-24гор} = 0,74...3,26 \cdot 10^6 [H / м];$$

$$C_{21-24вер} = 1...4,39 \cdot 10^6 [H / м].$$

- Коэффициенты жесткости лап для разной высоты опор (20 мм; 20,01 мм; 20,05 мм; 20,1 мм):

$$C_{31-34гор} = 1,178 \cdot 10^6; 1,172 \cdot 10^6; 1,169 \cdot 10^6; 1,17 \cdot 10^6 [H / м];$$

$$C_{31-34вер} = 1,588 \cdot 10^6; 1,581 \cdot 10^6; 1,578 \cdot 10^6; 1,574 \cdot 10^6 [H / м].$$

Необходимо составить таблицу всех необходимых параметров для простоты выборки.

Таблица 1 – Параметры системы моделирования

Постоянные параметры	
Коэффициенты жесткости лап неподвижного двигателя $C_{11гор} = C_{12гор} = C_{13гор} = C_{14гор}$	$1,17...4,89 \cdot 10^6 H / м$

Продолжение таблицы 1

Коэффициенты жесткости лап неподвижного двигателя $C_{11вер} = C_{12вер} =$ $C_{13вер} = C_{14вер}$		$1,58...6,59 \cdot 10^6 \text{ Н / м}$	
Коэффициенты жесткости опор датчика момента $C_{21гор} = C_{22гор} = C_{23гор} = C_{24гор}$		$0,74...3,26 \cdot 10^6 \text{ Н / м}$	
Коэффициенты жесткости опор датчика момента $C_{21вер} = C_{22вер} = C_{23вер} = C_{24вер}$		$1...4,39 \cdot 10^6 \text{ Н / м}$	
Переменные параметры			
Параметр	Жесткое соединение	Эластичное соединение (сильфонная муфта)	Эластичное соединение (эластомерная муфта)
$m_{1гор} = m_{3гор}$ $= m_{1вер} = m_{3вер}$	4,65...160,8 кг	4,11...160,025 кг	4,11...160,004 кг
$m_{2гор} = m_{2вер}$	0,79...1,3 кг	0,25...0,525 кг	0,25...0,504 кг
Радиальная жесткость $c_{1гор} = c_{2гор}$	$1,76...3,047 \cdot 10^7 \text{ Н / м}$	$50...350 \cdot 10^3 \text{ Н / м}$	$8...15 \cdot 10^3 \text{ Н / м}$
Осевая жесткость $c_{1осев} = c_{2осев}$	-	$8...35 \cdot 10^3 \text{ Н / м}$	-
φ	0	0	$0^077'...0^017'$
$h_{1гор} = h_{2гор}$	0,2	0,3	0
Наружный диаметр муфты D	-	$25...32 \cdot 10^{-3} \text{ м}$	-

Продолжение таблицы 1

Расстояние между опорами двигателя b	$80...210 \cdot 10^{-3} \text{ м}$			
Расстояние от первой опоры двигателя до середины соединения $a=k$	$65...138 \cdot 10^{-3} \text{ м}$	$55...128 \cdot 10^{-3} \text{ м}$	$55...122 \cdot 10^{-3} \text{ м}$	
Параметр	Значение жесткости при высоте лап 20 мм	Значение жесткости при высоте лап 20,01 мм	Значение жесткости при высоте лап 20,05 мм	Значение жесткости при высоте лап 20,1 мм
Жесткость опор регулируемого электродвигателя $C_{31гор} = C_{32гор} = C_{33гор} = C_{34гор}$	$1,178 \cdot 10^6 \text{ Н / м}$	$1,172 \cdot 10^6 \text{ Н / м}$	$1,169 \cdot 10^6 \text{ Н / м}$	$1,16 \cdot 10^6 \text{ Н / м}$
Жесткость опор регулируемого электродвигателя $C_{31вер} = C_{32вер} = C_{33вер} = C_{34вер}$	$1,588 \cdot 10^6 \text{ Н / м}$	$1,581 \cdot 10^6 \text{ Н / м}$	$1,578 \cdot 10^6 \text{ Н / м}$	$1,574 \cdot 10^6 \text{ Н / м}$

1.6 Теоретические исследования

После определения допустимых параметров для разработанной математической модели, необходимо подобрать конкретные величины для проведения экспериментов в среде MatLAB. Так как в реальности подразумевается измерение вибраций во время работы системы, то во избежание получения травм и удобства проведения экспериментов необходимо выбрать электродвигатель с наименьшими параметрами, а именно: номинальный момент составляет $0,8 \text{ Н*м}$; масса двигателя $m_{\text{дв}}=4,1 \text{ кг}$; диаметр вала составляет 11 мм ; расстояние между опорами – 80 мм .

На основании выбранных параметров электродвигателя автоматически отбираются параметры соединений, так как зависят от момента и диаметра вала двигателя. В таблице 1 – это наименьшие значения из представленных диапазонов. Из документации на подобные виды соединений следует, что смещение в соединениях не должны превышать более $0,1 \text{ мм}$, чтобы не произошли разрушения конструкции. Жесткости опор выбраны наименьшие для рассмотрения критического случая, чем меньше жесткость, тем больше вероятность вывести систему из состояния равновесия. [19]

На основании полученных значений и разработанных дифференциальных уравнений составлена программа в среде математического моделирования MatLAB (приложение) для исследования влияния несоосности на вибрации в системе. Для анализа вибраций необходимы графики перемещений тела (изучить вид сигнала), а также спектральное разложение скорости (для определения амплитуды колебаний вибрации в определенных частотах).

1) В математической модели представлено распределение масс по двум осям, вертикальной и горизонтальной (поперечной). Для начала необходимо провести исследования по горизонтальной (поперечной) оси Ox . Для простоты проведения экспериментов составлена матрица исследований и представлена в виде таблицы 2. На основании таблицы можно сделать вывод о том, что эксперименты будут проведены по блокам.

Первый блок: при жестком соединении валом и различных видах смещений; при эластичном соединении валов и различных видах смещений. Для анализа влияния смещения на амплитуду колебаний системы.

Второй блок: при одном виде смещения (например, радиальное) и различных видах соединения валов. Необходимо пронаблюдать влияние жесткости соединения на амплитуду колебаний.

Таблица 2 – Матрица экспериментов [20]

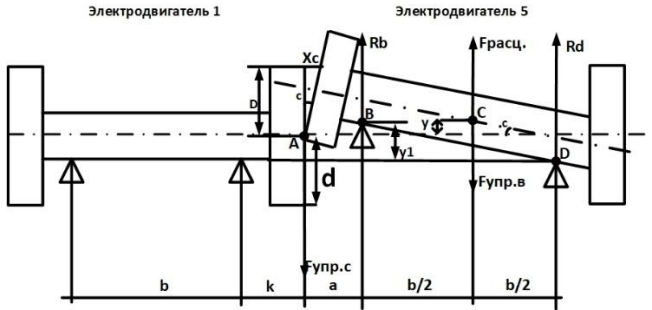
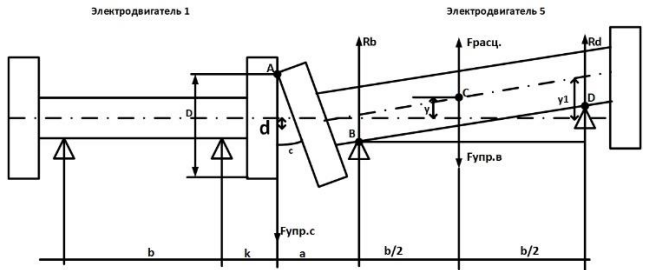
№	Вид смещения	Значения смещений						Тип соединения		
		Y_{01} мм	Y_{02} мм	Z_{01} мм	Z_{02} мм	Z_{03} мм	Z_{04} мм	Жестк ое	Упругое (сильфо нная муфта)	Упругое (эластоме рная муфта)
1	Радиальное	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	+		
		0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	+		

Электродвигатель 1

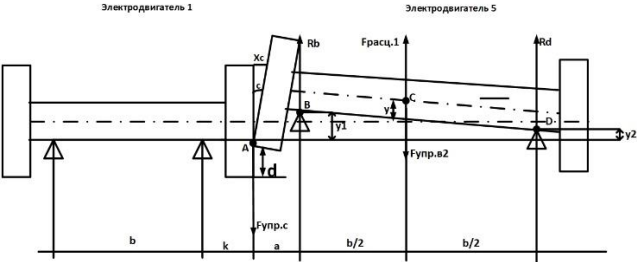
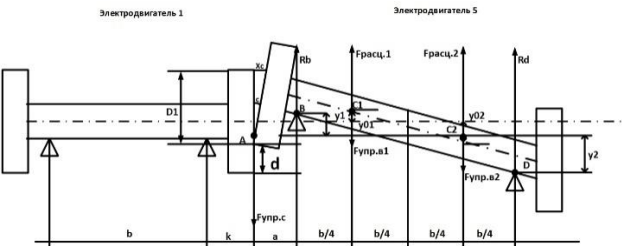
Электродвигатель 5

Diagram illustrating the experimental setup for radial displacement measurement. The setup includes two electric motors (Электродвигатель 1 and Электродвигатель 5) connected by a shaft. The shaft is supported by bearings at points A, B, C, and D. Dimensions b , k , a , $b/2$, and $b/2$ are indicated along the shaft. Forces R_b , $F_{расц}$, R_d , $F_{упр.в}$, and $F_{упр.с}$ are shown acting on the shaft. A vertical displacement y is indicated at the end of the shaft.

Продолжение таблицы 2

2	Угловое (передние лапы)		0,01	0	0,01	0,01	0	0	+		
			0,1	0	0,1	0,1	0	0	+		
3	Угловое (задние лапы)		0	0,01	0	0	0,01	0,01	+		
			0	0,1	0	0	0,1	0,1	+		

Продолжение таблицы 2

4	Угловое (смещение лап в одну сторону на различные расстояния)		0,01	0,1	0,01	0,01	0,1	0,1	+		
			0,1	0,01	0,1	0,1	0,01	0,01	+		
5	Угловое (смещение лап в различные стороны)		0,01	0,1	0,01	0,01	0,1	0,1	+		
			0,1	0,01	0,1	0,1	0,01	0,01	+		

Продолжение таблицы 2

6	Радиальное	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01		+	
		0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1		+	
7	Угловое (передние лапы)	0,01	0	0,01	0	0,01	0,01		+	
		0,1	0	0,1	0	0,1	0,1		+	
8	Угловое (задние лапы)	0	0,01	0	0,01	0	0		+	
		0	0,1	0	0,1	0	0		+	
9	Угловое (смещение лап в одну сторону на различные расстояния)	0,1	0,01	0,01	0,1	0,01	0,01		+	
		0,01	0,1	0,1	0,01	0,1	0,1		+	
10	Угловое (смещение лап в различные стороны)	0,1	0,01	0,01	0,1	0,01	0,01		+	
		0,01	0,1	0,1	0,01	0,1	0,1		+	

Продолжение таблицы 2

11	Радиальное	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01				+
		0,1	0,1	0,1	0,1	0,1				+
12	Угловое (передние лапы)	0,01	0	0,01	0	0,01				+
		0,1	0	0,1	0	0,1				+
13	Угловое (задние лапы)	0	0,01	0	0,01	0				+
		0	0,1	0	0,1	0				+
14	Угловое (смещение лап в одну сторону на различные расстояния)	0,1	0,01	0,01	0,1	0,01				+
		0,01	0,1	0,1	0,01	0,1				+
15	Угловое (смещение лап в различные стороны)	0,1	0,01	0,01	0,1	0,01				+
		0,01	0,1	0,1	0,01	0,1				+

2) На основании полученной матрицы экспериментов, можно сделать выводов, что необходимо рассмотреть, как влияют различные типы смещений при одном виде соединения. Первыми экспериментами из таблицы являются при жестком соединении.

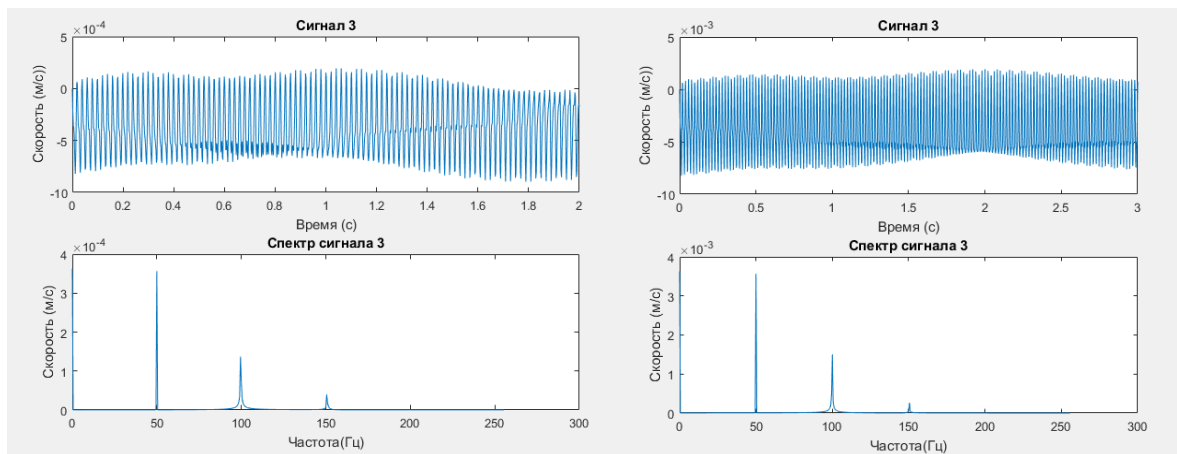


Рисунок 30 – Графическая зависимость виброскорости от времени и виброскорости от частоты колебаний (спектр) при жестком соединении валов (радиальное смещение опор на 0,01 мм и 0,1 мм)

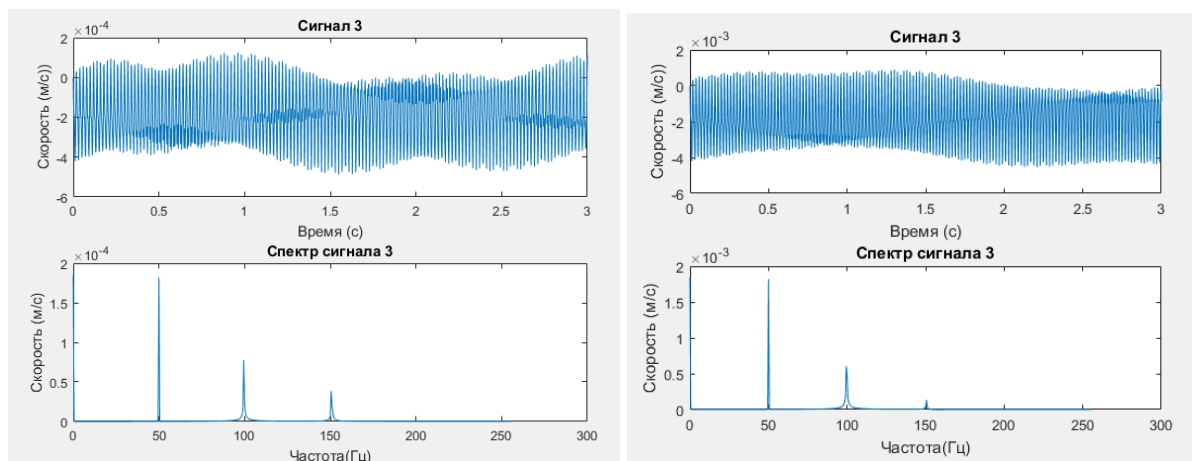


Рисунок 31 – Графическая зависимость виброскорости от времени и виброскорости от частоты колебаний (спектр) при жестком соединении валов (угловое смещение опор на 0,01 мм и 0,1 мм – задние лапы)

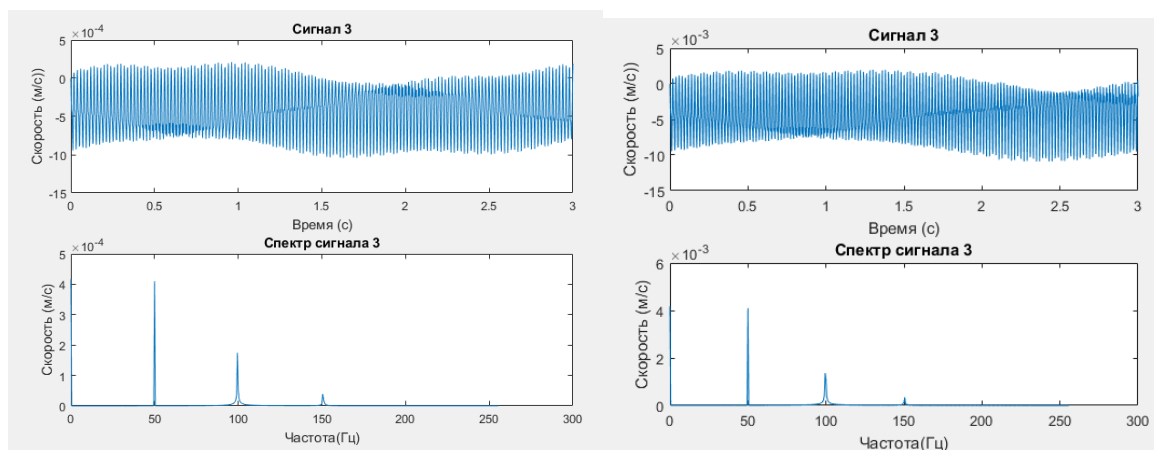


Рисунок 32– Графическая зависимость виброскорости от времени и виброскорости от частоты колебаний (спектр) при жестком соединении валов (угловое смещение опор на 0,01 мм и 0,1 мм – передние лапы)

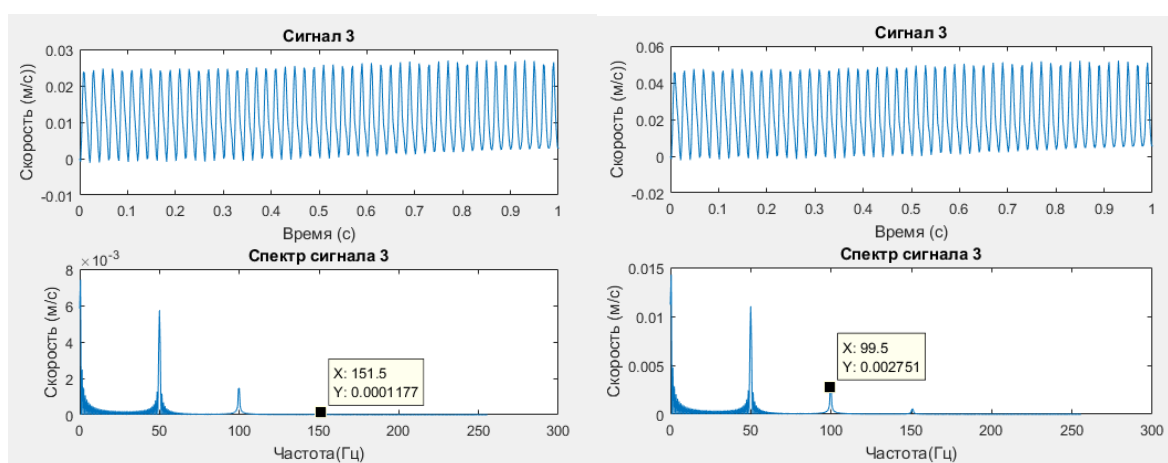


Рисунок 33– Графическая зависимость виброскорости от времени и виброскорости от частоты колебаний (спектр) при жестком соединении валов (угловое смещение опоры 1 на 0,01(0,1) мм и второй на 0,1(0,01) мм – различное соединение в одну сторону)

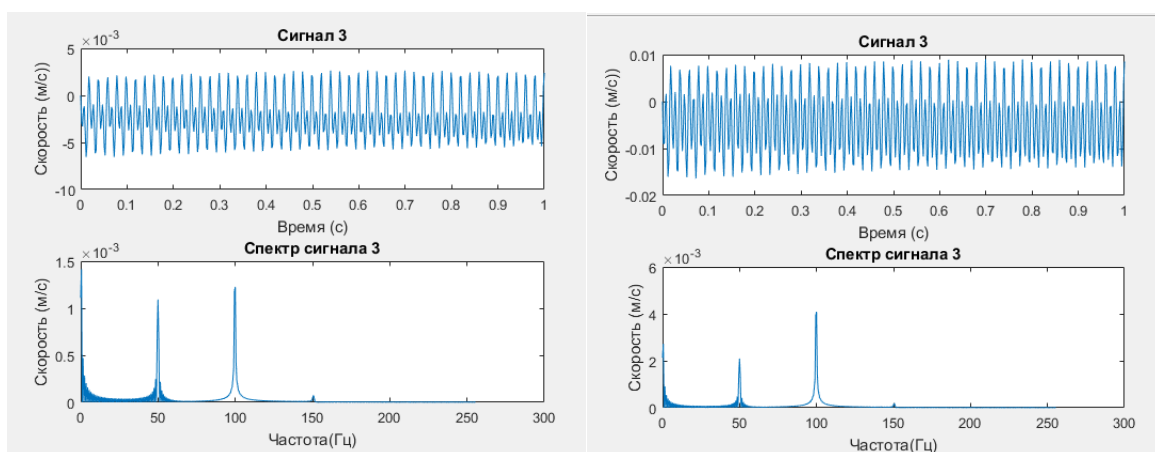


Рисунок 34 – Графическая зависимость виброскорости от времени и виброскорости от частоты колебаний (спектр) при жестком соединении валов (угловое смещение опоры 1 на 0,01(0,1) мм и второй на 0,1(0,01) мм – различное соединение в разные стороны)

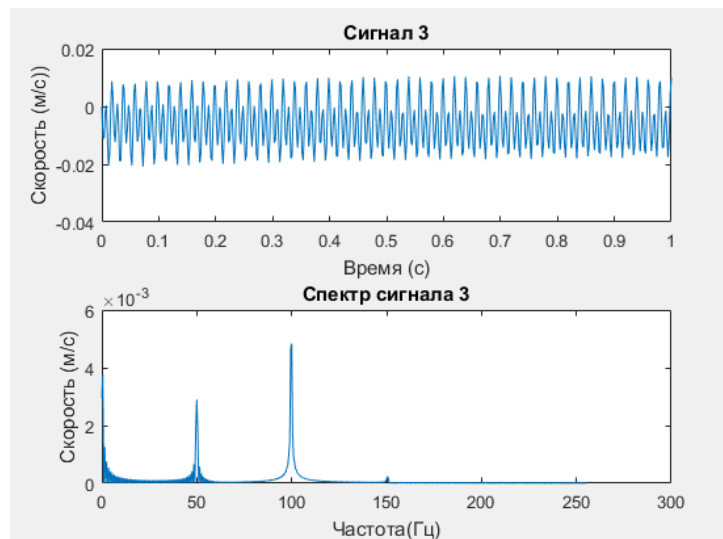


Рисунок 35 – Графическая зависимость виброскорости от времени и виброскорости от частоты колебаний (спектр) при жестком соединении валов (угловое смещение опоры 1 на 0,1мм и второй на 0,1мм- различное соединение в разные стороны)

Таблица 3 - Результаты исследований при жестком соединении валов

Тип соединения	Значение амплитуды (10^{-3} м)/значение частоты (Гц)										
	Радиальное 0,01 мм	Радиальное 0,1 мм	Угловое (задние лапы 0,01 мм)	Угловое (задние лапы 0,1 мм)	Угловое (передние лапы 0,01 мм)	Угловое (передние лапы 0,1 мм)	Угловое (в одну сторону 0,01/0,1 мм)	Угловое (в одну сторону 0,1/0,01 мм)	Угловое (в разные стороны 0,01/0,1 мм)	Угловое (в разные стороны 0,1/0,01 мм)	Угловое (в разные стороны 0,1/0,1 мм)
Жесткое	0,36/ 50	3,6/ 50	0,18/50	1,8/50	0,41/ 50	2,9/ 50	5,7/ 50	3,1/ 50	1,8/ 50	2,09/ 50	2,9/ 50
	0,14/ 99,5	1,6/ 99,5	0,077/ 99,5	1,3/ 99,5	0,17/ 99,5	1,63/ 99,5	1,4/ 99,5	2,7/ 99,5	1,92/ 99,5	4,09/ 99,5	4,8/ 99,5

Продолжение таблицы 3

	0,039/ 150,5	2,65/ 150,5	0,038/ 150,5	0,13/ 150,5	0,039/ 150,5	0,33/ 150,5	12/ 150,5	0,21/ 150,5	0,17/ 150,5	0,31/ 150,5	0,35/ 150,5
--	-----------------	----------------	-----------------	----------------	-----------------	----------------	--------------	----------------	----------------	----------------	----------------

По полученным зависимостям виброскорости от времени необходимо проанализировать форму сигнала. Сигнал гармонический синусоидальный и смещен относительно нуля, что говорит о присутствии несоосности в системе, так как возникающая вторая гармоника (в реальности из-за соударений муфты) приводит к такой несимметричности относительно 0. При этом пиковые значения практически неизменны во времени. [21]

Из анализа спектров следует, что значения спектров находятся в 50 Гц, 100 Гц и 150 Гц. Где 50 Гц – это оборотная частота электродвигателя, а 100 и 150 Гц – вторая и третья гармоники оборотной частоты, что также говорит о возникновении несоосности в системе. Увеличение частоты во второй гармонике объясняется тем, что возникшие процессы при расцентровке валов в системе повторяются дважды в системе за один оборот, т.е. с двойной частотой. Поэтому влияние расцентровки следует оценивать во второй и третьей гармониках. [22]

Из таблицы следует, что при смещении передних лап на максимальное значение 0,1 мм возникают вибрации с наибольшей амплитудой, так как данное смещение происходит рядом с соединением и происходит наибольшее смещение в нем, от чего возникают наибольшие силы упругости, увеличивающие колебания системы.

Наименьшие колебания наблюдаются при угловом смещении задних лап на величину 0,01 мм и соответствуют амплитуде, равной 0,077 мм.

Критическому случаю соответствуют колебания при угловом смещении, а именно смещение опор в различные стороны на максимальную величину 0,1 мм, равные 4,8 мм. Максимальная амплитуда в таком случае показывает, что при

таком варианте смещений происходят наибольшие прогибы в валу и смещения в соединении.

Влияние угловой расцентровки приблизительно в 2 раза больше радиальной.

Следующие испытания проведены при упругом соединении валов сильфонной муфтой и различном смещении осей относительно друг друга. На рисунках представлены зависимости виброскорости от времени и спектральное разложение скорости.

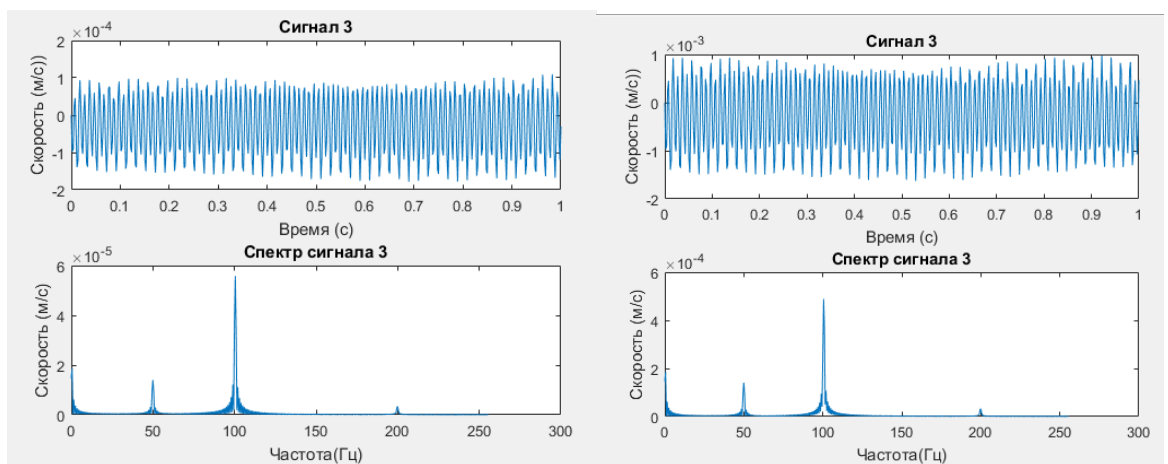


Рисунок 36 – Графическая зависимость виброскорости от времени и виброскорости от частоты колебаний (спектр) при упругом соединении валов сильфонной муфтой (радиальное смещение опор на 0,01 мм и 0,1 мм)

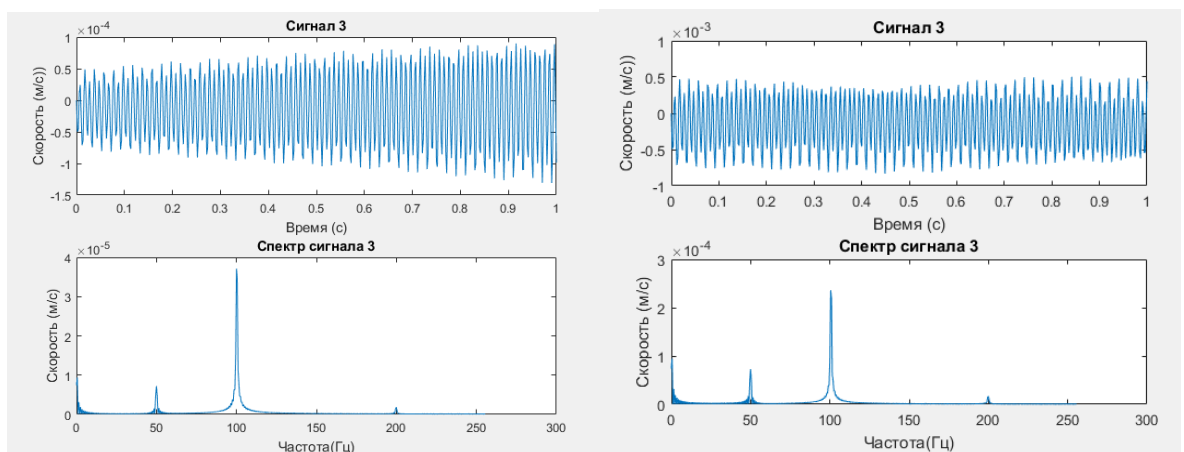


Рисунок 37 – Графическая зависимость виброскорости от времени и виброскорости от частоты колебаний (спектр) при упругом соединении валов сильфонной муфтой (угловое смещение опор на 0,01 мм и 0,1 мм – задние лапы)

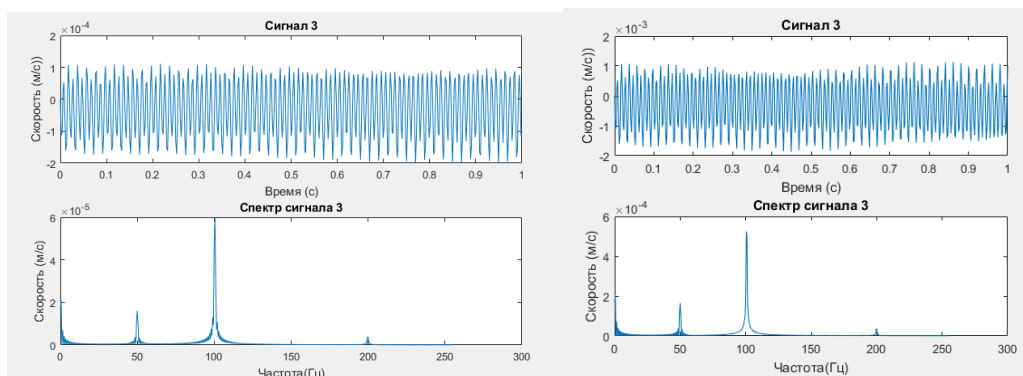


Рисунок 38 – Графическая зависимость виброскорости от времени и виброскорости от частоты колебаний (спектр) при упругом соединении валов сильфонной муфтой (угловое смещение опор на 0,01 мм и 0,1 мм – передние лапы)

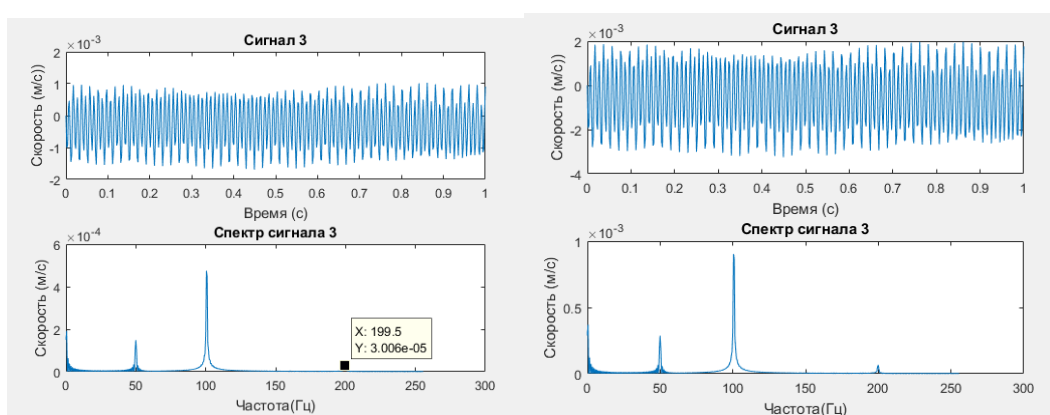


Рисунок 39 – Графическая зависимость виброскорости от времени и виброскорости от частоты колебаний (спектр) при упругом соединении валов сильфонной муфтой (угловое смещение опоры 1 на 0,01(0,1) мм и второй на 0,1(0,01) мм в одну сторону)

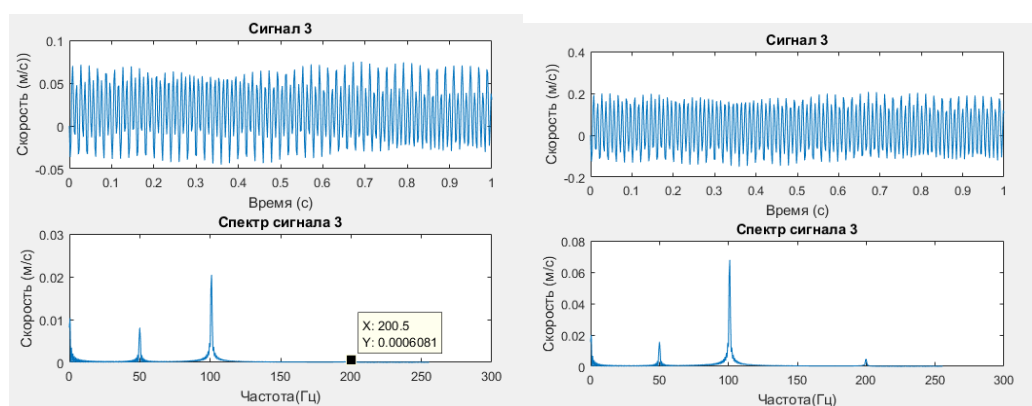


Рисунок 40 – Графическая зависимость виброскорости от времени и виброскорости от частоты колебаний (спектр) при упругом соединении валов сильфонной муфтой (угловое смещение опоры 1 на 0,01(0,1) мм и второй на 0,1(0,01) мм в различные стороны)

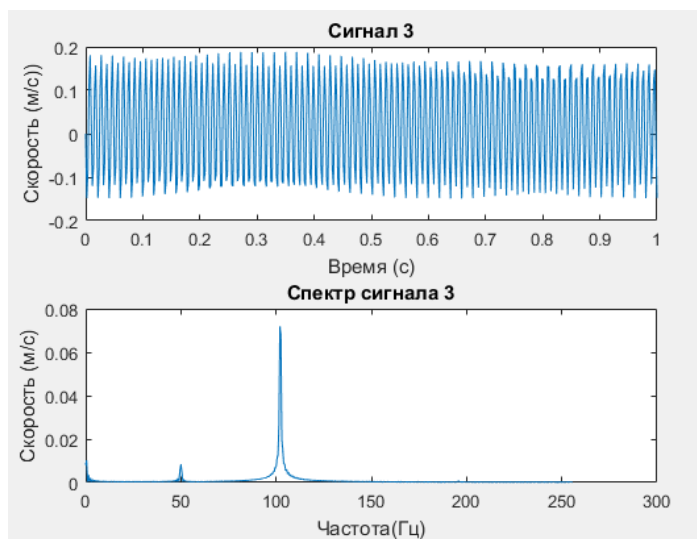


Рисунок 41– Графическая зависимость виброскорости от времени и виброскорости от частоты колебаний (спектр) при упругом соединении валов сильфонной муфтой (угловое смещение опоры 1 на 0,1мм и второй на 0,1мм в различные стороны)

Таблица 4 – Результаты исследований при упругом соединении валов сильфонной муфтой

Тип соединения	Значение амплитуды (10^{-3} м)/значение частоты (Гц)										
	Радиальное 0,01 мм	Радиальное 0,1 мм	Угловое (задние лапы 0,01 мм)	Угловое (задние лапы 0,1 мм)	Угловое (передние лапы 0,01 мм)	Угловое (передние лапы 0,1 мм)	Угловое (в одну сторону 0,01/0,1 мм)	Угловое (в одну сторону 0,1/0,01 мм)	Угловое (в разные стороны 0,01/0,1 мм)	Угловое (в разные стороны 0,1/0,01 мм)	Угловое (в разные стороны 0,1/0,1 мм)
Упругое (сильфонная муфта)	0,014/ 50	0,14/ 50	0,007/ 50	0,072/ 50	0,106/ 50	0,17/ 50	0,14/ 50	0,28/ 50	1,8/ 50	2,5/ 50	3,8/ 50

Продолжение таблицы 4

	0,06/ 100,5	0,49/ 100,5	0,04/ 100,5	0,24/ 100,5	0,06/ 100,5	0,56/ 100,5	0,45/ 100,5	0,86/ 100,5	0,2/ 100,5	6,7/ 100,5	7,3/ 100,5
	0,003 / 200	0,028 / 200	0,002 / 200	0,015 / 200	0,004 / 200	0,04/ 200	0,003 / 200	0,07/ 200	0,6/ 200	4,7/ 200	6,8/ 200

Сигнал гармонический синусоидальный и смещен относительно нуля, что говорит о присутствии несоосности в системе. При этом пиковые значения практически неизменны во времени.

Из анализа спектров следует, что значения спектров находятся в 50 Гц, 100 Гц и 200 Гц, смещение по частотам произошло из-за смены масс тела, что говорит о том, что частота 200 Гц – собственная, поэтому для оценки несоосности необходимо оценивать амплитуду колебаний при частоте 100 Гц. [23]

Из таблицы следует, что при смещении передних лап на максимальное значение 0,1 мм возникают также вибрации с наибольшей амплитудой, как и в предыдущих исследованиях.

Наименьшие колебания наблюдаются при угловом смещении задних лап на величину 0,01 мм и соответствуют амплитуде, равной 0,04 мм.

Критическому случаю соответствуют колебания при угловом смещении, а именно смещение опор в различные стороны на максимальную величину 0,1 мм, равные 7,3 мм в 100 Гц.

Исследования колебаний при упругом соединении валов эластомерной муфтой со звездочкой представлены на рисунках. Спектральный анализ проведен на основании разложения вектора скорости на спектры.

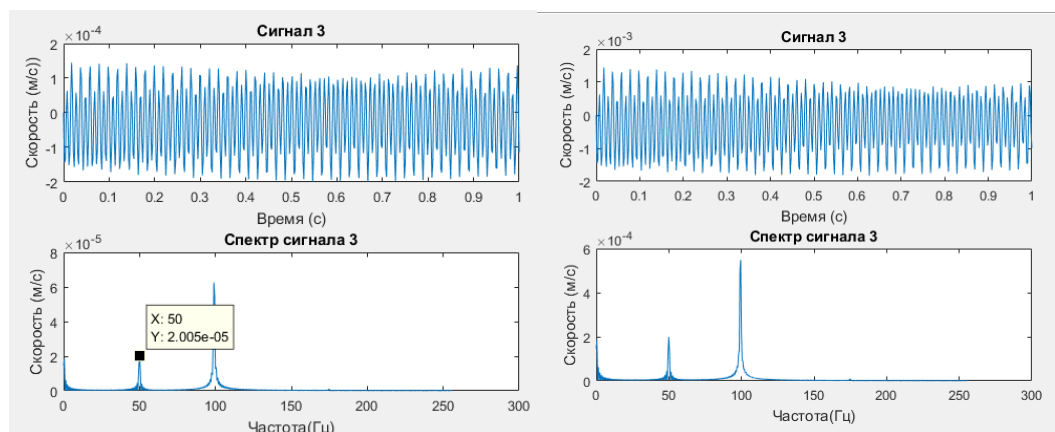


Рисунок 42 – Графическая зависимость виброскорости от времени и виброскорости от частоты колебаний (спектр) при упругом соединении валов эластомерной муфтой (радиальное смещение опор на 0,01 мм и 0,1 мм)

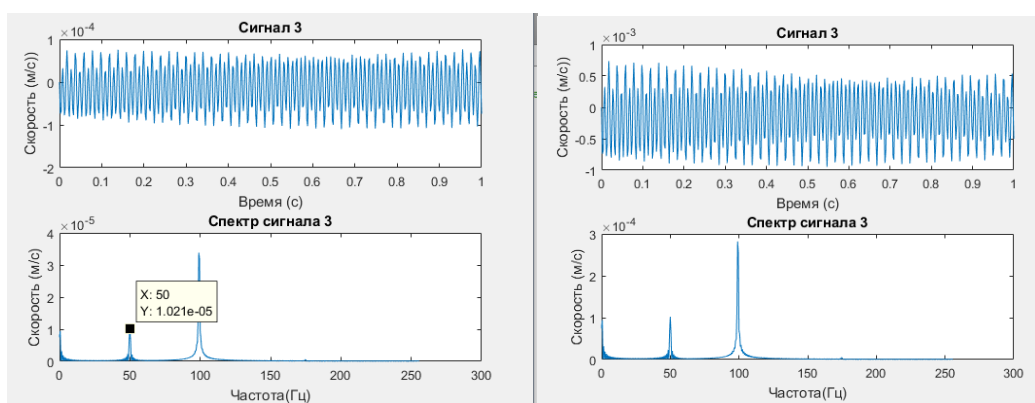


Рисунок 43 – Графическая зависимость виброскорости от времени и виброскорости от частоты колебаний (спектр) при упругом соединении валов эластомерной муфтой (угловое смещение опор на 0,01 мм и 0,1 мм – задние лапы)

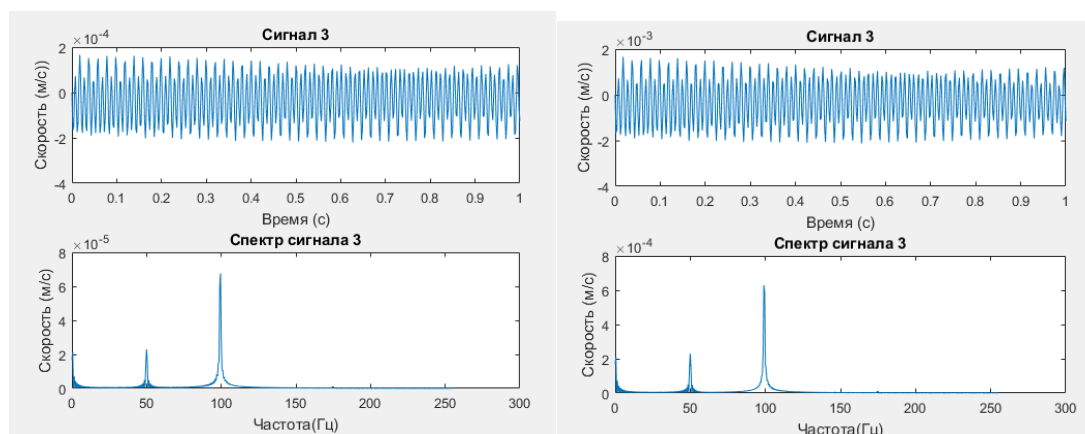


Рисунок 44 – Графическая зависимость виброскорости от времени и виброскорости от частоты колебаний (спектр) при упругом соединении валов эластомерной муфтой (угловое смещение опор на 0,01 мм и 0,1 мм – передние лапы)

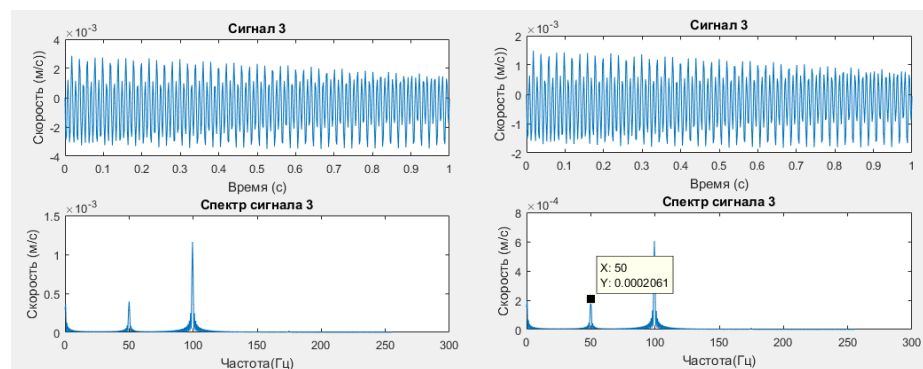


Рисунок 45 – Графическая зависимость виброскорости от времени и виброскорости от частоты колебаний (спектр) при упругом соединении валов эластомерной муфтой (угловое смещение опоры 1 на 0,01(0,1) мм и второй – различные смещения в одну сторону)

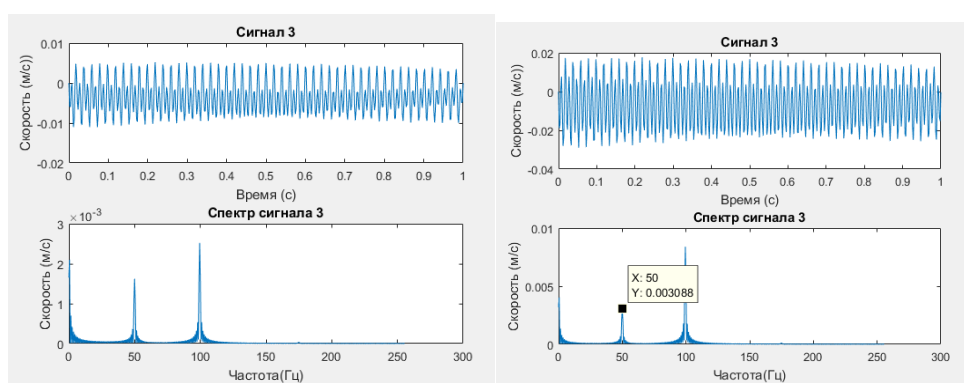


Рисунок 46 – Графическая зависимость виброскорости от времени и виброскорости от частоты колебаний (спектр) при упругом соединении валов эластомерной муфтой (угловое смещение опоры 1 на 0,01(0,1) мм и второй на 0,1(0,01) мм – различные смещения в разные стороны)

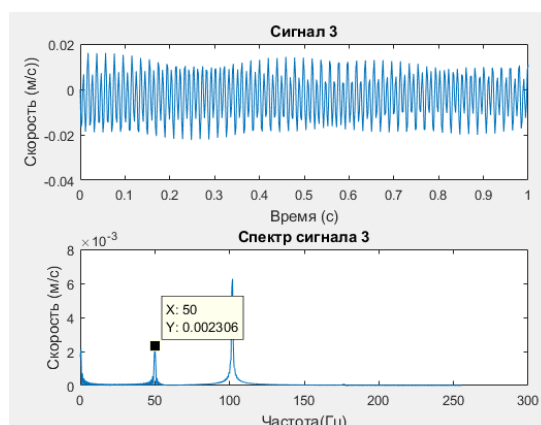


Рисунок 47 – Графическая зависимость виброскорости от времени и виброскорости от частоты колебаний (спектр) при упругом соединении валов эластомерной муфтой (угловое смещение опоры 1 на 0,1мм и второй на 0,1мм – различные смещения в разные стороны)

Таблица 5 - Результаты исследований при упругом соединении валов эластомерной муфтой

Тип соединения	Радиальное 0,01 мм	Радиальное 0,1 мм	Угловое (задние лапы 0,01 мм)	Угловое (задние лапы 0,1 мм)	Угловое (передние лапы 0,01 мм)	Угловое (передние лапы 0,1 мм)	Угловое (в одну сторону 0,01/0,1 мм)	Угловое (в одну сторону 0,1/0,01 мм)	Угловое (в разные стороны 0,01/0,1 мм)	Угловое (в разные стороны 0,1/0,01 мм)	Угловое (в разные стороны 0,1/0,1 мм)
	Значение амплитуды (10^{-4} м)/значение частоты (Гц)										
Упругое (эластомерная муфта)	0,021/ 50	0,19/ 50	0,01/ 50	0,02/ 50	0,02/ 50	0,03/ 50	0,02/ 50	0,3/ 50	1,6/ 50	3,8/ 50	4,2/ 50
	0,062/ 100,5	0,55/ 100,5	0,03/ 100,5	0,28/ 100,5	0,07/ 100,5	0,63/ 100,5	0,6/ 100,5	1,2/ 100, 5	2,5/ 100, 5	5,8/ 100, 5	6,3/ 100, 5

На основании полученных результатов, представленных в таблице сделаны следующие выводы:

Сигнал гармонический синусоидальный и смещен относительно нуля, что говорит о присутствии несоосности в системе.

Из анализа спектров следует, что значения спектров находятся в 50 Гц и 100 Гц, третьей частоты не наблюдается, так как произошла смена масс и

собственная частота по значениям намного меньше предыдущих, поэтому не отображена на графике.

Из таблицы следует, что при смещении передних лап на максимальное значение 0,1 мм возникают также вибрации с наибольшей амплитудой, а наименьшие колебания при угловом смещении задних лап.

Критическому случаю соответствуют колебания при угловом смещении, а именно смещение опор в различные стороны на максимальную величину 0,1 мм, равные 6,3 мм в 100,5 Гц.

После проведенных исследований и полученных вывод следует, что при любом соединении валов (упругое или жесткое) наибольшие колебания проявляются при смещении опор в различные стороны на максимальную величину 0, 1 мм, а наименьшие колебания наблюдаются при смещении задних опор на величину 0,01мм. [24]

Составлена общая таблица значений амплитуд при различных типах соединения со всеми возможными типами смещений. Следующим этапом необходимо проанализировать, каким образом тип соединения влияет на амплитуду колебаний при одном и том же смещении.

Таблица 6 – Сводная таблица результатов исследования по горизонтальной

оси

Тип соединения	Значение амплитуды (10 ⁻³ м)/значение частоты (Гц)										
	Радиальное 0,01 мм	Радиальное 0,1 мм	Угловое (задние лапы 0,01 мм)	Угловое (задние лапы 0,1 мм)	Угловое (передние лапы 0,01 мм)	Угловое (передние лапы 0,1 мм)	Угловое (в одну сторону 0,01/0,1 мм)	Угловое (в одну сторону 0,1/0,01 мм)	Угловое (в разные стороны 0,01/0,1 мм)	Угловое (в разные стороны 0,1/0,01 мм)	Угловое (в разные стороны 0,1/0,1 мм)
Жесткое	0,36/50	3,6/50	0,18/50	1,8/50	0,41/50	2,9/50	5,7/50	3,1/50	1,8/50	2,09/50	2,9/50
	0,14/99,5	1,6/99,5	0,077/99,5	1,3/99,5	0,17/99,5	1,63/99,5	1,4/99,5	2,7/99,5	1,92/99,5	4,09/99,5	4,8/99,5
	0,04/150,5	2,65/150,5	0,04/150,5	0,13/150,5	0,04/150,5	0,33/150,5	0,12/150,5	0,21/150,5	0,17/150,5	0,31/150,5	0,35/150,5
Упругое (сильфонная муфта)	0,014/50	0,14/50	0,007/50	0,072/50	0,106/50	0,17/50	0,14/50	0,28/50	1,8/50	2,5/50	3,8/50
	0,055/100,5	0,49/100,5	0,04/100,5	0,24/100,5	0,06/100,5	0,56/100,5	0,45/100,5	0,86/100,5	3,2/100,5	6,7/100,5	7,3/100,5
	0,003/200	0,028/200	0,002/200	0,015/200	0,004/200	0,04/200	0,003/200	0,07/200	0,6/200	4,7/200	6,8/200

Продолжение таблицы 6

Упругое (эластомерная муфта)	0,021/ 50	0,19/ 50	0,01/ 50	0,02/ 50	0,02/ 50	0,03/ 50	0,02/ 50	0,3/ 50	1,6/ 50	3,8/ 50	4,2/50
	0,062/ 100,5	0,55/ 100,5	0,03/ 100,5	0,28/ 100,5	0,07/ 100,5	0,63/ 100,5	0,6/ 100,5	1,2/ 100,5	2,5/ 100,5	5,8/ 100,5	6,3/ 100,5

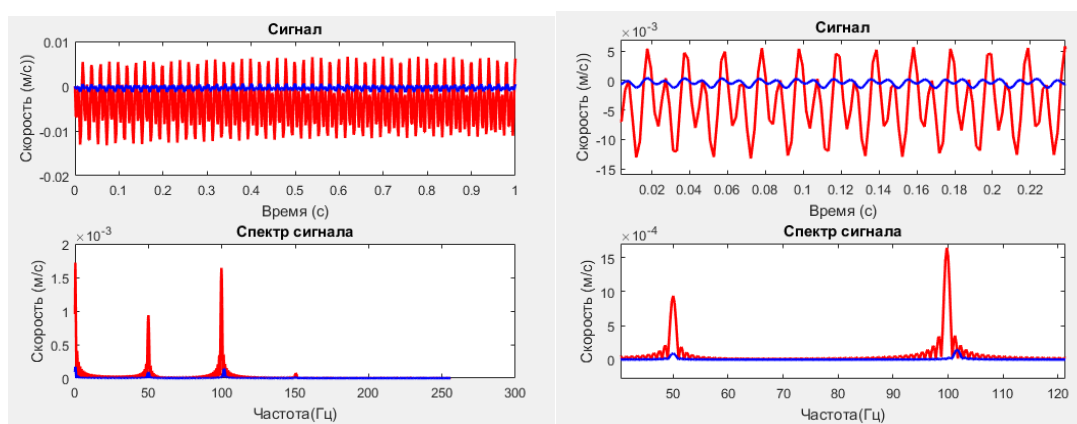


Рисунок 47.1 – Совмещение зависимостей скорости от времени и скорости от частоты (спектр) при радиальном смещении и жестком соединении валов по оси Оу на 0,01 мм (синий график) и 0,1 мм (красный график)

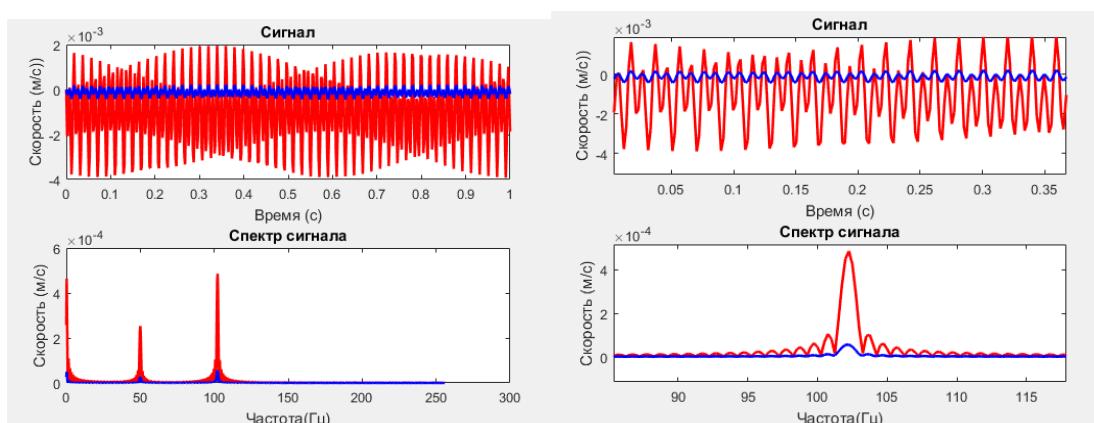


Рисунок 47.2 – Совмещение зависимостей скорости от времени и скорости от частоты (спектр) при радиальном смещении и упругом соединении (сильфонной муфтой) валов по оси Оу на 0,01 мм (синий график) и 0,1 мм (красный график)

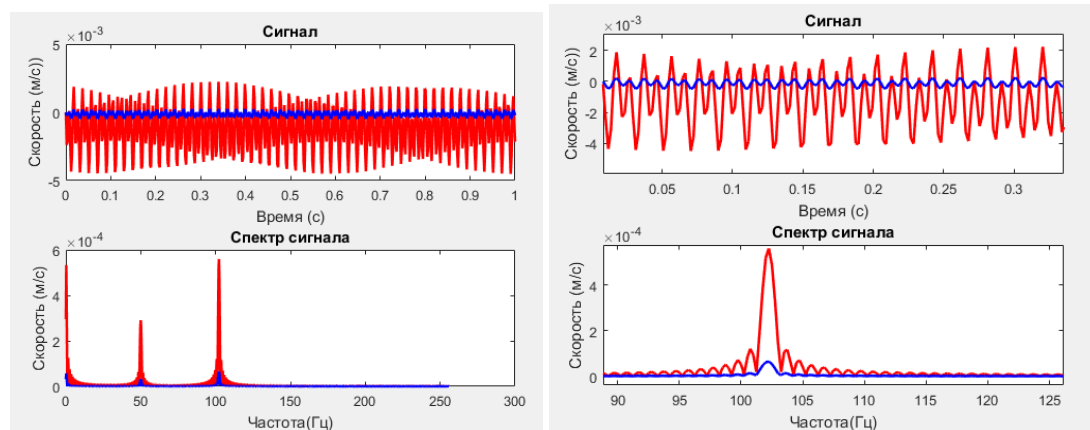


Рисунок 47.3 – Совмещение зависимостей скорости от времени и скорости от частоты (спектр) при угловом смещении (передние лапы) и упругом соединении (сильфонной муфтой) валов по оси Оу на 0,01 мм (синий график) и 0,1 мм (красный график)

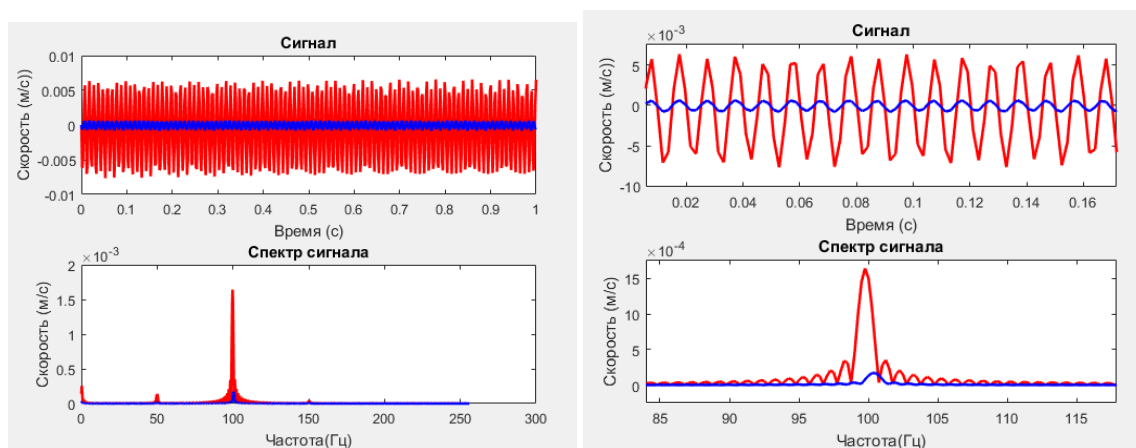


Рисунок 47.4 – Совмещение зависимостей скорости от времени и скорости от частоты (спектр) при угловом смещении (передние лапы) и жестком соединении валов по оси Оу на 0,01 мм (синий график) и 0,1 мм (красный график)

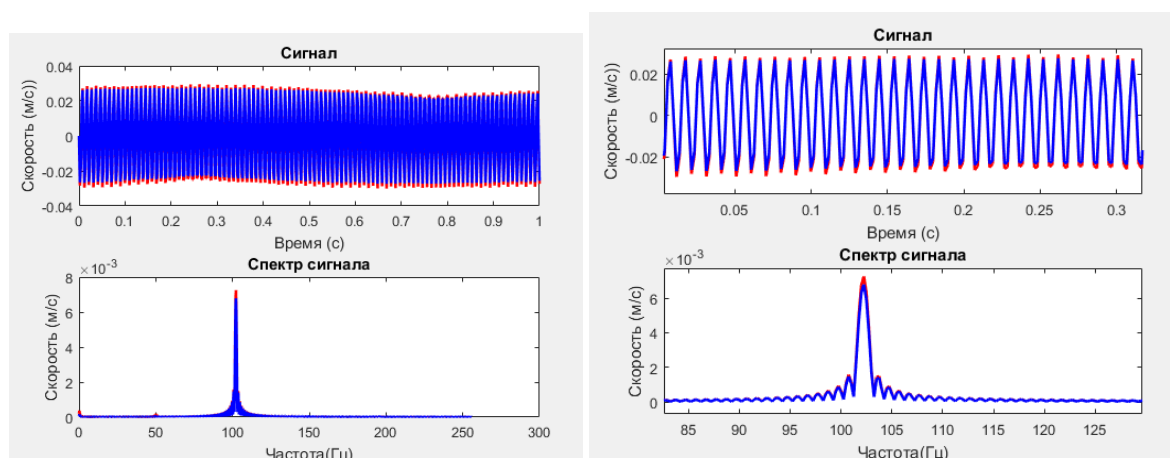


Рисунок 47.5 – Совмещение зависимостей скорости от времени и скорости от частоты (спектр) при угловом смещении (в разные стороны) на 0,1 мм (красный график) и при

смещении передних лап на 0,1 мм, задних – 0,01 мм (синий график), и упругом соединении (сильфонной муфтой) валов по оси Oy

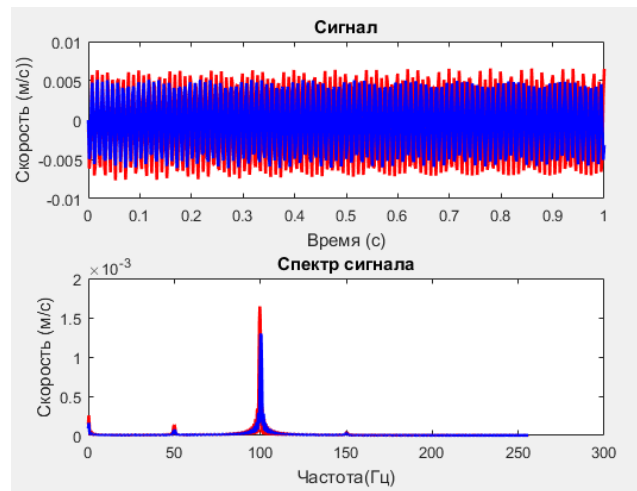


Рисунок 47.6 – Совмещение зависимостей скорости от времени и скорости от частоты (спектр) при угловом смещении (в разные стороны) на 0,1 мм (красный график) и при смещении передних лап на 0,1 мм, задних – 0,01 мм (синий график), и жестком соединении валов по оси Oy

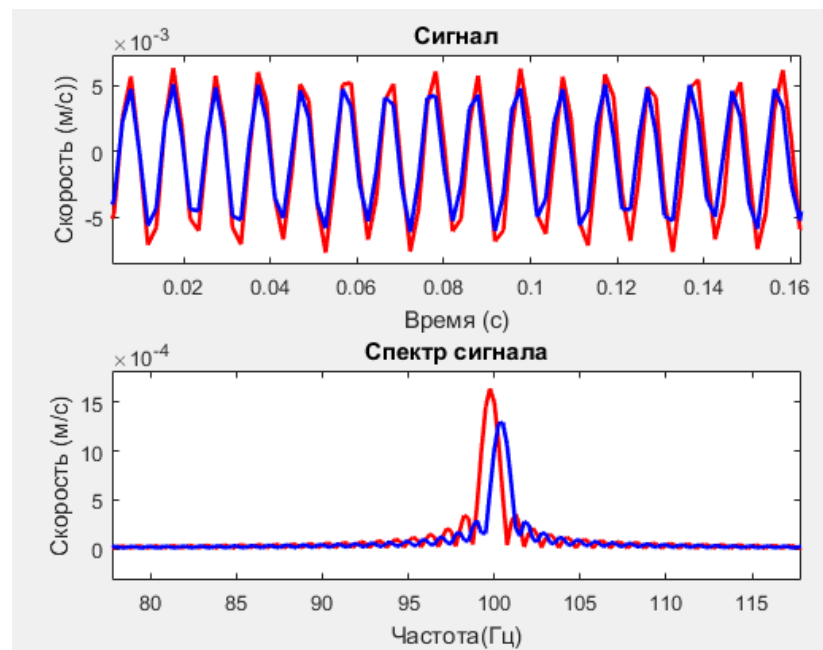


Рисунок 47.7 – Совмещение зависимостей скорости от времени и скорости от частоты (спектр) при угловом смещении (передние лапы – красный график, задние лапы – синий график) на 0,1 мм и жестком соединении валов по оси Oy

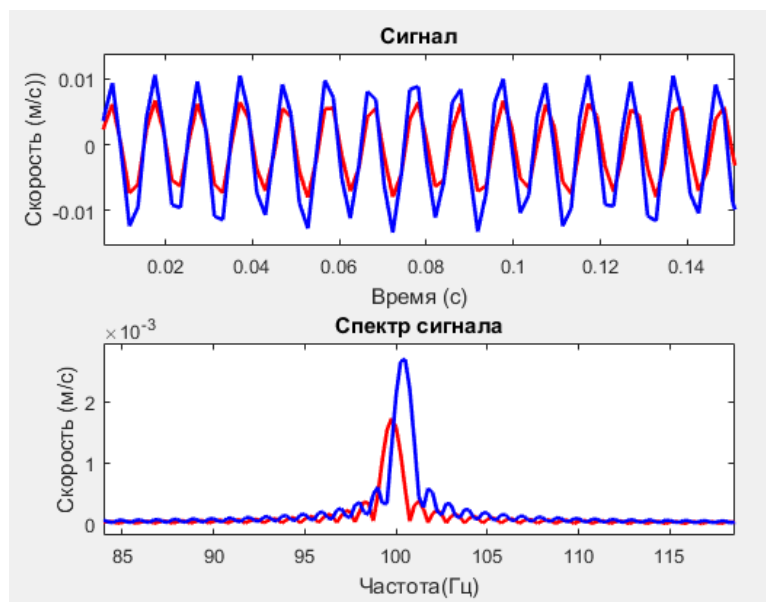


Рисунок 47.8 – Совмещение зависимостей скорости от времени и скорости от частоты (спектр) при радиальном смещении на 0,1 мм (красный график) и угловом смещении (в одну сторону, передние на 0,1 мм, задние – 0,01 мм, синий график) на и жестком соединении валов по оси Оу

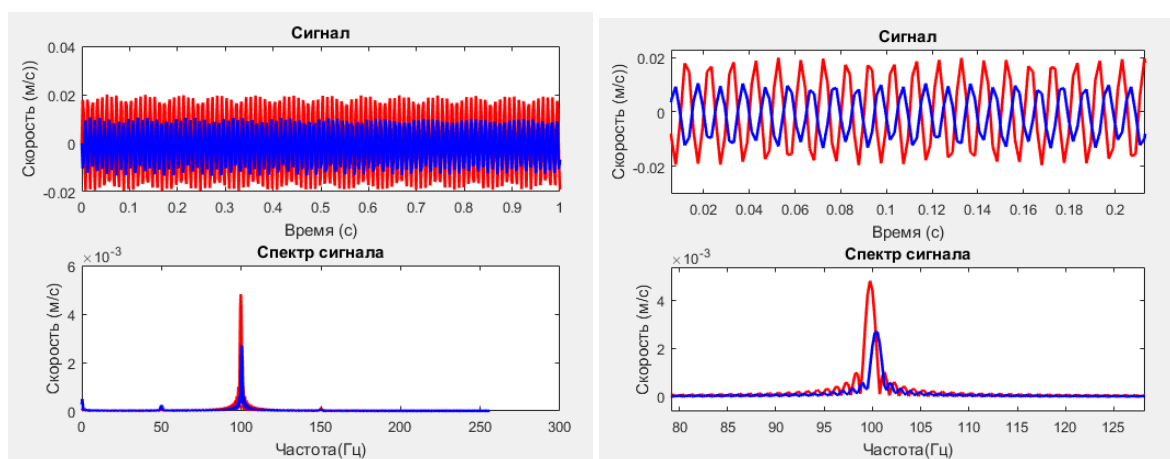


Рисунок 47.9 – Совмещение зависимостей скорости от времени и скорости от частоты (спектр) при угловом смещении (в разные стороны) на 0,1 мм (красный график) и угловом смещении (в одну сторону, передние на 0,1 мм, задние – 0,01 мм, синий график) на и жестком соединении валов по оси Оу

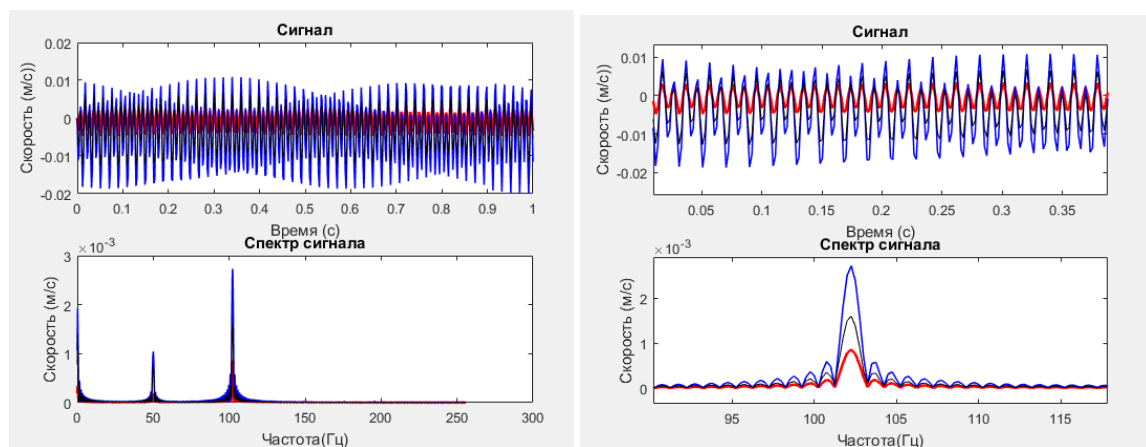


Рисунок 47.10 – Совмещение зависимостей скорости от времени и скорости от частоты (спектр) при угловом смещении (в одну сторону, передние на 0,1 мм, задние – 0,01 мм) и различным типом соединения (синий график – жесткое; черный – упругое (сильфонная муфта); красный – упругое (эластомерная муфта) валов по оси Оу

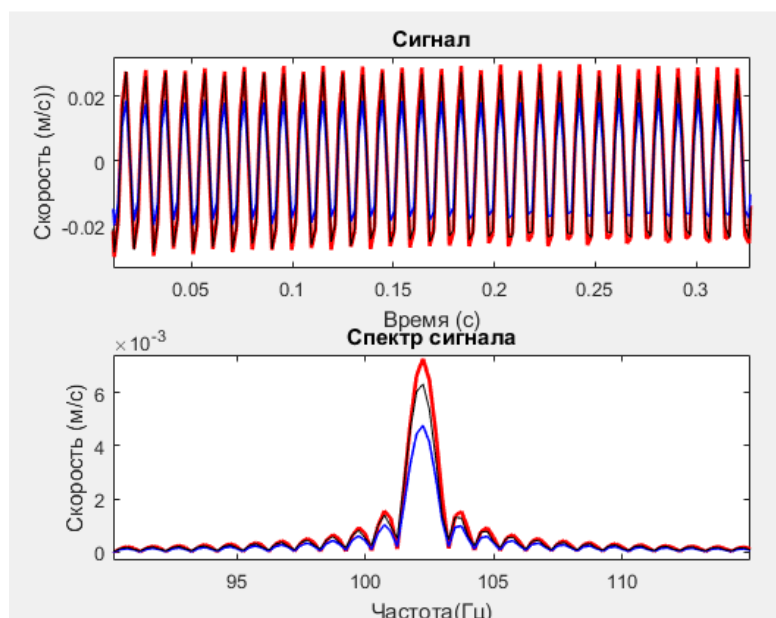


Рисунок 47.11 – Совмещение зависимостей скорости от времени и скорости от частоты (спектр) при угловом смещении (в одну сторону, передние на 0,1 мм, задние – 0,01 мм) и различным типом соединения (синий график – жесткое; черный – упругое (сильфонная муфта); красный – упругое (эластомерная муфта) валов по оси Оу

На основании полученных результатов, можно сделать следующие выводы:

- При сопоставлении зависимостей скорости от времени и частоты выявлено, что при радиальном смещении, смещении передних лап на 0,1 и 0,01 и смещении угловом в разные стороны на 0,1 и 0,01 жестком и упругом соединении, наибольшая амплитуда колебаний при наибольшем значении смещении (вариации представлены на рис. 47.1-47.6);
- Также на основании таблицы представлено совмещение зависимостей при смещении задних и передних лап на 0,1 мм, при котором выявлено, что смещение передних лап создает большие колебания в системе, чем задних (рис.47.7);
- При совмещении зависимостей скорости от времени и частоты при радиальном смещении на 0,1 мм и угловом смещении (в одну сторону – передние на 0,1 мм, задние на 0,01 мм) выявлено, что при угловом смещении значение амплитуды колебаний выше, чем при радиальном, а также выше, чем при смещении передних лап (рис.47.8);
- Совмещение зависимостей скорости от времени и частоты от частоты при угловом смещении в одну сторону и в различные стороны, наибольшая амплитуда колебаний определяется во втором случае, (рис.47.9);
- В предыдущих пунктах было выявлено, что все смещения, кроме углового в различные стороны не являются критическими и показывают наименьшие амплитуды колебаний. Т.е. при радиальном, угловом (задние и передние лапы) и угловом в одну сторону смещениях наибольшая амплитуда колебаний выявлена при жестком соединении валов и превышает значения при упругих соединениях приблизительно в 5-8 раз (например, при угловом смещении передних лап у жесткого соединения амплитуда составляет – 1,3 мм, а при упругом - 0,24 мм). Упругие соединения компенсируют возникающие вибрации за счет своей гибкости в радиальном и осевом направлениях (рис.47.10);

- При критических смещениях в различные стороны возникает обратная ситуация, при упругих соединениях амплитуда колебаний превышает амплитуду при жестком соединении в 1,5-2 раза (жесткое – 4,8 мм и упругое – 7,3 мм). Данная ситуация возникает в связи с тем, что за счет данного вида смещения опор происходит наибольшее перемещение в соединении, а так как у каждой муфты имеются граничные значения смещений, при превышении данных значений муфты перестают компенсировать появляющиеся вибрации и, наоборот, за счет своей гибкости их увеличивают (рис.47.11).

В исследованиях присутствуют два вида упругого соединения, соединение сильфонной и эластомерной муфтой. При небольших смещениях данные виды муфт практически одинаково компенсируют возникающие колебания (сильфонная – 0,24 мм, эластомерная – 0,28 мм), у эластомерной муфты значение амплитуды колебаний выше за счет своих крутильных свойств, во время смещения муфта прокручивается на небольшой угол, тем самым закручивая вал, за счет чего возникают дополнительные колебания. У сильфонной муфты очень большая крутильная жесткость и при некритических смещениях данное свойство благоприятно влияет на картину колебаний в системе. В критическом случае у сильфонной муфты значение амплитуды колебаний составляет 7,3 мм, а у эластомерной – 6,3 мм, в данном случае закручивание эластомерной муфты, наоборот, позволяет скомпенсировать колебания, превышающие допустимые, а сильфонная, за счет большой крутильной жесткости их увеличивает (рис.47.8-47.9).

Следующим пунктом необходимо проверить, влияет ли смещение по вертикальной оси на амплитуду колебаний в горизонтальной плоскости. Для этого проведены ряд испытаний, представленных на графиках.

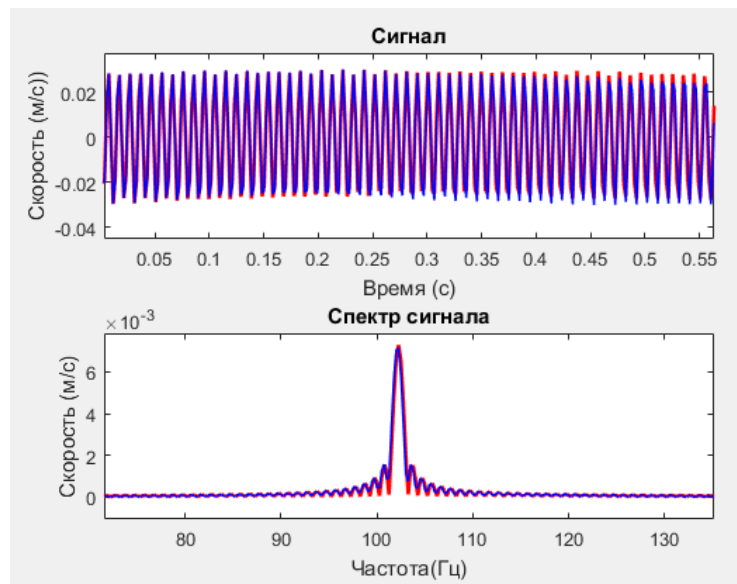


Рисунок 47.12 – Совмещение зависимостей скорости от времени и скорости от частоты (спектр) при угловом смещении (в различные стороны на 0,1 мм) по горизонтальной оси Оу и смещении передних лап по вертикальной оси Oz на 0,1 мм

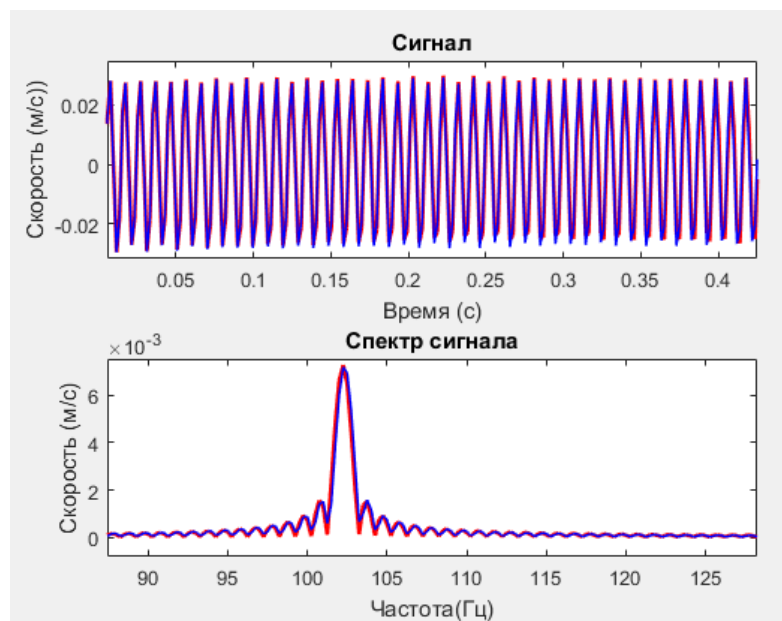


Рисунок 47.13 – Совмещение зависимостей скорости от времени и скорости от частоты (спектр) при угловом смещении (в различные стороны на 0,1 мм) по горизонтальной оси Оу и радиальном смещении опор по оси Oz на 0,1 мм

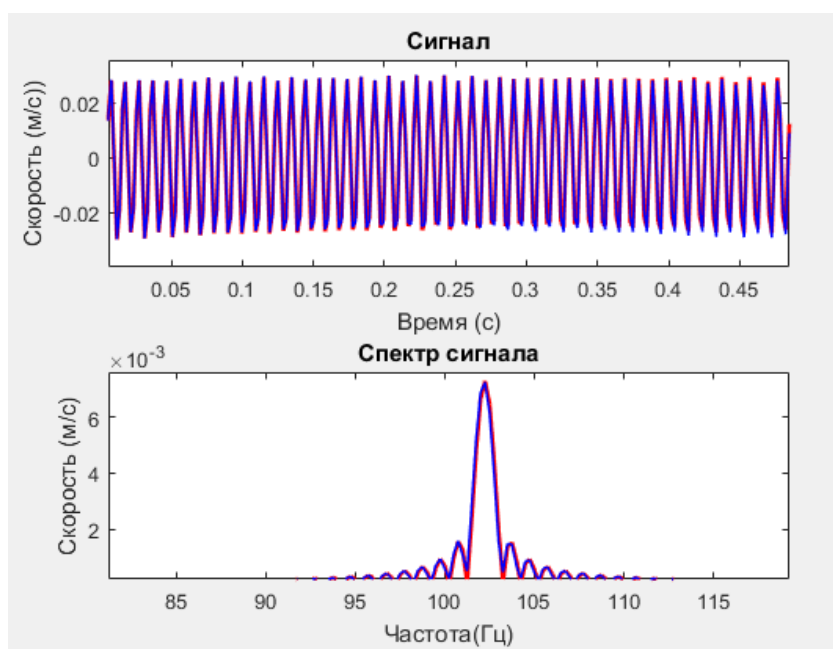


Рисунок 47.14 – Совмещение зависимостей скорости от времени и скорости от частоты (спектр) при угловом смещении (в различные стороны на 0,1 мм) по горизонтальной оси Оу и угловом смещении опор в различные стороны (передние вверх, задние вниз) по оси Oz на 0,1 мм

На основании полученных данных можно сделать вывод, о том, что смещение по вертикальной оси незначительно влияет на амплитуду колебаний по горизонтальной оси, а именно в пределах 3%, поэтому данным влиянием возможно пренебречь во время проведения исследований.

3) Исследования по вертикальной оси Oz. После проведенных исследований по горизонтальной (поперечной) оси были определены критические ситуации в системе, а именно при смещениях опор в различные стороны. Поэтому проведены эксперименты для данного вида смещений при различных соединениях валов. [24]

Первыми проведены эксперименты для упругого соединения валов эластомерной муфты. Графики представлены ниже.

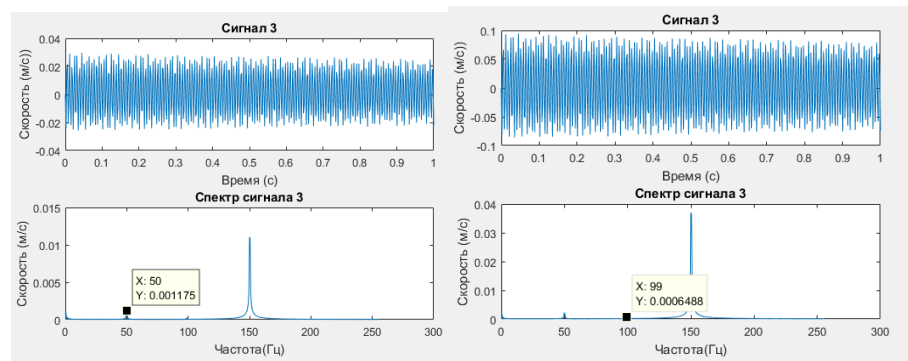


Рисунок 48 – Графическая зависимость виброскорости от времени и виброскорости от частоты колебаний (спектр) при упругом соединении валов эластомерной муфтой (угловое смещение опоры 1 на 0,01(0,1) мм и второй на 0,1(0,01) мм – различное соединение в разные стороны, вертикальная составляющая)

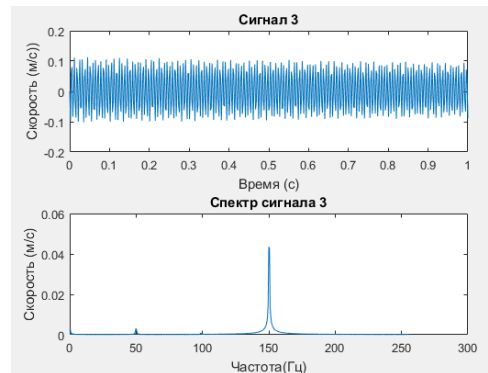


Рисунок 49 – Графическая зависимость виброскорости от времени и виброскорости от частоты колебаний (спектр) при упругом соединении валов эластомерной муфтой (угловое смещение опоры 1 на 0,1мм и второй на 0,1 мм – различное соединение в разные стороны, вертикальная составляющая)

Следующие эксперименты проведены для смещения опор в противоположные стороны при упругом соединении сильфонной муфтой.

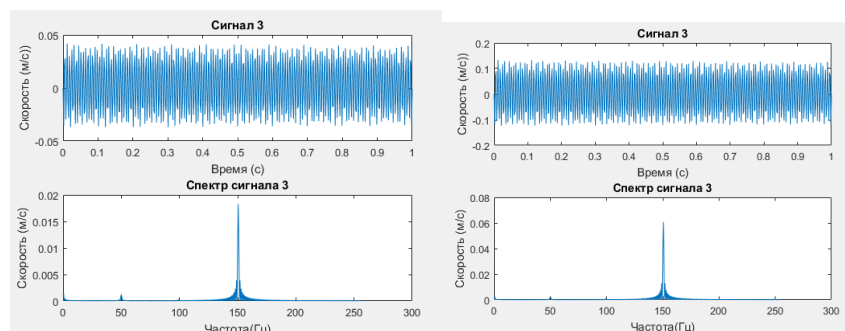


Рисунок 50 – Графическая зависимость виброскорости от времени и виброскорости от частоты колебаний (спектр) при упругом соединении валов сильфонной муфтой (угловое

смещение опоры 1 на 0,01(0,1) мм и второй на 0,1(0,01) мм – различное соединение в разные стороны, вертикальная составляющая)

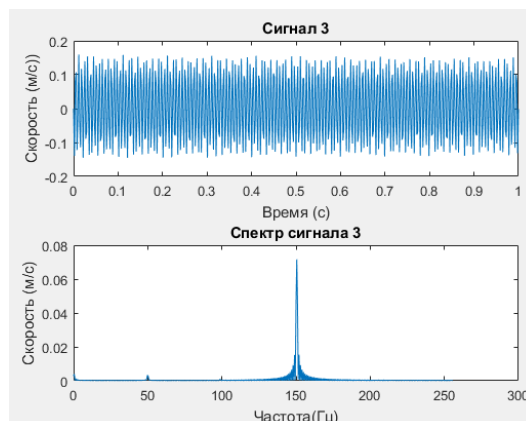


Рисунок 51 – Графическая зависимость виброскорости от времени и виброскорости от частоты колебаний (спектр) при упругом соединении валов сильфонной муфтой (угловое смещение опоры 1 на 0,1мм и второй на 0,1 мм – различное соединение в разные стороны, вертикальная составляющая)

Последние эксперименты проведены при жестком соединении валов

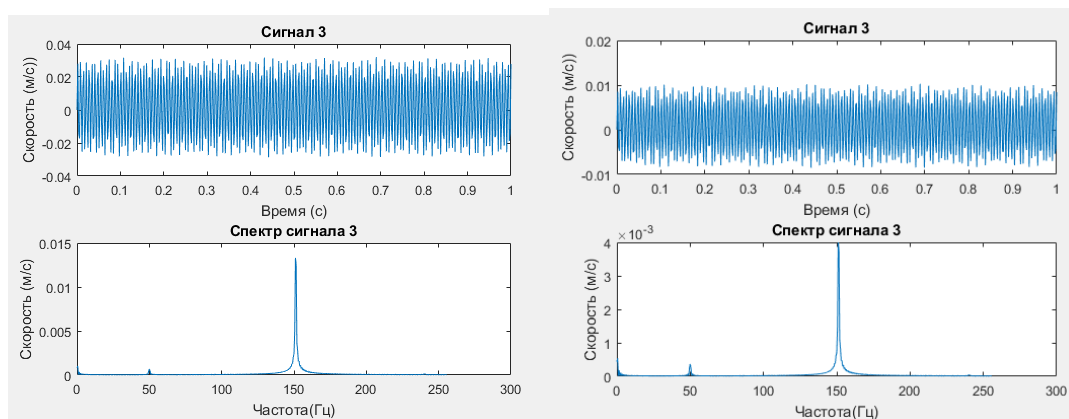


Рисунок 52– Графическая зависимость виброскорости от времени и виброскорости от частоты колебаний (спектр) при жестком соединении ((угловое смещение опоры 1 на 0,01(0,1) мм и второй на 0,1(0,01) мм – различное соединение в разные стороны, вертикальная составляющая)

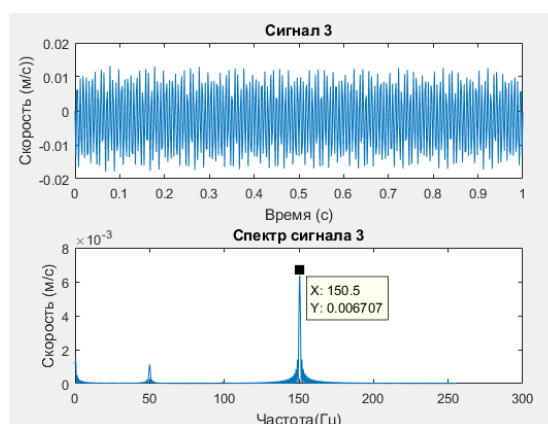


Рисунок 53 – Графическая зависимость виброскорости от времени и виброскорости от частоты колебаний (спектр) при жестком соединении (угловое смещение опоры 1 на 0,1мм и второй на 0,1 мм – различное соединение в разные стороны, вертикальная составляющая)

После проведения экспериментов составлена таблица полученных результатов для анализа. Таблица представлена ниже.

Таблица 7 – Сводная таблица результатов исследований по вертикальной оси

Тип соединения	Угловое (в разные стороны 0,01/0,1 мм)	Угловое (в разные стороны 0,1/0,01 мм)	Угловое (в разные стороны 0,1/0,1 мм)
	Значение амплитуды (10^{-3} м)/значение частоты (Гц)		
Жесткое	0,24/ 50	0,95/50	1,2/50
	0,055/ 99,5	0,13/ 99,5	0,85/ 99,5
	1,52/ 150,5	3,9/ 150,5	4,72/ 150,5
Упругое (сильфонная муфта)	0,39/ 50	1,3/50	2,4/50
	0,16/ 99,5	0,76/ 99,5	0,89/ 99,5
	1,9/ 150,5	6,8/ 150,5	7,25/ 150,5
Упругое (эластомерная муфта)	1,17/ 50	1,35/50	1,44/50
	0,149/ 99,5	0,64/ 99,5	0,87/ 99,5
	2,3/ 150,5	4,7 150,5	6,7/ 150,5

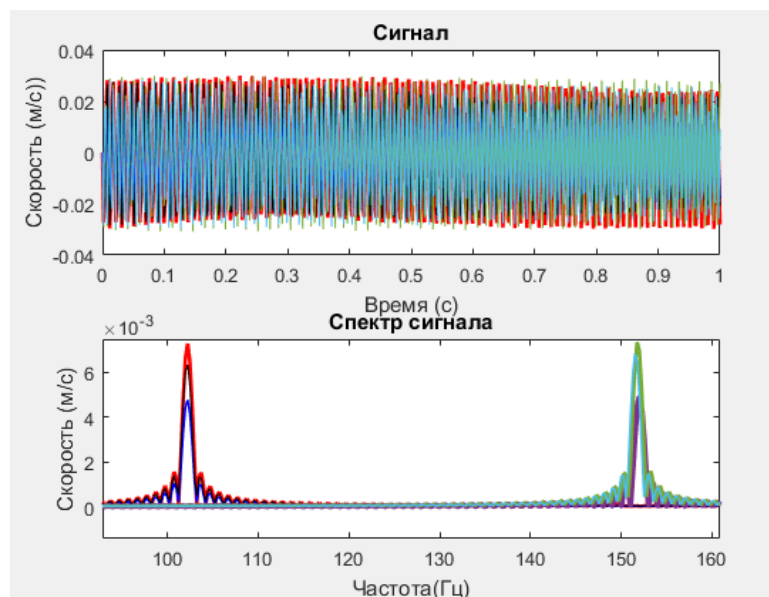


Рисунок 53.1 – Совмещение зависимостей скорости от времени и скорости от частоты (спектр) при угловом смещении (в различные стороны на 0,1 мм) по горизонтальной оси Oy и угловом смещении опор в различные стороны (передние вверх, задние вниз) по оси Oz на 0,1 мм и трех типах соединения валов

После проведения исследований необходимо сделать следующие выводы:

Сигнал виброскорости, полученный во время исследований – синусоидальный, смещен относительно нуля, что также говорит о существовании несоосности в системе.

Полученные значения частоты являются второй и третьей гармоникой оборотной частоты. Наибольшие амплитуды колебаний определены в третьей гармонике, что говорит о наличии несоосности.

Рассмотрены только те смещения, при которых были получены критические (максимальные) значения амплитуды виброскорости. На основании полученных значений, можно сделать вывод о том, что максимальные значения амплитуды колебаний также получены при противоположном смещении опор на 0,1 мм в упругом соединении сильфонной муфты и составляет 7,25 мм (в горизонтальной составляющей – 7,3 мм), что говорит о том, что значения амплитуд колебаний в анализируемых осях изменяются незначительно, в пределах 3 %. (Рис.53.1)

При данных видах смещений, наименьшее значение амплитуды колебаний получено при жестком соединении валов, что также подтверждает исследования в предыдущих пунктах.

В данном разделе проведены исследования колебаний при различных видах смещений и жестком или упругом соединении валов. Максимальные значения амплитуды получены при упругом соединении валов сильфонной муфтой и смещении осей в противоположные стороны на 0,1 мм. Данное значение составляет 7,3 мм/с.

1.7 Разработка конструкции системы несоосности валов

В предыдущем пункте проведены исследования системы несоосности валов при различных смещениях и типах соединений валов. Определено критическое состояние системы, при котором амплитуда колебаний составляет 86 мм. На основании полученных данных следует разработать и рассчитать конструкцию испытательного электромеханического стенда.

1) При анализе компонентов были заданы определенные значения и диапазоны для будущих компонентов. Электродвигатель необходимо выбрать на основании ГОСТ 19523-74 «Маломощные асинхронные электродвигатели серии 4А» с частотой оборотов 3000 и крутящим моментом до 0,37 Н*м.

Согласно ГОСТ ИСО 10816-1-97 («Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на невращающихся частях»), электрические машины до 15 кВт относятся к первому классу и допустимые значения вибраций определяются по границе зоны С, так как данные типы машин предназначены для непостоянных нагрузок, поэтому для данной частоты вращения и типа двигателя, амплитуда виброскорости не должна превышать 7,1 мм/с. Полученные данные после анализа системы входят в рамки данного допуска, поэтому имеется возможность разработать конструкцию для проанализированных значений, в которой будет возможно пронаблюдать влияние несоосности валов на систему без разрушения конструкции. [25]

В настоящее время очень прочно закрепились на рынке электродвигатели фирмы Siemens, наиболее предпочтительным является асинхронный электродвигатель серии 1LA7 мощностью 0,25 кВт и крутящим моментом 0,8 Н*м, так как является наиболее доступным в поставке и цене. Данный двигатель соответствует всем требованиям анализа системы. На рисунке 54 представлена 3 – D модель электродвигателя (технические характеристики в приложении 1).

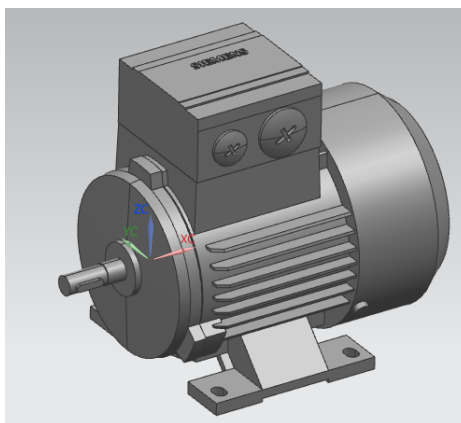


Рисунок 54 – Электродвигатель Siemens 1LA7063-2AA10

2) Электродвигатель 1 соединяется с датчиком момента различными способами: жесткое и эластичное соединение.

- Жесткое соединение осуществляется при помощи фланцевого соединения между ротором датчика момента и валом электродвигателя.

На валу электродвигателя имеется шпонка, поэтому на фланце, закрепленном на нем необходимо вырезать шпоночный паз для установки.

Для закрепления переходного фланца на валу необходимо его прижать с помощью винта.

Диаметр отверстия под вал составляет 11 мм.

Переходный фланец имеет четыре отверстия под болтовое соединение с ротором датчика момента (расчет в следующем пункте).

Конструкция переходного фланца представлена на рисунке 55. Разработаны разные виды фланцев из-за различных соединений.

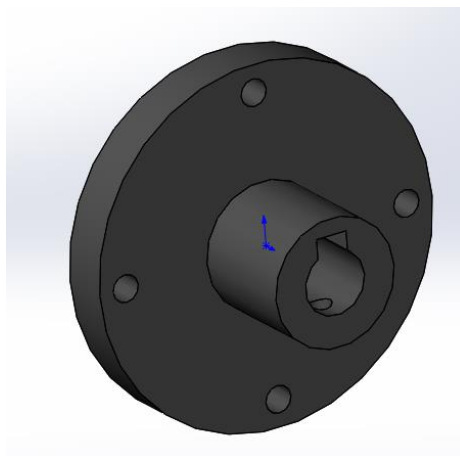


Рисунок 55 – Переходный фланец на двигателе

- Эластичное соединение осуществляется при помощи двух типов муфт: сильфонная и эластомерная.

Данные муфты выбраны немецкой марки R+W с креплениями для обжатия переходных фланцев. Переходные фланцы необходимы, так как для небольших моментов нет муфт с фланцевым соединением (фланцевое соединение необходимо из-за ротора датчика момента).

Так как крутящий момент электродвигателя составляет $0,8 \text{ Н*м}$, то муфты выбраны с запасом в 2 раза, т.е. с максимально допустимым моментом 2 Н*м .

Сильфонная муфта типоразмера МК2-20 и эластомерная муфта типа EKL-5C-12.7, документация в приложении 2. (Рис.56).

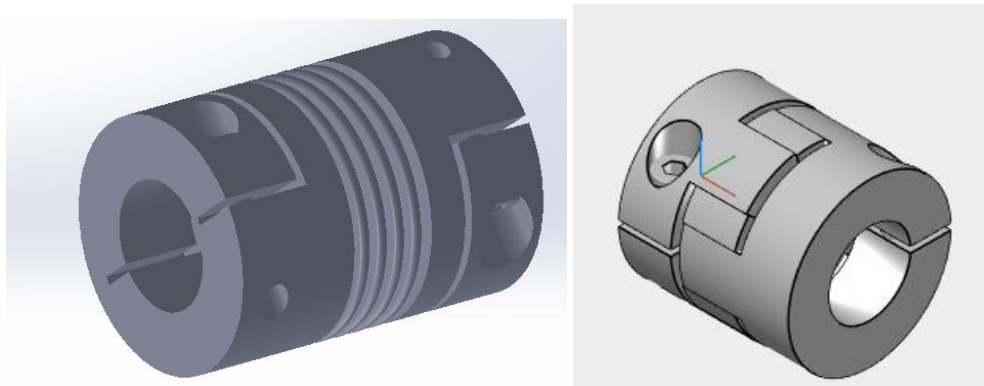


Рисунок 56 – Сильфонная и эластомерная муфты

При соединении сильфонной и эластомерной муфты с датчиком момента также необходим переходный фланец, так как датчик момента имеет собственный вал, который имеет только фланцевое соединение.

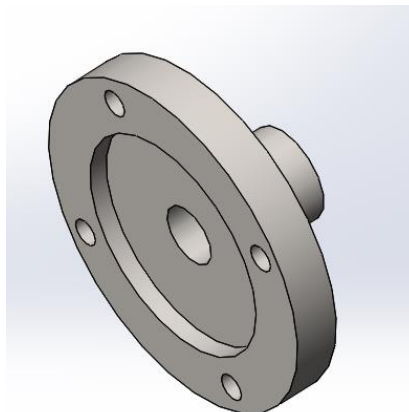


Рисунок 57 – Переходный фланец на муфтах

- Также эластичное соединение осуществляется при помощи компенсационных муфт, которые идут в комплекте совместно с датчиком момента компании «Тилком». Муфты дисковые серии МК предназначены для компенсации осевых, радиальных, угловых смещений, температурных деформаций, возникающих при монтаже и в ходе эксплуатации датчиков крутящего момента. Муфты МК имеют значительную осевую и угловую податливости, при высокой крутильной жесткости.

Тип муфты МК-2Н выбран по максимальному крутящему моменту с запасом (2 Н*м).

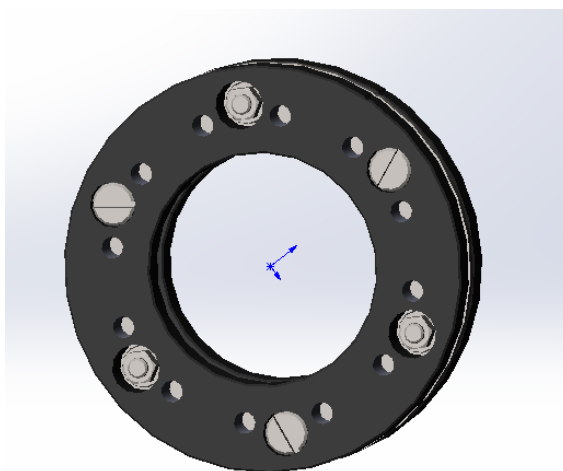


Рисунок 58 – Компенсационная муфта

3) Для определения момента и частоты вращения двигателя (электромеханических показателей) используется датчик крутящего момента. Так как необходимо знать, как влияет расцентровка на показатели двигателей.

Датчик момента выбран фирмы «Тилком» на основании номинального диапазона измерения крутящего момента ($0,1 - 2 \text{ Н*м}$) и максимальной частоты вращения (20000 мин^{-1}).

Статор датчика устанавливается таким образом, чтобы его кольца охватывали катушки ротора с равномерным зазором и минимальным осевым смещением ($1-2 \text{ мм}$).

Ротор датчика соединяется с валами двигателей через различные типы соединений: жесткое и эластичное (описано в предыдущем пункте 2).

Так как на основании документации, представленной в приложении 3, ротор датчика имеет четыре отверстия для крепления с валами двигателей через переходные фланцы и муфты, то необходимо проверить достаточным ли будет данное крепление (болты диаметром 3 мм).

- Определение крутящего момента, передаваемого фланцевым соединением (муфтой)

На основании документации электродвигателя (приложение 1) крутящий момент составляет 0,8 Н*м, а также возможно рассчитать по следующей формуле [18]:

$$T = 9,55 \cdot 10^3 \cdot \frac{P}{n} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{0,25}{3000} = 800 \text{ Н} \cdot \text{мм}.. \quad (53)$$

- Определение окружного усилия по пределу текучести болта.

Текучесть болта δ определяется по ГОСТ 1759.4-87 на основании выбранного материала составляет 420 Н/мм².

Допускаемое напряжение материала болта на срез составляет:

$$\tau = 0,4 \cdot \delta = 0,4 \cdot 420 = 168 \text{ Мпа} \quad (54)$$

Зная диаметр стержня болта, равный 3 мм окружное усилие составляет:

$$F = \frac{d^2 \cdot t \cdot \pi \cdot \tau}{4} = \frac{9 \cdot 1 \cdot 3,14 \cdot 168}{4} = 1186 \text{ Н}. \quad (55)$$

- На основании рассчитанных данных количество болтов определяется:

$$z = \frac{2 \cdot T}{F \cdot D} = \frac{2 \cdot 1186}{800 \cdot 38} = 0,07 \quad (56)$$

Отсюда следует, что количество болтов, равное 4 шт. достаточное для соединения валов двигателей.

Конструкция датчика момента представлена на рисунке 59.

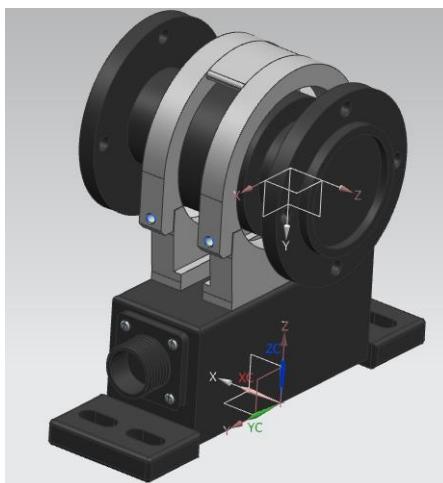


Рисунок 59 – Датчик крутящего момента

4) Датчик крутящего момента необходимо соединить с испытуемым двигателем 5. Применяются также различные типы соединений: жесткое и эластичное, - которые описаны в п.2. Упругое соединение необходимо для компенсации (уменьшения) колебаний при расцентровке валов электродвигателей.

5) Испытуемый электродвигатель 5 представлен компанией Siemens. Тип: асинхронный электродвигатель, серия: 1LA7063-2AA10. Т.е. такой же, как и электродвигатель 1. Выбор одинаковых двигателей обосновывается одинаковыми габаритами для удобства установки и успешной центровки валов электродвигателей. Могут быть использованы различные типы двигателей, приближенных габаритов, но на стадии разработки испытательного стенда необходимо упростить задачу центровки для правильности моделирования.

6) На электродвигатель 5 необходимо установить инкрементальный датчик положения фирмы Autonics E40H12-2500-6-L-5 (Рис.8). Датчик выбран по диаметру вала электродвигателя (11 мм). Датчик преобразует обороты вала в импульсы, отслеживая положение вращающегося вала. Контроллер может анализировать выходной сигнал энкодера и определять положение и количество оборотов машины, что очень важно при работе с центровкой валов двигателя. Датчик поможет отслеживать как изменяется количество оборотов при несоосности валов. Документация представлена в приложении 4.

Датчик закреплен на задней крышке электродвигателя 5 при помощи дополнительной пластины и удлинения вала. Закрепление датчика на электродвигателе представлено на рисунке 60.

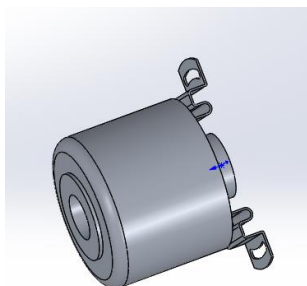


Рисунок 60 – Датчик положения

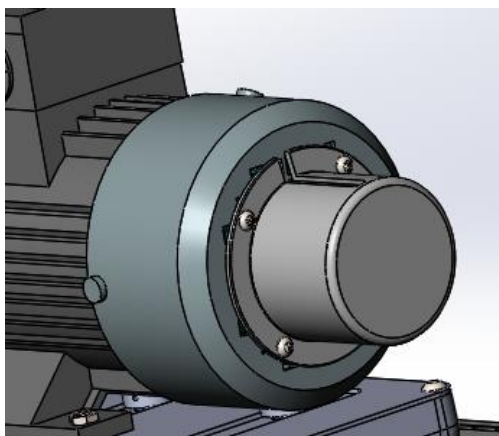


Рисунок 61 – Закрепление датчика положения

7) Электродвигатель 5 должен смещаться по двум осям (O_z) и (O_y). Для смещения по оси O_z выбраны регулируемые опоры фирмы *elesa+ganter* двух типов. Внутреннее отверстие принято диаметром 6,6 мм на основании пазов в электродвигателе 5. Внешний диаметр опоры составляет 20 мм. Так как электродвигатель должен смещаться не более, чем на 5 мм (допустимое смещение муфт конструкции), то минимальная высота опор составляет 24 мм, а максимальная 29 мм. Второй тип опоры выбран со сферической шайбой для точной установки двух непараллельных плоскостей. 3-D модели представлены ниже.

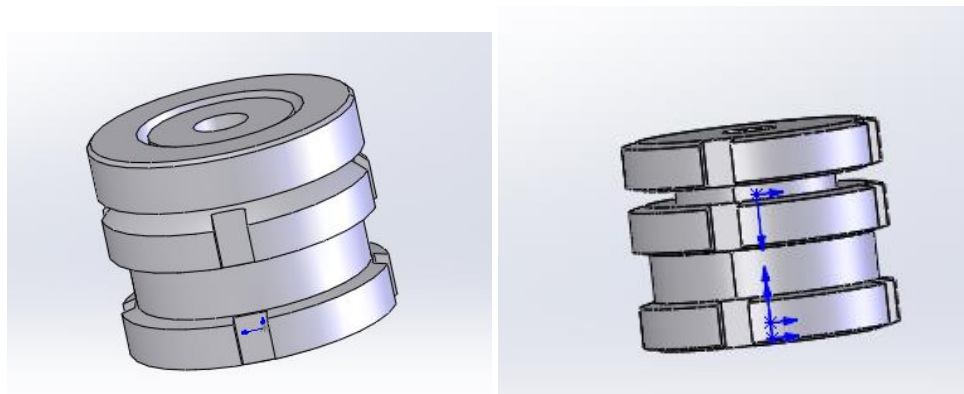


Рисунок 62 – Регулируемые виброопоры двух типов

Регулирование по оси Oy осуществляется при помощи линейной системы фирмы DryLin длиной 200 мм. Для остановки смещения кареток используются боковые стопоры. Система представлена ниже.

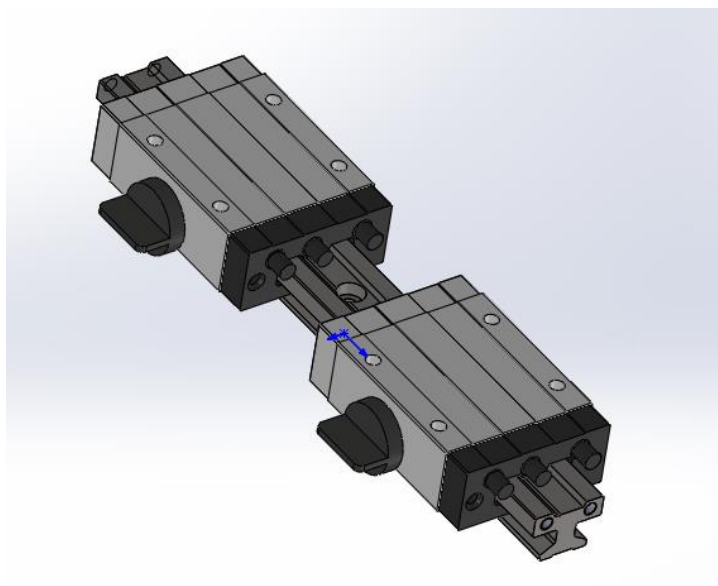


Рисунок 63 – Опора для смещения по горизонтали

Для осуществления смещения по оси с определенным шагом разработана следующая конструкция: к рельсам линейной системы присоединяются подставки, через которые завинчены шпильки, которые и будут осуществлять смещение. Для закрепления шпильки на каретках в переходных пластинах для установки двигателя просверлены отверстия. Для закрепления шпильки используются боковые пластины. Все элементы закреплены на стандартные изделия (винты с внутренним шестигранником). Данная конструкция представлена ниже.

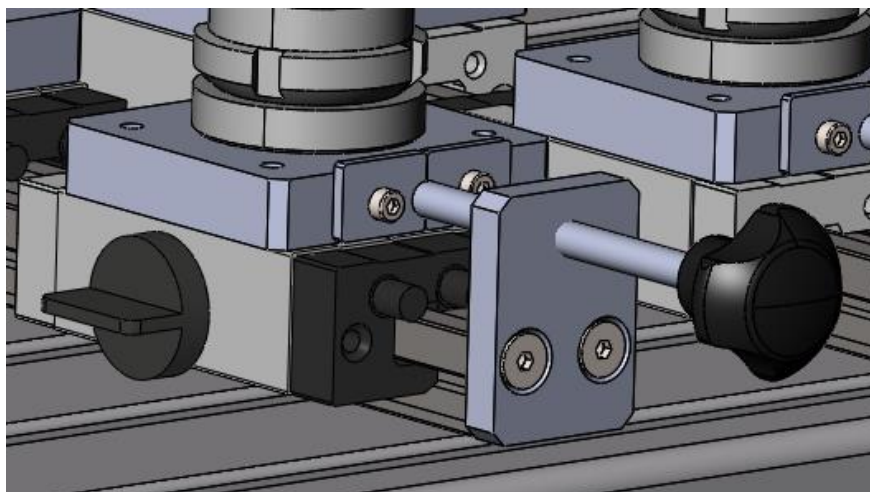


Рисунок 64 – Система смещения по оси Oх

8) Для закрепления испытуемого электродвигателя используется переходная пластина, которая закреплена на каретках линейной системы для перемещения при помощи четырех винтов с внутренним шестигранником и цилиндрической головкой М4х25. Пластина представлена ниже.

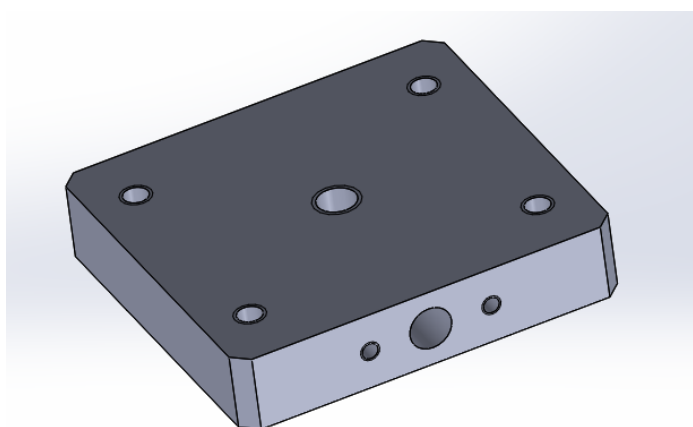


Рисунок 65 – Переходная пластина

Отверстие в центре пластины необходимо для закрепления регулируемых опор при помощи винта с внутренним шестигранником М6х45.

9) Для установки датчика момента используется профиль фирмы item размером 60х30х140.



Рисунок 66 – Профиль

10) Для закрепления датчика момента разработана переходная пластина, в которой имеются отверстия для закрепления датчика момента при помощи винтов с внутренним шестигранником и полукруглой головкой М4х12. Также имеются два отверстия для закрепления пластины с профилем и основание при помощи винтов с внутренним шестигранником М6х75. Пластина представлена ниже.

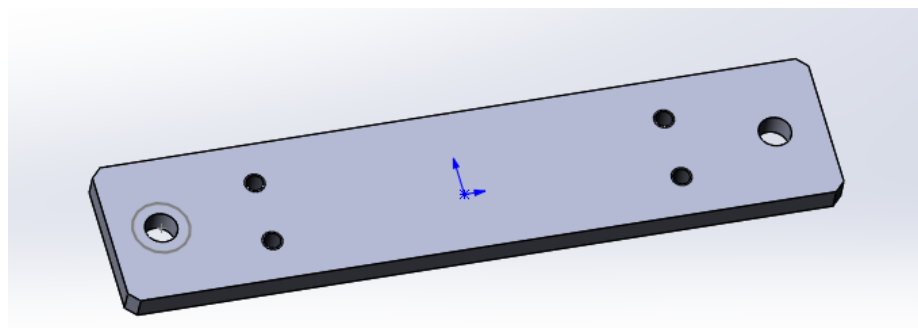


Рисунок 67 – Переходная пластина

11) Для установки нагрузочного двигателя также используется профиль фирмы item 160x40x140.

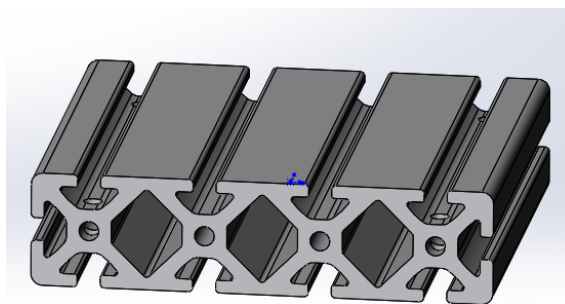


Рисунок 68 – Профиль

12) Для закрепления нагрузочного двигателя разработана переходная пластина, в которой имеются отверстия для закрепления двигателя при помощи винтов с внутренним шестигранником и М6х25. Также имеются два отверстия для закрепления пластины с профилем и основанием при помощи винтов с внутренним шестигранником М6х65. Пластина представлена ниже.

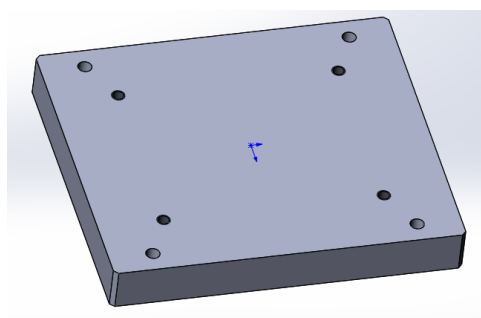


Рисунок 69 – Переходная пластина

13) Система управления представлена в виде силового шкафа с встроенным частотным преобразователем. Так как электродвигатели фирмы Siemens, то было принято решение установить преобразователь частоты этой же фирмы для удобства программирования. На основании значений мощности и крутящего момента выбран частотный преобразователь Силовой шкаф подобран на основании встроенных частотных преобразователей фирмы Schneider Electric, серия NSYS3D4315P. Габаритные размеры шкафа составляют Габаритные размеры шкафа составляют 300х400х150. Конструкция шкафа представлена на рисунке 19.

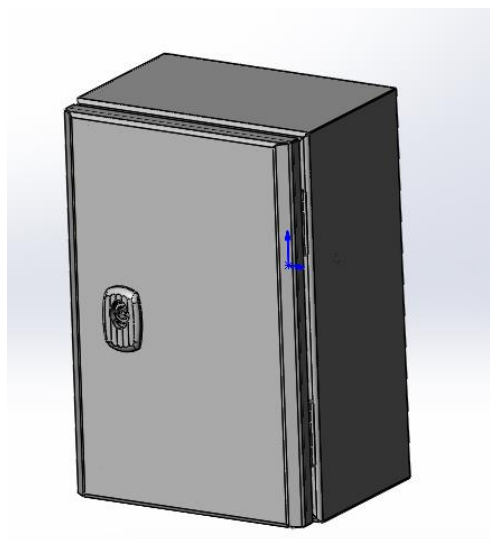


Рисунок 70 – Силовой шкаф

14) Пульты управления электродвигателям необходимо расположить на задней панели силового шкафа. В Зависимости от марки выбранного частотного преобразователя существует два решения расположения пультов.

1. При расположении пультов непосредственно на ПЧ (преобразователь частоты) необходимо вырезать окно в задней стенке шкафа.
2. При использовании ПЧ с выносной панелью управления необходима переходная пластина для закрепления панели непосредственно на стенку шкафа.

15) Комплектующие из предыдущих пунктов необходимо расположить на основании из алюминиевого профиля item типоразмера 240x28x1200. Конструкция платформы обеспечит удобную установку различных узлов испытательного стенда. Пазы профиля обеспечивают смену компонентов без особых усилий. На рисунке 20 представлена конструкция платформы.

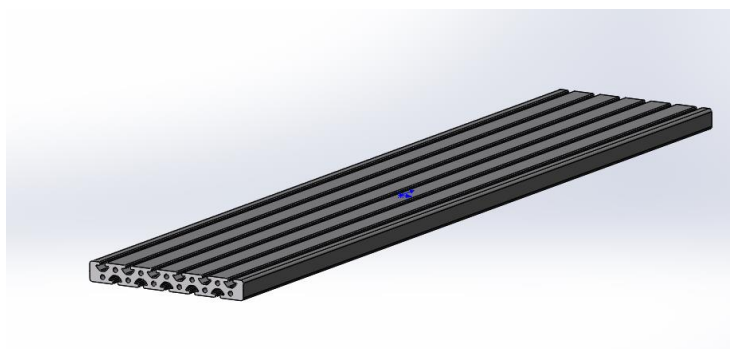


Рисунок 71 – Платформа стенда

16) Для крепления узлов используются сухари фирмы item, типоразмера St8 на M4, M6 и M8.

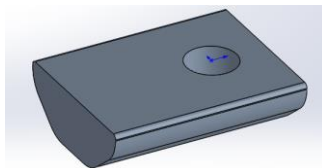


Рисунок 72 – Вкладыши для крепления опор

17) Платформа устанавливается на 4 виброопоры фирмы item D40 M8x60. Грузоподъемность одной опоры составляет не более 400 кг, четыре опоры выдерживают 1600 кг при общей массе испытательного стенда не более 20 кг, что является достаточным. Конструкция опоры представлена на рисунке 20. Также к данным опорам выбраны резиновые накладки для уменьшения передачи вибрации.

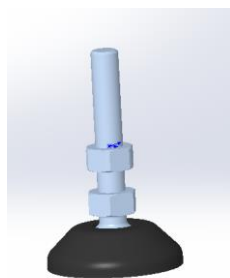


Рисунок 73 – Виброопоры стенда

18) Для удобства переноса испытательного стенда необходимо прикрепить ручки фирмы item Pi 120 M6.

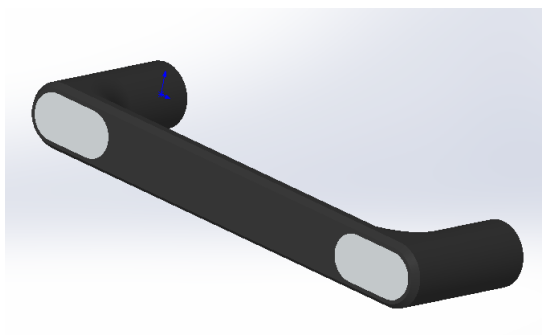


Рисунок 74 – Ручка

На основании разработанных деталей получены различные конфигурации сборочного узла конструкции испытательного стенда несоосности валов двигателей: при жестком и эластичном соединениях. Ниже представлена сборочная 3-D модель испытательного стенда, созданная в SolidWorks. (Рис. 75-77).

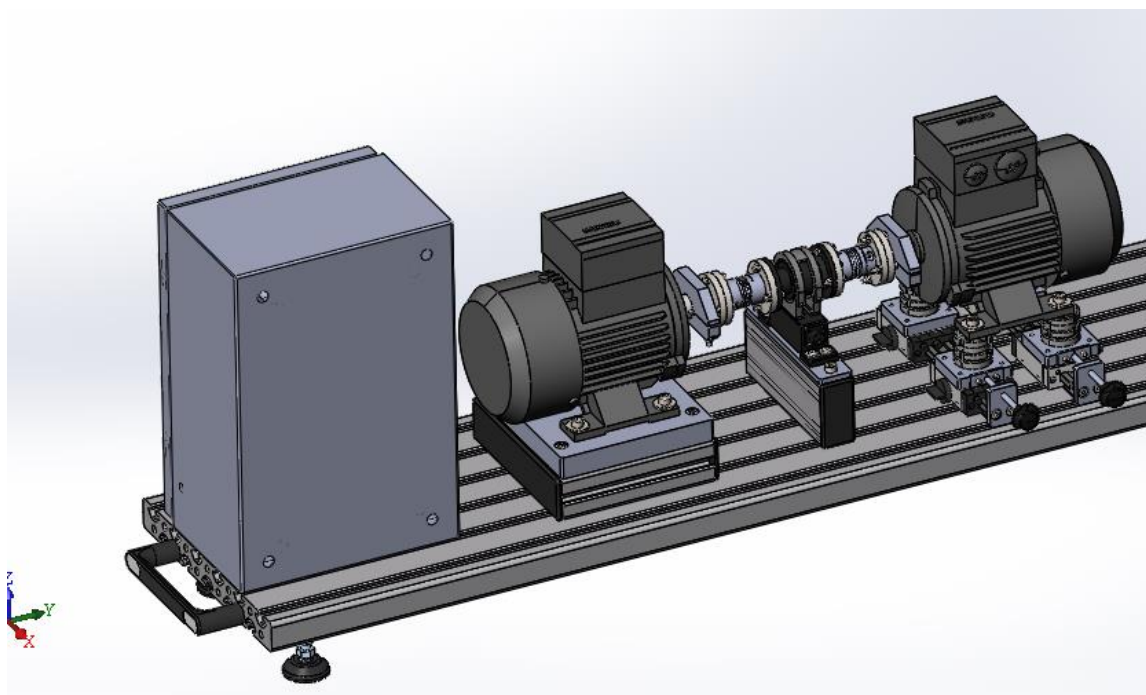


Рисунок 75 – Общая картина стенда

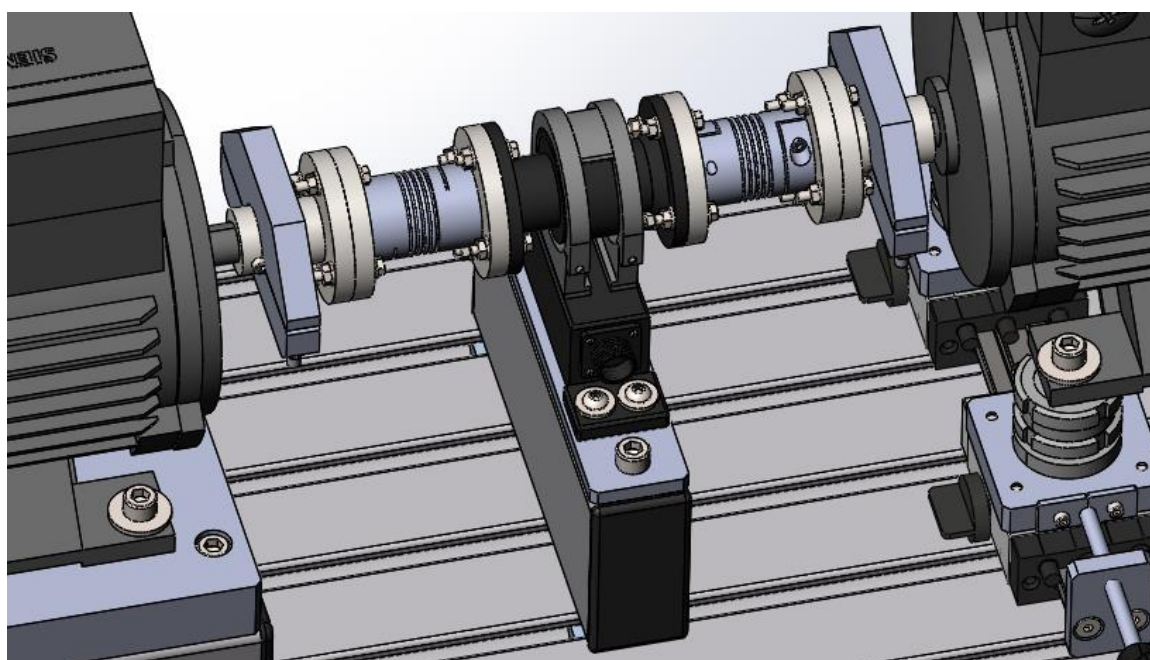


Рисунок 76 – Соединение валов при помощи сильфонной муфты

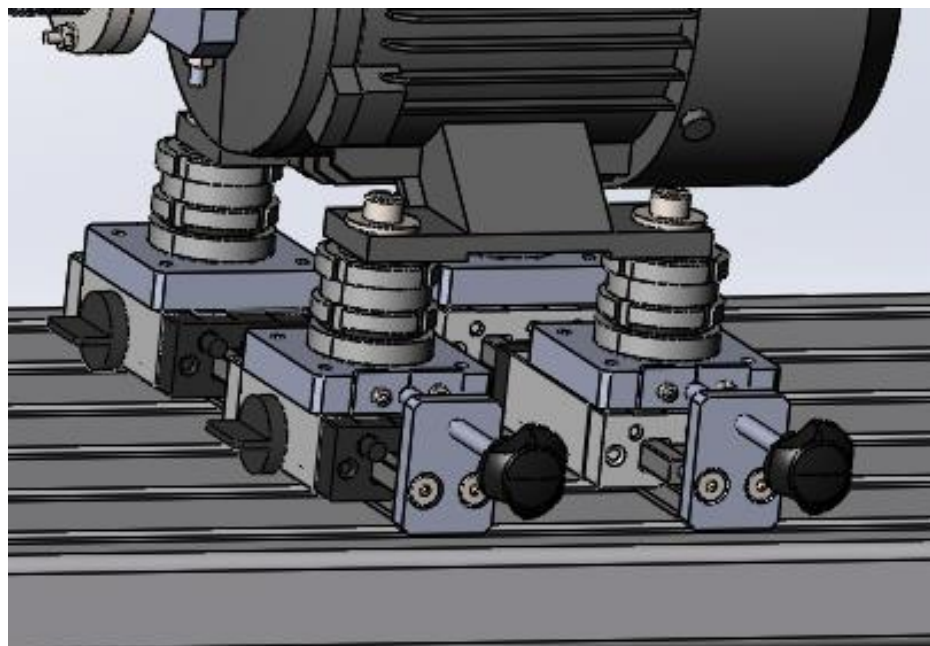


Рисунок 75 – Система для смещения опор по вертикали и горизонтали

2. Раздел «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»

ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА «ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ, РЕСУРСОЭФФЕКТИВНОСТЬ И РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ»

Студенту:

Группа	ФИО
8NM71	Янчук Ольга Сергеевна

Инженерная школа	новых производственных технологий	Отделение	материаловедения
Уровень образования	магистр	Направление/специальность	Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств

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

1. Стоимость ресурсов научного исследования (НИ): материально-технических, энергетических, финансовых, информационных и человеческих	В данном проекте следует просчитать стоимость всех ресурсов научного исследования. Общий бюджет затрат не должен превышать 300000 рублей (с учетом материальных, энергетических, накладных затрат и т.д.). Человеческие ресурсы – 2 человека (руководитель и студент-дипломник).
2. Нормы и нормативы расходования ресурсов	Рассчитать временные рамки для проведения исследования. Составить диаграмму Ганта.
3. Используемая система налогообложения, ставки налогов, отчислений, дисконтирования и кредитования	Провести расчет затрат во внебюджетные фонды (страховые отчисления в соответствии с законодательством РФ).

Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:

1. Оценка коммерческого потенциала, перспективности и альтернатив проведения НИ с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения	Составить сравнительную оценку характеристик вариантов исполнения НИ.
2. Планирование и формирование бюджета научных исследований	Необходимо составить календарный план НИ. Рассчитать затраты НИ.
3. Определение ресурсной (ресурсосберегающей), финансовой, бюджетной, социальной и экономической эффективности исследования	Определить показатели ресурсоэффективности разработки.

Перечень графического материала:

1. Оценка конкурентоспособности технических решений
2. Матрица SWOT
3. Альтернативы проведения НИ
4. График проведения и бюджет НИ
5. Оценка ресурсной, финансовой и экономической эффективности НИ

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

Задание выдал консультант:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент отделения социально- гуманитарных наук	Подопригора Игнат Валерьевич	Кандидат экономических наук		

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
8НМ71	Янчук Ольга Сергеевна		

2.1 Оценка коммерческого и инновационного потенциала инженерных решений

2.1.1 Потенциальные потребители результатов исследований

Потенциальными потребителями результатов исследования является большая область машиностроительной промышленности. Появляется возможность проведения испытаний на разработанном оборудовании и обучение специалистов без ущерба для реальных машин на производстве. Для данных предприятий разработана система несоосности валов электродвигателей электромеханического испытательного стенда.

В таблице приведены основные сегменты рынка по разработке испытательных стендов по следующим критериям: размер компании-заказчика и направление деятельности. Анализ рынка проводился на основе следующих компаний: ООО «Baltech» (средняя компания), ООО «ГлобалТест» (крупная компания), ООО «Мехатроника-ПРО» (мелкая компания).

Таблица 8 – Карта сегментирования рынка

		Направление деятельности			
		Разработка конструкции стенда	Совмещение испытаний по центровке и балансировке	Разработка ПО для проведения исследований на стенде	Автоматизация процессов стенда
Размер компании	Крупные	+	+	+	+
	Средние	+	-	-	+
	Мелкие	+	-	+	+

Согласно карте сегментирования рынка, выберем следующие сегменты: создание конструкции стенда и совмещение испытаний по центровке и балансировке.

2.1.2 Анализ конкурентных технических решений

Анализ проводится при помощи оценочной карты для сравнения конкурентных решений. В качестве конкурентов выбраны ООО «Baltech» и ООО «ГлобалТест».

Таблица 9 – Оценочная карта

Критерии оценки	Вес	Баллы			Конкурентоспособность		
		Разрабатываемая система	Конкурентная система 1	Конкурентная система 2	Разрабатываемая система	Конкурентная система 1	Конкурентная система 2
Технические критерии оценки ресурсоэффективности							
Повышение производительности труда пользователя	0,08	5	4	5	0,4	0,32	0,4
Удобство в эксплуатации	0,05	5	3	5	0,25	0,15	0,25
Надежность	0,05	5	5	5	0,25	0,25	0,25
Энергоэкономичность	0,04	4	5	4	0,16	0,2	0,16
Безопасность	0,05	4	5	4	0,2	0,25	0,2
Простота эксплуатации	0,05	3	4	3	0,15	0,2	0,15
Функциональная возможность	0,2	5	2	5	1	0,4	1
Уровень шума	0,04	3	5	3	0,12	0,2	0,12
Возможность подключения ПО	0,04	5	3	5	0,2	0,12	0,2
Экономические критерии оценки ресурсоэффективности							
Конкурентоспособность	0,05	5	3	5	0,25	0,15	0,25
Наличие сертификации разработки	0,05	5	5	5	0,25	0,25	0,25
Цена	0,1	4	5	3	0,4	0,5	0,3
Предполагаемый срок эксплуатации	0,1	5	5	5	0,5	0,5	0,5

Продолжение таблицы 9

Условия проникновения на рынок	0,04	5	3	3	0,2	0,12	0,12
Финансирование научной разработки	0,06	5	5	5	0,3	0,3	0,3
Итого	1	63	62	60	4,63	3,91	4,45

По полученным результатам можно сделать вывод, что разрабатываемая система несоосности валов электромеханического испытательного стенда является по конкурентоспособности и оценкам самой эффективной. Но главным фактором в разрабатываемой системой является ее функциональность, цена и конкурентоспособность. Уязвимость конкурентов заключается в функциональности и цене.

2.1.4 SWOT – анализ

SWOT-анализ – это метод стратегического планирования. Такой метод выявляет факторы внутренней и внешней среды организации.

Первый этап: описание сильных и слабых сторон разрабатываемой САР.

Сильные стороны: универсальность стенда (совмещает два типа исследования: центровка и балансировка); многофункциональность (различные типы соединений и виды электродвигателей); наличие финансирования университета; квалифицированный персонал.

Слабые стороны: отсутствие квалифицированных кадров для обучения у потребителей; большой срок поставок и комплектующих, необходимых для проведения исследования.

Угрозы: отсутствие спроса на новые технологии, развитая конкуренция, нестабильная экономическая ситуация в стране.

Возможности: увеличение спроса, расширение функциональности стенда, повышение стоимости конкурентных разработок, повышение уровня импортозамещения.

Второй этап: выявление соответствия сильных и слабых сторон научно-исследовательского проекта внешним условиям окружающей среды.

Составление интерактивных матриц проекта.

Таблица 10 – Интерактивная матрица для сильных сторон и возможностей

Сильные стороны					
Возможности		C1	C2	C3	C4
	B1	+	+	0	+
	B2	+	+	+	-
	B3	0	0	+	-
	B4	0	+	0	+

Таблица 11 – Интерактивная матрица для слабых сторон и возможностей

Слабые стороны			
Возможности		Сл1	Сл2
	B1	-	-
	B2	-	-
	B3	0	+
	B4	0	+

Таблица 12 – Интерактивная матрица для сильных сторон и угроз

Сильные стороны					
Угрозы		C1	C2	C3	C4
	У1	-	-	0	+
	У2	+	+	+	-
	У3	-	+	+	-

Таблица 13 – Интерактивная матрица для слабых сторон и угроз

Слабые стороны			
Угрозы		Сл1	Сл2
	У1	-	+

Продолжение таблицы 13

	У2	+	+
	У3	-	+

Составление итоговой матрицы SWOT.

Таблица 14 – SWOT - анализ

	Сильные стороны: С1. Универсальность стенда С2. Многофункциональность С3. Наличие финансирования университета С4. Квалифицированный персонал.	Слабые стороны: Сл1. Отсутствие квалифицированных кадров. Сл2. Большой срок поставок
Возможности: В1. Увеличение спроса. В2. Расширение функциональности стенда В3. Повышение стоимости конкурентных разработок. В4. Повышение уровня импортозамещения.	Увеличение спроса и расширение функционала может добавить дополнительные элементы в разработку, что позволит увеличить его значимость среди конкурентных разработок и повысить уровень продаж на внутреннем рынке.	При повышении импортозамещения возможно уменьшить срок поставок необходимых компонентов, а за счет увеличения спроса обучить новые кадры.

Продолжение таблицы 14

Угрозы: У1.Отсутствие спроса на новые технологии. У2.Развитая конкуренция У3.Нестабильная экономическая ситуация в стране	Отсутствие спроса и развитая конкуренция может уменьшить многофункциональность стенда.	Нестабильная экономическая ситуация в стране может увеличить срок поставок необходимых компонентов.
--	--	---

2.2 Планирование потребности в человеческих ресурсах

Необходимо привести характеристику работающего персонала.

Таблица 15 – Перечень должностных обязанностей и их характеристики

Должность	Кол-во работников	Образование	Стаж работы	Функциональные обязанности	Возраст
Научный руководитель	1	Высшее	5	Составление ТЗ, ведение студента во время разработки проекта и проведения исследований	43
Студент-дипломник	1	Высшее	4	Выполнение пунктов ТЗ, разработка проекта, проведение исследований, составление пояснительной записки	23

2.3 Определение возможных альтернатив проведения научных исследований

В предыдущем разделе были описаны методы, которые позволяют выявить и предложить возможные альтернативы проведения исследования и доработки результатов.

В первом исполнении (основном) в разработке используется управление системой при помощи преобразователя частоты и выносной панелью.

Во втором исполнении, возможно, заменить выносную панель на механический пульт управления.

В третьем исполнении, возможно, убрать пульта управления и управлять через персональный компьютер.

2.4 Структура работ в рамках научного исследования

Трудоемкость выпускной квалификационной работы определяется опытным путем в человеко-днях и имеет вероятностный характер, так как зависит от трудно учитываемых факторов.

Для реализации проекта необходимы – студент-дипломник(СД) и руководитель(Р). Рассмотрим этапы выполнения ВКР.

Таблица 16 - Этапы выполнения ВКР

Основные этапы	№ раб.	Содержание работы	Исполнитель	Загрузка
Разработка технического задания на НИР	1	Составление и утверждение ТЗ	Р	100%
Выбор направления исследования	2	Обзор существующих решений и изучение литературы	Р, СД	20%/80%

Продолжение таблицы 16

	3	Разработка и утверждение ТЗ	Р, СД	90%/10%
	4	Календарное планирование работ	СД	100%
Теоретические и экспериментальные исследования	5	Получение математической модели системы	Р, СД	20%/80%
	6	Моделирование системы несоосности	СД	100%
	7	Проведение исследований на основании математической модели в системе Matlab	СД	100%
	8	Выбор и расчет компонентов	Р, СД	50%/50%
	9	Создание 3-D модели	СД	100%
	10	Сбор электромеханического стенда	Р, СД	80%/20%
	11	Проведение исследований на натурной модели	СД	100%
	12	Сопоставление результатов исследования	Р, СД	20%/80%

Продолжение таблицы 16

Оформление отчета НИР	13	Написание пояснительной записки	СД	100%
--------------------------	----	---------------------------------------	----	------

2.5 Определение трудоемкости выполнения работ

Трудовые затраты в большинстве случаях образуют основную часть стоимости разработки, поэтому важным моментом является определение трудоемкости работ каждого из участников научного исследования.

Для определения, ожидаемого (среднего) значения трудоемкости используется следующая формула:

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

(57)

где $t_{ожі}$ – это ожидаемая трудоемкость выполнения i -ой недели в чел.-днях,

$t_{\min i}$ – минимально возможная трудоемкость i -ой недели,

$t_{\max i}$ – максимально возможная трудоемкость i -ой недели.

По ожидаемой трудоемкости необходимо определить продолжительность каждой работы в рабочих днях T_p .

$$T_{pi} = \frac{t_{ожі}}{Ч_i}, \quad (58)$$

где $Ч_i$ – численность исполнителей.

2.6 Разработка графика проведения научного исследования

В данном пункте необходимо построить диаграмму Ганта – горизонтально-ленточный график, на котором работы представляются протяженными во времени отрезками, характеризующимися датами начала и окончания выполнения приведенных работ.

Продолжительность выполнения работ:

$$T_{ki} = T_{pi} \cdot k_{кал}, \quad (59)$$

T_{pi} – продолжительность выполнения работ,

$k_{кал}$ – коэффициент календарности.

Коэффициент календарности:

$$k_{кал} = \frac{T_{кал}}{T_{кал} - T_{вых} - T_{пр}} = \frac{365}{365 - 138} = 1,61, \quad (60)$$

$T_{кал}$ – количество календарных дней в году,

$T_{вых}$ – количество выходных дней в году,

$T_{пр}$ – количество праздничных дней в году.

Все расчеты сведены в таблицу 17.

Таблица 17 – Временные показатели проведенных работ

№ раб.	Трудоемкость работ			Исполнители	T_{pi} , раб.дней	T_{ki} , кал.дней
	t_{min} , чел- дни	t_{max} , чел- дни	$t_{ож}$, чел- дни			
1	2	5	3,2	Р	3,2	6
2	7	15	10,2	Р, СД	5,1	9
3	3	6	4,2	Р, СД	2,1	4
4	1	2	1,4	СД	1,4	2
5	15	25	19	Р, СД	9,5	16
6	4	8	5,6	СД	5,6	9
7	5	10	7	СД	7	12
8	20	25	22	Р, СД	11	18
9	12	16	13,6	СД	13,6	22
10	10	14	11,6	Р, СД	5,8	10
11	5	10	7	СД	7	12
12	2	4	2,8	Р, СД	1,4	2
13	4	8	5,6	СД	5,6	9
Итого:						131

На основании таблицы 17 построим диаграмму Ганта.

Таблица 18 – Диаграмма Ганта

№ раб,	Вид работ	Исполнители	Т _к , кал, дней	Продолжительность выполнения работ											
				февраль		март			апрель			май			июнь
				2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1
1	Составление и утверждение ТЗ	Р	6												
2	Обзор существующих решений и изучение литературы	Р, СД	9												
3	Разработка и утверждение ТЗ	Р, СД	4												
4	Календарное планирование работ	СД	2												
5	Получение математической модели системы	Р, СД	16												
6	Моделирование системы несоосности	СД	9												
7	Проведение исследований на основании математической модели в системе Matlab	СД	12												

8	Выбор и расчет компонентов	Р, СД	18												
9	Создание 3-D модели	СД	22												

Продолжение таблицы 18

10	Сбор электромеханического стенда	Р, СД	10												
11	Проведение исследований на натурной модели	СД	12												
12	Сопоставление результатов исследования	Р, СД	2												
13	Написание пояснительной записки	СД	9												



- руководитель



- студент – дипломник

2.7 Бюджет НТИ

2.7.1 Расчет материальных затрат НТИ

Расчет материальных затрат осуществляется по следующей формуле:

$$Z_m = (1 + k_T) \cdot \sum_{i=1}^m C_i \cdot N_{расх}, \quad (61)$$

m – количество видов материальных ресурсов, потребляемых при выполнении проекта;

$N_{расх}$ – количество материальных ресурсов одного вида, планируемых к использованию в проекте (шт, кг);

C_i – цена приобретения единицы вида потребляемых ресурсов;

k_T – коэффициент, учитывающий транспортно-заготовительные расходы, примем равным 20%.

Расчеты представлены в таблице 19.

Таблица 19 – Материальные затраты

Наименование	Единица измерения	Количество	Цена за ед. руб.	Затраты на материалы, руб.
Электродвигатель Siemens 1LE1002-0BA32-2AA4-Z D22+D47	шт.	2	8910	17820
Преобразователь частоты Micromaster 420	шт.	2	10480	20960
Базовая панель оператора (BOP) MICROMASTER 4	шт.	2	2360	4720
Металлический шкаф Shneider Electric из нержавеющей стали 300x200x150	шт.	1	6200	6200
Шарнирная опора D40	м	4	392	1568
Ручка PI 120 M6 PA grey		2	220	440

Профиль 8 240х28		1,2	5000	6000
Профиль 8 160х40		0,14	5000	700

Продолжение таблицы 19

Закладные гайки T-Slot		18	30	540
Прибор для выверки несоосности валов TKSA 11 SKF		1	115334	115334
Сильфонная муфта серии BKL		2	1697	3394
Эластомерная муфта серии EKL		2	1395	2790
Набор опор (2 шт. в наборе) для выравнивания elesa+ganter		4	595	2380
Ручка полимерная VTT.25-Б-М5		2	150	300
Датчик крутящего момента M40-2		1	80000	80000
Линейные направляющие		2	3650	7300

TK-01-15-2-НКА - DryLin®				
Компенсационная муфта МК-2Н		2	560	1120
ИТОГО:				272266

2.7.2 Расчет затрат на специальное оборудование для научных (экспериментальных) работ

В данном пункте необходимо учесть затраты на специальное оборудование, необходимое для проведения научных исследований.

Все оборудование, имеющееся в организации приведено в таблице 20.

Таблица 20 – Расчет бюджета затрат на приобретение спецоборудования для научных работ.

Наименование	Количество	Цена единицы оборудования	Стоимость
Анализатор вибрации АГАТ- М	1	327600	327600
Миниатюрный трехканальный датчик вибрации	1	68000	68000
Персональный компьютер	1	30000	30000
Итого:			425600

2.7.3 Основная заработная плата исполнителей темы

Основная заработная плата руководителя рассчитывается на основании отраслевой оплаты труда (оклад, стимулирующие выплаты, районный коэффициент).

Для студента-дипломника основную заработную плату составляет государственная стипендия, а также повышенная академическая стипендия с учетом районного коэффициента.

Для расчета основной заработной платы необходимо привести действительный годовой фонд рабочего времени руководителя и студента.

Таблица 21 – Баланс времени

Показатели рабочего времени	Руководитель	Студент-дипломник
Календарное число дней	365	365
Количество нерабочих дней (выходные дни и праздничные дни)	52 и 14	104 и 14
Потери рабочего времени (отпуск, больничные)	48	24
Действительный годовой фонд рабочего времени	251	223

Таблица 22 – Расчет основной заработной платы

Исполнитель	Тарифная заработная плата	Районный коэффициент	Месячный должностной оклад работника	Среднедневная заработная плата	Продолжительность работ	Заработная плата основная
Руководитель	26300	1,3	34190	1221	65	79365
Студент	1760	1,3	2288	81,7	131	10702,7

Итого:	90067,7
--------	---------

2.7.4 Дополнительная заработная плата

Затраты по дополнительной заработной плате исполнителей темы учитывают величину предусмотренных Трудовым кодексом РФ доплат за отклонение от нормальных условий труда, а также выплат, связанных с обеспечением гарантий и компенсаций (при исполнении государственных и общественных обязанностей, при совмещении работы с обучением, при предоставлении ежегодного оплачиваемого отпуска и т.д.).

Расчет дополнительной заработной платы ведется по следующей формуле:

$$З_{доп} = k_{доп} \cdot З_{осн} = 0,15 \cdot 79365 = 11904,75, \quad (62)$$

где $k_{доп}$ – коэффициент дополнительной заработной платы на стадии проектирования принятый 0,15.

2.7.5 Отчисления во внебюджетные фонды (страховые отчисления)

В данной статье расходов отражаются обязательные отчисления по установленным законодательством Российской Федерации нормам органам государственного социального 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:

$$З_{внеб} = k_{внеб} \cdot (З_{осн} + З_{доп}), \quad (63)$$

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

На 2017 г. в соответствии с положением ст.58.2 закона №212-ФЗ установлены следующие тарифы страховых взносов: ПФР - 0.22 (22%), ФСС РФ – 0.029 (2.9%), ФФОМС – 0.051 (5.1%).

Таблица 23 – Отчисления во внебюджетные фонды

Исполнитель	Основная заработная плата	Дополнительная заработная плата
Руководитель проекта	79365	11904,75
Студент-дипломник	10702,7	-
Коэффициент отчисления во внебюджетные фонды, %	27,1	27,1
Итого:	24408,35	3226,18

2.7.6 Накладные расходы

Накладные расходы учитывают прочие затраты организации, не попавшие в предыдущие статьи расходов: печать и ксерокопирование материалов исследования. оплата услуг связи. электроэнергии. почтовые и телеграфные расходы. размножение материалов и т.д.

Их величина определяется по следующей формуле:

$$\begin{aligned}
 Z_{\text{накл}} &= (\text{сумма статей } 1 \div 5) \cdot k_{\text{нр}} = \\
 &= (\text{затраты на материалы} + \text{затраты на спецоборудование} + \text{основная з/п} + \text{дополнительная з/п}) \cdot k_{\text{нр}} = \\
 &= (272266 + 425600 + 90067,7 + 11904,75) \cdot 0,16 = 799838,45
 \end{aligned}$$

где $k_{\text{нр}}$ – коэффициент, учитывающий накладные расходы, возьмем равный 16%.

2.7.7 Формирование бюджета затрат научно-исследовательского проекта

Рассчитанная величина затрат научно-исследовательской работы (темы) является основой для формирования бюджета затрат проекта, который при формировании договора с заказчиком защищается научной организацией в качестве нижнего предела затрат на разработку научно-технической продукции.

Определение бюджета затрат на научно-исследовательский проект приведен в таблице 24.

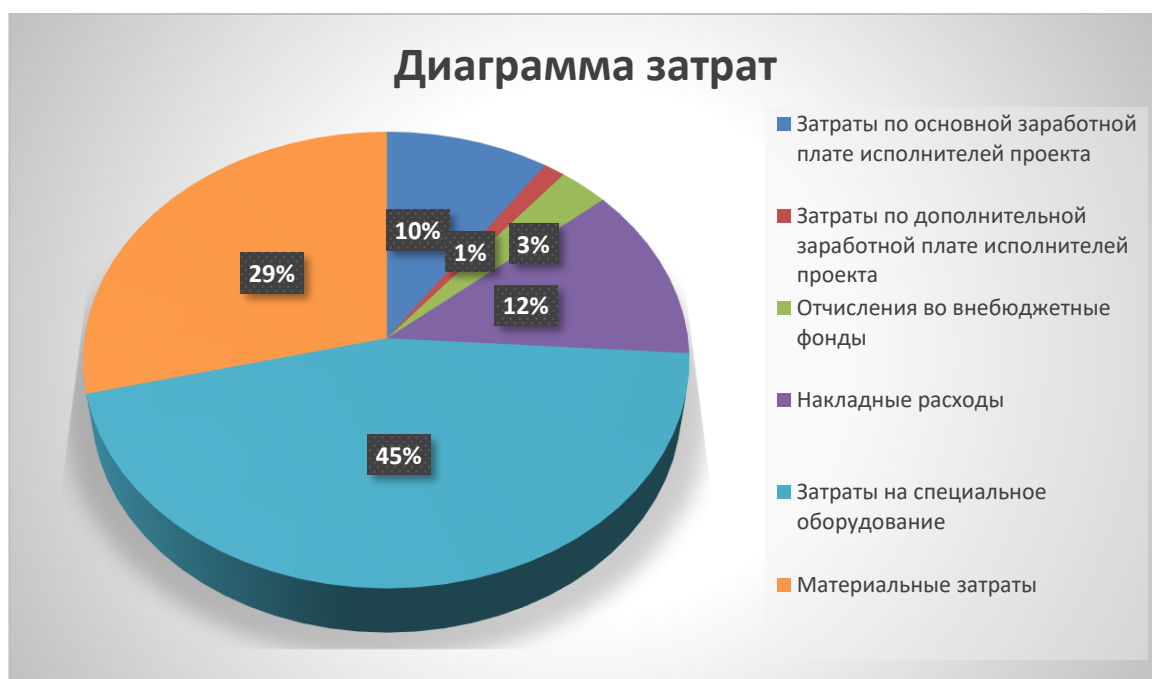
Таблица 24 – Расчет бюджета затрат

Наименование статьи	Сумма. руб.
1. Материальные затраты	272266
2. Затраты на специальное оборудование	425600
3. Затраты по основной заработной плате исполнителей проекта	90067,7

Продолжение таблицы 24

4. Затраты по дополнительной заработной плате исполнителей проекта	11904,75
5. Отчисления во внебюджетные фонды	27634,53
6. Накладные расходы	116123,52
Бюджет затрат НТИ	943596,5

На основании таблицы построим диаграмму бюджета затрат.



Как видно из диаграммы на рисунке 40, основные затраты идут на специальное оборудование. Но перечисленное оборудование уже имеется в учебной лаборатории и применяется для многих проектов, что имеет окупаемость и не является затратным для данного проекта. Материальные затраты составили всего 29%, что является оптимальным числом в сравнении общего бюджета НТИ.

2.8 Определение ресурсной (ресурсосберегающей), финансовой, бюджетной, социальной и экономической эффективности исследования

Определение эффективности происходит на основе расчета интегрального показателя эффективности научного исследования. Его нахождение связано с определением двух средневзвешенных величин: финансовой эффективности и ресурсоэффективности.

Интегральный финансовый показатель разработки определяется как:

$$I_{финр}^{испi} = \frac{\Phi_{pi}}{\Phi_{max}}, \quad (64)$$

где Φ_{pi} – стоимость варианта исполнения;

Φ_{max} – максимальная стоимость исполнения научно-исследовательского проекта.

Интегральный показатель ресурсоэффективности вариантов исполнения объекта исследования можно определить следующим образом:

$$I_{pi} = \sum a_i \cdot b_i, \quad (65)$$

где a_i – весовой коэффициент варианта исполнения разработки,

b_i – бальная оценка варианта исполнения разработки.

Интегральный показатель эффективности вариантов исполнения разработки определяется на основании интегрального показателя ресурсоэффективности и интегрального финансового показателя по формуле:

$$I_{исп.1} = \frac{I_{p-исп.1}}{I_{финр}^{исп.1}},$$

$$I_{исп.2} = \frac{I_{p-исп.2}}{I_{финр}^{исп.2}}.$$
(66)

Сравнение интегрального показателя эффективности вариантов исполнения разработки позволит определить сравнительную эффективность проекта и выбрать наиболее целесообразный вариант из предложенных.

Сравнительная эффективность проекта:

$$\mathcal{E}_{cp} = \frac{I_{исп.1}}{I_{исп.2}}.$$
(67)

В пункте 4.5 было рассмотрено три варианта исполнения разработки. На основании этого необходимо провести сравнительную характеристику вариантов исполнения.

Для этого необходимо определить стоимость варианта исполнения для каждого из исполнений.

Материальные затраты на стоимость первого исполнения составляют: 272266 руб.

Второе исполнение: 269 380 рублей (механический пульт имеет меньшую стоимость).

Третье исполнение: 302266 (увеличение стоимости за счет использования персонального компьютера). Данная стоимость является максимальной.

Таблица 25 – Сравнительная оценка характеристик вариантов исполнения проекта

Критерии	Весовой коэффициент	Исп.1	Исп.2	Исп.3
1. Способствует росту производительности труда пользователя	0,2	5	2	5
2. Удобство в эксплуатации	0,2	5	3	4

3. Помехоустойчивость	0,1	3	3	3
4. Энергосбережение	0,1	5	5	5
5. Надежность	0,2	5	4	4
6. Функциональность	0,2	5	4	5
Итого:	1	4,8	3,4	4,7

На основании полученных показателей выполним сравнение интегрального показателя эффективности вариантов исполнения разработки.

Таблица 26 – Сравнительная эффективность разработки

Показатели	Исп.1	Исп.2	Исп.3
Интегральный финансовый показатель разработки	0,9	0,89	1
Интегральный показатель ресурсоэффективности разработки	4,8	3,4	4,7
Интегральный показатель эффективности	5,3	3,82	4,7
Сравнительная эффективность вариантов исполнения	1	1,38	1,12

Интегральный финансовый показатель указывает на удешевление разработки (меньше единицы) или увеличение ее стоимости (больше единицы). На основании таблицы 26, можно сделать вывод, что основное (первое) исполнение является не самым дорогим и удешевляет конструкцию. Из предложенных аналогов на основании сравнительной эффективности вариантов исполнения по таблице 26, можно сделать вывод, что наиболее эффективным исполнением является третье.

3. Раздел «Социальная ответственность»

ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА «СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ»

Студенту:

Группа	ФИО
8НМ71	Янчук Ольга Сергеевна

Школа	новых производственных технологий	Отделение (НОЦ)	материаловедения
Уровень образования	магистр	Направление/специальность	Конструкторско- технологическое обеспечение машиностроительных производств

Тема ВКР:

«Разработка и исследование системы моделирования несоосности валов электрохимического испытательного стенда»	
Исходные данные к разделу «Социальная ответственность»:	
1. Характеристика объекта исследования (вещество, материал, прибор, алгоритм, методика, рабочая зона) и области его применения	Система несоосности валов предполагает использование двух электродвигателей, которые имеют токоведущие части. Помимо разработки системы, предусматривается проведение лабораторных испытаний в аудитории корпуса ТПУ.
Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:	
1. Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности: – специальные (характерные при эксплуатации объекта исследования, проектируемой рабочей зоны) правовые нормы трудового законодательства; – организационные мероприятия при компоновке рабочей зоны.	– трудовой кодекс РФ от 30.12.2001 N 197-ФЗ; – гигиенические требования по СанПиН 2.2.2/2.4.1340-03; – размещение рабочего места по ГОСТ 12.2.032-78 ССБТ; – размещение элементов испытательного стенда, согласно ГОСТ 22614-77 и ГОСТ 12.2.003-7.
2. Производственная безопасность: 2.1. Анализ выявленных вредных и опасных факторов 2.2. Обоснование мероприятий по снижению воздействия	Вредные факторы системы: – отклонения показателей микроклимата; – повышенный уровень шума; – повышенный уровень вибрации; – недостаточная освещенность помещения.

	Опасные факторы системы: – повышенное значение напряжения; – подвижные части испытательного стенда на большой скорости.
3. Экологическая безопасность:	В разрабатываемой системе несоосности валов используется пара электродвигателей, которые потребляют энергию. Энергетика является одним из опасных факторов, влияющих на экологию планеты, в большинстве – на атмосферу, за счет выбросов нежелательных химических веществ.
4. Безопасность в чрезвычайных ситуациях:	– При разработке и эксплуатации могут возникнуть следующие чрезвычайные ситуации: пожар и электропоражение током. – Наиболее типичная ЧС – это поражение электрическим током человека от токоведущих частей испытательного стенда.

Дата выдачи задания для раздела по линейному графику

Задание выдал консультант:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Старший преподаватель	Исаева Елизавета Сергеевна	-		

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
8НМ71	Янчук Ольга Сергеевна		

3.1 Введение

Оборудование, машины и приборы для проведения исследований всегда обладают повышенной опасностью. Поэтому необходимо руководствоваться правилами и нормам СанПин для обеспечения безопасности трудовой деятельности.

В данной работе исследуется система несоосности валов электромеханического испытательного стенда, которая позволит смоделировать процессы, происходящие на производстве. Система поможет не только исследовать, но и обучить специалистов решать проблему несоосности валов (устранять вибрацию, шум). В систему входят электродвигатели и частотные преобразователи.

Разработка, изготовление и испытания проведены в учебной лаборатории Томского политехнического университета отделения материаловедения. Состояние помещения соответствует всем необходимым гигиеническим нормам, отапливается и вентилируется. Для работы предоставлены все необходимые приборы и инструменты, а также средства индивидуальной защиты.

3.2 Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности

Необходимо учесть факторы для оценки условий труда людей при эксплуатации электромеханического стенда и проведения на нем испытаний. В соответствии трудового кодекса РФ от 30.12.2001 N 197-ФЗ (ред. от 27.12.2018) следует учитывать, что проведение испытаний не должно превышать более восьми часов в день (пятидневная рабочая неделя) при нормальных показателях уровня шума, вибрации, освещенности и т.д.

Так как испытания проведены в сидячем положении, то рабочее место необходимо выполнить по ГОСТ 12.2.032-78 ССБТ, а именно высота сиденья, рабочей поверхности и т.д.

Также при работе со стендом неизбежно взаимодействие человека с рычагами управления (кнопочными) и работой за персональным компьютером

(снятие показаний с датчиков), поэтому следует учитывать нормы расположения элементов по ГОСТ 22614-77 и гигиенические требования по СанПиН 2.2.2/2.4.1340-03.

Аварийные органы управления следует располагать в пределах зоны досягаемости моторного поля, при этом следует предусмотреть специальные средства опознавания и предотвращения их непроизвольного и самопроизвольного включения в соответствии с ГОСТ 12.2.003-74 ССБТ.

3.3 Производственная безопасность

В данном пункте рассматриваются опасные и вредные факторы (ГОСТ 12.0.003-2015), которые могут возникнуть во время разработки, изготовления и испытания системы несоосности валов. Перечисленные факторы приведены в таблице 27.

Таблица 27 – Вредные и опасные факторы при разработке и выполнении работ

Факторы (ГОСТ 12.0.003-2015)	Этапы работ			Нормативные документы
	Разработка	Изготовлен ие	Испытания	
Вредные факторы				
1. Отклонения показателей микроклимата	+	+	+	СанПиН 2.2.4.548–96. Гигиенические требования к микроклимату производственных помещений

Продолжение таблицы 27

2. Превышение уровня шума			+	ГОСТ 12.1.003-2014 ССБТ. Шум. Общие требования безопасности. СН 2.2.4/2.1.8.562–96. Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории застройки. СП 51.13330.2011. Защита от шума. Актуализированная редакция СНиП 23-03-2003.
3. Повышенный уровень вибрации			+	СН 2.2.4/2.1.8.566–96. Производственная вибрация, вибрация в помещениях жилых и общественных зданий.
4. Недостаточная освещенность	+	+	+	СП 52.13330.2016. Естественное и искусственное освещение. Актуализированная редакция СНиП 23-05-95*
Опасные факторы				
5. Повышенное значение напряжение в электрической цепи (незащищенные контакты)		+	+	ГОСТ 12.1.030-81 ССБТ. Электробезопасность. Защитное заземление, зануление. ГОСТ 12.1.038-82 ССБТ. Электробезопасность. Предельно допустимые уровни напряжений прикосновения и токов.
6. Движущиеся части системы несоосности валов			+	ГОСТ 12.2.061-81 ССБТ. Оборудование производственное. Общие требования безопасности к рабочим местам.

3.4 Микроклимат

Важным условием нормальной работы с разработанной системой является обеспечение нормальных температурных режимов и частоты воздуха.

Под микроклиматом помещений понимаются метрологические условия внутренней среды помещений, которые определяются действующими на организм человека сочетаниями температуры, влажности, скорости движения воздуха и теплового излучения согласно СанПиН 2.2.4.548–96.

Таблица 28 – Нормы метеоусловий в помещении

Наименование	Оптимальная		Допустимая	
	Зимний период	Летний период	Зимний период	Летний период
Температура, °С	20-22	22-24	18-25	<25
Относительная влажность, %	50-60	50-60	<70	70
Скорость движения воздуха, м/с	0,2	0,3	0,3	0,5

Система отопления и вентиляции аудитории должна обеспечивать постоянно и равномерное прогревание воздушных масс, как в холодное, так и в теплое время года. Вентиляция в помещении должна обеспечиваться согласно СНиП 41-01-2003.

Для поддержания санитарных норм достаточно иметь естественную вентиляцию помещения и кондиционер. Система центрального отопления обеспечит нормализацию температурного режима в аудитории.

Во время проведения работ по разработке, изготовлению и испытаниям температура и влажность воздуха оставались в пределах нормы.

3.5 Уровень шума на рабочем месте

Во время проведения испытаний на стенде источниками шума являются два электропривода, при смещении осей валов электродвигатель уровень шума увеличиваться.

Эксплуатация системы должна происходить в лабораторной аудитории, следовательно, подчиняться санитарным нормам СН2.2.4/2.1.8.562-96 «Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки». Уровень шума не должен превышать 60 дБА.

Таблица 29 – Предельно допустимые уровни звукового давления, уровни звука и эквивалентные уровни звука для основных наиболее типичных видов трудовой деятельности и рабочих мест.

Вид трудовой деятельности, рабочее место	Уровни звукового давления, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц							Уровни звука и эквивалентные уровни звука (в дБА)
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	
Аудитория в учебном заведении	79	63	52	45	39	35	32	60

По уровню шума двигателя подразделяются на пять классов по ГОСТ 16372-84. В работе используются двигатели с мощностью 0,25кВт и частотой вращения до 3000 об/мин. Такой двигатель имеет значение уровня шума от 75 до 89 дБ. [1].

Поэтому, согласно СП 51.13330.2011 при разработке технологических процессов, проектировании, изготовлении и эксплуатации машин, производственных зданий и сооружений, а также при организации рабочих мест следует принимать все необходимые меры по снижению шума, воздействующего на человека, до значений, не превышающих допустимые.

Во-первых, применимы методы и средства коллективной защиты. Возможно применение звукоизоляционного ограждения от места расположения привода, также эффективным средством защиты работающих от шума оборудования является устройство звукоизолированных кабин и постов управления. Такие кабины представляют собой изолированные помещения, выполненные из кирпича, бетона, шлакобетона или сборных металлических

панелей. При планировке территории аудитории наиболее шумные помещения должны быть сконцентрированы в одном - двух местах. Расстояние между шумными и тихими помещениями должно обеспечивать необходимое снижение шума.

Во-вторых, использование индивидуальных средств защиты. Такие средства предупреждают расстройства органов слуха и нервной системы организма.

В качестве таких средств используются беруши, наушники, шлемы, специальные костюмы, которые обезопасят пользователя.

3.6 Уровень вибрации на рабочем месте

Одним из наиболее вредных факторов во время работы со стендом является повышенный уровень вибрации, который появляется при проведении испытаний на несоосность валов. Этот фактор негативно влияет на центральную нервную систему человека и вестибулярный аппарат. Длительное воздействие вибрации может привести к развитию виброболезни.

Присутствующий вид вибрации во время испытаний на стенде относится к 3 категории общей вибрации на постоянных рабочих местах согласно СН 2.2.4/2.1.8.566–96.

Таблица 30 – Предельно допустимые значения производственной локальной вибрации.

Среднегеометрические частоты октавных полос, Гц	ПДУ виброускорения		ПДУ виброскорости	
	м/с ²	дБ	м/с * 10 ⁻²	дБ
8	1,4	123	2,8	115
16	1,4	123	1,4	109
31,5	2,8	129	1,4	109
63	5,6	135	1,4	109
125	11,0	141	1,4	109
250	22,0	147	1,4	109
500	45,0	153	1,4	109
1000	89,0	159	1,4	109

Значение виброскорости двигателей siemens, используемых в работе, которые относятся к первому классу типа А (ГОСТ. ИСО 10816-1-97), составляет $2,8 \cdot 10^{-2} \text{ м/с}$ при значении частоты 50 Гц, что превышает норму по ПДУ. [3].

Также при несоосности валов амплитуда значения виброскорости может увеличиться в 2 раза, согласно испытаниям, поэтому необходимо принимать меры по защите от вибрации.

Методы борьбы с вибрацией:

1. Средства индивидуальной защиты. При работе с ручным механизированным электрическим и пневматическим инструментом применяют СИЗ рук от воздействия вибраций. К ним относятся рукавицы, перчатки, виброзащитные прокладки или пластины, которые снабжены креплениями к руке.

2. Виброизоляция. Метод осуществляется путём введения в колебательную систему дополнительной упругой связи, препятствующей передаче вибрации от источника колебаний на основание или смежные конструкции, либо от основания на защищаемый орган человека.

3. Введение режима труда и отдыха во время работы со стендами. Смена не должна превышать 8 часов с двумя перерывами не менее 20 минут.

3.7 Освещенность на рабочем месте

В помещениях со зрительными работами I – III разрядов следует применять совмещенное освещение. Допускается применение верхнего естественного освещения, в которых работы выполняются в значительной части объема помещения на разных уровнях пола и на различно ориентированных в пространстве рабочих поверхностях. При этом нормированные значения КЕО применяются для разрядов I – III соответственно 10; 7; 5 %.

Аудитория имеет размеры: длина – В=15 м, ширина – А=8 метров, высота – Н=3 метра, рабочая плоскость находится на уровне d=1 м, свес светильника –

$m=0,5$ м, коэффициенты отражения потолка – $a=50\%$, стен – $b=30\%$, пола – $c=10\%$, расстояние между светильниками – $h=H-d-m=5,5$ м.

Рассчитаем площадь помещения:

$$S = A \cdot B = 8 \cdot 15 = 120 \text{ м}^2 \quad (68)$$

По СП 52.13330.2011 нормируемая освещенность составляет $E_n=750$ лк, коэффициент запаса $k_3=1,6$.

Индекс помещения рассчитаем по формуле:

$$i = \frac{S}{(A+B) \cdot h} = \frac{120}{(8+15) \cdot 5,5} = 0,95 \quad (69)$$

По индексу помещения и коэффициентам отражения, по таблице, находим коэффициент использования светового потока $x=36\%$.

Количество принятых светильников $N=10$.

Коэффициент минимальной освещенности принять за $z=1,1$.

Вычислим световой поток для создания требуемого освещения:

$$\Phi_{\text{л}} = \frac{E_n \cdot S \cdot k_3 \cdot z}{N \cdot x} = \frac{750 \cdot 120 \cdot 1,6 \cdot 1,1}{10 \cdot 0,36} = 44000 \text{ лм} \quad (70)$$

Световой поток для одного светильника равен:

$$\Phi_{\text{л1}} = \frac{\Phi_{\text{л}}}{N} = \frac{44000}{10} = 4400 \text{ лм} \quad (71)$$

Выберем люминесцентную лампу типа Philips TL-D 58W/33 со значением светового потока 4600 лм в количестве 10 штук для обеспечения нормы освещения в аудитории.

3.8 Электробезопасность

Во время работы с испытательным стендом возможно повреждение электрическим током, который питает электродвигатели, также существует вероятность получения травмы при соприкосновении тела работника с оголенными проводами.

На основании ГОСТ 12.1.038-82 ССБТ существуют допустимые значений напряжений и тока, которые может пропускать человек при частоте 50 Гц, значения отображены в таблице 31.

Таблица 31 – Допустимые значения пропускания тока и напряжения человеком

Род тока	Напряжение, В	Ток, А
	не более	
Переменный, 50 Гц	2	0,3

При аварийном режиме испытательного стенда существуют предельно-допустимые значения пропускания тока и напряжения человеком в зависимости от человека, которые нанесут наименьший вред (Таблица 32).

Таблица 32 – Предельно-допустимые значения тока и напряжения в аварийной ситуации

Род тока	Нормируемая величина	Предельно-допустимые значения, не более, при воздействии t,с									
		0,08	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
Переменный, 50 Гц	Напряжение, В	550	340	160	135	120	105	95	85	75	70
	Ток, А	650	400	190	160	140	125	100	90	75	65

Для защиты от поражения электрическим током в случае повреждения изоляции должны быть применены по отдельности или в сочетании следующие меры защиты при косвенном прикосновении:

1. защитное заземление;
2. автоматическое отключение питания;
3. уравнивание потенциалов;
4. выравнивание потенциалов;
5. двойная или усиленная изоляция;
6. сверхнизкое (малое) напряжение;

7. защитное электрическое разделение цепей;
8. изолирующие (непроводящие) помещения, зоны, площадки.

3.9 Требования во время работы испытательного стенда

Во время проведения испытаний необходимо соблюдать технику безопасности рядом с движущимися частями, так как максимальное количество оборотов составляет около 3000 в минуту.

На основании ГОСТ 12.2.061-81 ССБТ рабочее место должно быть с целью обеспечения безопасности и охраны здоровья. Все токоведущие части должны быть изолированы, а движущиеся части конструкции должны находиться на безопасном расстоянии от пульта управления, чтобы исключить возможность соприкосновения человека. Также рабочее место человек должно соответствовать антропометрическим показателям работника.

Организация рабочего места должна обеспечить свободу движений работающего и его устойчивое положение.

Также необходимо обеспечить место средствами защиты от вибрации и шума.

3.10 Экологическая безопасность.

3.10.1 Анализ влияния объекта исследования на окружающую среду и «жизненного цикла»

В работе применены два электродвигателя, которые являются основными источниками загрязнения экологии, так как более 50% техногенных выбросов в атмосферу парниковых газов приходится на объекты энергетики. Энергетика также интенсивно загрязняет литосферу и гидросферу. Это негативно влияет на климат («парниковый эффект», сопровождающийся повышением температуры в атмосфере) и на погоду (аномально большая нестабильность).

Одним из самых важных способов обеспечения энергосбережения является использование маломощных электродвигателей, поэтому мощность их составляет всего порядка 0,25 кВт. В двигателях с малой мощностью и большим КПД происходит меньше затрат энергии, тем самым уменьшаются выбросы в атмосферу планеты. Так как при выработке энергии на ТЭЦ происходят выбросы не только тепла в атмосферу, образуя «парниковый эффект» и озоновые «дыры», а также с распадом угля, выбрасываются вредные химические соединения (азот, углекислый газ), которые также влияют на здоровье человека.

3.10.2 Обоснование мероприятий по защите окружающей среды

При непосредственном выбросе на производстве требуется применять специальные системы вентиляции воздуха для уменьшения выбросов в окружающую среду. Предельно-допустимые нормы выбросов необходимо регламентировать согласно ГН 2.2.5.3532–18.

Необходимость мероприятий по защите обуславливается гигиеническими требованиями к качеству воздуха на рабочем месте (СанПиН 2.1.6.1032-01).

3.11 Безопасность в чрезвычайных ситуациях

3.11.1 Анализ ЧС, которые может инициировать объект исследования

Система несоосности валов может инициировать несколько чрезвычайных ситуаций. При перегрузке электродвигателей и большом нагреве (неисправность оборудования) существует вероятность возникновения пожара на рабочем месте. Также возгорание может возникнуть при большом трении элементов станда и их неправильной установки, либо использование с превышающим сроком годности.

Второй чрезвычайной ситуацией является электрическое поражение током человека, а именно плохо изолированные провода, либо также неисправность оборудования может привести к пагубным последствиям.

3.11.2 Анализ ЧС, которые могут произойти во время исследования

Во время проведения испытаний могут произойти такие же чрезвычайные ситуации, а именно возгорание в лаборатории (неисправность проводки, поджог и т.д.) и электропоражение током (неправильное расположение проводки с изолированными проводами; стихийное бедствие (землетрясение), при котором могут нарушиться электрические каналы).

3.11.3 Мероприятия для предотвращения ЧС и их устранения

В предыдущих пунктах были выявлены две основных ЧС: пожар и электропоражение током.

Для начала необходимо рассмотреть мероприятия для предотвращения пожара:

1. Необходимо провести подробный инструктаж для сотрудников, чтобы они усвоили правила пожарной безопасности;
2. обеспечить помещения предприятия средствами тушения возгораний, а также системами предупреждения пожара;
3. на каждой двери служебного либо складского помещения следует разместить таблички, оповещающие об уровне пожароопасности;
4. в каждом помещении должны на видных местах располагаться информационные таблички с указанным на них номером службы спасения;
5. специальные наружные пожарные лестницы и защитные ограждения на крыше должны проверяться специалистами как минимум два раза в год;
6. также необходимо разработать и развесить на видных местах каждого цеха планы эвакуации при пожаре;
7. следить за правильностью применения и выбора кабелей, проводов, двигателей, светильников и другого электрооборудования в зависимости от класса пожаро- и взрывоопасное помещений и условий среды.

При возникновении ЧС необходимо немедленно сообщить об этом по телефону «01» в пожарную охрану (при этом необходимо назвать адрес, место

возникновения пожара, а также сообщить свою фамилию и должность); дать сигнал тревоги добровольной пожарной дружине, сообщить руководителю (генеральному директору, начальнику цеха, заведующей магазином и т.п.) или его заместителю о пожаре; принять меры по организации эвакуации людей (эвакуацию начинать из помещения, где возник пожар, а также из помещений, которым угрожает опасность распространения огня и дыма; одновременно с эвакуацией людей, приступить к тушению пожара своими силами и имеющимися средствами пожаротушения (огнетушители, вода, песок и т.п.).

Следующей чрезвычайной ситуацией является поражение электрическим током. Мероприятия по предотвращению поражения током:

1. соблюдение соответствующих расстояний до токоведущих частей или путем закрытия, ограждения токоведущих частей;
2. применение блокировки аппаратов и ограждающих устройств для предотвращения ошибочных операций и доступа к токоведущим частям;
3. применение предупреждающей сигнализации, надписей и плакатов;
4. применение устройств для снижения напряженности электрических и магнитных полей до допустимых значений;
5. основная изоляция токоведущих частей.

При поражении электрическим током необходимо оказать пострадавшему первую медицинскую помощь, а именно постараться устранить источник тока (отключить рубильник), вызвать скорую помощь по телефону 03. Если человек находится без сознания, необходимо измерять его пульс, слушать дыхание. При остановке сердца или дыхания, необходимо провести срочную реанимацию искусственным дыханием «рот в рот» и непрямой массаж сердца. Все пораженные участки следует обмотать сухой повязкой, не используя мази. Переломы необходимо зафиксировать. [26]

4.1 Заключение

При разработке и проведении исследований системы несоосности валов электродвигателей электромеханического испытательного стенда выявлены опасные и вредные факторы (шум, вибрация, освещенность и т.д.), а также мероприятия по их устранению. Также указаны все необходимые гигиенические требования для безопасной организации рабочего места.

Выявлена основная экологическая проблема: загрязнение атмосферы вредными химическими веществами. Представлены мероприятия по снижению выбросов. Рассмотрены чрезвычайные ситуации, которые могут возникнуть (поражение током и пожар) и описаны действия для их предотвращения.

При разработке любой конструкции следует действовать в соответствии со всеми санитарными нормами и соблюдать правила ГОСТ для предотвращения опасных ситуаций, как в учебном заведении, так и на производстве.

Заключение

В данной работе разработана и смоделирована в среде MatLAB система несоосности валов электродвигателей. Проведен теоретический анализ, при котором выявлено, что центровка наилучшим образом осуществляется при помощи лазерных систем.

С помощью обзора существующих решений проанализированы недостатки и достоинства уже известных систем несоосности, которые помогли разработать принципиальную схему.

Также при помощи математической модели проанализировано влияние несоосностей на вибрационные характеристики системы и выявлено, что наибольшие амплитуды колебаний присутствуют при угловых смещениях. В конкретной модели критическое состояние наблюдается при угловом смещении опор в противоположные стороны на максимальное значение.

При небольших смещениях наиболее эффективным соединением является упругое при помощи сильфонной муфты.

На основании всех полученных результатов спроектирована конструкция электромеханического испытательного стенда.

В дальнейшем имеется возможность доработки разработанной системы моделирования для получения более точных результатов, расширить диапазон применения системы для различных типов электродвигателей и соединений валов.

Список публикаций студента

1. Камышникова О.С., Буханченко С.Е. «Моделирование несоосности валов технических систем на электромеханическом испытательном стенде» // VI Международная научно-практическая конференция «Автоматизированное проектирование в машиностроение» - 84 с.

Список литературы и использованных источников

1. Расцентровка валов в агрегате [Электронный ресурс] // Вибро-центр: [сайт]. – 2008-2018. – Режим доступа: <https://vibrocenter.ru/book2.htm>, свободный (дата обращения: 20.05.2019).
2. Теоретическая и практическая значимость [Электронный ресурс] // EDUNews: [сайт]. – 2001 - 2018. – Режим доступа: <https://edunews.ru/students/vypusknaya/teoreticheskaya-i-prakticheskaya-znachimost-diplomnoj-raboty-primer-i-v-chem-sostoit.html>, свободный (дата обращения: 25.05.2018).
3. Методы центровки Балтех [Электронный ресурс] // Балтех. Система центровки: [сайт]. – 2008-2018. – Режим доступа: <http://www.baltech.ru/catalog.php?catalog=128>, свободный (дата обращения: 12.02.2019).
4. Каминский М.Л. Центровка валов электрических машин / М.Л. Каминский. – 2-е изд. – М.: Энергия, 1972. – 203 с.
5. Пат. 2279036 РФ МПК G01B 5/25. Устройство для центровки валов механизмов / Розенберх Г.Ш., Голуб Е.С., Скоробогатов М.Ю., Джураев Д.Р.; заявитель и патентообладатель ЗАО «Центральный научно-исследовательский и проектно-конструкторский институт морского флота»; заявл.22.03.2004; опубл. 27.06.2006. Бюл.№ 18. – 6 с.
6. Пат. 171 844 РФ МПК G01B 11/27. Устройство для центровки двс на испытательном стенде / Фесин М.И., Прохоров С.Е., Дерябин И.В.; заявитель и патентообладатель ОАО «АВТОВАЗ»; заявл.20.03.2017; опубл. 19.06.2017. Бюл.№ 23. – 3 с.
7. Стенд электромеханический СЭМ-2 [Электронный ресурс] // Мехатроника-ПРО: [сайт]. – 2008-2018. – Режим доступа: <http://mechatronica-pro.com/ru/catalog/test-equipment/47>, свободный (дата обращения: 26.05.2018).

8. Имитационный стенд [Электронный ресурс] // Глобал: [сайт]. – 2008-2018. – Режим доступа: <http://globaltest.ru/ru/katalog/izmeritelnoe-oborudovanie/stend-imitacionnyj/>, свободный (дата обращения: 26.03.2019).
9. Основы центровки валов [Электронный ресурс] // Балтех: [сайт]. – 2018. – Режим доступа: http://metal.donntu.org/dl/baltech/centrovka_baltech, свободный (дата обращения: 26.05.2018).
10. Нагрузки на валы [Электронный ресурс] // Studfiles: [сайт]. – 2008-2018. – Режим доступа: <https://studfiles.net/preview/1999073/page:2/>, свободный (дата обращения: 20.05.2018).
11. Крутильные колебания валов [Электронный ресурс] // Энциклопедия по машиностроению: [сайт]. – 2008-2018. – Режим доступа: <https://mash-xxl.info/page/130147085042049113027097102241147114230184157024/>, свободный (дата обращения: 28.03.2019).
12. Расчет валов на жесткость [Электронный ресурс] // Сопромат: [сайт]. – 2008-2018. – Режим доступа: <http://dx-dy.ru/sopromat/raschet-valov-na-zestkost.html>, свободный (дата обращения: 28.03.2019).
13. Главные моменты инерции [Электронный ресурс] // Студопедия: [сайт]. – 2008-2018. – Режим доступа: <https://studopedia.info/1-24167.html>, свободный (дата обращения: 28.03.2019).
14. Свободные колебания [Электронный ресурс] // Детали машин: [сайт]. – 2008-2018. – Режим доступа: <http://www.detalmach.ru/lectdinamika2.htm>, свободный (дата обращения: 02.03.2019).
15. Упругие муфты [Электронный ресурс] // Детали машин: [сайт]. – 2018. – Режим доступа: http://k-a-t.ru/detali_mashin/27-mufty_3/index.shtml, свободный (дата обращения: 27.05.2018).
16. Ряховский О.А., Иванов С.С. Справочник по муфтам / О.А.Ряховский. – Справочник. – Л.: Политехника, 1991. – 384 с.
17. Гордин П.В. Детали машин и основы конструирования / П.В. Гордин, Е.М. Росляков, В.И. Эвелеков. – Учебное пособие. – СПб.: СЗТУ, 2006. – 186 с.

18. Иванов М.Н. Детали машин и основы конструирования / М.Н. Иванов. – Учебное пособие. – М.: Высшая школа, 1991. – 383 с.
19. Жильцов А.П., Бочаров А.В., Недомолкин Д.В. Изучение основ центровки валов роторных машин с помощью специального учебного стенда // Успехи современного естествознания. – 2014. – № 12-2. – С. 89-91.
20. Стандарт по центровке Балтех [Электронный ресурс] // Балтех. Система центровки: [сайт]. – 2008-2018. – Режим доступа: <http://www.baltech.ru/catalog.php?catalog=136>, свободный (дата обращения: 12.02.2019).
21. Вибрации в технике: справ. В 6 т. - М.: Машиностроение. 1978. - Т.1. - 352 с.
22. Вибродиагностика [Электронный ресурс] // Вибропоинт: [сайт]. – 2008-2018. – Режим доступа: <http://vibropoint.ru/vibrodiagnostika-centrovka/>, свободный (дата обращения: 20.04.2019).
23. Нарушение соосности валов. Спектральный анализ [Электронный ресурс] // Техноинфа: [сайт]. – 2008-2018. – Режим доступа: <http://www.tehnoinfo.ru/vibrodiagnostika/43.html>, свободный (дата обращения: 20.05.2019).
24. Допускаемая несоосность валов [Электронный ресурс] // Электрические сети: [сайт]. – 2008-2018. – Режим доступа: <http://leg.co.ua/info/elektricheskie-mashiny/dopuskaemaya-nesoosnost-valov-elektricheskikh-mashin.html>, свободный (дата обращения: 28.03.2019).
25. Уровни вибрации для электродвигателей. – [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://elektrica.info/kak-ustranit-vibratsiyu-e-lektrodvigatelya/>, свободный (дата обращения: 02.03.2019).
26. Первая помощь при поражении током. – [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://kuntsevo.mos.ru/opop/pam/elpom.php/>, свободный (дата обращения: 02.03.2019).

Приложение 1

(справочное)

The main part

Студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
8НМ71	Янчук Ольга Сергеевна		

Консультант школы отделения (НОЦ) ИШНПТ :

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент ОМ	Буханченко Сергей Евгеньевич	к.т.н		

Консультант – лингвист отделения (НОЦ) школы ИШНПТ :

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент ОИЯ	Устюжанина Анна Константиновна	к.ф.н.		

1. Theoretical

The engineered system shaft of misalignment of motors is generally intended to conduct research on the effect of misalignment on the vibration characteristics of the system. For this, it is necessary to consider all existing types of misalignment and methods for their elimination.

During shaft misalignment, additional displacements occur in the coupled, rotational displacement of the coupling, shaft bending and displacement in the bearings, which in turn generate vibration periodic motion in the system. Periodic motion can lead to the destruction of real systems, as well as to greater wear resistance of components. Therefore, it is necessary to accurately measure (calculate) the bias values of the engine bearer feeler for adjustment.

The following types of shaft misalignment should be considered:

1. Radial offset (rim) (fig.1.1, a);
2. Axial offset (fig.1.1, б);
3. Angular misalignment (face) (fig.1.1, в).

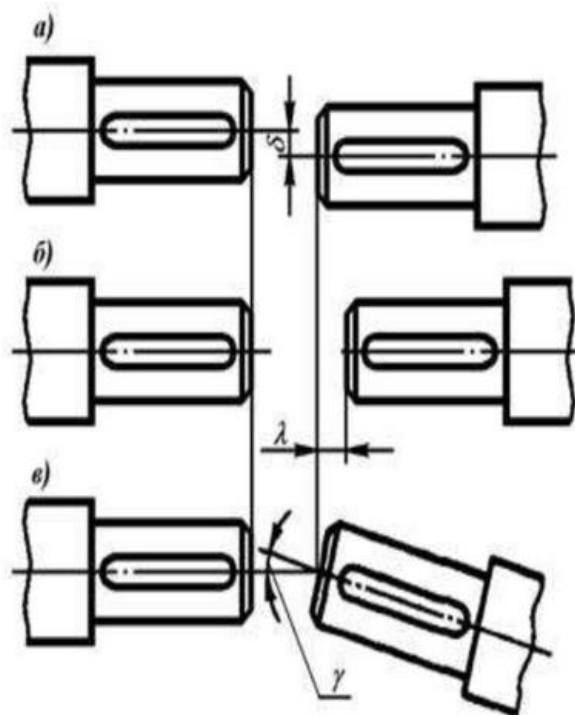


Figure 1.1 - Shaft misalignment types

When the shafts are radially displaced, additional bending forces will act on the ends of the shaft, which are obstructed by the bearings and take up load additional stressing. Heavy loads generate during the angular displacement of the shafts, the dynamic and static components of the load will begin to act on the bearing supports. Axial displacement usually occurs during temperature expansion, rather than with misadjustment of electric motors. In addition to the resulting loads, friction forces arise that prevent the displacement of couplings, these forces create an additional moment, which bends the shafts. All of these components affect the vibration in the system.

To eliminate the misalignment of the shafts, the following alignment methods are considered:

1. Mechanical methods - involve the use of the following elements: the edge of the line; stylus instrument; taper gage (needles). These methods are still used in Russia, but only for coarse alignment, without providing the necessary accuracy.

At different diameters of the couplings, it is impossible to measure the misalignment at all points. The advantages of this method are: simplicity, use for thin couplings, direct measurement.

With the help of a ruler and stylus instrument, the displacement of the coupling is measured vertically. Angle misalignment can be measured with a sliding calipers, stylus instrument and taper gage. The difference in the gaps is used to determine the direction and amount of tilt of the shafts.

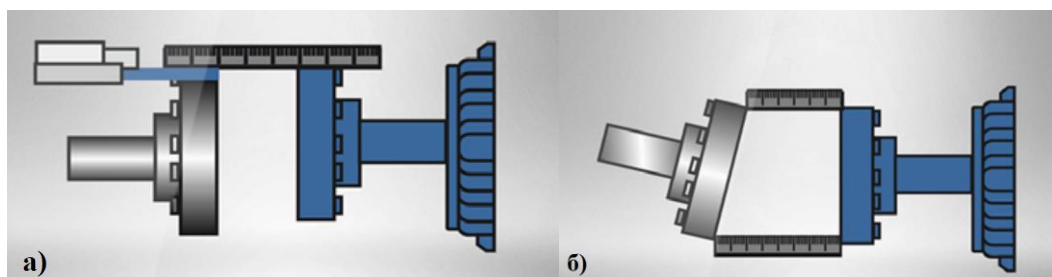


Figure 2 - a) rim; б) face

2. Radiaxial method - for many years, this method has been standard. It doesn't have many advantages, but it is most accurate on large coupling halves. One measurement is carried out along the rim of the half-coupling to determine the shaft

displacement, and the other measurement is carried out axially on the flange to determine the angular position of the shaft.

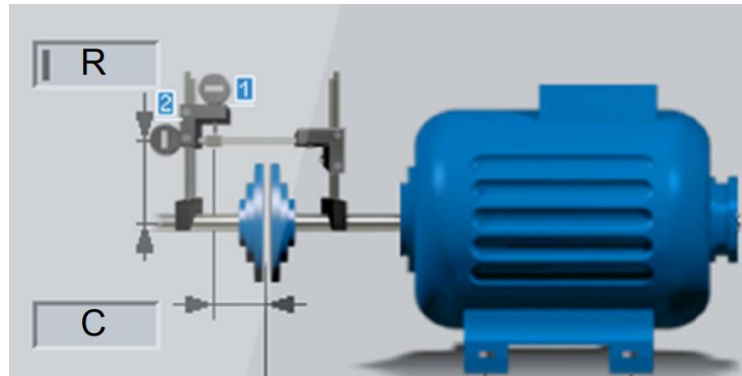


Figure 3 - Radiaxial method (1 – radial indicator; 2 – axial indicator)

There are some disadvantages of this method: the coupling configuration does not provide access for the installation of indicators; shaft alignment is performed in several stages (exclusion of parallelism and concentricity); several measurements are needed to increase accuracy; during the shift of the configuration of indicators for remeasurement, it becomes possible to shift the entire structure and the need for new measurements.

3. The reverse dial indication - this method involves two measurements around the circumference of the coupling connection at two points to determine the displacement. The angular position of the shaft is the slope between the measured displacements at two points.

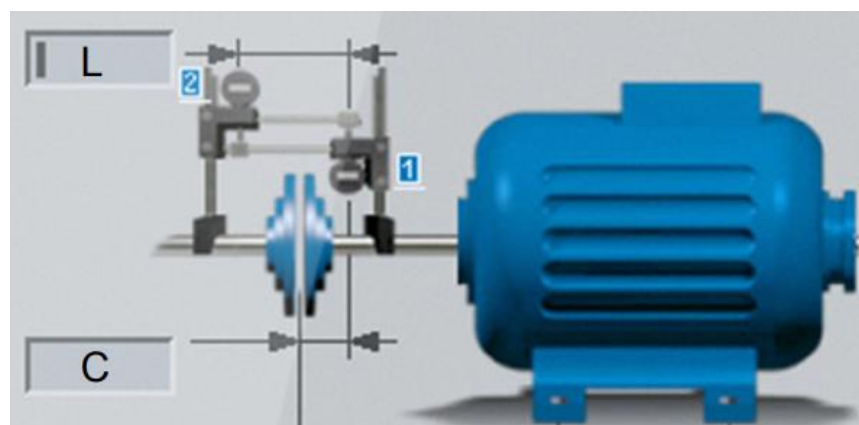


Figure 4 - The reverse dial indication (1 – radial indicator; 2 - radial indicator)

The main disadvantage of the method is that the calculation of the shaft alignment and adjustment requires a graphic construction. And the advantage is that the correction values for the offset and the angle are given simultaneously, which reduces the time for shaft alignment.

4. Laser systems - instead of clock indicators, laser beams are used. The main advantage is the accuracy of measurements. These installations have laser emitters, receivers, electronic unit, producing the calculation of shaft alignment.

- One laser with one or two targets. The target measures both vertical and horizontal components simultaneously with the angle. This method is accurate in angular measurements at short distances, but not difficult for coarse alignment. After each offset, re-measurement is required, as the reference point has shifted.

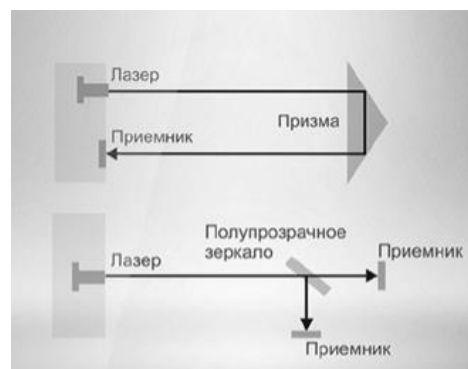


Figure 5 - Laser systems

- Dual laser using reverse dial indication. This system combines the laser and receiver in one unit. This allows you to display the current misalignment values and continuously update these values as you move the machine.



Figure 6 - Laser systems (Dual laser)

2. Analysis of existing solutions

1. Device for shaft alignment mechanisms (RU 2 279 036 C1 (27.06.2006))

Technical drawing of a mechanical assembly. The drawing shows two main rectangular blocks, 1 and 2, connected by a central vertical assembly. Block 1 is on the left and block 2 is on the right. The central assembly consists of a vertical rod 3 passing through a block 4. A horizontal plate 6 is mounted on the rod 3. Two vertical rods 8 and 9 are attached to the plate 6. A vertical rod 5 is also attached to the block 4. Dimension lines indicate various measurements: δ is the thickness of block 1; R is the radius of a curved surface on block 4; B is the distance from the center of block 1 to the center of block 4; C is the distance from the center of block 4 to the center of block 2. The bottom of block 2 is labeled with $11, 12$ and $13, 14$.

When the mechanism for shaft alignment is rotated, one of the hour indicators registers the vertical offset, and the second one registers the vertical and

horizontal. To determine the axial displacement, it is necessary to carry out additional mathematical calculations.

Advantages:

3. The distance between the centered shafts can be less than 200 mm, which allows its use in complex devices;
4. The use of couplings without a special measuring platform. It simplifies the work.

Disadvantages:

5. The use of sensors of the mercer clock gauge, the accuracy of which is not more than 0.01 mm, which is not always sufficient when shaft alignment certain types of engines;
6. The use of mercer clock gauge that are large in size, which will not allow centering for small engines;
7. Purpose of the device to measure only in two planes (vertically and horizontally), does not provide measurements when the motor shaft deviates by a specific angle from the horizontal or vertical;
8. To determine the horizontal movement, it is necessary to make additional calculations, which increases the shaft centering time.

2. Device for centering an explosion engine on a test bench (RU 171 844 U1 (19.06.2017))

The device in question contains a laser centering sensor 2, a measuring device 3 that helps center the axes of the mating shafts, the experimental explosion engine, the loading element 6.

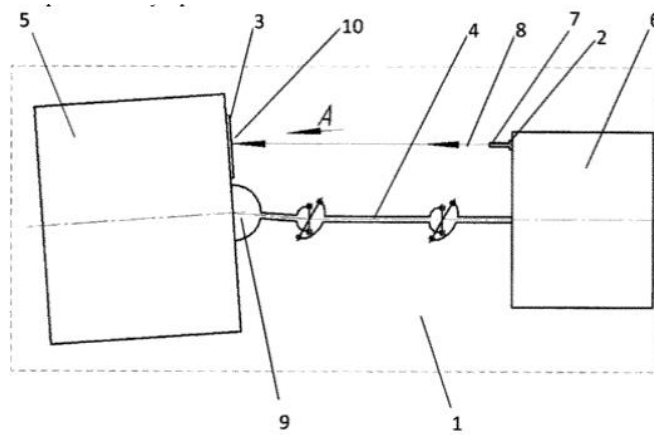


Figure 8 - Explosion engine centering device

When the loading element is rotated together with the engine under test, its position is determined, the deviation is measured, and the values of the deviation are measured in horizontal and vertical directions. The difference in values is indicated by twice the displacement of the center of the flywheel of the engine relative to the axis of the loading element. The shaft alignment is made by changing the position of the rear of the explosion engine.

Advantages:

- Using a high-precision laser measurement device for accurate shaft alignment;
- The possibility of shaft alignment the balance-disc relative to the loading element, connected both by the damping clutch and through the drive shaft.

Disadvantages:

- Using two sensors to measure horizontal and vertical displacement, which is inconvenient and costlier;
- Measurement is performed only in two planes (vertically and horizontally), measurements are not made at an angle.

3. Test bench for conducting equipment shaft alignment trainings
BALTECH (used as a prototype of this work)

This stand allows you to conduct training for technical experts in this field. The device provides for the connection of shafts through an elastic coupling, wherein the

pillars on which the shafts are fixed are movable, both in the vertical and in the horizontal axis. To correct the misalignment, there are calibrated plates of the same brand.



Figure 9 - Test bench shaft alignment Baltech

The composition of the training stand: two shaft connected by a flexible coupling; two rotary knobs on the shafts; a set of training calibrated plates BALTECH Small; four free supports for installing calibrated centering plates; shaft supports mounted on a single calibrated platform; shaft alignment system series "QUANT".

Advantages:

- Shaft connection through flexible coupling;
- Existence of calibration plates that allows to change position of support and to make shaft alignment.

Disadvantages:

- In the training stand under consideration, manual shift of the shafts position with the help of rotary knobs is meant, which is not an example of work on a specific production, this stand does not show the real situation of shaft decentering and does not allow shaft alignment in real conditions;
- This training stand uses a massive centering system "QUANT", which cannot be used on all types of engines.

4. Electromechanical test bench, a joint development of "TriBoss" and "Mechatronics-PRO" (is a prototype of this work being developed)

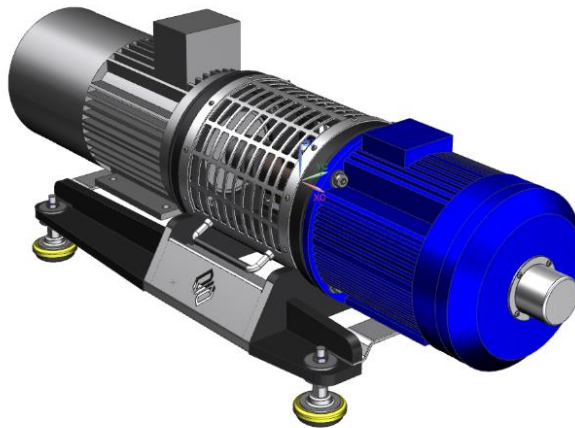


Figure 10 - Electromechanical test bench

The stand provides for the connection of two types of engines through elastic couplings, previously centered, with built-in torque sensor and encoder.

In the test bench it is possible to provide the following modes of operation of the engines: the operation of the test motor at idle; the operation of the test motor with a given torque; insulation resistance test; measurement of the current of the motor under test over the entire load range; control of operation modes of SEM-2 - from a personal computer.

It is also possible to control the following values: power at the motor shaft; nominal torque force with an error of no more than 10%; rotational speed with an error not exceeding 10%; rated current; no-load current; harmonic analysis of motor currents; Efficiency; $\cos \phi$; multiplicity of starting torque; frequency of starting current; winding insulation resistance.

Advantages:

- A wide range of operating modes performed by the stand;
- Ensuring control of the electrical characteristics of the engine;
- Ability to work with the stand through a PC;

- Availability of protection.

All these advantages allow you to monitor and remove a large number of electrical characteristics, as well as to ensure reliable and stable operation of engines in production. The ability to work through a PC simplifies data processing and reduces work time.

Disadvantages:

- Large dimensions of the stand;
- The large mass of the stand, which is not quite convenient when moving.

In the developed stand it is intended to use all the possibilities of the considered Description of the object of study.

5. Imitation stand of the company "GLOBALTEST" AP7000.

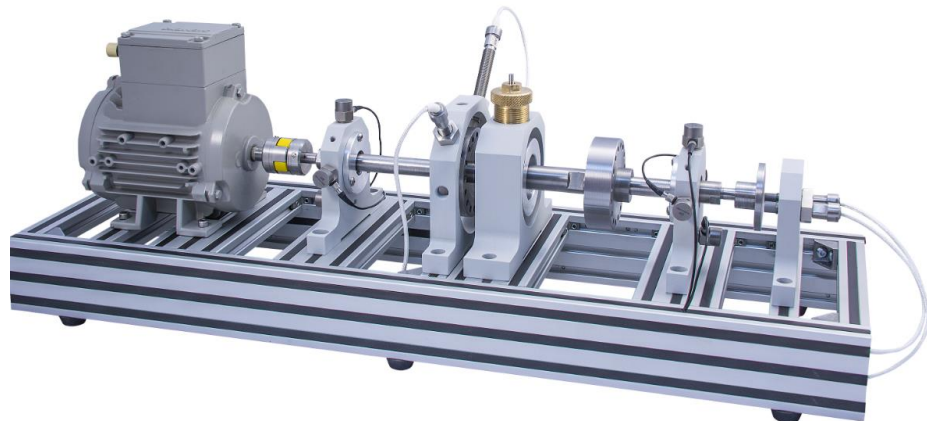


Figure 12 - Imitation Stand

The purpose of this stand: working out and demonstrating methods of balancing and centering rotary equipment.

In the stand it is possible to artificially demonstrate the imbalance and misalignment of the rotors, the bend of the simulator shaft. It is possible to analyze the effect of plate couplings on vibrations. There is also its own stand management system, which allows spectral analysis of the vibrations received, measurement of changes in peak voltages.

Advantages:

- possibility of misalignment and unbalance in one stand;
- analysis of the effect of plate couplings;
- own control system.

Disadvantages:

- it is impossible to analyze various types of shaft connections;
- axis shift is carried out only along the horizontal axis;
- there are no instruments for determining the misalignment.

After analyzing the existing solutions, the following were selected as prototypes for the misalignment system: a GLOBALTEST simulation booth and the joint development of the TriBoss and Mechatronics-PRO test bench. In the developed system it is meant to use all the capabilities of these stands and eliminate the existing shortcomings, namely, to provide the system with various types of connections (rigid and elastic). Also, the displacement of the axes should be carried out not only along the horizontal axis (transverse), but also along the vertical one. When developing the design of the misalignment system, ensure small dimensions and weight of the stand.

3. Schematic diagram of the stand

From the above analysis it follows the development of a schematic diagram of a misalignment system with a specific set of necessary static and variable components. (Fig.12).

The system for simulating the misalignment of the shafts of the test bench consists of the control system 1 and the system of the misalignment of the shafts 2.

The control system 1 includes: an electronic computer 10, which records the values obtained from the analog-digital converter 9. To control the stand, the signal from the computer 10 is fed to the digital-analog device 8, from which the converted analog signal is fed to the frequency converter 7 and 15 to control engines 1 and 5.

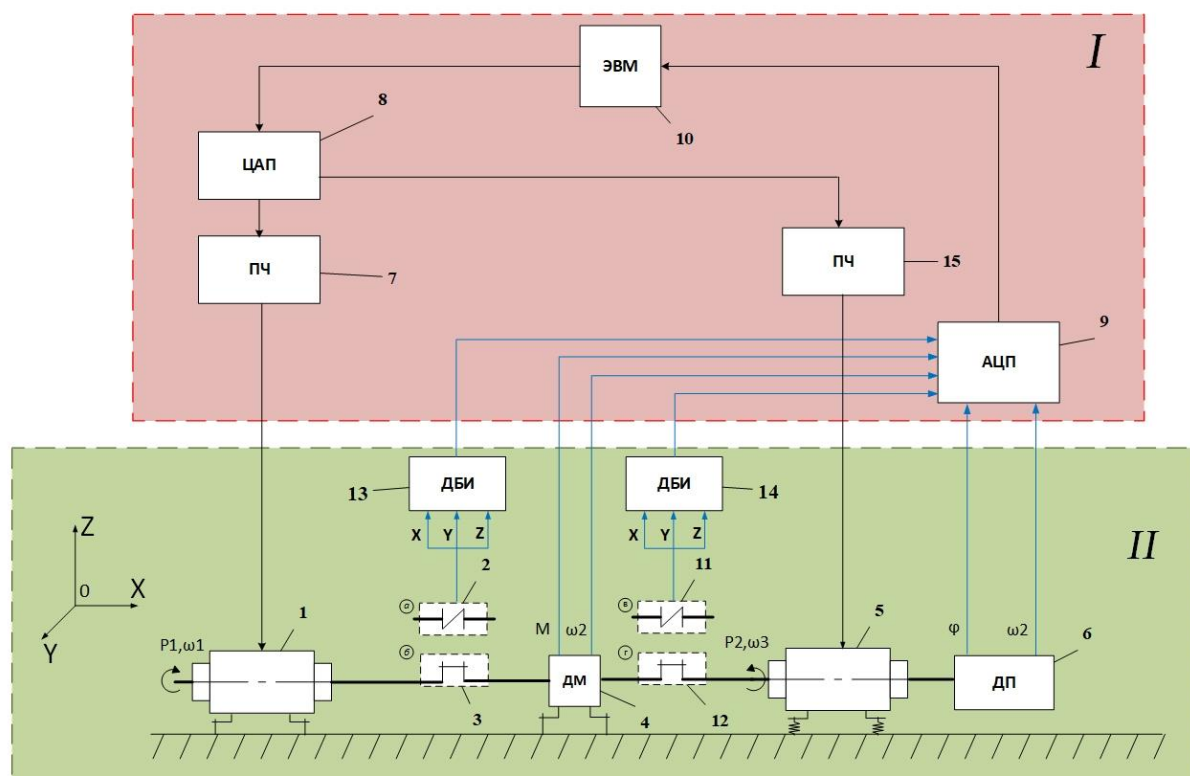
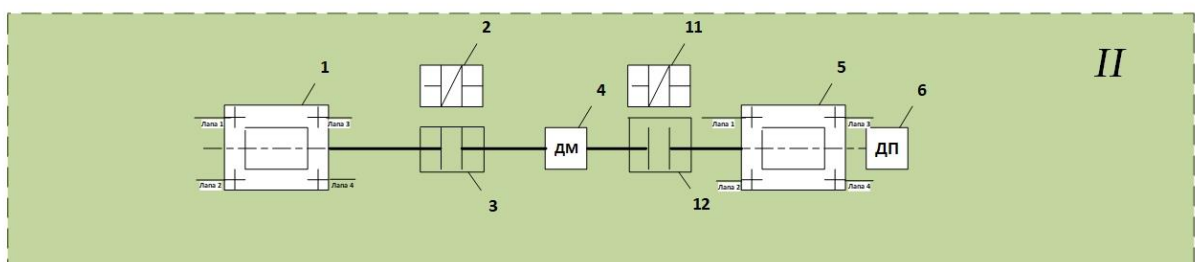
The system of misalignment of the shafts 2 consists of an induction motor 1 rigidly fixed on the stationary legs, this motor is connected via an elastic (rigid) connection (depending on the type of coupling halves 2 (3) installed) to the torque sensor 4.

The torque and angular velocity readings from the torque sensor 4 are recorded by the ADC 9 and transmitted to the electronic computer 10. The torque sensor 4 is also connected via an elastic (rigid) connection of the coupling halves 11 (12) to the motor 5 under test (the engine types can vary) attached to movable paws. A position sensor 6 is attached to the electric motor 5, the readings from which (angle of rotation and angular velocity) is recorded by the ADC 9. The readings of position sensor 6 allow you to monitor the electrical characteristics of the engine. Inductive proximity sensors 13 (14), mounted on the coupling halves 2 (3) and 11 (12) to monitor misalignment, readings from which ADC 9 is recorded.

The principle of the stand: the induction motor is controlled by a frequency converter. The motor under test has its own frequency converter for control. When applying to the IF signals, the rotors of the motors begin to rotate, and the torque sensor transmits the registered signal to the stand computer. The rotational speed and angular velocity of the second engine is recorded by a position sensor and is also transmitted to the computer. The misalignment registration is provided by inductive proximity sensors, which determine the coordinate and value of the misalignment. Alignment is achieved by adjusting the paws on the engine under test. Depending on the position change, the electrical characteristics also change.

The advantages of this installation in comparison with the analyzed ones are the possibility of duplication of production processes by changing different types of shaft connection (rigid, elastic), as well as the use of different types of engines (asynchronous, synchronous, stepping, etc.). Also, the simulated misalignment system will allow to observe the electrical characteristics of the electric motor when the axes are misaligned.

Вид сверху



I – Система управления

II – Система несоосности валов

- 1 – асинхронный электродвигатель на лапах;
- 2,11 – эластичное соединение двух соосных валов 1,2;
- 3,12 – жесткое соединение двух соосных валов 1,2;
- 4 – датчик крутящего момента;
- 5 – испытуемый электродвигатель на лапах;
- 6 – датчик положения;
- 7,15 – частотный преобразователь;
- 8 – цифро-аналоговый преобразователь;
- 9 – аналого-цифровой преобразователь;
- 10 – электронно-вычислительная машина;
- 13,14 – индуктивный бесконтактный датчик

Figure 12 - Schematic diagram of the training stand shaft misalignment

4. Math modeling

4.1 Physical model

Considering the future components of the shaft non-bearing system, as well as the principle of operation of the test bench, it is necessary to proceed to direct modeling of this system, which provides for a change in vibration movements, vibration velocities and vibration accelerations of the parts of the test bench. [2]

A system for simulating shaft misalignment in the form of a physical model based on the concept in figure 13 is presented.

It is necessary to consider oscillations in the horizontal plane along the axis Ox. Elements of the concept are presented in the form of three masses.

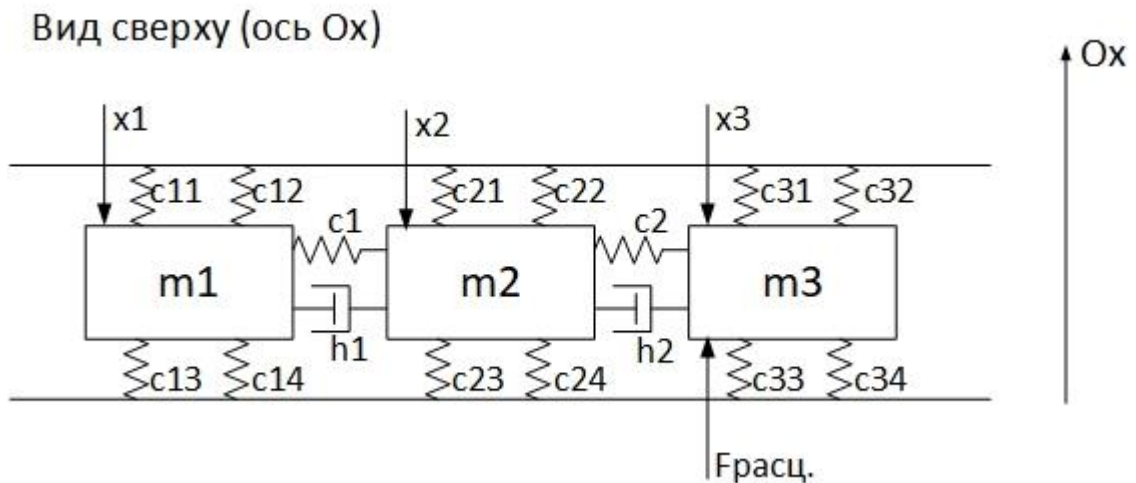


Figure 14 - The physical model of the system of shaft misalignment along the Ox axis

where m_{1rop} = the mass of the rotor of the engine 1 +

the mass of the coupling half 2 (3) + the mass of the transition flange;

m_{2rop} = mass of the torque sensor 4 + mass of the coupling half 2 (3)

+ mass of the coupling half 11 (12) + mass of the transition flanges;

m_{3rop} = mass of the rotor of the engine 5 + mass of the coupling half 11 (12)

+ mass of the transition flange;

c_{1rop} = stiffness coefficient of compound 2 (3);

c_{2rop} = stiffness coefficient of compound 11 (12);

h_{1rop} = coefficient of friction of compound 2 (3);

h_{2rop} = coefficient of friction of compound 11 (12).

$c_{11\text{rop}} - c_{14\text{rop}} = \text{stiffness coefficient of engine mounts 1};$

$c_{21\text{rop}} - c_{24\text{rop}} = \text{stiffness coefficient of the torque sensor supports};$

$c_{31\text{rop}} - c_{34\text{rop}} = \text{stiffness coefficient of engine mounts 5}.$

The body of mass m_1 includes the mass of the rotor of the engine 1, the mass of the coupling half 2 (3) and the mass of the transition flange. Body mass m_2 is the total mass of the coupling half 2 (3), the torque sensor 4, the coupling half 11 (12) and the mass of the transition flanges. The body of mass m_3 is the mass of the coupling half 11 (12), the mass of the rotor of the engine 5 and the mass of the transition flange.

All bodies, masses m_1, m_2, m_3 are represented by compounds in the form of a spring with specific values of stiffness coefficients, as well as dampers, with their own friction coefficients. Each body of a certain mass is influenced by the forces of inertia, friction and elasticity, and there are also external forces from the engines.

It is necessary to consider oscillations in the vertical plane along the Oz axis. Elements of the concept are presented in the form of three masses in Fig.15.

Вид спереди (ось Oz)

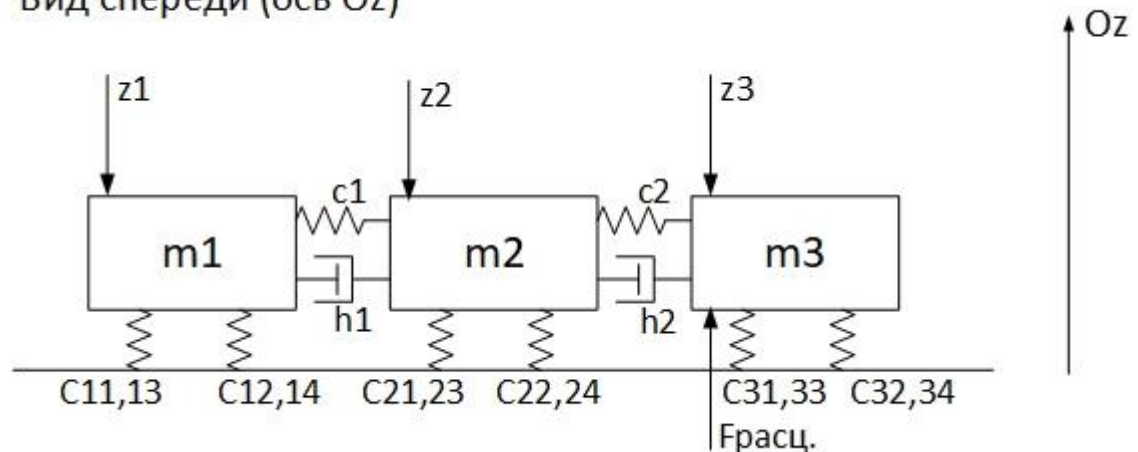


Figure 15 - The physical model of the system of shaft misalignment along the axis Oz

где $m_{1\text{Бер}} = \text{engine rotor mass 1} + \text{coupling half mass 2 (3)} + \text{transition flange mass};$

$m_{2\text{Бер}} = \text{the mass of the torque sensor 4} + \text{the mass of the coupling half 2 (3)}$
 $+ \text{the mass of the coupling half 11 (12)}$
 $+ \text{the mass of the transition flanges};$

$m_{3\text{Bep}} = \text{engine rotor mass 5} + \text{weight of the coupling half 11 (12)}$
 $+ \text{mass of the transition flange};$

$c_{11\text{Bep}} - c_{14\text{Bep}} = \text{stiffness coefficient of engine mounts 1};$

$c_{21\text{Bep}} - c_{24\text{Bep}} = \text{stiffness coefficient of torque transmitter 4};$

$c_{31\text{Bep}} - c_{34\text{Bep}} = \text{stiffness coefficient of engine mounts 5}.$

All bodies include the masses of the same elements as for the Ox axis. The exceptions are the values of stiffness coefficients of the supports of the electric motor, which depend on the cross section.

4.2 The system of differential equations for modeling the misalignment system

In the previous paragraph, a computational scheme was drawn up, according to which it is necessary to obtain a system of differential equations for modeling shaft misalignment.

The axes of the shafts are displaced along the vertical and horizontal transverse axes, so first we need to derive the equations for the masses along the horizontal axis Ox:

- The following forces act on a body of mass m_1 : the force of inertia F_{m1a1} , which is opposed to the displacement of the body during oscillations; elastic force of the joint F_{c1} and the friction force of the compound F_{h1} , arising during vibrations; elastic forces from the supports $F_{c11} - F_{c14}$ (because the supports are the same and do not change, then the elastic force for each support is the same, so it's permissible to take four forces F_{c11} . Here x_1 is the initial mass displacement during oscillatory motion, $a_1 = \frac{dx_1}{dt}$; $a_1 = \frac{dx_1^2}{dt^2}$.

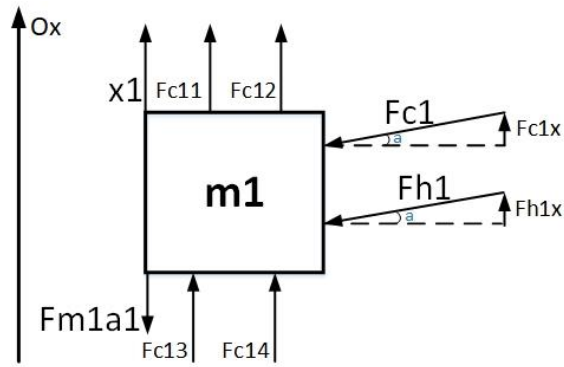


Figure 16 - The distribution of mass forces m_1

Forces acting at an angle a must be projected onto the axis Ox . The angle a must be found from the following triangle:

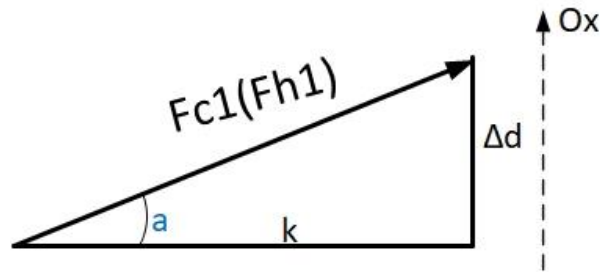


Figure 17 - Determination of the angle a

where Δd – displacement in connection, k – the distance from the first support of the electric motor 1 to the center of the torque sensor.

Hence, for a right triangle:

$$\operatorname{tga} = \frac{\Delta Y}{A}; \quad (13)$$

$$\angle a = \operatorname{arctg} \frac{\Delta Y}{A}.$$

The sum of the forces acting on the body mass m_1 :

$$\begin{aligned} 4 \cdot F_{c11} + F_{c1} \cos\left(\operatorname{arctg} \frac{\Delta Y}{A}\right) + F_{h1} \cos\left(\operatorname{arctg} \frac{\Delta Y}{A}\right) &= F_{m1a1}; \\ 4 \cdot c_{11}(x_1 - x_2 + \Delta d) + c_1(x_1 - x_2 + \Delta d) \cos\left(\operatorname{arctg} \frac{\Delta Y}{A}\right) + \\ + h_1(v_1 - v_2) \cos\left(\operatorname{arctg} \frac{\Delta Y}{A}\right) &= m_1 \cdot a_1 \end{aligned} \quad (2)$$

- The body of mass m_2 is affected by the elastic force of the compound F_{c1} and friction F_{h1} . These forces are opposed to: the force of inertia $F_{m_2 a_2}$, elastic force on the side of connection with the motor under test 5 - F_{c2} and the friction force from the connection with the engine under test 5 - F_{h2} . There x_2 – initial mass displacement during oscillatory motion, $v_2 = \frac{dx_2}{dt}$; $a_2 = \frac{dx_2^2}{dt^2}$.

Since the motor under test can change its position along the axis Ox , the elastic forces and friction will act at an angle. (Fig.18)

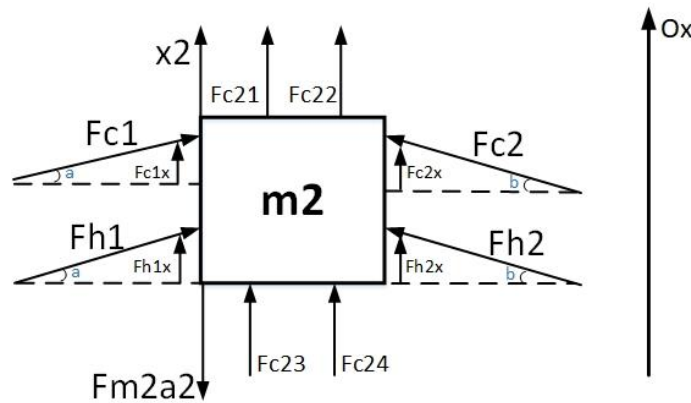


Figure 18 - The distribution of mass forces m_2

Forces acting at angles a and b must be projected onto the axis Ox . Forces acting at an angle a are defined in the previous subclause.

To find the angle b , it is necessary to consider the next triangle presented below (Fig. 19).

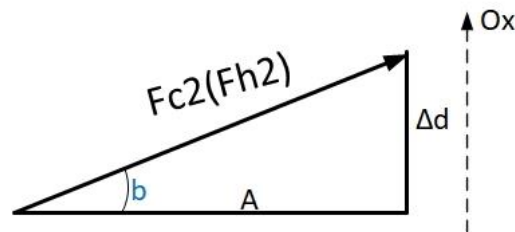


Figure 19 - Determination of the angle b

Δd – displacement in connection, A – the distance from the first support of the electric motor 5 to the center of the torque sensor.

From this triangle it follows that the angle $b = \arctg\left(\frac{\Delta d}{A}\right)$.

The sum of the forces acting on the body mass m_2 (3):

$$\begin{aligned}
 & F_{c1}(\cos(\arctg(\frac{\Delta d}{k}))) + F_{h1}(\cos(\arctg(\frac{\Delta d}{k}))) = F_{m2a2} + \\
 & + F_{c2}(\cos(\arctg(\frac{\Delta d}{A}))) + F_{h2}(\cos(\arctg(\frac{\Delta d}{A}))) + 4 \cdot F_{c21}; \\
 & c_1(x_1 - x_2 + \Delta d)(\cos(\arctg(\frac{\Delta d}{k}))) + h_1(v_1 - v_2)(\cos(\arctg(\frac{\Delta d}{k}))) \\
 & = m_2 \cdot a_2 + c_2(x_2 - x_3 + \Delta d)(\cos(\arctg(\frac{\Delta d}{A}))) + \\
 & + h_2(v_2 - v_3)(\cos(\arctg(\frac{\Delta d}{A}))) + 4 \cdot c_{11}(x_2 - x_3 + \Delta d).
 \end{aligned} \tag{3}$$

- The body with mass m_3 is affected by the external motor de-centering force 5. These forces are opposed to: the force of inertia F_{m3a3} , elastic force F_{c2} and friction force F_{h2} act on the side of the connection with the position torque sensor. Where x_3 – initial mass displacement during oscillatory motion, $v_3 = \frac{dx_3}{dt}$; $a_3 = \frac{dx_3^2}{dt^2}$. Since the motor under test can change its position along the axis Ox, the elastic forces and friction will act at an angle.

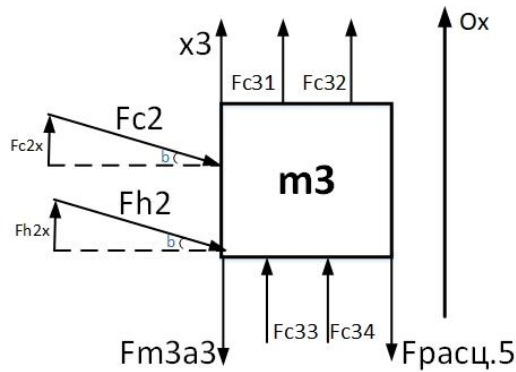


Figure 20 - The distribution of mass forces m_3

Forces acting at an angle b must be projected onto the axis Ox.

Angle b is defined in the previous paragraph.

The following equations were obtained for modeling the mass m_3 (4):

$$\begin{aligned}
 & c_2(x_2 - x_3 + \Delta d)(\cos(\arctg(\frac{\Delta d}{A}))) + h_2(v_2 - v_3)(\cos(\arctg(\frac{\Delta d}{A}))) \\
 & - F_{pacц.5} = m_3 a_3 + (c_{31} + c_{32} + c_{33} + c_{34})(x_2 - x_3 + \Delta d).
 \end{aligned} \tag{4}$$

- After describing the masses using differential equations, a system of these equations for the Ox (5) axis was compiled:

$$\left\{ \begin{array}{l} a_1 = \frac{4 \cdot c_{11}(x_1 - x_2 + \Delta d) + c_1(x_1 - x_2 + \Delta d) \cos \left(\arctg \frac{\Delta Y}{A} \right) + h_1(v_1 - v_2) \cos \left(\arctg \frac{\Delta Y}{A} \right)}{m_1}; \\ a_2 = \frac{c_1(x_1 - x_2 + \Delta d) \left(\cos \left(\arctg \left(\frac{\Delta d}{k} \right) \right) + h_1(v_1 - v_2) \cos \left(\arctg \left(\frac{\Delta d}{k} \right) \right) - c_2(x_2 - x_3 + \Delta d) \left(\cos \left(\arctg \left(\frac{\Delta d}{A} \right) \right) - h_2(v_2 - v_3) \cos \left(\arctg \left(\frac{\Delta d}{A} \right) \right) \right) - 4 \cdot c_{11}(x_2 - x_3 + \Delta d)}{m_2}; \\ a_3 = \frac{c_2(x_2 - x_3 + \Delta d) \left(\cos \left(\arctg \left(\frac{\Delta d}{A} \right) \right) + h_2(v_2 - v_3) \cos \left(\arctg \left(\frac{\Delta d}{A} \right) \right) \right) - F_{\text{пач.5}} - (c_{31} + c_{32} + c_{33} + c_{34})(x_2 - x_3 + \Delta d)}{m_3}. \end{array} \right.$$

Приложение 2

МОДЕЛЬ BKL

БЕЗЗАЗОРНЫЕ МУФТЫ С МЕТАЛЛИЧЕСКИМ СИЛЬФОНОМ

Опция - система демонтажа E ISO 4762

PFN DIN 6885 по желанию

Пример заказа

BKL / 80 / 26 / 22 / XX

Модель
 Серия/ Номинальный крутящий момент Nm
 Ø отверстия D1 H7
 Ø отверстия D2 H7
 Особенности, например, нержавеющие втулки

Характеристики:

- удобство при монтаже
- возможность монтажа в узких местах
- небольшой момент инерции
- экономичность

Материал: Сильфон из высокоупругой нержавеющей стали; материал втулки см. в таблице

Конструкция: С зажимными втулками и боковым болтом по ISO 4762.

Опция – система демонтажа: Возможность развальцовки отверстия во время монтажа и демонтажа

Диапазон температур: от -30° до +100°C

Зазор: Благодаря силовому зажимному соединению зазор полностью отсутствует

Срок службы: При соблюдении технических инструкций муфты долговечны и не требуют обслуживания

Зазор при посадке: Соединение вал / втулка 0,01 - 0,05 мм

Специальные решения: Возможно изготовление с другими посадками, пазами для шпонок, специальными материалами и сильфонами в короткие сроки

Модель BKL		Серия									
		2	4,5	10	15	30	60	80	150	300	500
Номинальный крутящий момент (Nm)	T _{из}	2	4,5	10	18	30	60	80	150	300	500
Общая длина (мм)	A	30	40	44	58	68	79	92	92	109	114
Наружный диаметр (мм)	B	25	32	40	49	56	66	82	82	110	123
Длина посадки (мм)	C	10,5	13	13	21,5	26	28	32,5	32,5	41	42,5
Возможный внутренний диаметр от Ø до Ø H7 (мм)	D _{из}	4-12,7	6-16	6-24	8-28	10-32	14-35	16-42	19-42	24-60	35-62
Крепежный болт по ISO 4762		M3	M4	M4	M5	M6	M8	M10	M10	M12	M16
Момент затяжки крепежного болта (Nm)	E	2,3	4	4,5	8	15	40	70	85	120	200
Межцентровое расстояние (мм)	F	8	11	14	17	20	23	27	27	39	41
Высота втулки (мм)	G	4	5	5	5,5	7,5	9,5	11	11	13	17

Приложение 3

МОДЕЛЬ BKL

БЕЗЗАЗОРНЫЕ МУФТЫ С МЕТАЛЛИЧЕСКИМ СИЛЬФОНОМ

Опция - система демонтажа E ISO 4762

PFN DIN 6885 по желанию

Пример заказа

BKL / 80 / 26 / 22 / XX

Модель
 Серия/ Номинальный крутящий момент Nm
 Ø отверстия D1 H7
 Ø отверстия D2 H7
 Особенности, например, нержавеющие втулки

Характеристики:

- удобство при монтаже
- возможность монтажа в узких местах
- небольшой момент инерции
- экономичность

Материал: Сильфон из высокоэластичной нержавеющей стали; материал втулки см. в таблице

Конструкция: С зажимными втулками и боковым болтом по ISO 4762.

Опция – система демонтажа: Возможность развальцовки отверстия во время монтажа и демонтажа

Диапазон температур: от -30° до +100°C

Зазор: Благодаря силовому зажимному соединению зазор полностью отсутствует

Срок службы: При соблюдении технических инструкций муфты долговечны и не требуют обслуживания

Зазор при посадке: Соединение вал / втулка 0,01 - 0,05 мм

Специальные решения: Возможно изготовление с другими посадками, пазами для шпонок, специальными материалами и сильфонами в короткие сроки

Модель BKL		Серия									
		2	4,5	10	15	30	60	80	150	300	500
Номинальный крутящий момент (Nm)	T _{из}	2	4,5	10	18	30	60	80	150	300	500
Общая длина (мм)	A	30	40	44	58	68	79	92	92	109	114
Наружный диаметр (мм)	B	25	32	40	49	56	66	82	82	110	123
Длина посадки (мм)	C	10,5	13	13	21,5	26	28	32,5	32,5	41	42,5
Возможный внутренний диаметр от Ø до Ø H7 (мм)	D _{из}	4-12,7	6-16	6-24	8-28	10-32	14-35	16-42	19-42	24-60	35-62
Крепежный болт по ISO 4762		M3	M4	M4	M5	M6	M8	M10	M10	M12	M16

Приложение 4

SIEMENS

Технический паспорт трехфазного асинхронного двигателя

Data sheet for three-phase Squirrel-Cage-Motors

Данные для заказа 1LA7063-2AA10

Ordering data:

№ заказа клиента / Client order no.:

№ заказа Siemens / Order no.:

№ предложения / Offer no.:

Примечание / Remarks:

№ позиции / Item no.:

Ком. № / Consignment no.:

Проект / Project:



Параметры электроподключения /

Номинальное напряжение Rated motor voltage	(1) 230 VD/400 VY, 50 Гц, 460 VY, 60 Гц (1) 230 VD/400 VY, 50 Hz, 460 VY, 60 Hz					
Частота Frequency	50 Hz		60 Hz			
Номинальная мощность Rated power	0,25 kW		0,29 kW			
Номинальная частота	2830 1/ min		3430 1/ min			
Номинальный крутящий	0,8 Nm		0,8 Nm			
Номинальный ток (IE) Rated motor current (IE)	VD	VY	VY			
	1,20 A	0,69 A	0,68 A			
Пусковой/номинальный ток Starting / rated motor current	4,0		4,3			
Опрокидывающий/номиналь	2,2		2,3			
Пусковой/номинальный	2,0		2,1			
	4/4	3/4	2/4	4/4	3/4	2/4

Общие данные / General data:

Типоразмер Frame size	063 M
Тип конструкции Type of construction	(0) IM B3 / B6 / B7 / B8 / V5 без защитной крышки
Масса в кг, без дополнительного	4,10 kg
Материал корпуса Frame material	алюминий Aluminum
Степень защиты Degree of protection	IP55
Тип охлаждения, TEFC Method of cooling, TEFC	IC 411
Класс вибрации Vibration class	A (Standard)
Изоляция Insulation	155(F) по 130(B) 155(F) to 130(B)
Режим работы Duty type	S1 - продолжительный режим работы
Направление вращения Direction of rotation	двухнаправленный Bi-directional

Приложение 5

```

function f=matmod_central_hor_lnewan(t,n)
%Постоянные параметры
v=3000; % Частота вращения двигателя (об/мин)
w=(v*2*pi)/60; % Угловая скорость вращения двигателя (рад/сек)
mr=2.1; %Масса ротора двигателя (кг)
y1=0.1*(10^-3); %смещение по оси y полное и передних лап
y2=0.1*(10^-3); %смещение по оси y задних лап
%z=0; %смещение по оси z
b=0.0009; %расстояние между лапами двигателя (м)
ct=mr*(w^2); %коэффициент жесткости вала
E=210000000000;
r=0.011;
l=0.223;

%Переменные данные
%Жесткое соединение:
m1=3.32; % (кг)
m3=3.32; % (кг)
m2=0.8; % (кг)
c1=176000000; % Коэффициент жесткости соединения 2(3) (Н/м)
c2=176000000; %Коэффициент жесткости соединения 11(12) (Н/м)
h1=0.2; %Коэффициент трения соединения 2(3)
h2=0.2; %Коэффициент трения соединения 11(12)
%A=0.004; % Расстояние от опор двигателя до соединения (м)
%s=0;

%Эластичное соединение (эластомерная муфта):
m1=3.8; % (кг)
m3=3.8; % (кг)
m2=0.55; % (кг)
c1=8000; % Коэффициент жесткости соединения 2(3) (Н/м)
c2=8000; %Коэффициент жесткости соединения 11(12) (Н/м)
h1=0.1; %Коэффициент трения соединения 2(3)
h2=0.1; %Коэффициент трения соединения 11(12)
A=0.1; % Расстояние от опор двигателя до соединения (м)
s=0.77;
%Параметры при смещении двигателя
%Полное смещение
%i=y1;%смещение вала относительно оси в центре
%e=(2*(1^3)*(w^2)*i)/((E*(0.56^2)*((r^2)+2*(i^2)))-(2*(1^3)*(w^2)));%прогиб вала
%d1=(i*ct*(b/2))/(c1*A);
%F5=mr*(w^2)*(d1+e)*(sin(w*t+s)); % Уравнение колебаний двигателя 5
%d2=0;
%Смещение задних лап
%i=0.51*y1;%смещение вала относительно оси в центре
%e=(2*(1^3)*(w^2)*i)/((E*(0.56^2)*((r^2)+2*(i^2)))-(2*(1^3)*(w^2)));%прогиб вала
%d1=(i*ct*(b/2))/(c1*A);
%F5=mr*(w^2)*(d1+e)*(sin(w*t+s)); % Уравнение колебаний двигателя 5
%d2=0;
%Смещение задних лап

```

```

%Смещение различное в одну сторону
i=1.15*y1+0.51*y2; %смещение в соединении
e=(2*(1^3)*(w^2)*i)/((E*(0.56^2)*((r^2)+2*(i^2)))-(2*(1^3)*(w^2)));%прогиб вала
d1=(1.15*i*ct*(b/2))/(c1*A);
d2=(0.51*i*ct*(b/2))/(c1*A);
F5=mr*(w^2)*(d1+d2+2*e)*(sin(w*t+s)); % Уравнение колебаний двигателя 5

%Различное смещение
e1=(2*(1^3)*(w^2)*0.51*y1)/((E*(0.56^2)*((r^2)+2*((0.51*y1)^2)))-(2*(1^3)*(w^2)));%прогиб вала
e2=(2*(1^3)*(w^2)*1.15*y2)/((E*(0.56^2)*((r^2)+2*((1.15*y2)^2)))-(2*(1^3)*(w^2)));%прогиб вала
d1=(ct*b)*(abs(2.84*0.51*y1)-(6.1*1.15*y2))/(c1*A); %амплитуда колебаний вала при полном смещении
d2=0;
%амплитуда колебаний вала при полном смещении
F5=mr*(w^2)*(((d1-d2)/2)+e1)*sin(w*t+s)-(mr*(w^2)*(((d1+d2)/2)+e2)*(sin(w*t+s))); % Уравнение колебаний двигателя 5

%Коэффициенты жесткости опор
c11=1170000; %Коэффициент жесткости первой опоры двигателя 1 (Н/м)
c21=740000; %Коэффициент жесткости первой опоры датчика момента (Н/м)
%E=2.05*(10^8) напряженность при смещении по z
c31=1160000;% (Н/м)
c32=1160000;% (Н/м)
c33=1172000;% (Н/м)
c34=1172000;% (Н/м)

%Переменные перемещения x1=n(1),x2=n(3),x3=n(5)
%и скорости V1=n(2),V2=n(4),V3=n(6)
f=[n(2);
(-(c1*(n(1)-n(3)+d1+d2))*cos(atan((d1+d2)/A)))-(h1*(n(2)-n(4))*cos(atan((d1+d2)/A)))-(4*c11*(n(1)-n(3)+d1+d2))/m1);
n(4);
((h1*(n(2)-n(4))*cos(atan((d1+d2)/A)))-(h2*(n(4)-n(6))*cos(atan((d1+d2)/A)))+(c1*(n(1)-n(3)+d1+d2))*cos(atan((d1+d2)/A))-(c2*(n(3)-n(5)+(d1+d2))*
n(6);
(((c2*(n(3)-n(5)+d1+d2))*cos(atan((d1+d2)/A)))+(h2*(n(4)-n(6))*cos(atan((d1+d2)/A)))+(n(3)-n(5)+d1+d2)*(c31+c32+c33+c34))-F5)/m3)];

clc %очистение поное от предыдущих команд
close all % удаление имеющихся графических окон
Tm=1;% длина сигнала (с)
Fd=512;% частота дискретизации (Гц)- должна быть больше минимум в 2 раза наибольшей частоты,
FftL=1024;% количество линий фурье спектра, чем больше линий, тем точнее производятся измерен
%Генерация рабочих массивов
T=0:1/Fd:Tm;%Массив отсчетов времени
y2=0.1*(10^-3);
y1=0.1*(10^-3);
p=1.15*y1+0.51*y2;
[t,n]=ode45(@matmod_centr_hor_lnewan,T,[p,0,p,0,p,0]);
v1=n(:,2); v2=n(:,4); v3=n(:,6);
Signal1=v1;
Signal2=v2;
Signal3=v3;
%Спектральное представление сигнала
FftS=abs(fft(Signal3,FftL));% амплитуда преобразования фурье
FftS=2*FftS./FftL;% Нормировка спектра по амплитуде
FftS(1)=FftS(1)/2;% Нормировка постоянной составляющей в спектре
subplot(2,1,1);%выбор окна для построения
plot(T,Signal3);%построение сигнала
title('Сигнал 3');
xlabel('Время (с)');
ylabel('Скорость (м/с)');
F=0:Fd/FftL:Fd/2-1/FftL;%массив частот вычисляемого спектра
subplot(2,1,2);%выбор окна для построения
plot(F,FftS(1:length(F)));%построение сигнала
title('Спектр сигнала 3');
xlabel('Частота (Гц)');
ylabel('Скорость (м/с)');

```